



中国船级社

## 《钢质远洋渔船建造规范》变更通告

2019年，第1次

生效日期：2020年7月1日

北京

## 简要编写说明

- 1、纳入 IACS UR S2 Rev.2 的最新修订，自 2020 年 7 月 1 日起实施。
- 2、纳入 IACS UR M80 的有关要求，自 2020 年 7 月 1 日起实施。
- 3、纳入 IACS UR S10 Rev.6 的最新修订，自 2021 年 1 月 1 日起实施。
- 4、纳入 IACS UR M52 Rev.2 的最新修订，自 2021 年 1 月 1 日起实施。

# 目录

<b>第 2 篇 船体</b> .....	1
第 1 章 通则.....	1
第 1 节 一般规定.....	1
第 3 章 舾装.....	2
第 1 节 舵.....	2
<b>第 3 篇 轮机及渔捞机械设备</b> .....	13
第 7 章 轴系及螺旋桨.....	13
第 2 节 轴系.....	13
第 4 节 扭转振动.....	13
<b>第 4 篇 电气装置</b> .....	15
第 1 章 通则.....	15
第 3 节 设计、制造与安装.....	15



中国船级社

# 钢质远洋渔船建造规范

2018

变更通告

## 第 2 篇 船体

# 第 1 章 通则

## 第 1 节 一般规定

### 1.1.2 定义<sup>1</sup>

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

对于无舵杆的渔船(如设有全回转推进器的渔船), L 为夏季载重水线结构吃水处水线总长的 97%。

1.1.2.2 船宽 B(m): ~~除另有规定外, 系指船舶的型宽, 即在船中处, 肋骨型线之间的最大水平距离。~~系指在船中结构吃水处量取的最大型宽。

1.1.2.4 吃水 d(m): 即结构吃水, 系指在船长中点处, 由平板龙骨上缘量至夏季载重线结构吃水处水线的垂直距离。结构吃水是满足船舶尺度的强度要求并代表满载工况的吃水, 且应不小于相应于核定干舷的吃水。

1.1.2.18 方形系数  $C_b$ : 系指对应于结构吃水处水线的型方形系数, 方形系数  $C_b$  由下式确定:

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

式中:  $\nabla$ ——相应于夏季载重线吃水结构吃水时的型排水体积,  $m^3$ ;  
L、B、d——见本节 1.1.2.1、1.1.2.2 及 1.1.2.4, m。

<sup>1</sup> 本次修订内容于 2020 年 7 月 1 日起统一实施。

## 第 3 章 舾装

### 第 1 节 舵<sup>2</sup>

#### 3.1.1.3 材料

- (1) 舵的焊接件材料应符合第 7 篇船体结构钢的有关规定。
- (2) 在每一条规范要求中, 应考虑普通强度或高强度钢板材料系数  $K$ 。如无特殊规定, 材料系数应按本篇 1.5.1 的规定取值。
- (3) 舵及挂舵臂的钢板钢级应符合本篇第 1 章第 3 节的有关规定。
- (4) 舵杆、舵销、连接螺栓、键及舵的铸件应满足第 7 篇的轧制锻造或铸造碳锰钢。
- (5) 对于舵杆、舵销、键和螺栓, 其所使用材料的最小屈服应力应不小于  $200\text{N/mm}^2$ 。本节的要求基于材料的屈服应力为  $235\text{N/mm}^2$ 。所用材料的屈服应力若不同于  $235\text{N/mm}^2$ , 材料系数  $K$  应按下列式计算得到:

$$K = \left( \frac{235}{R_{eH}} \right)^e$$

式中:  $e = 0.75$  对于  $R_{eH} > 235\text{N/mm}^2$ ;

$e = 1.00$  对于  $R_{eH} \leq 235\text{N/mm}^2$ ;

$R_{eH}$ ——所用材料的规定的最小屈服应力,  $\text{N/mm}^2$ , 应不大于  $0.7R_m$  或  $450\text{N/mm}^2$ , 取其小值;

$R_m$ ——所用材料的抗拉强度,  $\text{N/mm}^2$ 。

#### 3.1.1.4 焊接和设计细节

(1) 应尽可能少用塞焊。在有大的面内应力垂直于塞焊处, 以及半悬挂舵的缺口处, 不可用塞焊。

当使用塞焊时, 塞焊长度应至少  $75\text{mm}$ , 宽度为  $2t$ , 其中  $t$  为舵板厚度,  $\text{mm}$ 。塞焊端部的间距应不大于  $125\text{mm}$ 。应用适合的化合物填充绕孔边界填角焊后留下的塞焊孔, 如采用环氧油灰。塞焊不应在孔内填满焊肉。

应使用连续对接焊代替塞焊。当采用连续对接焊时, 应留根  $6\sim 10\text{mm}$ , 坡角应至少为  $15^\circ$ 。

(2) 在半悬挂舵缺口处, 舵板(铸钢承座实体处除外)倒角圆弧半径应不小于 5 倍舵板厚度, 且不小于  $100\text{mm}$ 。舵旁板的焊接应避免焊到圆弧处。接近圆弧处的边以及焊脚应磨平。

(3) 舵板与锻钢或铸钢承座实体或者很厚的板焊接时, 应采用全焊透。在高应力区域, 比如半悬挂舵缺口处以及悬挂舵上部分, 应采用铸钢或者焊接在隔板上。通常应采用双面全焊透。如果背面不可施焊, 应焊接在陶瓷垫板或相当材料上。可采用钢质垫板, 且应单面连续焊接在实体或厚板上。

(4) 对于舵筒围阱的焊接以及设计细节的要求见本节 3.1.9.2。

(5) 当舵杆与舵叶水平法兰连接时, 对于其焊接以及设计细节的要求见本节 3.1.6.1

<sup>2</sup> 本次修订内容于 2021 年 1 月 1 日起统一实施。

(4)。

(6) 对于挂舵臂的焊接以及设计细节的要求见本节 3.1.9.1 (3)。

### 3.1.2 舵力和舵杆扭矩

#### 3.1.2.2 有缺口的舵叶（半悬挂舵）

总的舵力  $C_R$  应按本节 3.1.2.1 (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，应由下述所得：

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  $A_2$ ，因此  $A=A_1+A_2$ ，见图 3.1.2.2。

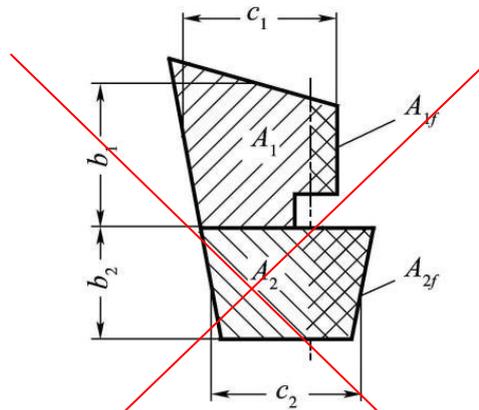


图 3.1.2.2 面积  $A_1$  和  $A_2$

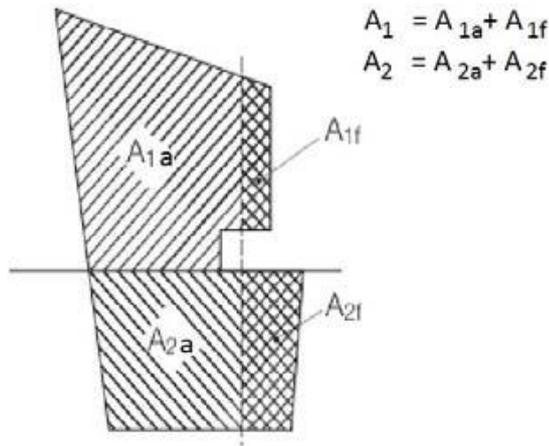


图 3.1.2.2

力臂  $r_1$  与  $r_2$  应按下式计算：

$$r_1 = c_1 (\alpha - k_1), \text{ m};$$

$$r_2 = c_2 (\alpha - k_2), \text{ m};$$

式中：  $c_1, c_2$ ——  $A_1$  和  $A_2$  部分面积的平均宽度，依据图 3.1.2.2；

$$k_1 = A_{1f}/A_1;$$

$$k_2 = A_{2f}/A_2;$$

$A_{1a}$ ——位于舵杆中心线后的  $A_1$  的部分舵叶面积,  $m^2$ ;

$A_{1f}$ ——位于舵杆中心线前的舵叶  $A_1$  的部分舵叶面积,  $m^2$ ;

$A_{2a}$ ——位于舵杆中心线后的  $A_2$  的部分舵叶面积,  $m^2$ ;

$A_{2f}$ ——位于舵杆中心线前的舵叶  $A_2$  的部分舵叶面积,  $m^2$ ;

$\alpha$ ——系数, 取值如下:

$\alpha=0.33$ , 对于正车工况;

$\alpha=0.66$ , 对于倒车工况;

对于舵位于挂舵臂之类固定结构之后的类型:

$\alpha=0.25$ , 对于正车工况;

$\alpha=0.55$ , 对于倒车工况;

各部分的合力可取为:

$$C_{R1}=C_R A_{1f} / A \quad N$$

$$C_{R2}=C_R A_{2f} / A \quad N$$

各部分的合成扭矩可取为:

$$Q_{R1}=C_{R1} r_1 \quad N \cdot m$$

$$Q_{R2}=C_{R2} r_2 \quad N \cdot m$$

对于正车工况和倒车工况下舵杆的总扭矩  $Q_R$ , 应按下式计算:

$$Q_R=Q_{R1}+Q_{R2} \quad N \cdot m$$

对于正车工况,  $Q_R$  应不小于下式计算所得之值:

$$Q_{Rmin}=0.1 C_R (A_1 C_1 + A_2 C_2) / A \quad N \cdot m$$

### 3.1.4 舵杆尺寸

3.1.4.3 当使用规定的最小屈服应力超过  $235N/mm^2$  的钢材而导致舵杆直径明显减小时, 本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。

### 3.1.5 舵叶

#### 3.1.5.3 舵叶结构与实心锻件或铸钢件的连接

(1) 舵杆或舵销的实心锻钢或铸钢承座, 一般应设置凸缘;

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联接实体的垂直隔板;

-20 mm, 对其他隔板。

(2) 实心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;

(3) 与舵杆承座连接结构的最小剖面模数。

与舵杆承座实心部分连接的舵叶结构由垂直隔板和舵板组成, 其剖面模数  $W_s$  应不小于按下式计算所得之值:

$$W_s = c_s d_c^3 \left( \frac{H_E - H_X}{H_E} \right) \frac{K}{K_s} 10^{-4} \quad cm^3$$

式中： $c_S$ ——系数，应取：

$c_S=1.0$ ，如舵板无开口或该开口由全熔透焊板封闭；

$c_S=1.5$ ，如所考虑的舵横剖面有一开口；

$d_c$ ——按本节 3.1.4 计算的下舵承处舵杆直径，mm；

$H_E$ ——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；

$K$ ——舵叶材料系数，见本节 3.1.1.3 (2)；

$K_S$ ——舵杆材料系数，见本节 3.1.1.3 (5)。

舵叶剖面的实际剖面模数应按舵叶对称轴计算。其计及剖面模数的有效舵叶宽度  $b$  应不大于按下式计算所得之值：

$$b = s_v + 2H_x/3 \quad \text{m}$$

式中： $s_v$ ——两垂直隔板的间距，m，见图 3.1.5.3。

舵杆螺母的通道开口如未用全熔透焊接板封闭，则开口应相应扣除。

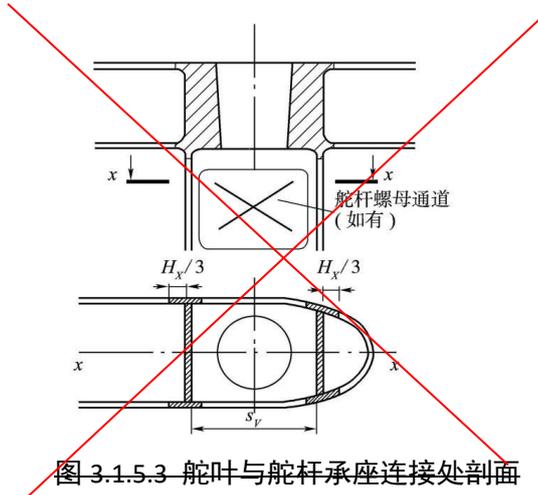


图 3.1.5.3 舵叶与舵杆承座连接处剖面

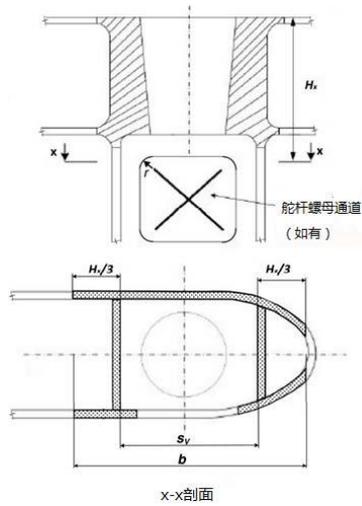


图 3.1.5.3 舵叶与舵杆承座连接处剖面 (仅一侧开孔示意图)

(4) 承座附近的水平隔板厚度以及这些隔板之间的舵叶厚度  $t_H$  应不小于按下式计算

所得之值的大者：

$$t_H = 1.2t \quad \text{mm}$$

$$t_H = 0.045d_s^2/S_H \quad \text{mm}$$

式中： $t$ ——见本节 3.1.5.2；

$d_s$ ——直径，mm，应按如下取值：

$d_s = d_c$ ，见本节 3.1.4.2，承座与舵杆相连时

$d_s = d_p$ ，见本节 3.1.7.1，承座与舵销相连时

$S_H$ ——两个水平隔板间的距离，mm。

加厚水平隔板应延伸至至少实体前后一个垂直隔板；

(5) 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 3.1.5.3 中的值。

舵旁板和垂直隔板的板厚

表 3.1.5.3

舵的型式	垂直隔板厚度 (mm)		舵板厚度 (mm)	
	无开口舵叶	有开口舵叶	无开口舵叶	有开口舵叶
由尾框底骨支持的舵	$1.2t$	$1.6t$	$1.2t$	$1.4t$
半悬挂舵和悬挂舵	$1.4t$	$2.0t$	$1.3t$	$1.6t$

表中： $t$ 为舵板厚度，mm，定义见本节 3.1.5.2。

加厚水平隔板应延伸至实体之下至少一个水平隔板。

### 3.1.6 舵杆连接

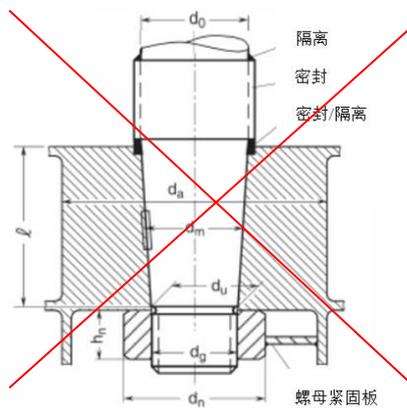
#### 3.1.6.3 有键锥形连接

##### (1) 锥度和连接长度

不使用液压装置的锥形连接在直径方向上的锥度  $c$  应在 1:8-1:12 之间。其中  $e = (d_0 - d_u)$ ， $c = (d_0 - d_u) / l_c$ ，见图 3.1.6.3(a)及图 3.1.6.3(c)。直径  $d_0$  和  $d_u$  见图 3.1.6.3(a)，锥体长度  $l_c$  见图 3.1.6.3(c)。

锥形连接应由螺母紧固。螺母应紧固，例如使用图 3.1.6.3(a)所示紧固板。

锥形应精确适配。连接长度  $l$  一般应不小于  $1.5d_0$ 。



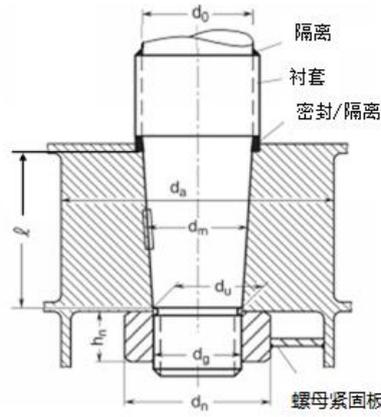


图 3.1.6.3(a) 有键锥形连接

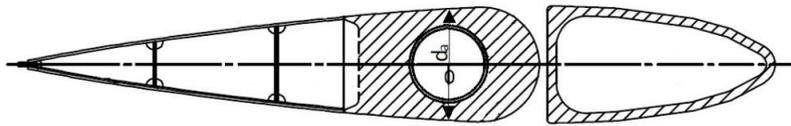


图 3.1.6.3(b) 舵枢外径  $d_a$

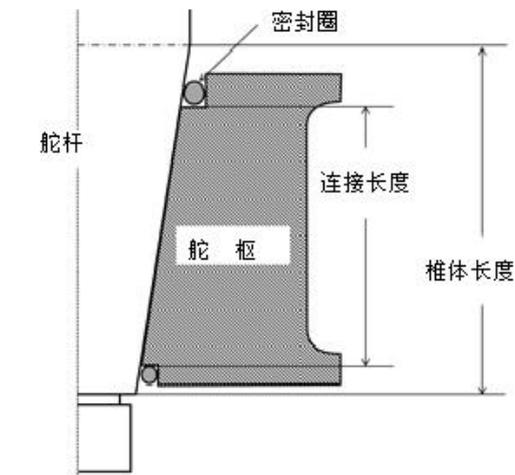


图 3.1.6.3(c) 锥体长度和连接长度

(2) 键的尺寸

舵杆和舵之间的连接应设有一个键，其剪切面积  $a_s$  应不小于：

$$a_s = \frac{17.55Q_F}{d_k R_{eH1}} \quad \text{cm}^2$$

式中：  $Q_F$ ——舵杆的设计屈服扭矩；

$$Q_F = 0.02664d_r^3/K \quad \text{N}\cdot\text{m}$$

如实际直径  $d_a$  大于计算要求直径  $d_r$ ，应取实际直径  $d_a$ ，但不必大于  $1.145d_r$ ；

$d_r$ ——按本节 3.1.4.1 计算的舵杆直径，mm；

$K$ ——舵杆材料系数，见本节 3.1.1.3 (5)；  
 $d_k$ ——舵杆锥体装键处的平均直径，mm；  
 $R_{eH1}$ ——键材料规定的最小屈服应力，N/mm<sup>2</sup>。  
 在键与舵杆或承座之间的（未打磨）键有效表面积  $a_k$ ，cm<sup>2</sup>，应不小于：

$$a_k = \frac{5Q_F}{d_k R_{eH2}} \quad \text{cm}^2$$

式中： $R_{eH2}$ ——键、舵杆或承座材料规定的最小屈服应力，N/mm<sup>2</sup>。

(3) 螺母的尺寸应满足下列要求，见图 3.1.6.3：

螺纹外径  $d_g \geq 0.65d_o$

螺母高度  $h_n \geq 0.6d_g$ ；

螺母外径  $d_n \geq 1.2d_u$  或  $1.5d_g$ ，取较大者。

(4) 应证明 50%设计屈服扭矩通过锥形连接摩擦传递。可按 3.1.6.4 (2) 计算当扭矩  $Q'_F = 0.5Q_F$  时所要求的推入压力和推入长度；

(5) 除了 3.1.6.3 (2) 和 3.1.6.3 (4) 的要求，当舵杆与舵通过有键连接时，认为所有的扭矩都通过键传递，键的尺寸和压入力、压入长度应特殊考虑。

#### 3.1.6.4 具有特殊拆装专用装置的锥形连接

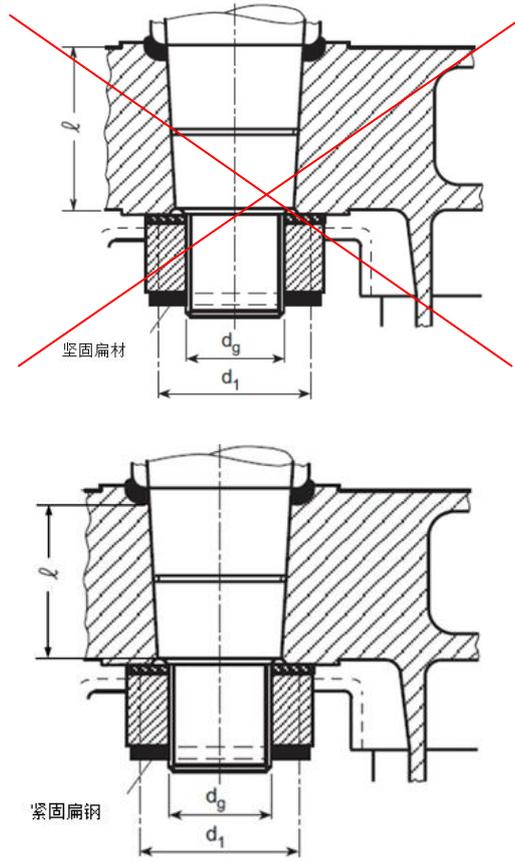


图 3.1.6.4 特殊拆装专用装置的无键锥形联接

(1) 舵杆直径如超过 200mm，建议通过液压连接进行压入配合。在此情况下，锥部应更细长，锥度在  $c \approx 1:12$  至  $\approx 1:20$  之间。

如用液压方式连接，螺母应有效紧固于舵杆或舵销。

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 3.1.6.4 (2) 和 3.1.6.4 (3) 确定；

### (2) 推入压力

推入压力应不小于以下两式计算所得之值的大者：

$$p_{req1} = \frac{2Q_F \times 10^3}{d_m^2 l \pi \mu_0} \quad \text{N/mm}^2$$
$$p_{req2} = \frac{6M_b \times 10^3}{l^2 d_m} \quad \text{N/mm}^2$$

式中： $Q_F$ ——舵杆设计屈服扭矩， $\text{N}\cdot\text{m}$ ，按本节 3.1.6.3 (2) 确定；

$d_m$ ——锥体平均直径， $\text{mm}$ ；见图 3.1.6.3(a)；

$l$ ——锥体连接长度， $\text{mm}$ ；

$\mu_0$ ——摩擦系数，等于 0.15；

$M_b$ ——锥形连接弯矩（例如悬挂舵）， $\text{N}\cdot\text{m}$ 。

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  $p_{perm}$ ，应按下式计算确定：

$$p_{perm} = \frac{0.8R_{eH}(1-\alpha^2)}{\sqrt{3+\alpha^4}} \quad \text{N/mm}^2$$

式中： $R_{eH}$ ——舵枢材料规定的最小屈服应力， $\text{N/mm}^2$ ；

$\alpha = d_m / d_a$ ；

$d_m$ ——直径， $\text{mm}$ ，定义见图 3.1.6.3(a)；

$d_a$ ——舵枢外径见图 3.1.6.3(a)， $\text{mm}$ ，应不小于  $1.5d_m$ 。见图 3.1.6.3(a)及图 3.1.6.3(b) (最小直径处量取)。

## 3.1.7 舵销

### 3.1.7.2 连接

#### (1) 锥度

舵销如为锥形，直径方向锥度应符合以下规定：

1:8 至 1:12，对于有键或者其它手动安装舵销，如果由止动螺母锁定；

1:12 至 1:20，对与以油压和液压螺母装配舵销；

#### (2) 舵销轴承的推入压力

所要求的舵销轴承推入压力  $p_{req}$  应按下式计算：

$$p_{req} = 0.4 \frac{B_1 d_0}{d_m^2 l} \quad \text{N/mm}^2$$

式中： $B_1$ ——舵销轴承的支撑力， $\text{N}$ ；

$d_0$ ——舵销直径， $\text{mm}$ ，见图 3.1.6.3(a)。

推入长度应按本节 3.1.6.4 (3) 的类似方法计算，采用要求的舵销轴承推入压力和舵销轴承的属性。

## 3.1.8 舵杆、舵轴和舵销的轴承

### 3.1.8.1 衬垫和衬套

#### (1) 舵杆轴承

轴承应有衬垫和衬套，衬垫和衬套的最小厚度  $t_{\min}$  应取为：

$t_{\min}=8\text{mm}$  金属材料和合成材料

$t_{\min}=22\text{mm}$  木材

#### (2) 舵销的轴承

任何衬套或衬垫的厚度  $t$ ，mm，应不小于下式及 3.1.8.1 (1) 定义的最小厚度。

$$t = 0.01\sqrt{PB} \quad t = 0.01\sqrt{B} \quad \text{mm}$$

式中： $P$ ——相关轴承支撑力，N。

### 3.1.8.2 最小轴承表面积

应提供足够的润滑。

舵承表面  $A_b$ （定义为投影面积：舵承高度×衬套外径），应不小于：

$$A_b = P/q_a \quad \text{mm}^2$$

式中： $P$ ——舵承支持力，N，定义见本节 3.1.3.2；

$q_a$ ——按表 3.1.8.2 确定的许用表面压力。

各种不同材料最大许用表面压力  $q_a$  应按下表确定。如有许用表面压力大于表 3.1.8.2 数值，且已经由试验验证过，可按供应商说明书选取。

许用表面压力  $q_a$

表 3.1.8.2

舵承材料	$q_a$ (N/mm <sup>2</sup> )
铁梨木	2.5
白合金，油润滑	4.5
邵氏硬度大于 60 的 D 级 60~70 的合成材料 <sup>①</sup>	5.5 <sup>②</sup>
钢材 <sup>③</sup> 、青铜和热压青铜-石墨材料	7.0

注：①压痕硬度试验应在 23℃ 及具有 50% 湿度情况下，应按公认的标准进行。合成材料应是认可型的；

②根据轴承供应商说明书与试验，表面压力超过 5.5N/mm<sup>2</sup> 可能接受，但无论如何不超过 10 N/mm<sup>2</sup>；

③不锈钢和耐磨钢，并以认可方式同舵杆衬套组合。

### 3.1.9 挂舵臂与舵杆围阱的强度

#### 3.1.9.2 舵杆围阱

本要求适用于伸入艏柱以下的舵杆围阱，这种布置的舵杆围阱承受舵力。

##### (1) 材料，焊接以及与船体的连接

本要求适用于伸入艏柱以下和未伸入艏柱以下两种类型的舵杆围阱。

舵杆围阱的钢材应保证可焊性，熔炼分析的含碳量不超过 0.23%，碳当量  $C_{EQ}$  不超过 0.41%。

舵杆围阱的板材钢级一般应满足本篇第 1 章第 3 节的要求。

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，见图 3.1.9.2，应尽可能大并满足下式：

$r=0.1d_c$ ，且应不小于：

$r=60$  mm，当  $\sigma \geq 40/K$ ，N/mm<sup>2</sup>

~~$r=0.1d_c$ ，且不小于 30mm~~  $r=30$  mm，当  $\sigma < 40/K$ ，N/mm<sup>2</sup>

式中： $d_c$ ——3.1.4.2 定义的舵杆直径；

$\sigma$ ——舵杆围阱的弯曲应力，N/mm<sup>2</sup>；

$K$ ——材料系数，分别见本节 3.1.1.3 (2) 或 3.1.1.3 (5)。

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。应用模板核查弧形的精度。

至少应核查四个，并应向验船师提交报告。

非钢质材料舵杆围阱应由本社作特殊考虑。

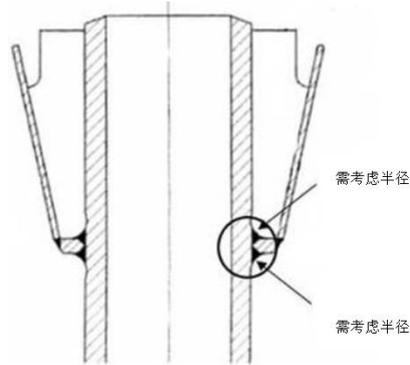


图 3.1.9.2

## (2) 结构尺寸

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曲和剪切的合成应力不超过  $0.35R_{eH}$ 。

焊接的舵杆围阱弯曲应力  $\sigma$  应满足下式：

$$\sigma \leq 80/K \quad \text{N/mm}^2$$

式中： $\sigma$ ——舵杆围阱的弯曲应力，3.1.9.2 (1) 中定义；

$K$ ——材料系数，分别见本节 3.1.1.3 (2) 或 3.1.1.3 (5)，应不小于 0.7；

$R_{eH}$ ——所用材料规定的最小屈服应力，N/mm<sup>2</sup>。

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。



中国船级社

# 钢质远洋渔船建造规范

2018

变更通告

第 3 篇 轮机及渔捞机械设备

# 第 7 章 轴系及螺旋桨

## 第 2 节 轴系<sup>3</sup>

7.2.5.3 邻接并支撑螺旋桨轴的轴承长度应符合以下规定：

.1 对水润滑的铁梨木、合成材料(如合成橡胶或塑料等)轴承，其长度应不小于规范所要求的该轴承处螺旋桨轴计算直径的 4 倍。对于水润滑的合成材料，如果轴承设计和材料经过试验证明符合本社规定，轴承长度可适当减小，但不小于规范所要求的该轴承处螺旋桨轴计算直径的 2 倍。水润滑尾管轴承的合成材料应经型式认可；

.2 对油润滑的白合金轴承的长度，应不小于规范所要求的该轴承处螺旋桨轴直径的 2 倍。如果计及轴和螺旋桨重量的静载荷计算得到的轴承比压小于 0.8MPa，轴承长度可适当减少，但不小于实际直径的 1.5 倍；

.3 对油润滑的合成橡胶或增强树脂或塑料的轴承，其长度应不小于规范所要求的该轴承处螺旋桨轴直径的 2 倍。如果计及轴和螺旋桨重量的静载荷计算得到的轴承比压小于 0.6MPa，轴承长度可适当减少，但不小于实际直径的 1.5 倍。[油润滑尾管轴承的合成材料应经型式认可](#)；

若材料已被证明具有足够承载能力以及使用经验，则可考虑增加轴承的压力。

[.4 对油脂润滑的轴承，其长度应不小于规范所要求的该轴承处螺旋桨轴直径的 4 倍。](#)

## 第 4 节 扭转振动

新增 7.4.4.3:

[7.4.4.3 发电机组的扭转振动水平应与发电机、轴、联轴器及减震器的允许限值相适应。发电机组联轴器的选取应考虑由系统扭转振动产生的应力和转矩。对于柴油机额定功率大于或等于 110kW 的交流发电机组（轴带发电机除外），扭振计算书应提交 CCS 批准。](#)<sup>4</sup>

<sup>3</sup> [本次修订内容于 2021 年 1 月 1 日起统一实施。](#)

<sup>4</sup> [适用于 2020 年 7 月 1 日及以后申请检验发证的发电机组，或者是安装在 2020 年 7 月 1 日及以后签订建造合同的新造船上的发电机组。](#)



中国船级社

# 钢质远洋渔船建造规范

2018

变更通告

第 4 篇 电气装置

# 第 1 章 通则

## 第 3 节 设计、制造与安装

1.3.1.12 发电机组的安装应保证其转轴与船首尾线平行。对卧式电动机，也应尽量使其转轴与船首尾线平行安装。[机组的额定功率应适用于其实际用途。<sup>5</sup>](#)

---

<sup>5</sup> [适用于 2020 年 7 月 1 日及以后申请检验发证的发电机组，或者是安装在 2020 年 7 月 1 日及以后签订建造合同的新造船上的发电机组。](#)