

如压应力满足条件 $\sigma_x^* < 0.3\sigma_y^*$, 则 $\sigma_x=0$, $\sigma_y=\sigma_y^*$

这样可以导出以下应力矢量:

$$(\sigma) = (\sigma_{1x}, \sigma_{1y}, \tau_1, \dots, \sigma_{4x}, \sigma_{4y}, \tau_4)^T$$

最后, 相关屈曲应力和边缘应力比按下式得出:

- LC1: 纵向受压

$$\sigma_l = \max\left(\frac{\sigma_{1x} + \sigma_{4x}}{2}, \frac{\sigma_{2x} + \sigma_{3x}}{2}\right)$$

$$\Delta\sigma_l = \frac{1}{2}(-\sigma_{1x} + \sigma_{4x} - \sigma_{2x} + \sigma_{3x})$$

$$\sigma_x = \sigma_l + 0.5|\Delta\sigma_l|$$

$$\psi_x = 1 - |\Delta\sigma_l|/\sigma_x$$

- LC2: 横向受压

$$\sigma_t = 0.25 \sum_{i=1}^4 \sigma_{iy}$$

$$\Delta\sigma_t = \frac{1}{2}(-\sigma_{1y} - \sigma_{4y} + \sigma_{2y} + \sigma_{3y})$$

$$\sigma_y = \sigma_t + 0.5|\Delta\sigma_t|$$

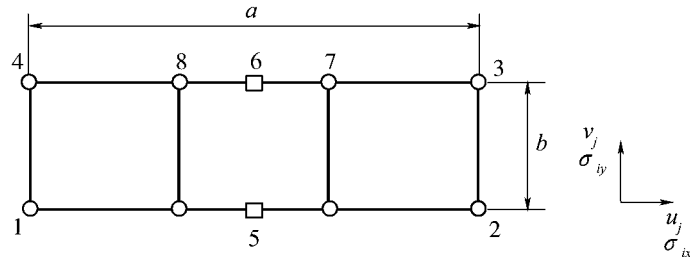
$$\psi_y = 1 - |\Delta\sigma_t|/\sigma_y$$

- LC5: 剪切

$$\tau = \left| \frac{\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4}{4} \right|$$

2.2.3 8 节点屈曲板格

8 节点屈曲板格的应力位移关系 (压应力为正)



1 ~ 4: 位移和应力节点; 5 和 6: 应力节点; 5 ~ 8: 位移节点

附图7-5 8节点屈曲板格

通过下式可由 EPP 角节点的位移获得这些节点和中间位置处的应力:

$$\begin{pmatrix} \sigma_{1x}^* \\ \sigma_{1y}^* \\ \tau_1 \\ \sigma_{2x}^* \\ \sigma_{2y}^* \\ \tau_2 \\ \sigma_{3x}^* \\ \sigma_{3y}^* \\ \tau_3 \\ \sigma_{4x}^* \\ \sigma_{4y}^* \\ \tau_4 \\ \sigma_{5x}^* \\ \sigma_{5y}^* \\ \tau_5 \\ \sigma_{6x}^* \\ \sigma_{6y}^* \\ \tau_6 \end{pmatrix} = -C \cdot \begin{pmatrix} -12/a & -4v/b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4v/b & 12/a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -12v/a & -4/b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4/b & 12v/a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -2m/b & -6m/a & 0 & 0 & 0 & 0 & 2m/b & 0 & 0 & 6m/a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 12/a & -4v/b & 0 & 4v/b & 0 & 0 & 0 & 0 & -12/a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 12v/a & -4/b & 0 & 4/b & 0 & 0 & 0 & 0 & -12v/a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -2m/b & 6m/a & 2m/b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -6m/a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -4v/b & 12/a & 4v/b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -12/a & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -4/b & 12v/a & 4/b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -12v/a & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -2m/b & 0 & 2m/b & 6m/a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -6m/a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -4v/b & 0 & 0 & 0 & 0 & -12/a & 4v/b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 12/a & 0 & 0 \\ 0 & -4/b & 0 & 0 & 0 & 0 & -12v/a & 4/b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 12v/a & 0 & 0 \\ -2m/b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2m/b & -6m/a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 6m/a \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -12/a & -2v/b & 12/a & -2v/b & 0 & 2v/b & 0 & 2v/b & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -12v/a & -2/b & 12v/a & -2/b & 0 & 2/b & 0 & 2/b & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -m/b & -6m/a & -m/b & 6m/a & m/b & 0 & m/b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -2v/b & 0 & -2v/b & 12/a & 2v/b & -12/a & 2v/b & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -2/b & 0 & -2/b & 12v/a & 2/b & -12v/a & 2/b & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -m/b & 0 & -m/b & 0 & m/b & 6m/a & m/b & -6m/a & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \\ u_4 \\ v_4 \\ u_5 \\ v_5 \\ u_6 \\ v_6 \\ u_7 \\ v_7 \\ u_8 \\ v_8 \end{pmatrix}$$

式中: $(\sigma^*) = (\sigma_{1x}^*, \sigma_{1y}^*, \tau_1, \dots, \sigma_{6x}^*, \sigma_{6y}^*, \tau_6)^T$

$$(u) = (u_{1x}, v_{1y}, \dots, u_{8x}, v_{8y})^T$$

当 σ_x^* 和 σ_y^* 均为压应力时, σ_x 和 σ_y 应按照下式得出:

$$\sigma_x = (\sigma_x^* - 0.3\sigma_y^*)/0.91$$

$$\sigma_y = (\sigma_y^* - 0.3\sigma_x^*)/0.91$$

如压应力满足条件 $\sigma_y^* < 0.3\sigma_x^*$, 则 $\sigma_y = 0$, $\sigma_x = \sigma_x^*$

如压应力满足条件 $\sigma_x^* < 0.3\sigma_y^*$, 则 $\sigma_x = 0$, $\sigma_y = \sigma_y^*$

这样可以导出以下应力矢量:

$$(\sigma) = (\sigma_{1x}, \sigma_{1y}, \tau_1, \dots, \sigma_{6x}, \sigma_{6y}, \tau_6)^T$$

相关屈曲应力按下式得出:

- LC1: 纵向受压

$$\sigma_l = \max\left(\frac{\sigma_{1x} + \sigma_{4x}}{2}, \frac{\sigma_{6x} + \sigma_{5x}}{2}, \frac{\sigma_{2x} + \sigma_{3x}}{2}\right)$$

$$\Delta\sigma_l = \frac{1}{3}(\sigma_{4x} - \sigma_{1x} - \sigma_{5x} + \sigma_{6x} + \sigma_{3x} - \sigma_{2x})$$

$$\sigma_x = \sigma_l + 0.5|\Delta\sigma_l|$$

$$\psi_x = 1 - |\Delta\sigma_l|/\sigma_x$$

- LC2: 横向受压

$$\sigma_t = \frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 \sigma_{iy}$$

$$\Delta \sigma_t = \frac{1}{2} (-\sigma_{1y} - \sigma_{4y} + \sigma_{2y} + \sigma_{3y})$$

$$\sigma_y = \sigma_t + 0.5 |\Delta \sigma_t|$$

$$\psi_y = 1 - |\Delta \sigma_t| / \sigma_y$$

- LC5: 剪切

$$\tau = \text{Max} \left\{ \left| \frac{\tau_1 + \tau_4 + \tau_5 + \tau_6}{4} \right|, \left| \frac{\tau_2 + \tau_3 + \tau_5 + \tau_6}{4} \right| \right\}$$

第8章 结构细部疲劳校核

第1节 总体考虑

1 一般要求

1.1 适用范围

1.1.1 本章的要求适用于船长 150 m 及以上、在北大西洋营运寿命为 25 年的船舶。

1.1.2 本章的要求适用于波浪载荷引起的周期性疲劳。振动、低周载荷或砰击之类冲击载荷引起的疲劳不在本章范围之内。

1.1.3 本章的要求适用于最小屈服应力小于 400 N/mm² 的钢材。

1.2 净尺寸

1.2.1 本章中涉及的所有尺寸和应力均是根据第 3 章第 2 节所得的净尺寸。

1.3 目标构件

1.3.1 在货舱区域内，应对表 8-1 所述的构件在所考虑位置处进行疲劳强度评估。

应进行疲劳强度评估的构件和位置 表8-1

构 件	详 述
内底板	与底凳的斜板和 / 或垂向板相交处
	与底边舱斜板相交处
内壳板	与底边舱斜板相交处
横舱壁	与底凳斜板相交处
	与顶凳斜板相交处
单舷侧散货船的货舱肋骨	与顶边舱和底边舱连接处
双舷侧处所内的普通扶强材	纵向扶强材与强框架和横舱壁相交处
	横向扶强材与纵桁或相似构件相交处
顶边舱和底边舱内的普通扶强材	纵向扶强材与强框架和横舱壁相交处
双层底中的普通扶强材	纵向扶强材与横舱壁处的肋板相交处
舱口角	舱口角的自由边

2 定义

2.1 热点

2.1.1 热点系指可能产生疲劳裂纹的部位。

2.2 名义应力

2.2.1 名义应力系指构件中的应力，它考虑宏观几何影响，但不考虑由于结构不连续性和焊缝存在引起的应力集中。

名义应力应采用第 7 章第 3 节规定的粗网格有限元分析方法求得，或采用第 4 节规定的简化方法求得。

2.3 热点应力

2.3.1 热点应力系指在热点处的局部应力。热点应力考虑连接处几何形状引起的结构不连续的影响，但不考虑焊缝的影响。

热点应力应采用第 7 章第 4 节规定的细化网格有限元分析，或采用第 4 节定义的名义应力乘以应力集中系数求得。

2.4 切口应力

2.4.1 切口应力系指焊趾处的峰值应力，它考虑结构几何形状和焊缝的存在引起的应力集中。切口应力应采用将热点应力乘以第 2 节 [2.3.1] 表 1 定义的疲劳切口因子求得。

3 装载

3.1 装载工况

3.1.1 取决于船舶类型而应考虑的安装工况按表 8-2 定义。

装 载 工 况				表8-2
船 舶 类 型	满 载 工 况		压 载 工 况	
	均匀	隔舱	正常压载	重压载
BC—A	√	√	√	√
BC—B	√	—	√	√
BC—C	√	—	√	√

3.2 载荷工况

3.2.1 载荷工况

对于每种安装工况，应予考虑的载荷工况（定义见第 4 章第 4 节 [2]）为：

- (a) 与 EDW “H” 对应的 “H1” 和 “H2”（迎浪）；
- (b) 与 EDW “F” 对应的 “F1” 和 “F2”（随浪）；
- (c) 与 EDW “R” 对应的 “R1” 和 “R2”（横浪）；
- (d) 与 EDW “P” 对应的 “P1” 和 “P2”（横浪）。

3.2.2 对舱口角的疲劳评估，仅需计及斜浪，并考虑第 4 章第 3 节 [3.4] 定义的波浪扭矩。

3.2.3 主导载荷工况

从上述载荷工况和对于每一安装工况，达到组合应力范围最大的载荷工况，为主导载荷工况。

第2节 疲劳强度评估

符号

本节未作定义的符号，参见第 1 章第 4 节。

i ：下标，表示第 4 章第 4 节规定的载荷工况：“H”、“F”、“R” 或 “P”。

“ $i1$ ”表示载荷工况 “H1”、“F1”、“R1” 或 “P1”，“ $i2$ ”表示载荷工况 “H2”、“F2”、“R2” 或 “P2”

(k) ：下标，表示安装工况：“均匀安装工况”、“隔舱安装工况”、“正常压载工况” 或 “重压载工况”，定义见第 1 节表 8-2。

$\Delta \sigma_{W,i(k)}$ ：安装工况 “ (k) ” 下载荷工况 “ i ” 中的热点应力范围，N/mm²。

$\sigma_{mean,i(k)}$ ：安装工况 “ (k) ” 下载荷工况 “ i ” 中的结构热点平均应力，N/mm²。

1 一般要求

1.1 适用范围

1.1.1 本节给出了本章疲劳强度评估所用的线性累积损伤方法。

1.1.2 疲劳强度评估基于等效切口应力范围，等效切口应力范围由热点应力范围乘以疲劳切口因子得到。

1.1.3 主要构件、纵向扶强材连接处和舱口角的热点应力范围和热点平均应力应分别按第 3 节、第 4 节和第 5 节计算。

1.1.4 主要构件和纵向扶强材连接处

主导载荷工况和工况 1 应分别根据 [2.1] 和 [2.2] 的规定得到。第 3 节和第 4 节中对应每个装载工况的主导载荷工况下求得的热点应力范围将用于 [2.3.2] 中计算等效热点应力范围。

1.1.5 舱口角

第 5 节求得的热点应力范围将用于 [2.3.2] 中计算等效热点应力范围。

2 等效切口应力范围

2.1 主导载荷工况

2.1.1 疲劳评估中各装载工况的主导载荷工况“ I ”系指：所考虑构件在第 1 节 [3.2.1] 规定的载荷工况“H”、“F”、“R”和“P”中合成应力范围达到最大的载荷工况。

$$\Delta \sigma_{W,I(k)} = \max_i \{ \Delta \sigma_{W,i(k)} \}$$

式中： $\Delta \sigma_{W,I(k)}$ ——合成热点应力范围，N/mm²，定义见第 3 节 [2.1.1]，[2.2.1] 或第 4 节 [2.3.1]；
 I ——下标，表示在装载工况“(k)”下被选定的主导载荷工况。

2.2 装载“工况 1”

2.2.1 “工况 1”系指：所考虑构件在第 1 节表 2 规定的“均匀”、“隔舱”、“正常压载”和“重压载”工况中，按下式计算得到最大应力在受拉一侧的工况。

$$\sigma_{max,I} = \max_k \left(\sigma_{mean,I(k)} + \frac{\Delta \sigma_{W,I(k)}}{2} \right)$$

式中： $\sigma_{mean,I(k)}$ ——[2.1.1] 定义的装载工况“(k)”的主导载荷工况中的结构热点平均应力，N/mm²；
 $\Delta \sigma_{W,I(k)}$ ——[2.1.1] 定义的装载工况“(k)”的主导载荷工况中的热点应力范围，N/mm²。

2.2.2 根据 [2.2.1] 确定“工况 1”，对应装载工况的下标 j 应等于 1。

2.3 等效切口应力范围

2.3.1 等效切口应力范围

每一装载工况的等效切口应力范围，N/mm²，应按下式计算：

$$\Delta \sigma_{eq,j} = K_f \cdot \Delta \sigma_{equiv,j}$$

式中： $\Delta \sigma_{equiv,j}$ ——按 [2.3.2] 求得的装载工况“ j ”下的等效热点应力范围，N/mm²；
 K_f ——表 8-3 中定义的疲劳切口因子。

疲劳切口因子 K_f

表 8-3

名 称	K_f
对接焊接头	1.25
填角焊接头	1.30
非焊接部分	1.00

2.3.2 等效热点应力范围

每一装载工况的等效热点应力范围，N/mm²，应按下式计算：

$$\Delta \sigma_{equiv,j} = f_{mean,j} \Delta \sigma_{W,j}$$

式中: $f_{mean, j}$ ——平均应力修正因子:

- 舱口角 $f_{mean, j}=0.77$
- 对于主 • 要构件和纵向扶强材的连接, 工况 “j” 下的 $f_{mean, j}$ 取为:

$$f_{mean, j} = \max \left[0.4, \left\{ \max \left(0, \frac{1}{2} + \frac{-\ln(10^{-4})}{4} \frac{\sigma_{m, j}}{\Delta \sigma_{W, j}} \right) \right\}^{0.25} \right]$$

$\sigma_{m, 1}$ ——工况 “1” 的局部热点平均应力, N/mm^2 , 由下式计算:

- 如果 $0.6 \Delta \sigma_{W, 1} \geq 2.5 R_{eH}$:

$$\sigma_{m, 1} = -0.18 \Delta \sigma_{W, 1}$$
- 如果 $0.6 \Delta \sigma_{W, 1} < 2.5 R_{eH}$:

$$\sigma_{m, 1} = R_{eH} - 0.6 \Delta \sigma_{W, 1} \quad \text{对于 } 0.6 \Delta \sigma_{W, 1} > R_{eH} - \sigma_{res} - \sigma_{mean, 1}$$

$$\sigma_{m, 1} = \sigma_{mean, 1} + \sigma_{res} \quad \text{对于 } 0.6 \Delta \sigma_{W, 1} \leq R_{eH} - \sigma_{res} - \sigma_{mean, 1}$$

$\sigma_{m, j}$ ——工况 “j” 的局部热点平均应力, N/mm^2 , 由下式计算:

- 如果 $0.24 \Delta \sigma_{W, j} \geq R_{eH}$:

$$\sigma_{m, j(j \neq 1)} = -0.18 \Delta \sigma_{W, j}$$
- 如果 $0.24 \Delta \sigma_{W, j} < R_{eH}$:

$$\sigma_{m, j(j \neq 1)} = -R_{eH} + 0.24 \Delta \sigma_{W, j} \quad \text{对于 } 0.24 \Delta \sigma_{W, j} > R_{eH} + \sigma_{m, 1} - \sigma_{mean, 1} + \sigma_{mean, j}$$

$$\sigma_{m, j(j \neq 1)} = \sigma_{m, 1} - \sigma_{mean, 1} + \sigma_{mean, j} \quad \text{对于 } 0.24 \Delta \sigma_{W, j} \leq R_{eH} + \sigma_{m, 1} - \sigma_{mean, 1} + \sigma_{mean, j}$$

$\sigma_{mean, j}$ ——工况 “j” 的结构热点平均应力, N/mm^2 ;

σ_{res} ——残余应力, N/mm^2 , 由下式计算:

$$\sigma_{res} = \max \{ \sigma_{res, j}, j=1, 2, 3, 4 \}$$

$$\sigma_{res, j} = \begin{cases} \max \left[-R_{eH}, \min \left\{ R_{eH}, \sigma_{res0} + \sigma_{mean, j} + 0.6 \Delta \sigma_{W, j} \right\} - \sigma_{mean, j} - 0.6 \Delta \sigma_{W, j} \right], & \text{对于 } \sigma_{mean, j} \geq 0 \\ \min \left[R_{eH}, \max \left\{ -R_{eH}, \sigma_{res0} + \sigma_{mean, j} - 0.24 \Delta \sigma_{W, j} \right\} - \sigma_{mean, j} + 0.24 \Delta \sigma_{W, j} \right], & \text{对于 } \sigma_{mean, j} < 0 \end{cases}$$

$$\sigma_{res0} = \begin{cases} 0.25 R_{eH}, & \text{对于焊缝接头} \\ 0, & \text{对于非焊接部分} \end{cases}$$

3 疲劳损伤计算

3.1 等效切口应力范围修正

3.1.1 等效切口应力范围应按式进行修正:

$$\Delta \sigma_{E, j} = f_{coat} \cdot f_{material} \cdot f_{thick} \cdot \Delta \sigma_{eq, j}$$

式中: f_{coat} ——腐蚀环境修正因子, 取为:

$f_{coat} = 1.05$, 对压载舱和燃油舱

$f_{coat} = 1.03$, 对干散货舱和空舱

$f_{material}$ ——材料修正因子, 取为:

$$f_{material} = \frac{1200}{965 + R_{eH}}$$

f_{thick} ——板厚修正因子, 对舱口角、扁钢或球扁钢取为 1.0, 其他情况下取为:

$$f_{thick} = \left(\frac{t}{22} \right)^{0.25}, \quad \text{对于 } t \geq 22\text{mm}$$

$f_{thick}=1.0$ ，对于 $t < 22\text{mm}$
 t ——所考虑构件的净厚度，mm，扶强材取翼板的净厚度；
 $\Delta \sigma_{eq,j}$ ——等效切口应力范围，N/mm²，定义见 [2.3.1]。

3.2 应力范围的长期分布

3.2.1 合成切口应力范围长期分布的累积概率密度函数应取为双参数 Weibull 分布：

$$F(x)=1-\exp\left\{-\left(\frac{x}{\Delta \sigma_{w,j}}\right)^{\xi}(\ln N_R)^{1/\xi}\right\}$$

式中： ξ ——Weibull 形状参数，取为 1.0；
 N_R ——循环次数，取为 10⁴。

3.3 基本疲劳损伤

3.3.1 每一装载工况的基本疲劳损伤应按下式计算：

$$D_j=\frac{\alpha_j N_L \Delta \sigma_{E,j}^4}{K(\ln N_R)^{4/\xi}}\left\{\Gamma\left(\frac{4}{\xi}+1,v\right)+v^{-3/\xi}\gamma\left(\frac{7}{\xi}+1,v\right)\right\}$$

式中： K ——S—N 曲线参数，取 1.014×10¹⁵；
 α_j ——系数，对舱口角评估取 1.0，对主要构件和纵向扶强材连接，取决于表 8-4 规定的装载工况；

取决于装载工况的系数 α_j 表8-4

	装载工况	BC—A	BC—B、BC—C
$L < 200\text{m}$	均匀装载	0.6	0.7
	隔舱装载	0.1	—
	正常压载	0.15	0.15
	重压载	0.15	0.15
$L \geq 200\text{m}$	均匀装载	0.25	0.5
	隔舱装载	0.25	—
	正常压载	0.2	0.2
	重压载	0.3	0.3

N_L ——船舶设计寿命中的总循环次数，取为：

$$N_L=\frac{0.85T_L}{4\log L}$$

T_L ——设计寿命，s，对应于 25 年船舶寿命，取为 7.884 × 10⁸；

$$v=\left(\frac{100.3}{\Delta \sigma_{E,i}}\right)^{\xi} \ln N_R$$

Γ ——2 型不完整 Gamma 函数；

γ ——1 型不完整 Gamma 函数。

4 疲劳强度衡准

4.1 累积疲劳损伤

4.1.1 用合成等效应力计算的累积疲劳损伤 D 应符合下列衡准：

$$D = \sum_j D_j \leq 1.0$$

式中： D_j ——各装载工况“ j ”的基本疲劳损伤。

第3节 主要构件应力评估

符号

本节未作定义的符号，参见第 1 章第 4 节。

i ：下标，表示第 4 章第 4 节规定的载荷工况：“H”、“F”、“R”或“P”。

“ $i1$ ”表示载荷工况：“H1”、“F1”、“R1”或“P1”，“ $i2$ ”表示载荷工况：“H2”、“F2”、“R2”或“P2”

(k) ：下标，表示装载工况：“均匀装载工况”、“隔舱装载工况”、“正常压载工况”或“重压载工况”，见第 1 节表 2 定义。

$\Delta \sigma_{W,i(k)}$ ：装载工况“ (k) ”中载荷工况“ i ”下的热点应力范围， N/mm^2 。

$\sigma_{mean,i(k)}$ ：装载工况“ (k) ”中载荷工况“ i ”下的结构热点平均应力， N/mm^2 。

1 一般要求

1.1 适用范围

1.1.1 主要构件的热点应力范围和结构热点平均应力应按本节和第 7 章第 4 节的要求进行评估。

2 热点应力范围

2.1 按直接方法确定的应力范围

2.1.1 装载工况“ (k) ”中载荷工况“ i ”下的热点应力范围， N/mm^2 ，应按下式求得：

$$\Delta \sigma_{W,i(k)} = \left| \sigma_{W,i1(k)} - \sigma_{W,i2(k)} \right|$$

式中： $\sigma_{W,i1(k)}$ 、 $\sigma_{W,i2(k)}$ ——装载工况“ (k) ”中载荷工况“ $i1$ ”和“ $i2$ ”下的热点应力， N/mm^2 ，采用第 7 章第 4 节规定的细化网格模型通过有限元直接分析求得。

2.2 按叠加法确定的应力范围

2.2.1 热点应力范围

装载工况“ (k) ”中载荷工况“ i ”下的热点应力范围， N/mm^2 ，应按下式求得：

$$\Delta \sigma_{W,i(k)} = \left| \left(\sigma_{GW,i1(k)} + \sigma_{LW,i1(k)} \right) - \left(\sigma_{GW,i2(k)} + \sigma_{LW,i2(k)} \right) \right|$$

式中： $\sigma_{LW,i1(k)}$ 、 $\sigma_{LW,i2(k)}$ ——装载工况“ (k) ”中载荷工况“ $i1$ ”和“ $i2$ ”下的局部载荷引起的热点应力， N/mm^2 ，采用第 7 章第 4 节规定的细网格有限元模型通过直接分析求得；

$\sigma_{GW,i1(k)}$ 、 $\sigma_{GW,i2(k)}$ ——装载工况“ (k) ”中载荷工况“ $i1$ ”和“ $i2$ ”下的船体梁弯矩引起的热点应力， N/mm^2 ，按照 [2.2.2] 求得。

2.2.2 船体梁弯矩引起的应力

装载工况“(k)”中载荷工况“i1”和“i2”下的船体梁热点应力, N/mm², 应按下列式求得:

$$\sigma_{GW,ij(k)} = G_{WV,ij} \cdot \sigma_{WV,ij} + G_{WH,ij} \cdot \sigma_{WH,(k)} \quad (j=1, 2)$$

式中: $C_{WV, i1}$, $C_{WV, i2}$, $C_{WH, i1}$, $C_{WH, i2}$ ——各载荷工况的载荷组合因子, 定义见第 4 章第 4 节 [2.2];

$\sigma_{WV, i1}$ ——中垂工况下的垂向波浪弯矩引起的船体梁名义应力, N/mm²

$$\sigma_{WV, i1} = \frac{M_{WV, S}(z - N)}{I_Y} \times 10^{-3}$$

$\sigma_{WV, i2}$ ——中拱工况下的垂向波浪弯矩引起的船体梁名义应力, N/mm²

$$\sigma_{WV, i2} = \frac{M_{WV, H}(z - N)}{I_Y} \times 10^{-3}$$

$M_{WV, H}$, $M_{WV, S}$ ——第 4 章第 3 节 [3.1.1] 定义的中拱和中垂工况下的垂向波浪弯矩, kN·m, $f_p = 0.5$;

N ——中和轴的 Z 坐标, m, 定义见第 5 章第 1 节;

z ——所考虑校核点的 Z 坐标, m;

$\sigma_{WH, (k)}$ ——水平波浪弯矩引起的船体梁名义应力, N/mm²

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

$M_{WH, (k)}$ ——第 4 章第 3 节 [3.3.1] 定义的装载工况“(k)”下的水平波浪弯矩, kN·m, $f_p = 0.5$

y ——所考虑校核点的 y 坐标, m, 右舷为正, 左舷为负;

I_Y , I_Z ——船体横剖面分别对横向和垂向中和轴的净惯性矩, m⁴, 定义见第 5 章第 1 节。

3 热点平均应力

3.1 按直接法确定的平均应力

3.1.1 装载工况“(k)”中载荷工况“i”下的结构热点平均应力, N/mm², 应按下列式求得:

$$\sigma_{mean, i(k)} = \frac{\sigma_{wi1(k)} + \sigma_{wi2(k)}}{2}$$

3.2 按叠加法确定的平均应力

3.2.1 热点平均应力

装载工况“(k)”中载荷工况“i”下的结构热点平均应力, N/mm², 应按下列式求得:

$$\sigma_{mean, i(k)} = \sigma_{GS, (k)} + \frac{\sigma_{LW, i1(k)} + \sigma_{LW, i2(k)}}{2}$$

式中: $\sigma_{GS, (k)}$ ——装载工况“(k)”下的船体梁静水弯矩引起的热点平均应力, N/mm², 按照 [3.2.2] 得到;

$\sigma_{LW, i1(k)} + \sigma_{LW, i2(k)}$ ——定义见 2.2.1。

3.2.2 船体梁静水弯矩引起的应力

装载工况“(k)”下的静水弯矩引起的热点应力, N/mm², 应按下列式求得:

$$\sigma_{GS,(k)} = \frac{M_{S,(k)} \cdot (z - z_0)}{I_Y} \times 10^{-3}$$

式中： $M_{S,(k)}$ ——垂向静水弯矩， $\text{kN} \cdot \text{m}$ ，取决于第 4 章第 3 节 [2.2] 定义的装载工况，如在设计初期设计静水弯矩未定，各装载工况的静水弯矩可由以下公式求得：

$$\text{均匀装载工况} \quad M_{S,(1)} = -0.5 F_{MS} M_{SW,S}$$

$$\text{隔舱装载工况} \quad M_{S,(2)} = F_{MS} M_{SW,H}$$

$$\text{正常压载工况} \quad M_{S,(3)} = F_{MS} M_{SW,H}$$

$$\text{重压载工况} \quad M_{S,(4)} = \begin{cases} 2.66 \frac{x}{L} M_{SW,H}, & 0 < x \leq 0.15L \\ 2.66 \left(0.3 - \frac{x}{L}\right) M_{SW,H}, & 0.15L < x \leq 0.3L \\ -3.5 \left(\frac{x}{L} - 0.3\right) M_{SW,S}, & 0.3L < x \leq 0.5L \\ -3.5 \left(0.7 - \frac{x}{L}\right) M_{SW,S}, & 0.5L < x \leq 0.7L \\ 2.66 \left(\frac{x}{L} - 0.7\right) M_{SW,H}, & 0.7L < x \leq 0.85L \\ 2.66 \left(1 - \frac{x}{L}\right) M_{SW,H}, & 0.85L < x \leq L \end{cases}$$

$M_{SW,H}$ 、 $M_{SW,S}$ ——中拱和中垂工况下的许用静水弯矩， $\text{kN} \cdot \text{m}$ ；

F_{MS} ——第 4 章第 3 节图 4-3 定义分布因子。

第 4 节 扶强材应力评估

符号

本节未作定义的符号，参见第 1 章第 4 节。

i ：下标，表示第 4 章第 4 节规定的载荷工况“H”、“F”、“R”或“P”。

“ $i1$ ”表示载荷工况“H1”、“F1”、“R1”或“P1”，“ $i2$ ”表示载荷工况“H2”、“F2”、“R2”或“P2”。

(k) ：下标，表示装载工况“均匀装载工况”、“隔舱装载工况”、“正常压载工况”或“重压载工况”，定义见第 1 节表 2。

$\Delta \sigma_{W,i(k)}$ ：装载工况“(k)”中载荷工况“i”下的热点应力范围， N/mm^2 。

$\sigma_{mean,i(k)}$ ：装载工况“(k)”中载荷工况“i”下的结构热点平均应力， N/mm^2 。

1 一般要求

1.1 适用范围

1.1.1 纵向扶强材的热点应力范围和结构热点平均应力应按本节的要求进行评估。

2 热点应力范围

2.1 按直接法确定的应力范围

2.1.1 各装载工况中每一载荷工况下“H”、“F”、“R”和“P”按直接法确定的热点应力范围， N/mm^2 ，应按第 3 节 [2.1] 的要求得出。

2.2 按叠加法确定的应力范围

2.2.1 各装载工况中每一载荷工况下“H”、“F”、“R”和“P”按叠加法确定的热点应力范围, N/mm^2 , 应按第 3 节 [2.2] 的要求得出。

2.3 按简化方法确定的应力范围

2.3.1 热点应力范围

装载工况“(k)”中载荷工况“i”下, 由动态载荷引起的热点应力范围, N/mm^2 , 应按下式求得:

$$\Delta \sigma_{W, i(k)} = |(\sigma_{GW, i1(k)} + \sigma_{W1, i1(k)} - \sigma_{W2, i1(k)} + \sigma_{d, i1(k)}) - (\sigma_{GW, i2(k)} + \sigma_{W1, i2(k)} - \sigma_{W2, i2(k)} + \sigma_{d, i2(k)})|$$

式中: $\sigma_{GW, i1(k)}$, $\sigma_{GW, i2(k)}$ ——船体梁弯矩引起的应力, 定义见 [2.3.2];

$\sigma_{W1, i1(k)}$, $\sigma_{W1, i2(k)}$ ——取决于所考虑的工况, 当压力施加在与普通扶强材相同一侧时, 由水动压力或内部压力引起的应力;

$\sigma_{W2, i1(k)}$, $\sigma_{W2, i2(k)}$ ——取决于所考虑的工况, 当压力施加在与普通扶强材相反一侧时, 由水动压力和内部压力引起的应力;

$\sigma_{LW, i1(k)}$, $\sigma_{LW, i2(k)}$ ——波浪压力引起的应力, 定义见 [2.3.3];

$\sigma_{LBW, i1(k)}$, $\sigma_{LBW, i2(k)}$ ——液体压力引起的应力, 定义见 [2.3.4];

$\sigma_{LCW, i1(k)}$, $\sigma_{LCW, i2(k)}$ ——干散货压力引起的应力, 定义见 [2.3.5];

$\sigma_{d, i1(k)}$, $\sigma_{d, i2(k)}$ ——横舱壁相对位移引起的应力, 定义见 [2.3.6]。

2.3.2 船体梁弯矩引起的应力

装载工况“(k)”中载荷工况“i1”和“i2”下的船体梁热点应力, N/mm^2 , 应按下式求得:

$$\sigma_{GW, ij(k)} = K_{gh} \cdot (C_{WV, ij} \cdot \sigma_{WV, ij} + C_{WH, ij} \cdot \sigma_{WH, (k)}) \quad (j=1, 2)$$

式中: K_{gh} ——用于船体梁名义应力的几何应力集中系数, 根据表 8-5 所述的端部连接细节确定;

$C_{WV, i1}$, $C_{WV, i2}$, $C_{WH, i1}$, $C_{WH, i2}$ ——第 4 章第 4 节 [2.2] 定义的各载荷工况的载荷组合因子;

$\sigma_{WV, i1}$, $\sigma_{WV, i2}$, $\sigma_{WH, (k)}$ ——船体梁名义应力, N/mm^2 , 定义见第 3 节 [2.2.2]。

2.3.3 波浪压力引起的应力

装载工况“(k)”中载荷工况“i1”和“i2”下的波浪压力引起的热点应力, N/mm^2 , 应按下式中求得:

$$\sigma_{LW, ij(k)} = \frac{K_{gl} K_s C_{NE, ij(k)} p_{W, ij(k)} s l^2 \left(1 - \frac{6x_f}{l} + \frac{6x_f^2}{l^2} \right)}{12w} \times 10^3 \quad (j=1, 2)$$

式中: $p_{W, ij(k)}$ ——装载工况“(k)”中载荷工况“i1”和“i2”下的水动压力, kN/m^2 , 见第 4 章第 5 节 [1.3]、[1.4] 和 [1.5], $f_p = 0.5$, 当所考虑构件的位置高于水线时, 水动压力应取为水线处压力;

K_{gl} ——用于侧向压力引起应力的几何应力集中因子, 根据表 8-5 所述的端部连接细节确定, 当端部连接细节未包括在表 8-5 中时, 可直接通过有限元分析评估应力集中;

K_s ——扶强材几何形状引起的几何应力集中系数

$$K_s = 1 + \left[\frac{t_f (a^2 - b^2)}{2w_b} \right] \left[1 - \frac{b}{b_f} \left(1 + \frac{W_b}{W_a} \right) \right] \times 10^{-3}$$

a , b ——面板偏心, mm, 定义见图 8-1。对角钢, “ b ”取为腹板建造厚度的一半;

W_a , W_b ——扶强材不考虑带板时, A 、 B 端分别对 Z 轴的净剖面模数 (图 8-1), cm^3 ;

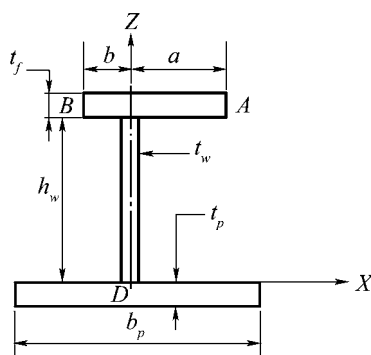


图8-1 扶强材剖面参数

$C_{NE,ij(k)}$ ——装载工况“ k ”中载荷工况“ $i1$ ”和“ $i2$ ”下由于波浪压力范围非线性的修正因子；

$$C_{NE,ij(k)} = \begin{cases} \exp \left\{ - \left[\frac{z - T_{LC(k)} + \frac{|p_{W,ij(k),WL}|}{\rho g}}{\frac{|p_{W,ij(k),WL}|}{\rho g} (-\ln 0.5)^{-1/2.5}} \right]^{2.5} \right\}, & \text{对于 } z > T_{LC(k)} - \frac{|p_{W,ij(k),WL}|}{\rho g} \\ 1.0, & \text{对于 } z \leq T_{LC(k)} - \frac{|p_{W,ij(k),WL}|}{\rho g} \end{cases}$$

$T_{LC(k)}$ ——所考虑装载工况“ k ”的吃水，m；

$p_{W,ij(k),WL}$ ——装载工况“ (k) ”中载荷工况“ $i1$ ”和“ $i2$ ”下的水线处水动压力，kN/m²；

z ——所考虑点的 z 坐标，m；

s ——扶强材间距，m；

l ——跨距，m，按图 8-2 所示量取。跨距点应取在沿端部肘板高度方向上，从扶强材面板量起至等于扶强材一半高度的点；

x_f ——从跨距 l 的最近端至热点的距离，m，见图 8-2；

W ——所考虑扶强材的净剖面模数，cm³。计算剖面模数 W 时应考虑带板有效宽度 s_e ，m，有效宽度 s_e 按下式计算：

$$s_e = \begin{cases} 0.67s \cdot \sin \left[\frac{\pi}{6} \left(\frac{l(1-1/\sqrt{3})}{2s} \right) \right], & \text{对于 } \frac{l}{s} \leq \frac{6}{1-1/\sqrt{3}} \\ 0.67s, & \text{对于 } \frac{l}{s} > \frac{6}{1-1/\sqrt{3}} \end{cases}$$

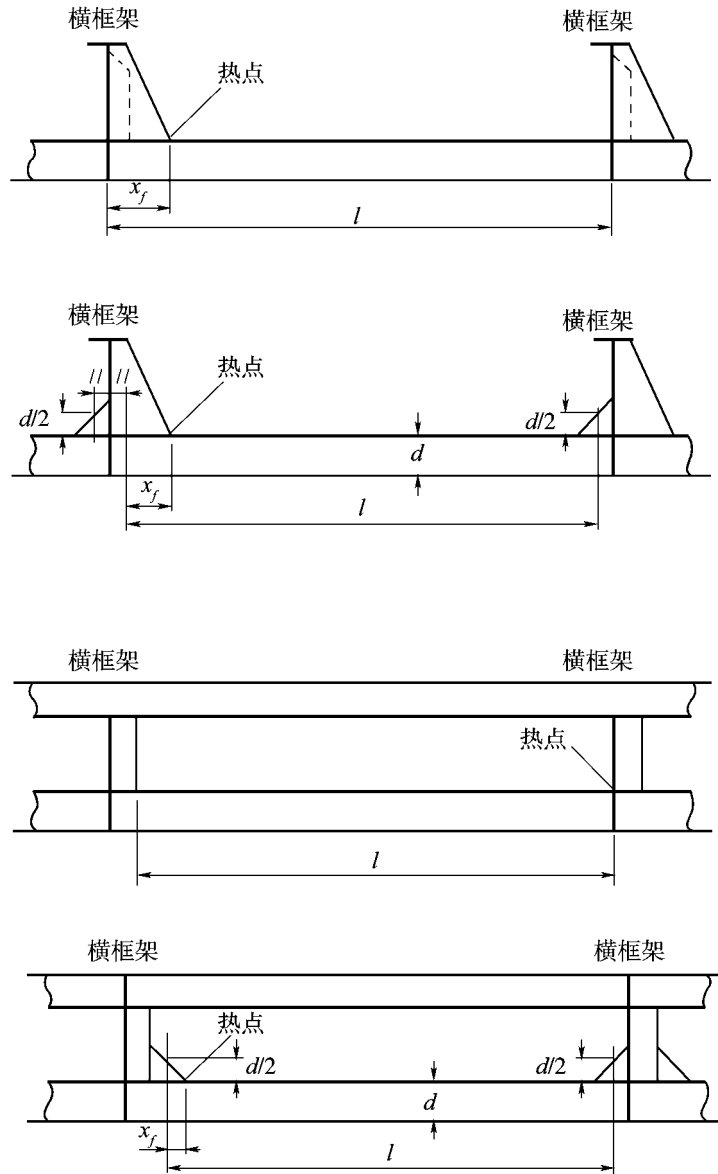


图8-2 纵向扶强材的跨距和热点

2.3.4 液体压力引起的应力

装载工况“(k)”中载荷工况“i1”和“i2”下的液体压力引起的热点应力，N/mm²，应按下式求得：

$$\sigma_{LCW, ij(k)} = \frac{K_{gl} K_s C_{NI, ij(k)} p_{BW, ij(k)} s l^2 \left(1 - \frac{6x_f}{l} + \frac{6x_f^2}{l^2} \right)}{12w} \times 10^3 \quad (j = 1, 2)$$

式中：\$p_{BW, ij(k)}\$——装载工况“(k)”中载荷工况“i1”和“i2”下液体引起的惯性压力，kN/m²，见第 4 章第 6 节 [2.2]，\$f_p = 0.5\$；

$C_{NI, ij(k)}$ ——装载工况“ k ”中载荷工况“ $i1$ ”和“ $i2$ ”下由于液体引起的惯性压力范围的非线性的修正因子；

$$C_{NI, ij(k)} = \begin{cases} \exp \left\{ - \left[\frac{z - z_{SF} + \frac{|p_{BW, ij(k), SF}|}{\rho g}}{\frac{|p_{BW, ij(k), SF}|}{\rho g} (-\ln 0.5)^{-1/2.5}} \right]^{2.5} \right\}, & \text{对于 } z > z_{SF} - \frac{|p_{BW, ij(k), SF}|}{\rho g} \\ 1.0, & \text{对于 } z \leq z_{SF} - \frac{|p_{BW, ij(k), SF}|}{\rho g} \end{cases}$$

z_{SF} ——液面的 z 坐标, m, 一般取至液舱顶部的距离, 对燃油舱可取为至舱室一半高度处的距离；

z ——所考虑点的 z 坐标, m；

$p_{BW, ij(k), SF}$ ——装载工况“ k ”中载荷工况“ $i1$ ”和“ $i2$ ”下液体引起的惯性压力, kN/m^2 , 取在液面。

2.3.5 干散货压力引起的应力

装载工况“ k ”中载荷工况“ $i1$ ”和“ $i2$ ”下的干散货压力引起的热点应力, N/mm^2 , 应按下式求得：

$$\sigma_{LCW, ij(k)} = \frac{K_{gl} K_s p_{CW, ij(k)} S l^2 \left(1 - \frac{6x_f}{l} + \frac{6x_f^2}{l^2} \right)}{12w} \times 10^3 \quad (j=1,2)$$

式中： $p_{CW, ij(k)}$ ——装载工况“ k ”中载荷工况“ $i1$ ”和“ $i2$ ”下的干散货引起的惯性压力, kN/m^2 , 见第 4 章第 6 节 [1.3], $f_p = 0.5$ 。

2.3.6 横舱壁相对位移引起的应力

在装载工况“ k ”中载荷工况“ $i1$ ”和“ $i2$ ”下, 横舱壁与相邻横框架或肋板之间的横向相对位移引起的附加热点应力, N/mm^2 , 应按下式求得：

$$\sigma_{d, ij(k)} = \begin{cases} K_{dF-a} \sigma_{dF-a, ij(k)} + K_{dA-a} \sigma_{dA-a, ij(k)}, & \text{对于“a”点} \\ K_{dF-f} \sigma_{dF-f, ij(k)} + K_{dA-f} \sigma_{dA-f, ij(k)}, & \text{对于“f”点} \end{cases} \quad (j=1,2)$$

式中： a, f ——下标, 表示按照表 8-5 所示, 所考虑的位置；

A, F ——下标, 表示按照表 8-5 所示发生相对位移处横框架或肋板的前(“ F ”)和后(“ A ”)方向(图 8-3)；

$\sigma_{dF-a, ij(k)}$, $\sigma_{dA-a, ij(k)}$, $\sigma_{dF-f, ij(k)}$, $\sigma_{dA-f, ij(k)}$ ——装载工况“ k ”中载荷工况“ $i1$ ”和“ $i2$ ”下的“ a ”和“ f ”点处分别由横舱壁与前(“ F ”)和后(“ A ”)横框架或肋板之间的相对位移引起的附加应力, kN/m^2 。

$$\sigma_{dF-a, ij(k)} = \frac{3.9 \delta_{F, ij(k)} EI_A I_F}{w_A l_F (l_A I_F + l_F I_A)} \left(1 - 1.15 \frac{|x_{fA}|}{l_A} \right) \times 10^{-5}$$

$$\sigma_{dA-a, ij(k)} = \left\{ \frac{3.9 \delta_{A, ij(k)} EI_A I_F}{w_A l_A (l_A I_F + l_F I_A)} \left(1 - 1.15 \frac{|x_{fA}|}{l_A} \right) - \frac{0.9 \delta_{A, ij(k)} EI_F |x_{fA}|}{w_A l_A^3} \right\} \times 10^{-5}$$

$$\sigma_{dF-f, ij(k)} = \left\{ \frac{3.9 \delta_{F, ij(k)} EI_A I_F}{w_F l_F (l_A I_F + l_F I_A)} \left(1 - 1.15 \frac{|x_{fF}|}{l_F} \right) - \frac{0.9 \delta_{F, ij(k)} EI_F |x_{fF}|}{w_F l_F^3} \right\} \times 10^{-5}$$

$$\sigma_{dA-f, ij(k)} = \frac{3.9 \delta_{A, ij(k)} EI_A I_F}{w_F l_A (l_A I_F + l_F I_A)} \left(1 - 1.15 \frac{|x_{fF}|}{l_F} \right) \times 10^{-5}$$

$\delta_{F, ij(k)}$, $\delta_{F, ij(k)}$, $\delta_{A, ij(k)}$, $\delta_{A, ij(k)}$ ——装载工况“ k ”中载荷工况“ $i1$ ”和“ $i2$ ”下的横舱壁与前(“ F ”)和后(“ A ”)横框架或肋板之间的横向相对位移, mm (图 8-3);

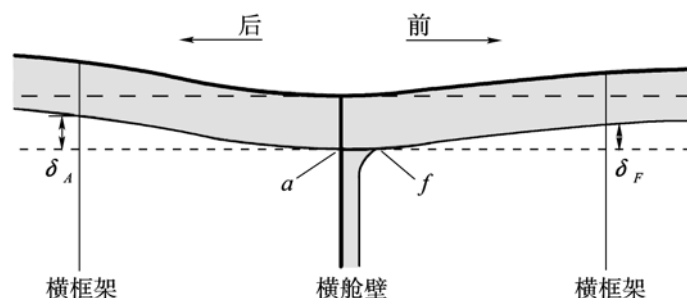


图8-3 横舱壁与横框架或肋板之间的相对位移

I_F , I_A ——前(“ F ”)和后(“ A ”)纵骨的净惯性矩, cm^4 ;

K_{dF-a} , K_{dA-a} , K_{dF-f} , K_{dA-f} ——扶强材端部连接“ a ”和“ f ”点的应力集中因子, 按照横舱壁与前(“ F ”)和后(“ A ”)横框架之间的相对位移确定, 定义见表 8-5。当所考虑的端部连接细节未包括在表 8-5 中时, 可直接通过有限元分析评估应力集中;

l_F , l_A ——前(“ F ”)和后(“ A ”)纵骨跨距, m, 按图 8-2 所示量取;

x_{fF} , x_{fA} ——分别从 l_F 和 l_A 的最近端至热点的距离, m (图 8-2)。

3 热点平均应力

3.1 按直接法确定的平均应力

3.1.1 各装载工况下按直接法确定的结构热点平均应力, N/mm^2 , 应按第 3 节 [3.1] 的要求得出。

3.2 按叠加法确定的平均应力

3.2.1 各装载工况下按叠加法确定的结构热点平均应力, N/mm^2 , 应按第 3 节 [3.2] 的要求得出。

3.3 按简化方法确定的平均应力

3.3.1 热点平均应力

装载工况“(k)”(任何载荷工况“ i ”)下的结构热点平均应力, N/mm^2 , 应按下式求得:

$$\sigma_{mean, (k)} = \sigma_{GS, (k)} + \sigma_{s1, (k)} - \sigma_{s2, (k)} + \sigma_{ds, (k)}$$

式中: $\sigma_{GS, (k)}$ ——船体梁静水弯矩引起的应力, 定义见 [3.3.2];

$\sigma_{s1, (k)}$ ——静压力引起的应力, 取决于所考虑工况, 计算时压力施加在与普通扶强材相同一侧;

$\sigma_{s2, (k)}$ ——静压力引起的应力, 取决于所考虑工况, 计算时压力施加在与普通扶强材相反一侧;

$\sigma_{LS, (k)}$ ——静水压力引起的应力, 定义见 [3.3.3];

$\sigma_{LBS, (k)}$ ——静水中由于液体压力引起的应力, 定义见 [3.3.4];

$\sigma_{LCS, (k)}$ ——静水中由于干散货引起的应力, 定义见 [3.3.5];

$\sigma_{ds, (k)}$ ——静水中由于横舱壁相对位移引起的应力, 定义见 [3.3.6]。

3.3.2 船体梁静水弯矩引起的应力

装载工况“(k)”下的静水弯矩引起的热点应力, N/mm^2 , 应按下式求得:

$$\sigma_{GS, (k)} = K_{gh} \frac{M_{S, (k)}(z - N)}{I_Y} \times 10^{-3}$$

式中: $M_{S, (k)}$ ——垂向静水弯矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$, 定义见第 3 节 [3.2.1]。

3.3.3 静水压力引起的应力

装载工况“(k)”下的静水压力引起的热点应力, N/mm^2 , 应按下式求得:

$$\sigma_{LS, (k)} = \frac{K_{gl} K_s p_{S, (k)} s l^2 \left(1 - \frac{6x_f}{l} + \frac{6x_f^2}{l^2} \right)}{12w} \times 10^3$$

式中: $p_{S, (k)}$ ——装载工况“(k)”下的静水压力, kN/m^2 , 见第 4 章第 5 节 [1.2] 定义。

3.3.4 静水中液体压力引起的应力

装载工况“(k)”下静水中液体压力引起的结构热点平均应力, N/mm^2 , 应按下式求得:

$$\sigma_{CS, (k)} = \frac{K_{gl} K_s p_{CS, (k)} s l^2 \left(1 - \frac{6x_f}{l} + \frac{6x_f^2}{l^2} \right)}{12w} \times 10^3$$

式中: $p_{CS, (k)}$ ——装载工况“(k)”下静水中的液体压力, kN/m^2 , 见第 4 章第 6 节 [2.1] 定义。

3.3.5 静水中干散货引起的应力

装载工况“(k)”下, 静水中干散货引起的结构热点平均应力, N/mm^2 , 应按下式求得:

$$\sigma_{LCS, (k)} = \frac{K_{gl} K_s p_{CS, (k)} s l^2 \left(1 - \frac{6x_f}{l} + \frac{6x_f^2}{l^2} \right)}{12w} \times 10^3$$

式中: $p_{CS, (k)}$ ——装载工况“(k)”下的静水中的干散货压力, kN/m^2 , 见第 4 章第 6 节 [1.2] 定义。

3.3.6 静水中横舱壁相对位移引起的应力

在装载工况“(k)”中, 横舱壁与相邻横框架或肋板之间的横向相对位移引起的附加热点应力, N/mm^2 , 应按下式求得:

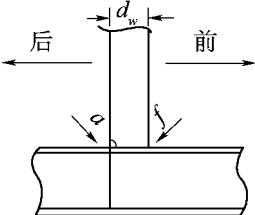
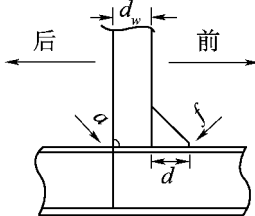
$$\sigma_{dS,(k)} = \begin{cases} K_{dF-a} \sigma_{dSF-a,(k)} + K_{dA-a} \sigma_{dSA-a,(k)}, & \text{对于“a”点} \\ K_{dF-f} \sigma_{dSF-f,(k)} + K_{dA-f} \sigma_{dSA-f,(k)}, & \text{对于“f”点} \end{cases}$$

式中: $\sigma_{dSF-a,(k)}$, $\sigma_{dSA-a,(k)}$, $\sigma_{dSF-f,(k)}$, $\sigma_{dSA-f,(k)}$ ——装载工况“k”下的“a”和“f”点处的附加应力, kN/m^2 , 由横舱壁与前(“F”)和后(“A”)横框架或肋板之间的相对位移引起。

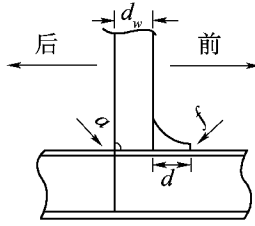
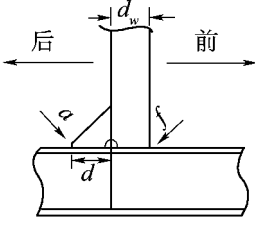
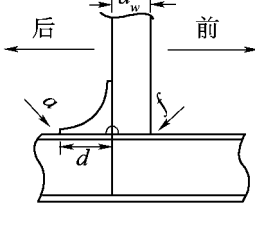
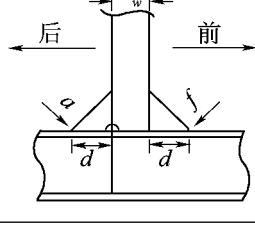
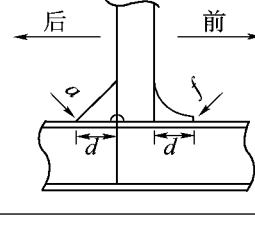
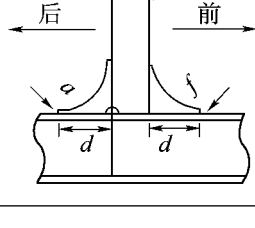
$$\begin{aligned} \sigma_{dSF-a,(k)} &= \frac{3.9 \delta_{SF,(k)} EI_A I_F}{w_A l_F (l_A I_F + l_F I_A)} \left(1 - 1.15 \frac{|x_{fA}|}{l_A} \right) \times 10^{-5} \\ \sigma_{dSA-a,(k)} &= \left\{ \frac{3.9 \delta_{SA,(k)} EI_A I_F}{w_A l_A (l_A I_F + l_F I_A)} \left(1 - 1.15 \frac{|x_{fA}|}{l_A} \right) - \frac{0.9 \delta_{SA,(k)} EI_A |x_{fA}|}{w_A l_A^3} \right\} \times 10^{-5} \\ \sigma_{dSF-f,(k)} &= \left\{ \frac{3.9 \delta_{SF,(k)} EI_A I_F}{w_F l_F (l_A I_F + l_F I_A)} \left(1 - 1.15 \frac{|x_{fF}|}{l_F} \right) - \frac{0.9 \delta_{SF,(k)} EI_F |x_{fF}|}{w_F l_F^3} \right\} \times 10^{-5} \\ \sigma_{dSA-f,(k)} &= \frac{3.9 \delta_{SA,(k)} EI_A I_F}{w_F l_A (l_A I_F + l_F I_A)} \left(1 - 1.15 \frac{|x_{fF}|}{l_F} \right) \times 10^{-5} \end{aligned}$$

$\delta_{SF,(k)}$, $\delta_{SA,(k)}$ ——在装载工况“k”下, 静水中横舱壁与前(“F”)和后(“A”)横框架或肋板之间的横向相对位移, mm。

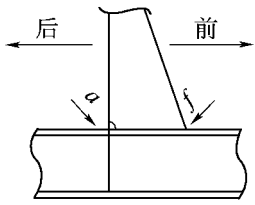
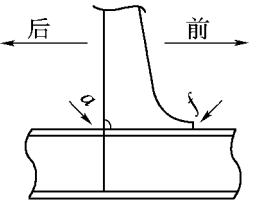
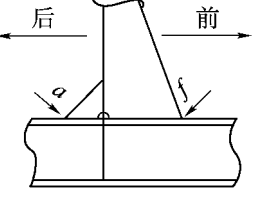
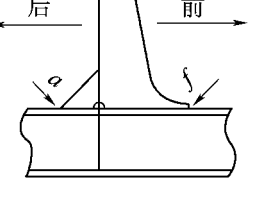
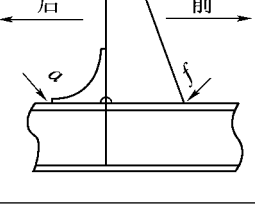
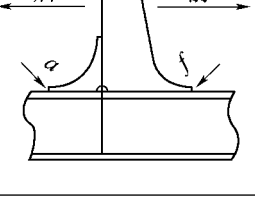
扶强材端部连接的应力集中因子 表8-5

结 构 类 型	评 估 点	领 板	肘 板 尺 寸	应力集中因子			
				K_{gl}	K_{gh}	K_{dF}	K_{dA}
	a	水密	—	1.5	1.1	1.15	1.5
		非水密	—	1.65	1.1	—	—
	f	水密	—	1.1	1.05	1.55	1.05
	a	水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.45	1.1	1.15	1.4
			$1.5d_w \leq d$	1.4	1.05	1.15	1.34
		非水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.55	1.1	—	—
			$1.5d_w \leq d$	1.5	1.05	—	—
	f	水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.1	1.05	1.15	1.1
			$1.5d_w \leq d$	1.05	1.05	1.1	1.05

续上表

结构类型	评估点	领板	肘板尺寸	应力集中因子			
				K_{gl}	K_{gh}	K_{dF}	K_{dA}
<p>3</p> 	a	水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.4	1.1	1.1	1.35
			$1.5d_w \leq d$	1.35	1.05	1.05	1.3
		非水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.5	1.1	—	—
			$1.5d_w \leq d$	1.45	1.05	—	—
	f	水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.05	1.05	1.1	1.05
			$1.5d_w \leq d$	1.05	1.05	1.05	1.05
<p>4</p> 	a	水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.1	1.05	1.05	1.25
			$1.5d_w \leq d$	1.05	1.05	1.05	1.2
	f	水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.3	1.1	1.35	1.05
			$1.5d_w \leq d$	1.3	1.05	1.3	1.05
		非水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.4	1.1	—	—
			$1.5d_w \leq d$	1.4	1.05	—	—
<p>5</p> 	a	水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.1	1.05	1.05	1.2
			$1.5d_w \leq d$	1.05	1.05	1.05	1.15
	f	水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.3	1.1	1.55	1.1
			$1.5d_w \leq d$	1.3	1.05	1.5	1.05
		非水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.35	1.1	—	—
			$1.5d_w \leq d$	1.35	1.05	—	—
<p>6</p> 	a	水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.1	1.05	1.05	1.1
			$1.5d_w \leq d$	1.05	1.05	1.05	1.05
		非水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.15	1.05	—	—
			$1.5d_w \leq d$	1.1	1.05	—	—
	f	水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.05	1.05	1.1	1.05
			$1.5d_w \leq d$	1.05	1.05	1.05	1.05
<p>7</p> 	a	水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.1	1.05	1.05	1.2
			$1.5d_w \leq d$	1.05	1.05	1.05	1.15
		非水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.15	1.05	—	—
			$1.5d_w \leq d$	1.1	1.05	—	—
	f	水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.05	1.05	1.05	1.05
			$1.5d_w \leq d$	1.05	1.05	1.05	1.05
<p>8</p> 	a	水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.1	1.1	1.05	1.15
			$1.5d_w \leq d$	1.05	1.05	1.05	1.1
		非水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.1	1.1	—	—
			$1.5d_w \leq d$	1.05	1.05	—	—
	f	水密	$d_w \leq d < 1.5d_w$	1.05	1.05	1.1	1.05
			$1.5d_w \leq d$	1.05	1.05	1.05	1.05

续上表

结构类型	评估点	领板	肘板尺寸	应力集中因子			
				K_{gl}	K_{gh}	K_{dF}	K_{dA}
9 	a	水密	—	1.4	1.05	1.05	1.75
	f	水密	—	1.6	1.05	1.7	1.05
10 	a	水密	—	1.3	1.05	1.05	1.75
	f	水密	—	1.55	1.05	1.3	1.05
11 	a	水密	—	1.1	1.05	1.05	1.2
	f	水密	—	1.75	1.05	1.4	1.05
12 	a	水密	—	1.1	1.05	1.05	1.2
	f	水密	—	1.3	1.05	1.05	1.05
13 	a	水密	—	1.05	1.05	1.05	1.15
	f	水密	—	1.95	1.05	1.55	1.05
14 	a	水密	—	1.05	1.05	1.05	1.15
	f	水密	—	1.7	1.05	1.15	1.05

第5节 舱口角的应力评估

1 一般要求

1.1 适用范围

1.1.1 基于简化法的舱口角热点应力范围和结构热点平均应力应按本节要求进行评估。

2 名义应力范围

2.1 波浪扭矩引起的名义应力范围

2.1.1 波浪扭矩导致横向甲板弯曲而引起的名义应力范围应按下式求得, N/mm^2 :

$$\Delta \sigma_{WT} = \frac{2}{1000} F_S F_L \frac{Q \cdot B_H}{W_Q}$$

$$\text{式中: } Q = \frac{1000 u}{\frac{(B_H + b_s)^3}{12EI_Q} + \frac{2.6B_H}{EA_Q}}$$

u ——舱口角纵向位移, m , 取为:

$$u = \frac{31.2}{1000} \frac{M_{WT} \omega}{I_T E DOC}$$

DOC ——甲板开口系数, 取为:

$$DOC = \frac{L_C B}{\sum_{i=1}^n L_{H,i} B_{H,i}}$$

M_{WT} ——最大波浪扭矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$, 见第 4 章第 3 节 [3.4.1] 定义, $f_p=0.5$;

F_S ——应力修正因子, 取: $F_S=5$;

F_L ——舱口角纵向位置修正因子, 取:

$$F_L = 1.75 \frac{x}{L}, \text{ 若 } 0.57 \leq x/L \leq 0.85$$

$$F_L = 1.0, \text{ 若 } x/L < 0.57 \text{ 或 } x/L > 0.85$$

B_H ——舱口的宽度, m ;

W_Q ——舱口角附近的横向甲板条的剖面模数, m^3 , 包括顶凳 (图 8-5);

I_Q ——舱口角附近的横向甲板条惯性矩, m^4 , 包括顶凳 (图 8-5);

A_Q ——舱口角附近的横向甲板条剪切面积, m^2 , 包括顶凳 (图 8-5);

b_s ——甲板开口外的剩余甲板宽度, m ;

I_T ——船舶横剖面的扭转惯性矩, m^4 , 在横向甲板区域内计算, 不考虑横舱壁上下凳的影响 (图 8-4), 可以按照本章附录 1 计算;

ω ——扇形坐标, m^2 , 在与 I_T 相同的横剖面上舱口角处 Y 和 Z 坐标处计算 (图 8-4), 可以按照本章附录 1 计算;

- LC ——货舱区域的长度，为机舱舱壁和防撞舱壁之间的距离；
 $B_{H,i}$ ——第 i 货舱口的宽度，m；
 $L_{H,i}$ ——第 i 货舱口的长度，m；
 n ——舱口数。

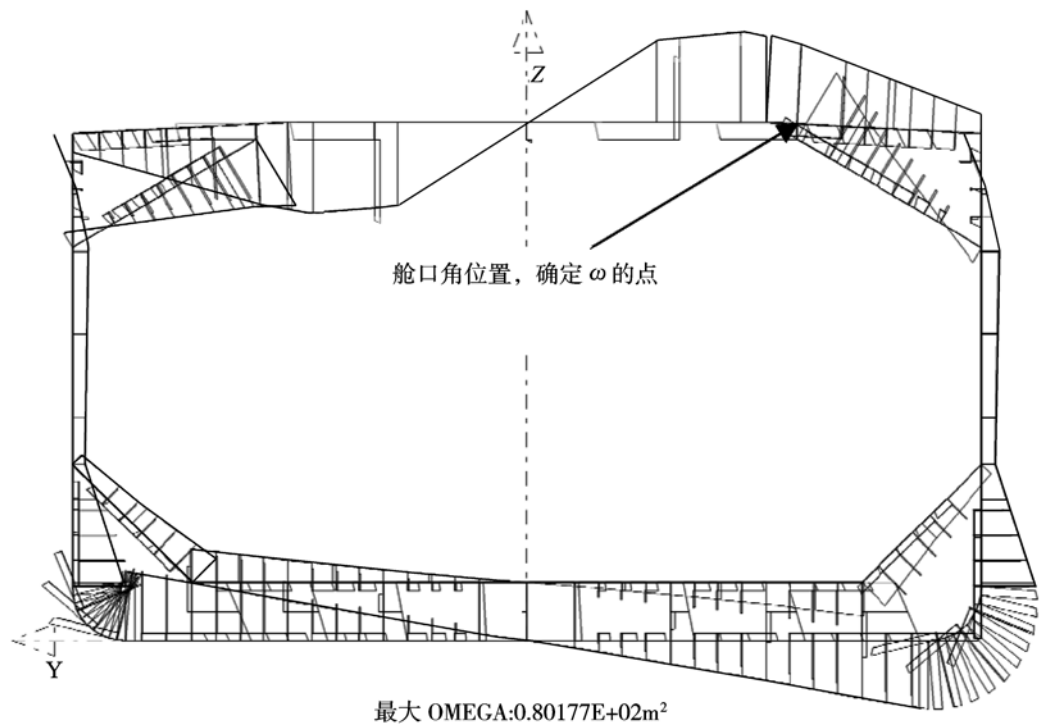


图8-4 确定 I_x 和 ω 的横剖面

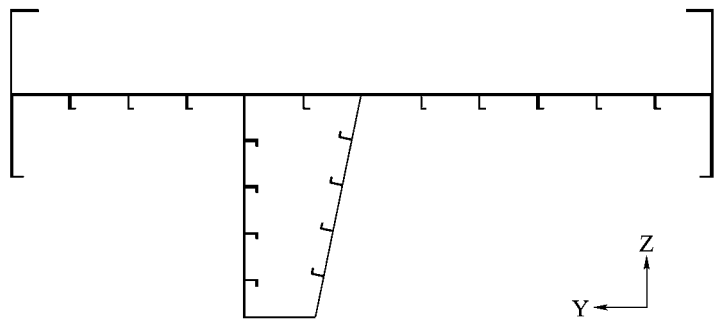


图8-5 确定 A_Q 、 W_Q 、 I_Q 需考虑的构件

2.2 名义平均应力

2.2.1 横向甲板范围内静水弯矩引起的平均应力设定为 0。

3 热点应力

3.1 热点应力范围

3.1.1 热点应力范围，N/mm²，应按下式求得：

$$\Delta \sigma_w = K_{gh} \Delta \sigma_{WT}$$

式中: K_{gh} ——舱口角的应力集中因子, 按下式求得, 但不小于 1:

$$K_{gh} = \frac{r_a + 2r_b}{3r_a} \cdot \left\{ 1 + \left(\frac{b}{1.23l_{CD} + 0.8b} \frac{0.22l_{CD}}{r_a} \right)^{0.65} \right\}$$

r_a ——长轴半径, m;

r_b ——短轴半径 (如果角的形状为圆弧, 则 r_b 等于 r_a) , m;

l_{CD} ——横向甲板沿船舶纵向的长度, m;

b ——舱口开口边缘至船侧的距离, m。

附录1 横剖面扭转特性

1 计算公式

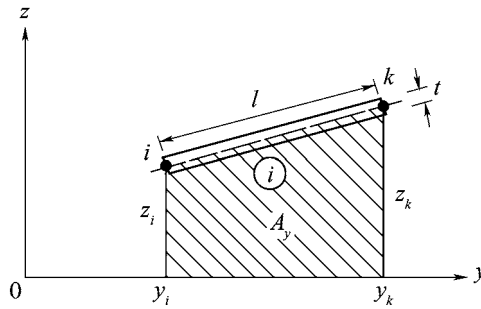
1.1 扭转函数 Φ

对于闭室的任意部分区域，应计算以下几何参数和尺寸比（附图 8-1）：

$$A_y = \frac{1}{2}(z_i + z_k)(y_k - y_i)$$

$$l = \sqrt{(y_k - y_i)^2 + (z_k - z_i)^2}$$

$$\frac{s}{t} = \frac{l}{t}$$



附图8-1

根据横剖面的类型，可采用的三种算法形式如下：

形式 A：非对称开口横剖面，见附图 8-2；

形式 B：含特殊闭室（无公共边的闭室）的对称横剖面，见附图 8-3，此时，每个室的扭转函数可以单独计算如下：

$$\Phi_0 = \frac{2 \sum_{Cell 0} A_y}{\sum_{Cell 0} \frac{s}{t}} ; \quad \Phi_2 = \frac{2 \sum_{Cell 2} A_y}{\sum_{Cell 2} \frac{s}{t}}$$

形式 C：多个闭室（有公共边的闭室）的对称横剖面，见附图 8-4，此时，每室 i 的扭转函数可以通过求解考虑了公共边的线性方程组求得：

$$\begin{aligned} \Phi_0 \sum_{Cell 0} \frac{s}{t} + \Phi_1 \left(\frac{s}{t} \right)_{Common Wall} &= 2A_{Cell 0} \\ \Phi_1 \sum_{Cell 1} \frac{s}{t} + \Phi_0 \left(\frac{s}{t} \right)_{Common Wall} &= 2A_{Cell 1} \end{aligned}$$

从上述方程组，可以求出扭转函数 Φ_0 和 Φ_1 。

1.2 坐标系，运行坐标

1.2.1 应采用二维直角坐标系。参考点 O （坐标系的原点）可任意选定；但对称横剖面，坐标原

点定义在横剖面的对称线上是有好处的。运行坐标系 s 起始于对称横剖面内几何对称线与横剖面几何的交线，如：在船体横剖面上，起始于中心线与船底外壳或双层底的交线，如附图 8-2 ~ 8-4 所示的 O 点。闭室中 s 的方位和积分的方向应根据代数符号和扭转函数方程组来考虑。

1.3 横剖面各部分几种特性的计算

1.3.1

ω_i ：分叉前部分区域或者前分叉点处的 ω_k （计算的开始点定为零）

$$\omega_k = \omega_i + y_i z_k - y_k z_i - \Phi \frac{l_i}{t_i}, \text{ 闭室内 } \Phi \frac{l_i}{t_i}$$

$$l = \sqrt{(y_k - y_i)^2 + (z_k - z_i)^2}$$

总和

$$A = \sum A$$

$$S_y = \frac{A}{2} (z_i + z_k) \quad \sum S_y$$

$$S_z = \frac{A}{2} (y_i + y_k) \quad \sum S_z$$

$$S_\omega = \frac{A}{2} (\omega_i + \omega_k) \quad \sum S_\omega$$

$$I_y = \frac{A}{3} (z_i^2 + z_i z_k + z_k^2) \quad \sum I_y$$

$$I_z = \frac{A}{3} (y_i^2 + y_i y_k + y_k^2) \quad \sum I_y$$

$$I_{yz} = \frac{A}{6} [(2y_k + y_i)z_k + (2y_i + y_k)z_i] \quad \sum I_{yz}$$

$$I_\omega = \frac{A}{3} (\omega_i^2 + \omega_i \omega_k + \omega_k^2) \quad \sum I_\omega$$

$$I_{\omega y} = \frac{A}{6} [(2y_k + y_i)\omega_k + (2y_i + y_k)\omega_i] \quad \sum I_{\omega y}$$

$$I_{\omega z} = \frac{A}{6} [(2z_k + z_i)\omega_k + (2z_i + z_k)\omega_i] \quad \sum I_{\omega z}$$

$$st^3 = \sum s \cdot t^3$$

1.4 整个横剖面的剖面特性计算(附表8-1)

附表8-1

不对称横剖面	对称横剖面（仅模型的一半建模）
$A = \sum A$	$A = 2 \sum A$
$y_s = \frac{\sum S_z}{\sum A}$	
$z_s = \frac{\sum S_y}{\sum A}$	$z_s = \frac{\sum S_y}{\sum A}$
$I_y = \sum I_y - \sum A z_s^2$	$I_y = 2 \left(\sum I_y - \sum A z_s^2 \right)$
$I_z = \sum I_z - \sum A y_s^2$	$I_z = 2 \left(\sum I_z - \sum A y_s^2 \right)$
$I_{yz} = \sum I_{yz} - \sum A y_s z_s$	
$I_T = \sum \frac{st^3}{3}$	$I_T = 2 \left[\sum \frac{st^3}{3} + \sum_{Cell i} \left(2A_{yl} \Phi_l \right) \right]$
$\omega_0 = \frac{\sum S_\omega}{\sum A}$	
$I_{\omega y} = \sum I_{\omega y} - \sum A y_s \omega_0$	$I_{\omega y} = 2 \sum I_{\omega y}$
$I_{\omega z} = \sum I_{\omega z} - \sum A z_s \omega_0$	
$y_M = \frac{I_{\omega z} I_z - I_{\omega y} I_{yz}}{I_y I_z - I_{yz}^2}$	
$z_M = \frac{I_{\omega z} I_{yz} - I_{\omega y} I_y}{I_y I_z - I_{yz}^2}$	$z_M = -\frac{I_{\omega y}}{I_z}$
$I_\omega = \sum I_\omega - \sum A \omega_0^2 + z_M I_{\omega y} - y_M I_{\omega z}$	$I_\omega = 2 \sum I_\omega + z_M I_{\omega y}$

I_y, I_z, I_{yz} 应相对于重心进行计算；

s, I_ω 应相对于剪切中心 M 进行计算；

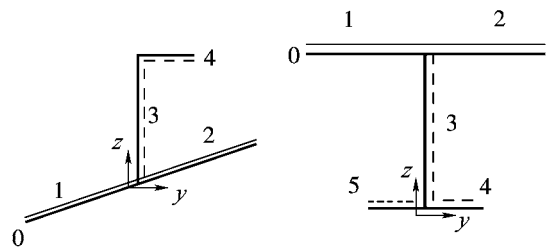
扇形坐标 ω 必须根据剪切中心 M 的位置进行转换。对于 A 型横剖面（附图 8-2），[1.3] 定义的每项 ω_i 和 ω_k 中应加上 ω_0 ；

对于 B 型（附图 8-4）和 C 型横剖面（附图 8-5）， $\Delta \omega_i$ 可以按照下式进行计算：

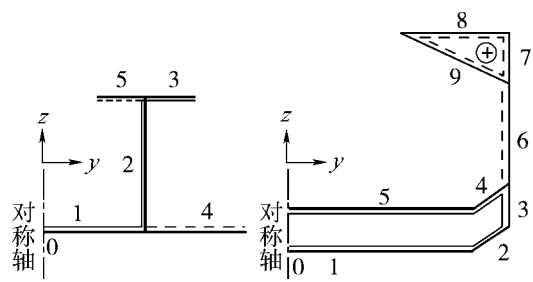
$$\Delta \omega_i = \omega - \omega_0 = z_M (y_i) - y_M (z_i)$$

式中： ω_0 ——对坐标系中心 O 的扇形坐标，按照 [1.3] 给出的 ω_k 公式计算；

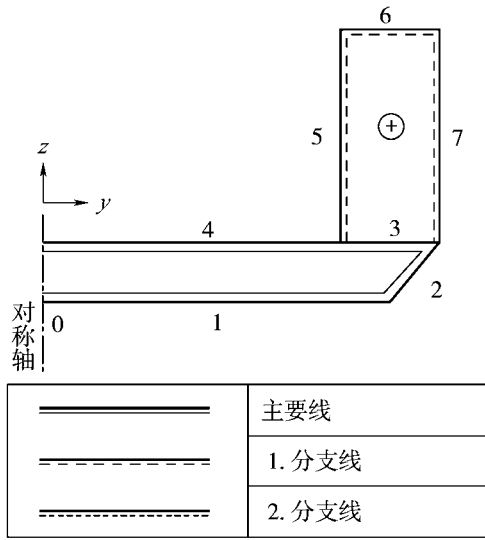
ω ——经转换的关于剪切中心 M 的扇形坐标；
 y_M, z_M ——剪切中心 M 和坐标系 B 中心之间的距离。
经转换后的扇形坐标 ω 值可以按照 [1.3] 公式计算出的 ω_o 值加上 $\Delta \omega$ 求得；
横剖面与对称线（船体剖面中心线）交点处的转换值 ω 应等于零。



附图8-2 A 型横剖面



附图8-3 B 型横剖面



附图8-4 C 型横剖面

通过对线段的类型在横剖面的特定部分上的编号的指定，给出了计算特定部分的顺序，进而给出运行坐标 s 的方向。

- 2 单舷侧横剖面的算例
- 2.1 横剖面数据
- 2.1.1 横剖面见附图 8-5，附图 8-5 中由黑圈标记的节点的坐标见附表 8-2，横剖面的板厚和线段（附图 8-5 中由圆圈标记），见附表 8-3。

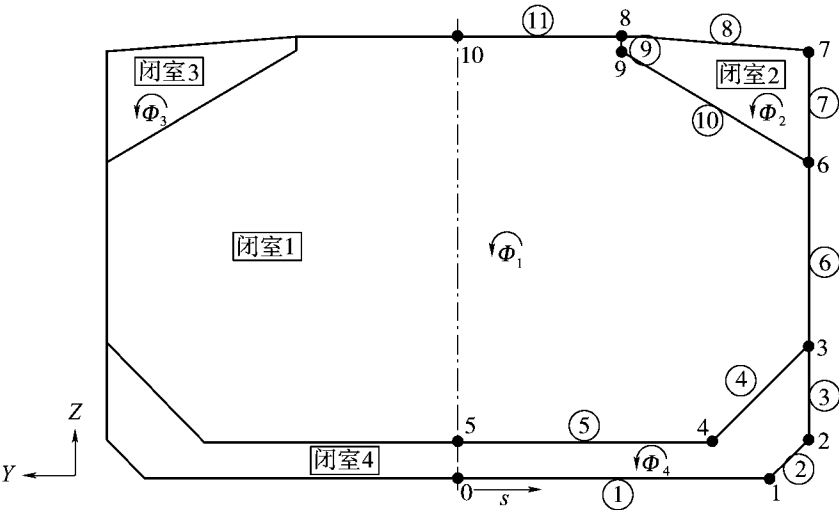
横剖面的节点坐标

附表8-2

节点号	Y 坐标	Z 坐标
0	0.00	0.00
1	14.42	0.00
2	16.13	1.72
3	16.13	6.11
4	11.70	1.68
5	0.00	1.68
6	16.13	14.15
7	16.13	19.6
8	7.50	20.25
9	7.50	19.63
10	0.00	20.25

2.2 扭转函数 Φ 定义

2.2.1 第一步，建立一个线性方程组来确定每个闭室的扭转函数 Φ ，横剖面 and 室见附图 8-5。



附图8-5 单舷侧船横剖面

横剖面线段的节点和尺寸

附表8-3

线段号	节点 i	节点 k	y_i	z_i	y_k	z_k	长度	厚度
1	0	1	0.00	0.00	14.42	0.00	14.42	0.017
2	1	2	14.42	0.00	16.13	1.72	2.43	0.017
3	2	3	16.13	1.72	16.13	6.11	4.39	0.018
4	3	4	16.13	6.11	11.70	1.68	6.26	0.019
5	4	5	11.70	1.68	0.00	1.68	11.70	0.021
6	3	6	16.13	6.11	16.13	14.15	8.04	0.018
7	6	7	16.13	14.15	16.13	19.6	5.45	0.021
8	7	8	16.13	19.60	7.50	20.25	8.65	0.024
9	8	9	7.50	20.25	7.50	19.63	0.62	0.024
10	9	6	7.50	19.63	16.13	14.15	10.22	0.015
11	8	10	7.50	20.25	0.00	20.25	7.50	0.012

考虑横剖面的 4 个室（附图 8-5 中用长方形框标记），可以建立下列方程系确定扭转函数 Φ ，应注意的是，应考虑旋转方向（扭转函数 Φ_i 的旋转方向与建立方程系时所有 Φ_i 的方向应该一致）

$$\begin{aligned} \sum_1 \frac{s}{t} \Phi_1 - \sum_{1-2} \frac{s}{t} \Phi_2 - \sum_{1-3} \frac{s}{t} \Phi_3 - \sum_{1-4} \frac{s}{t} \Phi_4 &= 2 \sum_1 A \\ - \sum_{1-2} \frac{s}{t} \Phi_1 + \sum_2 \frac{s}{t} \Phi_2 &= 2 \sum_2 A \\ - \sum_{1-3} \frac{s}{t} \Phi_1 + \sum_3 \frac{s}{t} \Phi_3 &= 2 \sum_3 A \\ - \sum_{1-4} \frac{s}{t} \Phi_1 + \sum_4 \frac{s}{t} \Phi_4 &= 2 \sum_4 A \end{aligned}$$

矩阵的系数可以根据下式求得：

$$\begin{aligned} \sum_1 \frac{s}{t} &= \frac{2.11700}{21} + \frac{2.6265}{19} + \frac{2.8040}{18} + \frac{2.10223}{15} + \frac{2.620}{24} + \frac{2.7500}{12} = 5331.81 \\ \sum_2 \frac{s}{t} &= \frac{10223}{15} + \frac{5450}{21} + \frac{620}{24} + \frac{8654}{24} = 1327.48 \\ \sum_3 \frac{s}{t} &= 1327.48 \\ \sum_4 \frac{s}{t} &= \frac{2.14420}{17} + \frac{2.11700}{21} + \frac{2.6265}{19} + \frac{2.2425}{17} + \frac{2.4390}{18} = 4243.34 \\ \sum_{1-2} \frac{s}{t} &= \frac{10223}{15} + \frac{620}{24} = 707.36 \\ \sum_{1-3} \frac{s}{t} &= 707.36 \\ \sum_{1-4} \frac{s}{t} &= \frac{2.11700}{21} + \frac{2.6265}{19} = 1773.76 \end{aligned}$$

各室面积可以由下式求得：

$$\begin{aligned} 2 \sum_1 A &= 2 \cdot 2 \cdot 260.72 = 1042.90 \text{ m}^2 \\ 2 \sum_2 A &= 2 \cdot 26.19 = 52.38 \text{ m}^2 \\ 2 \sum_3 A &= 52.38 \text{ m}^2 \\ 2 \sum_4 A &= 2 \cdot 2 \cdot 35.44 = 141.76 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

利用这些结果，得：

$$\begin{aligned} 5331.81 \Phi_1 - 707.360 \Phi_2 - 707.36 \Phi_3 - 1773.76 \Phi_4 &= 1042.90 \\ -707.36 \Phi_1 + 1327.48 \Phi_2 &= 52.38 \\ -707.36 \Phi_1 + 1327.48 \Phi_3 &= 52.38 \\ -1773.76 \Phi_1 + 4243.34 \Phi_4 &= 141.76 \end{aligned}$$

本方程组的解如下：

$$\begin{aligned}\Phi_1 &= 0.3018 \\ \Phi_2 &= 0.2003 \\ \Phi_3 &= 0.2003 \\ \Phi_4 &= 0.1596\end{aligned}$$

2.3 线段特性的确定

2.3.1 下一步是根据 [1.3] 公式确定 ω_k 。“s”开始于点 0 (附图 8-5) 且 $\omega_i=0$, 随后沿从 0 至 1, 2, 3, 4 到达点 5 的路径。应该注意的是, $\Phi(l_i/t_i)$ 项在线段 1 至 3 (点 0 与 3 之间) 为 $\Phi_4(l_{1,3}/t_{1,3})$, 而在线段 4 与 5 之间因为线段 4 与 5 是 4 室和 1 室的公共边, 变为 $(\Phi_4-\Phi_1)(l_{4,5}/t_{4,5})$ 。此项中, 扭转函数的旋转方向和积分方向 (路径方向, 计算时遵循的方向) 一起确定了算术符号。

线段 6 的 ω_i 值应设成点 3 处的值, 且 $\Phi(l_i/t_i)=\Phi_1(l_6/t_6)$, “s”沿 6 至 7, 8, 9 最后返回至 6 的路径。包含扭转函数 Φ 的项中应考虑室 2 和室 1 的公共边。对于点 8 与点 10 间的线段 11, ω_i 值设成点 8 处的值。线段的其他特性可以按 [1.3] 中的公式计算。

2.4 横剖面特性的确定

2.4.1 对线段特性进行求和以后, 横剖面特性可以按 [1.4] 计算。

扇形坐标必须按 [1.4] 转换至剪切中心, 附表 8-4 给出了扇形坐标的计算结果。

附图8-5中横剖面的扇形坐标 附表8-4

点 i	$\omega_{o,i}$	$\Delta \omega_i$	ω_i
0	0.00	0.00	0.00
1	-135.97	84.99	-50.98
2	-134.04	95.07	-38.97
3	-102.32	95.07	-7.25
4	-99.49	68.96	-30.53
5	-0.06	0.00	-0.06
6	-108.20	95.07	-13.13
7	-72.30	95.07	22.77
8	35.07	44.21	79.27
9	33.08	44.21	77.28
10	-2.75	0.00	-2.75

2.5 注释

2.5.1 对单舷侧散货船, 船体横剖面通常可以简化成含 4 个方盒的剖面 (室 1 为货舱, 室 2 和室 3 为顶边舱, 室 4 为底边舱和双层底, 如算例所示), 但是双舷侧散货船横剖面可以简化成仅含 2 个闭室的横剖面 (室 1 为货舱, 室 2 为双壳结构)。变厚度的线单元的板厚可以用下式求出等效板厚:

$$t_{eq} = \frac{t_1 l_1 + t_2 l_2 + \dots + t_i l_i + \dots + t_k l_k}{\sum_{i=1}^k l_i}$$

由于简化, 横剖面与中心线的交点处的扇形坐标值 ω 可能不为 0, 简化横剖面的扇形坐标 ω 值与扭转惯性矩 I_t 值, 与原始横剖面相比的差异一般应小于 3%。

第9章 其他结构

第1节 首部

符号

本节中未定义的符号，参见第 1 章第 4 节。

L_2 ：规范船长 L ，但取值不大于 300 m。

T_B ：正常压载工况下的最小设计压载吃水，m。

k ：材料系数，定义见第 3 章第 1 节 [2.2]。

m ：系数，取为：

- $m = 10$ ，对于垂直扶强材
- $m = 12$ ，对于其他扶强材

τ_a ：许用剪切应力，N/mm²，取为：

$$\tau_a = \frac{R_y}{\sqrt{3}}$$

s ：普通扶强材间距，m，沿弦长在跨距中点处量取。

l ：普通扶强材跨距，m，沿弦长在支撑构件之间量取，见第 3 章第 6 节 [4.2]。

c_a ：板格的长宽比，等于：

$$c_a = 1.21 \sqrt{1 + 0.33 \left(\frac{s}{l} \right)^2} - 0.69 \frac{s}{l} \text{，取不大于 } 1.0$$

c_r ：板格的曲率系数，等于：

$$c_r = 1 - 0.5 \frac{s}{r} \text{，取不小于 } 0.4$$

r ：曲率半径，m。

1 一般要求

1.1 适用范围

1.1.1 本节要求适用于：

- 位于防撞舱壁前方的结构，即：
 - 首尖舱结构；
 - 首柱；
- 首外飘区域的加强结构，见 [4.1]；
- 首部平底区域的加强结构，见 [5.1]。

1.2 净厚度

1.2.1 按照第 3 章第 2 节要求，本节中的所有厚度为净厚度，即厚度不包括任何腐蚀增量。总厚度按第 3 章第 2 节 (3) 要求获得。

2 布置

2.1 结构布置原则

2.1.1 一般要求

外板、上甲板和内底（如适用）的尺寸应该向首端过渡。为避免剖面突变，主要纵向构件的结构

连续性应该特别考虑。

首尖舱内的结构，如平台、甲板、水平强框架或舷侧桁材应该与后面的货舱结构嵌接。

如船体内壳结构终止于防撞舱壁处，则应在防撞舱壁之前采用适当的削斜肘板结构，以确保结构连续性。

甲板、船底和舷侧板的纵向扶强材应尽可能向前延伸。

所有外板肋骨和液舱边界扶强材应连续，或在端部有肘板连接。

从首端至首垂线后 $0.15L$ ，当使用肘板保持结构连续性时，应使用具有翼板的肘板。

2.1.2 液舱内部结构

如果尖舱用作液舱，水平桁材应设有翼板或在其内缘应设置面板。水平桁材应有效地设在防撞舱壁上，以使力得以被良好地传递。

2.2 防倾肘板

2.2.1 对于防撞舱壁之前横骨架式的尖舱或液舱，在主要构件、甲板和 / 或平台之间应按照图 9-1 来设防倾肘板，其垂直间距不超过 2.6 m。

防倾肘板建造厚度应不小于与其相连的舷侧肋骨腹板的建造厚度。

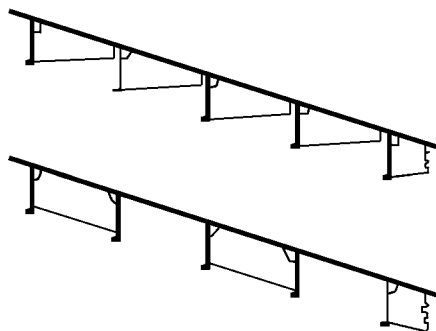


图9-1 防倾肘板

2.3 肋板和船底桁材

2.3.1 没有中纵舱壁时，应设置底部中桁材。

通常，在中线处的肋板和中桁材的最小高度应不小于最前货舱双层底要求的高度。

2.3.2 实肋板

对于横骨架式结构，应每档肋位设置实肋板。

对于纵骨架式结构，实肋板的间距应不大于 3.5m 或 4 个肋骨间距，取小者。

2.3.3 船底纵桁

对于横骨架式结构，船底纵桁间距不超过 2.5m。

对于纵骨架式结构，船底纵桁间距不超过 3.5m。

3 载荷模型

3.1 载荷点

3.1.1 除另有规定外，载荷点处侧向压力应按以下章节计算：

- 第6章第1节 [1.5]，对于板材；
- 第6章第2节 [1.4]，对于扶强材。

3.2 船首区域压力

3.2.1 完整工况下的侧向压力

船首区域压力， kN/m^2 ，应取为 $p_s + p_w$ 。

式中： p_s ， p_w 第 4 章第 5 节所述载荷工况 H、F、R 和 P 中的静水压力和最大水动压力。

3.2.2 试验工况下的侧向压力

试验工况下侧向压力 p_T 的定义见第 4 章第 6 节 [4]。

3.2.3 外壳构件

静水和波浪侧向压力的计算应分别考虑：

- 外部海水的静水压力和波浪压力；
- 与外板邻接舱室在装载情况下的内部静水和波浪压力。如与外板邻接舱室拟装液体，该内部静水和波浪压力应从相应的外部海水静水和波浪压力中减去。

3.2.4 非外壳构件

对于分隔两个相邻舱室的构件，作用于该构件的侧向静水和波浪压力是分别考虑这两个舱室分别被装载时的压力。

3.3 船首外飘区域压力

3.3.1 船首压力 p_{FB} ， kN/m^2 ，应按第 4 章第 5 节 [4.1] 获得。

3.4 船底砰击压力

3.4.1 船首平底区域的底部砰击压力 P_{SL} ， kN/m^2 ，按第 4 章第 5 节 [4.2] 要求计算。

4 尺寸

4.1 船首外飘加强

4.1.1 根据 [4.2] 至 [4.4] 的适用要求，应加强的船首外飘区域是从距尾端 $0.9L$ 之前，正常压载水线之上的区域。

4.2 板

4.2.1 板材净厚度应不小于按表 9-1 和表 9-2 的公式求得之值。

板材最小净厚度 表9-1

最 小 净 厚 (mm)	
船底	$5.5 + 0.03L$
舷侧	$0.85L^{1/2}$
内底	$5.5 + 0.03L$
强力甲板	$5.2 + 0.02L$
平台和制荡舱壁	6.5

板 材 净 厚 度 表 9-2

净 厚 (mm)	
完整工况	$t = 15.8 c_a c_r s \sqrt{\frac{p_s + p_w}{0.9 R_y}}$
船首外飘区域	$t = 15.8 c_a c_r s \sqrt{\frac{P_{FB}}{0.9 R_y}}$
试验工况	$t = 15.8 c_a c_r s \sqrt{\frac{P_T}{1.05 R_y}}$

4.3 普通扶强材

4.3.1 一般要求

本项要求适用于视为两端固定的普通扶强材。对其他边界条件,屈服强度校核应根据具体情况考虑。

4.3.2 普通扶强材的净尺寸应符合第 6 章第 2 节 [2.3] 的要求。

4.3.3 普通扶强材腹板的净厚度, mm, 应不小于以下值的较大者:

- $t = 3.0 + 0.015L_2$;
- 带板净提供厚度的 40%;
- 且应小于带板净提供厚度的 2 倍。

4.3.4 单跨普通扶强材的净尺寸应不小于按表 9-3 的公式求得之值。

单跨普通扶强材的净尺寸		表9-3
扶强材类型	净剖面模数 W (cm ³)	净剖面剪切面积 A_{sh} (cm ²)
承受侧向压力的单跨普通扶强材	$W = \frac{(p_s + p_w)sl^2}{0.9mR_y} \times 10^3$	$A_{sh} = \frac{5(p_s + p_w)sl}{\tau_a \sin \phi}$
位于船首外飘区域的单跨普通扶强材	$W = \frac{p_{FB}sl^2}{0.9mR_y} \times 10^3$	$A_{sh} = \frac{5p_{FB}sl}{\tau_a \sin \phi}$
承受试验压力的单跨普通扶强材	$W = \frac{p_rsl^2}{1.05mR_y} \times 10^3$	$A_{sh} = \frac{5p_rsl}{1.05 \tau_a \sin \phi}$

式中: ϕ ——扶强材腹板与外板的夹角, deg, 在扶强材跨距中点处量取; 当 ϕ 小于 75° 时应予修正。

4.3.5 多跨普通扶强材的最大正应力 σ 和剪应力 τ 应符合表 9-4 的公式。

多跨普通扶强材的最大正应力 σ 和剪应力 τ 应通过直接计算确定并计及:

- 静水和波浪压力以及力的分布, 如有;
- 中间支撑的数量和位置 (甲板、桁材等);
- 扶强材端部和中间支撑的固定状况;
- 扶强材跨距中间处的几何特征。

多跨普通扶强材的校核衡准		表9-4
工 况	完 整	试 验
正应力	$\sigma \leq 0.9R_y$	$\sigma \leq 1.05R_y$
剪应力	$\tau \leq \tau_a$	$\tau \leq 1.05 \tau_a$

4.4 主要支撑构件

4.4.1 最小厚度

主要支撑构件腹板的净厚度, mm, 应不小于按下式求得的值:

$$t = 0.7\sqrt{L_2}$$

4.4.2 强肋骨

强肋骨净剖面模数 W , cm³, 和净剪切剖面面积 A_{sh} , cm², 应不小于按下式求得的值:

$$W = \frac{(p_s + p_w)sl^2}{0.9mR_y} \times 10^3$$

$$A_{sh} = \frac{5(p_s + p_w)sl}{\tau_a \sin \phi}$$

此外，位于船首外飘区域的强肋骨净剖面模数 W ， cm^3 ，和净剪切剖面面积 A_{sh} ， cm^2 ，应不小于按下式求得值：

$$W = \frac{p_{FB}sl^2}{0.9mR_y} \times 10^3$$

$$A_{sh} = \frac{5p_{FB}sl}{\tau_a \sin \phi}$$

4.4.3 舷侧纵桁

舷侧纵桁净剖面模数 W ， cm^3 ，和净剪切剖面面积 A_{sh} ， cm^2 ，应不小于按下式求得值：

$$W = \frac{(p_s + p_w)sl^2}{0.9mR_y} \times 10^3$$

$$A_{sh} = \frac{5(p_s + p_w)sl}{\tau_a \sin \phi}$$

此外，位于船首外飘区域的舷侧纵桁净剖面模数 W ， cm^3 ，和净剪切剖面面积 A_{sh} ， cm^2 ，应不小于按下式求得值：

$$W = \frac{p_{FB}sl^2}{0.9mR_y} \times 10^3$$

$$A_{sh} = \frac{5p_{FB}sl}{\tau_a \sin \phi}$$

4.4.4 甲板主要支撑构件

甲板主要支撑构件的尺寸应符合第 6 章第 4 节，并计及 [3.2] 和 [3.3] 的载荷。

5 首部平底区域的加强

5.1 适用范围

5.1.1 应作加强的首部平底区域是距首垂线 $0.2V(L)^{0.5}$ 之前船底的平坦部分，高度至基线上 $0.05T_B$ 或者 0.3m，取小者。

5.2 船底板

5.2.1 首部平底区域的净厚度，mm，应不小于：

$$t = 15.8C_a C_r s \sqrt{\frac{C_s p_{SL}}{R_{eH}}}$$

式中： C_s ——关于冲击压力载荷面的系数，取为：

$C_s = 1.0$ ，若普通扶强材之间不设中间纵骨

$C_s = 1.3$ ，若普通扶强材之间设有中间纵骨

5.2.2 对于肋板升高的船舶，加强板材必须至少延伸至舭部弯曲处。

5.3 普通扶强材

5.3.1 船首平底区域的横向或纵向普通扶强材的净剖面模数， cm_3 ，应不小于：

$$W = \frac{C_s P_{SL} s l^2}{16 R_{eH}} \times 10^3$$

式中： C_s ——系数，定义见 [5.2.1]。

5.3.2 船首平底区域的横向或纵向普通扶强材的净剪切面积， cm_2 ，应不小于：

$$A = \frac{5\sqrt{3} P_{SL} s (l - 0.5s)}{R_{eH} \sin \phi}$$

焊接的面积应至少为此值的 2 倍。

5.4 主要支撑构件

5.4.1 桁材

首部双层底区域桁材的净厚度， mm ，应不小于按以下各自位置从下列各式计算所得的 t_1 至 t_3 值的最大者：

$$t_1 = \frac{c_A P_{SL} s l}{2(d_0 - d_1) \tau_a}$$

$$t_2 = 1.75 \sqrt[3]{\frac{H^2 a^2 \tau_a}{C'_1}} t_1$$

$$t_3 = \frac{C''_1 a}{\sqrt{k}}$$

式中： c_A ——系数，取：

$$c_A = 3/A, \text{ 且 } 0.3 \leq c_A \leq 1.0$$

A ——所考虑的结构支撑点之间的承载面积， m^2 ；

P_{SL} ——定义见 [3.4]；

S ——所考虑的中桁材或旁桁材的间距， m ；

l ——所考虑的肋板的间距， m ；

d_0 ——所考虑的中桁材或旁桁材的高度， m ；

d_1 ——所考虑的点处的开口（如有）深度， m ；

H ——按下式求得的值：

$$(a) \text{ 若桁材有未加强的开口: } H = 1 + 0.5 \frac{\phi}{\alpha}$$

$$(b) \text{ 其他情况: } H = 1.0$$

ϕ ——开口的长轴长度， m ；

α —— a 或 S_1 的大者， m ；

a ——所考虑的点处的桁材高度， m ，但若水平扶强材设在桁材上， a 是所考虑的水平扶强材至船底外板或内底板的距离，或所考虑的水平扶强材之间的距离；

S_1 ——垂直普通扶强材或肋板的间距， m ；

C'_1 ——根据 S_1/a 按表 9-5 得出的系数，对于 S_1/a 的中间值， C'_1 通过线性内插法确定。

C''_1 ——根据 S_1/a 按表 9-6 得出的系数, 对于 S_1/a 的中间值, C''_1 通过线性内插法确定。

系 数 C'_1										表9-5
$\frac{S_1}{a}$	0.3 及以下	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.2	1.4 及以上
C'_1	64	38	25	19	15	12	10	9	8	7

系 数 C''_1												表9-6
$\frac{S_1}{a}$		0.3 及以下	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.2	1.4	1.6 及以上
C''_1	中桁材	4.4	5.4	6.3	7.1	7.7	8.2	8.6	8.9	9.3	9.6	9.7
	边桁材	3.6	4.4	5.1	5.8	6.3	6.7	7.0	7.3	7.6	7.9	8.0

5.4.2 肋板

首部双层底区域肋板的净厚度, mm, 应不小于按以下各自位置从下列各式计算所得的 t_1 至 t_3 值的最大者:

$$t_1 = \frac{c_A P_{SL} sl}{2(d_0 - d_1) \tau_a}$$
$$t_2 = 1.75 \sqrt[3]{\frac{H^2 a^2 \tau_a}{C'_2}} t_1$$
$$t_3 = \frac{8.5 S_2}{\sqrt{k}}$$

式中: c_A ——定义见 [5.4.1];
 P_{SL} ——定义见 [3.4];
 S ——所考虑的实肋板的间距, m;
 l ——所考虑的桁材的间距, m;
 d_0 ——所考虑的点处的实肋板高度, m;
 d_1 ——所考虑的点处的开口 (如有) 深度, m;
 H ——按下式求得的值:

(a) 若实肋板有加强的开口或无开口:

① 若有未加强的开口:

$$H = \sqrt{4.0 \frac{d_2}{S_1} - 1.0}, \text{ 不取为小于 } 1.0$$

② 若有加强的开口: $H = 1.0$

(b) 若实肋板有未加强的开口:

① 若有未加强的开口:

$$H = \left(1 + 0.5 \frac{\phi}{d_0}\right) \sqrt{4.0 \frac{d_2}{S_1} - 1.0}, \text{ 不取为小于 } 1 + 0.5 \frac{\phi}{d_0}$$

② 若有加强的开口:

$$H = 1 + 0.5 \frac{\phi}{d_0}$$

- d_2 ——实肋板上部和下部的未加强开口的深度，m，取大者；
- S_1 ——垂直普通扶强材或桁材的间距，m；
- ϕ ——开口的长轴长度，m；
- a ——所考虑点处的实肋板高度，m，但若实肋板上设有水平扶强材， a 是所考虑的水平扶强材至船底外板或内底板的距离，或所考虑的水平扶强材之间的距离；
- S_2 —— S_1 或 a 的小者，m；
- C'_2 ——根据 S_1/d_0 按表 9-7 得出的系数。对于 S_1/d_0 的中间值， C'_2 通过线性内插法确定。

系 数 C'_2										表9-7
S_1/d_0	0.3 及以下	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.2	1.4 及以上
C'_2	64	38	25	19	15	12	10	9	8	7

6 首柱

6.1 实心首柱

6.1.1 载重水线下的实心首柱的总横剖面积， cm_2 ，应不小于：

$$A_b = 1.25L$$

6.1.2 实心首柱的横剖面积从载重水线开始可朝上端逐渐减至 0.75 A_b 。

6.2 平板首柱和球鼻型船首

6.2.1 总厚度，mm，应不小于按以下求得的值：

$$t = (0.6 + 0.4s_B)(0.08L + 6)\sqrt{k} \quad , \text{ 不大于 } 22\sqrt{k}$$

式中： s_B ——水平纵桁（部分或全部）、强胸框架或等效水平加强构件的间距，m。

板的总厚应不小于按 [4.2] 求得的净厚度加上第 3 章第 3 节定义的腐蚀增量 t_C 。

普通扶强材的尺寸应按 [4.3] 确定。

6.2.2 从载重水线以上 0.6 m 至 $T + C$ ，总厚度可逐渐减至 0.8 t ， t 为 [6.2.1] 定义的总厚度。

6.2.3 平板首柱和球鼻形船首必须由强胸框架和 / 或骨架加强。

7 首楼

7.1 一般要求

7.1.1 干舷甲板上应设有封闭的首楼。

封闭首楼的后舱壁应设在最前货舱的前舱壁处或在其后方，如图 9-2 所示。但是，如果该要求妨碍了舱口盖的操作，则只要首楼长度不低于首柱前边以后的按第 1 章第 4 节 3.2 所规定的干舷船长的 7%，首楼的后舱壁可设在最前货舱的前舱壁的前方。

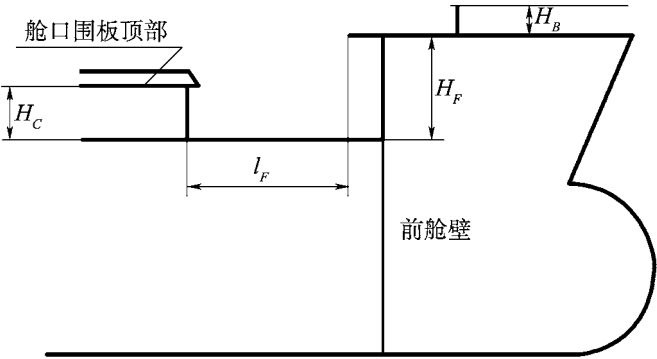


图9-2 首楼

7.1.2 首楼在主甲板以上的高度 H_F 应不小于以下值的较大者:

- 第 1 章第 4 节 [3.18] 规定的上层建筑标准高度;
- $H_C + 0.5 \text{ m}$, H_C 是最前货舱, 即第 1 货舱的前部横向舱口围板的高度。

7.1.3 首楼甲板后缘的所有点的位置与舱口围板的距离应小于或等于 l_F :

$$l_F = 5\sqrt{H_F - H_C}$$

在应用第 9 章第 5 节 [6.2.2] 和第 9 章第 5 节 [7.3.8] 时, 可以减少第 1 货舱的前部横向舱口围板和舱口盖的载荷。

7.1.4 不得为保护舱口围板或舱口盖而在首楼甲板装设挡浪板。如为其他目的而在首楼甲板装设挡浪板, 挡浪板的位置应使其中线处的上缘在首楼甲板后缘的前方不小于 $H_B / \tan 20^\circ$ 处, H_B 是挡浪板在首楼以上的高度 (图 9-2)。

第 2 节 尾 部

符号

本节中未定义的符号, 参见第 1 章第 4 节。

L_1 : 规范长度 L , 但取值不大于 200 m。

L_2 : 规范长度 L , 但取值不大于 300 m。

k : 第 3 章第 1 节 [2.2] 定义的材料系数。

z_{TOP} : 液舱顶的 Z 坐标, m。

m : 系数, 取为:

- $m = 10$, 对于垂直扶强材
- $m = 12$, 对于其他扶强材

τ_a : 许用剪应力, N/mm^2 , 取为:

$$\tau_a = \frac{R_y}{\sqrt{3}}$$

s : 普通扶强材间距, m, 在跨距中点沿弦长量取。

l : 普通扶强材跨距, m, 在支撑构件之间沿弦长量取, 见第 3 章第 6 节 [4.2]。

c_a : 板格长宽比, 等于:

$$c_a = 1.21 \sqrt{1 + 0.33 \left(\frac{s}{l} \right)^2} - 0.69 \frac{s}{l}, \text{ 取不大于 } 1.0$$

c_r : 板格曲率系数, 等于:

$$c_r = 1 - 0.5 \frac{s}{r}, \text{ 取不小于 } 0.4$$

r : 曲率半径, m。

1 一般要求

1.1 引言

1.1.1 本节的要求适用于位于尾尖舱舱壁后方的结构尺寸和尾部平底区域的加强。

1.1.2 构成不拟载运液体的处所边界并且不属于外壳的尾尖舱结构, 应在进水工况下承受侧向压力。其尺寸应按第 6 章中的相关衡准确定。

1.2 尾部与位于尾尖舱舱壁前方结构的连接

1.2.1 过渡

应确保尾部和尾尖舱舱壁前方的结构尺寸之间有适当的过渡。这种过渡应满足这两个区域的尺寸要求。

1.3 净尺寸

1.3.1 按第 3 章第 2 节规定, 本节中所指的所有厚度均为净尺寸, 即它们不包括任何腐蚀增量。总厚度按第 3 章第 2 节 [3] 的规定获得。

2 载荷模型

2.1 载荷点

2.1.1 除非另有规定, 应按以下章节所述载荷点处计算侧向压力:

- 第 6 章第 1 节 [1.5], 对于板材;
- 第 6 章第 2 节 [1.4], 对于扶强材。

2.2 侧向压力

2.2.1 完整工况下的侧向压力

完整工况下的尾部侧向压力, kN/m^2 , 应取为 $p_s + p_w$ 。

式中: p_s , p_w ——静水压力 and 第 4 章第 5 节所述载荷工况 H、F、R 和 P 中的最大水动压力。

2.2.2 试验工况下的侧向压力

试验工况下的侧向压力 p_T , 定义见第 4 章第 6 节 [4]。

2.2.3 外板壳件

静水和波浪侧向压力的计算应分别考虑:

- 外部海水的静水压力和波浪压力;
- 与外板邻接舱室在装载情况下的内部静水和波浪压力, 如与外板邻接舱室拟装液体, 该内部静水和波浪压力应从相应的外部海水静水和波浪压力中减去。

2.2.4 非外壳构件

对于分隔两个相邻舱室的构件, 作用于该构件的侧向静水和波浪压力是分别考虑这两个舱室分别被装载时的压力。

3 尾尖舱

3.1 布置

3.1.1 一般要求

尾尖舱一般为横向骨架结构。

3.1.2 肋板

在每档肋位处, 应设置实肋板。

肋板高度应与船体形状相协调。如设有尾轴管, 肋板高度应至少延伸至尾轴管以上。如果船体型线不允许这种延伸, 应在尾轴管以上安装上下边缘加强且紧固在肋骨上的适当高度的板。

在承舵柱, 螺旋桨柱和挂舵臂处和附近, 肋板应延伸至尖舱顶并增加厚度; 厚度的增加应由船级社根据所提出的布置逐例考虑。

肋板应设有间距不大于 800 mm 的加强筋。

3.1.3 舷侧肋骨

舷侧肋骨应延伸至位于满载水线之上的甲板。

舷侧肋骨应以下列结构类型之一来支撑:

- 非密性平台, 设有总面积不小于平台面积 10% 的开口;
- 由与强横梁连接的舷侧主要支撑构件支撑的舷侧纵桁。

3.1.4 平台和舷侧纵桁

尖舱内的平台和舷侧纵桁的布置应与前方紧邻区域内的平台和舷侧纵桁对齐。

如果由于船体形状和通道需要而使这种布置不可能，则应采用宽过渡肘板确保尖舱和前方紧邻区域结构之间的结构连续性。

如果尾尖舱邻接舷侧纵骨架式的机器处所，尾尖舱中的舷侧纵桁应设有过渡肘板。

3.1.5 纵舱壁

非密性纵舱壁应设在船舶中线上，一般在尖舱的上部并在每档肋位处予以加强。

如果船尾外伸部分很大或由水密和制荡舱壁分隔的处所的最大宽度大于 20 m，可要求附加纵向制荡舱壁。

4 尺寸

4.1 舷侧板

4.1.1 板材的净尺寸应不小于按表 9-8 和表 9-9 的公式求得的值。

板材最小净厚度		表9-8
最 小 净 厚 (mm)		
船底		$5.5 + 0.03L$
舷侧和尾板		$0.85L^{1/2}$
内底		$5.5 + 0.03L$
强力甲板		$4.5 + 0.02L$
平台和制荡舱壁		6.5

板 材 净 厚 度		表9-9
净 厚 (mm)		
完整工况		$t = 15.8c_a c_r s \sqrt{\frac{p_s + p_w}{0.9R_y}}$
试验工况		$t = 15.8c_a c_r s \sqrt{\frac{p_T}{1.05R_y}}$

4.2 普通扶强材

4.2.1 一般要求

本项要求适用于视为两端固定的普通扶强材。对其他边界条件，屈服强度校核应根据具体情况考虑。

4.2.2 普通扶强材的净尺寸应符合第 6 章第 2 节 [2.3] 的要求。

4.2.3 普通扶强材腹板的净厚度，mm，应不小于以下值的大者：

- $t = 3.0 + 0.015L_2$ ；
- 带板净提供厚度的 40%。

且应小于带板净提供厚度的 2 倍。

4.2.4 单跨普通扶强材的净尺寸应不小于按表 9-10 的公式求得的值。

单跨普通扶强材的净尺寸

表9-10

扶强材类型	净剖面模数 W (cm ³)	净剖面剪切面积 A_{sh} (cm ²)
承受侧向压力的单跨普通扶强材	$W = \frac{(p_s + p_w)sl^2}{0.9mR_y} \times 10^3$	$A_{sh} = \frac{5(p_s + p_w)sl}{\tau_a \sin \phi}$
承受试验压力的单跨普通扶强材	$W = \frac{p_T sl^2}{1.05mR_y} \times 10^3$	$A_{sh} = \frac{5p_T sl}{1.05 \tau_a \sin \phi}$

式中： ϕ ——扶强材腹板与外板的夹角，deg，在扶强材跨距中点处量取；当 ϕ 小于 75° 时应予修正。

4.2.5 多跨普通扶强材的最大正应力 σ 和剪应力 τ 应符合表 9-11 的公式。

多跨普通扶强材的最大正应力 σ 和剪应力 τ 应通过直接计算确定并计及：

- 静水和波浪压力及力的分布，如有；
- 中间支撑的数量和位置（甲板、桁材等）；
- 扶强材端部和中间支撑的固定状况；
- 扶强材跨距中间处的几何特征。

多跨普通扶强材的校核衡准

表9-11

工 况	完 整	试 验
正应力	$\sigma \leq 0.9R_y$	$\sigma \leq 1.05R_y$
剪应力	$\tau \leq \tau_a$	$\tau \leq 1.05 \tau_a$

4.3 主要支撑构件

4.3.1 肋板

肋板的净厚度应不小于按下式求得的值，mm：

$$t = 0.7\sqrt{L_2}$$

4.3.2 强肋骨

强肋骨的净剖面模数 W ，cm³，和净剪切剖面面积 A_{sh} ，cm²，应不小于按下式求得的值：

$$W = \frac{(p_s + p_w)sl^2}{0.9mR_y} \times 10^3$$

$$A_{sh} = \frac{5(p_s + p_w)sl}{\tau_a \sin \phi}$$

4.3.3 舷侧纵桁

舷侧纵桁的净剖面模数 W ，cm³，和净剪切剖面面积 A_{sh} ，cm²，应不小于按下式求得的值：

$$W = \frac{(p_s + p_w)sl^2}{0.9mR_y} \times 10^3$$

$$A_{sh} = \frac{5(p_s + p_w)sl}{\tau_a \sin \phi}$$

4.3.4 甲板主要支撑构件

甲板主要支撑构件的尺寸应按照第 6 章第 4 节并计及 [2.2] 中的载荷。

5 船体结构和挂舵臂的连接

5.1 尾尖舱结构和挂舵臂的连接

5.1.1 一般要求

本项要求适用于尖舱结构和挂舵臂的连接，尾框架是开启式的，且与挂舵臂安装在一起。

5.1.2 挂舵臂

挂舵臂设计应使焊接和检验具有足够的通道。

符合第 10 章第 1 节 [9.2] 要求的挂舵臂的尺寸可在船体内逐渐过渡。

不接受塞焊连接方式。

5.1.3 船体结构

在挂舵臂与外壳交叉点和尖舱顶部之间，船体结构的垂直延伸应不小于挂舵臂的高度，其定义为从挂舵臂与外壳交叉点至下舵枢中点的距离。

邻接挂舵臂的结构，例如外板、肋板、平台和舷侧纵桁、中纵舱壁和其他结构，其厚度应按相应挂舵臂尺寸适当增加。

5.2 尾尖舱以上的结构布置

5.2.1 强肋骨

如设有挂舵臂，与甲板横梁连接的强肋骨应布置在构成尖舱顶部平台和露天甲板之间。

强肋骨间距应不大于：

- 挂舵臂处 2 个肋骨间距；
- 挂舵臂前后 4 个肋骨间距；
- 尾尖舱舱壁附近区域 6 个肋骨间距。

强肋骨应设端肘板且位于尾楼内。如无尾楼，则对于从 [4.3.2] 中的公式获得的值而言，露天甲板下的强肋骨的尺寸应适当增加。

5.2.2 舷侧纵桁

如果从尖舱顶部至露天甲板的高度大于 2.6 m，且舷侧为横骨架式，应设有一个或一个以上舷侧纵桁，最好与前方的相似结构对齐。

6 尾框架

6.1 一般要求

6.1.1 尾框架可由具有空心剖面铸件或锻钢制成，或由板装配而成。

6.1.2 铸钢和组合的尾框架应由适当间隔的水平板加强。铸造时应避免剖面的突然变化；所有剖面应有适当的过渡半径。

6.2 连接

6.2.1 与船体结构连接

尾框架应与船尾结构有效连接，尾框架的下部应向螺旋桨柱前方延伸不小于 $1500 + 6L$ mm 的长度，以与龙骨有效连接。然而，尾框架不必延伸至尾尖舱舱壁以外。

与尾框架连接的外板的净厚度应不小于按下式求得的值，mm：

$$t = 8.5 + 0.045L$$

6.2.2 与龙骨的连接

尾框架下部的厚度应逐渐过渡至实心龙骨或龙骨板的厚度。

如设有龙骨板，尾框架下部的设计应确保与龙骨的有效连接。

6.2.3 与尾肋板的连接

承舵柱和螺旋桨柱应与尾肋板连接，所连接的尾肋板的高度应不小于双层底的高度，厚度不小于

按下式求得的值，mm：

$t = 9 + 0.023L_1$

6.2.4 与中内龙骨的连接

如果尾框架由铸铁制成，尾框架的下部应尽实际可能设置一纵向腹板以与中内龙骨连接。

6.3 螺旋桨柱

6.3.1 总尺寸

参照第 3 章第 2 节，涉及[6.3.2]至[6.3.4]的所有尺寸和尺寸均为总值，即这些值包括了腐蚀增量。

6.3.2 螺旋桨柱的总尺寸

螺旋桨柱的总尺寸应不小于按表 9-12（对于单螺旋桨船）和表 9-13（对于双螺旋桨船）中公式求得的值。

若螺旋桨柱剖面对其纵轴的剖面模数不小于用表 9-12 或表 9-13（按适用情况）中的螺旋桨柱尺寸计算的值，与上述不同的螺旋桨柱的尺寸和比例可考虑接受。

6.3.3 轴毂下的剖面模数

如螺旋桨柱无尾框底骨，螺旋桨柱的剖面模数可在轴毂下逐渐减小至按表 9-12 或表 9-13（按适用情况）获得的尺寸计算值的 85%。

在任何情况下，螺旋桨柱的厚度应不小于按表中公式求得的值。

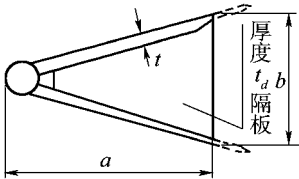
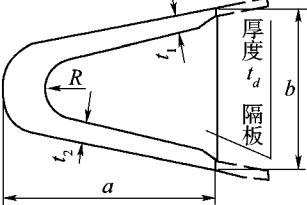
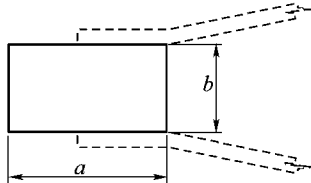
6.3.4 组合的螺旋桨柱与轴毂的焊接

组合的螺旋桨柱与轴毂的焊接应按第 11 章第 2 节。

6.4 轴毂

6.4.1 对单螺旋桨船，螺旋桨柱所包含的轴毂，其厚度应不小于 [6.3.2] 要求的具有矩形剖面螺旋桨柱尺寸“b”的 60%。

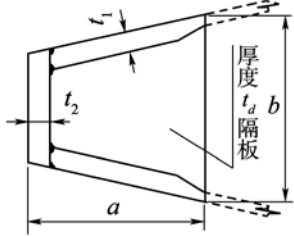
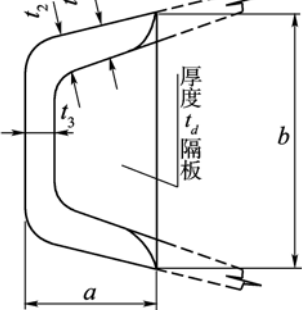
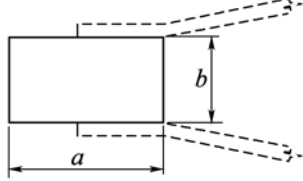
单螺旋桨船—螺旋桨柱的总尺寸 表9-12

螺旋桨柱 的总尺寸 (mm)	<div>组合的螺旋桨柱</div> <div>铸造的螺旋桨柱</div> <div>方形螺旋桨柱，铸造或锻造，且 具有矩形剖面</div>		
			
a	$50 L^{1/2}$	$33 L^{1/2}$	$10\sqrt{7.2L - 256}$
b	$35 L^{1/2}$	$23 L^{1/2}$	$10\sqrt{4.6L - 164}$
$t_1(1)$	$2.5 L^{1/2}$	$3.2 L^{1/2}$ 不小于 19 mm	
$t_2(1)$		$4.4 L^{1/2}$ 不小于 19 mm	
t_d	$1.3 L^{1/2}$	$2.0 L^{1/2}$	
R		$50 L^{1/2}$	

注：在任何情况下，螺旋桨柱的厚度 t_1 和 t_2 应不小于 $(0.05L + 9.5)$ mm。

双螺旋桨船—螺旋桨柱的总尺寸

表9-13

螺旋桨柱 的总尺寸 (mm)	组合的螺旋桨柱	铸造的螺旋桨柱	方形螺旋桨柱，铸造或锻造，且 具有矩形剖面
			
a	$25 L^{1/2}$	$12.5 L^{1/2}$	$2.4L + 6$
b	$25 L^{1/2}$	$25 L^{1/2}$	$0.8L + 2$
t_1 (1)	$2.5 L^{1/2}$	$2.5 L^{1/2}$	—
t_2 (1)	$3.2 L^{1/2}$	$3.2 L^{1/2}$	—
t_3	—	$4.4 L^{1/2}$	—
t_d	$1.3 L^{1/2}$	$2.0L^{1/2}$	—

注：在任何情况下，螺旋桨柱的厚度 t_1 ， t_2 和 t_3 应不小于 $(0.05L + 9.5)$ mm。

6.5 尾轴管

6.5.1 尾轴管

尾轴管的厚度由船级社视具体情况考虑，但任何情况下应不小于邻近尾框架的边板厚度。
如果尾轴管的材料和邻近尾框架的板材材料不同，尾轴管的厚度应至少等于该板材的厚度。

第3节 机 器 处 所

符号

本节中未定义的符号，参见第 1 章第 4 节。

k ：第 3 章第 1 节 [2.2] 定义的材料系数。

P ：发动机的最大持续功率，kW。

n_r ：功率等于 P 时发动机轴的每分钟转数。

L_E ：发动机与基座通过螺栓连接所需发动机底座板的有效长度，m，按发动机制造商的规定。

1 一般要求

1.1 适用范围

1.1.1 本节的要求适用于与总体强度有关的机器处所结构布置和尺寸。这并非取代须由船厂注意处理的机器制造商的要求。

1.2 尺寸

1.2.1 净尺寸

按第 3 章第 2 节规定，本节中所指的所有尺寸均为净尺寸，即它们不包括任何腐蚀增量。
总尺寸按第 3 章第 3 节的规定获得。

1.2.2 一般要求

除本节中另有规定外，机器处所内的板材、普通扶强材和主要支撑构件的尺寸应按第 6 章中的相关衡准确定。

另外还适用本节中规定的最小厚度要求。

1.2.3 主要支撑构件

设计者可基于应提交给船级社逐例审查的直接计算, 提出替代本节要求的布置和尺寸的建议。

船级社如认为必要, 也可要求进行这种直接计算。

1.3 机器处所与其前后结构的连接

1.3.1 过渡

应确保机器处所内的尺寸和其前后尺寸之间有适当过渡。过渡应使所有区域满足尺寸要求。

1.3.2 机舱和货舱之间的过渡区

在机舱和最后货舱之间的过渡区内, 应充分注意机舱内的主要纵向构件适当过渡, 例如平板、甲板、水平环形框架或舷侧纵桁适当过渡到货舱, 以及纵舱壁(内壳、上下翼舱)适当过渡到机舱。

若这类结构与该货舱舱壁后方或前方的纵向构件对齐, 则应通过在翼舱或机舱内设置大的过渡肘板来实现充分的过渡。

1.3.3 甲板不连续性

在机器处所中断的甲板应通过水平肘板在船舷过渡。

2 双层底

2.1 布置

2.1.1 一般要求

如果机器处所直接在尾尖舱前方, 双层底应为横骨架式。在所有其他情况下, 双层底可为横骨架式或纵骨架式。

2.1.2 双层底高度

不论机器处所的位置, 中线处的双层底高度应不小于第 3 章第 6 节 [6.1] 定义的值。根据主机基座的类型和高度, 双层底高度可能需要大幅度增加。

若机器处所很大, 且轻压载和满载工况之间的吃水变化较大, 上述高度应由船厂增加。

如果机器处所内的双层底高度与邻近处所的双层底高度不同, 纵向构件的结构连续性应通过在适当的纵向范围倾斜内底来予以确保。倾斜的内底中的折角应位于肋板处。

2.1.3 船底中桁材

一般来说, 船底中桁材不可开孔。在任何情况下, 仅在双层底通道和维护保养所绝对需要的情况下才允许中桁上有用作人孔的开口, 且在开口处应布置局部加强。

2.1.4 船底旁桁材

机器处所内, 就相邻区域而言, 船底旁桁材的数量应足够地增加以确保结构的足够刚度。船底旁桁材应是邻近机器处所的区域任何船底纵骨的连续, 其间距一般不大于纵骨间距的 3 倍, 且应不大于 3m。

2.1.5 机器基座处的船底旁桁材

机器基座处应设有附加船底旁桁材。

主机基座处布置的底旁桁材应延伸至机器处所的整个长度。

船底桁材应按船底形状, 尽实际可能向后延伸, 且应在端部由肋板和舷侧主要支撑构件支撑。

在机器处所前舱壁的前方, 船底桁材应过渡至少 3 个肋骨间距, 并应与船体结构有效连接。

2.1.6 纵骨架式双层底中的肋板

如双层底为纵骨架式, 肋板间距应不大于:

- 在主机和推力轴承处, 1 个肋骨间距;
- 在机器处所其他区域内, 2 个肋骨间距。

在其他重要机器处应设置附加肋板。

2.1.7 横骨架式双层底中的肋板

如机器处所内的双层底为横骨架式, 在每档肋骨处均应布置肋板。而且, 在锅炉底座或其他重要

机器处应设置附加肋板。

2.1.8 肋板加强筋

除第 3 章第 6 节的要求外，肋板还应设有端部削斜且间距不超过 1 m 的腹板加强筋。

腹板加强筋的剖面模数应不小于第 6 章第 2 节 [4] 中要求的 1.2 倍。

2.1.9 人孔和阱

基座和相邻区域的肋板上的人孔数量和尺寸应保持在双层底通道和维护保养所必需的最小值。

人孔的高度一般不大于肋板局部高度的 40%，并应不大于 750 mm，人孔的宽度约等于 400 mm。

一般来说，人孔边缘应采用翼板加强；若此要求不能满足，肋板应采用扁钢在人孔边缘适当加强。

带有穿孔活动板的人孔应设在靠近机舱后舱壁阱附近的内底。

位于管弄后端的阱应布置管弄的排水系统。

2.2 最小厚度

2.2.1 内底、肋板和桁材的腹板的净厚度应不小于表 9-14 中给出的值。

双层底—内底、肋板和桁材腹板的最小净厚度		表9-14
构 件	最小净厚度（mm）	
内底	$6.6 + 0.024L$ 船级社可按具体情况，要求增加机器基座处和主推力块上内底的厚度	
内底边板	$0.9L^{1/2} + 1$	
中桁材	$1.55L^{1/3} + 3.5$	
肋板和旁桁材	$1.7L^{1/3} + 1$	
箱型龙骨边界桁材	$0.8L^{1/2} + 2.5$ ，应不小于对中桁材的要求	

3 舷侧

3.1 布置

3.1.1 一般要求

机器处所内舷侧骨架的类型一般与邻近区域采用的类型一致。

3.1.2 机器处所内船体纵向结构的延伸

在机器处所位于船尾且舷侧为纵骨架式的船中，纵向结构最好延伸至机器处所的整个长度。

在任何情况下，纵向结构应从前舱壁向后至少保持机器处所长度的 0.3 倍，应避免纵骨架式和横骨架式结构之间有突然的结构不连续。

3.1.3 强肋骨

强肋骨应与肋板对齐。机舱棚的前端和后端处，最好各设一个强肋骨。

对于纵骨架式舷侧，强肋骨间距应不大于 4 个肋骨间距。

对于横骨架式的舷侧，强肋骨间距应不大于 5 个肋骨间距。腹板高度应不小于邻近肋骨高度的 2 倍，剖面模数应不小于邻近肋骨剖面模数的 4 倍。

按船级社视具体情况而确定的要求，若增加普通扶强材的尺寸，可接受大于上述间距的强肋骨间距。

4 平台

4.1 布置

4.1.1 一般要求

机器处所内平台的位置和延伸应布置成使舷侧纵骨结构以及位于邻接船体区域内的平台和舷侧纵桁连续。

4.1.2 平台强横梁

一般来说，平台强横梁应布置在舷侧或纵舱壁的横向强框架处。

对于纵骨架式平台，平台强横梁的间距应不大于 4 个肋骨间距。

4.2 最小厚度

4.2.1 平台的净厚度应不小于 6.5mm。

5 支柱的设置

5.1 布置

5.1.1 一般要求

机器处所内支柱的布置应考虑机器和上层建筑传递的集中载荷以及主机和辅机的位置。

5.1.2 支柱

支柱一般应布置在下列位置：

- 机舱棚角和平台的大开口角处；作为替代，可在中线上设两个支柱（开口的每一端各一个）；
- 平台强横梁和桁材的相交处；
- 上层建筑的横舱壁和纵舱壁处。

一般来说，支柱端部应设有肘板。

5.1.3 支柱舱壁

一般来说，设在上甲板之下的甲板间的支柱舱壁应位于上层建筑中的承载舱壁处。

纵向支柱舱壁应为机器处所前后邻近处所中的主要纵向船体结构的连续延伸。

支柱舱壁尺寸应不小于 [6.3] 中对机舱棚舱壁的要求。

6 机舱棚

6.1 布置

6.1.1 普通扶强材间距

普通扶强材应位于：

- 纵舱壁内的每个肋位处；
- 横舱壁内，间距约为 750 mm。

机舱棚特别暴露于波浪作用的部分的普通扶强材间距由船级社视具体情况考虑。

6.2 开口

6.2.1 一般要求

符合第 6 节 [6] 要求的所有机器处所开口，应封闭在通至最高层开敞甲板的钢质舱棚中。机舱棚在端部应通过与支柱相连的甲板横梁和桁材予以加强。

对于大开口，可要求布置横撑材，作为甲板横梁的连续。

设有采光和通气开口的天窗应具有高度不小于下列值的围板：

- 900 mm，如果在位置 1；
- 760 mm，如果在位置 2。

6.2.2 出入门

机舱棚的出入门应符合第 6 节 [6.2] 的要求。

6.3 尺寸

6.3.1 板材和普通扶强材

板材和普通扶强材的净尺寸应不小于按第 9 章第 4 节的适用要求获得的值。

6.3.2 最小厚度

舱壁的净厚度应不小于：

- 5.5 mm，对于货舱处的舱壁；
- 4 mm，对于起居处所处的舱壁。

7 主机基座

7.1 布置

7.1.1 一般要求

主机基座和推力轴承的尺寸应与发动机的重量和功率及推进装置传递的静力和动力相称。

7.1.2 基座支撑结构

支撑基座的横向和纵向构件应分别与肋板和双层底或单层底桁材成一直线布置。

这些支撑构件的布置应避免不连续性并确保焊接及检验和维护保养有足够的可达性。

7.1.3 在双层底结构内的基座

如设有高功率内燃机或涡轮机，基座应与双层底结构成一个整体。支撑基座处座板的桁材应与双层底桁材成一直线并向后延伸以形成推力块的桁材。

基座处的桁材应从座板连续至船底外板。

7.1.4 双层底板材之上的基座

如果基座位于双层底板材之上，基座处的桁材应设有折边肘板，一般位于每档肋骨处并向船舶中心和船舶两舷延伸。

在确保有足够空间供安装座板螺栓的同时，应尽实际可能限制基座在双层底板材之上的延伸。螺栓孔的位置应不干扰基座结构。

7.1.5 单层底结构中的基座

对于在机器处所内具有单层底结构的船舶，基座应位于肋板之上，且应与其下的肋板和桁材充分连接。

7.1.6 机器基座处桁材的数量

主机基座处应至少设有两道桁材。

只有符合下列 3 个公式，方可设一道桁材：

$$\begin{aligned} L &< 150\text{m} \\ P &< 7100\text{kW} \\ P &< 2.3n_r L_E \end{aligned}$$

7.2 最小尺寸

7.2.1 内燃机基座处的结构构件的净尺寸应按表 9-15 中的公式求得。

机器基座处结构构件的最小尺寸 表9-15

尺 寸	最 小 值
基座每个座板的净横剖面面积 (cm ²)	$40 + 70 \frac{P}{n_r L_E}$
座板净厚度 (m)	<div>座板由两道或两道以上桁材支撑： $\sqrt{240 + 175 \frac{P}{n_r L_E}}$</div> <div>座板由一道桁材支撑： $5 + \sqrt{240 + 175 \frac{P}{n_r L_E}}$</div>

续上表

尺 寸	最 小 值
机器基座处桁材的总腹板净厚度 (mm)	座板由两道或两道以上桁材支撑： $\sqrt{320 + 215 \frac{P}{n_r L_E}}$ 座板由一道桁材支撑： $\sqrt{95 + 65 \frac{P}{n_r L_E}}$
机器基座处肋板的腹板净厚度 (mm)	$\sqrt{55 + 40 \frac{P}{n_r L_E}}$

第4节 上层建筑和甲板室

符号

本节中未定义的符号，参见第 1 章第 4 节。

L_2 ：规范船长 L ，但取值不大于 300 m。

p_D ：甲板侧向压力，kN/m²，定义见 [3.2.1]。

p_{Sl} ：上层建筑两侧的侧向压力，kN/m²，定义见 [3.2.3]。

k ：材料系数，定义见第 3 章第 1 节 [2.2]。

s ：普通扶强材间距，m，在跨距中点沿弦长量取

l ：普通扶强材跨距，m，在支撑构件之间量取，见第 3 章第 6 节 [4.2]。

t_C ：腐蚀增量，定义见第 3 章第 3 节。

c ：系数，取为：

$c = 0.75$ ，对于在一端或两端简支的横梁、桁材和强横梁

$c = 0.55$ ，其他情况

m_a ：系数，取为：

$$m_a = 0.204 \frac{s}{l} \left[4 - \left(\frac{s}{l} \right)^2 \right], \text{ 当 } \frac{s}{l} \leq 1$$

1 一般要求

1.1 定义

1.1.1 上层建筑

见第 1 章第 4 节 [3.12.1]。

1.1.2 甲板室

见第 1 章第 4 节 [3.15.1]。

1.1.3 长甲板室

长甲板室为船中 0.4L 区域内长度超过 0.2L 或 12 m(取大者)的甲板室。长甲板室的强度应特别考虑。

1.1.4 短甲板室

短甲板室为 [1.1.3] 中的定义未包括的甲板室。

1.1.5 非有效上层建筑

就本节而言，位于船中 $0.4L$ 区域以外或长度小于 $0.15L$ 或小于 12 m 的所有上层建筑视为非有效上层建筑。

1.1.6 隔热烟囱

隔热烟囱的构件尺寸应按甲板室确定。

1.2 总尺寸

1.2.1 参照第 3 章第 2 节，涉及 [4] 和 [5] 的所有尺寸均为总值，即这些值包括了腐蚀增量。

2 布置

2.1 上层建筑端部的加强

2.1.1 位于船中 $0.4L$ 区域之上的上层建筑端部舱壁处，强力甲板从外壳起 $0.1B$ 宽度内的厚度、舷顶列板的厚度和上层建筑船侧外板的厚度应按表 9-16 规定的加强百分比予以增加。加强范围应从端部舱壁向后 4 个肋骨间距至端部舱壁向前 4 个肋骨间距。

加 强 的 百 分 比		表9-16
上层建筑类型	强力甲板和舷顶列板	上层建筑的船侧外板
有效	30%	20%
非有效	20%	10%

2.1.2 船中 $0.6L$ 区域处的强力甲板下，桁材应与纵向围壁对齐，且应在纵向围壁的端点外延伸至少 3 个肋骨间距。桁材应与纵向围壁重叠至少两个肋骨间距。

2.2 加强构件的连接

2.2.1 甲板横梁的连接

横向甲板横梁应按第 3 章第 6 节，通过肘板与肋骨连接。
穿过纵向围壁和桁材的甲板横梁可通过无肘板焊接，分别与纵向围壁的扶强材和桁材腹板连接。

2.2.2 甲板纵桁和强横梁的连接

舱壁处桁材的端部连接的尺寸应使弯矩和剪力得以传递。桁材下的舱壁扶强材应有足够的尺寸来支撑桁材。

面板应按第 3 章第 6 节由防倾肘板加强。在剖面对称的桁材处，防倾肘板应交替布置在腹板的两边。

2.2.3 上层建筑肋骨的端部连接

上层建筑肋骨应与下面的主肋骨连接，或与甲板连接。可按图 9-3 进行端部连接。

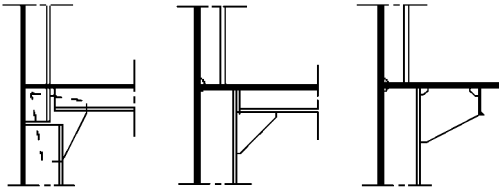


图9-3 上层建筑肋骨的端部连接

2.3 上层建筑和甲板室的横向结构

2.3.1 上层建筑和甲板室的横向结构应通过合理布置端部舱壁、强肋骨、客舱钢质围壁和机舱棚或其他措施以获得足够的尺寸。

2.4 封闭式上层建筑的开口

2.4.1 参照经修正的国际载重线公约 (MSC.143 (77) 决议第 12 (1) 条)

封闭式上层建筑端壁上的所有出入开口均应装设与舱壁永久地固定、设有门框的风雨密门, 且加强和装设的方式应使整个结构与未经贯穿的舱壁具有同等强度。这些门的布置方式应使其在舱壁两边都能进行操作。

2.4.2 参照经修正的国际载重线公约 (MSC.143 (77) 决议第 12 (3) 条)

封闭式上层建筑端壁上的出入开口的门槛高度, 应高出甲板至少 380 mm。

2.4.3 直接位于干舷甲板之上的上层建筑甲板或甲板室甲板 (围蔽升降口的甲板室) 上的任何开口应由有效的风雨密关闭保护。

3 载荷模型

3.1 载荷计算点

3.1.1 除另有规定外, 应在以下章节定义的载荷计算点计算侧向压力:

- 第 6 章第 1 节 [1.5], 对板材;
- 第 6 章第 2 节 [1.4], 对普通扶强材和主要支撑构件。

3.2 载荷

3.2.1 甲板的侧向压力

上层建筑和甲板室甲板的侧向压力, kN/m^2 , 应取等于第 4 章第 5 节 [2.1] 定义的外部压力 p_D 。

3.2.2 露天驾驶室顶部的侧向压力

露天驾驶室顶部的侧向压力 p , kN/m^2 , 按第 4 章第 5 节 [3.2] 获得。

3.2.3 上层建筑两侧的侧向压力

上层建筑两侧的侧向压力 p_{SI} , kN/m^2 , 按第 4 章第 5 节 [3.3] 获得。

4 尺寸

4.1 非有效上层建筑的侧板

4.1.1 非有效上层建筑的侧板厚度, mm, 应不小于下列值的较大者:

$$t = 1.21s\sqrt{kp_{SI}} + t_C$$

$$t = 0.8\sqrt{kL}$$

4.2 非有效上层建筑的甲板板

4.2.1 非有效上层建筑的甲板板厚度, mm, 应不小于下列值的较大者:

$$t = 1.21s\sqrt{kp_D} + t_C$$

$$t = (5.5 + 0.02L)\sqrt{k}$$

式中, L 取值不大于 200 m。

4.2.2 如果附加上层建筑布置在干舷甲板上的非有效上层建筑上, [4.2.1] 要求的厚度可减少 10%。

4.2.3 如甲板由敷层保护, 按 [4.2.1] 和 [4.2.2] 的甲板板厚度可减少 t_C 。但是, 这种甲板板的厚度应不小于 5 mm。

如使用木材以外的敷层, 应注意敷层不影响钢板。铺板应有效地安装在甲板上。

4.3 甲板横梁和支撑甲板结构

4.3.1 横向甲板梁和甲板纵向普通扶强材

横向甲板梁和甲板纵向普通扶强材的剖面模数 W , cm^3 , 和剪切面积 A_{sh} , cm^2 , 应不小于按下式求得的值:

$$W = ckp_D sl^2$$

$$A_{sh} = 0.05(1 - 0.817m_a)kp_D sl$$

4.3.2 甲板纵桁和强横梁

甲板纵桁和强横梁的剖面模数 W , cm^3 , 和剪切面积 A_{sh} , cm^2 , 应不小于按下式求得值:

$$W = ckp_De l^2$$

$$A_{sh} = 0.05kp_De l$$

式中: e ——无支撑的相邻板域承载面积的宽度, m , 从一个板域的中间量至对面板域的中间。

纵桁高度应不小于 $l/25$ 。为使甲板横梁连续穿过而开有扇形口的纵桁, 其腹板高度应至少为甲板横梁高度的 1.5 倍。

如纵桁在全部纵桁区域内不是相同的剖面模数, 其在支撑件处应保持较大的尺寸并逐渐减小至较小的尺寸。

4.4 上层建筑肋骨

4.4.1 剖面模数和剪切面积

上层建筑肋骨的剖面模数 W , cm^3 , 和剪切面积 A_{sh} , cm^2 , 应不小于按下式求得值:

$$W = 0.55kp_{sl} sl^2$$

$$A_{sh} = 0.05(1 - 0.817m_a)kp_{sl} sl$$

4.4.2 若肋骨由纵骨架式甲板支撑, 设在强肋骨之间的肋骨应通过肘板与相邻的纵向普通扶强材连接。肘板的尺寸应根据肋骨的剖面模数, 按照第 3 章第 6 节来确定。

4.4.3 若在上层建筑上还布置上层建筑或甲板室, 可要求加强下面处所的肋骨。

4.5 短甲板室甲板

4.5.1 板材

短甲板室露天甲板的厚度, mm , 应不小于:

$$t = 8s\sqrt{k} + t_c$$

对于有敷层保护的短甲板室露天甲板和甲板室内的甲板, 厚度可减少 t_c 。但是, 这种甲板板的厚度应不小于 5 mm 。

4.5.2 甲板横梁

甲板横梁和支撑甲板结构的尺寸应按 [4.3] 确定。

5 上层建筑端壁和甲板室围壁

5.1 适用范围

5.1.1 [5.2] 和 [5.3] 的要求适用于经修正的国际载重线公约要求的, 形成对开口和起居舱室唯一保护的上层建筑端壁和甲板室围壁。

5.2 载荷

5.2.1 用以确定尺寸的设计载荷 p_A , kN/m^2 , 应根据第 4 章第 5 节 [3.4] 获得。

5.3 尺寸

5.3.1 扶强材

扶强材的剖面模数 W , cm^3 , 和剪切面积 A_{sh} , cm^2 , 应不小于按下式求得值:

$$W = 0.35kp_A sl^2$$

这些要求假定最低层扶强材的腹板与甲板有效焊接。可特别考虑其他类型端部连接的尺寸。

甲板室侧壁扶强材的剖面模数不必大于正对其下甲板上的肋骨剖面模数；计及间距 s 和跨距 l 。

5.3.2 板厚度

板材厚度，mm，应不小于按下列各式求得值的较大者：

$$t = 0.9s\sqrt{kp_A} + t_C$$

$$t_{\min} = \left(5.0 + \frac{L_2}{100}\right)\sqrt{k}, \text{ 对于最低层}$$

$$t_{\min} = \left(4.0 + \frac{L_2}{100}\right)\sqrt{k}, \text{ 对于上面各层, 但不小于 } 5.0 \text{ mm}$$

第5节 舱 口 盖

符号

本节中未定义的符号，参见第 1 章第 4 节。

p_s ：[4.1] 中定义的静水压力，kN/m²。

p_w ：[4.1] 中定义的波浪压力，kN/m²。

p_C ：[6.2] 中定义的作用于舱口围板上的压力，kN/m²。

F_s, F_w ：系数，取为：

$F_s=0$ 和 $F_w=0.9$ ，对于压载货舱的舱口盖

$F_s=1.0$ 和 $F_w=1.0$ ，其他

s ：基本板格的短边长度，m。

l ：基本板格的长边长度，m。

b_p ：[3] 中定义的普通扶强材或主要支撑构件的带板的有效宽度，m。

W ：普通扶强材或主要支撑构件的净剖面模数，cm³，带板宽度为 b_p 。

A_{sh} ：普通扶强材或主要支撑构件的净剪切剖面面积，cm²。

m ：普通扶强材和主要支撑构件的边界系数，等于：

$m = 8$ ，对于普通扶强材和主要支撑构件两端简支或一端支持另一端固定的情况；

$m = 12$ ，对于普通扶强材和主要支撑构件两端固定的情况。

t_C ：[1.4] 中定义的总腐蚀增量，mm。

σ_a, τ_a ：[1.5] 中定义的许用应力，N/mm²。

1 一般要求

1.1 适用范围

1.1.1 [1] 至 [8] 的要求适用于露天甲板上位置 1 和 2（定义见第 1 章第 4 节 [3.20]）中的钢质舱口盖。

[9] 中的要求适用于船首 $0.25L$ 内的露天前甲板上的钢质小舱口盖。

1.2 材料

1.2.1 钢

[5] 中给出的尺寸公式适用于钢质舱口盖。

建造钢质舱口盖所用的材料应符合船级社的适用要求。

1.2.2 其他材料

对于非钢材料的使用，船级社将逐例考虑，并审核所采用的构件尺寸衡准是否能够保证在强度和刚度上等同于钢质舱口盖。

1.3 净尺寸

1.3.1 除另有规定外，本节中所有尺寸为净尺寸，即它们不包括任何腐蚀增量。

计算 [5.3] 和 [5.4] 中的应力 σ 和 τ 时，应使用净尺寸。

总尺寸按第 3 章第 2 节的规定获得。

腐蚀增量见 [1.4]。

1.4 腐蚀增量

1.4.1 对于舱口盖的板材和内部构件，两面的总腐蚀增量等于表 9-17 中规定的值。

对于舱口围板和围板支撑的腐蚀增量按第 3 章第 3 节的定义。

舱口盖的腐蚀增量 t_c		表9-17
两面的腐蚀增量 t_c (mm)		
单层舱口盖的板材和扶强材	2.0	
双层舱口盖顶板和底板	2.0	
双层舱口盖的内部结构	1.5	

1.5 许用应力

1.5.1 参照经修正的载重线公约 (MSC. 143 (77) 决议第 15 (6) 和 16 (5) 条)。

许用应力 σ_a 和 τ_a ，N/mm²，应从表 9-18 获得。

许 用 应 力 (N/mm ²)		表9-18	
构 件	承 受 载 荷	σ_a (N/mm ²)	τ_a (N/mm ²)
风雨密舱口盖	外部压力，定义见第 4 章第 5 节 [2]	$0.80 R_{eH}$	$0.46 R_{eH}$
箱形舱口盖		$0.68 R_{eH}$	$0.39 R_{eH}$
风雨密舱口盖和箱形舱口盖	其他载荷	$0.90 R_{eH}$	$0.51 R_{eH}$

2 布置

2.1 舱口围板高度

2.1.1 参照经修正的载重线公约 (MSC. 143 (77) 决议第 14 (1, 1) 条)(译者注: 应为 14-1 (1 (a)) 条)

舱口围板在甲板之上的高度应不小于:

- 600 mm 在位置 1;
- 450 mm 在位置 2。

2.1.2 参照经修正的载重线公约 (MSC. 143 (77) 决议第 14 (1, 2) 条)(译者注 应为 14-1 (1 (b)) 条)

关于上述值，若主管机关确信船舶安全在任何海况下不受影响，则由带有衬垫和紧固装置的钢质舱口盖关闭的在位置 1 和 2 的舱口围板的高度可减小，或围板可完全取消。

在这种情况下，舱口盖的尺寸、衬垫、紧固装置和甲板凹处的排水由船级社逐例考虑。

2.1.3 不论所采用何种类型的关闭装置，在封闭式上层建筑内的开口处可减小围板高度或取消围板。

2.2 舱口盖

2.2.1 露天甲板上的舱口盖应为风雨密。

封闭式上层建筑内的舱口盖不必风雨密。

然而, 压载水舱、燃油舱或其他液舱的舱口盖应为水密。

2.2.2 舱口盖的普通扶强材和主要支撑构件应尽实际可能在舱口盖的宽度和长度范围内连续。如不可行, 则不得使用削斜的端部连接, 而应采用适当的结构布置以确保足够的承载能力。

2.2.3 与普通扶强材方向平行的主要支撑构件的间距应不大于主要支撑构件跨距的 1/3。

2.2.4 若无横向支撑的跨距大于 3m, 主要支撑构件面板的宽度应不小于高度的 40%。与面板连接的防倾肘板可作为主要支撑构件的横向支撑。

面板外伸应不超过面板总厚度的 15 倍。

2.2.5 应设有有效的限位装置, 以防止舱口盖在其上货物 (如有时) 施加的纵向和横向力的作用下平移。这些限位装置应位于舱口围板边肘板处。

2.2.6 舱口盖各支承面的宽度应至少为 65 mm。

2.3 舱口围板

2.3.1 围板、扶强材和肘板应能经受紧固和移动舱口盖所需的夹紧装置和操作设备处的局部力以及舱口盖上将堆放的货物造成的局部力。

2.3.2 应特别注意前部舱口的前横向围板的强度以及该围板上的舱口盖关闭装置的尺寸。

2.3.3 纵向围板应至少延伸至甲板横梁的下边缘;

- 如果它们不是连续甲板纵桁的一部分, 纵向围板的下缘应在开口端部向外延伸至少 2 个肋骨间距。

- 如果纵向围板是甲板纵桁的一部分, 其尺寸应符合第 6 章第 4 节的要求。

2.3.4 在甲板之下应设强横梁或相似结构, 与舱口横向围板对齐。横向围板应在甲板之下延伸并与强横梁连接。

2.4 小舱口

2.4.1 如果位于位置 1, 小舱口围板的高度应不小于 600mm; 如果位于位置 2, 小舱口围板的高度应不小于 450mm。

如果关闭装置是由衬垫和摆动式紧固螺栓作风雨密紧固的铰链钢盖, 围板的高度可减小或围板可整个取消。

2.4.2 小舱口盖的强度应相当于主舱口所要求的强度且小舱口盖应为钢质风雨密, 一般设有铰链。紧固装置和舱口盖边缘的加强应使得在任何海况下均能保持风雨密。

每边应至少设有一个紧固装置。圆孔铰链视为等同于紧固装置。

2.4.3 露天甲板上的货舱出入口应设有风雨密金属舱口盖, 除非这些出入口受到封闭式上层建筑的保护。本要求同样适用于首楼甲板上通过围阱直接通往干货舱的出入口。

2.4.4 通往隔离舱和压载舱的出入口应为人孔, 应设有水密人孔盖并用间距足够紧密的螺栓固定。

2.4.5 特殊设计的舱口由船级社逐例考虑。

3 带板的宽度

3.1 普通扶强材

3.1.1 校核普通扶强材时所考虑的带板宽度, m , 应按下式求得:

- 如果带板在扶强材两边侧伸:

$$b_p = s$$

- 如果带板在扶强材一边侧伸:

$$b_p = 0.5s$$

3.2 主要支撑构件

3.2.1 对于采用单独梁或板架模型分析的主要支撑构件，其屈服和屈曲校核所计及的带板有效宽度， m ，应按下式求得：

- 如带板在主要支撑构件的两侧延伸：

$$b_p = b_{p,1} + b_{p,2}$$

- 如带板在主要支撑构件的一侧延伸：

$$b_p = b_{p,1}$$

式中： $b_{p,1}$ —— 最小 $(0.165l_p, S_{p,1})$ ；

$b_{p,2}$ —— 最小 $(0.165l_p, S_{p,2})$ ；

l_p —— 所计及的主要支撑构件的跨距， m ；

$S_{p,1}, S_{p,2}$ —— 所计及的主要支撑构件和相邻主要支撑构件之间的一半距离， m ， $S_{p,1}$ 用于一侧， $S_{p,2}$ 用于另一侧。

使用单独梁或板架分析时，普通扶强材的面积应不包括在主要构件的带板中。

4 载荷模型

4.1 侧向压力和力

4.1.1 一般要求

作用于舱口盖上的侧向压力和力在[4.1.2]至[4.1.6]中指出。如两个或多个板块通过铰链连接时，则应分别考虑各单独的板块。

在任何情况下，位于露天甲板上的舱口盖应考虑[4.1.2]中定义的海水压力。另外，当舱口盖拟承载均匀货物、特殊货物或集装箱时，[4.1.3]至[4.1.6]中定义的压力和力应与海水压力分开考虑。

4.1.2 海水压力

静水和波浪侧向压力应予以考虑并应等于：

- 静水压力： $p_s = 0$ ；
- 第 4 章第 5 节 [2.2] 中定义的波浪压力 p_w 。

4.1.3 压载水引起的内部压力

如适用，静态和动态侧向压力应予以考虑，定义见第 4 章第 6 节 [2]。

4.1.4 均匀货物引起的压力

如适用，静压力和动压力应予以考虑，定义见第 4 章第 5 节 [2.4.1]。

4.1.5 特殊货物引起的压力或力

在舱口盖上载运特殊货物（例如管道等）可能在航行中临时蓄水，其所承受的侧向压力或力应由船级社逐例考虑。

4.1.6 集装箱引起的力

当舱口盖上载运集装箱时，集装箱角下的集中力应按船级社的适用要求确定。

4.2 载荷点

4.2.1 露天甲板上舱口盖的波浪侧压

作用于各舱口盖的波浪侧向压力应在下列位置计算：

- 纵向，在舱口盖长度中点；
- 横向，在船舶纵向对称平面上；
- 垂向，在舱口盖的顶端。

4.2.2 波浪压力以外的侧向压力

侧向压力应在下列位置计算：

- 对于板材，在板格的几何重心处；
- 对于普通扶强材和主要支撑构件，在跨距中点。

5 强度校核

5.1 一般要求

5.1.1 适用范围

强度校核适用于承受均匀压力的矩形舱口盖，其设计将主要支撑构件布置在一个方向或设计为具有纵向和横向主要支撑构件的板架结构。

在后一种情况下，主要支撑构件的应力应通过板架或有限元分析来确定。

应校核集中载荷引起的应力是否符合 [5.4.4] 中的衡准。

5.1.2 支承集装箱的舱口盖

支承集装箱的舱口盖的尺寸应符合船级社的适用规定。

5.1.3 承载特殊货物的舱口盖

对于支撑特殊货物的舱口盖，普通扶强材和主要支撑构件一般应通过直接计算来校核，且应考虑到扶强材布置及其相对惯性矩，应按 [5.4.4] 中的衡准校核特殊货物引起的应力。

5.1.4 小舱口盖

盖板的总厚度应不小于 8mm。若舱盖的最大水平尺寸超过 0.60m，该厚度应予以增加，或作有效加强，并使船级社满意。

5.2 板材

5.2.1 净厚度

钢质舱口盖顶部板材的净厚度，mm，应不小于按下式求得的值：

$$t = 15.8 F_p S \sqrt{\frac{F_s P_s + F_w P_w}{0.95 R_{eH}}}$$

式中： F_p ——组合膜和弯曲响应的因子，等于

$$F_p = 1.50, \text{ 一般情况}$$

$$F_p = 1.9 \sigma / \sigma_a, \text{ 对于主要支撑构件的带板 } \sigma \geq 0.8 \sigma_a \text{ 时}$$

σ ——主要支撑构件带板的正应力，N/mm²，根据情况按 [5.4.3] 计算或者通过板架分析或有限元分析确定。

5.2.2 最小净厚度

参照经修正的载重线公约 (MSC.143 (77) 决议第 16 (5) (c) 条)。

除 [5.2.1] 外，舱口盖顶部板材的净厚度，mm，还应不小于下列两个值中的较大者：

$$t = 0.01s$$

$$t = 6$$

5.2.3 临界屈曲应力校核

主要支撑构件弯曲引起的，且与普通扶强材方向平行的舱口盖板压应力 σ ，应符合以下公式的要求：

$$\sigma \leq \frac{0.88}{S} \sigma_{Cl}$$

式中：S——第 6 章第 3 节中定义的安全因子；

σ_{C1} ——临界屈曲应力, N/mm^2 , 取为:

$$\sigma_{C1} = \sigma_{E1}, \text{ 对于 } \sigma_{E1} \leq \frac{R_{eH}}{2}$$

$$\sigma_{C1} = R_{eH} \left(1 - \frac{R_{eH}}{4\sigma_{E1}} \right), \text{ 对于 } \sigma_{E1} > \frac{R_{eH}}{2}$$

$$\sigma_{E1} = 3.6E \left(\frac{t}{1000s} \right)^2$$

t ——板格净厚度, mm。

主要支撑构件弯曲引起的, 且垂直于普通扶强材方向的舱口盖板压应力 σ , 应符合以下公式的要求:

$$\sigma \leq \frac{0.88}{S} \sigma_{C2}$$

式中: S ——第 6 章第 3 节中定义的安全因子;

σ_{C2} ——临界屈曲应力, N/mm^2 , 取为:

$$\sigma_{C2} = \sigma_{E2}, \text{ 对于 } \sigma_{E2} \leq \frac{R_{eH}}{2}$$

$$\sigma_{C2} = R_{eH} \left(1 - \frac{R_{eH}}{4\sigma_{E2}} \right), \text{ 对于 } \sigma_{E2} > \frac{R_{eH}}{2}$$

$$\sigma_{E2} = 0.9mE \left(\frac{t}{1000s_s} \right)^2$$

m ——系数, 取为:

$$m = c \left[1 + \left(\frac{s_s}{l_s} \right)^2 \right]^2 \frac{2.1}{\psi + 1.1}$$

t ——板格净厚度, mm;

s_s ——板格短边长度, m;

l_s ——板格长边长度, m;

ψ ——最小和最大压应力之比;

c ——系数, 取为:

$c = 1.3$, 当板材以主要支撑构件加强时

$c = 1.21$, 当板材以角钢或 T 型普通扶强材加强时

$c = 1.1$, 当板材以球扁钢普通扶强材加强时

$c = 1.05$, 当板材以扁钢加强时

另外, 舱口盖板材的双轴压应力在通过有限元分析计算时, 应符合第 6 章第 3 节的要求。

5.3 普通扶强材

5.3.1 对于扁钢普通扶强材, h_w/t_w 比值应符合以下公式要求:

$$\frac{h_w}{t_w} \leq 15 \sqrt{\frac{235}{R_{eH}}}$$

5.3.2 腹板最小净厚度

普通扶强材腹板净厚度, mm, 应不小于 [5.2.2] 中的最小值。

5.3.3 净剖面模数和净剪切剖面面积

承受侧向压力的普通扶强材的净剖面模数 W , cm^3 , 和净剪切剖面面积 A_{sh} , cm^2 , 应不小于按下式求得的值:

$$W = \frac{(F_s p_s + F_w p_w) s_s^2}{m \sigma_a} \times 10^3$$
$$A_{sh} = \frac{5(F_s p_s + F_w p_w) s_s}{\tau_a}$$

式中: l_s ——普通扶强材跨距, m, 取主要支撑构件的间距或主要支撑构件与边缘支撑之间的距离 (按适用情况)。当在所有普通扶强材跨距的两端设有肘板时, 普通扶强材跨距可减小肘板最小臂长的 2/3, 但不大于总跨距的 10%。

5.3.4 临界屈曲应力校核

主要支撑构件弯曲引起的, 且与普通扶强材方向平行的普通扶强材面板中的压应力 σ , 应符合以下公式的要求:

$$\sigma \leq \frac{0.88 \sigma_{CS}}{S}$$

式中: S ——第 6 章第 3 节中定义的安全因子;

σ_{CS} ——临界屈曲应力, N/mm^2 , 取为:

$$\sigma_{CS} = \sigma_{ES}, \text{ 对于 } \sigma_{ES} \leq \frac{R_{eH}}{2}$$
$$\sigma_{CS} = R_{eH} \left(1 - \frac{R_{eH}}{4\sigma_{ES}} \right), \text{ 对于 } \sigma_{ES} > \frac{R_{eH}}{2}$$
$$\sigma_{ES} = \min(\sigma_{E3}, \sigma_{E4})$$
$$\sigma_{E3} = 0.001 \frac{EI_a}{Al^2}$$

I_a ——普通扶强材的惯性矩, cm^4 , 包括一块宽度等于普通扶强材间距的带板;
 A ——普通扶强材的横剖面面积, cm^2 , 包括一块宽度等于普通扶强材间距的带板;
 l ——普通扶强材跨距, m;

$$\sigma_{E4} = \frac{\pi^2 EI_w}{10^4 I_p l^2} \left(m^2 + \frac{K}{m^2} \right) + 0.385 E \frac{I_t}{I_p}$$
$$K = \frac{Cl^4}{\pi^4 EI_w} \times 10^6$$

m ——半波数, 由表 9-19 给出。

半 波 数 表9-19

	$0 < K < 4$	$4 < K < 36$	$36 < K < 144$	$(m-1)^2 m^2 < K \leq m^2 (m+1)^2$
m	1	2	3	m

I_w ——普通扶强材对其与板材连接的扇性惯性矩, cm^6 , 取为:

$$I_w = \frac{h_w^3 t_w^3}{36} \times 10^{-6}, \text{ 对扁钢普通扶强材}$$

$$I_w = \frac{t_f b_f^3 h_w^2}{12} \times 10^{-6}, \text{ 对 T 型普通扶强材}$$

$$I_w = \frac{b_f^3 h_w^2}{12(b_f + h_w)^2} [t_f(b_f^2 + 2b_f h_w + 4h_w^2) + 3t_w b_f h_w] \times 10^{-6}, \text{ 对角型和球扁钢普通扶强材}$$

I_p ——普通扶强材对其与板材连接的极惯性矩, cm^4 , 取为:

$$I_t = \frac{h_w^3 t_w^3}{3} \times 10^{-4}, \text{ 对扁钢普通扶强材}$$

$$I_p = \left(\frac{h_w^3 t_w^3}{3} + h_w^2 b_f t_f \right) \times 10^{-4}, \text{ 对折边普通扶强材}$$

I_t ——无面板的普通扶强材的 St Venant 惯性矩, cm^4 , 取为:

$$I_t = \frac{h_w^3 t_w^3}{3} \times 10^{-4}, \text{ 对扁钢普通扶强材}$$

$$I_t = \frac{1}{3} \left[h_w t_w^3 + b_f t_f^3 \left(1 - 0.63 \frac{t_f}{b_f} \right) \right] \times 10^{-4}, \text{ 对折边普通扶强材}$$

C ——舱口盖顶板施加的弹性刚度, 取为:

$$C = \frac{k_p E t_p^3}{3s \left(1 + \frac{1.33 k_p h_w t_p^3}{1000 s t_w^3} \right)} \times 10^{-3}$$

$k_p = 1 - \eta_p$, 取不小于零; 对折边普通扶强材, k_p 不必取小于 0.1

$$\eta_p = \frac{\sigma}{\sigma_{E1}}$$

σ_{E1} ——定义见 [5.2.3];

t_p ——舱口盖板格的净厚度, mm。

5.4 主要支撑构件

5.4.1 适用范围

[5.4.3] 至 [5.4.5] 的要求适用于可通过独立梁模型分析的主要支撑构件。

板架形式布置且不可通过独立梁模型分析的主要支撑构件, 应使用 [5.4.4] 中的校核衡准通过直接计算校核。

5.4.2 腹板最小净厚度

主要支撑构件的腹板净厚度, mm, 应不小于 [5.2.2] 中的最小值。

5.4.3 独立梁的正应力和剪应力

如不根据 [5.1.1] 中的要求进行板架分析或有限元分析, 则主要支撑构件的最大正应力 σ 和剪应力 τ , N/mm^2 , 应按下式求得:

$$\sigma = \frac{s(F_S p_S + F_W p_W) l_m^2}{mW} \times 10^3$$

$$\tau = \frac{5s(F_S p_S + F_W p_W) l_m}{A_{sh}}$$

式中: l_m ——主要支撑构件的跨距

5.4.4 校核衡准

视具体情况按 [5.4.3] 计算或者通过板架分析或有限元分析确定的正应力 σ 和剪应力 τ , 应符合下列公式:

$$\sigma \leq \sigma_a$$

$$\tau \leq \tau_a$$

5.4.5 挠度限制

参照经修正的载重线公约 (MSC.143 (77) 决议第 15 (6) 和 16 (5) (b) 条)。

主要支撑构件在承载海水压力时, 其净惯性矩应使挠度不超过 μl_{\max} 。

式中: μ ——系数, 等于:

- $\mu = 0.0056$, 对于风雨密舱口盖
- $\mu = 0.0044$, 对于箱形舱口盖

l_{\max} ——主要支撑构件的最大跨距, m。

5.4.6 主要支撑构件腹板板格的临界屈曲应力校核

视具体情况按 [5.4.3] 计算或者通过板架分析或有限元分析确定的主要支撑构件的腹板板格剪应力 τ , 应符合下列公式:

$$\tau \leq \frac{0.88 \tau_c}{S}$$

式中: S ——第 6 章第 3 节定义的安全因子;

τ_c ——临界剪切屈曲应力, N/mm^2 , 取为:

$$\tau_c = \tau_E, \text{ 对于 } \tau_E \leq \frac{R_{eH}}{2\sqrt{3}}$$

$$\tau_c = \frac{R_{eH}}{\sqrt{3}} \left(1 - \frac{R_{eH}}{4\sqrt{3}\tau_E} \right), \text{ 对于 } \tau_E > \frac{R_{eH}}{2\sqrt{3}}$$

$$\tau_E = 0.9k_t E \left(\frac{t_{pr,n}}{1000d} \right)^2$$

$$k_t = 5.35 + 4.0 \left(\frac{a}{d} \right)^2$$

$t_{pr,n}$ ——主要支撑构件腹板的净厚度, mm;

a ——主要支撑构件腹板板格的较大尺寸, m;

d ——主要支撑构件腹板板格的较小尺寸, m。

对于与普通扶强材方向平行的主要支撑构件, τ_c 应通过考虑板格的实际尺寸来计算。

对于与普通扶强材方向垂直的主要支撑构件或无普通扶强材的舱口盖, 应取尺寸为 d 的假定方板格来确定应力 τ_c , d 是主要支撑构件腹板板格的较小尺寸, m。在这种情况下, 应考虑该板格末端处计算值的平均剪应力 τ 。

5.4.7 对于主要支撑构件腹板上的抗屈曲扶强材, h_w/t_w 比值应符合下列公式:

$$\frac{h_w}{t_w} \leq 15 \sqrt{\frac{235}{R_{eH}}}$$

5.5 具有变化横剖面的普通扶强材和主要支撑构件

5.5.1 具有变化横剖面的普通扶强材和主要支撑构件的净剖面模数应不小于按下列公式求得值的较大者， cm^3 ：

$$W = W_{CS}$$

$$W = \left(1 + \frac{3.2 \alpha - \psi - 0.8}{7 \psi + 0.4} \right) W_{CS}$$

式中： W_{CS} ——等截面的净剖面模数， cm^3 ，符合 [5.4.4] 中的校核衡准；

α ——系数，等于：

$$\alpha = \frac{l_1}{l_0}$$

ψ ——系数，等于：

$$\psi = \frac{W_1}{W_0}$$

l_1 ——变化剖面部分的长度，m（图 9-4）；

l_0 ——端部支撑之间的跨距，m（图 9-4）；

W_1 ——末端的净剖面模数， cm^3 （图 9-4）；

W_0 ——跨距中点处的净剖面模数， cm^3 （图 9-4）。

此外，具有变化横剖面的普通扶强材和主要支撑构件的净惯性矩应不小于按下列公式求得值的较大者， cm^4 ：

$$I = I_{CS}$$

$$I = \left[1 + 8 \alpha^3 \left(\frac{1 - \varphi}{0.2 + 3\sqrt{\varphi}} \right) \right] I_{CS}$$

式中： I_{CS} ——等截面的净惯性矩， cm^4 ，符合 [5.4.5]；

φ ——系数，等于：

$$\varphi = \frac{I_1}{I_0}$$

I_1 ——末端的净惯性矩， cm^4 （图 9-4）；

I_0 ——跨距中点处的净惯性矩， cm^4 （图 9-4）。

这些公式的使用局限于确定沿长度不会发生剖面突变的普通扶强材和主要支撑构件的强度。

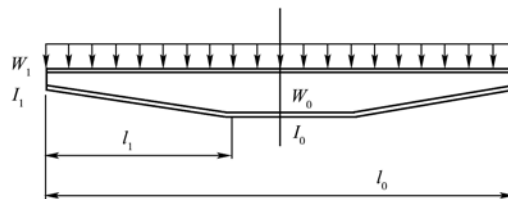


图9-4 变化横剖面的扶强材

6 舱口围板

6.1 加强

6.1.1 舱口围板普通扶强材应在舱口围板的宽度和长度范围内连续。

6.1.2 围板应用一个形状适合舱口盖关闭装置的扶强材在其上边缘加强。

此外,当舱口盖设有防水油布时,长度超过 3 m 或高度超过 600 mm 的围板周围应设置角钢或球扁钢;此扶强材应设置在上边缘以下约 250 mm 处。角钢水平折边的宽度应不小于 180mm。

6.1.3 若舱口盖设有防水油布,围板应通过间距不大于 3 m 的肘板或撑柱加强。

如果围板的高度超过 900 mm,可要求附加的加强。

但是,保护区域中的横向围板可减少。

6.1.4 当两个舱口互相靠近时,应设有甲板下扶强材来连接纵向围板以保持强度的连续性。

对长度超过 9 个肋骨间距的舱口,末端处 2 个肋骨间距范围内应设有类似的加强。

在一些情况下,船级社可要求在甲板以上保持围板的连续性。

6.1.5 如设有水密金属舱口盖,可采用等效强度的其他布置。

6.2 载荷模型

6.2.1 作用于舱口围板上的侧向压力 p_c 在 [6.2.2] 和 [6.2.3] 中定义。

6.2.2 船首第 1 货舱前横向舱口围板上的波浪侧向压力 p_c , kN/m^2 , 应等于:

- $p_c = 220$, 若按照第 1 节 [7.1] 设有首楼;
- $p_c = 290$, 其他情况下。

6.2.3 除船首第 1 货舱前横向舱口围板以外的其他舱口围板上的波浪侧向压力 p_c , kN/m^2 , 应等于:

- $p_c = 220$

6.2.4 对拟载运液货的货舱,施加于舱口围板的液体内部压力也应按第 4 章第 6 节确定。

6.3 尺寸

6.3.1 板材

舱口围板的净厚度应不小于按下列公式求得值的较大者, mm:

$$t = 15.98s \sqrt{\frac{p_c}{0.95R_{eH}}}$$

$$t = 9.5$$

6.3.2 普通扶强材

舱口围板纵向或横向普通扶强材的净剖面模数应不小于按下式求得值, cm^3 :

$$W = 1.21 \frac{p_c s l^2 \times 10^3}{m c_p R_{eH}}$$

式中: m ——系数, 取为:

$m = 16$, 一般情况

$m = 12$, 对于在围板角隅处, 扶强材端部削斜的跨距

c_p ——普通扶强材塑性剖面模数与弹性剖面模数之比, 其带板宽度, mm, 等于 $40t$, t 为带板的净厚度。

$c_p = 1.16$, 如无更精确的估算时取此值

6.3.3 舱口围板撑柱

以梁作为围板撑柱, 其设计成有面板与甲板连接或削斜和设有肘板 (见图 9-5 和图 9-6 的示例), 围板撑柱净剖面模数 W , cm^3 , 和净厚度 t_w , mm, 在与甲板的连接处应不小于按下列公式求得值:

$$W = \frac{s_c p_c H_c^2 \times 10^3}{1.9 R_{eH}}$$

$$t_w = \frac{s_c p_c H_c \times 10^3}{0.5 h R_{eH}}$$

式中: H_c ——撑柱高度, m;

s_c ——撑柱间距, m;

h ——与甲板连接处的撑柱深度, m。

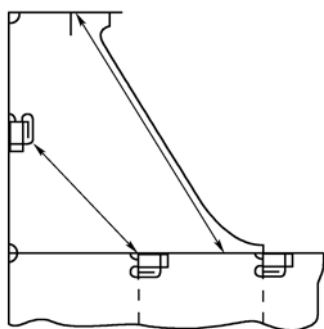


图9-5 围板撑柱: 例1

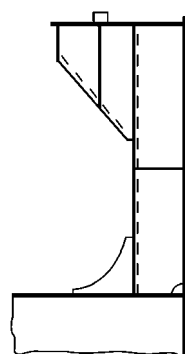


图9-6 围板撑柱: 例2

只有当面板与甲板板全焊透连接, 且设有适当的甲板下结构以支撑其传递的应力时, 计算围板撑柱的剖面模数才可计入面板面积。

对于围板撑柱的其他设计, 例如图 9-7 和图 9-8 中所示者, 视具体情况通过板架分析或有限元分析确定其应力水平, 并在应力最大的位置进行校核。应力水平应符合下列公式:

$$\sigma \leq 0.95 R_{eH}$$

$$\tau \leq 0.5 R_{eH}$$

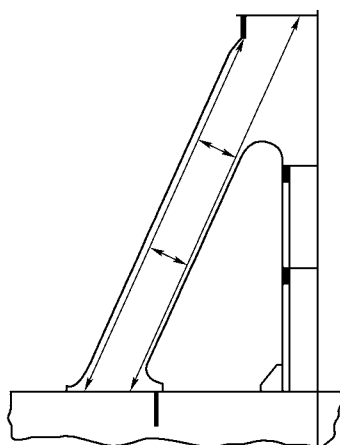


图9-7 围板撑柱: 例3

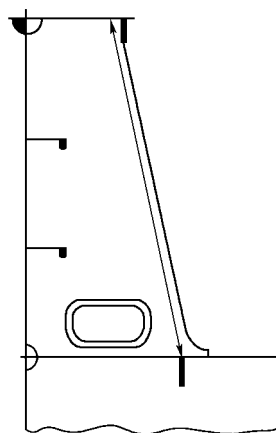


图9-8 围板撑柱: 例4

6.3.4 局部细节

为了将舱口盖上的压力传递至舱口围板并通过围板传递至下面的甲板结构, 局部细节的设计应符

合本节的要求。

舱口围板和支撑结构应充分加强,以便承受纵向、横向和垂向的舱口盖载荷。

由撑柱传递的载荷在甲板下结构中引起的正应力 σ 和剪应力 τ , N/mm^2 , 应符合下列公式:

$$\sigma \leq 0.95R_{eH}$$

$$\tau \leq 0.5R_{eH}$$

除另有说明外,应按船级社的要求确定焊接连接尺寸和选择材料。

撑柱腹板与甲板板的连接应采用双面连续角焊,焊喉厚度应不小于 $0.44t_w$, t_w 为撑柱腹板的总厚度。

撑柱腹板趾端与甲板板的连接应采用 K 形深熔焊缝,延伸距离不小于撑柱宽度的 15%。

6.3.5 小舱口的围板

围板板的总厚度应不小于下列值中的小者:

- 开口线内甲板的总厚度,计算时假定该位置的扶强材间距为围板高度值和扶强材之间距离值(如有)的小者;或
- 10 mm。

若围板高度超过 0.80 m 或最大水平尺寸超过 1.20 m 时,围板应适当加强,除非其形状可确保足够的刚度。

7 风雨密、关闭装置、紧固装置和制动器

7.1 风雨密

7.1.1 参照经修正的载重线公约(MSC.143(77)决议第 16(1)条)。

如果舱口是露天的,应通过数量和质量足够的衬垫和夹紧装置来确保风雨密。

也可通过防水油布来确保风雨密。

7.1.2 一般而言,舱口盖每侧应设有至少两个紧固装置或等效装置。

7.2 衬垫

7.2.1 舱口盖和堆放在舱口盖上的货物的重量以及船舶运动产生的惯性力,应通过钢对钢的接触传递到船舶结构。

这可通过舱口盖裙板与船舶结构的连续的钢对钢接触或采用规定的承载垫来实现。

7.2.2 密封应采用较为柔软的弹性材料制成的连续衬垫,将其挤压以达到必要的风雨密。

如设有扁钢或角钢用于挤压,在其与衬垫接触处应将棱角倒圆并应由防腐蚀材料制成。

7.2.3 当舱口盖和船体结构之间或各块舱口盖之间存在大的相对运动时,衬垫和紧固装置应保持有效性。

如需要,应设有适当的装置以限制这种运动。

7.2.4 衬垫材料的质量应适合船舶可能遇到的所有环境条件,并应与运输的货物相容。

所选的衬垫的材料和外形应与舱口盖类型、紧固装置以及舱口盖和船舶结构之间的预计相对运动一起考虑。

衬垫应有效固定在舱口盖上。

7.2.5 围板和与衬垫接触的舱口盖的钢质部分应无尖锐的边缘。

7.2.6 舱口盖和船体结构之间的接地连接要求金属接触。如需要,应通过特殊连接来达到目的。

7.3 关闭装置,紧固装置和制动器

7.3.1 一般要求

板格舱口盖应通过沿围板和在各块舱口盖之间,以适当间隔设置的合适装置(螺栓、楔或类似物)被紧固。

应使用不易移除的适当方式来安装锁紧和制动装置。

除以上要求外,所有舱口盖,特别是承载甲板货物的舱口盖,还应有效紧固以防止船舶运动导致的水平力引起的水平位移。

船舶两端方向,垂向加速度力可能超过重力。按[7.3.5]至[7.3.7]确定紧固装置尺寸时,应考虑产生的升力。还应考虑船舶横摇时系固在舱口盖上的货物的升力。

舱口围板和支撑结构应适当加强以承受来自舱口盖的载荷。

对于设有特殊密封装置的舱口盖、隔热的舱口盖、齐平的舱口盖和围板高度减少的舱口盖(见[2.1]),应由船级社逐例考虑。

如舱口盖承载集装箱,关闭装置的尺寸应计及集装箱可能传递的向上垂直力。

7.3.2 布置

紧固和制动装置的布置应确保舱口盖和围板之间以及相邻舱口盖之间的衬垫充分压紧。

应根据舱口盖的类型和尺寸以及紧固装置之间舱口盖边缘的刚度,确定布置和间距并充分注意风雨密的有效性。

在多块舱口盖的交叠接头处,应设有(阴/阳)垂直导轨来防止承载/未承载盖板之间产生过度的相对垂向变形。

制动器的位置应与舱口盖和船舶结构之间的相对运动相容,以防止对它们造成损害。制动器的数量应尽可能少。

7.3.3 间距

紧固装置的间距一般不超过 6 m。

7.3.4 结构

可接受尺寸减小的紧固装置,但须能证明海水到达甲板的可能性可忽略不计。

紧固装置应有可靠结构且与舱口围板、甲板或舱口盖牢固连接。

每块舱口盖上的各紧固装置应有大约相同的刚度特性。

7.3.5 紧固装置面积

每个紧固装置的净横剖面面积, cm^2 , 应不小于按下式求得的值:

$$A = 1.4S_s \left(\frac{235}{R_{eH}} \right)^\alpha$$

式中: S_s ——紧固装置的间距, m;

α ——系数, 等于:

- $\alpha = 0.75$, 对于 $R_{eH} > 235 \text{ N/mm}^2$
- $\alpha = 1.0$, 对于 $R_{eH} \leq 235 \text{ N/mm}^2$

在上述计算中, R_{eH} 可不大于 $0.7R_m$ 。

在舱口盖和围板之间及交叠接头处, 足以达到风雨密的垫料线压力应通过紧固装置来保持。对于超过 5N/mm 的垫料线压力, 净横剖面面积 A 应以正比例增加。应对垫料线压力作出详细说明。

若紧固装置由于舱口的不寻常宽度而存在过大应力时, 上述紧固装置的净横剖面面积 A 应通过直接计算确定。

7.3.6 边缘构件的惯性矩

舱口盖边缘刚度应足以保持紧固装置之间适当的密封压力。边缘构件的惯性矩, cm^4 , 应不小于按

下式求得的值:

$$I = 6p_L S_s^4$$

式中: p_L ——垫料线压力, N/mm, 不小于 5 N/mm;

S_s ——紧固装置的间距, m。

7.3.7 杆或螺栓的直径

对于面积超过 5m^2 的舱口, 杆或螺栓的总直径应不小于 19mm。

7.3.8 制动器

舱口盖应通过制动器有效锁紧, 以可承受 175 kN/m^2 压力产生的横向力。

除第 1 舱舱口盖外, 舱口盖应通过制动器有效锁紧, 以可承受 175 kN/m^2 压力产生的作用于首端的纵向力。

第 1 舱舱口盖应通过制动器有效锁紧, 以可承受 230 kN/m^2 压力产生的作用于首端的纵向力。如按第 1 节 [7.1] 设置首楼, 该压力可减小到 175 kN/m^2 。

制动器、支撑结构和制动器焊缝的焊喉计及的等效应力应等于或小于许用值 $0.8R_{eH}$ 。

7.4 防水油布

7.4.1 参照经修正的载重线公约 (MSC.143 (77) 决议第 15 (11) 条)。

如果舱口盖的风雨密通过防水油布来确保, 应设有至少两层防水油布。

防水油布应无黄麻, 防水, 有足够的强度并能抵御大气干扰和高温低温。

在防水处理前, 植物纤维制成的防水油布每单位表面的质量应不小于:

- 0.65 kg/m^2 , 对于通过涂焦油来防水;
- 0.60 kg/m^2 , 对于通过化学涂装来防水;
- 0.55 kg/m^2 , 对于通过黑油涂装来防水。

除了植物纤维制成的防水油布, 船级社也可接受合成纤维织物或层压塑料制成的防水油布, 但其强度、防水性和耐高温低温性方面的质量须与植物纤维制成的防水油布等同。

7.5 夹扣

7.5.1 如设有杆式夹扣, 应结合使用弹性垫圈或弹性垫。

7.5.2 如采用液压夹紧, 应有牢靠的方法来确保其在液压系统发生故障时, 在关闭位置能保持机械锁定。

7.6 楔

7.6.1 楔

参照经修正的载重线公约 (MSC.143 (77) 决议第 15 (10) 条)。

楔应由硬木制成, 一般长度不超过 200 mm, 宽度不超过 50 mm。

它们通常应以不大于 1/6 的比例削斜, 厚度应不小于 13 mm。

8 泄水系统

8.1 布置

8.1.1 泄水通道应通过槽形型材或舱口边和端部围板的垂向延伸, 布置在衬垫线以内。

8.1.2 泄水口应布置在泄水道的末端且应设有有效的设备 (例如止回阀或等效物) 以防止水从外部进入。

8.1.3 多盖板舱口盖的交叠接头应布置成能从衬垫之上的空间和衬垫之下的泄水道泄水。

8.1.4 如果在舱口盖和船舶结构之间布置成连续的外部钢接触, 也应可从钢接触和垫圈之间的空

间泄水。

9 露天前甲板上的小舱口

9.1 适用范围

9.1.1 本条中的要求适用于船首 0.25*L* 内的露天前甲板上的钢质小舱口盖，且舱口处的露天甲板在夏季载重水线以上的高度小于 0.1*L* 或 22 m，取其小者。

小舱口是指设计成进入甲板之下处所的舱口，并能风雨密或水密（按适用情况）关闭。小舱口的开口通常等于或小于 2.5m²。

9.1.2 设计成用于应急逃生的小舱口应符合本条中的要求，但[9.4.1]a)和 b)、[9.4.3]和[9.5.1]中的要求除外。

9.2 强度

9.2.1 对于矩形钢质小舱口盖，板的总厚度、扶强材布置和尺寸应不小于从表 9-20 和图 9-9 中获得的值（mm）。

按 [9.3.1] 中（参见图 9-9）要求，普通扶强材（如设有）应与金属对金属接触点对齐。

主要扶强材应是连续的。

所有扶强材应与边缘内侧扶强材焊接（图 9-10）。

在前甲板上的钢质小舱口盖的总尺度 表9-20

名 义 尺 寸 (mm×mm)	盖 板 厚 度 (mm)	主要扶强材	普通扶强材
		扁钢 (mm×mm); 数量	
630×630	8	—	—
630×830	8	100×8, 1	—
830×630	8	100×8, 1	—
830×830	8	100×10, 1	—
1030×1030	8	120×12, 1	80×8, 2
1330×1330	8	150×12, 2	100×10, 2

9.2.2 舱口围板的上边缘应通过一个水平型材适当加强，一般距围板的上边缘不超过 170 ~ 190 mm。

9.2.3 对于圆形或类似形状的小舱口盖，盖板的厚度和加强应符合 [5.1]。

9.2.4 对于非钢质材料制成的小舱口盖，所要求的尺寸应能提供同等的强度。

9.3 风雨密

9.3.1 舱口盖应设有弹性材料制成的衬垫。应设计成在设计压紧工况下允许金属对金属接触，以防止上浪力对衬垫造成过度压缩，并可能进一步导致紧固装置松开或脱开。金属对金属接触应按图 9-9 布置于靠近每个紧固装置，且足以承受支承力。

9.4 主锁紧装置

9.4.1 露天前甲板上的小舱口应设有主锁紧装置，使舱口盖能锁紧就位，并通过采用下列方法之一的机构达到风雨密：

- a) 收紧至叉板（夹钳）上的蝶形螺母；
- b) 快速作用夹扣；
- c) 中心锁紧装置。

不可使用带有楔块的把手（旋转锁紧把手）。

9.4.2 主锁紧方法的设计和布置应使设计压缩压力可通过一个人不需任何工具即可达到。

9.4.3 对于使用蝶形螺母的主锁紧方法，叉板（夹钳）应设计牢固，其设计应把蝶形螺母使用时脱开的风险降至最小，方法是叉板向上弯曲，在自由端升高或类似方法。未加强钢叉板的板厚应不小于 16 mm。示范布置见图 9-10。

9.4.4 对位于最前货舱口前方的露天甲板上的小舱口盖，铰链的安装应使上浪的主要方向会导致舱口盖关闭，这意味着铰链通常应位于前边缘。

9.4.5 位于主舱口之间的小舱口，如第 1 货舱和第 2 货舱之间，铰链应位于前缘或舷侧边缘，采用其中可以有效防止横浪和首斜浪的甲板上浪。

9.5 次锁紧装置

9.5.1 前甲板上的小舱口应设有独立的次锁紧装置，例如一个滑动螺栓，搭扣或松动配合的垫板，即使当主锁紧装置松动或脱开时也能保持舱口盖就位。它应设在舱口盖铰链对面的一边。

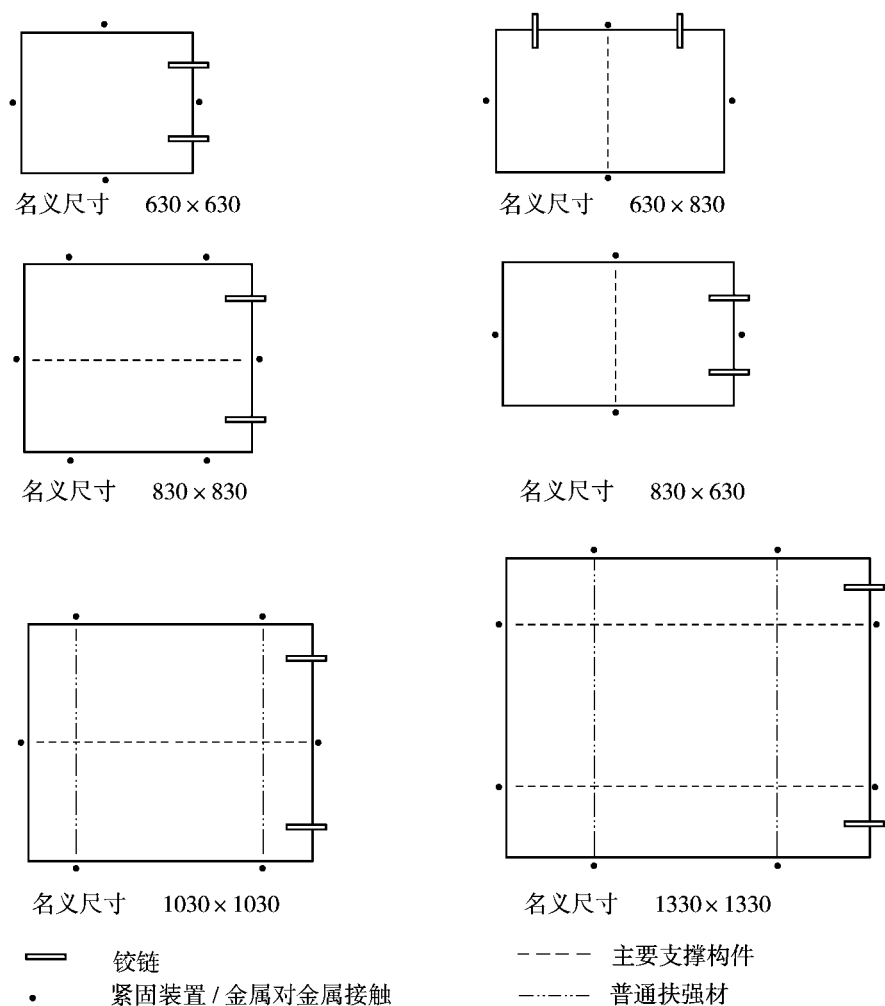


图9-9 扶强材布置

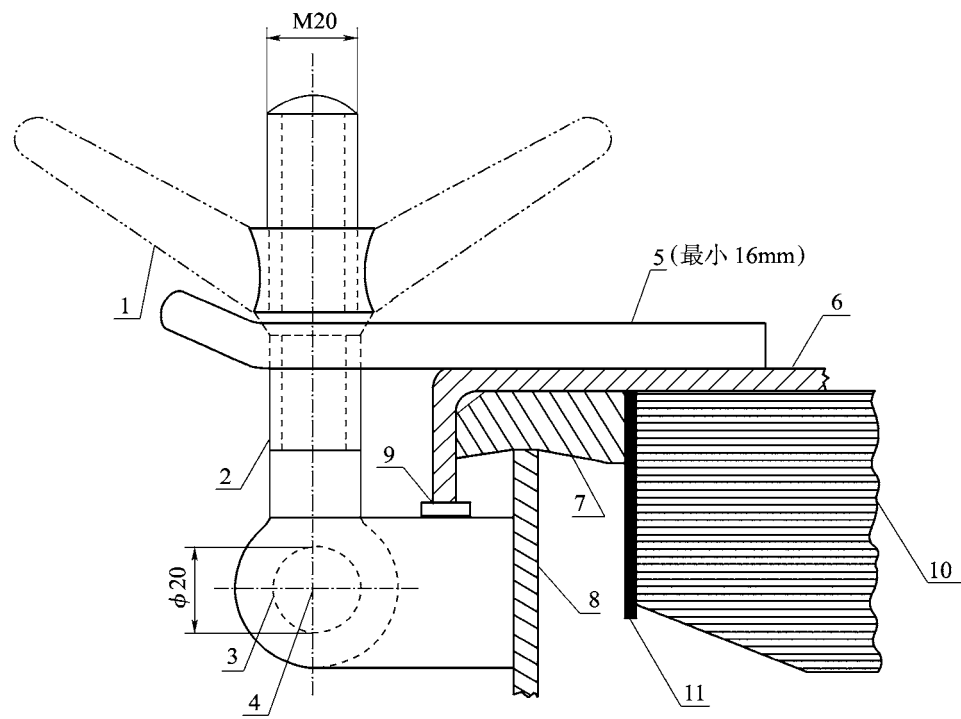


图9-10 主锁紧方法示例

1- 蝶形螺母 ;2- 螺栓 ;3- 销钉 ;4- 销钉中心 ;5- 叉 (夹钳) 板 ;6- 舱口盖 ;7- 衬垫 ;8- 舱口围板 ;9- 焊接在 锁紧螺栓肘板上用作金属对金属接触的承压板 ;10- 扶强材 ;11- 边缘内侧扶强材

第6节 船体和上层建筑开口布置

符号

本节未定义的符号见第 1 章第 4 节。

p : 玻璃的侧向压力, kN/m^2 , 见 3.3.2。

1 一般要求

1.1 适用范围

1.1.1 本节的要求适用于船体和上层建筑开口的布置, 但不包括第 9 章第 5 节适用的舱口。

1.2 定义

1.2.1 上层建筑的标准高度

上层建筑的标准高度定义见第 1 章第 4 节。

1.2.2 标准舷弧

标准舷弧的定义按经修订的 1966 年国际载重线公约。

1.2.3 暴露区

暴露区是指与船舷距离等于或小于 $0.04B$ 处设置的上层建筑或甲板室的边界。

1.2.4 非暴露区

非暴露区是指与船舷距离大于 $0.04B$ 处设置的甲板室的边界。

2 外部开口

2.1 一般要求

2.1.1 参照 SOLAS 公约第 II-1 章第 25-10.1 条。

所有通向在破损分析中假定为完整的且位于最终破损水线以下的舱室的外部开口，应要求水密。

2.1.2 参照 SOLAS 公约第 II-1 章第 25-10.2 条。

根据 [2.1.1] 要求水密的外部开口应有足够的强度，除货舱盖外，在驾驶室应设有指示器。

2.1.3 诸如边门、窗或舷门之类的永久开口或临时开口，不允许在海上撤离系统登乘站和最轻载航海工况水线之间的舷侧外板上开设。如符合船级社对防火完整性的适用衡准，允许设有非开启型的窗和舷窗。

2.1.4 参照 SOLAS 公约第 II-1 章第 25-10.5 条。

为确保内部开口的水密完整性而在航行中保持永久关闭的其他关闭装置，应有一个通告牌贴于其上，说明必须保持关闭。用螺栓紧固盖子的人孔不必设此通告牌。

2.2 舷门、装货门和装煤门

2.2.1 参照 SOLAS 公约第 II-1 章第 17-1 条和第 II-1 章第 17.10.1 和 10.2 条和经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 21 (2) 条)。

设于干舷甲板以下的舷门、装货门及装煤门，均应具有足够的强度。此类门在船舶出港前应切实水密地关闭和紧固，并应在航行中保持关闭状态。

此类舷门的最低点均应不低于最深分舱载重线。

除经船级社另行同意外，开口的下边缘应不低于船侧干舷甲板的平行线，该线最低点在最高载重线上边缘以上至少 230 mm。

3 舷窗、窗和天窗

3.1 一般要求

3.1.1 适用范围

[3.1] 至 [3.4] 中的要求适用于处在暴露于海浪和 / 或恶劣天气作用之下的位置的用于采光和通气舷窗及矩形窗。

3.1.2 舷窗定义

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 23 (2) 条)。

舷窗是指面积不超过 0.16 m² 的圆形或椭圆形开口。面积超过 0.16 m² 的圆形或椭圆形开口应作为窗处理。

3.1.3 窗定义

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 23 (3) 条)。

窗一般是矩形开口，在其每个角隅按照公认的国家或国际标准具有一个与窗的尺寸相适应的圆弧过渡，也包括面积超过 0.16m² 的圆形或椭圆形开口。

3.1.4 外板上的开口数量

参照 SOLAS 公约第 II-1 章第 17-1 条和第 II-1 章第 17.1 条。

外板上的开口数量应在适应船舶设计及船舶正常作业情况下减至最少。

3.1.5 材料和构件尺寸

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 23 (1) 条)。

舷窗和窗连同其玻璃、窗盖和风暴盖（如设有）应为认可的设计并具有坚固的结构，且应符合或等效于公认的国家或国际标准。

不应采用非金属框架。干舷甲板之下的舷窗禁止使用普通铸铁。

3.1.6 关闭和开启设备

参照 SOLAS 公约第 II-1 章第 17-1 条和第 II-1 章第 17.2 条。

关闭外板上的任何开口的设备的布置及效用应与其预定的用途相适应，其装设位置一般应使船级

社满意。

3.1.7 舷窗开口

参照 SOLAS 公约第 II-1 章第 17-1 条和第 II-1 章第 17.3.2 条。

所有舷窗，凡窗槛低于干舷甲板者，其构造应能有效防止任何人未经船长同意而开启。

3.2 开口布置

3.2.1 一般要求

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 23 (5) 条)。

舷窗的装设位置不得使其窗槛低于船侧处的干舷甲板平行线，且该线的最低点在夏季载重水线（或夏季木材载重水线，如已核定）以上 $0.025B$ 或 0.5 m （取大者）处。

3.2.2 水面以上 $(1.4 + 0.025B)\text{ m}$ 以下的舷窗

参照 SOLAS 公约第 II-1 章第 17-1 条和第 II-1 章第 17.3.3.1 和 17.3.3.3 条。

对于甲板间的舷窗，如果其窗槛低于舷侧处的干舷甲板平行线，且该线最低点当船舶离开任何港口时在水面以上 $1.4 + 0.025B, \text{ m}$ ，则此甲板间的所有舷窗在船舶出港前应水密关闭并锁紧，且在船舶到达下一港口前不可开启。在应用此项要求时，如适用，可计入适当的淡水宽限。

当船舶浮于其最深分舱载重线，而有一个或一个以上舷窗的位置适用上述要求时，船级社可指明其平均限制吃水，在此吃水时这些舷窗窗槛应高出舷侧处的干舷甲板平行线，且该线最低点在此平均限制吃水的相应水线以上 $1.4 + 0.025B$ ，此时可准许该船出港而不必事先把这些舷窗关闭和加锁，而在开往下一港口的航程中，由船长负责可准许在海上开启这些舷窗。在现行《国际载重线公约》定义的热带地区内，该限制吃水可增加 0.3 m 。

3.2.3 货物处所

参照 SOLAS 公约第 II-1 章第 17-1 条和第 II-1 章第 17.6.1 至 17.6.3 条。

凡专供载货或装煤的处所不可装设舷窗。

但是，供交替载货或载客的处所可装设舷窗，但其构造应能有效地防止任何人未经船长许可而开启舷窗或舷窗盖。

若在此类处所装货，舷窗及其窗盖应在装货前水密关闭并加锁。船级社可自行规定把关闭和锁住的时间记录在航海日志上。

3.2.4 非开启式舷窗

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 23 (6) 条)。

在所有破损稳性规则规定的破损情况下，若舷窗在浸水的任何中间阶段或最终平衡水线会被淹没，则舷窗应为非开启型。

3.2.5 人孔和甲板窗

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 18 (1) 条)。

在位置 1 或位置 2，或在非封闭式上层建筑内的人孔或甲板窗 / 平的小舱口，应用能达到水密的坚固罩盖关闭。如未使用间隔紧密的螺栓紧固，则罩盖应永久性附装于开口处。

3.2.6 自动通风舷窗

参照 SOLAS 公约第 II-1 章第 17-1 条和第 II-1 章第 17.7 条。

设在干舷甲板以下的外板上的自动通风舷窗由船级社逐例考虑。

3.2.7 窗的布置

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 23 (7) 条)。

窗不应设在干舷甲板以下，封闭式上层建筑第一层端部舱壁或侧壁，以及在稳性计算中计入浮力或保护通往下层的开口的第一层甲板室。

3.2.8 天窗

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 23 (12) 条)。

如同对舷窗和窗的要求一样，固定式或开启式天窗的玻璃厚度应与其尺寸和位置相适应。任何位置上的天窗玻璃都应予以防护以免机械损坏，如果在位置 1 或位置 2，则应装有永久性附连的窗盖或风暴盖。

3.3 玻璃

3.3.1 一般要求

一般来说，具有特殊型式框架的钢化玻璃的使用应符合公认的国家或国际标准或与之等效。整块玻璃板的使用由船级社逐例考虑。

3.3.2 设计载荷

设计载荷应按第 9 章第 4 节的适用要求确定。

3.3.3 材料

钢化玻璃应符合 ISO 1095（对舷窗）和 ISO 3254（对窗）的要求。

3.3.4 舷窗钢化玻璃的厚度

舷窗钢化玻璃的厚度不得小于按下式求得的值，mm：

$$t = \frac{d}{358} \sqrt{p}$$

式中： d ——舷窗直径，mm。

3.3.5 矩形窗钢化玻璃的厚度

矩形窗钢化玻璃的厚度应不小于按下式求得的值，mm：

$$t = \frac{b}{200} \sqrt{\beta \cdot p}$$

式中： β ——表 9-21 中定义的系数。对于 a/b 的中间值， β 可通过线性内插法求得。

a ——窗长边的长度，mm；

b ——窗短边的长度，mm。

系 数 β 表9-21

a/b	β
1.0	0.284
1.5	0.475
2.0	0.608
2.5	0.684
3.0	0.716
3.5	0.734
≥ 4.0	0.750

船级社可要求对矩形窗尺寸和在明显暴露于恶劣海况的前舱壁使用厚度增加的玻璃作出限制。

3.4 舷窗盖布置

3.4.1 一般要求

参照经修订的 ILLC（MSC.143（77）决议第 23（4）条）。

下列处所的舷窗应装设铰链式内部窗盖：

- 干舷甲板以下的处所；
- 第一层封闭式上层建筑内的处所；
- 在干舷甲板上保护通往下层的开口或稳性计算中计入浮力的第一层甲板室。

窗盖如设在干舷甲板以下，应能水密关闭和紧固；如设在干舷甲板以上，应能风雨密关闭和紧固。

3.4.2 第二层船侧外板的开口

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 23 (8) 条)。

保护通往下层开口的直达通道或在稳性计算中计入浮力的第二层上层建筑侧壁上的舷窗和窗, 应装设能够风雨密关闭和坚固的有效的铰链式内侧窗盖。

3.4.3 舷侧以内第二层的开口

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 23 (9) 和 23 (10) 条)。

安装于自舷侧外板凹入的第二层甲板室侧壁上, 保护向下通往 [3.4.1] 中所列处所的直达通道的舷窗和窗, 应装设铰链式内侧窗盖, 或如果该窗易于到达, 应装设经过设计认可且构造牢固, 能够风雨密关闭和坚固的永久性附装的外部风暴盖。

第二层及以上居住舱舱壁和门, 如果将舷窗和窗自直接通往下层的通道或稳性计算中计入浮力的第二层甲板室分隔开, 则可同意其取代装设在舷窗和窗上的窗盖或风暴盖。

注: 若能接近, 符合公认标准的舷窗盖安装在窗和舷窗内, 与舷窗盖尺寸相似的风暴盖安装在窗外, 盖可为铰链式或活动式。

3.4.4 小于标准高度的上层建筑上的甲板室

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 23 (11) 条)。

位于后升高甲板上或小于标准高度的上层建筑甲板上的甲板室, 如果后升高甲板或上层建筑的高度等于或大于后甲板标准高度, 则对于窗盖的要求而言, 可视为第二层。

3.4.5 甲板室保护的开口

若上层建筑甲板上的开口, 或在干舷甲板上通往干舷甲板以下处所或封闭式上层建筑内处所的上甲板室顶部开口, 由甲板室保护时, 则认为只有那些安装在直接通往开敞梯道的处所中的舷窗不必设有舷窗盖。

4 排水孔

4.1 排水孔布置

4.1.1 进水孔和排水孔

参照 SOLAS 公约第 II-1 章第 17-1 条和第 II-1 章第 17.9.1 条。

外板上的所有进水孔和排水孔均应装设防止海水意外进入船内的有效并可到达的装置。

4.1.2 出灰管、垃圾管等的船内开口

参照 SOLAS 公约第 II-1 章第 17-1 条和第 II-1 章第 17.11.1 和 17.11.2 条。

每一出灰管、垃圾管等的舷内开口均应设有有效盖子。

如舷内开口位于干舷甲板以下, 此盖应为水密; 此外, 在最深分舱载重线以上易于到达处的排出管上, 应设有一个自动止回阀。当此管不使用时, 其盖及阀均应保持在关闭并扣紧的状态。

4.2 垃圾滑道的布置

4.2.1 水线以上的船内端

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 22-1 (1, b) 条)。

船内端应位于船舶在相应于核定夏季干舷的吃水处向左舷或右舷横倾 8.5° 所形成的水线以上, 但应在夏季水线以上不小于 1000 mm。

如果垃圾通道的船内端在夏季水线以上超过 0.01L, 则只要船内的闸阀在营运工况下始终易于接近, 该阀可不要求从干舷甲板上控制。

4.2.2 水线以下的船内端

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 22-1 (4) 条)。

对船长 100 m 以上的船舶, 如垃圾滑道的船内端在破损后最深吃水的相应水线以下, 则:

- 船内端铰链式盖 / 阀应为水密；
- 阀应为装设在最深载重线以上易于接近位置的螺旋止回阀；
- 螺旋止回阀应从干舷甲板以上位置控制并有开启 / 关闭指示。阀的控制处应清楚地标明“不使用时，保持关闭”。

4.2.3 闸阀

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 22-1 (1) (a) 条)。

对于垃圾滑道，可允许使用两个从通道的工作甲板上控制的闸阀代替在干舷甲板以上位置能够直接关闭的止回阀。此外，较低一端的闸阀应从干舷甲板以上位置控制。两个阀之间应装设一个连锁系统。两个闸阀之间的距离应足以使连锁系统平稳运行。

4.2.4 铰链式盖和排出口盖板

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 22-1 (1) (c) 条)。

可以在滑道的船内端设置一个铰链式风雨密盖及一个排放盖板代替 [4.2.3] 所要求的上下闸阀。风雨密盖与盖板应装设一个连锁装置，以使盖板在风雨密盖关闭前不能启用。

4.2.5 阀和铰链式盖的标志

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 22-1 (3) 条)。

闸阀的控制处和 / 或铰链式盖上应清楚地标明“不使用时，保持关闭”。

4.3 垃圾滑道的构件尺寸

4.3.1 材料

滑道应由钢制成。其他等效材料由船级社逐例考虑。

4.3.2 壁厚

上至并包括盖的滑道壁厚不应小于从表 9-22 中查得值，mm。

垃圾滑道的壁厚 表9-22

外 径 d (mm)	厚 度 (mm)
$d \leq 80$	7.0
$80 < d < 180$	$7.0 + 0.03 (d - 80)$
$180 \leq d \leq 220$	$10.0 + 0.063 (d - 180)$
$d > 220$	12.5

5 排水舷口

5.1 一般规定

5.1.1 一般要求

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 24 (1) (a) 条和第 3 (15) 条)。

如果在干舷甲板或上层建筑甲板的露天部分的舷墙形成阱，则应采取足够的措施以迅速排泄甲板积水。

阱是甲板上可能积水的任何露天部位。阱被视为由甲板结构四面围成的甲板区域。然而，根据其形状，由甲板结构在三条甚至两条边上围起的甲板区域也可视为阱。

5.1.2 排水舷口面积

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 24 条)。

表 9-23 对干舷甲板舷墙上的排水舷口面积规定了最低要求。

干舷甲板上舷墙的排水舷口面积 表9-23

船舶类型或船舶详情	排水舷口面积 A (m ²)	适用要求
B - 100 型	$0.33 l_B h_B$	[5. 5. 2]
B - 60 型	$0.25 l_B h_B$	[5. 5. 1]
设有干舷计算中包括的和 / 或宽度 $\geq 0.6B$ 的凸形甲板的船舶	$0.33 l_B h_B$	[5. 3. 1]
设有干舷计算中未包括的凸形甲板和 / 或连续或基本连续的舱口围板的船舶	A_2	[5. 3. 1]
设有非连续凸形甲板和 / 或舱口围板的船舶	A_3	[5. 3. 2]
设有开敞式上层建筑的船舶	A_s 对上层建筑	[5. 4. 2]
	A_w 对阱	[5. 4. 3]
其他船舶	A_1	[5. 2. 1]

式中: l_B ——船舶一侧阱中舷墙的长度, m;

h_B ——长度 l_B 的阱中舷墙的平均高度, m。

5.1.3 排水舷口布置

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 24 (5) 条)。

如设有舷弧, 排水舷口面积的 2/3 应分布在阱内较为接近舷弧曲线最低点的二分之一范围内。

排水舷口面积的三分之一应沿剩下的阱长平均分布。在舷弧为零或舷弧很小的露天干舷甲板或露天上层建筑甲板上, 排水舷口面积应沿阱长平均分布。

然而, 舷墙不可在上层建筑端面附近设有明显的开口或通道, 除非它们有效地与上层建筑两侧分离。

5.1.4 排水舷口定位

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 24 (5) 和 24 (6) 条)。

排水舷口的下边缘应尽可能靠近甲板。

舷墙上所有开口, 应用间距约为 230 mm 的栏杆或铁条保护。

5.1.5 排水舷口关闭装置

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 24 (6) 条)。

如果排水舷口设有闸板或关闭装置, 则应有足够空隙以防堵塞。铰链应有非腐蚀材料制成的销钉或轴承。如果闸板设有锁紧装置, 则这些装置的构造应认可。

5.2 不邻近凸形甲板或舱口的阱中的排水舷口面积

5.2.1 排水舷口面积

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 24 (1) (b) 和 (c) 条)。

如阱处的舷弧大于或等于标准舷弧, 船每边上的排水舷口面积应不小于从表 9-24 中获得的值, m²。

在无舷弧的船中, 上述面积应增加 50%。如果舷弧小于标准舷弧, 增加的百分数应通过线性内插法算得。

不邻近凸形甲板或舱口的阱中的排水舷口面积 表9-24

位 置	排水舷口面积 A_C (m ²)	
	$l_B \leq 20$	$l_B > 20$
干舷甲板和后升高甲板	$0.7 + 0.035l_B + A_C$	$0.07l_B + A_C$
上层建筑甲板	$0.35 + 0.0175l_B + 0.5A_C$	$0.035l_B + 0.5A_C$
<p>式中: l_B——阱中舷墙的长度, m, 但在任何情况下不必大于 $0.7 L_{LL}$; A_C——面积, 连同其符号等于: $A_C = \frac{l_B}{25} (h_B - 1.2), \text{ 对 } h_B > 1.2$$A_C = 0, \text{ 对 } 0.9 \leq h_B \leq 1.2$$A_C = \frac{l_B}{25} (h_B - 0.9), \text{ 对 } h_B < 0.9$ h_B——长度 l_B 的阱中舷墙的平均高度, m。</p>		

5.2.2 宽度不小于 0.8B 的甲板室的最小排水舷口面积

参照经修订的 ILLC (MSC. 143 (77) 决议第 24 (1) (d) 条)。

如平甲板船在船中设有宽度不小于 0.8B, 沿船边的走廊宽度小于 1.5 m 的甲板室, 排水舷口面积应计及两个分离的阱。对于每一个阱, 排水舷口面积应从表 9-24 查得, l_B 应等于所考虑的阱的实际长度。

5.2.3 屏板舱壁的最小排水舷口面积

参照经修订的 ILLC (MSC. 143 (77) 决议第 24 (1) (e) 条)。

当在船中甲板室前端的船舶整个宽度设有屏板舱壁时, 不管甲板室有多宽, 露天甲板将作为分开的两个阱考虑, 排水舷口面积应按 [5.1.2] 获得。

5.3 与凸形甲板或舱口相接的阱中的排水舷口面积

5.3.1 连续凸形甲板或连续舱口围板的排水面积

参照经修订的 ILLC (MSC. 143 (77) 决议第 24 (2) 条)。

如船舶设有不包括在干舷计算中的连续凸形甲板, 或者连续或基本连续的舱口边围板设在分开的上层建筑之间时, 排水舷口面积应不小于从表 9-25 中查得的值, m²。

与连续凸形甲板或舱口相接的阱中的排水舷口面积 表9-25

舱口或凸形甲板宽度 B_H (m)	排水舷口面积 A_2 (m ²)
$B_H \leq 0.4B$	$0.2l_B h_B$
$0.4B < B_H < 0.75B$	$\left[0.2 - 0.286 \left(\frac{B_H}{B} - 0.4 \right) \right] l_B h_B$
$B_H \geq 0.75B$	$0.1l_B h_B$

式中: l_B ——船舶一侧阱中舷墙的长度, m;

h_B ——长度 l_B 的阱中舷墙的平均高度, m。

如船舶设有宽度不小于 0.6B 且包括在干舷计算中的连续凸形甲板, 如果凸形甲板处未设置干舷甲

板露天部分的开敞栏杆（至少一半露天部分长度），则与凸形甲板相接的阱中的排水舷口面积应不小于舷墙总面积的 33%。

5.3.2 非连续凸形甲板或舱口围板的排水舷口面积

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 24 (3) 条)。

如果船舶甲板上面水的自由流动由于非连续凸形甲板、舱口围板或阱整个长度的甲板室的存在而受阻，阱的舷墙的排水舷口面积应不小于从表 9-26 中查得的值， m^2 。

与非连续凸形甲板或舱口相接的阱中的排水舷口面积

表9-26

自由流动面积 f_p (m^2)	排水舷口面积 A_3 (m^2)
$f_p \leq A_1$	A_2
$A_1 < f_p < A_2$	$A_1 + A_2 - f_p$
$f_p \geq A_2$	A_1

式中： f_p ——甲板上自由流动面积，等于舱口之间、舱口和上层建筑之间以及上至舷墙的实际高度的甲板室之间空隙的净面积；

A_1 ——排水舷口的面积， m^2 ，从表9-24查得；

A_2 ——排水舷口的面积， m^2 ，从表 9-25 查得。

5.4 上层建筑内露天处所中的排水舷口面积

5.4.1 一般要求

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 24 (4) 条)。

当船舶干舷甲板上的上层建筑或上层建筑甲板的任一端或两端是开敞的而由开敞甲板上的舷墙形成阱时，上层建筑内的开敞处所应有适当的排水设施。

5.4.2 开敞上层建筑的排水舷口面积

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 24 (4) 条)。

作为开敞上层建筑的船舶每一边上的排水舷口面积应不小于由下列公式算得的值， m^2 ：

$$A_s = A_1 C_{SH} \left[1 - \left(\frac{l_w}{l_t} \right)^2 \right] \left(\frac{b_0 h_s}{2 l_t h_w} \right)$$

式中： l_t ——总的阱长度，m，等于：

$$l_t = l_w + l_s$$

l_w ——舷墙封闭的开敞甲板的长度，m；

l_s ——开敞上层建筑内普通场所的长度，m；

A_1 ——根据表 9-24，长度为 l_t 的露天阱要求的排水舷口面积， m^2 ， A_c 应等于 0；

C_{SH} ——舷弧相关的系数，如适用，等于：

- $C_{SH} = 1.0$ ，当舷弧大于或等于标准舷弧
- $C_{SH} = 1.5$ ，当无舷弧

b_0 ——封闭式上层建筑端壁上开口的宽度，m；

h_s ——[1.2.1] 中定义的标准上层建筑高度，m；

h_w ——干舷甲板至阱甲板的高度，m。

5.4.3 露天阱的排水舷口面积

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 24 (4) 条)。

作为露天阱的船舶每一边上的排水舷口面积应不小于从下列公式中获得的值， m^2 ：

$$A_w = A_1 C_{SH} \left(\frac{h_s}{2h_w} \right)$$

式中： A_1 ——按表 9-24 长度为 l_w 的露天阱所要求的排水舷口面积， m^2 ；

C_{SH} ， h_s ， h_w ， l_w ——定义见 [5.4.2]。

开敞上层建筑排水舷口面积 A_s 和露天阱的排水舷口面积 A_w 应分别沿开敞上层建筑覆盖的露天场所每一边和露天阱的每一边相应提供。

5.5 B-100和B-60型船舶干舷甲板上舷墙的排水舷口面积

5.5.1 B-60 型船舶的排水布置

对于 B-60 型船舶，干舷甲板上舷墙的下部的排水舷口面积应不小于阱中舷墙总面积的 25%。

舷顶列板的上边缘应尽可能低。

5.5.2 有凸形甲板的 B-100 型船舶的排水布置

对于 B-100 型船舶，应在凸形甲板处的干舷甲板的露天部分上设有开敞栏杆（其长度至少是这些露天部分长度的一半）。

作为替代，如设有连续舷墙，干舷甲板上舷墙下部的排水舷口面积应不小于阱的舷墙总面积的 33%。

6 机舱开口

6.1 机舱天窗

6.1.1 位置 1 或 2 的机舱天窗应具有适当的框架，与甲板牢固连接且通过适当强度的钢壳有效封闭。如外壳不受其他结构保护，它们的强度应由船级社逐例考虑。

6.2 关闭装置

6.2.1 机舱棚

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 17 (1) 和 12 (1) 条)。

位置 1 或 2 的机舱棚中的开口应装设钢质或其他相当材料的门，永久地和牢固地装在端壁上，并应有框架和加强筋加强，使整个结构与完整的端壁具有同等的强度，并在关闭时保持风雨密。门应能从两边操作并向外打开以防止波浪冲击。

在上述舱棚中的其他开口应设有同等的罩盖，永久附装在其适当位置上。

6.2.2 门槛高度

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 17 (1) 和 (2) 条)。

门槛高度应不小于：

- 如果在位置 1，甲板之上 600 mm；
- 如果在位置 2，甲板之上 380 mm；
- 其他情况时 230 mm。

6.2.3 双道门

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 17 (1) 和 (2) 条)。

对核定的干舷小于经修正的 1966 年国际载重线公约第 28 条表 B 计得的干舷的船舶，如果机舱棚没有其他结构保护，则要求装设双道门（即内门和外门），且内门门槛高度应为 230 mm，外门门槛高度应为 600 mm。

6.2.4 机炉舱顶棚开口

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 17 (5) 条)。

机炉舱顶棚开口应装设钢质的或其他相当材料的坚固罩盖，永久附装在适当位置上，并能保证风雨密。

6.3 围板

6.3.1 参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 17 (3) 条)。

干舷甲板或上层建筑甲板上露天部分的任何机炉舱顶棚、烟囱或机舱通风筒的围板, 应合理地 and 切实可行地高出甲板。

一般来说, 连续为机舱通风并在需要时为应急发电机舱通风的通风筒应有高度符合 [8.1.3] 的围板, 但不必设有风雨密关闭装置。

6.3.2

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 17 (4) 条)。

如因船舶尺度和布置而无法这样做, 当有其他适当的布置可确保不间断地为这些处所提供适当的通风, 船级社可以同意机舱和应急发电机舱通风筒围板取较小的高度, 但应按照第 [8.1.2] 条装设风雨密关闭装置。

7 升降口

7.1 一般要求

7.1.1 干舷甲板的开口

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 18 (2) 条)。

在干舷甲板上, 除货舱口、机舱开口、人孔和平的小舱口以外的开口, 应有封闭的上层建筑, 或甲板室, 或强度相当和风雨密的升降口来保护。

7.1.2 上层建筑的开口

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 18 (2) 条)。

在露天的上层建筑甲板上或在干舷甲板上的甲板室顶部, 通往干舷甲板以下的处所或封闭的上层建筑以内的处所的开口, 应用有效的甲板室或升降口来保护。

7.1.3 高度小于标准高度的上层建筑的开口

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 18 (3) 条)。

在高度小于标准高度的后升高甲板或上层建筑上, 如甲板室高度等于或大于标准后升高甲板高度, 则甲板室顶部的开口应设有可接受的关闭装置。但是, 如果该甲板室的高度至少为一个标准上层建筑高度, 则该开口不必用本条规定的坚固的甲板室或升降口来保护。在高度小于标准上层建筑高度的甲板室上, 甲板室顶部的开口可以用类似方式处理。

7.2 结构尺寸

7.2.1 露天甲板上保护通往封闭处所的开口的升降口扶梯应是钢质, 与甲板牢固连接, 并有足够的尺寸。

7.3 关闭装置

7.3.1 门

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 18 (2) 条)。

通往或进入干舷甲板之下的处所或封闭的上层建筑的甲板室或升降口的门道应设有水密门。门由钢制成, 能从两边操作并通常朝外开以给予附加保护抵御波浪冲击。

作为替代措施, 如果甲板室内的梯道被封闭在设有风雨密门的结构坚固的升降口内, 则外门不必风雨密。

如果上层建筑和甲板室中的通道开口的关闭装置不是风雨密的, 内甲板开口应看作露天的, 即位于开敞甲板上。

7.3.2 门槛高度

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 18 (4) 至 (6) 条)。

升降口门口的门槛, 在甲板以上的高度应不小于:

- 600 mm 在位置 1;
- 380 mm 在位置 2。

如果在上层甲板上设有补充出入口代替干舷甲板上的出入口, 则进入桥楼或尾楼的门槛高度应为 380 mm。干舷甲板上的甲板室也应按此处理。

如果未在上层甲板设有出入口, 则干舷甲板上的甲板室门口的门槛高度应为 600 mm。

8 通风筒

8.1 关闭装置

8.1.1 一般要求

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 19 (4) 条)。

通风筒开口应设有钢或其他等效材料制成的有效的风雨密关闭装置。

8.1.2 关闭装置的免除

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 19 (3) 条)。

除船级社有特定要求外, 如果通风筒围板的延伸超出下列范围, 则不必设有关闭装置:

- 在位置 1 甲板之上 4.5 m;
- 在位置 2 甲板之上 2.3 m。

8.1.3 船长不大于 100 m 的船舶的关闭装置

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 19 (4) 条)。

船长不大于 100 m 的船舶, 关闭装置应与通风筒围板固定连接。

8.1.4 船长大于 100 m 的船舶的关闭装置

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 19 (4) 条)。

如船长大于 100 m 的船舶的关闭装置未固定安装, 它们应在通风筒附近方便地存放。

8.1.5 机舱和应急发电机舱的通风

为了令人满意地确保在所有的气象情况下:

- 机舱的连续通风;
- 如必需, 应急发电机舱的即刻通风。

服务于这些处所的通风筒应符合 [8.1.2], 即它们的开口应设在可不要求关闭装置的位置。

8.1.6 机舱和应急发电机舱的通风筒围板的减小高度

如果由于船舶尺度和布置, [8.1.5] 中的要求不可行, 按 [8.1.1]、[8.1.3] 和 [8.1.4] 设有风雨密关闭装置连同其他适当布置 (例如设有排水管的分离器) 的机舱和应急发电机舱通风筒围板可接受较小高度, 以确保这些处所连续和充足的通风。

8.1.7 通向舷外或通过封闭的上层建筑的通风筒的关闭装置

通向舷外或通过封闭的上层建筑的通风筒的关闭装置由船级社逐例考虑。如果这些通风筒在干舷甲板之上 4.5 m 通向舷外, 则可免设关闭装置, 但应设有令人满意的挡板和排水装置。

8.2 围板

8.2.1 一般要求

参照经修订的 ILLC (MSC.143 (77) 决议第 19 (1) 和 (2) 条)。

在位置 1 或位置 2, 通往干舷甲板或封闭上层建筑甲板以下处所的通风筒, 应有钢质的或其他相当材料的围板, 其结构应坚固, 并且与甲板牢固地连接。

通过非封闭的上层建筑的通风筒, 应在干舷甲板上设有结构坚固的钢质的或其他相当材料的围板。

8.2.2 结构尺寸

露天的通风筒围板的尺寸应不小于从表 9-27 中查得的值。在露天位置或为了符合浮力计算, 可要求增加围板的高度以使船级社满意。

通风筒围板的尺寸

表9-27

特 征	尺 寸
甲板之上围板的高度 (mm)	在位置 1 时, $h = 900$ 在位置 2 时, $h = 760$
围板厚度 (mm) ⁽¹⁾	$t = 5.5 + 0.01 d_v$ $7.5 \leq t \leq 10.0$
支架	如果 $h > 900$ mm, 围板应适当加强或由支柱支撑。

式中: d_v ——通风筒的外径, mm。

注: (1) 如果通风筒的高度超过高度 h , 围板的厚度在该高度之上可逐渐减小, 但不应小于 6.5 mm。

9 液舱清洗口

9.1 一般要求

9.1.1 液面测量孔塞、观察窗和液舱清洗口不可布置在封闭处所内。

第 10 章 船 体 舾 装

第 1 节 舵和操纵装置

符号

本节未作定义的符号，参见第 1 章第 4 节。

C_R : 舵力, N。

Q_R : 舵杆扭矩, N·m。

A : 舵杆可移动总面积, m^2 , 在舵杆中面量取。

导流管舵的 A 应不小于导流管投影面积的 1.35 倍。

A_t : 面积等于 A 挂舵臂 (如设有) 面积, m^2 。

A_f : 舵杆中心线前方的舵叶面积, m^2 。

b : 舵叶面积平均高度, m。

c : 舵叶面积平均宽度, m, 见图 10-1。

λ : 舵叶面积 A_t 的展弦比, 等于:

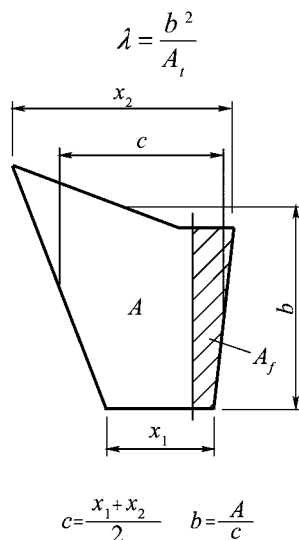


图 10-1 舵的尺寸

v_0 : 最大前进航速, kn, 定义同第 1 章第 4 节:

如航速小于 10kn, v_0 取为:

$$v_{\min} = \frac{(v_0 + 20)}{3}$$

v_a : 最大倒车航速, kn, 取为不小于 $0.5v_0$ 。对较大倒车航速, 可要求对作为舵角函数的舵力和舵杆扭矩作专门评估。如规定的倒车工况下舵角无限制, 因子 k_2 应取不小于表 10-1 中倒车工况规定的值。

1 一般要求

1.1 操纵装置

1.1.1 每艘船舶均应设有能充分保证操纵性能的操纵装置。

操纵装置包括从舵和舵机至操舵位置等所有船舶驾驶所必需的部分。

1.1.2 本节对舵杆、舵的连接方式、舵承和舵体作出规定。舵机应符合船级社的相应规范。

1.1.3 舵机舱应易于进入，并尽实际可能与机器处所分开。

注：关于在驾驶室的磁罗经处使用非磁性材料，应符合有关国家主管机关的规定。

1.2 结构细则

1.2.1 应提供有效的方式以在不产生过度的舵承压力时支撑舵体的重量，例如采用在舵杆上部设置一个上舵承的方式。上舵承处的船体结构应适当地加强。

1.2.2 应有合适的装置，以防止舵被抬升。

1.2.3 舵叶结构与用于舵杆承座的锻钢或铸钢件的实心部位的连接应适当地设计，以避免在此区域产生过度的应力集中。

1.2.4 舵杆应封闭在水密的围阱中穿过船体，或应在最深载重水线以上设有密封装置，以防止海水进入舵机舱，导致舵承处的润滑剂被污损。若舵杆套筒的顶部低于最大载重水线，应设有两个单独的填料函。

1.3 舵叶面积尺寸

为达到充分的操纵性能，建议可移动舵叶面积 A 的尺寸， m^2 ，不小于由下式所得的值：

$$A = c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot c_4 \cdot \frac{1.75 L T}{100}$$

式中： c_1 ——因子，取等于0.9；

c_2 ——舵类型因子：

$c_2=1.0$ ，一般情况

$c_2=0.9$ ，半悬挂舵

$c_2=0.7$ ，高升力舵

c_3 ——舵形状因子：

$c_3=1.0$ ，对NACA翼型舵和平边翼型舵

$c_3=0.8$ ，中空翼型和混合翼型

c_4 ——舵系布置因子：

$c_4=1.0$ ，对于位于螺旋桨尾流之内的舵

$c_4=1.5$ ，对于位于螺旋桨尾流之外的舵

对半悬挂舵，挂舵臂投影面积的50%可包括在舵叶面积 A 内。舵如多于一个，每个舵的面积可减少20%。

应按2.1估算舵叶面积 A 。

1.4 材料

1.4.1 关于舵杆、舵销、连接螺栓等的材料，应符合船级社的材料规范。

1.4.2 一般而言， R_{eH} 小于200 N/mm²且 R_m 小于400 N/mm²，或 R_m 大于900 N/mm²的材料，不得用于舵杆、舵销、键和螺栓。本节的要求基于材料 R_{eH} 为235 N/mm²。所用材料的 R_{eH} 如不同于235 N/mm²，材料系数按下式确定：

$$k_r = \left(\frac{235}{R_{eH}} \right)^{0.75}, \text{ 当 } R_{eH} > 235 \text{ N/mm}^2 \text{ 时}$$

$$k_r = \frac{235}{R_{eH}}, \text{ 当 } R_{eH} \leq 235 \text{ N/mm}^2 \text{ 时}$$

式中： R_{eH} ——所用材料的最小屈服应力，N/mm²。 R_{eH} 取值应不大于0.7 R_m 或450N/mm²，取其小者。

1.4.3 当使用 R_{eH} 超过235 N/mm²的钢材而导致舵杆直径明显减小时，船级社可要求对舵杆弹性变形进行评估。为防止在轴承处产生过大的边缘应力，应该避免较大的舵杆变形。

1.4.4 [5.1]规定的许用应力适用于普通强度钢。当使用较高强度钢时，在个案的基础上，可采

用较高的应力值为许用应力。

2 舵力和舵杆扭矩

2.1 普通舵的舵力和舵杆扭矩

2.1.1 舵力，N，按下式确定：

$$C_R = 132 A v_2 k_1 k_2 k_3 k_t$$

式中：v——为 v_0 ，正车工况；为 v_a ，倒车工况。

k_1 ——系数，视展舷比 λ 而定

$$k_1 = (\lambda + 2)/3, \text{ 式中, } \lambda \text{ 的取值不必大于} 2$$

k_2 ——系数，视表10-1的舵型和舵形状而定

系 数 k_2 表10-1

舵型 / 舵形	k_2	
	前进	倒车
NACA-00 系列哥汀根翼型	1. 10	0. 80
平边翼型	1. 10	0. 90
混合翼型（如 HSVA）	1. 21	0. 90
中空翼型	1. 35	0. 90
高升力舵	1. 70	作专门考虑；如不可知：1. 30
鱼尾	1. 40	0. 80
单板	1. 00	1. 00

k_3 ——系数，视舵的位置而定

$k_3=0.80$ ，当舵位于螺旋桨尾流之外时

$k_3=1.00$ ，当舵处于其他位置，也包括舵在螺旋桨尾流之内时

$k_3=1.15$ ，当舵在螺旋桨导流管后面时

k_t ——当舵位于螺旋桨之后时系数取1。推进系数 $C_{Th}>1.0$ 时，船级社可逐例考虑 k_t 不等于1.0的情况。

2.1.2 舵杆扭矩，N·m，由下式确定：

$$Q_R = C_R r$$

式中：r—— C_R 的力臂，m，等于：

$$r = c(\alpha - k_{bc}), \text{ 正车工况不小于} 0.1c ;$$

α ——系数：

$\alpha = 0.33$ ，正车工况

$\alpha = 0.66$ ，倒车工况（一般）

$\alpha = 0.75$ ，倒车工况（中空形）

舵在挂舵臂之类固定结构之后的部分

$\alpha = 0.25$ ，正车工况

$\alpha = 0.55$ ，倒车工况

对高升力舵， α 应作特殊考虑。如不可知， $\alpha = 0.40$ 可用于正车工况。

k_{bc} ——平衡因子，其值如下

$$k_{bc} = \frac{A_f}{A}$$

$k_{bc}=0.08$ ，对于不平衡舵

2.1.3 应注意所选用的舵型和舵的翼型对舵机的选择和操作的影响。

2.2 有缺口舵叶的舵力和舵杆扭矩（半悬挂舵）

2.2.1 总的舵力 C_R 应按[2.1.1]计算。压力在舵叶面积上的分布是确定舵杆扭矩和舵叶强度的依据，其计算方式如下：

舵叶面积可分为两个矩形或两个不规则四边形部分，面积为 A_1 和 A_2 ，见图10-2。

各部分的合力，N，可取为：

$$C_{R1} = C_R \frac{A_1}{A}$$

$$C_{R2} = C_R \frac{A_2}{A}$$

2.2.2 各部分的合成扭矩，N·m，可取为：

$$Q_{R1} = C_{R1} r_1$$

$$Q_{R2} = C_{R2} r_2$$

式中： $r_1 = c_1(\alpha - k_{b1})$ ，m

$r_2 = c_2(\alpha - k_{b2})$ ，m

$$k_{b1} = \frac{A_{1f}}{A_1}$$

$$k_{b2} = \frac{A_{2f}}{A_2}$$

A_{1f} ， A_{2f} 定义见图10-2。

$$c_1 = \frac{A_1}{b_1}$$

$$c_2 = \frac{A_2}{b_2}$$

b_1 ， b_2 舵叶部分面积 A_1 和 A_2 的平均高度，见图10-2。

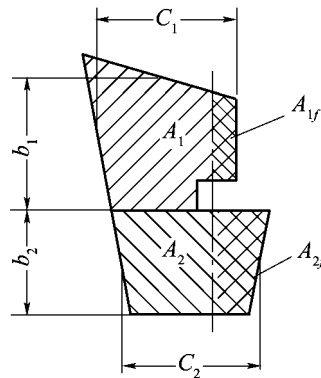


图10-2 面积 A_1 和 A_2

2.2.3 舵杆的总扭矩，N·m，应按下式计算：

$$Q_R = Q_{R1} + Q_{R2}, \text{ 但不小于 } Q_{R\min} = C_R r_{1,2\min}$$

式中： $r_{1,2\min} = \frac{0.1}{A}(c_1 A_1 + c_2 A_2)$ ，m

3 舵杆尺寸

3.1 舵杆直径

3.1.1 传递舵杆扭矩的舵杆直径，m，应不小于：

$$D_i = 4.2 \sqrt[3]{Q_R k_r}$$

式中: Q_R ——定义见[2.1.2]、[2.2.2]和[2.2.3]。

相应扭转应力, N/mm^2 , 为:

$$\tau_i = \frac{68}{k_r}$$

式中: k_r ——定义见[1.4.2]和[1.4.3]。

3.1.2 按[3.1.1]确定的舵杆直径对舵机、制动器和锁紧装置起决定作用。

3.1.3 对机械舵机, 舵杆上部如仅用于传递辅助舵机的扭矩, 直径可为 $0.9D_i$ 。辅助舵柄四边形的边长应不小于 $0.77D_i$, 其高度应不小于 $0.8D_i$ 。

3.1.4 舵杆应加以固定, 不得有轴向滑移。许用轴向间隙由舵机结构和轴承决定。

3.2 舵杆强度

3.2.1 舵的布置如使舵杆产生附加的弯曲应力, 舵杆直径应适当增大。增加后的舵杆直径(如适用)对连接部位的尺寸起决定作用。

舵杆直径增加后, 等效弯曲和扭转应力, N/mm^2 , 应不超过下列值:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2} \leq \frac{118}{k_r}$$

式中: σ_b ——弯曲应力, N/mm^2 , 等于:

$$\sigma_b = \frac{10.2 M_b}{D_i^3}$$

M_b ——颈轴承弯曲应力, $\text{N} \cdot \text{m}$;

τ ——扭转应力, N/mm^2 , 等于:

$$\tau = \frac{5.1 Q_R}{D_i^3}$$

D_i ——增大的舵杆直径, cm , 等于:

$$D_i = 0.1 D_i \sqrt[6]{1 + \frac{4}{3} \left(\frac{M_b}{Q_R} \right)^2}$$

Q_R ——定义见[2.1.2]、[2.2.2]和[2.2.3];

D_i ——定义见[3.1.1]。

注: 如设有双柱塞式舵机, 附加弯矩可能从舵机传至舵杆。这些附加弯矩应在确定舵杆直径时计入。

3.3 分析

3.3.1 一般要求

对图10-3~10-7所示的一些基本舵型, 舵-舵杆系统的弯矩、剪力和支撑力应按[3.3.2]和[3.3.3]进行估算。

3.3.2 分析所用数据

l_{10}, \dots, l_{50} ——该系统各构件长度, m ;

I_{10}, \dots, I_{50} ——这些构件的惯性矩, cm^4 。

对尾框底骨支撑的舵, 长度 l_{20} 是舵体下缘至尾框底骨中心的距离, I_{20} 是尾框底骨中舵销的惯性矩。舵叶的载荷, kN/m , (通常):

$$P_R = \frac{C_R}{l_{10} \times 10^3}$$

半悬挂舵的载荷, kN/m:

$$P_{R10} = \frac{C_{R2}}{l_{10} \times 10^3}$$

$$P_{R20} = \frac{C_{R1}}{l_{20} \times 10^3}$$

C_R, C_{R1}, C_{R2} ——定义见2.1和2.2

Z ——尾框底骨或挂舵臂的支撑弹簧常数, kN/m:

对尾框底骨的支承 (图10-3):

$$Z = \frac{6.18 I_{50}}{l_{50}^3}$$

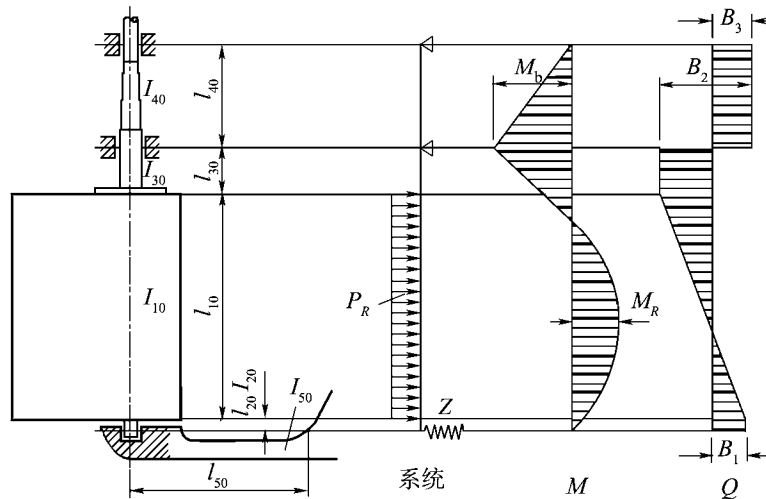


图 10-3 普通双支点舵

对挂舵臂的支承 (图10-4):

$$Z = \frac{1}{f_b + f_t}$$

f_b ——作用于支承中心的1 kN单位力所造成的挂舵臂的单位位移, m/kN:

$$f_b = \frac{1.3d^3 \times 10^8}{3EI_n}$$

$$f_b = 0.21 \frac{d^3}{I_n} \quad (\text{钢材的指导值})$$

I_n ——在 $d/2$ 处挂舵臂对 x 轴的惯性矩, cm^4 (图10-4);

f_t ——因扭矩产生的单位位移, m/kN;

$$f_t = \frac{de^2}{GJ_t}$$

$$f_t = \frac{de^2 \sum u_i/t_i}{3.17 \times 10^8 F_T^2}, \quad \text{对钢材}$$

G ——刚性模数, kN/m^2 ;

$G=7.92 \times 10^7$, 对钢材

J_t ——扭转惯性矩, m^4 ;

F_T ——挂舵臂的平均截面积, m^2 ;

u_i ——形成挂舵臂平均截面积的各块板的宽度, mm ;

t_i ——各块板 u_i 宽度内的板厚, mm ;

e, d ——间距, m , 按图10-4确定;

k_{11}, k_{22}, k_{12} ——挂舵臂顺服常数, 按有两个共轭弹性支点的挂舵臂计算(图10-5)。

这两个共轭弹性支撑在水平位移 y_i 方面由下式定义:

在挂舵臂下轴承处:

$$y_1 = -K_{12}F_{A2} - K_{22}F_{A1}$$

在挂舵臂上轴承处:

$$y_2 = -K_{11}F_{A2} - K_{12}F_{A1}$$

式中: y_1, y_2 ——挂舵臂上下轴承处水平位移, m ;

F_{A1}, F_{A2} ——挂舵臂上下轴承处水平支撑力, kN ;

k_{11}, k_{22}, k_{12} ——以 m/kN 计, 由下式得出:

$$K_{11} = 1.3 \times \frac{\lambda^3}{3EJ_{1h}} + \frac{e^2 \lambda}{GJ_{th}}$$

$$K_{12} = 1.3 \times \left[\frac{\lambda^3}{3EJ_{1h}} + \frac{\lambda^2(d-\lambda)}{2EJ_{1h}} \right] + \frac{e^2 \times \lambda}{GJ_{th}}$$

$$K_{22} = 1.3 \times \left[\frac{\lambda^3}{3EJ_{1h}} + \frac{\lambda^2(d-\lambda)}{EJ_{1h}} + \frac{\lambda(d-\lambda)^2}{EJ_{1h}} + \frac{(d-\lambda)^3}{3EJ_{2h}} \right] + \frac{e^2 d}{GJ_{th}}$$

d ——挂舵臂高度, m , 定义见图10-5。此高度值从上挂舵臂端部的曲率过渡点向下量至下挂舵臂销的中线;

λ ——长度, m , 定义见图10-5。此高度值从上挂舵臂端部的曲率过渡点向下量至上挂舵臂轴承的中线。如果 $\lambda=0$, 则对于只有1个弹性支点的挂舵臂, 以上公式收敛至弹簧常数 Z 的公式, 且假定该部分为中空横截面;

e ——挂舵臂扭转力臂, m , 定义见图10-5(在 $z=d/2$ 处取值);

J_{1h} ——在上挂舵臂轴承以上部位, 挂舵臂对 x 轴的惯性矩, m^4 。应注意 J_{1h} 是长度 λ 内的平均值(图10-5);

J_{2h} ——在上下挂舵臂轴承之间部位, 挂舵臂对 x 轴的惯性矩, m^4 。应注意 J_{2h} 是长度 $d-\lambda$ 内的平均值(图10-5);

J_{th} ——挂舵臂抗扭刚度因子, m^4 ;

对任何薄壁封闭段:

$$J_{th} = \frac{4F_T^2}{\sum_i \frac{U_i}{t_i}}$$

F_T ——挂舵臂薄壁封闭段内外限界所封闭面积的平均值, m^2 ;

u_i ——构成挂舵臂平均截面积的各块板的长度, mm ;

t_i ——上述各板厚度, mm 。

应注意 J_{th} 取为平均值, 在挂舵臂高度内有效。

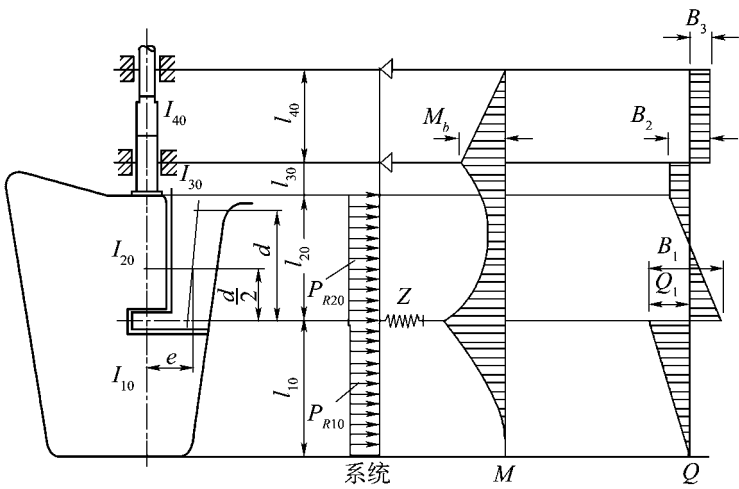


图10-4 半悬挂舵（单舵钮）

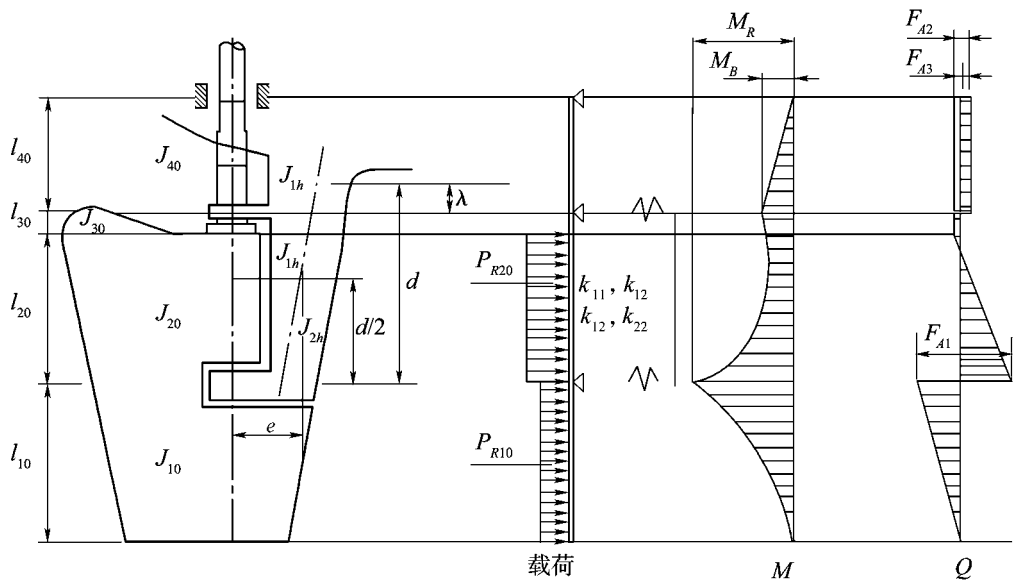


图10-5 半悬挂舵（双舵钮）

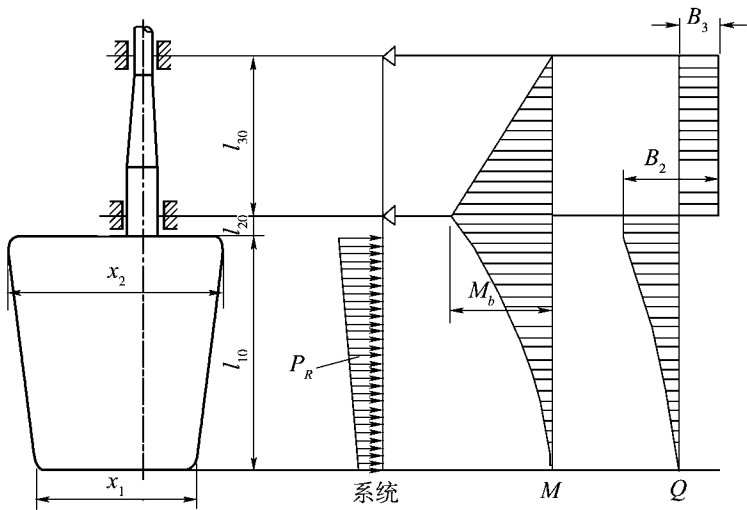


图10-6 悬挂舵

3.3.3 估算的弯矩和力

- a) 舵叶弯矩 M_R 和剪力 Q_1 , 颈轴承弯矩 M_b 以及支撑力 B_1 、 B_2 、 B_3 应作估算。
所估算的弯矩和力用于[3.2]、[5]、[9.1]和[9.2]所要求的应力分析。
- b) 对悬挂舵(图10-6), 弯矩, $N \cdot m$, 和力, N , 可由下式确定:

$$M_b = C_R \left(l_{20} + \frac{l_{10} (2x_1 + x_2)}{3 (x_1 + x_2)} \right) \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

$$B_3 = \frac{M_b}{l_{30}} \quad \text{N}$$

$$B_2 = C_R + B_3 \quad \text{N}$$

- c) 对有舵杆围阱的悬挂舵（图10-7），弯矩， $N \cdot m$ ，和力， N ，可由下式确定：
 M_p 是以下所得最大值：

$$M_R = C_{R2} \quad (l_{10} - CG_{2Z})$$

$$M_R = C_{R1} \quad (CG_{1Z} - l_{10})$$

式中: C_{R1} ——舵叶面积 A_1 内的舵力;

C_{R2} ——舵叶面积 A_2 内的舵力;

 CG_{17} ——舵叶面积 A_1 重心的垂直位置;

CG_{77} ——舵叶面积 A_9 重心的垂直位置。

$$M_B = C_{R2} \quad (l_{10}-CG_{2Z})$$

$$B_3 = (M_B + M_{CR1}) / (l_{20} + l_{30})$$

$$B_2 = C_R + B_3$$

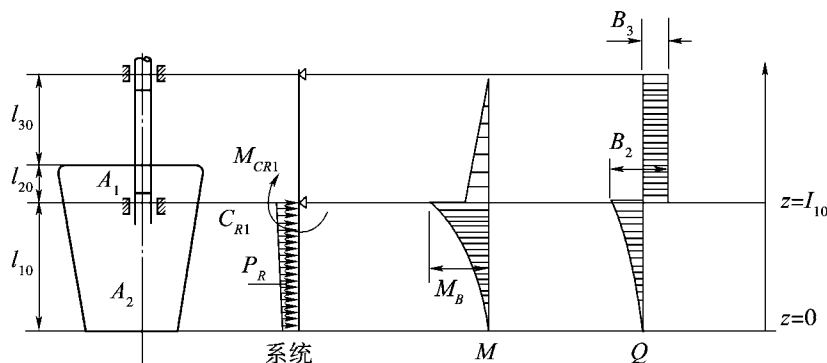


图 10-7 有舵杆围阱的悬挂舵

3.4 舵杆围阱

3.4.1 如果舵杆在舵杆围阱内, 且舵的运动作用力使舵杆围阱产生应力, 舵杆围阱的尺寸应使弯矩和剪力造成的等效应力不超过所用材料的 $0.35R_{eH}$ 。

3.4.2 如果为舵杆所设舵杆围阱的焊接方式使舵杆围阱承受在舵叶上产生的压力，如[2.1.1]所述，则舵杆围阱的弯曲应力， N/mm^2 ，应满足下式：

$$\sigma \leq 80/k$$

式中: k ——舵杆围阱材料系数, 应不小于0.7。

在计算弯曲应力时,所计跨距是下舵杆轴承高度中点与舵杆围阱在船壳或导流尾鳍底部的夹入点之间的距离。

3.4.3 舵杆围阱所用钢材应保证可焊性,熔炼分析的碳含量不超过0.23%,碳当量 C_{EQ} 不超过0.41。

3.4.4 舵杆围阱与船壳或导流尾鳍底部的连接焊缝应为全焊透。

凸肩圆角半径 r , mm, 应尽可能大并满足下式:

$r=60\text{mm}$, 当 $\sigma \geq 40k \text{ N/mm}^2$ 时

$r=0.1D_1$, 当 $\sigma < 40k \text{ N/mm}^2$ 时

不小于 30 mm,

式中: D_1 ——定义见[3.2.1]。

弧形可用打磨方式制成。如用砂轮打磨, 应在焊缝方向上避免砂轮划痕。

应用模板检查弧形的精度。至少应检查4个剖面。应向验船师提交报告。

3.4.5 开始焊接之前, 应将涉及焊前准备、焊接位置、焊接参数、焊接耗材、预热方式、焊后热处理和检查程序的详细焊接工艺说明提交船级社。该焊接工艺应由认可试验予以支持, 试验应按规定对材料和焊接章节的适用要求进行。

与焊缝有关的焊接、后续热处理和检查, 制造商应保持相关记录。这些记录应提交验船师。

3.4.6 无损探伤至少应在焊接完工24小时之后进行。焊缝应作100%磁粉探伤和100%超声波探伤。焊缝应无裂痕、熔融不足和未焊透。无损探伤报告应交验船师。

3.4.7 非钢质材料舵杆围阱由船级社作特殊考虑。

3.4.8 外板或船底板的厚度应与舵杆围阱厚度适应。

4. 舵的连接

4.1 一般要求

4.1.1 连接的设计应使其能完全传递舵杆的扭矩。

4.1.2 螺栓中心与法兰边缘的间距应不小于螺栓直径的1.2倍。对于水平连接, 在舵杆轴线之前应至少布置2个螺栓。

4.1.3 连接螺栓应为紧配螺栓。螺栓和螺母应有效紧固, 以防松动。

4.1.4 对悬挂舵, [4.2]所述水平法兰连接仅在连接法兰的厚度 t_f 小于50 mm时才允许使用, 否则应按适用情况采用[4.4]和[4.5]所述锥形连接。对高升力型悬挂舵, 仅允许按适用情况采用[4.4]和[4.5]所述锥形连接。

4.2 水平法兰连接

4.2.1 连接螺栓直径应不小于:

$$d_b = 0.62 \sqrt{\frac{D^3 k_b}{k_r n e}}$$

式中: D ——按[6]确定的舵杆直径, mm;

n ——螺栓总数, 应不小于6;

e ——螺栓中心与螺栓系统中心平均间距, mm;

k_r ——舵杆材料系数, 同[1.4.2]规定;

k_b ——螺栓材料系数, 按[1.4.2]计算得到。

4.2.2 连接法兰的厚度, mm, 应不小于由下式所确定的值:

$$t_f = 0.62 \sqrt{\frac{D^3 k_f}{k_r n e}}, \text{ 且不小于 } 0.9d_b$$

式中: k_f ——连接法兰材料系数, 按[1.4.2]确定。

连接法兰在螺栓孔以外的厚度应不小于 $0.65t_f$ 。

螺栓孔以外的材料宽度应不小于 $0.67d_b$ 。

4.2.3 连接法兰上应装有符合DIN 6885或等效标准要求的紧配键, 以减轻螺栓的载荷。

如螺栓直径增加10%, 则可不装紧配键。

4.2.4 水平连接法兰应与舵杆锻造为一体，或按[10.1.3]所述焊接到舵杆上。

4.2.5 法兰与舵叶本体连接的要求，见[10]。

4.3 垂向法兰连接

4.3.1 连接螺栓直径，mm，应不小于：

$$d_b = \frac{0.81 D}{\sqrt{n}} \sqrt{\frac{k_b}{k_r}}$$

式中： D 、 k_b 、 k_r 、 n ——定义见[4.2.1]，其中 n 应不小于8。

4.3.2 螺栓对法兰中心的面积一阶矩， cm^3 ，应不小于：

$$S = 0.00043 D^3$$

4.3.3 连接法兰的厚度，mm，应不小于：

$$t_f = d_b$$

螺栓孔以外的材料宽度应不小于 $0.67d_b$ 。

4.4 有键锥形连接

4.4.1 锥形连接在直径方向上的锥度 c 应在1:8~1:12之间。 $c = (d_0 - d_u) / l$ ，见图10-8。

锥形应精确适配。螺母应仔细紧固，例如使用图10-8所示紧固板紧固。

4.4.2 连接长度 l 一般应不小于 $1.5d_0$ 。

4.4.3 舵杆和舵之间的连接应设有一个键，其剪切面积， cm^2 ，应不小于：

$$a_s = \frac{17.55 Q_F}{d_k R_{eff1}}$$

式中： Q_F ——舵杆的设计屈服扭矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ，见[6]；

d_k ——舵杆锥体装键处的直径，mm；

R_{eff1} ——键材料最小屈服应力， N/mm^2 。

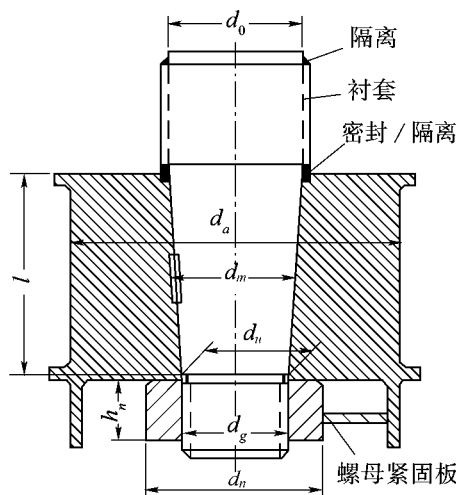


图10-8 有键锥形连接

4.4.4 在键与舵杆或承座之间的（不及圆边）键有效表面积， cm^2 ，应不小于：

$$a_k = \frac{5 Q_F}{d_k R_{eff2}}$$

式中： R_{eff2} ——键、舵杆或承座材料最小屈服应力 N/mm^2 ，取小者。

4.4.5 止动螺母的尺寸如下，见图10-8：

- 高度： $h_n = 0.6d_g$
- 外径（取较大值）： $d_n = 1.2d_u$ 或 $d_n = 1.5d_g$

- 螺纹外直径: $d_g = 0.65d_0$

4.4.6 应证明50%设计屈服扭矩通过锥形连接摩擦传递。可按[4.5.3]计算当扭矩 $Q'_F = 0.5Q_F$ 时所要求的推入压力和推入长度。

4.5 具有特殊拆装专用装置的锥形连接

4.5.1 舵杆直径如超过200 mm, 建议通过液压连接进行压入配合。在此情况下, 锥部应较为细长, 锥度 c 约在1:12~1:20之间。

4.5.2 如用液压方式连接, 螺母应有效紧固于舵杆或舵销。不得用紧固板将螺母紧固于舵体, 见图10-9。

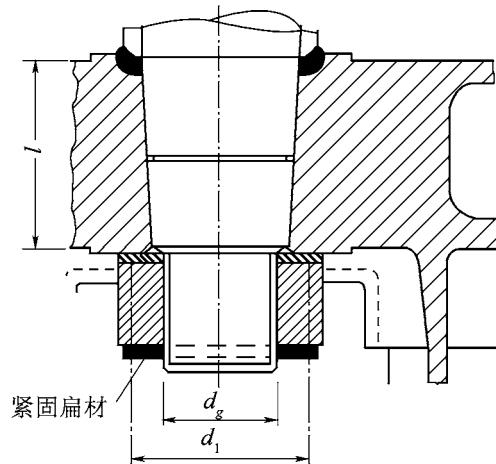


图10-9 无键锥形连接

注: 紧固扁钢剪切面积, mm^2 , 不小于下式所得值时, 可视为螺母的有效紧固装置。

$$A_s = \frac{P_s \sqrt{3}}{R_{eH}}$$

式中: P_s ——剪力, N, 按如下规定:

$$P_s = \frac{P_e}{2} \cdot u_1 \left(\frac{d_1}{d_g} - 0.6 \right)$$

P_e ——推入力, 按[4.5.3], N;

μ_1 ——螺母和舵叶摩擦系数, 通常 $\mu_1=0.3$;

d_1 ——螺母和舵叶摩擦面积的平均直径;

d_g ——螺母的螺纹直径;

R_{eH} ——紧固扁钢的最小屈服应力, N/mm^2 。

4.5.3 推入压力和推入长度

为使舵杆和舵体之间的连接能安全传递扭转力矩, 推入压力和推入长度应由[4.5.4]和[4.5.5]确定。

4.5.4 推入压力

推入压力应不小于以下两值的大者:

$$P_{req1} = \frac{2 Q_F \times 10^3}{\pi d_m^2 l u_0}$$

$$P_{req2} = \frac{6 M_b \times 10^3}{l^2 d_m}$$

式中: Q_F ——按[6]确定的舵杆设计屈服扭矩, $N \cdot m$;

d_m ——锥体平均直径, mm ;

l ——锥体长度, mm ;

μ_0 ——摩擦系数, 约等于0.15;

M_b ——锥形连接弯矩(例如悬挂舵), $N \cdot m$ 。

应证明推入压力不超过锥体的许用表面压力。许用表面压力由下式确定:

$$P_{perm} = \frac{0.8 R_{eH} (1 - \alpha^2)}{\sqrt{3 + \alpha^4}}$$

式中: R_{eH} ——舵枢材料最小屈服应力, N/mm^2

$$\alpha = \frac{d_m}{d_a}$$

d_m ——直径, mm , 定义见图10-8;

d_a ——舵枢外径(图10-8), mm , 不小于 $1.5d_m$ 。

4.5.5 推入长度

推入长度, mm , 应不小于:

$$\Delta l_1 = \frac{p_{req} d_m}{E \left(\frac{1 - \alpha^2}{2} \right) c} + \frac{0.8 R_{tm}}{c}$$

式中: R_{tm} ——平均粗糙度, mm , 约等于0.01;

c ——直径锥度, 按[4.5.1]。

推入长度, mm , 但应不大于:

$$\Delta l_2 = \frac{1.6 R_{eH} d_m}{\sqrt{3 + \alpha^4} E c} + \frac{0.8 R_{tm}}{c}$$

注: 如用液压方式连接, 所要求的锥体推入力 P_e , N , 可按下式确定:

$$P_e = \pi p_{req} d_m \pi l \left(\frac{c}{2} + 0.02 \right)$$

数值0.02是采用油压摩擦系数的基准。该值是变量, 视机加工和粗糙度的具体细节而定。

如在装配过程中, 产生了因舵的重量引起的部分推入效应, 可在确定所需的推入长度时予以考虑, 并应经船级社批准。

4.5.6 舵销轴承的推入压力

所要求的舵销轴承推入压力, N/mm^2 , 由下式确定:

$$P_{req} = 0.4 \frac{B_1 d_0}{d_m^2 l}$$

式中: B_1 ——舵销轴承的支撑力, N , 见图10-4;

d_m , l ——见[4.5.3];

d_0 ——舵销直径, mm , 按图10-8确定。

5 舵叶、舵承

5.1 舵叶强度

5.1.1 舵叶应以水平和垂直隔板加强, 使舵叶达到梁的效能。舵的后缘应另作加强。

5.1.2 舵叶强度应按[3.3]通过直接计算证明。

5.1.3 对无缺口的舵叶, 其许用应力应不超过:

M_R 产生的弯曲应力, N/mm^2 , M_R 定义见3.3.3:

$$\sigma_b = 110$$

Q_1 产生的剪切应力, N, Q_1 定义见3.3.3:

$$\tau = 50$$

弯曲和剪切产生的等效应力:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2} = 120$$

在舵板上如有通向锥形连接或舵销螺母的开口, 采用[5.1.4]的许用应力。如圆角半径小于 $0.15 h_0$, 式中 h_0 为开口高度, 可要求较小的许用应力值。

5.1.4 对有缺口的舵叶(半悬挂舵), 应力应不超过下列值:

M_R 产生的弯曲应力, N/mm^2 :

$$\sigma_b = 90$$

Q_1 产生的剪切应力, N/mm^2 :

$$\tau = 50$$

M_t 产生的扭转应力, N/mm^2 :

$$\tau_t = 50$$

弯曲和剪切产生的等效应力以及弯曲和扭转产生的等效应力, N/mm^2 :

$$\sigma_{v1} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2} = 120$$

$$\sigma_{v2} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_t^2} = 100$$

$$\text{式中: } M_R = C_{R2} f_1 + B_1 \frac{f_2}{2} \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

$$Q_1 = C_{R2} N$$

f_1, f_2 ——定义见图10-10;

τ_t ——扭转应力, N/mm^2 , 等于:

$$\tau_t = \frac{M_t}{2 l h t}$$

$$M_t = C_{R2} e \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

C_{R2} ——所考虑横截面以下部分舵面积 A_2 的部分舵力, N;

e ——扭矩力臂, m (面积 A_2 压力中心与所考虑的有效横截面积 $a-a$ 中心线之间水平距离, 见图10-10。假定压力中心在面积 A_2 前缘之后 $0.33c_2$ 处, 式中 c_2 为面积 A_2 平均宽度);

h, l, t ——尺寸, cm, 定义见图10-10。

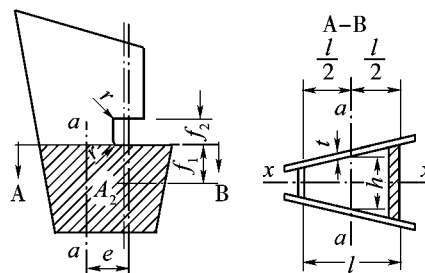


图10-10 舵的几何

垂直隔板之间的距离 l 不得超过 $1.2h$ 。

舵板圆弧半径应不小于板厚的4~5倍, 但无论如何应不小于50 mm。

注: 建议将全浸没舵和局部构件的固有频率保持为超过螺旋桨激振频率(转速×桨叶数量)至少10%, 或有相关的更高要求。

5.2 舵板

5.2.1 舵板厚度, mm, 按下式确定:

$$t_p = 1.74a\sqrt{p_R k} + 2.5$$

式中: $p_R = 10T + \frac{C_R}{10^3 A}$ kN/m²

a ——板格中较小的无支撑宽度, m。

可按第3章计入板格长宽比的影响。

但是, 厚度应不小于第9章第2节所述后部外板厚度。

应注意相关尺寸和焊接, 应满足[10.1.1]。

5.2.2 舵的旁板与隔板的连接, 不得使用榫孔焊接。如无法采用填角焊接, 应以开孔塞焊将旁板与焊在隔板上的扁钢连接。

5.2.3 隔板厚度应不小于[5.2.1]确定的舵板厚度的70%, 同时应不小于:

$$t_{\min} = 8\sqrt{k}$$

暴露于海水的隔板尺寸应按[5.2.1]的规定。

5.3 舵板结构与实心锻钢件或铸钢件的连接

5.3.1 一般要求

舵杆或舵销的实心锻钢或铸钢承座, 一般应通过两个水平隔板和两个垂直隔板与舵结构相连接。

5.3.2 舵杆承座连接处的最小剖面模数

与舵杆承座实心部分连接的舵叶结构由垂直隔板和舵板制成, 其剖面模数, cm³, 应不小于由下式所得值:

$$W_s = c_s d_1^3 \left(\frac{H_E - H_X}{H_E} \right)^2 \frac{k}{k_1} \times 10^{-4}$$

式中: c_s ——系数, 取:

- $c_s=1.0$, 如果舵板无开口或该开口由全熔透焊接板封闭
- $c_s=1.5$, 如果所考虑的舵横剖面有一开口

D_1 ——舵杆直径, mm, 定义见[3.2.1];

H_E ——舵叶下缘和实心部件上缘之间垂直距离, m;

H_X ——所考虑横剖面和实心部件上缘之间垂直距离, m;

k, k_1 ——分别为舵叶板和舵杆的材料系数。

5.3.3 舵杆承座连接处实际剖面模数的计算

与舵杆承座实心部件连接的舵叶结构横剖面的实际剖面模数, 应按舵的对称轴线计算。在计算此实际剖面模数时, 所计及的舵板宽度, m, 应不大于由下式所得值:

$$b = s_v + 2 \frac{H_X}{m}$$

式中: s_v ——两垂直隔板的间距, m (图10-11);

H_X ——距离, 定义见[5.3.2];

m ——系数, 一般取为3。

舵杆螺母的开口如未用全熔透焊接板封闭, 则开口应相应扣除 (图10-11)。

5.3.4 水平隔板厚度

承座附近的水平隔板厚度以及这些隔板之间的舵叶厚度, mm, 应不小于由下式所得值的大者:

$$t_H = 1.2t_p$$

$$t_H = 0.045 \frac{d_s^2}{s_H}$$

式中： t_p ——定义见[5.2.1]；

d_s ——直径，mm，等于：

$d_s = D_1$ ， 承座与舵杆相连时

$d_s = d_a$ ， 承座与舵销相连时

D_1 ——舵杆直径，mm，定义见[3.2.1]；

d_a ——舵销直径，mm，定义见[5.5.1]；

s_H ——两个水平隔板间的距离，mm。

经船级社对提供的直接计算审查同意，可以接受不同的厚度。

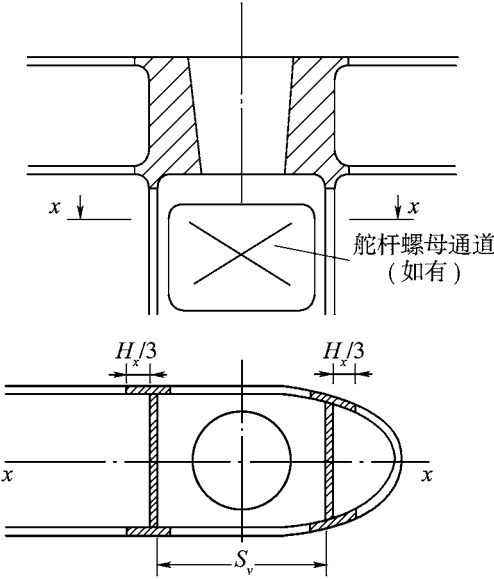


图10-11 舵叶结构和舵杆承座连接横剖面

5.3.5 焊接到实心部件上的舵旁板垂直隔板的厚度

与舵杆承座焊接的垂直隔板和舵杆承座以下的舵旁板的厚度，mm，应不小于表10-2所得的值。

舵旁板和垂直隔板的板厚

表10-2

舵 的 型 式	垂直隔板厚度 (mm)		舵板厚度 (mm)	
	无开口舵叶	在开口周界处	无开口舵叶	有开口
由尾框底骨支承的舵 (图 10-3)	$1.2t_p$	$1.6t_p$	$1.2t_p$	$1.4t_p$
半悬挂舵和悬挂舵 (图 10-4 ~ 10-7)	$1.4t_p$	$2.0t_p$	$1.3t_p$	$1.6t_p$

注： t_p ——定义见[5.2.1]。

5.3.6 承座的凸缘

承座应设置凸缘。舵的垂直和水平隔板应与该凸缘对接焊接。

当隔板厚度小于下值时，可不要求有凸缘：

- 10 mm，对焊接于半悬挂舵下舵销承座的隔板和焊接于悬挂舵舵杆承座的垂直隔板
- 20 mm，对其他隔板

5.3.7 扭矩如由延伸进舵内的加长轴传递，后者在相交长度上部10%处的直径须为 D_i 或 D_1 ，取大者。如有足够的支撑，该直径可向下过渡至 $0.6D_i$ ，悬挂舵可过渡至加强直径的0.4倍。

5.4 舵承

5.4.1 轴承应有衬垫和衬套，其最小厚度为：

$t_{\min}=8$ mm，金属材料和合成材料

$t_{\min}=22$ mm，木材

小船的舵承如无衬套，舵杆在舵承处的直径应适当增大，便于以后能对舵杆重新进行机械加工。

5.4.2 应提供足够的润滑。

5.4.3 舵承力按[3.3]所述直接计算得出。确定舵承力的第一个近似值时，可不计入弹性支撑，方法如下：

- 有两个支撑的普通舵：
舵力按支撑与舵叶面积重心的垂直距离分布于支承上。
- 半悬挂舵：
- 挂舵臂的支持力，N：

$$B_1 = C_R \frac{b}{c}$$

- 颈轴承的支持力，N：

$$B_2 = C_R - B_1$$

b 和 c 见图10-14。

5.4.4 舵承投影表面 A_b （舵承高度×衬套外径）， mm^2 ，应不小于：

$$A_b = \frac{B}{q}$$

式中： B ——支持力，N；

q ——按表10-3确定的许用表面压力。

5.4.5 不锈钢和耐磨钢材、青铜和热压青铜-石墨材料与非合金钢之间有很大的电位差。应采取相应的防护措施。

5.4.6 舵承高度应等于舵承直径，但应不超过舵承直径的1.2倍。舵承深度如小于舵承直径，可允许有较高的表面压力。

舵承材料的表面压力

表10-3

舵 承 材 料	q (N/mm^2)
铁梨木	2.5
白合金，油润滑	4.5
合成材料 ⁽¹⁾	5.5
钢材 ⁽²⁾ 、青铜和热压青铜-石墨材料	7.0

注：（1）合成材料应为经认可的型式。

可按舵承制造商的规格和试验接受表面压力超过 $5.5 \text{ N}/\text{mm}^2$ ，但无论如何应不大于 $10 \text{ N}/\text{mm}^2$ 。

（2）不锈钢和耐磨钢材与舵杆衬管的组合经过认可。如通过试验予以验证，可接受表面压力高于 $7 \text{ N}/\text{mm}^2$ 。

尾框底骨和挂舵臂内的舵销轴承的壁厚应约为舵销直径的1/4。

5.5 舵销

5.5.1 舵销尺寸应符合[4.4]和[4.6]规定的条件。舵销直径，mm，应不小于：

$$d = 0.35 \sqrt{B_1 \times k_r}$$

式中: B_1 ——支撑力, N;

k_r ——材料系数, 定义见[1. 4. 2]。

5. 5. 2 任何衬套或衬垫的厚度, mm, 应不小于:

$$t = 0.01\sqrt{B_1}$$

及[5. 4. 1]定义的最小厚度。

5. 5. 3 舵销如为锥形, 直径方向锥度应符合以下规定:

1:8至1:12, 如果由止动螺母锁定;

1:12至1:20, 如果以油压和液压螺母装配。

5. 5. 4 舵销的布置应能防止意外的松动和脱落。

螺母和螺纹适用[4. 4. 5]和[4. 5. 2]的相应要求。

5. 6 舵承间隙的衡准

5. 6. 1 金属材料舵承的间隙, mm, 应不小于:

$$\frac{d_b}{1000} + 1.0$$

式中: d_b ——衬套内径, mm。

5. 6. 2 如采用非金属舵承材料, 舵承间隙要考虑材料的膨胀和热胀特性而专门确定。

5. 6. 3 直径方向间隙应不小于1.5 mm。对自润滑衬套, 可根据制造商的规格商定低于此值。

6 舵杆设计屈服扭矩

6. 1 一般要求

6. 1. 1 舵杆设计屈服扭矩由下式确定:

$$Q_F = 0.02664 \frac{D_t^3}{k_t} \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

式中: D_t ——舵杆直径, mm, 按[3. 1]确定。

如实际直径 D_{ta} 大于计算直径 D_t , 则应使用直径 D_{ta} 。但适用上式的 D_{ta} 不必取大于1.145 D_t 。

7 舵角限位器、锁紧装置

7. 1 限位器

7. 1. 1 舵扇或舵柄在任何一舷的运动应由限位器予以限制。限位器及其与船壳相连的底座结构应牢固, 以在舵杆设计屈服扭矩下不超过所用材料的屈服点。

7. 2 锁紧装置

7. 2. 1 每一舵机应设有锁紧装置, 以将舵固定在任一位置。该装置以及与船壳相连的底座应有牢固结构, 以在[6]所规定的舵杆设计屈服扭矩下不超过所用材料的屈服点。船舶航速如超过12kn, 则仅需针对基于航速 $v_0=12\text{kn}$ 的舵杆直径来计算设计屈服力矩。

7. 3

7. 3. 1 关于限位器和锁紧装置, 同时应参见船级社轮机设备规范的适用要求。

8 螺旋桨导流管

8. 1 一般要求

8. 1. 1 以下要求适用于内径在5m以内的螺旋桨导流管。对直径更大的导流管将作特殊考虑。

8. 1. 2 应特别注意将导流管固定在船体结构上的支架。

8.2 设计压力

8.2.1 螺旋桨导流管设计压力, kN/m^2 , 由下式确定:

$$p_d = c p_{d0}$$

式中: $p_{d0} = \varepsilon \frac{N}{A_p}$

N ——最大轴功率, kW ;

A_p ——螺旋桨盘面积, m^2 :

$$A_p = D^2 \frac{\pi}{4}$$

D ——螺旋桨直径, m ;

ε ——按下式所得因子:

$$\varepsilon = 0.21 - 2 \times 10^{-4} \frac{N}{A_p}, \text{ 且不小于 } 0.1$$

c ——系数等于(图10-12):

$c=1.0$, 在2区(螺旋桨区)

$c=0.5$, 在1区和3区

$c=0.35$, 在4区

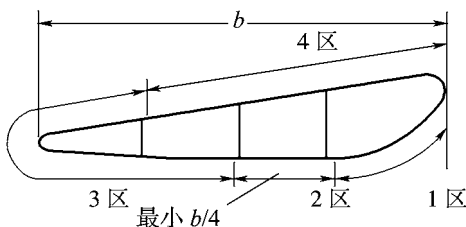


图10-12 螺旋桨导流管区

8.3 板厚

8.3.1 导流管壳板厚度, mm , 应不小于:

$$t = t_0 + t_k, \text{ 且不小于 } 7.5$$

式中: t_0 ——板厚, mm , 按下式取:

$$t_0 = 5a\sqrt{p_d}$$

a ——加强环间距, m ;

t_k ——腐蚀余量, mm , 等于:

$$t_k = 1.5, \text{ 当 } t_0 \leq 10 \text{ 时}$$

$$t_k = \min \left[0.1 \left(\frac{t_0}{\sqrt{k}} + 0.5 \right), 3.0 \right], \text{ 当 } t_0 > 10 \text{ 时}$$

8.3.2 内部加强环腹板厚度应不小于3区的导流管板厚, 但无论如何应不小于7.5mm。

8.4 剖面模数

8.4.1 图10-12所示横剖面中和轴的剖面模数, cm^3 , 应不小于:

$$W = n d^2 b V_0^2$$

式中: d ——导流管内径, m ;

b ——导流管长度, m ;

n ——系数, 取:

$n=1.0$, 对于导流管舵

$n=0.7$, 固定导流管

8.5 焊接

8.5.1 导流管内外壳板应尽实际可能以双面连续焊缝焊到内部加强环上。塞焊仅允许用于导流管外板。

9 挂舵臂和尾框底骨尺寸

9.1 尾框底骨

9.1.1 尾框底骨对 z 轴的剖面模数, cm^3 , 应不小于:

$$W_z = \frac{B_1 x k}{80}$$

式中: B_1 ——定义见[3.3], 有两个支点的舵, 如忽略不计尾框底骨的弹性, 其支撑力约为 $B_1 = C_R/2$;

x ——相应横剖面至舵轴的距离, m:

$$x_{\min} = 0.5 l_{50}$$

$$x_{\max} = l_{50}$$

l_{50} ——定义见图10-13和[3.3.2]。

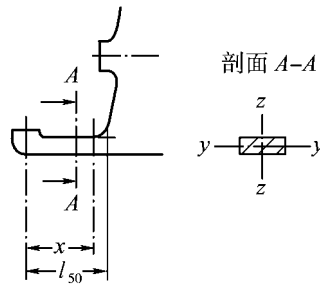


图10-13 尾框底骨

9.1.2 对 y 轴的剖面模数应不小于:

- 如未装舵柱或舵轴

$$W_y = \frac{W_z}{2}$$

- 如装有舵柱或舵轴

$$W_y = \frac{W_z}{3}$$

9.1.3 $x=l_{50}$ 位置的剖面面积, mm^2 , 应不小于:

$$A_s = \frac{B_1}{48} k$$

9.1.4 长度 l_{50} 以内任何位置弯曲和剪切应力的等效力, N/mm^2 , 应不超过:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \tau^2} = \frac{115}{k}$$

式中: $\sigma_b = \frac{B_1 x}{W_z}$

$$\tau = \frac{B_1}{A_s}$$

9.2 半悬挂舵的挂舵臂（一个弹性支点情况）

9.2.1 弯矩, $N \cdot m$, 剪力, N , 和扭矩, $N \cdot m$, 分布应按下式确定:

- 弯矩: $M_b = B_1 z$

$$M_{b\max} = B_1 d$$

- 剪力: $Q = B_1$

- 扭矩: $M_T = B_1 e(z)$

初步确定构件尺寸时, 可忽略不计挂舵臂的柔性, 支撑力 B_1 , N , 可按下列式计算:

$$B_1 = C_R \frac{b}{c}$$

式中: b 、 c 、 d 、 $e(z)$ 和 z ——定义见图10-14和图10-15。

b ——距舵叶面积重心的距离。

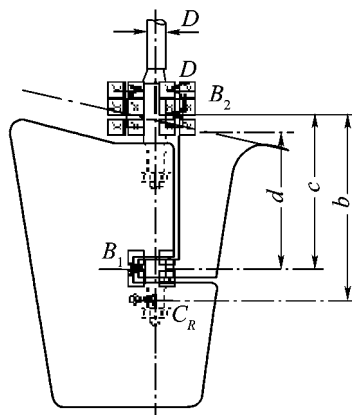


图10-14 挂舵臂尺寸

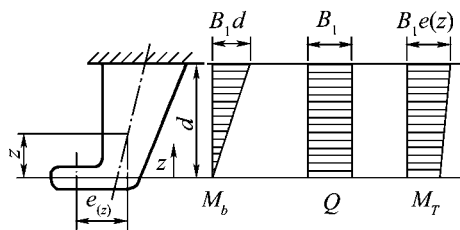


图10-15 挂舵臂载荷

9.2.2 挂舵臂在任何位置 z 上, 对于水平 x 轴的横剖面模数, cm^3 , 应不小于:

$$W_x = \frac{M_b k}{67}$$

9.2.3 在挂舵臂任何横剖面, 剪力 Q 产生的剪切应力, N/mm^2 , 均不应超过由下式所得值:

$$\tau = \frac{48}{k}$$

剪切应力应由下式确定:

$$\tau = \frac{B_1}{A_h}$$

式中: A_h ——挂舵臂在 y 方向的有效剪切面积, mm^2 。

9.2.4 挂舵臂任何(z)位置的等效力, N/mm^2 , 应不超过由下式所得值:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3(\tau^2 + \tau_r^2)} = \frac{120}{k}$$

式中: $\sigma_b = \frac{M_b}{W_x}$

$$\tau_r = \frac{M_r 10^3}{2 A_T t_h}$$

A_T ——校核位置处由挂舵臂围闭的剖面面积, mm^2 ;

t_h ——挂舵臂的板厚, mm 。

9.2.5 在确定挂舵臂的板厚时, 应符合[5.2]至[5.4]的规定。但板厚应不小于 $2.4\sqrt{LK}$ mm。

9.2.6 挂舵臂应有效地连接至船尾结构, 例如板材与纵桁连接, 以实现力的合理传递, 见图10-16。

9.2.7 应有数量充足且厚度足够的挂舵臂横隔板向上装入船体, 直至达到最近一层甲板。

9.2.8 应与横隔板一起安设加强肋板, 以实现与船体充分连接。这些肋板的厚度应比按第6章第1节或第9章第2节确定的船底厚度增加50%。

9.2.9 尾尖舱的中纵舱壁(制荡舱壁)应与挂舵臂相连。

9.2.10 如挂舵臂与外板之间圆弧过渡, 所要求的挂舵臂总剖面模数约50%应由过渡区中心的A-A剖面内腹板构成, 即过渡区开端以上 $0.7r$, 见图10-17。

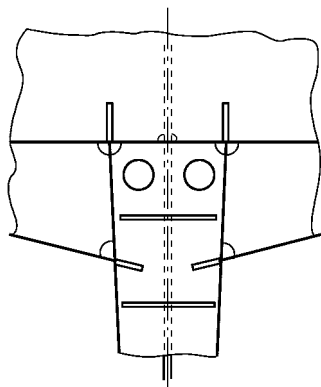


图 10-16 挂舵臂与船尾结构的连接

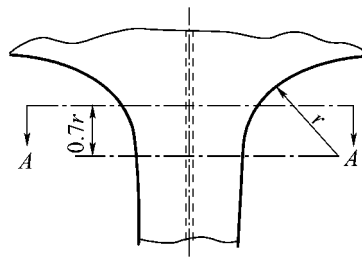


图 10-17 挂舵臂与外板之间过渡

9.3 半悬挂舵的挂舵臂(两个耦合弹性支点情况)

9.3.1 弯矩

作用于挂舵臂一般剖面的弯矩, $\text{N} \cdot \text{m}$, 由下式得出:

在挂舵臂上下支点之间:

$$M_H = F_{A1}z$$

在挂舵臂上支点以上:

$$M_H = F_{A1}z + F_{A2}(z - d_{lu})$$

式中: F_{A1} ——在挂舵臂下支点的支撑力, N , 按图10-5得出, 取值等于 B_1 ;

F_{A2} ——在挂舵臂上支点的支撑力, N , 按图10-5得出, 取值等于 B_2 ;

z ——图10-19所定义的距离, m , 取为小于同一图中所定义的距离 d , m ;

d_{lu} ——挂舵臂上下轴承间距, m (按图10-18, $d_{lu} = d - \lambda$)。