



中国船级社

# 船体结构疲劳强度指南

## **GUIDELINES FOR FATIGUE STRENGTH OF SHIP STRUCTURE**

2015

## 目录

第1章 通则.....	4
1.1 一般规定.....	4
1.2 符号规定.....	4
1.3 疲劳评估术语的定义.....	6
1.4 疲劳损伤及失效模式.....	7
1.5 疲劳评估方法.....	9
1.6 腐蚀修正.....	11
1.7 疲劳评估装载工况.....	11
1.8 计算工况.....	13
第2章 疲劳载荷.....	14
2.1 一般要求.....	14
2.2 参数定义.....	14
2.3 船舶运动和加速度.....	15
2.4 船体梁载荷.....	19
2.5 载荷工况.....	21
2.6 外部压力.....	23
2.7 干散货引起的内部压力.....	29
2.8 液体引起的内部压力.....	33
2.9 集装箱货物引起的载荷.....	34
第3章 疲劳评估.....	35
3.1 一般要求.....	35
3.2 船体结构节点的设计指导.....	36
3.3 设计应力范围.....	36
3.4 设计S-N曲线的选取.....	38
3.5 疲劳累积损伤计算.....	39
3.6 疲劳寿命计算.....	40
第4章 简化应力分析.....	40
4.1 一般要求.....	40
4.2 基于简化分析的热点应力范围与热点平均应力.....	40
4.3 名义应力分量计算.....	41
4.4 热点应力计算.....	44
4.5 应力集中系数.....	44
第5章 有限元应力分析.....	51
5.1 一般要求.....	51
5.2 结构模型化.....	52
5.3 有限元分析工况.....	52
5.4 边界条件.....	53
5.5 基于有限元分析的热点应力范围与热点平均应力.....	55
5.6 典型节点的有限元细化要求.....	59
第6章 泵塔疲劳强度.....	66
6.1 一般规定.....	66

6.2 装载工况和装载水平.....	67
6.3 全船耐波性分析.....	67
6.4 晃荡工况.....	68
6.5 泵塔结构有限元分析.....	69
6.6 疲劳分析.....	70
附录 散货船、油船和集装箱船的船体结构节点.....	73

# 第 1 章 通则

## 1.1 一般规定

1.1.1 本指南适用于钢质海上航行船舶货舱区域的船体结构强度评估，包括以下船型：

- (1) 船长 150m 及以上的非 CSR 散货船；
- (2) 船长 150m 及以上的非 CSR 油船；
- (3) 船长 150m 及以上的集装箱船；
- (4) 薄膜型液化天然气运输船（以下简称 LNG 船）及其泵塔。

1.1.2 其他船舶也可参照本指南，对其船体结构进行疲劳强度评估。

1.1.3 按本指南进行疲劳强度评估的船舶，其结构设计、建造工艺和建造质量应满足 CCS《钢质海船入级规范》、《国内航行海船建造规范》或 CCS 接受的其他有关标准的要求。

## 1.2 符号规定

1.2.1 **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%。

对于箱形船体， $L$  为沿夏季载重线自船首端壁前缘量至船尾端壁后缘的长度。

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%。

1.2.2 **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。

1.2.3 **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。

1.2.4 **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。

1.2.5 **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。

1.2.6 方形系数  $C_b$ : 方形系数  $C_b$  由下式确定:

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

式中:  $\nabla$ ——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,  $m$ 。

1.2.7 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。

1.2.8 主应力及方位角:

(1) 主应力  $\sigma_1$  和  $\sigma_2$  按下列公式确定:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{N/mm}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{N/mm}^2$$

式中:  $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$ ——正应力,  $\text{N/mm}^2$ ;

$\tau_{xy}$ ——剪应力,  $\text{N/mm}^2$ 。

(2) 主应力  $\sigma_1$  和  $\sigma_2$  成  $90^\circ$  夹角, 主应力  $\sigma_1$  与  $x$  轴的夹角  $\theta$  按下式确定:

$$\theta = \arctan\left(\frac{\sigma_1 - \sigma_x}{\tau_{xy}}\right) \quad \text{rad}$$

式中:  $\sigma_x$ 、 $\sigma_1$  和  $\tau_{xy}$  见本条 (1)。

1.2.9 坐标系和应力符号:

(1) 船舶的几何尺寸根据下列右手坐标系 (见本章图 1.2.9) 定义:

原点: 船舶对称纵剖面、船长  $L$  尾端和基线的相交处;

$X$  轴: 纵向轴, 向前为正;

$Y$  轴: 横向轴, 向左为正;

$Z$  轴: 垂向轴, 向上为正。

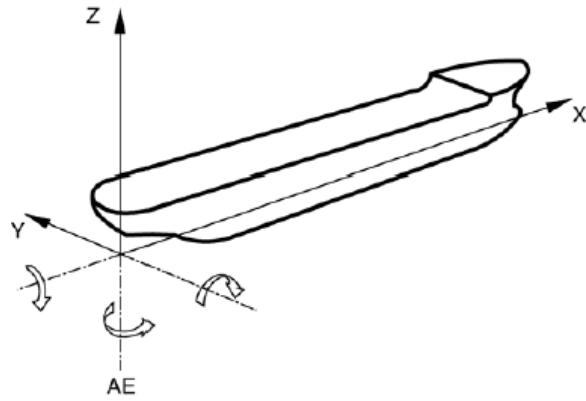


图 1.2.9 参考坐标系

(2) 船体运动及加速度的正负号定义：

纵荡以沿 X 轴正向为正；

横荡以沿 Y 轴正向为正；

垂荡以沿 Z 轴正向为正；

横摇以右手螺旋法则绕 X 轴为正；

纵摇以右手螺旋法则绕 Y 轴为正；

艏摇以右手螺旋法则绕 Z 轴为正；

船上任一点的纵向线加速度以沿 X 轴正向为正；

船上任一点的横向线加速度以沿 Y 轴正向为正；

船上任一点的垂向线加速度以沿 Z 轴正向为正。

(3) 应力符号定义：拉伸应力为正，压缩应力为负。

### 1.3 疲劳评估术语的定义

1.3.1 **热点**：热点是结构中疲劳裂纹初始产生处，一般位于焊趾、部分焊透的焊根或角焊缝、板材的自由边。

1.3.2 **名义应力 $\sigma_n$  (N/mm<sup>2</sup>)**：名义应力是仅考虑结构几何形状影响的在结构构件中的应力，但不考虑由于结构不连续和焊缝存在引起的应力集中。名义应力可采用梁理论或细网格有限元方法求得。

1.3.3 **热点应力 $\sigma_h$  (N/mm<sup>2</sup>)**：热点应力是热点处的应力，考虑由于结构不连续和焊接件的存在引起的应力集中，但不考虑焊趾处切口导致的非线性应力。热点应力可采用名义应力乘以应力集中系数获得，或者采用精细网格有限元分析直接求得。

1.3.4 应力集中系数  $K_g$ ：热点应力与名义应力的比值，按下式计算：

$$K_g = \frac{\sigma_h}{\sigma_n}$$

式中： $\sigma_h$ ——热点应力， $\text{N/mm}^2$ ；

$\sigma_n$ ——名义应力， $\text{N/mm}^2$ 。

1.3.5 热点应力范围  $S_h$  ( $\text{N/mm}^2$ )：引起结构疲劳的交变热点应力的应力范围，按下式计算：

$$S_h = |\sigma_{\max} - \sigma_{\min}| \quad \text{N/mm}^2$$

式中： $\sigma_{\max}$ ——热点应力循环的最大值， $\text{N/mm}^2$ ；

$\sigma_{\min}$ ——热点应力循环的最小值， $\text{N/mm}^2$ 。

1.3.6 平均热点应力  $\sigma_m$  ( $\text{N/mm}^2$ )：引起结构疲劳的交变热点应力的平均值，按下式计算：

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 \quad \text{N/mm}^2$$

式中： $\sigma_{\max}$ ——热点应力循环的最大值， $\text{N/mm}^2$ ；

$\sigma_{\min}$ ——热点应力循环的最小值， $\text{N/mm}^2$ 。

1.3.7 设计应力范围  $S_D$  ( $\text{N/mm}^2$ )：用于疲劳评估的应力范围，为热点应力范围经板厚修正和平均热点应力修正求得。

1.3.8 关键位置：由于应力集中、构件对中、结构非连续以及腐蚀在船舶寿命中的失效概率高于周围相邻结构的区域内，易于疲劳损坏而需提供设计改进的特定位置。

## 1.4 疲劳损伤及失效模式

1.4.1 船舶在海上航行时，船体结构一直受到波浪力及船舶运动产生惯性力的作用。而波浪力和惯性力都是不断变化的动载荷，他们在船体结构内部引起交变应力，造成结构的疲劳损伤。

1.4.2 疲劳破坏是船舶结构的主要破坏形式之一。特别对于大型船舶和使用高强度钢的船舶，疲劳问题显得尤为突出。

1.4.3 疲劳控制的目标是保证遭受疲劳载荷的船体结构有足够的疲劳寿命。疲劳寿命的计算、校核相关疲劳损坏数据可以给出结构设计的基础（钢材的选择、构件尺度和局部

节点细则)。进一步, 它们可以形成船体结构在制造和全运营寿命期内的有效检查程序。

#### 1.4.4 疲劳裂纹的失效模式主要有以下四种:

##### (1) 疲劳裂纹从焊趾扩展进母材 (见本章图1.4.4 (1)):

在船体焊接结构中, 疲劳裂纹从焊趾扩展进母材是一种常见的失效模式。疲劳裂纹起始于在焊趾处小的缺陷或咬边。

为防止该失效模式, 本指南给出了结构焊接节点的疲劳评估方法。

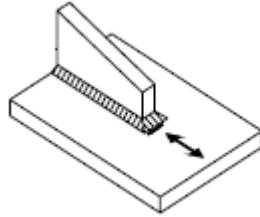


图1.4.4 (1)

##### (2) 疲劳裂纹从焊缝根部扩展贯通角焊缝 (见本章图1.4.4 (2)):

从角焊缝的焊缝根部扩展贯通角焊缝的疲劳裂纹是一种能导致重大后果的失效模式。

为防止该失效模式, 按本指南附录中给出的关键位置处结构焊接节点的焊接要求。

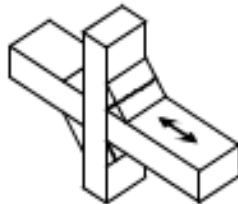


图1.4.4 (2)

##### (3) 疲劳裂纹从焊缝根部进入焊接下的剖面 (见本章图1.4.4 (3)):

疲劳裂纹从焊缝根部进入焊接下的剖面在结构的运营寿命期内、在实验室疲劳试验中都可观察到。在一些易产生该类型裂纹的临界位置可采用全焊透焊缝以避免该失效模式。

为防止该失效模式, 按本指南附录中给出的关键位置处结构焊接节点的焊接要求。

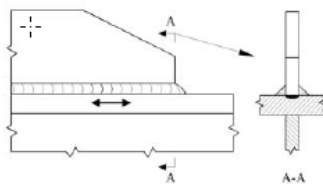


图1.4.4 (3)

(4) 疲劳裂纹起始于非焊接节点的自由边 (见本章图1.4.4 (4)) :

在母材中的疲劳裂纹是一种具有高应力循环次数构件的失效模式。然而, 该疲劳裂纹常常开始于构件中的切口和沟槽或小的表面缺陷/不平整。

为防止该失效模式, 本指南给出了非焊接结构节点的疲劳评估方法。

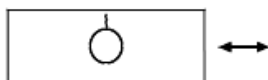


图 1.4.4 (4)

## 1.5 疲劳评估方法

1.5.1 疲劳评估是基于线性累积损伤模型 (Palmgren- Miner 的规则) 进行。累积损伤度  $D$  应按下式计算:

$$D = N_T \int_0^{\infty} \frac{f(S)}{N(S)} dS$$

式中:  $N_T$ ——结构在其设计寿命期间的应力循环总次数;

$S$ ——设计应力范围;

$f(S)$  ——设计应力范围长期分布的概率密度函数;

$N(S)$  ——与设计应力范围  $S$  相对应的结构疲劳失效时的应力循环次数。

1.5.2 船体结构的疲劳评估可采用简化分析法和谱分析法。本指南的疲劳评估方法是基于简化分析法。

1.5.3 疲劳简化分析法主要包括下述下述步骤:

- (1) 疲劳载荷计算;
- (2) 热点应力范围计算;
- (3) 选择设计 S-N 曲线;
- (5) 累积损伤度的计算及衡准。

应用本指南进行船体结构疲劳强度评估的流程见本章图 1.5.3。

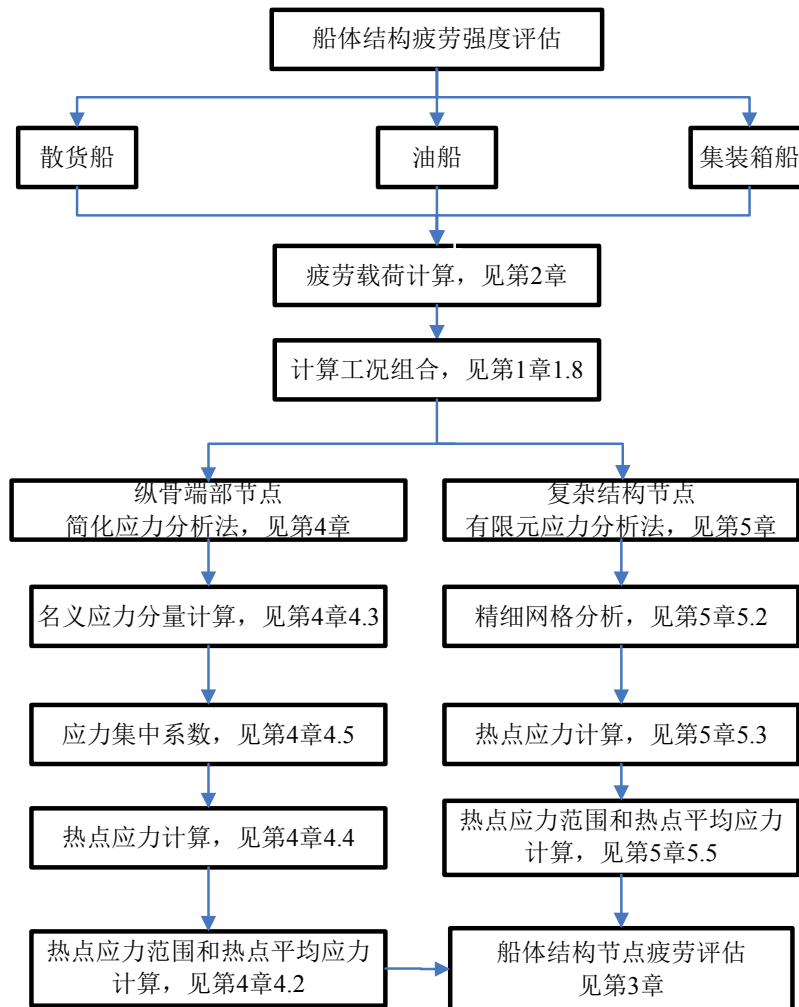


图 1.5.3

1.5.4 S-N 曲线采用英国能源部经修正的非管节点的基本 S-N 曲线（见本章图 1.5.5），由 B、C、D、E、F、F<sub>2</sub>、G、W 八根曲线组成，每根曲线表示一类结构节点所受的交变应力范围值与应力循环次数的关系。这些曲线适用于最小屈服应力小于 400N/mm<sup>2</sup> 的钢材，其对应的存活概率为 97.6%。

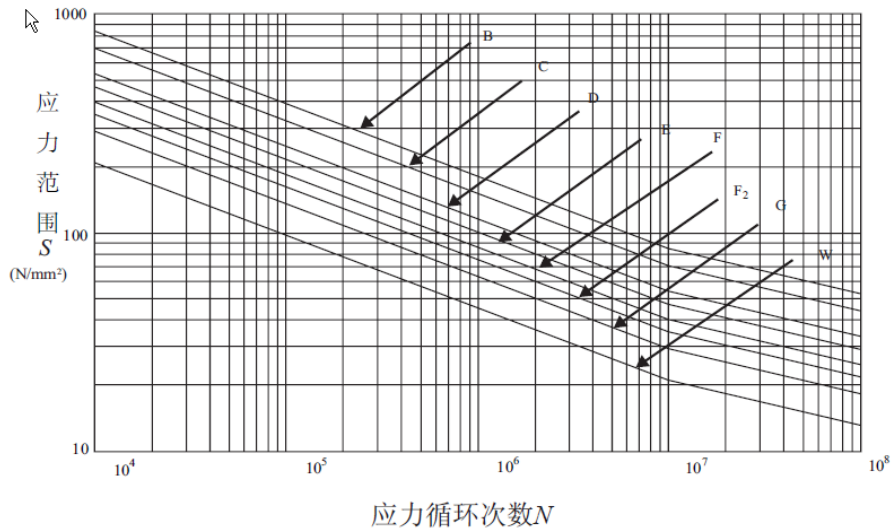


图 1.5.4

## 1.6 腐蚀修正

1.6.1 疲劳评估应考虑船体结构正常腐蚀磨损的影响。本指南在应力计算时采用建造构件尺寸，但在计算热点应力时应乘以下述要求的腐蚀修正系数：

(1) 对于简化应力分析时船体梁弯曲正应力和有限元应力分析时总体载荷工况下的热点应力，腐蚀修正系数  $f_{ch} = 1.05$ ；

(2) 对于简化应力分析时侧向载荷作用下的弯曲正应力和有限元应力分析时局部载荷工况下的热点应力，腐蚀修正系数  $f_{cl} = 1.1$ 。



## 1.7 疲劳评估装载工况

1.7.1 船体上的波浪载荷随吃水和载荷分布而变化，因此在疲劳评估中需要考虑超过 1 个的装载工况。装载工况的确定取决于船舶类型，通常选取 2~3 个最常用的装载和压载工况作为用于疲劳评估的装载工况。

1.7.2 油船的疲劳评估装载工况为均匀满载工况和正常压载工况，具体要求见本章表 1.7.2。

表 1.7.2

疲劳评估装载工况	装载模式	吃水	静水弯矩修正系数	时间分配系数

			$C_{sw}$	$\alpha$
均匀满载		满载吃水	0.6 (中垂)	0.425
正常压载		压载吃水	0.8 (中拱)	0.425

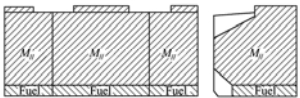
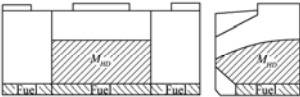
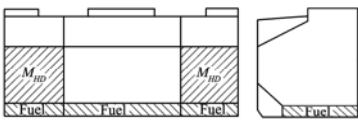
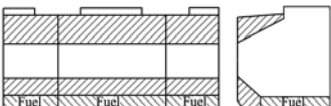
1.7.3 散货船的疲劳评估装载工况为均匀满载工况、隔舱满载工况和正常压载工况，具体要求见本章表 1.7.3。有关参数定义如下：

$M_H$ ：吃水  $d$  时，均匀装载工况下（所有货舱装货且装载比值相同，所有压载舱为空舱），货舱中的实际载货量。

$M_{HD}$ ：吃水  $d$  时，隔舱装载工况下（所有装货舱的货物密度相同，且装载比值相同，所有压载舱为空船），货舱的最大允许载货量。

$V_{FULL}$ ：货舱容积，包括货舱舱口围板包围的容积。

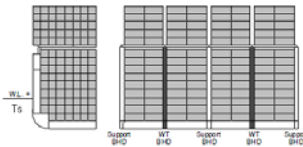
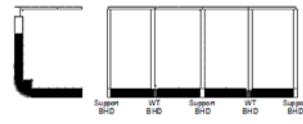
表 1.7.3

疲劳评估 装载工况	装载模式	吃水	静水弯 矩修正 系数 $C_{sw}$	货舱载 荷量 $M$ (t)	干散货密度 $\rho_c$ (t/m <sup>3</sup> )	时间分配系数 $\alpha$	
						无隔舱 装载	具有隔舱 装载
均匀满载		满载吃水	0.4 (中垂)	$M_H$	$\frac{M_H}{V_{FULL}}$	0.5	0.25
隔舱满载	<div style="text-align: center;">  <p>装货舱</p>  <p>空舱</p> </div>	满载吃水	0.75 (中拱)	$M_{HD}$	设计允许的最大货物密度，如无规定应取 3.0	-----	0.25
正常压载		压载吃水	0.8 (中拱)	-----	-----	0.35	0.35

1.7.4 集装箱船的疲劳评估装载工况为满载工况和正常压载工况，具体要求见本章表

1.7.4。

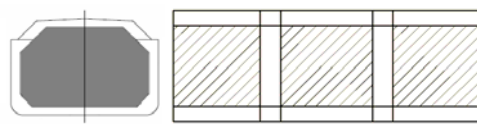
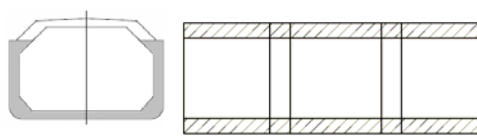
表 1.7.4

疲劳评估 装载工况	装载模式	吃水	静水弯矩修正系 数 $C_{sw}$	时间分配 系数 $\alpha$
满载		满载吃水	0.9 (中拱)	0.65
正常压载		压载吃水	0.8 (中拱)	0.2

1.7.5 LNG 船的疲劳评估装载工况为均匀满载工况和正常压载工况，具体要求见本章表

1.7.5。

表 1.7.5

疲劳评 估装载 工况	装载模式	吃水	静水弯矩修 正系数 $C_{sw}$	时间 分配 系数 $\alpha$
均匀满 载		满载吃水	0.7 (中垂)	0.45
正常压 载		压载吃水	0.8 (中拱)	0.4

## 1.8 计算工况

1.8.1 计算工况由各疲劳评估装载工况及其对应的载荷工况组合而成。

1.8.2 对于每一疲劳评估装载工况，应计及用于疲劳评估的产生动载荷组合的所有疲劳载荷工况。

1.8.3 对于每一疲劳评估装载工况的主导载荷工况定义为在热点处设计应力范围在所有载荷工况中最大的载荷工况。

## 第 2 章 疲劳载荷

### 2.1 一般要求

2.1.1 本章规定了适用于船体结构疲劳评估的载荷。

2.1.2 本章给出的载荷类型包括静水中和波浪中的船体梁载荷及与板的侧向载荷。

2.1.3 静水中的船体梁载荷包括垂向静水弯矩；波浪中的船体梁载荷包括垂向波浪弯矩和水平波浪弯矩。

2.1.4 静水中的侧向载荷包括外部静水压力和货物及压载水引起的内部静压力；波浪中的侧向载荷包括外部水动压力和货物及压载水引起的内部惯性压力。

2.1.5 设计载荷采用等效设计波法确定，对每一等效设计波给出一组载荷组合因子。波浪中的侧向载荷和波浪中的船体梁载荷需根据载荷组合因子进行组合。

### 2.2 参数定义

2.2.1 用于本章的航区系数  $f_r$  定义如下：

$$f_r = 1.00, \text{ 无限航区/远海航区}$$

$$f_r = 0.90, \text{ 1 类航区/近海航区}$$

$$f_r = 0.85, \text{ 2 类航区/沿海航区}$$

$$f_r = 0.80, \text{ 3 类航区/遮蔽航区}$$

2.2.2 用于本章的概率水平系数  $f_p$  定义如下：

$$f_p = 0.25^{\frac{1}{\xi_1}}$$

式中： $\xi_1$ ——参数，根据不同的载荷类型按本章表 2.2.2 选取。

参数  $\xi_1$

表 2.2.2

船舶运动和加速度	$\xi_1 = 1.50 - 0.036\sqrt{L}$
波浪中的船体梁载荷	$\xi_1 = 1.45 - 0.036\sqrt{L}$
外部水动压力	$\xi_1 = 1.45 - 0.036f\sqrt{L}$
<p>表中：L——船长，m；  f——系数，应按下列各式计算：</p> $f = 1 - \frac{0.08z}{d_{LCi}} \quad \text{当 } z \leq d_{LCi} \text{ 时}$ $f = 0.92 + \frac{0.08(z - d_{LCi})}{D - d_{LCi}} \quad \text{当 } z > d_{LCi} \text{ 时}$ <p>其中：z——计算点的Z坐标，m；  d<sub>LCi</sub>——相应装载工况下所考虑船体横剖面处的吃水，有限元应力分析时取相应装载工况下舱段模型长度中点处的吃水，m；  D——型深，m。</p>	

2.2.3 波浪系数C应按下列各式计算：

$$C = 10.75 - \left[ \frac{(300 - L)}{100} \right]^{1.5} \quad \text{当 } 90\text{m} \leq L \leq 300\text{m} \text{ 时；}$$

$$C = 10.75 \quad \text{当 } 300\text{m} < L < 350\text{m} \text{ 时；}$$

$$C = 10.75 - \left[ \frac{(L - 350)}{150} \right]^{1.5} \quad \text{当 } 350\text{m} \leq L \leq 500\text{m} \text{ 时。}$$

式中：L——船长，m。

## 2.3 船舶运动和加速度

2.3.1 船舶单自由度运动应按下述要求计算。

(1) 对于油船、LNG 船和散货船，横摇遭遇周期  $T_E$  应按下式计算：

$$T_E = \frac{2.3k_r}{\sqrt{GM}} \quad \text{s}$$

式中：k<sub>r</sub>——所考虑装载工况的横摇转动半径，m。没有确切数值时，可按本章表 2.3.1 (1)

估算；

$GM$  ——所考虑装载工况的初稳性高度，m。没有确切数值时，可按本章表 2.3.1 (1) 估算。

油船、LNG 船和散货船的  $k_r$  和  $GM$  表 2.3.1 (1)

疲劳评估装载工况	$k_r$	$GM$
满载工况（隔舱或均匀装载）	0.35 $B$	0.12 $B$
正常压载工况	0.45 $B$	0.33 $B$

(2) 对于集装箱船，横摇遭遇周期  $T_E$  应按下列各式计算：

$$T_E = 0.5 \left( T_R + \sqrt{T_R^2 - \frac{2\pi}{g} V T_R} \right) \quad \text{当 } T_R > \frac{2\pi}{g} V \text{ 时}$$

$$T_E = T_R \quad \text{当 } T_R \leq \frac{2\pi}{g} V \text{ 时}$$

式中：  $T_R$  ——横摇周期，s，应按下式计算：

$$T_R = \frac{2.2k_r}{\sqrt{GM}}$$

其中：  $k_r$  ——所考虑装载工况的横摇转动半径，m。没有确切数值时，可按本章表

2.3.1 (2) 估算；

$GM$  ——所考虑装载工况的初稳性高度，m。没有确切数值时，可按本章表 2.3.1

(2) 估算。

$V$  ——最大服务航速，Kn。

集装箱船的  $k_r$  和  $GM$  表 2.3.1 (2)

疲劳评估装载工况	$k_r$	$GM$
满载工况	0.35 $B$	0.07 $B$
正常压载工况	0.45 $B$	0.20 $B$

(3) 最大横摇角  $\theta$  应按下列各式计算，但不必大于  $0.523 f_p$  rad：

$$\theta = \frac{(62.5 - 1.25T_E) f_r f_p k_b}{B + 75} \quad \text{rad}$$

式中：  $f_r$  ——航区系数，见本章 2.2.1；

$f_p$ ——概率水平系数，见本章 2.2.2；

$k_b$ ——系数，应按下列各式取值：

$k_b = 1.2$ ，对于无舦龙骨的船舶

$k_b = 1.0$ ，对于有舦龙骨的船舶

$k_b = 0.8$ ，对于有主动式减摇装置的船舶

$B$ ——船宽，m。

(4) 纵摇周期  $T_p$  和最大纵摇角  $\Phi$  应按下列各式计算，其中最大纵摇角  $\Phi$  不必大于

$0.14 f_p$  rad:

$$T_p = 1.80\sqrt{L/10} \quad \text{s}$$

$$\Phi = 0.25a_0/C_b \quad \text{rad}$$

式中： $L$ ——船长，m；

$C_b$ ——方形系数；

$a_0$ ——加速度系数，应按下列式计算：

$$a_0 = f_r f_p \left( 3 \frac{C}{L} + C_v \frac{V}{\sqrt{L}} \right)$$

其中： $f_r$ ——航区系数，见本章 2.2.1；

$f_p$ ——概率水平系数，见本章 2.2.2；

$C_v = \sqrt{L}/50$ ，取不大于 0.2；

$L$ ——船长，m；

$V$ ——最大服务航速，Kn；

$C$ ——波浪系数，见本章 2.2.3。

2.3.2 船舶运动加速度应按下列要求计算。

(1) 横摇引起的角加速度  $a_{roll}$  应按下列式计算：

$$a_{roll} = \theta \left( \frac{2\pi}{T_E} \right)^2 \quad \text{rad/s}^2$$

式中： $\theta$ ——最大横摇角，rad，见本章 2.3.1 (3)；

$T_E$ ——横摇遭遇周期，s，见本章 2.3.1 (1) 或 2.3.1 (2)。

(2) 纵摇引起的角加速度应按下列式计算：

$$a_{pitch} = \Phi \left( \frac{2\pi}{T_P} \right)^2 \quad \text{rad/s}^2$$

式中： $\Phi$ ——最大纵摇角，rad，见本章 2.3.1 (4)；

$T_P$ ——纵摇周期，s，见本章 2.3.1 (4)。

(3) 垂荡引起的垂向加速度  $a_{heave}$  应按下列式计算：

$$a_{heave} = 7a_0 / \sqrt{C_b} \quad \text{m/s}^2$$

式中： $a_0$ ——加速度系数，按本章 2.3.1 (4) 计算；

$C_b$ ——方形系数。

(4) 横荡引起的横向加速度  $a_{sway}$  应按下列式计算：

$$a_{sway} = 3a_0 \quad \text{m/s}^2$$

式中： $a_0$ ——加速度系数，按本章 2.3.1 (4) 计算。

(5) 纵荡引起的纵向加速度  $a_{surge}$  应按下列式计算：

$$a_{surge} = 2a_0 \sqrt{C_b} \quad \text{m/s}^2$$

式中： $a_0$ ——加速度系数，按本章 2.3.1 (4) 计算；

$C_b$ ——方形系数。

2.3.3 船舶任何一点的纵向、横向和垂向加速度参考值应按下列各式计算：

(1) 纵向：

$$a_x = -C_{XG} g \sin \Phi + C_{XS} a_{surge} + C_{XP} a_{pitch-x} \quad \text{m/s}^2$$

(2) 横向：

$$a_y = C_{YG}g \sin \theta + C_{YS}a_{sway} - C_{YR}a_{roll-y} \quad \text{m/s}^2$$

(3) 垂向:

$$a_z = C_{ZH}a_{heave} + C_{ZR}a_{roll-z} - C_{ZP}a_{pitch-z} \quad \text{m/s}^2$$

式中:  $C_{XG}, C_{XS}, C_{XP}, C_{YG}, C_{YS}, C_{YR}, C_{ZH}, C_{ZR}, C_{ZP}$  —— 本章 2.5.3 定义的载荷组合因子;

$a_{heave}$ 、 $a_{sway}$ 、 $a_{surge}$  —— 见本章 2.3.2;

$\Phi$  —— 最大纵摇角, rad, 见本章 2.3.1 (4);

$\theta$  —— 最大横摇角, rad, 见本章 2.3.1 (3);

$a_{pitch-x}$  —— 纵摇引起的纵向加速度,  $\text{m/s}^2$ , 应按下式计算:

$$a_{pitch-x} = a_{pitch}R \quad \text{m/s}^2$$

$a_{roll-y}$  —— 横摇引起的横向加速度,  $\text{m/s}^2$ , 应按下式计算:

$$a_{roll-y} = a_{roll}R \quad \text{m/s}^2$$

$a_{roll-z}$  —— 横摇引起的垂向加速度,  $\text{m/s}^2$ , 应按下式计算:

$$a_{roll-z} = a_{roll}y \quad \text{m/s}^2$$

$a_{pitch-z}$  —— 纵摇引起的垂向加速度,  $\text{m/s}^2$ , 应按下式计算:

$$a_{pitch-z} = a_{pitch}(x - 0.45L) \quad \text{m/s}^2$$

其中:  $a_{roll}$ 、 $a_{pitch}$  —— 见本章 2.3.2;

$$R = z - \min\left(\frac{D}{4} + \frac{d_{LC}}{2}, \frac{D}{2}\right);$$

$d_{LC}$  —— 相应装载工况下的船中吃水, m;

$D$  —— 型深, m;

$L$  —— 船长, m;

$x, y, z$  —— 计算点的纵向、横向和垂向坐标, m。

## 2.4 船体梁载荷

2.4.1 本条给出的波浪垂向弯矩和波浪水平弯矩为绝对值。波浪弯矩的符号应根据本章

表 2.5.3 中的载荷组合因子组合后考虑。船舶任一横剖面处的静水垂向弯矩、波浪垂向弯矩和水平弯矩的符号规则见本章图 2.4.1 所示：

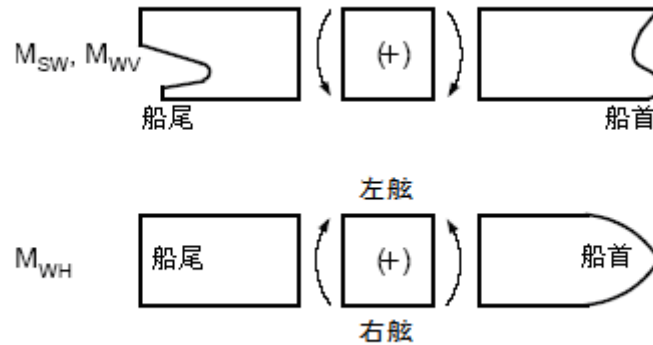


图 2.4.1 弯矩  $M_{SW}$ 、 $M_{WV}$ 、 $M_{WH}$  的符号规则

2.4.2 用于疲劳分析的船体梁静水弯矩  $M_{SW}$  应按下列各式计算：

$$M_{SW} = C_{SW} \bar{M}_S \quad \text{kN} \cdot \text{m}$$

式中： $C_{SW}$ ——相应装载工况下的静水弯矩修正系数，见第 1 章 1.7；

$\bar{M}_S$ ——船体梁中拱或中垂许用水弯矩， $\text{kN} \cdot \text{m}$ 。

2.4.3 船体任一横剖面的垂向波浪弯矩应按下列各式计算：

(1) 中拱：

$$M_{WV,H} = 190 F_M f_r f_p C L^2 B C_b 10^{-3} \quad \text{kN} \cdot \text{m}$$

(2) 中垂：

$$M_{WV,S} = 110 F_M f_r f_p C L^2 B (C_b + 0.7) 10^{-3} \quad \text{kN} \cdot \text{m}$$

式中： $F_M$ ——本章表 2.4.3 所定义分布系数；

$f_r$ ——航区系数，见本章 2.2.1；

$f_p$ ——概率水平系数，见本章 2.2.2；

$C$ ——波浪系数，见本章 2.2.3；

$L$ ——船长， $\text{m}$ ；

$B$ ——船宽， $\text{m}$ ；

$C_b$ ——方形系数。

分布系数  $F_M$ 

表 2.4.3

船体横剖面位置	分布系数 $F_M$
$0 \leq x < 0.4L$	$2.5 \frac{x}{L}$
$0.4L \leq x \leq 0.65L$	1.0
$0.65L < x \leq L$	$2.86(1 - \frac{x}{L})$

2.4.4 船体任一横剖面的水平波浪弯矩应按下式计算：

$$M_{WH} = (0.3 + \frac{L}{2000}) F_M f_r f_p C L^2 d_{LC} C_b \quad \text{kN}\cdot\text{m}$$

式中：  $F_M$  ——分布系数，见本章 2.4.3；

$f_r$  ——航区系数，见本章 2.2.1；

$f_p$  ——概率水平系数，见本章 2.2.2；

$C$  ——波浪系数，见本章 2.2.3；

$L$  ——船长，m；

$B$  ——船宽，m；

$d_{LC}$  ——相应装载工况下的船中吃水，m；

$C_b$  ——方形系数。

## 2.5 载荷工况

2.5.1 载荷工况由以下规则波组成：

- (1) 迎浪，垂向波浪弯矩达到最大时的规则波（“H”）；
- (2) 随浪，垂向波浪弯矩达到最大时的规则波（“F”）；
- (3) 横摇运动达到最大时的规则波（“R”）；
- (4) 水线处水动压力达到最大时的规则波（“P”）。

2.5.2 与等效设计波对应的载荷工况定义见本章表 2.5.2。

载荷工况定义

表 2.5.2

载荷工况	H1	H2	F1	F2	R1P	R2P
EDW	“H”		“F”		“R”	
浪向	迎浪		随浪		横浪	
上风舷	-		-		左舷	
结果	最大弯矩		最大弯矩		最大横摇	





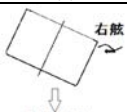

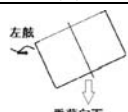

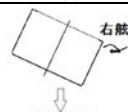
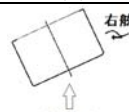
	中垂	中拱	中垂	中拱	(+)	(-)
运动定义			-	-		

表 2.5.2 (续)

载荷工况	R1S	R2S	P1P	P2P	P1S	P2S
EDW	“R”		“P”		“P”	
浪向	横浪		横浪		横浪	
上风舷	右舷		左舷		右舷	
结果	最大横摇		最大外部压力		最大外部压力	
	(-)	(+)	(+)	(-)	(-)	(+)
运动定义						

2.5.3 各载荷工况中的船体梁载荷和加速度分量，应用每一分量的参考值乘以本章表

2.5.3 所定义的相应载荷组合因子 LCF 得出。

载荷组合因子 LCF

表 2.5.3

	LCF	H1	H2	F1	F2	R1P	R2P
$M_{WV}$	$C_{WV}$	-1	1	$-0.75-0.2 \frac{d_{LC}}{d}$	$0.75+0.2 \frac{d_{LC}}{d}$	$0.1-0.2 \frac{d_{LC}}{d}$	$0.2 \frac{d_{LC}}{d} -0.1$
$M_{WH}$	$C_{WH}$	0	0	0	0	$1.1- \frac{d_{LC}}{d}$	$\frac{d_{LC}}{d} -1.1$
$a_{surge}$	$C_{XS}$	$0.3-0.2 \frac{d_{LC}}{d}$	$0.2 \frac{d_{LC}}{d} -0.3$	$-0.4 \frac{d_{LC}}{d} +0.2$	$0.4 \frac{d_{LC}}{d} -0.2$	0	0
$a_{pitch\_x}$	$C_{XP}$	-0.9	0.9	0.1	-0.1	0	0
$gsin\Phi$	$C_{XG}$	$0.4 \frac{d_{LC}}{d} +0.4$	$-0.4 \frac{d_{LC}}{d} -0.4$	-0.15	0.15	0	0
$a_{sway}$	$C_{YS}$	0	0	0	0	$0.2-0.2 \frac{d_{LC}}{d}$	$0.2 \frac{d_{LC}}{d} -0.2$
$a_{roll\_y}$	$C_{YR}$	0	0	0	0	1	-1
$gsin\theta$	$C_{YG}$	0	0	0	0	-1	1
$a_{heave}$	$C_{ZH}$	$0.8 \frac{d_{LC}}{d} -0.15$	$0.15-0.8 \frac{d_{LC}}{d}$	0	0	$C_{ZHR}$	$-C_{ZHR}$
$a_{roll\_z}$	$C_{ZR}$	0	0	0	0	1	-1
$a_{pitch\_z}$	$C_{ZP}$	-0.9	0.9	0.1	-0.1	0	0

表 2.5.3 (续)

	LCF	R1S	R2S	P1P	P2P	P1S	P2S
$M_{WV}$	$C_{WV}$	$0.1-0.2 \frac{d_{LC}}{d}$	$0.2 \frac{d_{LC}}{d} -0.1$	$0.3-0.8 \frac{d_{LC}}{d}$	$0.8 \frac{d_{LC}}{d} -0.3$	$0.3-0.8 \frac{d_{LC}}{d}$	$0.8 \frac{d_{LC}}{d} -0.3$
$M_{WH}$	$C_{WH}$	$\frac{d_{LC}}{d} -1.1$	$1.1- \frac{d_{LC}}{d}$	$0.6-0.6 \frac{d_{LC}}{d}$	$0.6 \frac{d_{LC}}{d} -0.6$	$0.6 \frac{d_{LC}}{d} -0.6$	$0.6-0.6 \frac{d_{LC}}{d}$
$a_{surge}$	$C_{XS}$	0	0	0	0	0	0
$a_{pitch\_x}$	$C_{XP}$	0	0	0	0	0	0

$g\sin\Phi$	$C_{XG}$	0	0	0	0	0	0
$a_{sway}$	$C_{YS}$	$0.2\frac{d_{LC}}{d}-0.2$	$0.2-0.2\frac{d_{LC}}{d}$	-0.95	0.95	0.95	-0.95
$a_{roll\_y}$	$C_{YR}$	-1	1	0.3	-0.3	-0.3	0.3
$g\sin\theta$	$C_{YG}$	1	-1	-0.2	0.2	0.2	-0.2
$a_{heave}$	$C_{ZH}$	$C_{ZHR}$	$-C_{ZHR}$	1	-1	1	-1
$a_{roll\_z}$	$C_{ZR}$	-1	1	0.3	-0.3	-0.3	0.3
$a_{pitch\_z}$	$C_{ZP}$	0	0	0	0	0	0

表中： $C_{ZHR}$ ——由船型决定的系数，按下列各式计算：

$$C_{ZHR} = 0.7 - 0.4 \frac{d_{LC}}{d}, \text{ 对于油船、LNG 船和散货船}$$

$$C_{ZHR} = 0.7 - 0.6 \frac{d_{LC}}{d}, \text{ 对于集装箱船}$$

其中： $L$ ——船长，m；

$d_{LC}$ ——相应装载工况下的船中吃水，m；

$d$ ——吃水，m。

2.5.4 总船体梁载荷，应以垂向船体梁静水载荷，分别加上乘以载荷组合因子后的相对应的船体梁波浪载荷得到。

2.5.5 总内部载荷（包括甲板载荷），应以载重量引起的静压力或静力，加上由乘以载荷组合因子后的加速度引起的惯性压力或惯性力得到。

## 2.6 外部压力

2.6.1 船体外板上任何一点的海水总压力  $p_{SW}$  由下式得出，且不应为负值：

$$p_{SW} = p_S + p_W \quad \text{kN/m}^2$$

式中： $p_S$ ——静水压力， $\text{kN/m}^2$ ，见本章 2.6.2；

$p_W$ ——视载荷工况而定的水动压力， $\text{kN/m}^2$ ，与本章 2.6.3，2.6.4 或 2.6.5 所定义的水动压力相等的波浪压力，并按本章 2.6.6 修正。

2.6.2 外板上任何一点的静水压力  $p_S$  见本章表 2.6.2。

静水压力  $p_S$

表 2.6.2

位置	静水压力 $p_S$ ( $\text{kN/m}^2$ )
水线处及以下的点 ( $z \leq d_{LCi}$ )	$\rho g(d_{LCi} - z)$
水线以上的点 ( $z > d_{LCi}$ )	0

式中： $d_{LCi}$ ——相应装载工况下所考虑船体横剖面处的吃水，有限元应力分析时取相应装载工况下舱段模型长度中点处的吃水，m；

$z$ ——载荷点的垂向坐标，m。

2.6.3 对于载荷工况 H1、H2、F1 和 F2，水线以下外板上任何一点的水动压力  $p_H$  和  $p_F$  见本章表 2.6.3 (1)。压力  $p_{F2}$  的分布见本章图 2.6.3。

**载荷工况 H1、H2、F1 和 F2 的水动压力 表 2.6.3 (1)**

载荷工况	水动压力 (kN/m <sup>2</sup> )
H1	$p_{H1} = -k_{aH}k_{pH}p_{HF}$
H2	$p_{H2} = k_{aH}k_{pH}p_{HF}$
F1	$p_{F1} = -k_{aF}k_{pF}p_{HF}$
F2	$p_{F2} = k_{aF}k_{pF}p_{HF}$

注:表中  $p_{HF}$  应按下列式计算:

$$p_{HF} = f_h f_r f_p C \sqrt{\frac{L + \lambda - 125}{L}} \left( \frac{z}{d_{LCi}} + \frac{|2y|}{B_i} + 1 \right); \text{ 且 } \frac{2y}{B_i} \leq 1.0, z \text{ 应取不大于 } d_{LCi}$$

式中:

$f_h$ ——系数，应按下列式计算:

$$f_h = 1.5 \quad \text{对于载荷工况 H1、H2}$$

$$f_h = 2.6 \quad \text{对于载荷工况 F1、F2}$$

$k_{aH}$ ——H1、H2 载荷工况沿船舶纵向的幅值系数，应按下列各式计算:

$$k_{aH} = 1 + \frac{12}{C_b} \left( 1 - \sqrt{\frac{|2y|}{B_i}} \right) \left| \frac{x}{L} - 0.5 \right|^3, \quad \text{当 } 0.0 \leq x/L \leq 0.5 \text{ 时}$$

$$k_{aH} = 1 + \frac{6}{C_b} \left( 3 - \frac{|4y|}{B_i} \right) \left| \frac{x}{L} - 0.5 \right|^3, \quad \text{当 } 0.5 \leq x/L \leq 1.0 \text{ 时}$$

$k_{aF}$ ——F1、F2 载荷工况沿船舶纵向的幅值系数，应按下列各式计算:

$$k_{aF} = 1 + (3.5 - 2 \frac{d_{LC}}{d}) \left( 1 - \frac{|2y|}{B_i} \right) \left( 1 - 5 \frac{x}{L} \right),$$

当  $0.0 \leq x/L < 0.2$  时

$$k_{aF} = 1.0, \quad \text{当 } 0.2 \leq x/L < 0.9 \text{ 时}$$

$$k_{aF} = 1 + 15 \left( 1 - \frac{|2y|}{B_i} \right) \left( \frac{x}{L} - 0.9 \right), \quad \text{当 } 0.9 \leq x/L \leq 1.0 \text{ 时}$$

$k_{pH}$ ——H1、H2 载荷工况沿船舶纵向的相位系数，应按表 2.6.3 (2) 取值，中间值按插值计算：

$k_{pH}$  的取值 表 2.6.3 (2)

$x / L$	$k_{pH}$
0	$(1.0 - \frac{d_{LC}}{d}) + (0.5 - \frac{d_{LC}}{d}) \frac{ 2y }{B_i}$
$0.3 - 0.1 \frac{d_{LC}}{d}$	-1.0
$0.5 - 0.2 \frac{d_{LC}}{d}$	1.0
$0.9 - 0.4 \frac{d_{LC}}{d}$	1.0
$0.9 - 0.2 \frac{d_{LC}}{d}$	-1.0
1.0	-1.0

$k_{pF}$ ——F1、F2 载荷工况沿船舶纵向的相位系数，应按表 2.6.3 (3) 取值，中间值按插值计算：

$k_{pF}$  的取值 表 2.6.3 (3)

$x / L$	$k_{pF}$
0	$-0.75 - 0.25 \frac{ 2y }{B_i}$
$0.35 - 0.1 \frac{d_{LC}}{d}$	-1.0
$0.5 - 0.2 \frac{d_{LC}}{d}$	1.0
0.75	1.0
$0.9 - 0.1 \frac{d_{LC}}{d}$	-1.0
1.0	$-0.5 - 0.5 \frac{ 2y }{B_i}$

$\lambda$ ——波长，m，应按下列各式计算：

$$\lambda = C_{L1} \left(1 + \frac{d_{LC}}{d}\right) L, \text{ 对于载荷工况 H1 和 H2}$$

$$\lambda = C_{L1} \left(1 + \frac{2}{3} \frac{d_{LC}}{d}\right) L, \text{ 对于载荷工况 F1 和 F2}$$

其中： $L$ ——船长，m；

$f_r$ ——航区系数，见本章 2.2.1；

$f_p$ ——概率水平系数，见本章 2.2.2，计算时  $z$  应取不大于  $d_{LCi}$ ；

$C$ ——波浪系数，见本章 2.2.3；

$d_{LCi}$ ——相应装载工况下所考虑船体横剖面处的吃水，有限元应力分析时取相应装载工况下舱段模型长度中点处的吃水，m；

$B_i$ ——所考虑横剖面在水线处的船宽，有限元应力分析时取相应装载工况下舱段模型长度中点处的船宽，m；

$x, y, z$ ——载荷点的纵向、横向和垂向坐标，m；

$C_{L1}$ ——系数，应按下列各式计算：

$$C_{L1} = 0.6, \text{ 对于油船、LNG 船和散货船}$$

$$C_{L1} = 0.5, \text{ 对于集装箱船}$$

$d_{LC}$ ——相应装载工况下的船中吃水，m；

$d$ ——吃水，m。

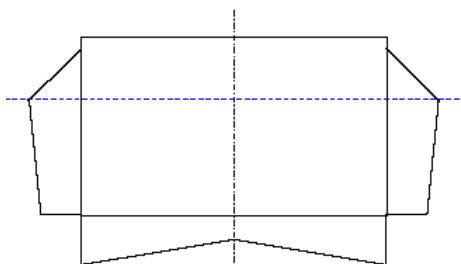


图 2.6.3 船中处水动压力  $p_{F2}$  的分布

2.6.4 对于载荷工况 R1P、R2P、R1S 和 R2S，水线以下外板上任何一点的水动压力  $p_R$  应按本章表 2.6.4 计算。压力分布见本章图 2.6.4。

**载荷工况 R1P、R2P、R1S 和 R2S 的水动压力 表 2.6.4**

载荷工况	水动压力 (kN/m <sup>2</sup> )
R1P	$p_{R1P} = p_{RP}$
R2P	$p_{R2P} = -p_{RP}$
R1S	$p_{R1S} = p_{RS}$

R2S	$p_{R2S} = -p_{RS}$
-----	---------------------

表中:

$$p_{RP} = 10y \sin \theta + 0.88 f_r f_p C \sqrt{\frac{L + \lambda - 125}{L}} \left( \frac{|2y|}{B} + 1 \right)$$

$$p_{RS} = -10y \sin \theta + 0.88 f_r f_p C \sqrt{\frac{L + \lambda - 125}{L}} \left( \frac{|2y|}{B} + 1 \right)$$

式中:  $\theta$  ——最大横摇角, deg, 见本章 2.3.1 (3);

$f_r$  ——航区系数, 见本章 2.2.1;

$f_p$  ——概率水平系数, 见本章 2.2.2;

$C$  ——波浪系数, 见本章 2.2.3;

$\lambda$  ——波长, m, 应按下式计算:

$$\lambda = \frac{g}{2\pi} T_E^2$$

$y$  ——载荷点的横向坐标, m, 左舷取为正值;

$B$  ——船宽, m。

其中:  $T_E$  ——横摇遭遇周期, s, 见本章 2.3.1。

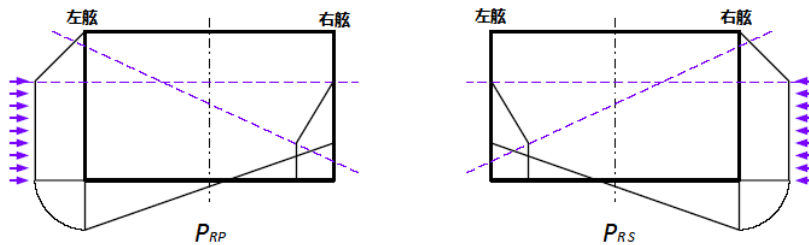


图 2.6.4 船中处  $p_{RP}$  和  $p_{RS}$  的分布

2.6.5 对于载荷工况 P1P、P2P、P1S 和 P2S, 水线以下外板上任何一点的水动压力  $p_p$  见本章表 2.6.5。压力  $p_{p1}$  的分布见本章图 2.6.5。

载荷工况 P1P、P2P、P1S 和 P2S 的水动压力

表 2.6.5

载荷工况	水动压力 (kN/m <sup>2</sup> )
P1P	$p_{P1P} = p_{PP}$
P2P	$p_{P2P} = -p_{PP}$
P1S	$p_{P1S} = p_{PS}$
P2S	$p_{P2S} = -p_{PS}$

表中:  $p_{PP} = 4.5 f_r f_p C \sqrt{\frac{L + \lambda - 125}{L}} \left( 2 \frac{|z|}{d_{LCi}} + 3 \frac{|2y|}{B} \right)$  当  $y \geq 0$

$$= 1.5 f_r f_p C \sqrt{\frac{L + \lambda - 125}{L}} \left( 2 \frac{|z|}{d_{LCi}} + 3 \frac{|2y|}{B} \right) \quad \text{当 } y < 0$$

$$p_{PS} = 1.5 f_r f_p C \sqrt{\frac{L + \lambda - 125}{L}} \left( 2 \frac{|z|}{d_{LCi}} + 3 \frac{|2y|}{B} \right) \quad \text{当 } y \geq 0$$

$$= 4.5 f_r f_p C \sqrt{\frac{L + \lambda - 125}{L}} \left( 2 \frac{|z|}{d_{LCi}} + 3 \frac{|2y|}{B} \right) \quad \text{当 } y < 0$$

式中： $\lambda$ ——波长，m，应按下式计算：

$$\lambda = (0.2 + C_{L2} \frac{d_{LC}}{d}) L \quad \text{m}$$

$y$ ——载荷点的横向坐标，m。

$f_r$ ——航区系数，见本章 2.2.1；

$f_p$ ——概率水平系数，见本章 2.2.2；

$C$ ——波浪系数，见本章 2.2.3；

$C_{L2}$ ——系数，按下列各式计算：

$$C_{L2} = 0.4, \quad \text{对于油船、LNG 船和散货船}$$

$$C_{L2} = 0.15, \quad \text{对于集装箱船}$$

$d_{LC}$ ——相应装载工况下的船中吃水，m；

$d$ ——吃水，m；

$L$ ——船长，m。

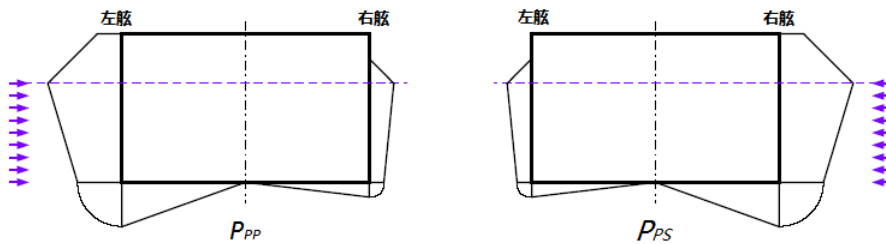


图 2.6.5 船中处  $p_{PP}$  和  $p_{PS}$  的分布

2.6.6 对于各载荷工况，水动压力应按下述要求修正：

(1) 如水线处水动压力为正，舷侧处水线以上的水动压力  $p_{W,C}$  应按下列各式计算（见本章图 2.6.6）：

$$p_{W,C} = p_{W,WL} + \rho g (d_{LCi} - z) \quad \text{kN/m}^2 \quad , \quad \text{当 } d_{LCi} \leq z \leq h_W + d_{LCi} \text{ 时}$$

$$p_{W,C} = 0 \quad \text{kN/m}^2 \quad , \quad \text{当 } z \geq h_W + d_{LCi} \text{ 时}$$

式中： $p_{W,WL}$ ——所考虑载荷工况下水线处的正水动压力；

$d_{LCi}$ ——相应装载工况下所考虑船体横剖面处的吃水，有限元应力分析时取相应装载工况下舱段模型长度中点处的吃水，m；

$z$ ——载荷点的垂向坐标，m；

$$h_w = \frac{p_{W,WL}}{\rho g}, \text{ m};$$

其中： $\rho$ ——海水密度，取  $1.025\text{t/m}^3$ 。

(2) 如水线处的水动压力为负，水线以下的水动压力  $p_{W,C}$  应按下列式计算（见本章图 2.6.6）：

$$p_{W,C} = \max[p_w, \rho g(z - d_{LCi})] \quad \text{kN/m}^2$$

式中： $p_w$ ——所考虑载荷工况下在水线以下的负水动压力；

$d_{LCi}$ ——相应装载工况下所考虑船体横剖面处的吃水，有限元应力分析时取相应装载工况下舱段模型长度中点处的吃水，m；

$z$ ——载荷点的垂向坐标，m。

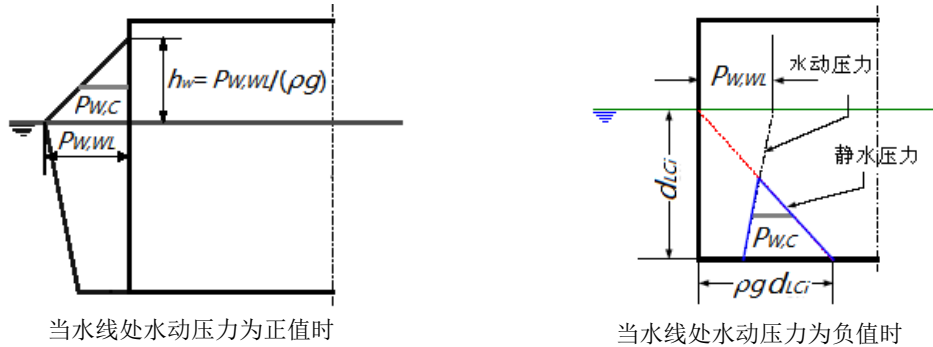


图 2.6.6 水动压力的修正

## 2.7 干散货引起的内部压力

### 2.7.1 干散货上表面应按下列要求确定：

(1) 货舱装载至舱口围板顶部时，干散货上表面应按货舱范围内相同货物体积等效确定（有关参数定义见本章图 2.7.1 (1)）。

干散货的等效水平表面在内底以上  $h_c$  处， $h_c$  应按下列式计算：

$$h_c = h_{HPU} + h_0 \quad \text{m}$$

式中： $h_0 = \frac{S_A}{B_H}$  m

$$S_A = S_0 + \frac{V_{HC}}{l_H} \quad \text{m}$$

其中： $h_{HPU}$ ——从内底至顶边舱与舷侧外板或内壳下交点的垂直距离，m；当无顶边舱时，从内底至上甲板与舷侧外板或内壳交点的垂直距离，m；

$S_0$ ——从顶边舱与舷侧外板或内壳下交点至至上甲板水平面的阴影面积， $\text{m}^2$ ，见本章图 2.7.2 (1)；当无顶边舱时，从上甲板与舷侧外板或内壳交点至至上甲板水平面的阴影面积， $\text{m}^2$ ；

$V_{HC}$ ——舱口围板由上甲板至围板顶部范围内所包围的容积， $\text{m}^3$ ；

$l_H$ ——货舱长度，m；当设置槽型横舱壁时，从槽型深度中点处计量；

$B_H$ ——货舱长度中点处的货舱宽度，m。

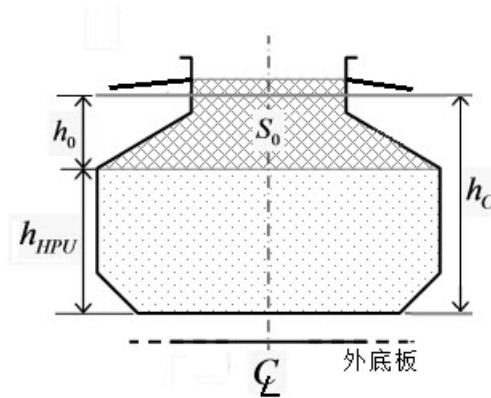


图 2.7.1 (1)  $h_c$ 、 $h_0$ 、 $h_{HPU}$  和  $S_0$  的定义

(2) 货舱未装载至上甲板时，干散货上表面沿船体横向为抛物面（有关参数定义见本章图 2.7.1 (2)）。上表面位置根据货舱内的货物体积（取  $M / \rho_C$ ）确定。

干散货的表面在内底以上  $h_c$  处， $h_c$  应按下列各式计算：

$$h_c = h_y + h_2 + h_{HPL} \quad \text{m} \quad \text{当 } h_2 \geq 0 \text{ 时}$$

$$h_c = h_y + h_{22} \quad \text{m} \quad \text{当 } |y| \leq \frac{B_2}{2} \text{ 且 } h_2 < 0 \text{ 时}$$

$$h_c = 0 \quad \text{m} \quad \text{当 } |y| > \frac{B_2}{2} \text{ 且 } h_2 < 0 \text{ 时}$$

式中： $h_2$ ——距离，m，应按下列各式计算：

$$h_2 = \frac{M}{\rho_C B_H l_H} - \frac{B_H + b_{IB}}{2 B_H} h_{HPL} - \frac{B_H}{6} \tan \delta + \frac{V_{TS}}{B_H \cdot l_H} \quad \text{m}$$

$h_y$ ——距离，m，应按下列各式计算：

$$h_y = h_1 \left(1 - \frac{4y^2}{B_H^2}\right) \quad \text{m, 当 } h_2 \geq 0 \text{ 时}$$

$$h_y = h_1 \left(1 - \frac{4y^2}{B_2^2}\right) \quad \text{m, 当 } h_2 < 0 \text{ 时}$$

$B_2$ ——当  $h_2 < 0$  时的干散货表面宽度，m，应按下式计算：

$$B_2 = \sqrt{\frac{\frac{6}{l_H} \left(\frac{M}{\rho_C} + V_{TS}\right) + \frac{3B_{IB}^2}{B_H - B_{IB}} h_{HPL}}{\tan \delta + \frac{3h_{HPL}}{B_H - B_{IB}}}} \quad \text{m}$$

$h_{22}$ ——当  $h_2 < 0$  时的距离，m，应按下式计算：

$$h_{22} = h_{HPL} \left(\frac{B_2 - B_{IB}}{B_H - B_{IB}}\right) \quad \text{m}$$

$h_{HPL}$  ——从内底至底边舱与舷侧外板或内壳上交点的垂直距离，m。如无底边舱，

$h_{HPL}$  取为 0。

其中： $h_1$ ——距离，m，应按下列各式计算：

$$h_1 = \frac{B_H}{4} \tan \delta \quad \text{m, 当 } h_2 \geq 0 \text{ 时}$$

$$h_1 = \frac{B_2}{4} \tan \delta \quad \text{m, 当 } h_2 < 0 \text{ 时}$$

$M$  ——货舱载货量，t；

$V_{TS}$  ——在货舱长度  $l_H$  范围内，横舱壁底凳的总体积， $\text{m}^3$ 。该体积不包括底边舱穿过横舱壁的部分；

$\rho_C$  ——干散货密度， $\text{t}/\text{m}^3$ ，见第 1 章 1.7.3；

$B_H$  ——货舱长度中点处的货舱宽度，m；

$l_H$  ——货舱的长度，m；当设置槽型横舱壁时，从槽型深度中点处计量；

$B_{IB}$  ——货舱长度中点处的内底的宽度，m；

$\delta$  ——货物的休止角，取为  $35^\circ$ ；

$y$  ——载荷点的横向坐标，在上风舷取为正值。

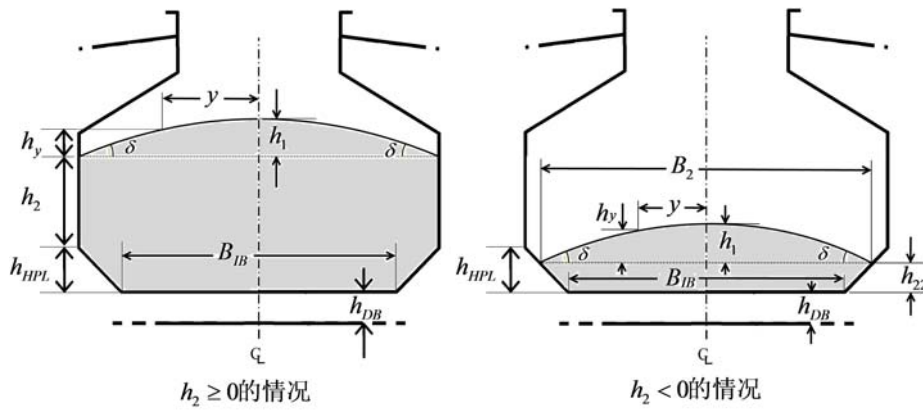


图 2.7.1 (2)  $h_y$ 、 $h_1$ 、 $h_2$ 、 $h_{22}$  和  $h_{HPPL}$  的定义

2.7.2 静水中的干散货压力  $p_{CS}$  应按下列式计算:

$$p_{CS} = \rho_C g K_C z_c \quad \text{kN/m}^2, \text{ 当 } z_c \geq 0 \text{ 时}$$

$$p_{CS} = 0 \quad \text{kN/m}^2, \text{ 当 } z_c < 0 \text{ 时}$$

式中:  $\rho_C$ ——干散货密度,  $\text{t/m}^3$ , 见第 1 章 1.7.3;

$K_C$ ——系数, 应按下列各式计算:

$K_C = \cos^2 \alpha + \tan^2(45^\circ - 0.5\delta) \sin^2 \alpha$ , 对于内底、底边舱、横舱壁和纵舱壁、底凳、垂直顶凳、内壳和舷侧板;

$K_C = 0$ , 对于顶边舱, 上甲板和倾斜顶凳;

其中:  $\alpha$ ——所考虑板与水平面之间的夹角,  $\text{deg}$ ;

$\delta$ ——货物的休止角,  $\text{deg}$ , 见本章 2.7.1 (2)。

$z_c$ ——干散货表面至载荷点的垂直距离,  $\text{m}$ , 按下式计算:

$$z_c = h_c + h_{DB} - z \quad \text{m}$$

其中:  $h_c$ ——干散货表面至内底的垂直距离,  $\text{m}$ , 见本章 2.7.1;

$h_{DB}$ ——双层底高度,  $\text{m}$ ;

$z$ ——载荷点的垂向坐标,  $\text{m}$ 。

2.7.3 干散货引起的惯性压力  $p_{CW}$  应按下列式计算:

$$p_{CW} = \rho_C [0.25a_x(x_G - x) + 0.25a_y(y_G - y) + 0.5K_C a_z z_c] \quad \text{kN/m}^2, \text{ 当 } z_c \geq 0 \text{ 时}$$

$$p_{CW} = 0, \text{ 当 } z_c < 0 \text{ 时}$$

式中:  $\rho_C$ 、 $K_C$ ——见本章 2.7.1 (2);

$a_x$ 、 $a_y$ 、 $a_z$ ——分别为所考虑货舱形心的纵向、横向、垂向加速度,  $\text{m/s}^2$ , 见本

章 2.3.3;

$x_G$ 、 $y_G$ ——所考虑货舱形心的纵向和横向坐标，m；

$z_c$ ——见本章 2.7.2。

$x$ 、 $y$ 、 $z$ ——载荷点的纵向、横向和垂向坐标，m。

2.7.4 干散货引起的总压力  $p_C$  应按下式计算，取不小于零：

$$p_C = p_{CS} + p_{CW} \quad \text{kN/m}^2$$

式中： $p_{CS}$ ——静水中的干散货压力， $\text{kN/m}^2$ ，按 2.7.2 计算；

$p_{CW}$ ——干散货引起的惯性压力， $\text{kN/m}^2$ ，按 2.7.3 计算。

## 2.8 液体引起的内部压力

2.8.1 液体引起的静压力  $p_{LS}$  应按下式计算，且取不小于零：

$$p_{LS} = \rho_L g (z_{TOP} - z) \quad \text{kN/m}^2$$

式中： $\rho_L$ ——内部液体的密度， $\text{t/m}^3$ ，按下述要求确定：

$\rho_L = 0.9$ ，对于货油

$\rho_L = 0.5$ ，对于 LNG

$\rho_L = 1.025$ ，对于压载水

$z_{TOP}$ ——船舶正浮状态下，液舱顶的垂向坐标，m；

$z$ ——载荷点的垂向坐标，m。

2.8.2 液体引起的惯性压力  $p_{LW}$  应按下列各式计算：

$$p_{LW} = \rho_L [a_z (z_B - z) + f_{ull-y} a_y (y_B - y) + f_{ull-x} a_x (x_B - x)] \quad \text{kN/m}^2$$

式中： $\rho_L$ ——内部液体的密度， $\text{t/m}^3$ ，见 2.8.1；

$x_B$ ——参考点的 X 坐标，m；

$y_B$ ——参考点的 Y 坐标，m；

$z_B$ ——参考点的 Z 坐标，m；

参考点取为液舱上边界上使  $v_j$  值为最大的点:

$$V_j = (a_z + g)(z_j - z_G) + a_y(y_j - y_G) + a_x(x_j - x_G)$$

其中:  $x_j$ 、 $y_j$ 、 $z_j$ ——分别为液舱上边界上点的  $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  坐标, m;

$x_G$ 、 $y_G$ 、 $z_G$ ——分别为液舱形心的  $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  坐标, m;

$f_{ull-x}$ ——纵向充装系数, 应按下列各式计算, 取不小于 0 且不大于 1:

$$f_{ull-x} = 0.5 + \frac{|z_B - z|}{l_{fs}\Phi} \quad \text{对于装满液货的货舱}$$

$$= 1.0 \quad \text{对于其他情况}$$

$f_{ull-y}$ ——横向充装系数, 应按下列各式计算, 取不小于 0 且不大于 1:

$$f_{ull-y} = 0.5 + \frac{|z_B - z|}{b_{top}\theta} \quad \text{对于装满液货的货舱}$$

$$= 1.0 \quad \text{对于其他情况}$$

$a_x$ 、 $a_y$ 、 $a_z$ ——分别为所考虑货舱形心的纵向、横向、垂向加速度,  $m/s^2$ , 见本章 2.3.3;

$x$ 、 $y$ 、 $z$ ——载荷点的纵向、横向和垂向坐标, m。

其中:  $l_{fs}$ ——舱室顶部的长度, m;

$b_{top}$ ——舱室顶部的宽度, m;

$\Phi$ ——最大纵摇角, rad, 见本章 2.3.1 (4);

$\theta$ ——最大横摇角, rad, 见本章 2.3.1 (3)。

2.8.3 液体引起的总压力  $p_L$  应按下列式计算, 取不小于零:

$$p_L = p_{LS} + p_{LW} \quad \text{kN/m}^2$$

式中:  $p_{LS}$ ——液体引起的静压力,  $\text{kN/m}^2$ , 按 2.8.1 计算;

$p_{LW}$ ——液体引起的惯性压力,  $\text{kN/m}^2$ , 按 2.8.2 计算。

## 2.9 集装箱货物引起的载荷

2.9.1 假定货舱内装载若干标准集装箱堆垛, 该标准堆垛一般由 20 尺集装箱组成, 集装箱重量取装载手册中满载工况下的最大箱重, 堆垛重心高度取堆垛高度的 1/2。

2.9.2 假定舱口盖上相应货舱范围内的所有集装箱为一个整体质量块，该质量块的重量取装载手册满载工况下该范围内最大货物重量，重心高度取最大货物重量对应的最大堆装高度的  $1/2$ 。

2.9.3 集装箱货物引起的载荷应按下列各式进行计算：

$$X \text{ 方向: } W_{CX} = -m_C a_X \quad \text{kN}$$

$$Y \text{ 方向: } W_{CY} = -m_C a_Y \quad \text{kN}$$

$$Z \text{ 方向: } W_{CZ} = -f_z m_C g - m_C a_Z \quad \text{kN}$$

式中： $m_C$ ——货舱内标准堆垛的重量或舱口盖上集装箱总重，t；

$a_X$ 、 $a_Y$ 、 $a_Z$ ——货舱内标准堆垛重心处的加速度或舱口盖上集装箱货物重心处的加速度， $\text{m/s}^2$ ，见本章 2.3.3；

$f_z$ ——集装箱货物垂向静载荷系数，应按下列各式计算：

$$f_z = \cos\theta, \text{ 对于 R1P、R1S、R2P、R2S 工况}$$

$$= 1, \text{ 对于其他工况}$$

其中： $\theta$ ——最大横摇角，见本章 2.3.1；

X 方向载荷以向前为正，Y 方向载荷以左舷为正，Z 方向载荷以向上为正。

2.9.4 集装箱货物引起的载荷应施加在集装箱箱脚位置处。

## 第 3 章 疲劳评估

### 3.1 一般要求

3.1.1 一般选择货舱区域关键位置的船体结构节点进行疲劳强度评估。对于油船、散货船和集装箱船，其校核部位至少应满足《钢质海船入级规范》/《国内航行海船建造规范》第 2 篇的有关要求。对于 LNG 船，其校核部位至少包括：

- (1) 纵骨（船底、舷侧及甲板）与横向强框架的连接部位；
- (2) 纵骨（船底、舷侧及甲板）与横舱壁的连接部位；
- (3) 底边舱与内底板连接处；
- (4) 顶边舱与内壳板连接处；
- (5) 横舱壁与内底板连接处；
- (6) 横舱壁与内甲板连接处。

3.1.2 结构在设计寿命期间的总累积损伤度  $D$  应满足下式要求:

$$\text{总累积损伤度 } D \leq \frac{20}{T_D}$$

式中:  $T_D$ ——设计疲劳寿命, 年。

3.1.3 船体结构的设计疲劳寿命应不低于 20 年。对于散货船、油船和集装箱船的设计疲劳寿命一般为 20 年。

### 3.2 船体结构节点的设计指导

3.2.1 本指南附录提供了散货船、油船和集装箱船的船体结构节点设计, 旨在为设计者对关键位置改进结构节点设计提供技术指导(非强制性要求), 以提高结构的疲劳寿命。

### 3.3 设计应力范围

3.3.1 装载工况“(k)”的设计应力范围  $S_{D(k)}$  应按下式计算:

$$S_{D(k)} = \max(f_{m,i(k)} f_t S_{h,i(k)}) \quad \text{N/mm}^2$$

式中:  $S_{h,i(k)}$ ——装载工况“(k)”中载荷工况“i”下的热点应力范围,  $\text{N/mm}^2$ , 见第 4 章或第 5 章;

$f_{m,i(k)}$ ——装载工况“(k)”中载荷工况“i”下的热点平均应力修正系数, 见本章 3.3.2;

$f_t$ ——板厚修正系数, 见本章 3.3.3;

3.3.2 装载工况“(k)”的热点平均应力修正系数  $f_{m(k)}$  应按下述要求确定:

(1) 对于焊接节点

$$f_{m,i(k)} = \min \left[ 1.0, 0.85 + 0.3 \frac{\sigma_{m,i(k)}}{C_s S_{h,i(k)}} \right] \quad \text{当 } \sigma_{m,i(k)} \geq 0 \text{ 时}$$

$$f_{m,i(k)} = \max \left[ 0.7, 0.85 + 0.3 \frac{\sigma_{m,i(k)}}{C_s S_{h,i(k)}} \right] \quad \text{当 } \sigma_{m,i(k)} < 0 \text{ 时}$$

(2) 对于母材自由边

$$f_{m,i(k)} = \min \left[ 1.0, 0.8 + 0.4 \frac{\sigma_{m,i(k)}}{C_s S_{h,i(k)}} \right] \quad \text{当 } \sigma_{m,i(k)} \geq 0 \text{ 时}$$

$$f_{m,i(k)} = \max \left[ 0.6, 0.8 + 0.4 \frac{\sigma_{m,i(k)}}{C_s S_{h,i(k)}} \right] \quad \text{当 } \sigma_{m,i(k)} < 0 \text{ 时}$$

式中:  $\sigma_{m,i(k)}$ ——装载工况“(k)”中载荷工况“i”下的热点平均应力, N/mm<sup>2</sup>;

$S_{h,i(k)}$ ——装载工况“(k)”中载荷工况“i”下的热点应力范围, N/mm<sup>2</sup>;

$C_s$ ——系数, 下式计算:

$$C_s = 1.6 + 0.0025L$$

其中 L 为船长, m。

3.3.3 板厚修正系数  $f_t$  应按下列各式计算:

$$f_t = 1.0 \quad \text{当 } t \leq 22 \text{ 时};$$

$$f_t = \left( \frac{t}{22} \right)^n \quad \text{当 } t > 22 \text{ 时};$$

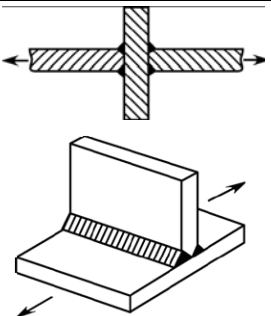

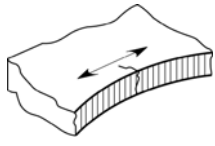
式中:  $n$ ——系数, 见本章表 3.3.3;

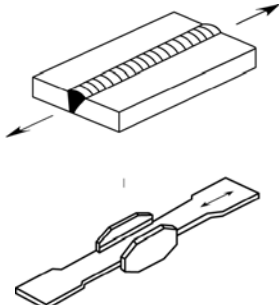
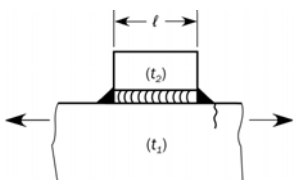
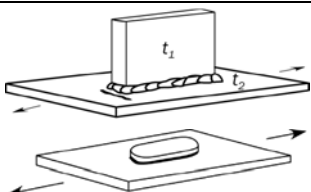
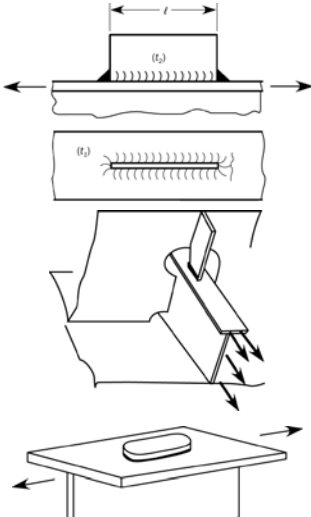
$t$ ——热点处的板厚, mm, 按下述要求确定:

对于简化应力分析, 扁钢和球扁钢不作板厚修正, 角钢和 T 型材取面板厚度。

对于有限元应力分析, 应取为裂纹容易产生和扩展处结构的板厚。

表 3.3.3

结构节点	示意图	系数 n
十字接头或 T 型接头, 载荷方向与焊缝方向垂直		0.25
对接接头, 载荷方向与焊缝方向垂直		0.2
程序控制的机器或者火焰切割的板边缘, 载荷方向与板		0.1

边缘平行		
切割后机械打磨光滑或其他方式打磨光滑的板边缘		0
对接焊缝，板边的焊接件，焊缝方向与载荷方向平行		0.1
有焊接件的扁钢或球扁钢，载荷方向与焊缝方向平行		0
板材上焊有肘板，载荷方向与焊缝方向平行；搭接板		0.2
焊有肘板或搭接板的T型材面板，载荷方向与焊缝方向平行		0.1

### 3.4 设计 S-N 曲线的选取

3.4.1 对于焊接节点，疲劳强度评估采用 D 曲线。

3.4.2 对于母材自由边，疲劳强度评估采用 C 曲线。

### 3.5 疲劳累积损伤计算

3.5.1 结构节点在装载工况“(k)”时的累积损伤度  $D_k$  应按下式计算:

$$D_k = \frac{N_D \alpha_k}{K} \frac{S_{D(k)}^m}{(\ln N_L)^{m/\xi_k}} \mu_k \Gamma\left(1 + \frac{m}{\xi_k}\right)$$

式中:  $N_D$ ——船舶在 20 年营运期间的载荷循环总次数, 通常取  $0.65 \times 10^8$ ;

$N_L$ ——载荷谱回复周期的循环次数, 取为  $10^2$ ;

$\alpha_k$ ——装载工况“(k)”的时间分配系数, 见本指南第 1 章 1.7;

$K$ ——S-N 曲线参数, 见本章表 3.5.1;

$S_{D(k)}$ ——装载工况“(k)”的设计应力范围,  $\text{N/mm}^2$ ;

$\xi_k$ ——装载工况“(k)”的 Weibull 形状参数, 取为 1;

$$\mu_k = 1.0 - \frac{\gamma\left(1 + \frac{m}{\xi_k}, \nu_k\right) - \nu_k \frac{\nabla m}{\xi_k} \gamma\left(1 + \frac{m + \nabla m}{\xi_k}, \nu_k\right)}{\Gamma\left(1 + \frac{m}{\xi_k}\right)}$$

$$\nu_k = \left(\frac{S_q}{S_{D(k)}}\right)^{\xi_k} \ln N_L$$

$m$ ——S-N 曲线反斜率, 取为 3;

$\nabla m$ ——S-N 曲线两段反斜率差, 取为 2;

$\gamma(x, \nu)$ ——不完全 GAMMA 函数值, 应按下式计算:

$$\gamma(x, \nu) = \int_0^{\nu} u^{x-1} e^{-u} du$$

$\Gamma$ ——完全 GAMMA 函数值, 应按下式计算:

$$\Gamma(x) = \int_0^{\infty} u^{x-1} e^{-u} du$$

$S_q$ ——S-N 曲线二线段的交点处的应力幅值, 见本章表 3.5.1;

表 3.5.1

S-N 曲线	K	$S_q$
--------	---	-------

C	$3.464 \times 10^{12}$	70.2305
D	$1.520 \times 10^{12}$	53.3680

3.5.2 结构节点的总累积损伤度应按下列式计算：

$$D = \sum D_k$$

式中： $D_k$ ——结构节点在各装载工况下的累积损伤度，见本章 3.5.1。

### 3.6 疲劳寿命计算

3.6.1 结构疲劳寿命应按下列式计算：

$$T_F = \frac{20}{D}$$

式中： $D$ ——结构节点的总累积损伤度，见本章 3.5.2。

## 第 4 章 简化应力分析

### 4.1 一般要求

4.1.1 简化应力分析方法适用于纵骨端部连接节点的疲劳强度评估，热点在纵骨端部连接节点的焊趾处。

4.1.2 应根据纵骨端部连接型式和位置，基于第 1 章 1.7 的装载工况，考虑不同端部连接型式的应力集中系数，对纵骨的热点应力范围和热点平均应力进行计算。

4.1.3 简化应力分析时考虑下述名义应力分量：

- (1) 船体梁弯曲正应力；
- (2) 纵骨在侧向载荷作用下的弯曲正应力。

### 4.2 基于简化分析的热点应力范围与热点平均应力

4.2.1 装载工况“(k)”中载荷工况“r”下，热点应力范围 $S_{h,i(k)}$ 应按下列式计算：

$$S_{h,i(k)} = \left| \sigma_{h,i1(k)} - \sigma_{h,i2(k)} \right| \quad \text{N/mm}^2$$

式中： $\sigma_{h,i1(k)}$ 、 $\sigma_{h,i2(k)}$ ——装载工况“(k)”中载荷工况“i”下的热点应力，N/mm<sup>2</sup>，见本章 4.4.1。

4.2.2 装载工况“(k)”中载荷工况“i”下，热点平均应力应按下式计算：

$$\sigma_{m,i(k)} = \frac{\sigma_{h,i1(k)} + \sigma_{h,i2(k)}}{2} \quad \text{N/mm}^2$$

式中： $\sigma_{h,i1(k)}$ 、 $\sigma_{h,i2(k)}$ ——装载工况“(k)”中载荷工况“i”下的热点应力，N/mm<sup>2</sup>，见本章 4.4.1。

### 4.3 名义应力分量计算

4.3.1 装载工况“(k)”中载荷工况“ij”下，船体梁载荷引起的名义应力分量 $\sigma_{nh,ij(k)}$ ，应按下式计算：

$$\sigma_{nh,ij(k)} = \sigma_{SW,(k)} + C_{WV,ij}\sigma_{WV,ij} + C_{WH,ij}\sigma_{WH,(k)} \quad (j=1,2) \quad \text{N/mm}^2$$

式中： $\sigma_{SW,(k)}$ ——静水弯矩引起的船体梁弯曲正应力，N/mm<sup>2</sup>；应按下式计算：

$$\sigma_{SW,(k)} = \frac{M_{SW,(k)}(z - z_{NA})}{I_Y} \times 10^{-3} \quad \text{N/mm}^2$$

$\sigma_{WV,ij}$ ——垂向波浪弯矩引起的船体梁弯曲正应力，N/mm<sup>2</sup>；

$$\sigma_{WV,i1} = \frac{M_{WV,S}(z - z_{NA})}{I_Y} \times 10^{-3} \quad \text{对中垂工况；}$$

$$\sigma_{WV,i2} = \frac{M_{WV,H}(z - z_{NA})}{I_Y} \times 10^{-3} \quad \text{对中拱工况；}$$

$\sigma_{WH,(k)}$ ——水平波浪弯矩引起的船体梁弯曲正应力，N/mm<sup>2</sup>；

$$\sigma_{WH,(k)} = \frac{M_{WH}y}{I_Z} \times 10^{-3}$$

$C_{WV,ij}$ 、 $C_{WH,ij}$ ——船体梁垂向波浪弯矩和水平波浪弯矩的载荷组合因子，见本指南第 2 章表 2.5.3；

$M_{SW,(k)}$ ——相应装载工况下的静水弯矩，kN·m；

$M_{WV,S}$ 、 $M_{WV,H}$ ——中垂、中拱垂向波浪弯矩，kN·m；

$M_{WH,(k)}$ ——水平波浪弯矩，kN·m；

$y$ 、 $z$ ——计算点的横向坐标与垂向坐标，m；

$z_{Nd}$ ——中和轴的垂向坐标，m；

$I_Y$ 、 $I_Z$ ——船体横剖面分别对横向和垂向中和轴的惯性矩， $m^4$ ；

4.3.2 装载工况“(k)”中载荷工况“ij”下，侧向载荷引起的名义应力分量  $\sigma_{nl,ij(k)}$ ，应按下列

计算：

$$\sigma_{nl,ij(k)} = \frac{C_d(\eta_{SW}P_{SW,ij(k)} + \eta_L P_{L,ij(k)} + \eta_C P_{C,ij(k)})s l^2}{12W_s} \left( 6\left(\frac{x}{l}\right)^2 - 6\left(\frac{x}{l}\right) + 1 \right) \times 10^3 \quad (j=1,2) \quad \text{N/mm}^2$$

式中： $s$ ——纵骨间距，m；

$l$ ——纵骨跨距，m，见本章图 4.3.2；

$x$ ——纵骨跨距端部至热点的距离，m，见本章图 4.3.2；

$W_s$ ——纵骨连同带板的剖面模数， $cm^3$ ；

$C_d$ ——相对位移修正系数，按下述要求确定：

$C_d = 1.3$ ，货舱横舱壁处的船底（内底）纵骨端部节点

$C_d = 1.2$ ，货舱横舱壁处的舷侧（内壳）纵骨端部节点

$C_d = 1.15$ ，货舱横舱壁处的甲板纵骨端部节点

$C_d = 1.0$ ，其他

相对位移修正系数也可由直接计算法确定。

$P_{SW,ij(k)}$ 、 $P_{L,ij(k)}$ 、 $P_{C,ij(k)}$ ——纵骨跨距中点处的海水压力、液体压力或干散货压力， $kN/m^2$ ；

$\eta_{SW}$ 、 $\eta_L$ 、 $\eta_C$ ——侧向载荷压力方向系数；当压力作用在纵骨一侧时，取 1；当压力作用在纵骨相反一侧时，取-1。

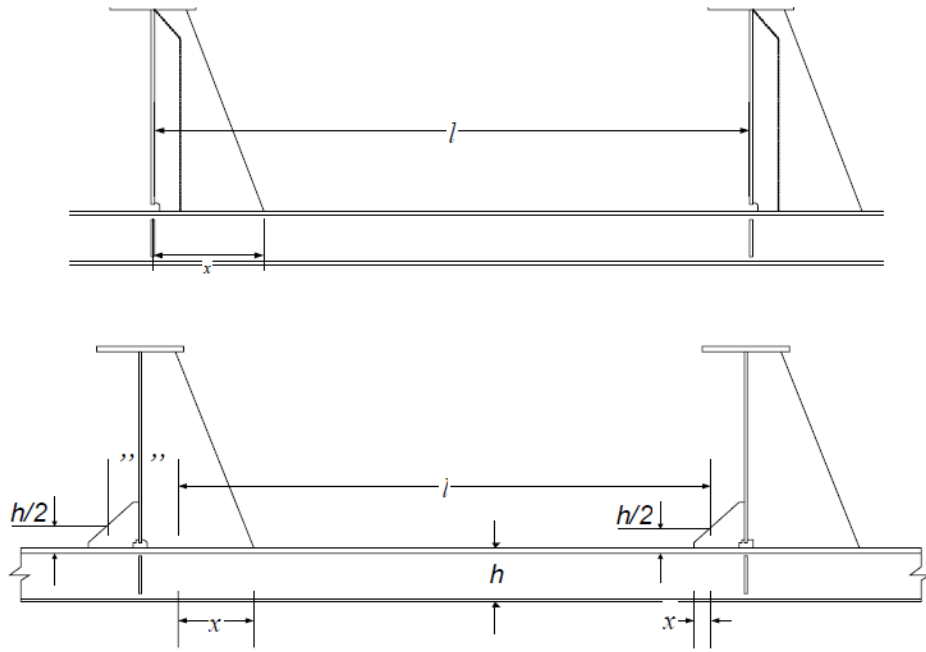


图 4.3.2 (1) 单壳构造

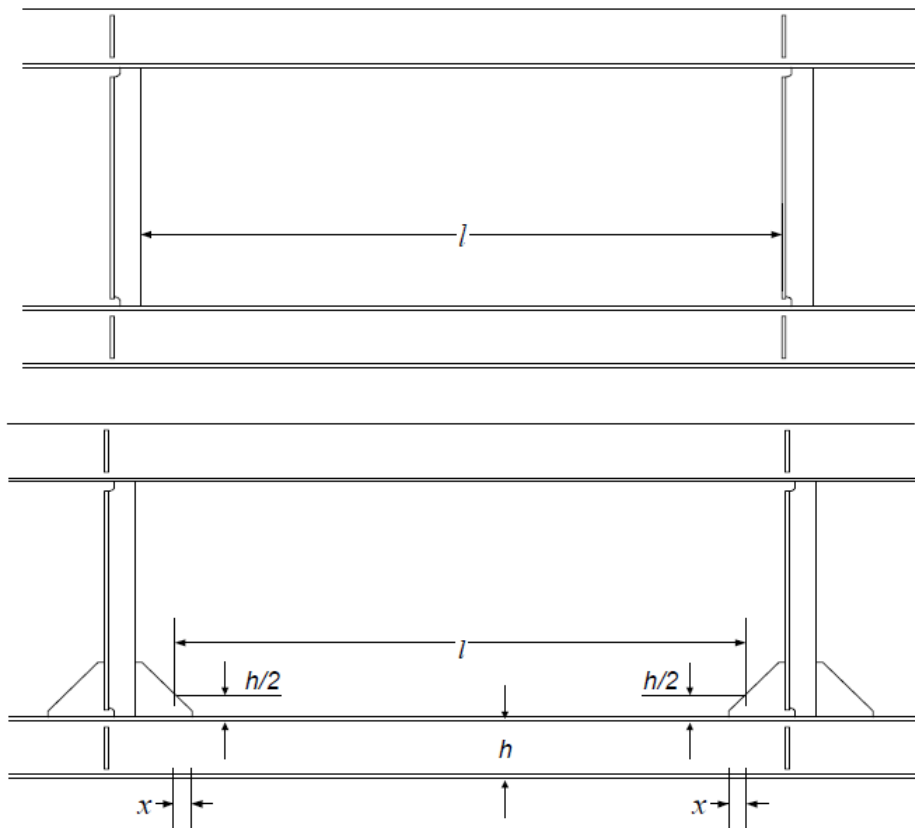


图 4.3.2 (2) 双壳构造

#### 4.4 热点应力计算

4.4.1 装载工况“(k)”中载荷工况“r”下的热点应力应按下列各式计算：

$$\sigma_{h,ij(k)} = C_g f_{ch} K_{gh} \sigma_{nh,ij(k)} + f_{cl} K_{gl} K_n \sigma_{nl,ij(k)} \quad (j = 1, 2) \quad \text{N/mm}^2$$

式中： $\sigma_{nh,ij(k)}$ ——船体梁弯矩引起的名义应力分量，N/mm<sup>2</sup>，见本章 4.3.1；

$\sigma_{nl,ij(k)}$ ——侧向载荷引起的名义应力分量，N/mm<sup>2</sup>，见本章 4.3.2；

$K_n$ ——非对称纵骨应力集中系数，见本章 4.5.2；

$K_{gh}$ ——纵骨轴向载荷应力集中系数，见本章表 4.5.1；

$K_{gl}$ ——纵骨侧向载荷应力集中系数，见本章表 4.5.1；

$f_{ch}$ 、 $f_{cl}$ ——腐蚀修正系数，见第 1 章 1.6.1；

$C_g$ ——板架弯曲修正系数，应按下述要求确定：

$C_g = 1.1$ ，船底（内底）纵骨端部节点

$C_g = 1.05$ ，舷侧（内壳）纵骨端部节点

$C_g = 1.0$ ，甲板纵骨端部节点

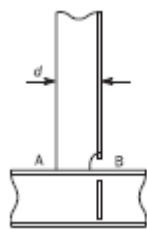
板架弯曲修正系数也可由直接计算法确定。

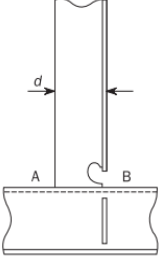
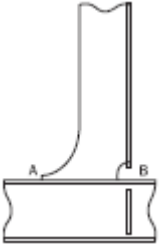
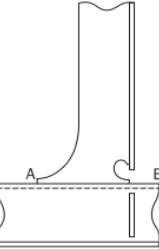
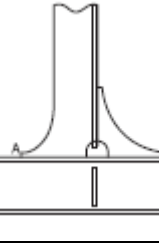
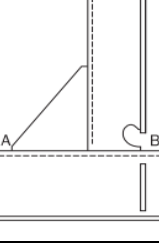
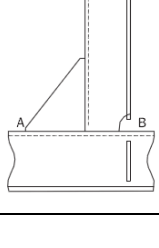
#### 4.5 应力集中系数

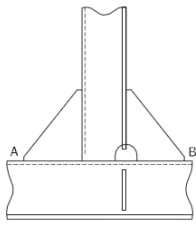
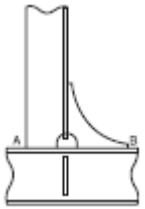
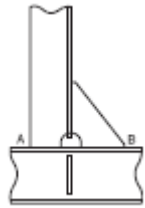
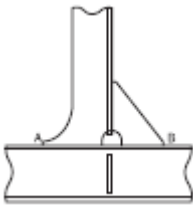
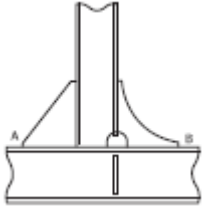

4.5.1 纵向对称扶强材端部连接的轴向载荷与侧向载荷的应力集中系数如表 4.5.1 所示，也可按本节 4.5.3 用直接计算法确定。

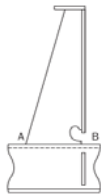
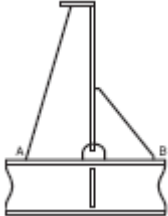
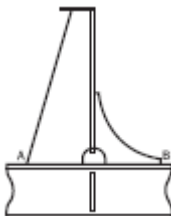
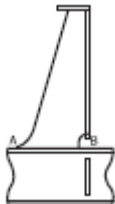
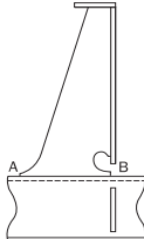
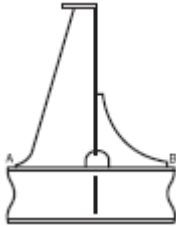
应力集中系数

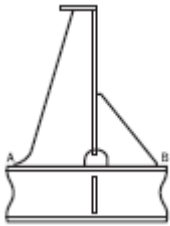
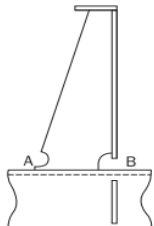
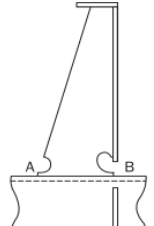
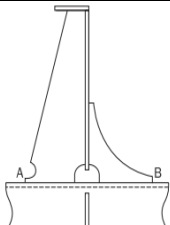
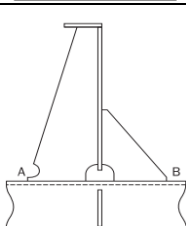
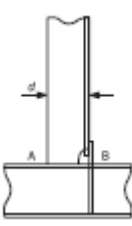
表 4.5.1

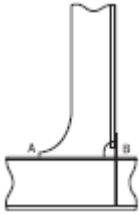
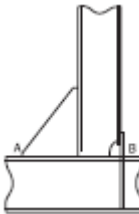

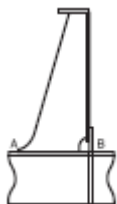
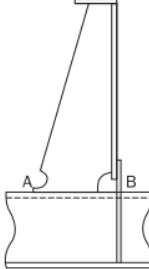
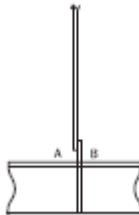
序号	节点形式	A 点		B 点	
		$K_{gh}$	$K_{gl}$	$K_{gh}$	$K_{gl}$
1		1.28	1.40	1.28	1.6
		( $d \leq 150$ )	( $d \leq 150$ )	( $d \leq 150$ )	
		1.36	1.50	1.36	
		( $150 < d \leq 250$ )	( $150 < d \leq 250$ )	( $150 < d \leq 250$ )	
		1.45	1.60	1.45	
		( $d > 250$ )	( $d > 250$ )	( $d > 250$ )	

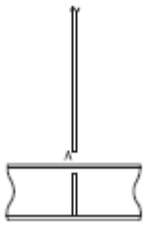
序号	节点形式	A 点		B 点	
		$K_{gh}$	$K_{gl}$	$K_{gh}$	$K_{gl}$
2		1.28 ( $d \leq 150$ ) 1.36 ( $150 < d \leq 250$ ) 1.45 ( $d > 250$ )	1.40 ( $d \leq 150$ ) 1.50 ( $150 < d \leq 250$ ) 1.60 ( $d > 250$ )	1.14 ( $d \leq 150$ ) 1.24 ( $150 < d \leq 250$ ) 1.34 ( $d > 250$ )	1.27
3		1.28	1.34	1.52	1.67
4		1.28	1.34	1.34	1.34
5		1.28	1.34	1.28	1.34
6		1.52	1.67	1.34	1.34
7		1.52	1.67	1.52	1.67

序号	节点形式	A 点		B 点	
		$K_{gh}$	$K_{gl}$	$K_{gh}$	$K_{gl}$
8		1.52	1.67	1.52	1.67
9		1.52	1.67	1.28	1.34
10		1.52	1.67	1.52	1.67
11		1.28	1.34	1.52	1.67
12		1.52	1.67	1.28	1.34
13		1.52	1.67	1.52	1.67

序号	节点形式	A 点		B 点	
		$K_{gh}$	$K_{gl}$	$K_{gh}$	$K_{gl}$
14		1.52	1.67	1.34	1.34
15		1.52	1.67	1.52	1.67
16		1.52	1.67	1.28	1.34
17		1.34	1.34	1.52	1.67
18		1.34	1.34	1.34	1.34
19		1.34	1.34	1.28	1.34

序号	节点形式	A 点		B 点	
		$K_{gh}$	$K_{gl}$	$K_{gh}$	$K_{gl}$
20		1.34	1.34	1.52	1.67
21		1.34	1.34	1.52	1.67
22		1.34	1.34	1.34	1.34
23		1.34	1.34	1.28	1.34
24		1.34	1.34	1.52	1.67
25		1.28 ( $d \leq 150$ ) 1.36 ( $150 < d \leq 250$ ) 1.45 ( $d > 250$ )	1.40 ( $d \leq 150$ ) 1.50 ( $150 < d \leq 250$ ) 1.60 ( $d > 250$ )	1.14 ( $d \leq 150$ ) 1.24 ( $150 < d \leq 250$ ) 1.34 ( $d > 250$ )	1.25 ( $d \leq 150$ ) 1.36 ( $150 < d \leq 250$ ) 1.47 ( $d > 250$ )

序号	节点形式	A 点		B 点	
		$K_{gh}$	$K_{gl}$	$K_{gh}$	$K_{gl}$
26		1.28	1.34	1.34	1.47
27		1.52	1.67	1.34	1.47
28		1.52	1.67	1.34	1.47
29		1.34	1.34	1.34	1.47
30		1.34	1.34	1.34	1.47
31		1.34	1.47	1.34	1.47

序号	节点形式	A 点		B 点	
		$K_{gh}$	$K_{gl}$	$K_{gh}$	$K_{gl}$
32		1.1	1.14	N/A	N/A

4.5.2 非对称扶强材的几何形状应力集中系数  $K_n$  应按下列公式计算:

$$K_n = 1.03 \quad , \text{ 对于球扁钢}$$

$$K_n = \frac{1 + \lambda\beta^2}{1 + \lambda\beta^2\psi_z} \quad , \text{ 其他}$$

式中:  $\beta$ ——系数; 取  $1 - 2b_g/b_f$ ;

$b_g$ ——从腹板中心线至翼板的宽度, mm, 见图 4.5.2;

$b_f$ ——翼板宽度, mm;

$t_f$ ——翼板厚度, mm;

$h_{stf}$ ——腹板高度, mm;

$t_w$ ——腹板厚度, mm;

$t_p$ ——带板厚度, mm;

$Z$ ——扶强材剖面模数,  $\text{cm}^3$ ;

$$\lambda \text{——系数, 取 } \frac{3\left(1 + \frac{\eta}{280}\right)}{1 + \frac{\eta}{40}};$$

$$\psi \text{——系数, 取 } \frac{h_{stf}^2 t_w}{4Z \times 10^3};$$

$$\eta \text{——系数, 取 } \frac{l^4}{b_f^3 t_f h_{stf}^2 \left( \frac{4h_{stf}}{t_w^3} + \frac{S}{t_p^3} \right)} \times 10^{12}。$$

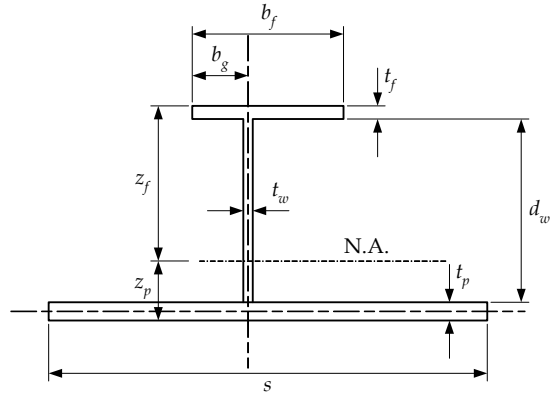


图 4.5.2

4.5.3 当采用不同于表 4.5.1 中的连接形式时，疲劳强度评估可按下述要求进行：

(1) 采用精细网格有限元分析直接计算热点应力，见本指南第 5 章；

(2) 通过有限元分析确定应力集中系数，应力集中系数  $K_g$  应为有限元热点应力与简化分析方法的名义应力之间的比值：

$$K_g = \frac{\sigma_h}{\sigma_n}$$

式中： $\sigma_h$ ——热点应力， $\text{N/mm}^2$ ；

$\sigma_n$ ——名义应力， $\text{N/mm}^2$ 。

## 第 5 章 有限元应力分析

### 5.1 一般要求

5.1.1 有限元热点应力分析方法适用于焊接节点与非焊接节点的疲劳强度评估，考虑了焊接节点的结构不连续性，但是不包括焊趾转折点的切口效应。

5.1.2 基于有限元应力分析的疲劳强度校核采用精细网格分析进行，可将精细网格模型嵌入舱段有限元模型中进行分析，也可采用包括局部精细网格区域的子模型，边界条件由舱段有限元模型得到。

## 5.2 结构模型化

5.2.1 除本指南另有规定外，舱段有限元结构模型化应符合 CCS《钢质海船入级规范》第 2 篇第 1 章第 14 节的相关要求。

5.2.2 模型范围应符合下述要求：

- (1) 纵向范围一般应至少覆盖船中货舱区的  $1/2$  个货舱+1 个货舱+ $1/2$  个货舱长度。
- (2) 考虑横向波浪载荷的不对称性，应采用全宽模型。
- (3) 垂向范围应取主船体范围内的所有构件，包括主甲板上的所有主要构件。

5.2.3 对于局部精细网格模型，应避免位移边界条件和力边界条件对细化区域热点应力的影响；细化区域边缘应有主要支撑构件，如货舱区域的纵桁、水平桁和肋板等。

5.2.4 热点附近的有限元网格应足够精细，以便反映应力梯度的变化，网格大小应不大于热点处受力构件厚度  $t$ 。精细网格区域应保证从热点位置向外所有方向延伸不小于  $10t$ ，精细网格与粗网格之间的细化网格区域的网格密度的过渡应保持平稳。

5.2.5 精细网格区域内应使用具有弯曲和膜元特性的 4 节点单元，壳单元应表示板材的中面和板弯曲特性。应尽可能避免使用三角形单元，避免使用角度小于  $60^\circ$  或大于  $120^\circ$  的畸变单元。细化区域内的骨材，应以板单元模拟；细化区域外的骨材可采用梁单元模拟。不考虑焊缝的几何形状和结构的对中。

5.2.6 如果在自由边（如骨材穿过强框架的开孔、板材边缘和舱口角隅）进行应力评估时，应使用高度与板材厚度相同，宽度近似忽略的梁单元来得到局部的应力值。

## 5.3 有限元分析工况

5.3.1 在有限元应力分析时，每一计算工况分为总体载荷工况与局部载荷工况，热点应力应由总体载荷工况与局部载荷工况的应力合成得到，应按下式计算：

$$\sigma_C = f_{ch}\sigma_{HG} + C_{VT}f_{cl}\sigma_L \quad \text{N/mm}^2$$

式中： $\sigma_{HG}$ ——总体载荷工况下的热点应力， $\text{N/mm}^2$ ；

$\sigma_L$ ——局部载荷工况下的热点应力， $\text{N/mm}^2$ ；

$f_{ch}$ 、 $f_{cl}$ ——腐蚀修正系数，见第 1 章 1.6.1；

$C_{VT}$ ——船型修正系数，按下述要求确定：

$C_{VT}=0.75$ ，对于集装箱船

$C_{VT}=0.80$ ，对于油船

$C_{VT}=0.9$ ，对于散货船

$C_{VT}=0.95$ ，对于 LNG 船

## 5.4 边界条件

5.4.1 舱段有限元模型的边界条件应符合下述要求：

(1) 总体载荷工况边界条件（见本章表 5.4.1 (1)）

(a) 前后端面各纵向构件节点自由度  $\delta_x$ 、 $\delta_y$ 、 $\delta_z$  应与中纵剖面上中和轴处的独立点采用 MPC 方式关联；在独立点上施加垂向弯矩与水平弯矩，各载荷工况的载荷组合因子见本指南第 2 章表 2.5.3。

(b) 前后端面内独立点的横向线位移、垂向线位移、绕纵向轴的角位移约束，即：

$\delta_y = \delta_z = \theta_x = 0$ ；前端面内独立点纵向线位移约束，即  $\delta_x = 0$ 。

总体载荷边界条件

表 5.4.1 (1)

位置	线位移约束			角位移约束		
	$\delta_x$	$\delta_y$	$\delta_z$	$\theta_x$	$\theta_y$	$\theta_z$
前后端面所有纵向构件	相关	相关	相关	-	-	-
前端面独立点	固定	固定	固定	固定	弯矩	-
后端面独立点	-	固定	固定	固定	弯矩	-

(2) 局部载荷工况边界条件（载荷对称，见表 5.4.1 (2)）

(a) 前后端面施加对称面边界条件，端面内节点的纵向线位移、绕端面内两个坐标轴的角位移约束，即： $\delta_x = \theta_y = \theta_z = 0$ ；

(b) 舷侧外板、内壳板、纵舱壁与中部货舱前后舱壁交线上应设置垂向弹簧单元，弹簧单元弹性系数均匀分布，弹性系数按下式计算：

$$K = \frac{5GA}{6l_H n}$$

式中： $G$ ——材料的剪切弹性模量；对于钢材， $G=0.792 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ ；

$A$ ——前后舱壁处舷侧外板、内壳板或纵舱壁板的剪切面积， $\text{mm}^2$ ；

$l_H$ ——中部货舱长度， $\text{mm}$ ；

$n$ ——舷侧外板、内壳板或纵舱壁上垂向交线节点数量。

局部载荷边界条件（载荷对称）

表 5.4.1 (2)

位置	线位移约束			角位移约束		
	$\delta_x$	$\delta_y$	$\delta_z$	$\theta_x$	$\theta_y$	$\theta_z$
前后端面	固定	-	-	-	固定	固定
前后横舱壁处纵中剖面与船底交点	-	固定	-	-	-	-
舷侧外板、内壳板、纵舱壁板与前后横舱壁垂直交线节点	-	-	垂向弹簧	-	-	-

(3) 局部载荷工况边界条件（载荷非对称，见表 5.4.1 (3)）

(a) 前后端面施加对称面边界条件，端面内节点的纵向线位移、绕端面内两个坐标轴的角位移约束，即： $\delta_x = \theta_y = \theta_z = 0$ ；

(b) 上甲板、船底板、内底板与前后横舱壁交线上节点应设置横向弹簧单元，弹簧单元弹性系数均匀分布，弹性系数按下式计算：

$$K = \frac{5GA}{6l_H n}$$

式中： $G$ ——材料的剪切弹性模量；对于钢材， $G=0.792 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ ；

$A$ ——前后舱壁处船底板、内底板的剪切面积， $\text{mm}^2$ ；

$l_H$ ——中部货舱长度， $\text{mm}$ ；

$n$ ——船底板、内底板上水平交线节点数量。

(c) 舷侧外板、内壳板、纵舱壁板与前后横舱壁交线上节点应设置垂向弹簧单元，弹簧单元弹性系数均匀分布，弹性系数见本章 5.4.1 (2) (b)。

局部载荷边界条件（载荷非对称）

表 5.4.1 (3)

位置	线位移约束			角位移约束		
	$\delta_x$	$\delta_y$	$\delta_z$	$\theta_x$	$\theta_y$	$\theta_z$
前后端面	固定	-	-	-	固定	固定
上甲板、船底板、内底板与前后横舱壁水平交线	-	横向弹簧	-	-	-	-
舷侧外板、内壳板、纵舱壁板与前后横舱壁垂直交线	-	-	垂向弹簧	-	-	-

5.4.2 当采用局部细化有限元模型时，应由舱段模型获得的节点力或节点位移施加到子模型上。

## 5.5 基于有限元分析的热点应力范围与热点平均应力

### 5.5.1 热点应力范围与平均应力

(1) 装载工况“(k)”中载荷工况“r”下，热点应力范围  $S_{h,i(k)}$  应为垂直于焊趾方向左右  $45^\circ$  范围内的热点主应力，根据各载荷工况  $i_1$  和载荷工况  $i_2$  下热点应力分量的差值确定。

(2) 装载工况“(k)”中载荷工况“r”下，热点平均应力应根据各载荷工况  $i_1$  和载荷工况  $i_2$  下热点应力分量的平均确定。

### 5.5.2 焊接型节点热点应力计算

(1) 对于一般焊接型节点（如肘板趾端等），装载工况“(k)”中载荷工况“ij”下，热点应力  $\sigma_{ij(k)}$ （见本章图 5.5.2 (1)）应按下式计算：

$$\sigma_{ij(k)} = \frac{3\sigma_{ij(k),t/2} - \sigma_{ij(k),3t/2}}{2} \quad (j = 1,2) \quad \text{N/mm}^2$$

式中： $\sigma_{ij(k),t/2}$ ， $\sigma_{ij(k),3t/2}$  —— 装载工况“(k)”中载荷工况“ij”下，距焊趾  $t/2$  和  $3t/2$  的应力读取点处应力， $\text{N/mm}^2$ ；其中  $t$  为热点处的板厚， $\text{mm}$ 。

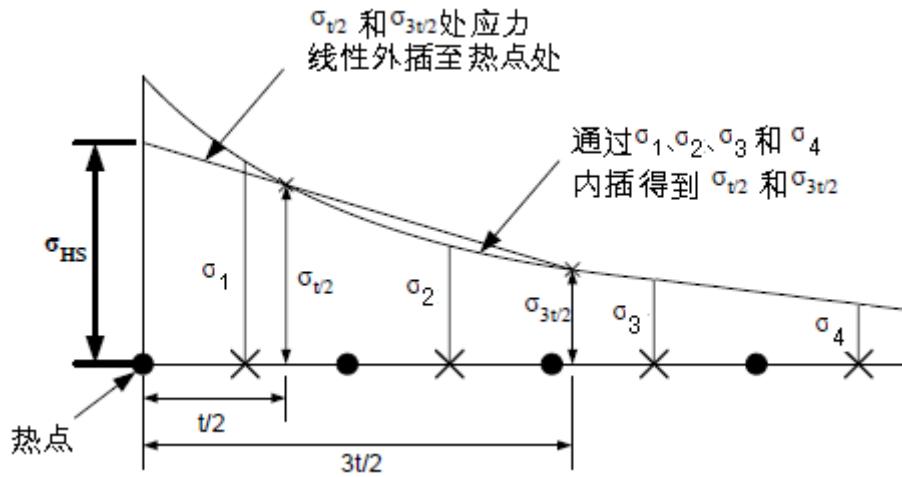


图 5.5.2 (1) 一般焊接型节点热点应力插值

(2) 在热点附近受力构件的表面上选取 4 个插值点，应力读取点应位于 4 个插值点之间，插值点的应力应由  $A-A$  线的左侧与右侧单元中心点的应力平均得到，如图 5.5.2 (2)。距焊趾  $t/2$  和  $3t/2$  处应力读取点的应力  $\sigma$  应根据所选插值点处的应力用拉格朗日插值法按下式计算：

$$\sigma = C_1\sigma_1 + C_2\sigma_2 + C_3\sigma_3 + C_4\sigma_4 \quad \text{N/mm}^2$$

式中：  $\sigma_1$  ——插值点 1 处的应力，  $\text{N/mm}^2$ ；

$\sigma_2$  ——插值点 2 处的应力，  $\text{N/mm}^2$ ；

$\sigma_3$  ——插值点 3 处的应力，  $\text{N/mm}^2$ ；

$\sigma_4$  ——插值点 4 处的应力，  $\text{N/mm}^2$ ；

$C_1$ 、  $C_2$ 、  $C_3$  和  $C_4$  应按下列各式计算：

$$C_1 = \frac{(x - x_2)(x - x_3)(x - x_4)}{(x_1 - x_2)(x_1 - x_3)(x_1 - x_4)}$$

$$C_2 = \frac{(x - x_1)(x - x_3)(x - x_4)}{(x_2 - x_1)(x_2 - x_3)(x_2 - x_4)}$$

$$C_3 = \frac{(x - x_1)(x - x_2)(x - x_4)}{(x_3 - x_1)(x_3 - x_2)(x_3 - x_4)}$$

$$C_4 = \frac{(x - x_1)(x - x_2)(x - x_3)}{(x_4 - x_1)(x_4 - x_2)(x_4 - x_3)}$$

式中：  $x$  ——应力读取点距焊趾的距离， mm；

$x_1$  ——插值点 1 距焊趾的距离， mm；

$x_2$  ——插值点 2 距焊趾的距离， mm；

$x_3$  ——插值点 3 距焊趾的距离， mm；

$x_4$  ——插值点 4 距焊趾的距离， mm。

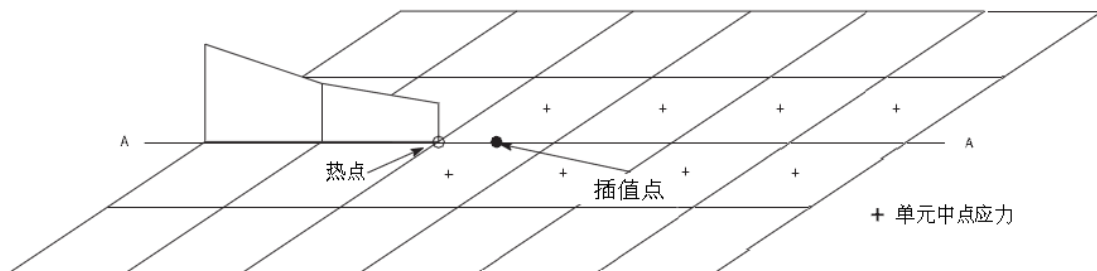


图5.5.2 (2) 插值点应力获取方法

### 5.5.3 十字焊接型节点热点应力计算

(1) 对于十字焊接型节点（如焊接型底边舱折角、水平桁根部、底凳与内底折角处等），如图5.5.3 (1)，装载工况“(k)”中载荷工况“ij”下，热点处应力  $\sigma_{ij(k)}$  应为距离单元交线  $x_{shift}$  处的应力，通过交线上相邻插值点的应力线性插值得到，如图5.5.3 (2)。

应力读取位置  $x_{shift}$ ，应按下式计算：

$$x_{shift} = \frac{t}{2} + x_{wt} \quad \text{mm}$$

式中：  $t$  ——热点处的板厚， mm；

$x_{wt}$  ——焊脚长度， mm， 不大于  $\frac{t}{2}$ 。

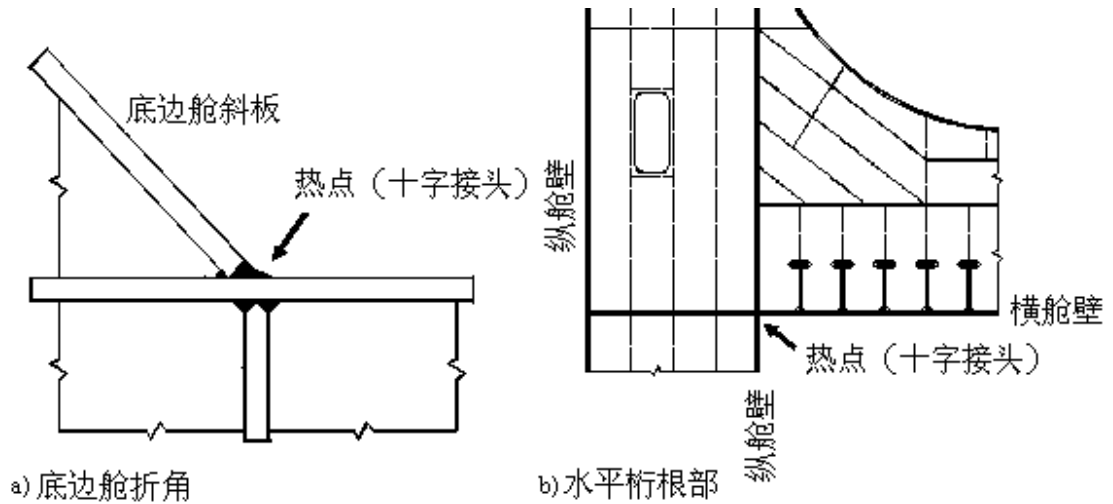


图5.5.3 (1) 十字焊接型节点

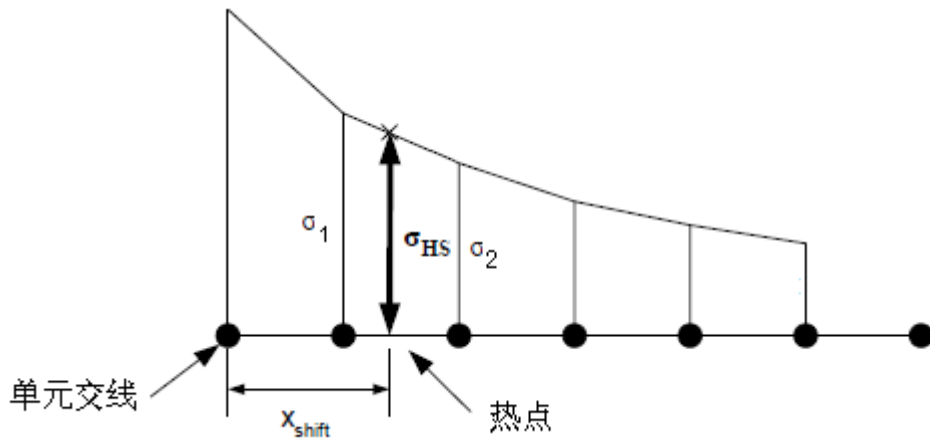


图5.5.3 (2) 十字焊接型热点应力插值

(2) 相邻插值点应力应由  $A-A$  线的左侧与右侧单元中心点的应力平均得到。单元中心点应力按下式计算：

$$\sigma_{ij(k)}(x) = (\sigma_{ij(k),membrane}(x) + 0.6f_{1d}\sigma_{ij(k),bending}(x)) \times \beta \quad (j = 1,2) \quad \text{N/mm}^2$$

式中： $\sigma_{ij(k),bending}(x)$ ——弯曲应力， $\text{N/mm}^2$ ，按下式计算：

$$\sigma_{ij(k),bending}(x) = \sigma_{ij(k),surface}(x) - \sigma_{ij(k),membrane}(x) \quad (j = 1,2) \quad \text{N/mm}^2$$

$\sigma_{ij(k),surface}(x)$ ——垂直于焊趾方向左右  $45^\circ$  范围内的表面应力，包括中面应力和弯曲应力， $\text{N/mm}^2$ ；

$\sigma_{ij(k),membrane}(x)$ ——中面应力， $\text{N/mm}^2$ ；

$f_{1d}$ ——系数，按下述要求确定：

$f_{ld}=1$ ，对于承受局部侧向载荷的板格；

$f_{ld}=0$ ，对于不承受局部侧向载荷的板格。

$\beta$ ——相交板角度修正系数，应按下列各式计算：

$$\beta = 1.07 - 0.15 \frac{x_{wt}}{t} + 0.22 \left( \frac{x_{wt}}{t} \right)^2, \text{ 对于 } \alpha = 135^\circ$$

$$\beta = 1.09 - 0.16 \frac{x_{wt}}{t} + 0.36 \left( \frac{x_{wt}}{t} \right)^2, \text{ 对于 } \alpha = 120^\circ$$

$$\beta = 1.09 + 0.036 \frac{x_{wt}}{t} + 0.27 \left( \frac{x_{wt}}{t} \right)^2, \text{ 对于 } \alpha = 90^\circ$$

其他角度的相交板角度修正系数应通过线性插值法确定。

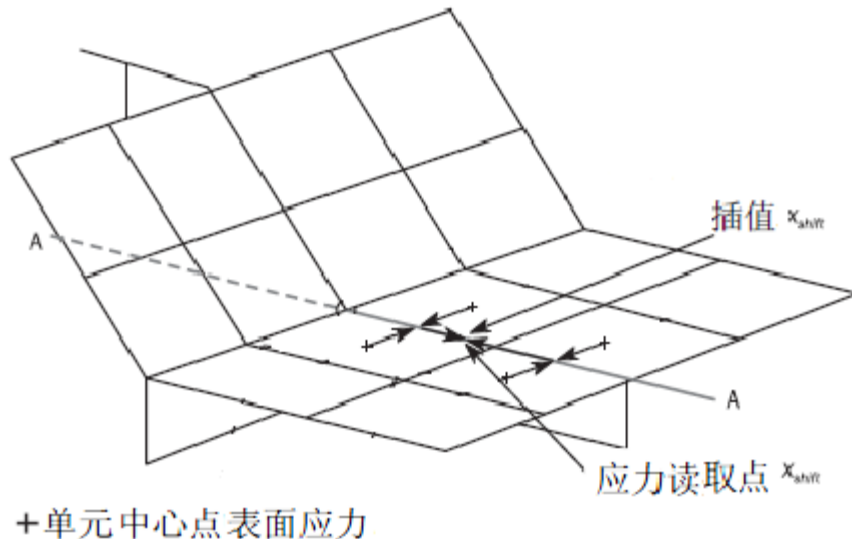


图5.5.3 (2) 插值点应力获取方法

5.5.4 对于板材自由边的疲劳评估，需使用梁单元来获取疲劳应力范围，应力范围考虑梁单元的轴向力和弯曲应力，梁单元的高度与所考虑板材的厚度相同，宽度方向近似忽略。

## 5.6 典型节点的有限元细化要求

### 5.6.1 底边舱折角连接

- (1) 本小节的建模要求适用于焊接式底边舱结构的上折角和下折角。
- (2) 如使用独立的局部有限元模型，局部模型的最小范围如下：
  - ①沿纵向，模型应覆盖两个强框架间距（即被校核的横框架向前后各延伸一个强框架间

距)。位于局部模型端部位置的强框架可不必建模。

②沿垂向，模型应从基线至双壳压载舱的最下一根水平桁（对于油船和双壳散货船），对于单壳的散货船，模型应从基线至底边舱的顶点。当底边舱的上折角需进行疲劳评估时，模型应向上延伸至双壳压载舱的最下一根水平桁以上4个纵骨的间距。

③沿横向，模型应从舷侧至双层底最外侧纵桁向内4个纵骨的间距。

(3) 任何强框架上毗连内底板的嵌连肘板、从折角起第一根纵骨、临近横框架的第一个短梁和肘板，都应使用壳单元精确建模。远离折角的纵骨可使用梁单元建模。纵桁外侧的内底板突出部分应使用壳单元建模至嵌接肘板。嵌接肘板以外的内底板延伸部分可使用等效面积的线单元建模。距离折角一个骨材间距区域内的任何开孔，比如电缆、管路和通道开孔，都应精确建模。

(4) 底边舱折角接头的典型局部有限元模型和细化网格见图5.6.1 (1) ~ (5)。

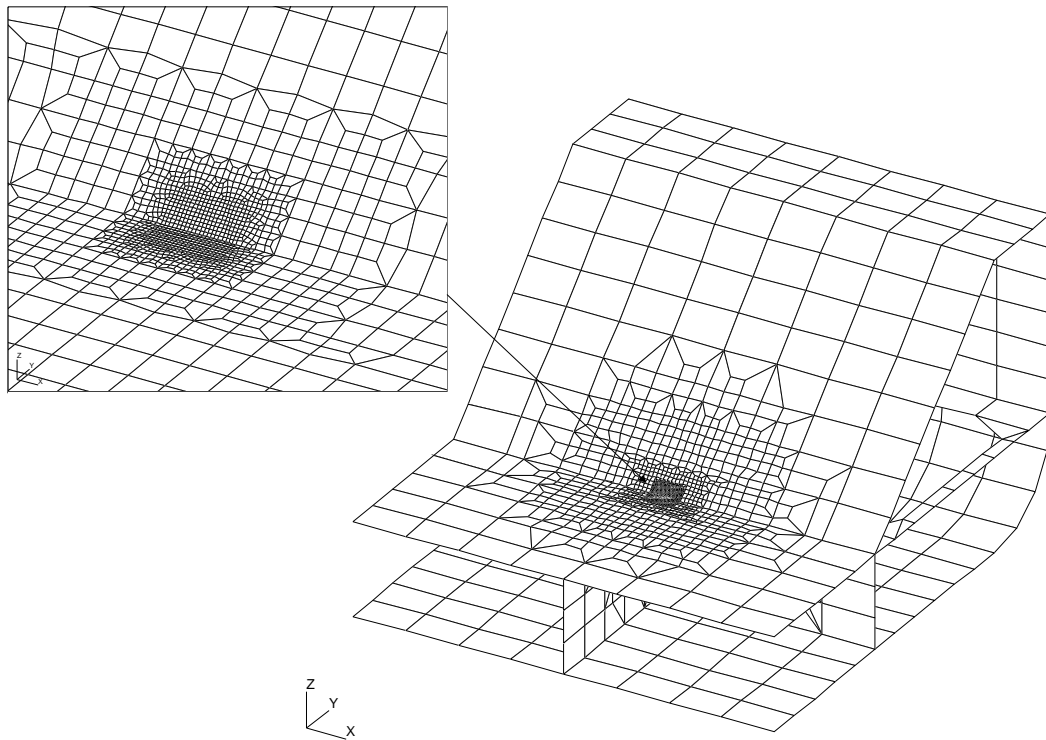


图5.6.1 (1) 底边舱折角细化有限元网格模型

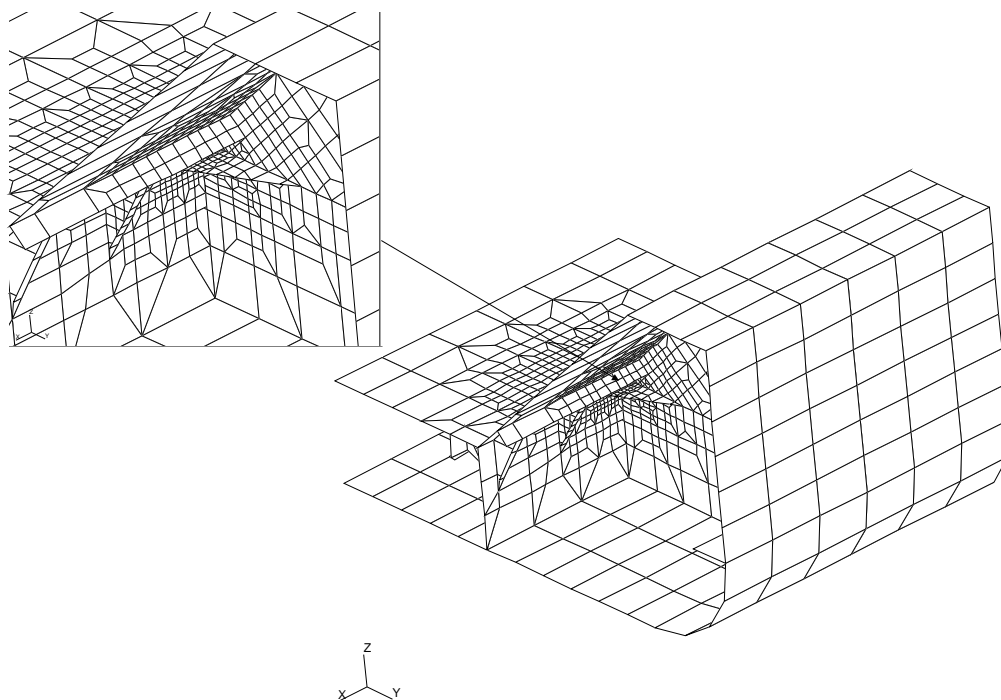


图5.6.1 (2) 底边舱折角细化有限元网格模型

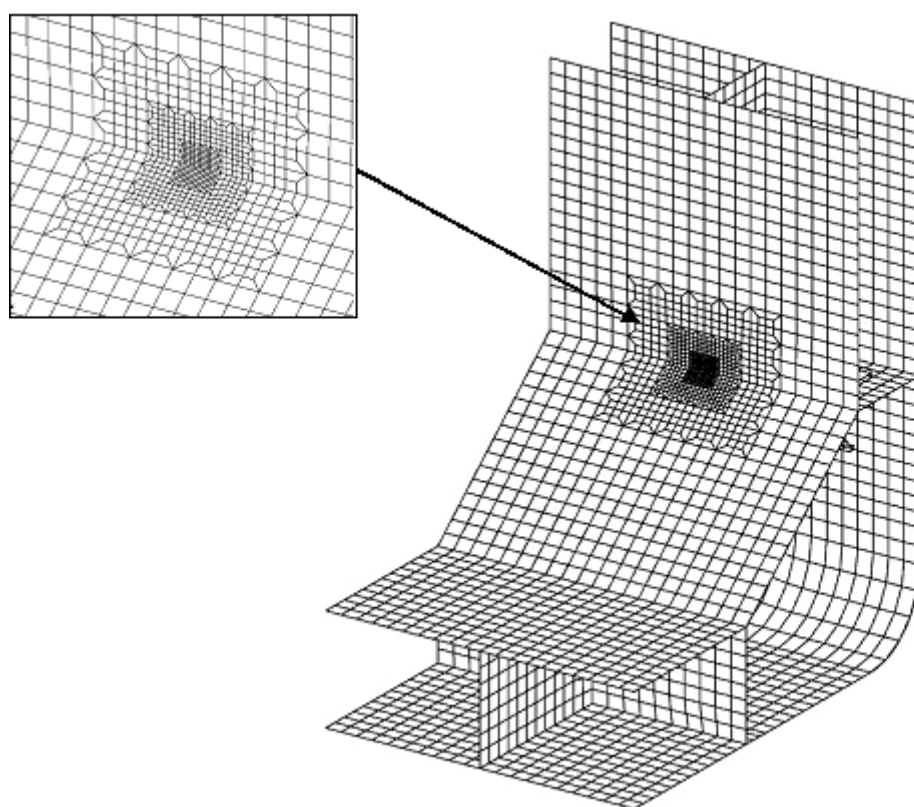


图5.6.1 (3) 底边舱折角细化有限元网格模型

## 5.6.2 底墩与内底的连接

(1) 本小节的建模要求适用于底墩与内底的折角连接部位。

(2) 如使用独立的局部有限元模型，局部模型的最小范围如下：

①沿垂向，模型应从船底向上至内底以上2 米与槽型舱壁和底凳卸货板相交处中两者的大者。

②沿横向，模型应延伸至左右两端最近的底凳隔板，模型端部的底凳隔板不必建模。

③沿纵向，模型向前应覆盖底凳前斜板向前一个实肋板间距，向后应覆盖底凳后斜板向后一个实肋板间距。

(3) 底凳内部的隔板、肘板、扶强材应按照实际位置建模，隔板、肘板以及从热点起第一根纵骨（纵向、垂向、水平）都应使用壳单元精确建模，其余纵骨可使用梁单元建模。

底凳与内底折角连接处的典型局部有限元模型见图5.6.2。

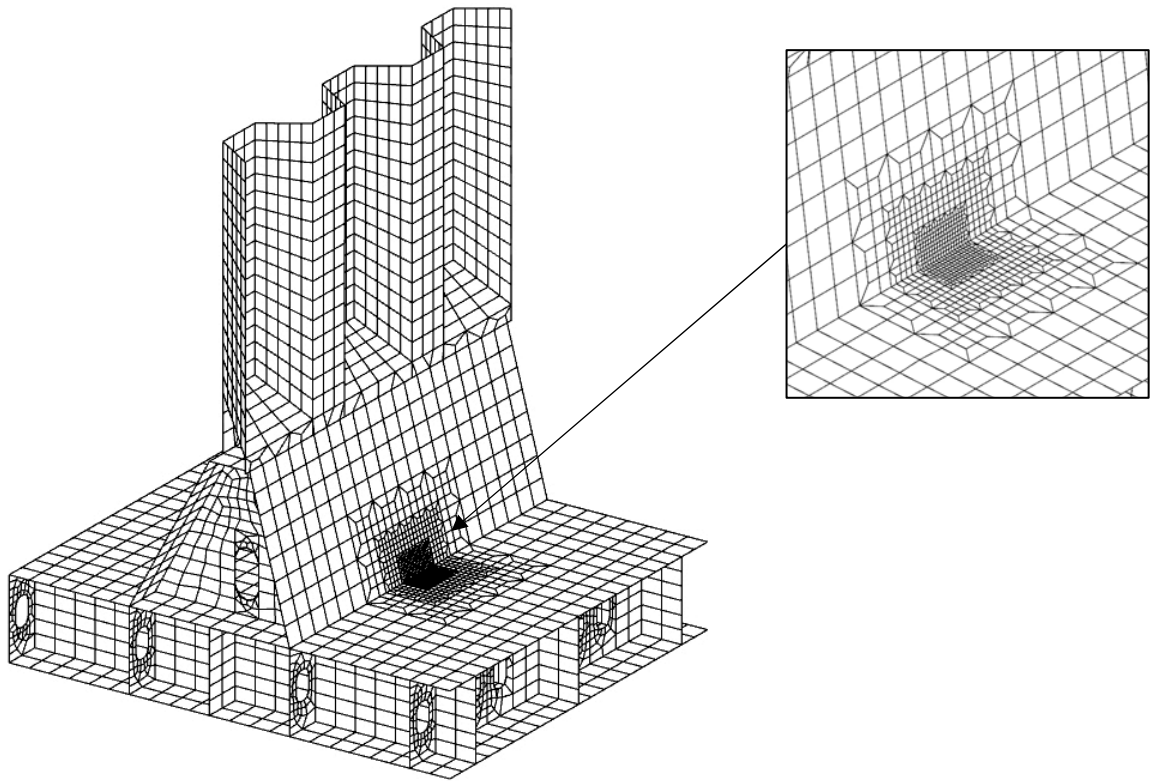


图5.6.2 内底与底凳侧板的连接处

### 5.6.3 槽型舱壁与底凳的连接

(1) 本小节的建模要求适用于槽型舱壁与底凳折角连接部位。

(2) 如使用独立的局部有限元模型，局部模型的最小范围如下：

①沿垂向，模型应覆盖从底凳底部至底凳卸货板以上2 米的范围。

②沿横向，模型应延伸至左右两端最近的底凳隔板，模型端部的底凳隔板不必建模。

③沿纵向，模型向前应覆盖底凳前斜板向前一个实肋板间距，向后应覆盖底凳后斜板向

后一个实肋板间距。

(3) 底凳内部的隔板、肘板、扶强材应按照实际位置建模，隔板、肘板以及从热点起第一根纵骨（纵向、垂向、水平）都应使用壳单元精确建模，其余纵骨可使用梁单元建模。底凳与内底折角连接处的典型局部有限元模型见图5.5.3。

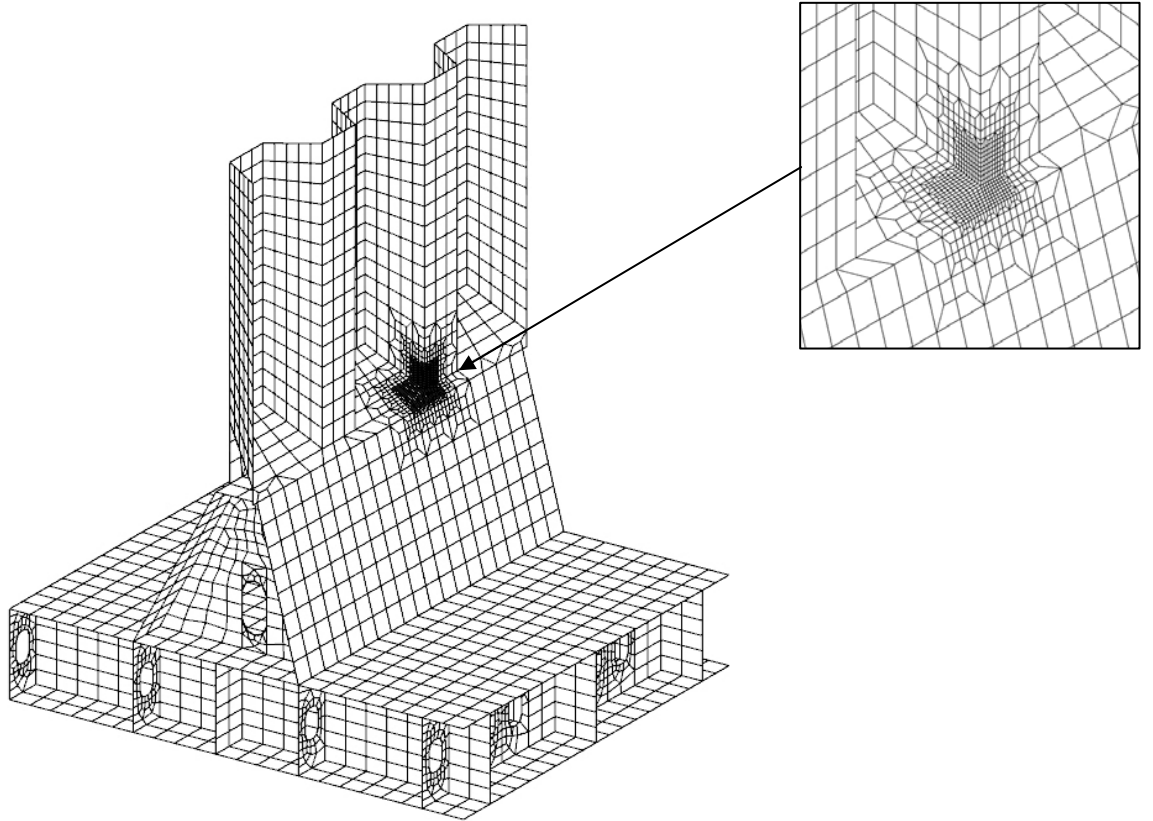


图5.6.3 槽型舱壁与底凳的连接

#### 5.6.4 舷侧肋骨肘板与底边舱斜板的连接

(1) 本小节的建模要求适用于舷侧肋骨肘板与底边舱斜板的连接。

(2) 底边舱斜板、舷侧肋骨肘板、临近骨材应使用壳单元精确建模。舷侧肋骨肘板与底边舱斜板的连接处的典型局部有限元模型见图5.6.4。

(3) 如使用独立的局部有限元模型，局部模型的最小范围如下：

- ①沿纵向，模型应覆盖两个强框架间距（即被校核的热点部位向前后各延伸一个强框架间距）。位于局部模型端部位置的强框架可不必建模。
- ②沿垂向，模型应从基线至顶边舱斜板的底部。
- ③沿横向，模型应从舷侧至临近的双层底纵桁。

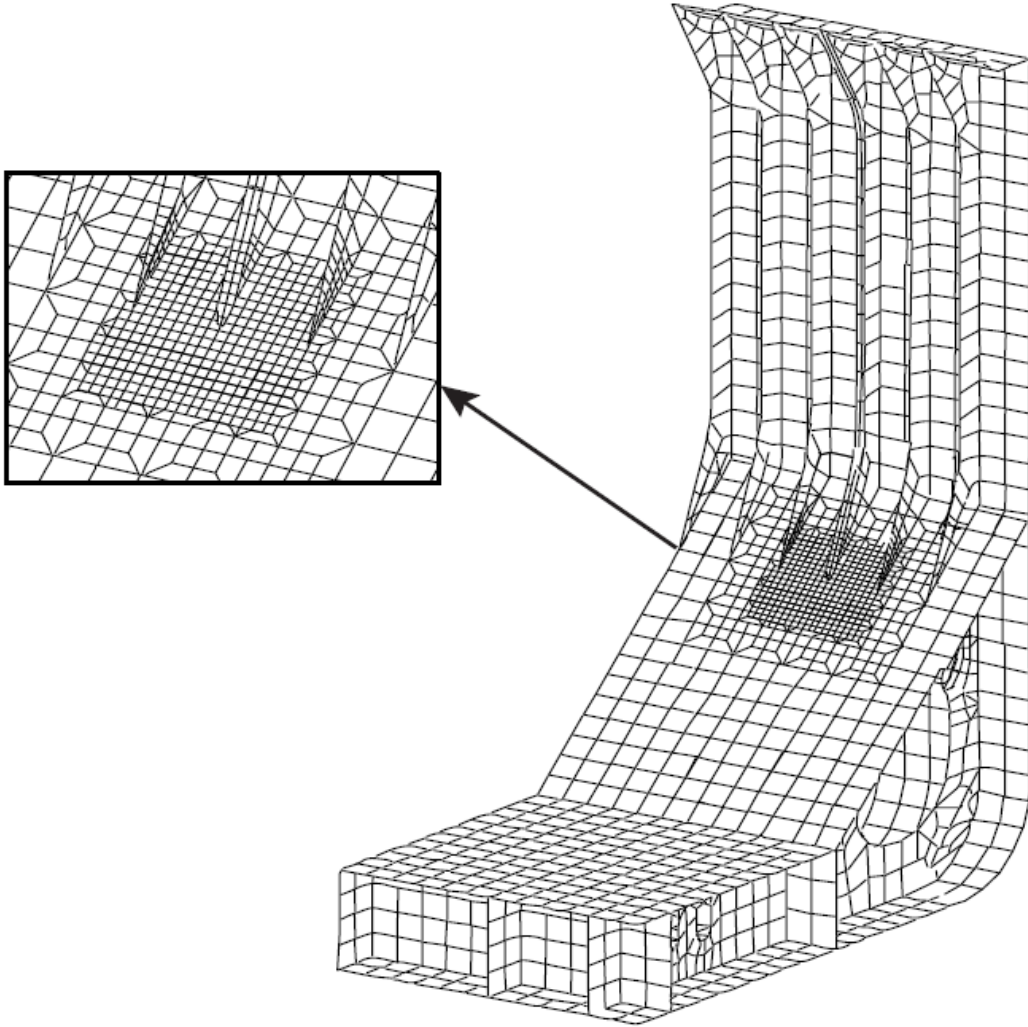


图5.6.4 舷侧肋骨肘板与底边舱斜板的连接

#### 5.6.5 舷侧肋骨肘板与顶边舱斜板/平底板的连接

- (1) 本小节的建模要求适用于舷侧肋骨肘板与顶边舱斜板/平底板的连接。
- (2) 顶边舱斜板、顶边舱平底板、舷侧肋骨肘板、临近骨材应使用壳单元精确建模。

舷侧肋骨趾端与底边舱斜板的连接处的典型局部有限元模型见图5.6.5。

- (3) 如使用独立的局部有限元模型，局部模型的最小范围如下：

- ①沿纵向，模型应覆盖两个强框架间距（即被校核的热点部位向前后各延伸一个强框架间距）。位于局部模型端部位置的强框架可不必建模。
- ②沿垂向，模型应从甲板至底边舱斜板的顶部。
- ③沿横向，模型应从舷侧至顶边舱对应的舱口围板处。

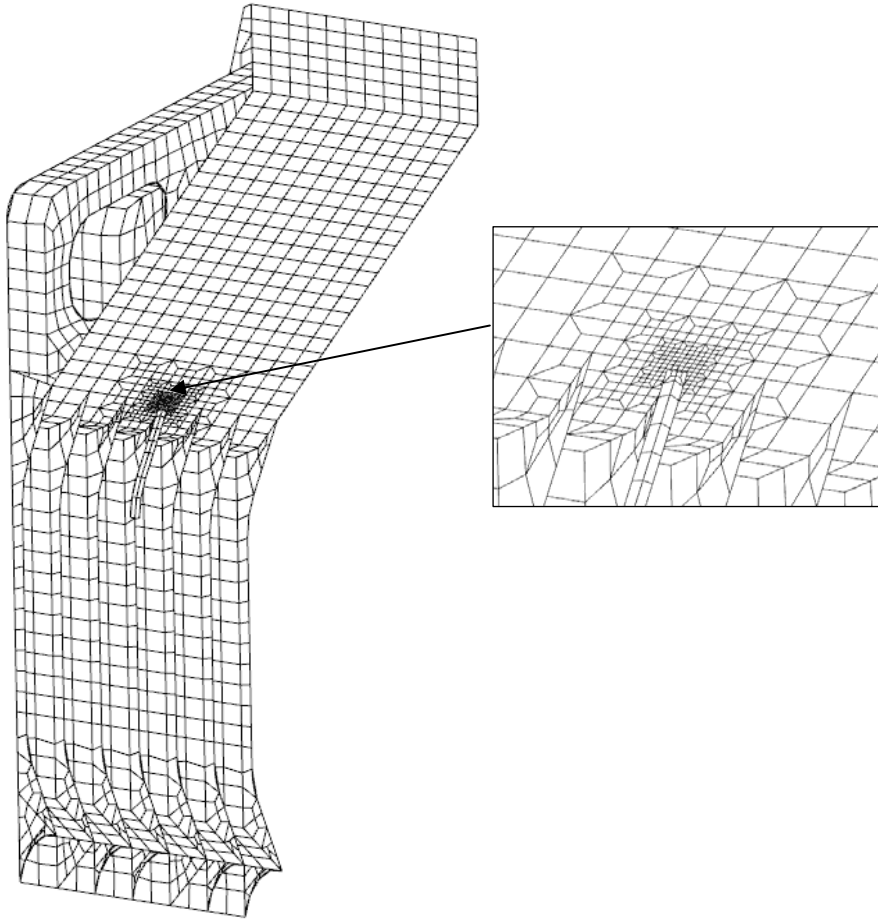


图5.6.5 舷侧肋骨肘板与顶边舱斜板/平底板的连接

#### 5.6.6 舱口围板肘板与甲板的连接处

(1) 本小节的建模要求适用于舱口围板肘板与甲板的连接处。

(2) 如使用独立的局部有限元模型，局部模型的最小范围如下：

- ①沿横向，模型应覆盖半个船宽以上。
- ②沿纵向，模型应从舱室的中心延伸至临近的货舱，应包含全宽范围内的舱口间甲板。
- ③沿垂向，模型应从围板顶端延伸至顶板舱斜板与外壳或内壳的相交处。

(3) 主要支撑构件及舱口围板撑柱应使用壳单元精确建模。舱口围板的肘板趾端与甲板的连接处典型局部有限元模型见图5.6.6。

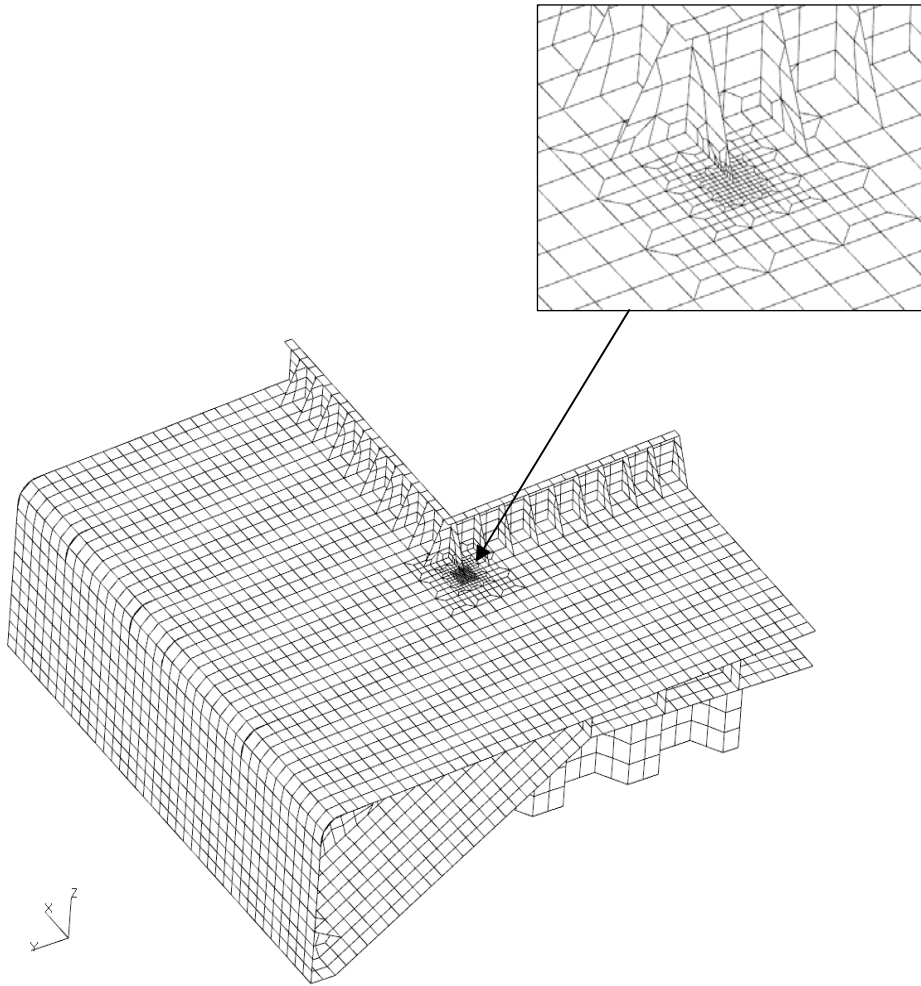


图5.6.6 舱口围板肘板与甲板的连接处细化模型

## 第 6 章 泵塔疲劳强度

### 6.1 一般规定

6.1.1 本章适用于薄膜型液化天然气运输船的泵塔结构疲劳强度评估。

6.1.2 本章未作规定者应满足 CCS《薄膜型液化天然气运输船检验指南》第 5 章的相关要求。

6.1.3 泵塔结构疲劳强度评估一般应取货舱区靠船首的第 2 货舱作为目标舱进行晃荡载荷计算。

6.1.4 泵塔结构疲劳强度评估的流程如本章图 6.1.4 所示。

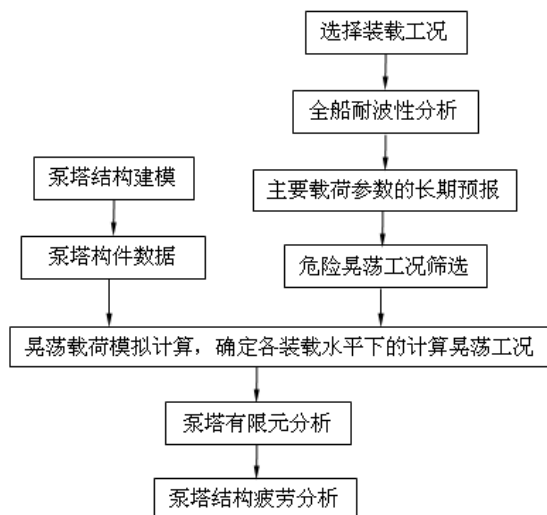


图 6.1.4 泵塔疲劳分析流程

## 6.2 装载工况和装载水平

6.2.1 应选取本章表 6.2.1 设定的两种装载工况作为用于全船耐波性分析的计算工况。对于满载工况，应用于本章 6.2.2 中大于或等于 50%*h* 的装载水平；对于压载工况，应用于本章 6.2.2 中小于 50%*h* 的装载水平。

耐波性分析的装载工况

表 6.2.1

序号	装载工况	吃水
1	满载工况	夏季载重线吃水
2	压载工况	压载到港吃水

6.2.2 除装载手册中所有装载水平外，还应选取 5%*h*，10%*h*，70%*h*，95%*h* 作为标准的计算装载水平，如有额外附加的装载水平要求，应由设计方提供详细的装载数据，并提供各装载水平下的营运时间比例。

6.2.3 若设计方未提供各装载水平下的营运时间比例，可假定为等比例分布。

## 6.3 全船耐波性分析

6.3.1 基于等效设计波法的全船耐波性分析主要用于：

- (1) 计算得到各主要载荷参数的响应放大因子 (RAO)，以确定危险晃动工况；
- (2) 计算得到各主要载荷参数的 Weibull 形状参数，以确定疲劳应力长期分布；
- (3) 确定主要载荷参数的长期预报值，用于计算晃动载荷。

6.3.2 等效设计波法

(1) 对于无限航区, 根据现有的海浪统计资料, 由短期预报组合成长期预报, 计算波浪载荷的长期分布规律, 从中截取一定超越概率水平的极值。

(2) 对于特定航区, 可采用短期预报极值的方法, 即在给定的概率水平下, 取得相对应波高最高的海况, 从而求得短期预报极值。

(3) 对于疲劳分析而言, 波浪长期预报极值的概率水平为  $10^{-4}$ 。

### 6.3.3 主要载荷参数

(1) 对于横向运动, 取横摇运动 (即横摇角) 和横向加速度;

(2) 对于纵向运动, 取纵摇运动 (即纵摇角) 和纵向加速度。

### 6.3.4 环境数据

(1) 对于无限航区, 采用的北大西洋波浪数据是 IACS Rec.No34 的波浪散布图, 推荐采用两参数的 Bretschneider 谱函数;

(2) 对于特定航行, 一般采用该航海区域的特定波浪散布图, 波浪谱采用 JONSWAP 谱函数。

## 6.4 晃荡工况

### 6.4.1 一般规定

晃荡工况基于不同的浪向角和波浪遭遇频率, 每个装载水平都包括一组危险晃荡工况, 并可刷选出该装载水平下的最危险晃荡工况。

### 6.4.2 危险晃荡工况的确定

(1) 确定危险晃荡工况时, 应满足以下三个原则:

- ①保证 RAO 处于最大值附近;
- ②晃荡运动周期和波浪遭遇周期一致;
- ③浪向角处于影响最大的范围。

(2) 根据以上原则, 危险晃荡工况需要满足的条件见本章表 6.4.2 所示。

确定危险晃荡工况的条件

表 6.4.2

运动	条件表达式	说明
横向运动	$ T_y - T_e  < 0.3T_y$	$T_y$ 和 $T_e$ 分别为液舱横向运动固有周期和波浪遭遇周期
	$RAO(\beta, \omega) > 0.7 \max[RAO(\beta, \omega)]$	RAO 与主载荷参数相对应
	$60^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$	考虑前正横浪

纵向运动	$ T_x - T_e  < 0.3T_x$	$T_y$ 和 $T_e$ 分别为液舱横向运动固有周期和波浪遭遇周期
	$RAO(\beta, \omega) > 0.7 \max[RAO(\beta, \omega)]$	RAO 与主载荷参数相对应
	$0^\circ \leq \beta \leq 30^\circ$	考虑迎浪

### 6.4.3 计算晃荡工况

(1) 根据各装载水平的晃荡运动时间历程，分别以泵塔总合力在正向最大和反向最大时刻为选取条件，得到各装载水平下的最危险晃荡工况。

(2) 泵塔疲劳分析的计算工况应基于各装载水平下的最危险晃荡工况。

## 6.5 泵塔结构有限元分析

### 6.5.1 结构建模

泵塔结构有限元结构模型及边界条件应按 CCS《薄膜型液化天然气运输船检验指南》第 5 章第 5 节的相关要求进行。

### 6.5.2 疲劳载荷

#### (1) 晃荡载荷

泵塔中心处随垂直方向变化的流体运动速度和加速度采用晃荡运动直接计算得到，流体

晃荡运动产生对泵塔的作用力，即 Morison 力  $\vec{F}_M$  计算如下：

$$\vec{F}_M = \frac{1}{2} \rho C_d \vec{U}(z) \left| \vec{U}(z) \right| D + \frac{\pi}{4} \rho C_m \vec{a}(z) D^2 \quad \text{N/m}$$

式中： $\rho$ ——流体密度， $\text{kg/m}^3$ ；

$U(z)$ ——垂向高度有关的在泵塔管中心线上的法向流体速度， $\text{m/s}$ ；

$a(z)$ ——与垂向高度有关的在泵塔管中心线上的流体加速度， $\text{m/s}^2$ ；

$D$ ——泵塔构件横向剖面直径， $\text{m}$ ；

$C_d$ ——Morison 拖曳力系数，一般取为 1.2；

$C_m$ ——Morison 的惯性系数，一般取为 2.0。

在加载时，考虑到 Morison 力沿构件长度方向和垂直方向的变化，作用在泵塔某一长度

为  $l$  的结构构件上 Morison 合力  $\vec{F}_l$  计算如下：

$$\vec{F}_l = \int_0^l \left[ \frac{1}{2} \rho C_d \vec{U}(z) \left| \vec{U}(z) \right| D + \frac{\pi}{4} \rho C_m \vec{a}(z) D^2 \right] dl \quad \text{N}$$

(2) 惯性力

在有限元模型中应考虑船舶运动和重力作用的影响，泵塔的惯性加速度为：

$$\begin{cases} a_x = \ddot{\xi}_1 - (y_C - y_G)\ddot{\theta}_3 + (z_C - z_G)\ddot{\theta}_2 - g\theta_2 \\ a_y = \ddot{\xi}_2 + (x_C - x_G)\ddot{\theta}_3 - (z_C - z_G)\ddot{\theta}_1 + g\theta_1 \\ a_z = \ddot{\xi}_3 - (x_C - x_G)\ddot{\theta}_2 + (y_C - y_G)\ddot{\theta}_1 - g \end{cases}$$

式中： $a_x$ 、 $a_y$ 和 $a_z$ ——泵塔在 X 轴、Y 轴和 Z 轴方向的惯性加速度， $m/s^2$ ；

$x_C$ 、 $y_C$ 和 $z_C$ ——计算点的三维坐标，m；

$x_G$ 、 $y_G$ 和 $z_G$ ——船舶重心的三维坐标，m。

6.5.3 有限元分析

每个计算晃荡工况对应正向和反向两组晃荡载荷，将两组载荷分别加载在泵塔结构有限元模型上，同时叠加同方向的惯性载荷作用，通过静力分析计算可获取泵塔管节点各杆件截面上的名义应力。

6.6 疲劳分析

6.6.1 薄膜型液化天然气运输船的泵塔设计疲劳寿命应不低于 20 年。

6.6.2 需校核泵塔结构中各类管节点（或管接头）的疲劳强度。典型管接头包括粗管和细管，其中粗管为主管或弦杆（Chord），细管为撑杆（Brace，包括水平撑杆和斜撑杆）。

6.6.3 管节点热点应力

求出名义应力后，可根据应力集中系数计算管节点的热点应力。对于每一个校核截面，选择 8 个位置进行热点应力计算，如本章图 6.6.3 所示。

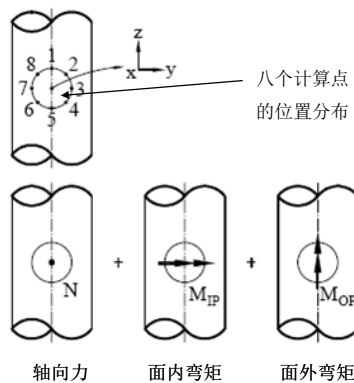


图 6.6.3 热点应力计算点分布

上述 8 个计算点的热点应力合成可由下列各式计算得到：

$$\sigma_1 = SCF_A \sigma_x - SCF_I \sigma_{my}$$

$$\sigma_2 = SCF_A \sigma_x - \frac{1}{2} \sqrt{2} SCF_I \sigma_{my} + \frac{1}{2} \sqrt{2} SCF_O \sigma_{mz}$$

$$\sigma_3 = SCF_A \sigma_x + SCF_O \sigma_{mz}$$

$$\sigma_4 = SCF_A \sigma_x + \frac{1}{2} \sqrt{2} SCF_I \sigma_{my} + \frac{1}{2} \sqrt{2} SCF_O \sigma_{mz}$$

$$\sigma_5 = SCF_A \sigma_x + SCF_I \sigma_{my}$$

$$\sigma_6 = SCF_A \sigma_x + \frac{1}{2} \sqrt{2} SCF_I \sigma_{my} - \frac{1}{2} \sqrt{2} SCF_O \sigma_{mz}$$

$$\sigma_7 = SCF_A \sigma_x - SCF_O \sigma_{mz}$$

$$\sigma_8 = SCF_A \sigma_x - \frac{1}{2} \sqrt{2} SCF_I \sigma_{my} - \frac{1}{2} \sqrt{2} SCF_O \sigma_{mz}$$

式中： $SCF_A$ 、 $SCF_I$ 、 $SCF_O$ ——管节点应力集中系数，按本章表 6.6.5 选取；

$\sigma_x$ 、 $\sigma_{my}$ 、 $\sigma_{mz}$ ——各圆管单元上的名义轴向应力、名义面内弯曲应力、名义面外弯曲应力， $N/mm^2$ 。

#### 6.6.4 设计应力范围

(1) 管节点热点应力范围应按下列式计算：

$$S_{h,i(k)} = |\sigma_{i(k)} - \sigma'_{i(k)}| \quad N/mm^2$$

式中： $\sigma_{i(k)}$ ——计算晃荡工况“(k)”下正向晃荡载荷作用下第  $i$  点的热点应力， $N/mm^2$ ；

$\sigma'_{i(k)}$ ——计算晃荡工况“(k)”下反向晃荡载荷作用下第  $i$  点的热点应力， $N/mm^2$ 。

(2) 计算晃荡工况“(k)”下的设计应力范围  $S_{D(k)}$  应按下列式计算：

$$S_{D(k)} = \max(S_{h,i(k)}) \quad N/mm^2$$

#### 6.6.5 管节点应力集中系数

采用本章表 6.6.5 所示的参数方程计算管节点的应力集中系数  $SCF$ 。

管节点应力集中系数公式

表 6.6.5

管节点形式		$\alpha$	轴向载荷 $SCF_A$	面内弯矩 $SCF_I$	面外弯矩 $SCF_O$
主管或弦杆 $SCF_{\text{chord}}$	K	1.0	$\alpha A$	$2/3A$	$3/2A$
	T&Y	1.7			
撑杆 $SCF_{\text{brace}}$			$1.0 + 0.375(1 + \sqrt{\eta/\mu} \cdot SCF_{\text{chord}}) \geq 1.8$		

表中： $A = 1.8\sqrt{\gamma\eta} \sin \theta$ 。

### 6.6.6 泵塔管节点疲劳损伤度

(1) 泵塔管节点在计算晃荡工况“(k)”下的累积损伤度应按下列式计算：

$$D_k = \frac{N_D \alpha_k}{K} \frac{S_{D(k)}^m}{(\ln N_L)^{m/\xi_k}} \mu_k \Gamma\left(1 + \frac{m}{\xi_k}\right)$$

式中：  $\alpha_k$  —— 装载工况“(k)”的时间分配系数，见本章 6.2.2 及 6.2.3；

$S_{D(k)}$  —— 设计应力范围，见 6.6.4 (2)；

$N_L$  —— 载荷谱回复周期的循环次数，取为  $10^4$ ；

$K$  —— S-N 曲线参数，取为  $10^{12.146}$ ；

$\xi_k$  —— 计算晃荡工况“(k)”的 Weibull 形状参数，由本章 6.3 计算得到；

$$\mu_k = 1.0 - \frac{\gamma\left(1 + \frac{m}{\xi_k}, \nu_k\right) - \nu_k \frac{\nabla m}{\xi_k} \gamma\left(1 + \frac{m + \nabla m}{\xi_k}, \nu_k\right)}{\Gamma\left(1 + \frac{m}{\xi_k}\right)}$$

$$\nu_k = \left(\frac{S_q}{S_{D(k)}}\right)^{\xi_k} \ln N_L$$

$S_q$  —— S-N 曲线二线段的交点处的应力幅值， $S_q = 52.63$  MPa，当板厚大于 25mm 时，

需对  $S_q$  进行修正：

$$S_q = 52.63 / \left(\frac{t}{25}\right)^n \text{ MPa}$$

$n$  —— 修正系数，当  $SCF \leq 10$  时， $n = 0.25$ ；当  $SCF > 10$  时， $n = 0.3$ ；

其他符号见本指南第 3 章 3.5.1。

(2) 泵塔管节点的总累积损伤度应按下列式计算：

$$D = \sum D_k$$

式中：  $D_k$  —— 泵塔管节点在各计算晃荡工况下的累积损伤度，见 (1)。

### 6.6.7 疲劳寿命计算

泵塔管节点疲劳寿命应按下列式计算：

$$T_F = \frac{20}{D}$$

式中：  $D$  —— 泵塔管节点的总累积损伤度，见本章 6.6.6 (2)。

## 附录 散货船、油船和集装箱船的船体结构节点

保留 2007 版《船体结构疲劳指南》附录 3 的全部内容。