第三篇　轮机及渔捞机械设备

第 1 章　一般规定

第 1 节　通　则

1.1.1　适用范围

1.1.1.1　本篇规定适用于渔船推进装置、辅助机械装置、锅炉、受压容器、泵、管系和渔捞机械装置的设计、制造、安装和试验。

1.1.1.2　如采用与本规范规定等效的其他措施时，应经船舶检验机构同意。

1.1.2　环境条件

1.1.2.1　渔船用柴油机和轴系传动装置，以及与渔船安全有关的机械设备，其结构与布置，必须保证其在表 1.1.2.1 规定的渔船倾斜角度下（横向和纵向倾斜可能同时发生）能正常的连续工作。考虑到渔船的类型、尺度、航区和营运情况，经船舶检验机构同意可偏离下述倾斜角。

渔船倾斜角度　　表 1.1.2.1

装置、设备	倾斜角度			
	横向		纵向	
	静态	动态	静态	动态
主、辅机和轴系	15°	±22.5°	5°	±7.5°
应急发电机装置 遥控系统 应急消防泵装置	22.5°	±22.5°	10°	±10°

1.1.2.2　确定远海航区渔船用柴油机的功率时，应采用以下的基准环境条件，即绝对大气压力为 0.1MPa，吸入空气温度为 45℃，相对湿度为 60%和在中冷器进口处的海水温度为 32℃。

柴油机制造厂在试验台上不必按本条规定提供模拟的基准环境条件，但应提供基准环境条件下柴油机功率的修正值。

1.1.2.3　对有限航区渔船用柴油机，确定其使用标定功率所根据的环境条件应符合作业航区的情况并加以说明。

1.1.3　振动

1.1.3.1 设计、制造和安装机械装置，应避免在常用转速范围内因振动而产生过大的应力。

1.1.4　推进装置

1.1.4.1　渔船应设有适合作业要求的推进用离合装置。

1.1.4.2　拖网渔船和钓鱼船的推进装置，宜具有微速前进的性能。围网渔船及其灯光船宜设有横向推进装置。

1.1.5　后退措施

1.1.5.1　推进装置应具有足够的倒车功率，以保证在任何正常情况下能控制船舶。

1.1.5.2　对不配备可调螺距螺旋桨的主机，宜采用齿轮箱或倒顺离合器进行倒车；如受条件限制，亦可由

主机直接倒转。

1.1.5.3　能直接倒转的主机，应能以 70%正车标定转速倒车自由航行至少 30min。

1.1.6　防污染和防噪音

1.1.6.1　机器处所内应设有防止油类漏入舱底的收集设施。

1.1.6.2　在机器处所内应设有防止油污染水域的有效设施。

1.1.6.3　应采取措施降低或隔离机器处所内的噪音，以减少对人员健康的损害和对正常工作的影响。

1.1.7　材料

1.1.7.1　推进装置和辅助机械装置的主要零部件以及锅炉和受压容器所用的材料，应符合第七篇的有关规定。

1.1.7.2　第七篇未作规定的材料应经船舶检验机构认可，方可使用。

1.1.7.3　所有渔船，应禁止新装含有石棉的材料。

1.1.8　轮机的有效性

1.1.8.1　船长不小于 45m 的渔船，其轮机的布置应能以船上已有的设备使其从“瘫船”状态投入运转。

“瘫船”状态是指整个动力装置包括主电源，均处于停止工作的状态，且辅助能源如起动空气、起动用蓄电池等均无法使推进装置投入运转和使主电源恢复供电的状态。

为了从“瘫船”状态恢复运转，可利用应急空气压缩机或应急电源起动，但应确保应急空气压缩机或应急电源能随时进行无能源起动。

1.1.9　试验

1.1.9.1　推进、辅助机械装置及渔捞机械安装完毕后，应根据经同意的试验大纲进行系泊和航行试验。

每一船厂建造的每种型式的第一艘或第一对渔船，通常应进行捕捞试验。捕捞试验大纲中涉及安全的内容应经船舶检验机构同意。

1.1.10　产品

1.1.10.1　所有推进装置、辅助机械装置和渔捞机械的重要设备，应经船舶检验机构检验和认可。

第 2 节　　布　　置

1.2.1　出入口和脱险通道

1.2.1.1　机器处所至少应设有两个通向开敞甲板的出入口，并尽可能相互远离，出入方便。船长小于 45m 时，可允许只设一个出入口，但其天窗应能成为另一脱险通道。当天窗作为脱险通道时，应设有相应的攀爬措施。

1.2.1.2　脱险通道的布置，应符合渔船法定检验技术规则消防篇的有关规定。

1.2.2　舱棚天窗

1.2.2.1　舱棚天窗的结构应符合渔船法定检验技术规则消防篇的有关规定。作为脱险通道用的天窗应从舱棚内外均能启闭。

1.2.3　锅炉的布置

1.2.3.1　水管锅炉的底部与双层底燃油舱的顶板之间应至少相距 600mm，外壁与燃油舱壁之间应至少相

距 450mm。船长小于 45m 时，经船舶检验机构同意可适当减小。

1.2.3.2　火管锅炉的底部与双层底燃油舱的顶板之间应至少相距 450mm，后封头与燃油舱壁之间应至少相距 600mm。船长小于 45m 时，经船舶检验机构同意可适当减小。

1.2.3.3　设置于机器处所平台或中间甲板的燃油锅炉，应设有高度为 200mm 的油密围板。船长小于 45m 时，经船舶检验机构同意可适当减小。

1.2.4　通信

1.2.4.1　正常控制推进装置的机器处所控制站与驾驶室之间应设置不少于两套独立的通信设施，其中一套应为能在机器处所和驾驶室均可直接显示指令和回令的双向传令钟。船长小于 45m 时且推进装置由驾驶室直接控制的渔船，可仅设一套通信设施。若设置电传令钟应符合第四篇的要求。

1.2.4.2　驾驶室与任何其他能控制推进的站室之间应至少设置一套通信设施。

1.2.5　通风和照明

1.2.5.1　机器处所及其控制室内应有足够的通风。

1.2.5.2　所有能积聚可燃、有毒或窒息性气体或蒸汽的部位均应有良好的通风。制冷压缩机所在的位置应有专用的抽风口。

1.2.5.3　机器处所及其控制室应有足够的照明。

1.2.6　防护设施

1.2.6.1　机械设备运转时，凡可能对工作人员构成危险的部位，均应设置防护罩或栏杆等安全设施。机器处所内如设有上格栅平台时，亦应设置适当高度的栏杆。

1.2.6.2　机器处所的地板及平台应加固定并采用有效的防滑金属板，且其边缘封板高度应不低于 50mm。

1.2.6.3　所有机械设备和管路的表面温度可能伤人时，应采取有效的防护措施，当其表面温度可能超过 220℃时，其表面应设置避免可燃液体触及的有效防护设施。若防护设施的表面是吸油的或可能被油渗透，应采取薄钢板或等效材料妥善包裹。

1.2.6.4　为避免机械设备和系统发生误操作，必要时，应在适当部位设有安全操作标牌。

1.2.6.5　疏放和排泄设施应能确保安全排放排泄物。

1.2.7　防腐蚀

1.2.7.1　暴露在腐蚀环境下的零部件，应采用防腐蚀材料制造或提供有效的防腐蚀保护。

1.2.8　易接近性

1.2.8.1　机械设备和锅炉装置的部件，应易于接近以便操作和维护保养。

1.2.8.2　机械设备的安装和布置，应使其仪表组和观察窗均位于随时都能接近和到达的范围内。

1.2.9　维修通道

1.2.9.1　机器处所应设有便于操纵、维护和检修各种机械设备的通道。

1.2.10　轴系填料箱

1.2.10.1　轴系通过机器处所水密舱壁处应设有水密填料箱。此填料箱应便于从机器处所方面压紧和更换填料。尾管的前端密封处和中间轴的轴承处，应便于接近和维修。

1.2.11　起重设备和备件的固定

1.2.11.1　在机器处所内应备有适当的起重设备，用于拆装推进装置及辅助机械的零部件，且在航行时亦能正常使用。

1.2.11.2　推进装置、辅助机械装置及其他装置的各种备件，应牢固地固定在适当的处所。

第 2 章　泵和管系的一般规定

第 1 节　通　则

2.1.1　设计压力

2.1.1.1　管系设计压力是管系最高许用工作压力，应符合下述规定：

.1　管路中有安全阀者，其安全阀的最高调整压力应为管路的设计压力，但锅炉的压力燃油管路至少取 1.6MPa；

.2　空气压缩机和容积式泵排出端管路的设计压力取安全阀的最高调整压力；离心泵排出端管路的设计压力，取性能曲线上最高压力；

.3　锅炉出口蒸汽管的设计压力，取锅炉的设计压力；给水管和排污管的设计压力取锅炉设计压力的 1.25 倍，但应不小于锅炉设计压力加 0.7MPa。

2.1.2　设计温度

2.1.2.1　设计温度应取管内流体的最高温度，但不得低于 50℃。

2.1.3　管系等级

2.1.3.1　为了确定适当的试验要求、连接型式以及热处理和焊接工艺规程，不同用途的压力管系按其设计压力和设计温度分为三级，如表 2.1.3.1 所示。

管 系 等 级　　**表** 2.1.3.1

管 路	Ⅰ级		Ⅱ级		Ⅲ级	
	设计压力，MPa	设计温度，℃	设计压力，MPa	设计温度，℃	设计压力，MPa	设计温度，℃
蒸 汽	＞1.6	或 ＞300	≤1.6	和≤300	≤0.7	和≤170
燃 油	＞1.6	或 ＞150	≤1.6	和≤150	≤0.7	和≤ 60
其他介质	＞4.0	或 ＞300	≤4.0	和≤300	≤1.6	和≤200

注：1）当管系的设计压力和设计温度其中一个参数达到表中Ⅰ级规定时，即定为Ⅰ级管系；当设计压力和设计温度两参数均达到表中Ⅱ级或Ⅲ级规定时，即定为Ⅱ级管系或Ⅲ级管系。

2）其他介质是指空气、水、滑油和液压油等。

3）不受压的开式管路如泄水管、溢流管、透气管和锅炉放气管等为Ⅲ级管路。

2.1.3.2　燃油管系的设计压力可按表 2.1.3.2 取值。

燃油管系的设计压力表 2.1.3.2

工作温度(℃) / 工作压力（MPa）	$T \leqslant 60$	$T > 60$
$P \leqslant 0.7$	0.3MPa 或最高工作压力，取大者	0.3MPa 或最高工作压力，取大者
$P > 0.7$	最高工作压力	1.4MPa 或最高工作压力，取大者

2.1.4　管路布置和液舱分隔

2.1.4.1　管路应加以固定，其布置应能避免管子因其自重或温度变化或船体变形而承受不正常的弯曲应力。为维修方便，应设有适当数量的法兰连接。

2.1.4.2　管子穿过水密或气密结构处，应采用贯通配件或座板。

2.1.4.3　淡水管不得通过油舱，油管也不得通过淡水舱。如不可避免时，应在油密管隧或套管内通过。其他管子通过燃油舱时，管壁应加厚，且不得有可拆接头。

2.1.4.4　燃油舱应尽可能是船体结构的一部分，并至少有一个垂直面与机器处所的限界舱壁相邻接，其与机器处所的共同限界面积应尽可能保持最小。

2.1.4.5　管路中阀的布置应便于操作和维修。凡装于金属花纹板以下不便操作的阀，应将阀杆接长或配备便于操作的工具。金属花纹板根据需要应相应开孔及加盖。

2.1.5　防蚀及涂色

2.1.5.1　钢管应有防止锈蚀的保护措施，并在全部加工（即钢管弯制、成形和焊接）完成以后，施以保护涂层。

2.1.5.2　流通不同介质的管系，应按有关标准涂刷识别漆。

2.1.6　防火

2.1.6.1　应避免燃油舱柜的空气管、溢流管和测量管通过居住舱室。如有困难时，则通过该类舱室的管子不得有可拆接头。

2.1.6.2　蒸汽管、油管、水管、油柜和其他液体容器，应避免设在配电板上方及后面。若不可避免时，则应有可靠的防护措施。油管及油柜尚应避免设在锅炉、烟道、蒸汽管、排气管及消声器的上方。如有困难时，则应采取有效的防护措施，以防止油类滴落至上述管路和设备的热表面上。上述部位的油管不得有可拆接头。

2.1.7　防护

2.1.7.1　布置在易受碰损处所的管子，应具有可靠的、便于拆装的防护罩。

2.1.7.2　各种管系应根据需要在管子、附件、泵、滤器和其他设备上设有放泄阀或旋塞。

2.1.7.3　使用时压力可能超过设计压力的管路，应在泵的输出端管路上设置安全阀。对于油管路，由安全阀溢出的液体应流回至泵的吸入端或舱柜内。管路中的加热器和空气压缩机的冷却器也应装设安全阀。安全阀的调整压力不得超过管路的设计压力。

2.1.7.4　压力管路上如设有减压阀，应在减压阀后装设安全阀和压力表，并应设有旁通管路。

2.1.8　绝热包扎

2.1.8.1　所有蒸汽管、排气管和温度较高的管路均应包扎绝热材料。绝缘层表面温度一般不应超过 60℃，可拆接头及阀处的绝热材料应便于拆换。

2.1.8.2　非冷藏装置的管路通过冷藏鱼舱时，应包扎防冻材料，并与钢构件作绝热分隔。

2.1.9　膨胀补偿及热处理

2.1.9.1　承受胀缩或其他应力的管子，应采取管子弯曲或膨胀接头等必要的补偿措施。

2.1.9.2　管路中所使用的膨胀接头应为认可型。与膨胀接头毗连的管子应适当校直和固定。必要时，波纹管型膨胀接头需加以防护，以防机械损伤。

2.1.9.3　Ⅰ级管系的碳钢和碳锰钢钢管，经冷弯后若弯曲半径小于管子外径的三倍时，应进行热处理。

2.1.9.4　由于冷弯而硬化的铜和铜合金管，在制造完工后进行液压试验之前，应根据其材料成份进行适当的热处理，以消除内应力。

2.1.9.5　压力管的焊后热处理还应满足第八篇第 7 章第 4 节的有关要求。

2.1.10　无损检查

2.1.10.1　Ⅰ级和Ⅱ级管系焊接接头的无损探伤，应按照第八篇第 7 章第 3 节的规定进行。

第 2 节　　碳钢和低合金钢

2.2.1　碳钢和低合金钢钢管

2.2.1.1　用于Ⅰ级和Ⅱ级管系的钢管，须为无缝钢管或按船舶检验机构认可的焊接工艺制造的焊接管。

2.2.2　管壁厚度的计算

2.2.2.1　受内压的钢管，其最小壁厚δ应不小于按下式计算之值：

$$\delta = \delta_0 + b + c \qquad \text{mm} \tag{2.2.2.1}$$

式中：δ_0——基本计算壁厚，mm，见本篇 2.2.2.2 的规定；

b ——弯曲附加余量，mm，见本篇 2.2.2.3 的规定；

c ——腐蚀附加余量，mm，由表 2.2.2.1 查得。

钢管附加腐蚀余量 c，mm　　**表** 2.2.2.1

管 系 用 途	c	管 系 用 途	c
蒸汽管系	0.8	滑油管系	0.3
燃油蒸汽加热管系	2.0	燃油管系	1.0
锅炉开式给水管系	1.5	冷藏装置制冷剂管系	0.3
锅炉排污管系	1.5	淡水管系	0.8
压缩空气管系	1.0	海水管系	3.0
液压油管系	0.3	冷藏舱盐水管系	2.0
注：对于穿过舱柜的管路，应增加一个计及外部腐蚀的腐蚀附加余量，该腐蚀附加余量取决于外部介质。若管子得到有效的保护，则至多可减少 50%的腐蚀附加余量。当使用有足够抗蚀性能的特种钢时，其腐蚀附加余量可以减少，甚至可减少到零。			

2.2.2.2　钢管基本计算壁厚δ_0应按下式计算：

$$\delta_0 = \frac{pD}{2[\sigma]e + p} \qquad \text{mm} \tag{2.2.2.2}$$

式中：p——设计压力，MPa，见本篇 2.1.1 的规定；

D ——钢管外径，mm；

$[\sigma]$——钢管许用应力，MPa，见本篇 2.2.2.4 的规定；

e ——焊接有效系数，对无缝钢管、电阻焊和高频焊钢管应取 1，其他方法制造的管子，e值另行考虑。

2.2.2.3　弯曲附加余量b，应不小于按下式计算之值：

$$b = 0.4\frac{D\delta_0}{R} \qquad \text{mm} \tag{2.2.2.3}$$

式中：R——平均弯曲半径，mm；通常 R 应不小于 3D；

D——钢管外径，mm；

δ_0——基本计算壁厚，mm，见本篇 2.2.2.2 的规定。

2.2.2.4　钢管许用应力$[\sigma]$，应取下列公式计算值中的最小值：

$$[\sigma]=\frac{R_m}{2.7} \quad \text{MPa} \tag{2.2.2.4-1}$$

$$[\sigma]=\frac{R_{eH}^T}{1.6} \quad \text{MPa} \tag{2.2.2.4-2}$$

$$[\sigma]=\frac{R_{100000D}^T}{1.6} \quad \text{MPa} \tag{2.2.2.4-3}$$

式中：R_m——材料在常温下的抗拉强度最低值，MPa；

R_{eH}^T——材料在设计温度下的最低屈服点或0.2%的规定非比例伸长（$R_{p0.2}$），MPa；

$R_{100000D}^T$——材料在设计温度下100000h内产生破断的平均应力，MPa；

R_m，R_{eH}^T，$R_{100000D}^T$应符合第七篇第7章第2节的有关规定。

2.2.2.5 在2.2.2.1中所述最小壁厚δ未考虑制造负公差。当有制造负公差时，管子的壁厚δ_m不得小于按下式计算之值：

$$\delta_m=\frac{\delta}{1-\frac{a}{100}} \quad \text{mm} \tag{2.2.2.5}$$

式中：δ——最小计算壁厚，mm，见本篇2.2.2.1的规定；

a——制造负公差与管子公称壁厚之比的百分数。

2.2.2.6 当由本篇2.2.2.1至2.2.2.5所述公式计算所得的最小壁厚小于表2.2.2.6所列的数值时，则应采用表列相应的标准管的最小公称壁厚。

螺纹管的壁厚，应量至螺纹根部。

钢管最小公称壁厚，mm **表2.2.2.6**

外 径 D	一般用管[注1、注2]	与船体结构有关的舱柜的空气管、溢流管和测量管[注2、注3]	舱底、压载水管和一般海水管[注1、注2、注3]	通过压载舱和燃油舱的舱底水管、空气管、溢流管和测量管。通过燃油舱的压载管和通过压载舱的燃油管[注1、注2、注3]
10.2～12	1.6			
13.5～17.2	1.8			
20	2.0			
21.3～25	2.0		3.2	
26.9～33.7	2.0		3.2	
38～44.5	2.0	4.5	3.6	6.3
48.3	2.3	4.5	3.6	6.3
51～63.5	2.3	4.5	4.0	6.3
70	2.6	4.5	4.0	6.3
76.1～82.5	2.6	4.5	4.5	6.3
88.9～108	2.9	4.5	4.5	7.1
114.3～127	3.2	4.5	4.5	8.0
133～139.7	3.6	4.5	4.5	8.0
152.4～168.3	4.0	4.5	4.5	8.8
177.8	4.5	5.0	5.0	8.8
193.7	4.5	5.4	5.4	8.8
219.1	4.5	5.9	5.9	8.8
244.5～298	5.0	6.3	6.3	8.8

注1：通过深舱的舱底水管和压载水管的最小壁厚应另行考虑。

注2：管子直径较大时，其壁厚应另行考虑。

注3：具有有效防腐蚀措施的管子，其最小壁厚可以适当减薄，但减薄最多不超过1mm。

2.2.2.7　甲板排水管和泄水管的最小壁厚应符合渔船法定检验技术规则的相关规定。

2.2.2.8　露天甲板以上的空气管的最小壁厚应符合渔船法定检验技术规则的相关规定。

2.2.2.9　注入管的壁厚应按受内压的钢管计算，其在露天甲板以上的腐蚀余量一般应不小于 2mm。

2.2.3　管段连接

2.2.3.1　管段的连接可采用下列方式：

.1　螺纹连接法兰；

.2　焊接法兰；

.3　管子之间对接焊；

.4　套管焊接接头；

.5　螺纹套筒接头。

如采用其他方式连接时，应经船舶检验机构同意。

2.2.4　螺纹连接法兰

2.2.4.1　螺纹连接法兰如图 2.2.4.1 所示，管子和法兰都应有逐渐收尾的螺纹。管子紧固部分的螺纹直径不得明显小于无螺纹部分的管子外径。法兰旋至终点后，管子应与法兰胀紧。

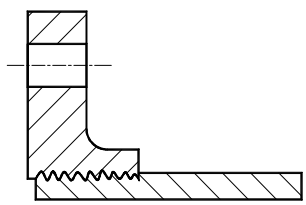


图 2.2.4.1

图2.2.4.1　螺纹连接法兰

2.2.4.2　管子上逐渐收尾的螺纹长度不得少于三个螺距，螺纹根部直径应由标准的根部直径均匀增大至螺纹顶部直径，而法兰以同样形式反向逐渐缩小。

2.2.4.3　上述螺纹连接法兰可用于最大设计压力小于 1.6MPa 和最高设计温度小于 250℃的蒸汽以及最大设计压力小于 4MPa 除油类、制冷剂以外的其他介质管系。

2.2.5　焊接法兰

2.2.5.1　焊接法兰的典型接头如图 2.2.5.1 所示，图中 A 型、B 型和 C 型法兰的最高设计温度不受限制。D 型可用于最高设计温度不超过 250℃除油类以外的Ⅱ级管系。

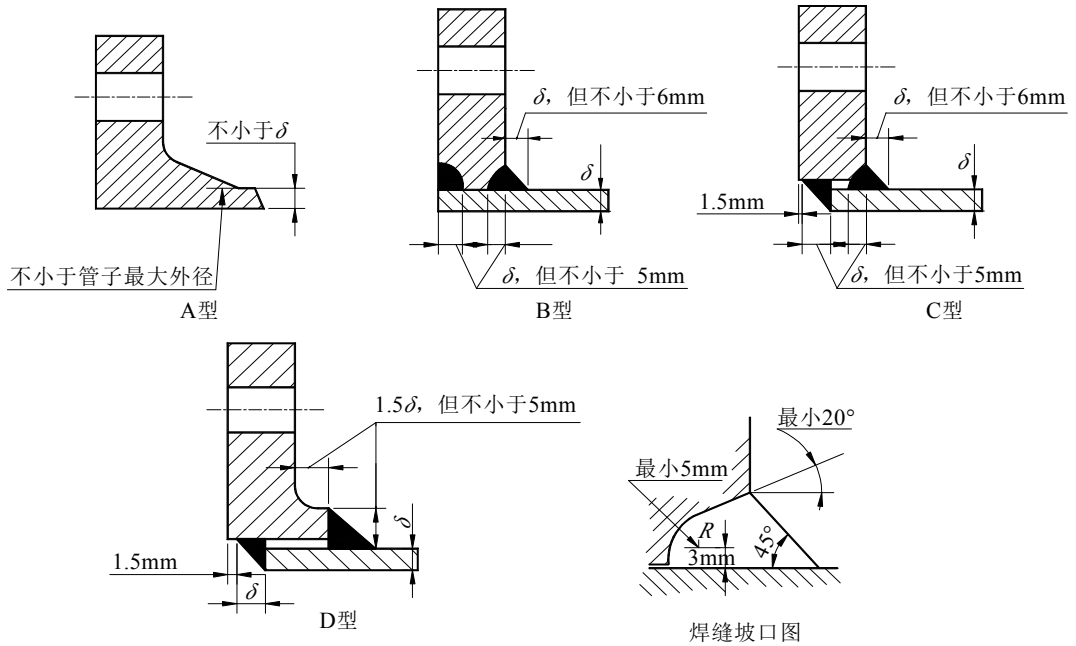


图2.2.5.1 焊接法兰的典型接头

2.2.5.2 焊接法兰不需与管子紧配。法兰内孔与管子外径之间的最大间隙一般应不超过 2mm。

2.2.5.3 管子外径小于 32mm 的 D 型或 C 型焊接法兰，如用于除油类以外的Ⅲ级管系，可允许外部单面焊，但法兰内孔与管子之间的间隙应尽可能减小。

2.2.5.4 使用其他型式的焊接法兰，应经船舶检验机构同意。

2.2.6 管子之间对接焊

2.2.6.1 管子与管子采用对接焊连接时，其相邻管件的孔径应匹配。若管件孔径不同时，可采用冲压扩孔或机械加工等方法，但加工后的管壁厚度不得小于设计壁厚。如果相邻管件的厚度不同，在对接处应将较厚的壁厚逐渐削减到较薄的壁厚。

2.2.6.2 支管与总管若用焊接连接，则在分支处应用补偿板或其他经船舶检验机构认可的方法加强，或者采用增加总管的管壁厚度的方法加强。

2.2.6.3 对所有等级的管系若采用对接焊，则应采用改善焊缝根部质量的措施；否则，对接焊只能使用于Ⅱ、Ⅲ级管系。

2.2.7 套管焊接接头

2.2.7.1 套管焊接接头可用于所有Ⅲ级管系。套管材料应与所焊的管子材料一致。这种连接不应用于有可能产生疲劳或严重侵蚀的处所。

2.2.7.2 用于焊接的套管壁厚应符合本篇 2.2.2.1 和 2.2.2.2 的规定，且不得小于管子最小公称壁厚的 1.25 倍。管子外径与套管孔径之间应有适当间隙。

2.2.7.3 管子与套管的角焊缝的喉部厚度应不小于管子的公称厚度。

2.2.8 螺纹套筒接头

2.2.8.1 螺纹套筒接头可用于管子外径不大于 50mm 除可燃介质以外的Ⅲ级管系。

第 3 节　铜和铜合金

2.3.1　铜和铜合金管、阀和附件

2.3.1.1　Ⅰ级和Ⅱ级管系中所使用的铜和铜合金管应为无缝管。

2.3.1.2　铜和铜合金管、阀和附件的使用温度一般不得超过下列规定：

.1　铜和铝黄铜：　200℃；

.2　铜镍合金：　300℃；

.3　适合高温用途的特殊青铜：　260℃。

2.3.2　管壁厚度计算

2.3.2.1　受内压的铜和铜合金管，其最小壁厚 δ 应不小于按下式计算所得之值：

$$\delta = \delta_0 + b + c \quad \text{mm} \qquad (2.3.2.1)$$

式中：δ_0——基本计算壁厚，mm，见本篇 2.3.2.2 的规定；

b——弯曲附加余量，mm，见本篇 2.3.2.3 的规定；

c——腐蚀附加余量，

对铜、铝黄铜和镍含量低于 10%的铜镍合金，c=0.8mm；

对镍含量为 10%及以上的铜镍合金，c=0.5mm；

对于介质对管材不产生腐蚀者，c=0。

2.3.2.2　铜和铜合金管的基本计算壁厚 δ_0 应按下式计算：

$$\delta_0 = \frac{pD}{2[\sigma] + p} \quad \text{mm} \qquad (2.3.2.2)$$

式中：p——设计压力，MPa，见本篇 2.1.1 的规定；

D——管子外径，mm；

$[\sigma]$——许用应力，MPa，由表 2.3.2.2 查得，应力的中间值可用内插法求得。

铜和铜合金管许用应力　　表 2.3.2.2

管子材料	测试条件	许用应力 MPa / 设计温度 ℃；抗拉强度下限值 MPa	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300
铜	退火	215	41	41	40	40	34	27.5	18.5	—	—	—	—
铝黄铜	退火	325	78	78	78	78	78	51	24.5	—	—	—	—
铜镍合金 90/10	退火	275	68	68	67	65.5	64	62	59	56	52	48	44
铜镍合金 70/30	退火	365	81	79	77	75	73	71	69	67	65.5	64	62
注：表内未包括的材料的许用应力应经船舶检验机构同意。													

2.3.2.3　弯曲附加余量 b 应不小于下式计算之值：

$$b = 0.4 \frac{D}{R} \times \delta_0 \quad \text{mm} \qquad (2.3.2.3)$$

式中：R——平均弯曲半径，mm，通常 R 不得小于 3 D；

D——管子外径，mm；

δ_0——基本计算壁厚，mm，见本篇 2.3.2.2 的规定。

2.3.2.4　2.3.2.1 所述最小壁厚 δ 并未考虑制造负公差。当考虑制造负公差修正时，管子的壁厚 δ_m 不得小于按下式计算之值：

$$\delta_m = \frac{\delta}{1-\frac{a}{100}} \qquad \text{mm} \qquad (2.3.2.4)$$

式中：δ——最小计算壁厚，mm，见本篇 2.3.2.1 的规定；

a——制造负公差与管子公称壁厚之比的百分数。

2.3.2.5 当由本篇 2.3.2.1 至 2.3.2.4 所述公式计算所得的最小壁厚小于表 2.3.2.5 所列数值时，则应采用表列相应的标准管的最小公称壁厚。螺纹管的壁厚应量至螺纹根部。

铜和铜合金管最小公称壁厚，mm **表** 2.3.2.5

管子外径 D	最小公称壁厚 δ_m	
	铜	铜合金
8～10	1.0	0.8
12～20	1.2	1.0
25～44.5	1.5	1.2
50～76.1	2.0	1.5
88.9～108	2.5	2.0
133～159	3.0	2.5
193.7～267	3.5	3.0
273～470	4.0	3.5
508	4.5	4.0

注：1）外径和壁厚的数值取自 ISO 标准。

2）若按其他标准选取管径及壁厚，应经船舶检验机构同意。

第 4 节 其他材料

2.4.1 灰铸铁管、阀和附件

2.4.1.1 灰铸铁管、阀和附件不得用于Ⅰ级和Ⅱ级管路，但设计压力和设计温度分别不超过 1.3MPa 和 220℃的Ⅱ级蒸汽管路及经船舶检验机构同意的Ⅱ级管路的阀和附件可以采用灰铸铁材料。

2.4.1.2 灰铸铁管、阀和附件一般可用于Ⅲ级管系，但不得用于下列用途：

.1 承受压力冲击、过大应力和较大振动的管路；

.2 舷旁阀和海水箱上的阀；

.3 安装在防撞舱壁上的阀；

.4 燃油舱柜外壁上受静压的阀；

.5 锅炉排污管路；

.6 蒸汽管、消防水管、舱底水管和压载水管；

.7 介质温度超过 220℃的管路。

2.4.2 球墨铸铁管、阀和附件

2.4.2.1 Ⅱ级和Ⅲ级管系中使用的铁素体球墨铸铁管、阀和附件，其材料的最低伸长率在标距为 $5.65\sqrt{A}$ 时不得小于 12%，式中 A 为试样的横截面积。当伸长率低于该值时，则应作灰铸铁处理。

2.4.2.2 铁素体球墨铸铁管、阀和附件不得用于温度超过 350℃的管系。

2.4.2.3 铁素体球墨铸铁管、阀和附件用于舷旁管和舷旁阀时，其材料性能应符合第七篇第 6 章的有关规定。

2.4.3 塑料管

2.4.3.1　船上所用的塑料管应为认可型，并应根据其化学成份、机械性能和耐温极限选取。塑料管的最大允许工作压力应不大于在其使用温度下爆破压力的 1/4。

2.4.3.2　塑料管不得用于下列管系：

.1　消防管系；

.2　舱底水管系；

.3　动力管系以及输送油类或其他易燃液体的管系；

.4　当管子泄漏或损坏后能使船舶增加浸水危险的海水管系。

2.4.3.3　塑料管不得穿过水密舱壁。

2.4.3.4　所有塑料管均应有适当的自由支撑。在管子的每个区段均应有允许塑料管膨胀或收缩的措施。

2.4.3.5　塑料管一般不得用于介质温度高于 60℃或低于 0℃的管系。

2.4.4　软管

2.4.4.1　当机器和固定管路之间需要有相对运动时，可采用认可型的软管进行连接。

2.4.4.2　输送可燃性液体或海水的管系中使用的非金属软管，其内部应至少有一层金属丝编织物。

2.4.4.3　软管应具有认可型的管端附件。

2.4.4.4　通常只有在柴油机和空气压缩机的冷却管路中，当短直软管连接机器两固定点之间两个金属管时，才可使用管夹作为管端固定的方法。

2.4.4.5　新型式的非金属软管，应进行原型压力试验。其爆破压力不得小于最大许可工作压力的四倍。

2.4.4.6　任何情况下，软管均不得产生吸瘪、弯折等影响流体畅流的现象。在舱底和压载管系中使用非金属软管时，应经船舶检验机构同意。

2.4.4.7　每根软管均应经液压试验，试验压力不应小于最大许可工作压力的 1.5 倍。

第 5 节　　液压试验和密性试验

2.5.1　装船前的试验

2.5.1.1　所有Ⅰ级和Ⅱ级管系用管以及设计压力大于 0.35MPa 的蒸汽管、给水管、压缩空气管、液压管和燃油管连同其附件一起，在制造完工后包扎绝热材料或涂上涂层之前，均应经液压试验。其试验压力 P_s 不得低于设计压力 P 的 1.5 倍；燃油管系的试验压力应不小于设计压力的 2 倍。

2.5.1.2　当设计温度超过 300℃时，所使用的钢管和附件的试验压力 P_s 应由下式决定，但不必超过 2 P。

$$P_s = 1.5\frac{[\sigma]_{100}}{[\sigma]_t}P \qquad \text{MPa} \qquad (2.5.1.2)$$

式中：P ——同本篇 2.5.1.1；

$[\sigma]_{100}$ ——100℃时的许用应力，MPa；

$[\sigma]_t$ ——设计温度下的许用应力，MPa。

为了避免在弯曲处和 T 型接管处产生过大的应力，经船舶检验机构同意，上述试验压力可以减小到 1.5 P。

2.5.1.3　当管路的液压试验在船上进行时，该试验可以和装船后的密性试验一起进行。

2.5.1.4　内径小于 15mm 的管子的液压试验，经船舶检验机构同意后，可予以免除。

2.5.2　装船后的试验

2.5.2.1　所有管系均应在工作情况下检查泄漏情况。

2.5.2.2　燃油管系、油舱加热管系、通过双层底舱或深舱的舱底水管路以及液压管系，应按照表 2.5.2.2 的要求进行液压试验。

装船后的液压试验　　表 2.5.2.2

管　　系	试　验　压　力
燃油管系	1.5 倍设计压力，但不小于 0.4MPa
油舱加热管系	
通过双层底舱或深舱的舱底水管路	不小于该舱的试验压力
液压管系	1.25 倍设计压力，但不必超过设计压力加 7MPa

2.5.2.3　当Ⅰ级和Ⅱ级管系在船上安装过程中采用对接焊连接时，如果整个圆周均经超声波或射线检查并取得良好结果，则上述液压试验可以免除。

2.5.3　泵、阀和附件的液压试验

2.5.3.1　所有泵的受压部件在装配前应在车间进行液压试验，试验压力为 1.5 倍设计压力，但不必大于设计压力加 7MPa。

2.5.3.2　所有阀和附件的受压部件在装配前应在车间内进行液压试验，其试验压力应为 1.5 倍设计压力，但不必大于设计压力加 7MPa。

2.5.3.3　舷侧阀及其连接件的试验压力应不小于 0.5MPa。

第 3 章　船舶管系和舱室通风系统

第 1 节　通　则

3.1.1　材料

3.1.1.1　除另有说明外，管子、阀和附件应使用钢、铸铁、铜、铜合金或适合于其用途的材料制造。铝、铅和塑料等热敏材料不得用于对船舶安全关系重要的管系以及当泄漏或破损后可能造成火灾或水密舱室浸水的可燃液体或海水管系。

3.1.2　阀件

3.1.2.1　所有阀件的结构，均应能防止当工作时阀盖及压盖发生松出或松动的可能。

3.1.2.2　船用阀件应以手轮顺时针方向转动为关闭，反之为开启。

3.1.2.3　不易辨认的阀件和旋塞应有标明用途的铭牌。

3.1.2.4　所有遥控阀均应设有与遥控操纵机构无关的就地手动操纵装置。使用手动装置进行开闭后，不应影响阀的遥控系统的功能。

3.1.2.5　阀、旋塞、管子或其他附件直接连接于舱柜壁板以及要求水密结构的舱壁、甲板、平台或轴隧壁时，通常此连接处的壁板应焊以适当厚度的座板，并采用螺柱旋入座板但不穿透座板的方法加以固定。

3.1.3　舷旁阀件和附件（甲板排水管和卫生排泄管上的除外）

3.1.3.1　所有海水进口的阀或旋塞，均应直接装设在附连于外板的钢质海水箱箱壁上。

3.1.3.2　所有舷外排出口的阀或旋塞，均应直接装设在舷侧外板上或装在焊于舷侧外板的短管上。短管壁厚应不小于舷侧外板厚度。

3.1.3.3　当阀或旋塞直接装在外板或海水箱箱壁上时，应连接在焊于外板或箱板的座板上，并以旋入座板的螺柱予以固定，但螺柱不得钻至外板。

3.1.3.4　所有直接固定在外板上的阀或旋塞，均应装有贯通外板的凸肩。如座板或接管在外板上已构成凸肩时，则阀或旋塞的凸肩可以免除。当锅炉排污阀或旋塞的凸肩穿过外板处时，应在外板外侧焊有护环。

3.1.3.5　海底阀、舷外排出阀、锅炉排污阀或旋塞，应装在易于接近处，并通常应有显示开关状态的指示装置。主海底阀的手轮，应位于金属花纹板以上至少 450mm 之处。船长小于 45m 时，经船舶检验机构同意可适当减少。

3.1.3.6　舷侧排水孔应避免开在救生艇及舷梯卸放区域内。如布置有困难，则应有防止水排至救生艇内或舷梯上的有效措施。

3.1.3.7　海底阀箱的船舷开口，应装设可拆卸且妥善固定的格栅。格栅有效通流面积一般应不小于海底阀通流面积的 2 倍，栅条应沿船体纵向布置，且应设有效的吹洗格栅的设施。船长小于 30m 时，如设置吹洗设备有困难，则可以免设，但应适当增大阀箱的通流面积。

3.1.3.8　钢质舷旁阀和附件以及海水箱等，应有适当的防腐蚀保护措施。

3.1.3.9　海水箱的设计和布置应避免形成气囊。如在海水箱顶部设透气管时，应在其根部装设截止阀。透气管的出口端应高于舱壁甲板或在舱壁甲板附近通至舷外并装设舷旁截止阀。

3.1.3.10　在机器处所内，与机器运转有关的海水吸入和排出阀，应便于就地控制和检查，并在阀上设有开、关状态的指示标志。

第 2 节　　除机器处所外其他舱室的排水

3.2.1　一般要求

3.2.1.1　所有渔船均应设有有效的舱底排水装置，以便抽除或排干除装载液体舱室外任何水密舱室中的水。

3.2.1.2　排水管系的布置应在船舶正浮或横倾不超过 5°的情况下，任何舱室或水密区域内的积水，均能通过至少一个吸口予以排出。

3.2.2　鱼舱

3.2.2.1　每一鱼舱一般应设两个舱底水吸口，一般在前后两端的中纵剖面处各设 1 个，在任何情况下均应能将鱼舱内各部位的水连续疏至舱底水吸口，必要时应设置污水阱。如鱼舱长度不大于 9m，则可仅在其后部设 1 个舱底水吸口。舱底水吸口的布置应根据具体装载情况设在实际有效的部位。

3.2.2.2　船长小于 30m 的渔船，可允许每一鱼舱只设一个舱底水吸口。

3.2.2.3　鱼舱不得采用本篇 3.2.3.4 的疏水设施。

3.2.2.4　鱼舱应设有舱底水位测量装置。如未设测量装置，则应装设有效的水位报警装置。对船长不小于 45m 的渔船，一般应两者兼设。

3.2.2.5　鱼舱内的各舱底水吸口，宜通过截止止回阀箱与舱底水总管连接。

3.2.3　首、尾尖舱、空隔舱和其他舱室

3.2.3.1　首、尾尖舱如作为干舱，应装设舱底水支管及吸口或采用有效的手动泵排水。手动泵吸口至泵的高度应不大于 7m。

3.2.3.2　低于舱壁甲板的防撞舱壁只准穿过一根管子。穿过防撞舱壁的管子，必须设有在工作甲板以上控制的截止阀，此阀应装在首尖舱舱壁的首尖舱一侧，并带有指明阀件开或关的装置。如此阀装在舱壁后边，应在各种运行条件下均易于到达和进行操作。此时，可不设甲板操纵机构。

3.2.3.3　空隔舱应设有通到舱底的泄水管和截止阀或其他排水设施。

3.2.3.4　作为干舱的尾尖舱、舵机舱及其他尾部舱室如网具舱等，除用上述方法进行排水外，也可用内径不小于 38mm 的疏水管将水泄入轴隧（如设有）或尾机型渔船的机器处所内，并应在易于察看和操作的地点装设自闭式旋塞或截止阀。船长小于 30m 时，疏水管内径可适当减少但不得小于 32mm。

3.2.3.5　锚链舱和首部其他水密舱室，应设置手动泵或通过接至动力舱底泵的吸口或其他设备进行排水。

3.2.3.6　处理或加工渔获物的水密舱室，应在两侧均装设足够的排水装置和水阱以便在任何情况下均能将该舱内各部位的积水排出。

3.2.3.7　设有轴隧时，至少应在其后端设置一舱底水支吸口。

第 3 节　　机器处所的排水

3.3.1　一般要求

3.3.1.1　机器处所内舱底水排除装置的布置，应在渔船正浮或横倾不大于 5°的情况下，至少能通过两个舱底水吸口进行排水，上述吸口之一应为支吸口，另一个为直通舱底泵吸口。

3.3.2 机器处所内舱底吸口布置

3.3.2.1 机器处所的舱底水支吸口及直通舱底泵吸口，一般应布置在中纵剖面处。如机器处所内底板向两舷升高小于 5°，则应在中纵剖面及两舷各设一支吸口，且在中纵剖面处设一个直通舱底泵吸口，当两舷升高不小于 5°时，可免设两舷的支吸口。

3.3.2.2 如机器处所在全长上均为双层底并在两舷形成舭污水沟时，则每舷应各设一舱底水支吸口及一直通舱底泵吸口。如机器处所在全长和全宽范围均为双层底时，应在每舷各设一污水阱，每阱内各设一舱底水支吸口及一直通舱底泵吸口。

3.3.2.3 尾机型渔船的机器处所内，通常应在前端每舷和后端各设一只舱底水支吸口及在前端的一舷和后端各设一只直通舱底泵吸口，船长小于 45m 时，可适当减少，但应不影响连续排水。

3.3.2.4 船长小于 30m 时，机器处所可仅设两个吸口，其中之一为直通舱底泵吸口，其布置应能保证连续排水。

3.3.3 应急舱底水吸口

3.3.3.1 船长不小于 45m 时，应在机器处所尽可能低的位置设一只应急舱底水吸口。该吸口一般应连接至主机冷却水泵；当主机冷却水泵不适合用来抽输舱底水时，则应急舱底水吸口可接至除舱底泵外的最大一台动力水泵。该吸入管应装设截止止回阀，并标有“应急专用”铭牌，阀的控制手轮应至少高出金属花纹板以上 450mm。

第 4 节　舱底泵和舱底水管系

3.4.1 舱底泵数量

3.4.1.1 渔船应至少设两台动力舱底泵，其中至少一台为独立动力泵，其余可为主机带动泵。

3.4.1.2 独立动力的卫生泵、压载泵或总用泵，如其排量足够并与舱底水管系有适当的连接时，均可视为独立动力舱底泵。

3.4.1.3 与独立的高压海水泵相组合的舱底水喷射器，可代替一台本篇 3.4.1.1 所要求的独立动力泵。

3.4.2 舱底泵的型式和排量

3.4.2.1 除连接应急舱底水吸口的冷却水泵外，所有的动力舱底泵均应为自吸式泵。

3.4.2.2 每一动力舱底泵应能使流经计算所需的舱底水总管的水流速度不小于 2m/s。船长小于 30m 时，此速度可减少到 1.5m/s。

3.4.2.3 每一舱底泵排量 Q 应不小于按下列公式计算所得之值：

当船长不小于 30m 时：　$Q = 5.66 d_1^2 \times 10^{-3}$　m³/h ；　（3.4.2.3-1）

当船长小于 30m 时：　$Q = 4.24 d_1^2 \times 10^{-3}$　m³/h ；　（3.4.2.3-2）

式中：d_1——舱底水总管内径，mm，按本篇 3.4.3.1 所列公式计算。

3.4.2.4 若一台舱底泵的排量小于按 3.4.2.3 计算所得之值，且此排量差额不大于计算排量的 15%时，则可用其他舱底泵补偿。

3.4.3 舱底水管

3.4.3.1 舱底水总管的内径 d_1 应不小于按下式计算所得之值：

$$d_1 = 25 + 1.68\sqrt{L(B+D)} \quad \text{mm} \qquad (3.4.3.1)$$

式中：L——船长，m；

B——船宽，m；

D——至舱壁甲板的型深，m。

3.4.3.2 任何情况下，舱底水总管的内径不得小于最大舱底水支管的内径。

3.4.3.3 鱼舱和机器处所的舱底水支管内径 d_2 应不小于按下式计算所得之值：

$$d_2 = 25 + 2.15\sqrt{l(B+D)} \quad \text{mm} \qquad (3.4.3.3)$$

式中：l——舱室长度，m；

B——船宽，m；

D——至舱壁甲板的型深，m。

3.4.3.4 舱底水支管的内径一般应不小于 50mm。如设有轴隧时，轴隧舱底水支管内径一般应不小于 65mm。船长小于 60m 时，可适当减小至 50mm。

3.4.3.5 直通舱底泵的舱底水管内径，不得小于该船的舱底水总管的内径。

3.4.3.6 连接舱底水总管和分配阀箱的连接管的截面积，应不小于连接该阀箱的两个最大舱底水支管的规定截面积的总和，也不必大于所规定的舱底水总管的截面积。

3.4.4 舱底泵与舱底水管系的连接

3.4.4.1 舱底泵与舱底水管系的连接应确保当其他舱底泵在拆开检修时，至少有一台舱底泵仍能有效地继续工作。

3.4.4.2 抽输油类的泵不得与舱底水系统相连接。

3.4.4.3 泵及管路的布置应使任何泵的工作不受其他泵同时工作的影响。

3.4.4.4 所有舱底水的吸入管路，在吸口与阀箱之间不应与任何其他管路连接。

3.4.5 止回布置

3.4.5.1 为防止水密舱室间、水密舱室与鱼舱和机器处所间、干舱与海水或舱柜间发生沟通的可能性，下列附件上应装设截止止回阀：

.1 舱底水分配阀箱；

.2 舱底泵或舱底水总管上舱底水吸入软管的接管；

.3 直通舱底泵吸入管和舱底泵与舱底水总管之间的连接管。

3.4.6 通过深舱和双层底舱的舱底水管

3.4.6.1 舱底水管应尽量避免通过双层底舱，在深舱内宜在管隧内通过，否则通过深舱、双层底舱的舱底水管的管壁厚度应符合本篇表 2.2.2.6 的要求，并采用焊接接头或其他可靠接头，接头数量应保持最少。

3.4.6.2 双层底舱内的管段应装设非滑动式膨胀接头。

3.4.6.3 安装完成后，通过深舱和双层底舱的管路应经压力试验，试验压力应不小于该舱的试验压力。

3.4.7 舱底附件

3.4.7.1 舱底污水阱的容积一般不应小于 0.1m³。船长小于 45m 时，可适当减少，但不应小于 0.05m³。鱼舱污水阱应装格栅盖，其通流面积应不小于吸入管通流面积的五倍。

3.4.7.2 船长不小于 45m 时，机器处所和轴隧内的每根舱底水支吸管及直通舱底泵吸管（应急吸管除外），均应设置泥箱，并自泥箱引一直管至污水阱或污水沟。直管下端或应急舱底水吸口不得装设滤网箱。

船长小于 45m 时，可在机器处所的舱底水吸入管端装设内有止回活门的滤污器，以取代上述泥箱。滤污器上的滤孔为 8mm～10mm 的圆孔，滤孔的总通流面积应不小于吸入管内截面积的三倍。滤污器应

能在不拆卸吸入管的条件下进行拆装和清洗。滤污器内的止回活门不能取代止回阀。

3.4.7.3　舱底阀件、旋塞和泥箱应尽可能置于金属花纹板以上易于接近的部位。如装在金属花纹板之下时，则金属花纹板应有活门或盖子，以及指明上述附件所在地点的标记。

3.4.8　其他

3.4.8.1　舱底水系统的设置，应遵守有关防止船舶造成水域污染方面的规定。

3.4.8.2　残油舱和油类标准排放接头的设计、构造和布置应符合有关国际公约的规定。

第 5 节　　压载及甲板排水管系

3.5.1　压载管系

3.5.1.1　压载管系的布置和压载舱吸口的数量，应使渔船在正常营运条件下的正浮或倾斜位置均能排除和注入各压载舱的压载水。

3.5.1.2　压载管系的布置，必须避免船外的水或压载舱内的水通过压载管系进入其他舱室。

3.5.1.3　压载水管不得通过饮水舱、燃油舱或滑油舱。如不可避免，则在饮水舱、燃油舱或滑油舱的压载水管壁厚应按本篇表 2.2.2.6 的规定予以加强，并只允许采用焊接接头。

3.5.1.4　压载管系不得与鱼舱及机器处所的舱底管系接通，但泵与阀箱之间的连接管、泵排出舷外总管除外。

3.5.2　甲板疏水管和卫生排泄管

3.5.2.1　甲板疏水管和卫生排泄管的要求应符合渔船法定检验技术规则的有关规定。

第 6 节　　空气、溢流和测量管

3.6.1　一般要求

3.6.1.1　空气管、溢流管和测量管应以钢或其他认可的等效材料制造。

3.6.1.2　空气管以及所有的测量管的顶端，均应设置铭牌或标记。

3.6.1.3　空气管除满足本篇有关要求外，还应符合渔船法定检验技术规则的有关规定。

3.6.2　空气管的布置

3.6.2.1　贮藏液体的舱柜以及空隔舱应装设空气管。必要时，轴隧和管隧也应装设空气管。空气管应从舱柜的高处引出并远离注入管。

3.6.2.2　如果舱柜顶部形状特殊或不规则或尺寸较大时，则空气管的数目和位置应能保证有效的换气。

3.6.2.3　具有阴极保护的舱柜，应在其前、后端设置空气管。

3.6.2.4　所有双层底舱都应设置空气管。延伸至两舷的每一双层底舱应自两舷引出空气管。

3.6.2.5　空气管不得兼作注入管。但对于有一根以上空气管的舱柜，允许其中之一兼作注入管，但舱柜其余空气管的尺寸应符合本篇 3.6.4.1 的要求。

3.6.3　空气管的终止

3.6.3.1　双层底舱、延伸至外板的深舱和海水可能涌入的舱柜，其空气管应引至舱壁甲板以上。燃油舱柜、加热的滑油舱柜和液压油舱柜及与上述油类舱柜相邻的空隔舱和能用泵灌装的所有舱柜的空气管，均应

引至舱壁甲板的开敞处所。所有舱柜的空气管，其可能进水处离甲板的高度通常应符合渔船法定检验技术规则的相关规定。

3.6.3.2　延伸至甲板以上开敞处所的所有空气管管端，应设有有效且适当的关闭装置，以防海水涌入舱柜内。

3.6.3.3　滑油舱柜和液压油储存柜的空气管，一般应引至舱壁甲板以上的开敞处所。如空气管出口端溢油不致于和电气设备及热表面接触，则可以终止于机器处所内适当的高度，并尽可能终止于舱壁甲板以上的机器处所的舱棚内。非动力注入的容积小于 0.5m^3 的燃油泄放柜的空气管，如符合上述条件，亦可终止于机器处所内。

3.6.3.4　燃油舱柜空气管的开口端，应位于不致因溢油飞溅或油气挥发而产生危险的处所。

3.6.3.5　燃油舱柜空气管的管端，应装设耐腐蚀和便于更换的金属防火网。

3.6.3.6　空气管管端金属防火网的净通流面积，不得小于对该空气管要求的横截面积。

3.6.3.7　淡水和蒸馏水舱柜的空气管可终止于机器处所的舱棚内高于注入口的适当处所。

3.6.4　空气管尺寸

3.6.4.1　能用船内泵或岸泵通过注入总管灌装的每一舱柜，其空气管的总横截面积应比各自注入管的有效横截面积至少大 25%。任何情况下，上述舱柜空气管的内径不得小于 50mm。船长小于 30m 时，可减少至 38mm。对容积不大于 0.5m^3 的舱柜，亦可减少到 38mm。

3.6.4.2　如舱柜设有本节规定的溢流管时，则空气管的横截面积至少应为该舱柜注入管横截面积的 20%，但其内径不得小于 38mm。当设有本节规定溢流管的几个舱柜共用一根空气管时，则该空气管的横截面积应至少为独立舱柜中两根最大注入管横截面积之和的 20%，但其内径不得小于 38mm。

3.6.4.3　轴隧和管隧安装的空气管，其内径一般应不小于 75mm。

3.6.4.4　参与船体结构的舱柜，其空气管壁厚应符合本篇表 2.2.2.6 的规定。

3.6.5　溢流管的布置

3.6.5.1　燃油沉淀舱柜、燃油日用舱柜以及当相应于空气管高度的液体压头大于该舱柜所能承受的压力或空气管的横截面积小于本篇 3.6.4.1 的要求的所有能用泵灌装的舱柜均应装设溢流管。

3.6.5.2　燃油和滑油舱柜的溢流管，应引向有足够容积的溢流柜或预留有溢流空间的储存舱柜。其他舱柜的溢流管，可引至开敞处所。

3.6.5.3　油类溢流管上应装有具有良好照明的观察器，观察器应尽可能接近能停止驳运泵的地点。

3.6.5.4　溢流管上不得装设任何截止阀或旋塞。

3.6.6　溢流管尺寸

3.6.6.1　每一舱柜溢流管的横截面积，应不小于该舱柜注入管截面积的 1.25 倍。溢流管内径应不小于 50mm。船长小于 30m 时，可减少至 38mm。

3.6.7　空气和溢流管串流的预防

3.6.7.1　空气和（或）溢流管路的布置，应在任一舱柜破舱浸水后，不致使海水通过联合空气管或溢流总管进入其他水密舱室内的舱柜。

3.6.7.2　对兼作溢流管的空气管，宜备有防止当空气管关闭时在该舱内出现过压或真空的设施。

3.6.8　测量管及装置

3.6.8.1　所有舱柜、空隔舱、管隧以及不易经常接近的污水沟或污水阱，均应设置测量管。除短测量管外，测量管应引至舱壁甲板以上随时易于接近的地点。对于油类舱柜，其测量管应引至开敞甲板的安全地点。

测量管应尽可能靠近抽吸口。

3.6.8.2　电子式、仪表式或其它的液位测量装置如取得船舶检验机构的认可，可作为舱柜的测量管。测量装置在装船后应经试验合格。

3.6.8.3　燃油、滑油或其他可燃液体舱柜如采用具有适当保护设施的耐热平板玻璃液位计，则其上下端连接处应装设自闭式阀或旋塞。若其上端连接处高于舱柜的最高液位，则上端的自闭式阀或旋塞可以免设。对于容积不大于 $0.5m^3$ 的小型油柜可允许采用玻璃管液位计，但应设有适当的保护设施，以防止机械损伤；并应装设自闭式阀或旋塞。

3.6.8.4　为使管内外压力平衡，测量管上应适当开设透气孔。

3.6.8.5　为了防止海水通过测量管进入舱柜，所有可能进水的测量管均应装有永久附连的可靠关闭装置。

3.6.8.6　当采用底部封闭的槽缝隙式测量管时，其封闭塞的结构应坚固。

3.6.8.7　测量管下端开口处的底板上，应安装适当厚度和尺寸的防击板。

3.6.9　短测量管

3.6.9.1　在机器处所和轴隧内，当其测量管不可能按本篇 3.6.8.1 的要求延伸时，则双层底舱柜可安装延伸至金属花纹板以上的短测量管。

3.6.9.2　短测量管应易于接近。燃油和滑油舱柜的短测量管应尽量远离热表面或电气设备。必要时，上述热表面和（或）电气设备应有防护设施。

3.6.9.3　燃油和滑油舱柜的短测量管应安装与手柄永久附连的旋塞，在手柄上有重块，使手柄放开后旋塞能自动关闭；其他舱柜的短测量管应装设旋塞或用链条与管子相连的螺旋帽。

3.6.10　测量管尺寸

3.6.10.1　测量管的内径不得小于 32mm。当测量管通过温度为 0℃或 0℃以下的舱室时，其内径不得小于 65mm。

第 7 节　　舱室通风系统

3.7.1　一般要求

3.7.1.1　通风管系的布置不得有损水密舱壁和防火分隔的完整性。通风筒通过舱壁甲板时，应有钢质或其他相当材料的接管，其结构应坚固并与甲板有效连接。

3.7.1.2　机器处所应有足够的通风，以保证在各种气候条件下机器处所的机器或锅炉能按全功率运转同时确保人员的安全与舒适。

3.7.1.3　油漆间、蓄电池间以及其他储存易燃、易爆或可能积聚有毒、易燃、易爆气体的舱室，均应设有安全有效的通风装置。

3.7.1.4　舱室中应设有通过适当保护设施的空气供应开口，使在任何气候条件下均能有效的通风。

3.7.1.5　采用自然通风时，一般在每一处所应至少设有两个尽可能远离的风斗。其布置应使其中一个用于吸入新鲜空气，另一个用于排出污浊空气。

3.7.1.6　通风系统还应符合渔船法定检验技术规则消防篇的有关规定。

3.7.2　通风筒

3.7.2.1　通风筒应符合渔船法定检验技术规则的有关规定。

3.7.3 通风帽

3.7.3.1 通风帽应设在开敞甲板上，并尽量远离排气口、天窗和升降口等处。

第 4 章　动力管系

第 1 节　通　则

4.1.1　适用范围

4.1.1.1　除另有说明外，本章规定适用于各型渔船的动力管系。

4.1.1.2　除本章的规定外，动力管系尚应符合本篇第 2 章以及第 3 章第 1 节和第 6 节的有关规定。

第 2 节　燃油管系

4.2.1　一般要求

4.2.1.1　燃油的闪点（闭杯试验）一般应不低于 60℃；应急发电机组的原动机所用燃油的闪点应不低于 43℃。对于有限航区的渔船，如确属必要且储存及使用燃油的处所的环境温度不致升高到该燃油闪点 10℃以上，在采取了预防措施并经船舶检验机构认可，则可允许使用闪点低于 60℃但不低于 43℃的燃油。

4.2.1.2　燃烧重柴油的柴油机，其燃油系统应有能立即换用轻柴油的切换系统。

4.2.1.3　在不构成船体结构部分的油柜、燃油泵、过滤器、锅炉燃烧器以及需经常打开进行清洁和调整的燃油装置下面，均应设置油盘。油盘内的残油应泄至专设的污油柜内。如污油柜设于船体双层底结构内，则其泄油管上应装设截止阀。

4.2.1.4　凡所用燃油必须经分油机分离的渔船，应设有主用及备用燃油分离设备。对备有足够数量轻柴油的渔船，可免设上述备用分离设备。

4.2.1.5　所有独立驱动的燃油驳运泵、锅炉燃油泵、柴油机燃油供给泵及分油机的动力供应，除能就地切断外，尚须能在其所在舱室外面易于到达的地点进行应急切断。

4.2.1.6　燃油舱柜人孔盖及燃油管路法兰接头的垫片，应采用耐油橡胶或其他耐油耐热的材料制成。

4.2.2　锅炉燃烧装置

4.2.2.1　每台锅炉的供油总管上，应安装一燃油总切断阀。该阀应位于适当的地点，使在应急情况下能直接操纵，或能在适当地点予以遥控。如为自动控制燃油锅炉，还应符合本篇第 12 章的有关规定。

4.2.2.2　当采用重力供油时，则向燃烧器供油的管路上应装设双联滤器。

4.2.2.3　燃烧器的布置应使燃烧器的燃油供应未被切断前，燃烧器不能抽出。

4.2.2.4　顶燃式锅炉应有当火焰熄灭时自动切断燃烧器的燃油供应并发出声光报警的设施。小型顶燃式辅助锅炉，经船舶检验机构同意，可以免设上述报警设施。

4.2.2.5　应有可靠的止回装置，以防止在切断燃油器的供油后，燃油从回油系统流至燃烧器。

4.2.2.6　燃油、废气两用的炉膛，其废气进口管应设有隔离和联锁装置，使在切断废气进口后才能供燃油至燃烧器。

4.2.3　燃油泵及滤器

4.2.3.1　当主机必须设有燃油供给泵时，则除一台主用泵外还应设有一台备用泵。备用泵应能即刻可用。当装有两台或多台主机时，则可仅设一台能立即使用的备用泵或备有一台便于安装和连接的完整备品泵。对有限航区的渔船，若备有一台便于安装和连接的完整的备品泵，或有合适的泵接入该系统时，则可免

设备用泵。

4.2.3.2　当设有喷油器冷却泵时，备用泵的配备应符合本篇 4.2.3.1 的规定。

4.2.3.3　主机燃油供油管路上，应设有带切换旋塞的双联滤器或等效装置以满足在不中断向柴油机供应过滤燃油的情况下，对任何一只滤器进行清洗。多台辅柴油机由一根燃油总管供油时，可在供油总管上装设上述的过滤器；也可在每台辅柴油机的单独供油管上设一只过滤器；但单一的辅柴油机如连续使用时一般亦应设上述双联滤器。

燃油输送装置的吸入侧应设有单体滤器。

4.2.3.4　当设有动力泵驳运燃油时，则应设有一台备用泵。若有合适的泵接入该系统，亦可将该泵作为备用泵。总输出功率不超过 750kW 的渔船，该备用泵可为手动泵。

4.2.3.5　对所有工作时可能使压力超过其系统设计压力的泵，均应装设安全阀。安全阀排出的油应流回至泵的吸入端，且此安全阀应能有效地将泵的排出压力限制于系统的设计压力之下。

4.2.3.6　泵与吸入管以及排出管之间应设有阀或旋塞，以便将泵与管路切断并拆开进行维修。

4.2.4　燃油管路

4.2.4.1　燃油管路必须与其他管路隔离。

4.2.4.2　燃油压力管应尽可能远离热表面和电气设备。如不能做到时，则该管子应位于良好照明和易于观察之处，且其任何可拆卸的管子接头应与热表面和电气设备保持不小于 200mm 的距离，或用带有适当泄放装置的设施将该接头予以遮蔽。

4.2.4.3　输送热燃油的压力管，应为具有法兰接头或焊接接头的无缝钢管或其他合适材料的管子。上述管路一般应布置在金属花纹板以上易于看到的地点。法兰应经加工，其接头垫片应在温度达 150℃时不致渗漏，并应尽可能减薄。管子及其法兰的尺寸应至少能承受 1.37MPa 的压力。

4.2.4.4　从双层底舱抽吸的每根吸油管，均应装设阀或旋塞。

4.2.4.5　使用软管时，软管的要求应符合本篇 2.4.4 的要求，并应备有足够数量的带有连接接头的备用软管。

4.2.4.6　燃油装置的阀和旋塞，应能在金属花纹板以上易于到达的地点进行操纵。

4.2.5　燃油舱柜

4.2.5.1　位于双层底以上的燃油储存柜、沉淀柜和日用油柜的每一供油管均应装设阀或旋塞。上述阀或旋塞除能就地关闭外，尚应在该舱柜所在处所之外易于到达的安全地点进行遥控关闭。舱柜容积小于 0.5m^3 者或船长小于 45m 时，仅日用油柜须设有遥控关闭装置，若该油柜的容积小于 0.05m^3 时，遥控关闭装置可以免设。

4.2.5.2　沉淀油柜、日用油柜和燃油滤器，不应直接位于主机操作位置之上或其他热表面的上方。如不可避免时，应采取有效的防护措施，并需符合本篇 2.1.6.2 的规定。

4.2.5.3　沉淀舱柜应有从舱柜底部放水的设施。如果未设沉淀舱柜时，则燃油舱柜或日用油柜必须有放水的设施。放水用的阀或旋塞应为自闭式，且应设有收集油柜排出的含油污水的适当舱柜。

4.2.5.4　若使用独立于船体结构的日用油柜、沉淀油柜和其他油柜时，则该油柜下应设置足够尺寸的油密溢油盘，此盘应有能导出至适当尺寸的溢油柜的适当排泄管。该油柜的钢板厚度应根据油柜尺寸选定，但不小于 3mm。必要时，上述油柜应装扶强材，如扶强材的长度超过两倍板格宽度时，则还应安装横向支撑或在油柜两对边的扶强材之间安装支撑杆。

该舱柜应经液压试验，其试验压力应相当于在该舱柜内或者在其空气管或溢流管内能达到的最大水柱高度，但超越柜顶的高度应不小于 2.4m，对用以装载闪点低于 60℃燃油舱柜，此高度应不小于 3.6m。

4.2.5.5　首尖舱内不应装载油类。

4.2.6　注入管路

4.2.6.1　燃油的注入应通过固定的管路进行。注入管应伸入舱柜内并尽可能接近底部。

4.2.6.2　注入管应为无缝钢管，并应符合本篇 2.2.2.9 的规定。

4.2.6.3　注入管路上必要时应设有安全阀，安全阀溢出的油应排到能保证安全的部位。

4.2.7　燃油（滑油）加热

4.2.7.1　燃油（滑油）舱柜、加热器或分油机内的燃油（滑油）加热用饱和蒸汽的压力不应大于 0.7MPa，加热燃油的温度应不超过 220℃，且舱柜中燃油（滑油）加热的最高温度应至少比燃油（滑油）闪点低 10℃。

4.2.7.2　加热燃油（滑油）的蒸汽管路的凝水或热水管路的回水，应排至具有良好照明的凝水观察柜内。凝水观察柜的布置应易于看清凝水或回水中是否有油存在。

4.2.7.3　加热器的燃油（滑油）侧应装设安全阀及压力表，该安全阀的开启压力应调至供油泵安全阀开启压力（或供油泵的最大输出压力）以上 0.34MPa。安全阀排出的油应引至安全的地点。

4.2.7.4　需加热的燃油（滑油）舱柜和加热器，应装有指示油温的适当设施。

4.2.7.5　柴油机的排气不得直接用于加热燃油。

4.2.7.6　利用热水加热燃油时，其加热盘管在燃油舱柜内不得有任何可拆接头。加热管路上应装有易于接近的放水阀或旋塞，使船舶处于正常纵倾、正浮或横倾 5°时，均能有效放水。

4.2.7.7　当采用电加热器加热燃油时，加热器应为认可型，其安装和布置应保证在有电流通过时，全部加热元件均浸没在油液中，并应设置一个独立于自动控制传感器的安全温度开关，该温度开关应在元件的表面温度达到 220℃时自动切断电源，并能手动复位。

第 3 节　　蒸汽管系

4.3.1　布置

4.3.1.1　蒸汽管路的设计和布置应保证任何膨胀收缩均不会对管子造成不正常的应力。

4.3.1.2　蒸汽管一般不应穿过鱼舱、油漆间和蓄电池间，否则，应采取必要的防护措施。

4.3.1.3　工作压力大于 0.98MPa 的蒸汽管路沿燃油舱壁布置时，应保持不小于 150mm 的距离。蒸汽管路靠近电缆布置时，应采取适当的防护措施。

4.3.1.4　蒸汽管路必须布置在机器处所、锅炉舱内容易看到且便于接近的地方。除加热管路和吹洗管路外，蒸汽管路一般不应敷设在金属花纹板下面。

4.3.1.5　蒸汽管路应作有效的绝热包扎。其支承点应布置在有足够刚性的部位。

4.3.2　泄放凝水

4.3.2.1　管子的放水阀或旋塞的数量和位置，应在渔船处于正常纵倾、正浮或横倾不超过 5°时，能将蒸汽管系任何管段的凝水有效地泄放。放水阀和旋塞的布置应便于接近。如设有凝水阻汽器时，则应有旁通管路。

4.3.3　减压管路

4.3.3.1　减压阀低压侧的管路应安装压力表和具有足够排出能力的安全阀。需设减压阀的管路应装有旁通管路。

4.3.4　蒸汽加工管路

4.3.4.1　与载油设备或管子连接的蒸汽加工管路，应确保油类不可能渗入蒸汽管路。

第 4 节　　锅炉给水系统

4.4.1　锅炉给水泵

4.4.1.1　重要用途的锅炉，应至少设有两台独立动力的给水泵。当任何一台给水泵发生故障或进行检修时，其余泵的排量应足够补给全负荷工况的锅炉用水。生活用辅助锅炉和由柴油机废气加热的锅炉可只设一台给水泵。

4.4.1.2　船长小于 45m 或有限航区的渔船，如备有一台便于安装和连接的给水泵时，可仅设一台给水泵。

4.4.2　给水管系

4.4.2.1　重要用途的锅炉应具有两套独立的给水管系，当其中一套停止工作时，另一套管系应能保证锅炉正常工作。对符合本篇 4.4.1.2 规定的可仅设一台给水泵的辅锅炉可仅设一套给水管系。

4.4.2.2　泵与吸入管以及排出管之间应设有阀或旋塞，以便能将泵与管路切断并进行维修。

4.4.3　备用给水

4.4.3.1　重要用途的锅炉应设有足够容量的锅炉给水舱柜，并应根据需要设置海水淡化装置以保证连续给水。

第 5 节　　冷却水管系

4.5.1　冷却水泵

4.5.1.1　主机应设有足够排量的主冷却水泵和备用冷却水泵。备用冷却水泵应为独立动力泵。当主机总输出功率小于 750kW 时，亦可用其他足够排量的泵替代。当主机多于一台时，若各自均带有冷却水泵，可允许由一台便于安装和连接的完整的备品泵替代备用泵。

4.5.1.2　当柴油机使用淡水冷却且与海水系统有应急连接时，则可不设备用淡水泵。

4.5.1.3　当每台辅机均带有冷却水泵时，则可免设备用冷却水泵。若多台辅机共用一冷却水系统时，则仍需设备用泵。

4.5.2　管系及附件

4.5.2.1　柴油机冷却管系的布置，应能有效地调节冷却水的进水温度；闭式冷却管系应设有布置在足够高度上的淡水膨胀水箱，并宜装设高温报警器。膨胀水箱应设有注入管、空气管、水位指示器和泄放装置。

4.5.2.2　对于工作时有可能使压力超过其系统设计压力的冷却水泵，应在泵的出口端装设安全阀。如安全阀的排水泄至舱底，则该阀应位于金属花纹板以上易于见到的地点。

4.5.2.3　海水冷却管系或循环系统的冷却水泵应连接不少于两个舷外的海水吸口，海水吸口应尽可能分布于两舷，且按高低位布置。

4.5.2.4　所有用海水冷却的装置均应有防腐蚀措施。

4.5.2.5　海水冷却泵和海水箱之间的管路上应装有滤器。其布置应使滤器在清洗时不致中断冷却水的供应。

4.5.2.6　冷却水泵的排出口应设置压力表。主机冷却水出口处应设置观察窗和温度表。

4.5.2.7　所有热交换器的进口和出口均应设有截止阀。

4.5.2.8　主机闭式冷却水管系应按需要配备冷却用淡水的预热设备，也可采用与辅机淡水冷却管系适当连接的方式。

4.5.2.9　冷却水管系的最低明显位置处应设有疏放阀或旋塞，该阀或旋塞应便于到达。

4.5.2.10　向主机供应冷却水的管系，应设有排除空气的旋塞。

4.5.2.11　如采用蒸发水冷却的小型柴油机，其水蒸汽应尽可能引至开敞甲板处。蒸发水箱应设有水位指示装置。

4.5.2.12　柴油机海水冷却管系与其他海水管系的连接应不影响向柴油机供应充足的冷却水。

第 6 节　　滑油管系

4.6.1　滑油泵

4.6.1.1　主机单机功率大于 441kW 时，应设置独立动力驱动的备用滑油泵。如滑油泵为易于拆卸的机带泵时，经船舶检验机构同意可由一台完整的备品泵替代独立动力驱动的备用滑油泵。如主机单机功率不大于 441kW 时，可免设该备用滑油泵。

4.6.1.2　上述滑油泵的排量和管路的布置，应能保证当任一台滑油泵停用时，另一台泵仍能满足主机以最大功率运转的需要。

4.6.1.3　当柴油机发电机组多于一台时，可不设备用泵，但如共用一滑油管系时仍应装设。

4.6.2　管系及附件

4.6.2.1　滑油管系应与其他管系隔开。柴油机、增压器及齿轮箱不宜采用共同的滑油系统。

4.6.2.2　滑油管系应设有滤器。滤器的结构应保证在不停机和不减少向柴油机供应过滤油的情况下进行内部清洗。滑油滤器后应设压力表，功率大于 441kW 的柴油机，其滤器前后均应设有压力表。传递功率不小于 750kW 的齿轮箱，其滑油滤器均应设有磁性装置。

4.6.2.3　当装有两台或多台柴油机时，各油底壳引至滑油循环舱柜的泄油管应相互独立，避免曲轴箱之间互通。

4.6.2.4　若滤器设于滑油泵的排出侧时，则应在该侧滤器前设有安全阀。由安全阀溢出的油应引至泵的吸入侧或其他合适的部位。

4.6.3　滑油舱柜

4.6.3.1　滑油循环舱柜的容量，应能容纳循环于系统中的全部滑油。

4.6.3.2　滑油循环舱柜的进油管应延伸至最低工作液面以下适当深度，并与出油口尽量远离。

4.6.3.3　应设有适当容量的滑油储存柜。

4.6.3.4　滑油柜应设有符合本篇 3.6.8 规定的液位测量装置。

4.6.3.5　布置于双层底以上的滑油储存柜和滑油循环柜的每一供油管应在柜壁上设有阀或旋塞。对于容量大于 0.5m^3 的滑油柜，上述阀或旋塞除能就地关闭外，一般还应在其所在处所之外易于接近的安全处所设置遥控关闭装置。在特殊情况下，如确定当误动该遥控关闭装置会危及主、辅机或重要辅助机械的

运转安全时，则可不设遥控关闭装置。

第 7 节　液压传动管系

4.7.1　材料

4.7.1.1　液压传动管系中的所有部件应由耐侵蚀且与液压油不起化学作用的材料制造。

4.7.1.2　液压油应有良好的化学稳定性和粘温性能，其闪点一般应高于 157℃。

4.7.1.3　液压动力油缸不得采用普通铸铁制造。

4.7.2　管系

4.7.2.1　液压传动管系不得用于该管系外的任何机件的润滑。

4.7.2.2　液压管及配件的强度应能承受管系内可能产生的最高波动压力。

4.7.2.3　液压传动管系中应设有可靠的滤油装置。必要时，应设磁性滤器。

4.7.2.4　液压传动管系中应设有溢流阀，溢流一般应回至油箱。

4.7.2.5　液压管系中的设备应有放气装置。管系布置应避免空气贮积。

4.7.2.6　管系中如设有蓄能器，则应在其进油端装设溢流阀。气液式蓄能器的空气端应装有安全阀或易熔塞，否则应在管路上装设。

4.7.2.7　管系中如有橡胶软管，安装时应避免急转弯和扭曲，并远离振源和热源。

4.7.2.8　凡用于液压传动遥控的重要阀件，应能用手动泵应急操纵，并在操纵处所装有指示开或关的装置。

4.7.2.9　液压管系在安装前，应严格清洗干净。

4.7.2.10　重要用途的液压传动装置中的动力油泵应设有备用泵，且能迅速转换使用。

4.7.3　液压油舱柜

4.7.3.1　液压油储存及其舱柜的布置应符合本篇 4.6.3.1～4.6.3.4 的规定。

第 8 节　热油系统

4.8.1　设计制造

4.8.1.1　每一循环系统必须至少有两台循环泵。一台泵持续运转，另一台为自动备用泵。通过运转泵的触点断开来启动备用泵。

4.8.1.2　燃油式热油加热器和废气加热式热油加热器的进口阀和出口阀，除能就地操纵外，还应能从热油加热器所在处所外面易于到达处加以关闭。或者作为处所外对阀关闭的替代措施，也可以设有装置能将系统内的热油靠重力迅速泄至收集柜内。

4.8.1.3　应设有装置，以便能从热油加热器所在处所的里面和外面，使膨胀柜内的油液靠重力迅速泄至适当的油柜。

4.8.1.4　热油管应为无缝钢管或焊接钢管。

4.8.1.5　热油系统内的泵、阀和类似设备的壳体，应采用钢或同等塑性材料制造。表面与热油直接接触的部件，不应使用铜或铜合金材料，以免其对热油起氧化作用。

4.8.1.6　热油管路一般应采用焊接连接，但为便于进行检查和维修，可以采用有限而必要的法兰接头。必要时应采取措施，以防法兰连接处油液飞溅。热油加热器管路进出接口应采用公称压力不小于1.6MPa 的船用凹槽式钢法兰或平面钢法兰。如采用平面钢法兰，则其垫片应采用金属网缠绕石墨垫片或膨胀石墨复合垫片。

4.8.1.7　热油管路不应使用螺纹接头。热油管系应设有补偿器或膨胀接头。

4.8.1.8　热油加热器和热油管路均应包覆隔热层，但法兰接头不应被隔热材料覆盖。隔热材料的自燃点应尽可能不低于管内热油的自燃点。

4.8.2　布置

4.8.2.1　燃油热油加热器通常应位于独立于主辅机机器处所的单独舱室内。其布置应保证能很容易接近设备的所有部分并进行操作，检查，维修和清洁。

4.8.2.2　若燃油热油加热器不是安装在单独舱室里，则其周围应有不低于 150mm 高的围板和泄放到封闭油箱的泄油管。

4.8.2.3　布置在废气热油加热器区域的油管，其布置应使可折管和阀件上油雾滴不能接触加热器和废气管，也不能流到机舱下面。

4.8.2.4　在热油系统可能发生泄漏的装置的下方，应设置油盘，油盘内的存油应泄放至适当的污油柜。

4.8.2.5　热油循环泵应能从其所在处所的外面进行关停。

4.8.2.6　热油系统应设有适当容积的膨胀油柜。热油膨胀柜和泵吸装置，一般应位于与热油加热器处所相同的处所内。

4.8.2.7　热油膨胀柜和热油储存柜的透气管，应通往开敞甲板。

4.8.2.8　热油管路和泵吸系统应符合本章第 2 节的有关要求。

4.8.2.9　热油管路不应穿过起居处所和控制站。

4.8.3　控制和监测系统

4.8.3.1　循环泵和加热器应能就地起停和从热油加热器所在处所之外易于接近的地方遥控停止。

4.8.3.2　加热器的调节和燃烧器的操作应确保在所有的运行工况下，加热器内任何地方的热油温度不超过将导致热油以不可接受的速度恶化的温度。

4.8.4　试验

4.8.4.1　热油系统和装置，应按照本篇第 2 章有关要求进行液压试验和密性试验。

4.8.4.2　安装完工后，热油系统应按照试验大纲进行工作试验。

第 9 节　　排气、排烟管系

4.9.1　布置与结构

4.9.1.1　每台柴油机的排气系统应为独立的，如两台或多于两台柴油机的排气通向共同的消声器、废气锅炉或热水器时，每个排气管应设烟气隔离装置。

4.9.1.2　排气管与燃油管系、燃油舱壁的距离应不小于 450mm，排气、排烟管的上方不得布置油柜及油管。若有困难时，则应按本篇 2.1.6.2 及本篇 4.2.5.4 的规定采取有效的防护措施。

4.9.1.3　除废气锅炉外，锅炉烟道不得与柴油机的排气管相连接。

4.9.1.4　燃油锅炉的烟道或烟囱内，不得装设烟道调节器或其他封闭烟道的设备。

4.9.1.5　交替使用燃油和废气的锅炉，其废气进口应具有不能同时使用燃油和废气的隔离装置。

4.9.1.6　布置管路及其支撑时，应考虑到热膨胀的补偿。

4.9.1.7　废气锅炉若不能干烧，则应在废气进入锅炉处设置废气旁通管路。

4.9.1.8　排气通常应从甲板以上足够高度引入大气。如排气管从舷侧或尾部导出时，则应避免可能造成排气背压过高，并应设有防止海水进入发动机及船体内的有效设施。

4.9.1.9　具有冷却水夹层的排气管，其内壁应适当增厚。

4.9.2　消声器

4.9.2.1　柴油机的排气管应设有有效的消声器，消声器应能熄灭火花。

4.9.2.2　消声器的结构应便于进行内部清洗和检查。必要时，应具有空气或蒸汽冲洗装置及放水旋塞。

4.9.2.3　消声器的外部应包扎可拆的绝热材料。

4.9.3　热水器

4.9.3.1　排气、排烟管道上设置的热水器一般应为开式。闭式热水器（如设有）的强度计算应符合本篇第 8 章的有关规定。

4.9.3.2　闭式热水器应装设安全阀、压力表以及水位表等附件。

4.9.3.3　闭式热水器应进行 1.5 倍工作压力的液压试验，其压力不得小于 0.4MPa。

4.9.3.4　开式热水器的透气管上不应装有任何关闭装置。

第 10 节　　压缩空气管系

4.10.1　空气瓶及空气压缩机

4.10.1.1　空气瓶应符合本篇第 8 章第 4 节的有关规定。

4.10.1.2　空气瓶在船上的布置应使泄放接管在渔船正常倾斜下能有效地泄放残水。

4.10.1.3　空气瓶应安装牢固，瓶体与紧固件之间应衬以护垫。

4.10.1.4　空气瓶安装上船后，应与压缩空气管系和附件在工作压力下进行全系统的气密试验。试验时间不少于 2h，压力不应有明显下降。

4.10.1.5　空气压缩机应符合本篇第 5 章第 5 节的有关规定。

4.10.1.6　空气压缩机的布置，应使吸口尽可能离开容易吸入油气的处所。

4.10.2　起动空气管路

4.10.2.1　从空气瓶到柴油机的起动空气管路应与空气压缩机的排出管完全分开。

4.10.2.2　在通往柴油机的起动空气管路上应设有截止止回阀或等效设施，以保护压缩空气管路不受气缸内爆炸气体的影响。

4.10.3　压缩空气管排出管路

4.10.3.1　每台空气压缩机的排出管应直接接至每只起动空气瓶，其间应设置止回阀，且在该压缩空气管路上，应装有放气旋塞或卸载设备以及从压缩空气中分离油和水的设备。

4.10.4　减压管路

4.10.4.1　减压阀低压侧的管路应安装压力表和具有足够排出能力的安全阀。需设减压阀的管路应装有旁

通管路。

第5章　柴　油　机

第1节　通　则

5.1.1　适用范围

5.1.1.1　渔船用柴油机，包括主机和辅机，其结构与装置应符合本章的规定。

5.1.2　标定功率和额定功率

5.1.2.1　标定功率系指在柴油机铭牌上标注的功率。渔船用柴油机铭牌上应标注持续功率和一小时功率。标注时，应将试验台上测得的上述功率按本篇 1.1.2.2 或 1.1.2.3 规定的环境条件下进行修正后，再进行标注。标定转速指在标定功率时应标定的相应转速。

5.1.2.2　额定功率系指在铭牌上标注的持续功率。

5.1.2.3　持续功率指柴油机允许长期连续运转所输出的最大有效功率。

5.1.2.4　渔船用柴油机应具有 110%的额定功率和对应转速下超负荷连续运转一小时的能力。

5.1.2.5　一小时功率指柴油机允许连续运转一小时所输出的最大有效功率。

5.1.3　离合器

5.1.3.1　不配置齿轮箱的主机，其离合器宜作为主机结构的组成部分，并尽可能置于整体机座上。

5.1.4　倒车

5.1.4.1　可直接倒转的主机，其倒车功率（在台架上测得）一般应不小于额定功率的 70%。

5.1.5　振动

5.1.5.1　柴油机振动的计算和测量应符合本篇第 7 章第 4 节的规定。

5.1.6　最低稳定工作转速

5.1.6.1　主机应具有良好的低转速工作性能。一般低速机的最低稳定工作转速不高于标定转速的 30%，中速机不高于 40%，高速机不高于 45%。

5.1.7　前端功率输出

5.1.7.1　主机的前端功率输出轴连同其输出连接法兰，一般应具备传动不小于 65%额定扭矩的能力。

5.1.8　操纵

5.1.8.1　可换向主机的换向时间应不大于 15s。主机的换向时间系指主机在最低稳定转速下，从操纵开始到主机在相反方向开始工作为止。

5.1.8.2　主机操纵台处应有指明手柄或手轮倒顺车操作方向的标志。通常手柄向前移动或手轮顺时针方向转动时，为船舶前进的方向。

5.1.8.3　靠近主机操纵台处，应设有迅速切断燃油或其他有效的紧急停车装置。

5.1.8.4　可换向的主机操纵台处，应设有曲轴旋转方向的指示器。对于装有双向转速表的主机，此指示器可免设。

5.1.9　转车与起动装置间的联锁

5.1.9.1　主机转车机构与起动装置之间应设有安全联锁装置。

5.1.10 测量仪表

5.1.10.1 柴油机须装设转速表和其他必要的测量仪表，转速禁区应在转速表上用红色标出。

5.1.11 试验

5.1.11.1 柴油机零部件的材料试验，无损探伤试验和超声波试验应符合第七篇的有关规定。

5.1.11.2 柴油机的台架试验，应按国家有关标准或经船舶检验机构同意的试验大纲进行。

第 2 节 曲 轴

5.2.1 适用范围

5.2.1.1 本节计算公式适用于相邻两曲柄支承等距的直列式及 V 型柴油机的锻钢、铸钢、合金钢、球墨铸铁曲轴。

5.2.2 材料

5.2.2.1 锻造和铸造曲轴材料的抗拉强度一般应在下列范围内选择，并应符合第七篇的有关规定。

.1 碳钢和碳锰钢 （400～600）MPa；

.2 合金钢 （600～1000）MPa；

.3 球墨铸铁 （490～780）MPa。

5.2.3 主轴颈及曲柄销

5.2.3.1 整锻、铸造、半组合或全组合曲轴的主轴颈及曲柄销，其最小直径 d 按下列各式计算：

.1 对锻钢、铸钢、合金钢材料的曲轴：

$$d=\sqrt[3]{\frac{D^2[A\alpha_B p_Z(L-L_P)+C\alpha_T p_i S]}{65(\frac{\sigma_b+160}{590})}} \quad \text{mm} \qquad (5.2.3.1\text{-}1)$$

.2 对球墨铸铁材料的曲轴：

$$d=\sqrt[3]{\frac{D^2[A\alpha_B p_Z(L-L_P)+C\alpha_T p_i S]}{59(0.3+\frac{0.7R_m}{490})}} \quad \text{mm} \qquad (5.2.3.1\text{-}2)$$

式中： D ——气缸直径，mm；

S ——活塞行程，mm；

L ——相邻两主轴承中心线间的距离，mm；

L_P——曲柄销长度，mm；

p_Z——最高燃烧压力，MPa；

P_i——平均指示压力，MPa；

R_m——材料抗拉强度，MPa；

A——系数，对直列式单作用柴油机， A=0.50；对 V 型柴油机，二冲程按表 5.2.3.1-1 选取，四冲程按表 5.2.3.1-2 选取；

C ——系数，对直列式单作用柴油机，按表 5.2.3.1-3 选取；对 V 型柴油机，二冲程按表 5.2.3.1-4 选取，四冲程按表 5.2.3.1-5 选取；

α_B——弯曲应力集中系数，按下式计算：

$$\alpha_B=0.625 f_1(r)f_2(h)f_3(e_k,h)f_4(b)f_5(d_0)$$

式中：$f_1(r),f_2(h),f_3(e_k,h),f_4(b),f_5(d_0)$ 由图 5.2.3.1-1、5.2.3.1-2、5.2.3.1-3、5.2.3.1-4、5.2.3.1-5、5.2.3.1-6、5.2.3.1-7 中查得。如果曲柄销或主轴颈过渡圆角为内圆弧，其凹入深度为 P（如图 5.2.3.1-9 所示），则上述 α_B 值还需乘以表 5.2.3.1-6 所查得的 $f_6(\delta)$ 值。

α_r——扭转应力集中系数，由图 5.2.3.1-8 查得。

V 型二冲程柴油机系数 A　　表 5.2.3.1-1

系　数	同一曲柄上的气缸发火间隔			
	36°	45°	60°	90°
A	0.70	0.66	0.615	0.585

V 型四冲程柴油机系数 A　　表 5.2.3.1-2

系　数	同一曲柄上的气缸发火间隔							
	45°	60 °	75°	90°	275°	285°	300°	315°
A	0.665	0.630	0.610	0.599	0.594	0.596	0.597	0.598

直列式单作用柴油机系数 C　　表 5.2.3.1-3

二冲程		二冲程		四冲程		四冲程	
缸 数	C	缸 数	C	缸 数	C	缸 数	C
1	2.043	7	3.446	1	1.872	7	2.915
2	2.069	8	3.960	2	1.872	8	2.915
3	2.616	9	4.148	3	2.082	9	2.933
4	2.933	10	4.661	4	2.082	10	2.933
5	3.273	11	4.782	5	2.553	11	3.300
6	3.300	12	4.840	6	2.553	12	3.300

V 型二冲程柴油机系数 C　　表 5.2.3.1-4

缸　数	同一曲柄上的气缸发火间隔			
	36°	45°	60°	90°
2×3	3.768	3.464	3.546	3.675
2×4	4.138	3.800	4.400	5.630
2×6	5.469	5.684	6.563	5.286
2×8	6.504	7.010	6.469	7.003

V 型四冲程柴油机系数 C　　表 5.2.3.1-5

缸　数	同一曲柄上的气缸最小发火间隔							
	45°	60°	75 °	90°	270 °	285°	300°	315 °
2×3	2.934	2.833	2.648	2.511	3.307	3.309	3.380	3.309
2×4	3.224	3.103	3.056	3.159	3.105	3.183	3.150	2.848
2×6	3.859	3.613	3.404	3.471	3.864	4.146	4.155	4.187
2×8	4.274	4.035	4.500	4.455	4.706	4.314	3.648	3.480

过渡圆角凹入度影响系数 $f_6(\delta)$　　表 5.2.3.1-6

δ	0	0.15	0.25	0.35	0.45	0.55	0.60	0.65
$f_6(\delta)$	1	0.993	0.989	0.996	1.020	1.072	1.110	1.158

图 5.2.3.1-1、5.2.3.1-2、5.2.3.1-3、5.2.3.1-4、5.2.3.1-5、5.2.3.1-6、5.2.3.1-7、5.2.3.1-8、5.2.3.1-9 中：

$r=\dfrac{R}{d}$——过渡圆角相对半径，0.03≤ r ≤0.10；

$h=\dfrac{H}{d}$——曲臂相对厚度，0.25≤ h ≤0.60；

$b=\dfrac{B}{d}$——曲臂相对宽度，1.30≤ b ≤2.00；

$e_k=1-\dfrac{E}{d}$——曲柄偏心度，0.50≤ e_k ≤1.50；0.25≤ h ≤0.60；

E——曲柄销搭叠量，在没有搭叠时， E可能等于零或负值；

$\alpha_0=\dfrac{d_0}{d}$——曲柄销或主轴颈中心孔直径与外径之比，0≤ α_0 ≤0.70；

$\delta=\dfrac{\rho}{R}$——圆角凹入部分相对深度，0≤ δ ≤0.65。



图 5.2.3.1（1）

图5.2.3.1-1 系数

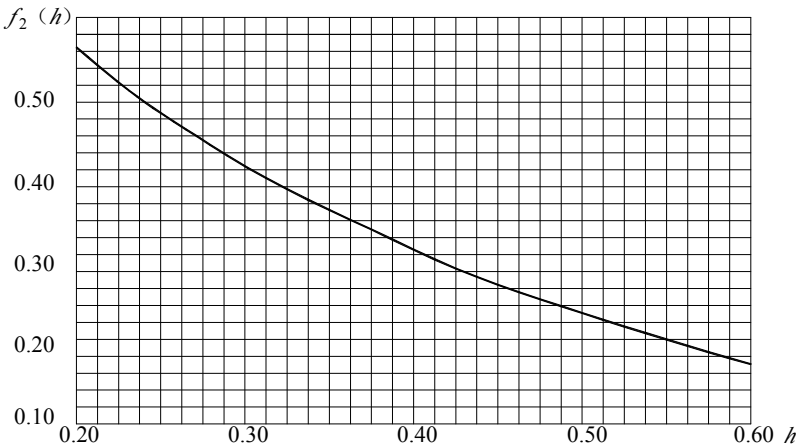


图 5.2.3.1（2）

图 5.2.3.1-2 系数

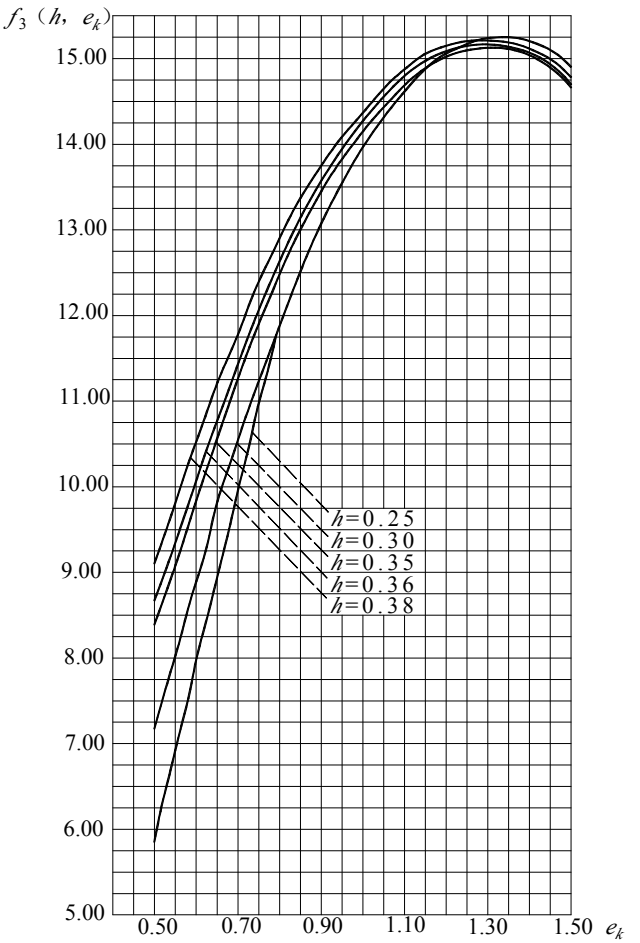


图 5.2.3.1（3）

图 5.2.3.1-3 系数

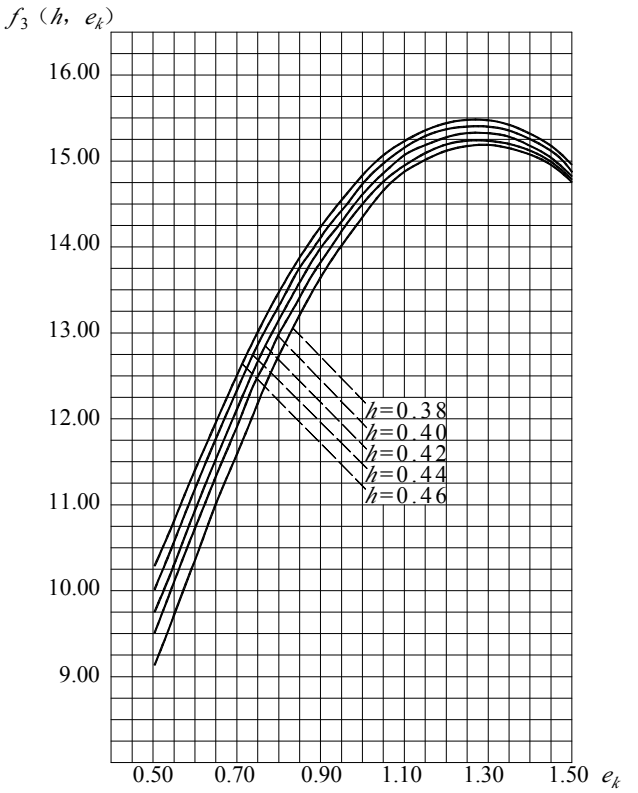


图5.2.3.1-4（4）系数

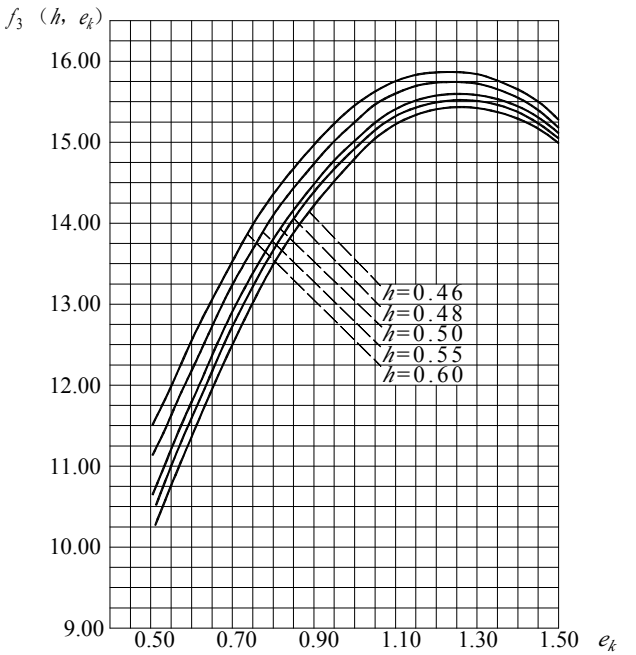


图5.2.3.1-5 系数

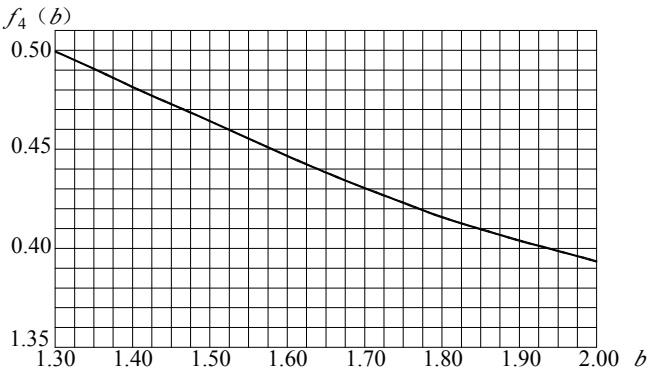


图 5.2.3.1（6）

图5.2.3.1-6　系数

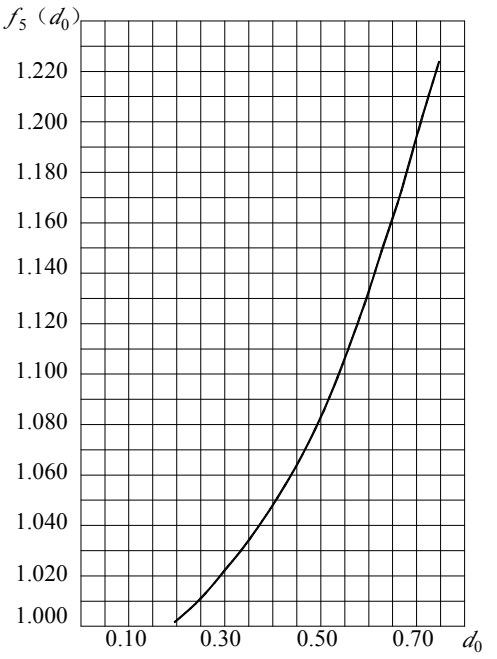


图 5.2.3.1（7）

图5.2.3.1-7　系数

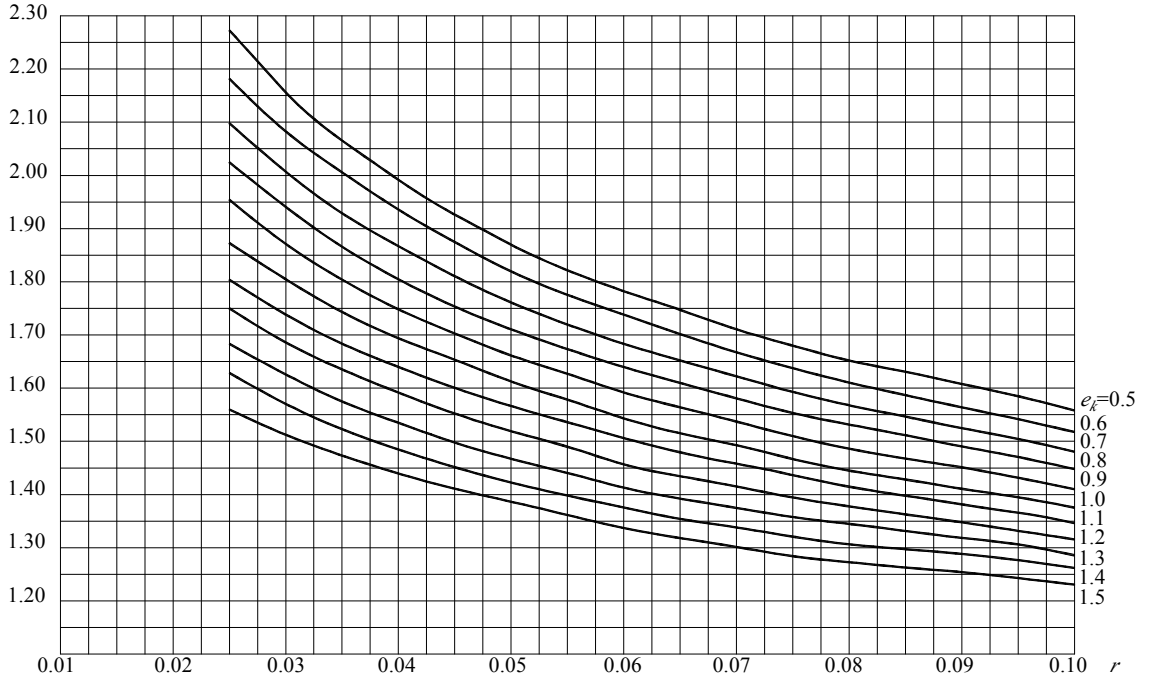


图5.2.3.1-8（α_{σ}）系数

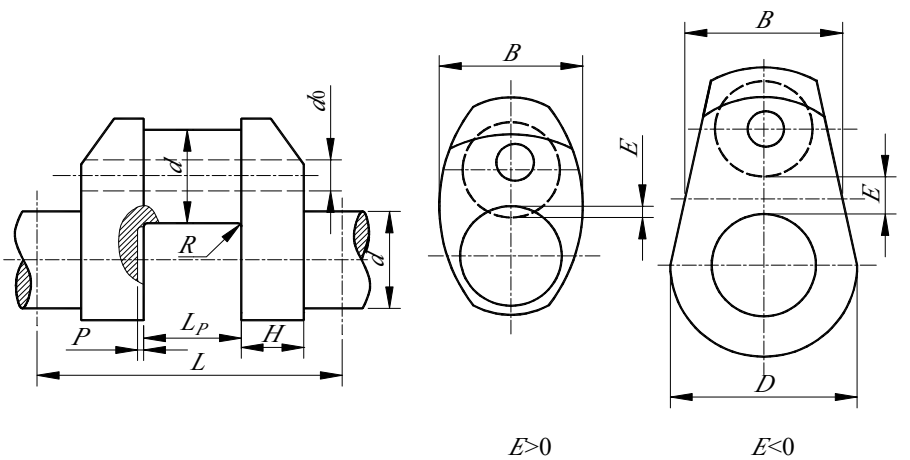


图5.2.3.1-9 曲轴外型尺寸

图 5.2.3.1（9）

5.2.3.2 计算曲轴应力集中系数时，若曲轴的个别相对尺度超过本篇 5.2.3.1 的规定范围，则可取其极限值进行计算。

5.2.4 组合式曲轴的套合

5.2.4.1 组合式曲轴如采用热套配合时，其径向过盈量应限制在 $\delta_{\min} \sim \delta_{\max}$ 范围内。

最小过盈量：

$$\delta_{\min} = 0.765 \times 10^{-4} \frac{M_{\max} d_s (D^2 - d_0^2)}{h(D^2 - d_s^2)(d_s^2 - d_0^2)} \quad \text{mm} \qquad (5.2.4.1\text{-}1)$$

最大过盈量：

$$\delta_{\max} = 6.83\times10^{-6}\frac{R_{eH}d_s^3(D^2-d_0^2)}{D^2(d_s^2-d_0^2)} \quad \text{mm} \qquad (5.2.4.1\text{-}2)$$

式中：d_s——红套孔直径，mm；

h——红套孔的轴向厚度，应不小于 0.45d，d为按本篇 5.2.3.1 确定的曲轴最小直径，mm；

D——曲臂外圆直径，mm；

d_0——套合轴颈中心孔直径，mm；

R_{eH}——曲臂材料屈服点，MPa；

$M_{\max}$——发动机瞬时最大冲击扭矩，N·mm；按下式计算：

$$M_{\max} = T_{\max} R \quad \text{N·mm}$$

$T_{\max}$——发动机瞬时最大总切向力，N；

R——曲柄回转半径，mm。

5.2.5 圆角和油孔

5.2.5.1 整锻和铸造曲轴的曲臂与曲柄销或主轴颈的过渡圆角应光滑。

5.2.5.2 曲柄销和主轴颈表面上的油孔应倒圆，圆角应平顺光滑。

5.2 6 其他

5.2.6.1 若曲轴的结构尺寸不符合本节规定时，应提供曲轴的设计、试验等有关资料，或将实践证明是安全可靠的依据送船舶检验机构审核。

5.2.6.2 必要时，曲轴轴径的校核或组合式曲轴套合过盈量的确定，也可采用经船舶检验机构认可的其他计算方法。

第 3 节 主要固定件

5.3.1 机架和机座

5.3.1.1 柴油机的机架和机座应进行消除内应力的时效热处理。采用焊接结构时，应符合第八篇第 6 章的有关规定。

5.3.1.2 主机的机座应有足够的刚性，并用螺栓或螺栓及止推板等方法或按照经认可的说明书的规定，可靠地固定在具有足够刚性的船舶基座上。如仅采用螺栓固定时，其紧配螺栓的数量一般不少于螺栓总数的 15%，但应不少于四个。紧配螺栓处的垫片应为整块拂配垫片。如采用浇注型环氧树脂垫片安装时，其材料配方和浇注工艺应经船舶检验机构认可。

5.3.2 示功阀

5.3.2.1 气缸直径大于 230mm 的柴油机，每个气缸盖上必须装有示功阀。

5.3.3 气缸安全阀

5.3.3.1 气缸直径大于 230mm 的柴油机，每个气缸盖上必须装有安全阀。此阀应在不超过 1.40 倍最大燃烧压力时开启。安全阀排气口的位置应使排出的气体不致造成危害。对于辅机，气缸安全阀可由可靠的气缸超压报警装置代替。

5.3.4 曲轴箱及安全阀

5.3.4.1 曲轴箱及曲轴箱门应有足够的强度。曲轴箱门应可靠固定，以免曲轴箱内气体爆炸时脱开。

5.3.4.2 曲轴箱安全阀应为认可型，其结构应能在排出气体后迅速关闭，以防止空气随后冲入。安全阀的开启压力应尽可能低，最高应不大于 0.02MPa。应采取措施，例如装设挡板，使箱内的气流沿折射方向朝下方流出，以防止安全阀窜出的火焰造成伤害。

5.3.4.3 气缸直径不超过 200mm 和曲轴箱总容积不超过 0.6m^3 的柴油机，可不设安全阀。

气缸直径大于 200mm 但不超过 250mm 的柴油机，应在接近首尾端至少各设一个安全阀，且应在接近柴油机中部增设一个安全阀。

气缸直径大于 250mm 但不超过 300mm 的柴油机，应每隔一个曲柄至少设一个安全阀，且总数不少于两个。若曲柄为奇数，则安全阀应从端部设起。

气缸直径大于 300mm 的柴油机，每一个曲柄应至少设一个安全阀。

对总容积超过 0.6m^3 的曲轴箱空间，例如凸轮轴的齿轮箱或链条箱或其他类似装置也应设置安全阀。

安全阀总通流面积按每 1m^3 的曲轴箱容积不小于 115cm^2 计算，且每个安全阀通流面积应不小于 45cm^2。

5.3.4.4 确定曲轴箱容积时，可扣除曲轴箱内固定零部件所占容积。

5.3.4.5 建议设置曲轴箱的油雾指示装置或轴承温度控制及报警系统。

5.3.4.6 两台或多台柴油机的曲轴箱泄油管不得相互连通。

5.3.5 透气管

5.3.5.1 曲轴箱一般应避免使用透气管和任何可能使外部空气流进曲轴箱的装置。如设有透气管，则管的直径应尽量缩小，以减少爆炸后空气的进入，且透气管应引至甲板以上安全部位。

5.3.5.2 若采用从曲轴箱抽气的方式探测油雾，则曲轴箱内的真空度不得超过 25mm 水柱。

5.3.5.3 各台柴油机的透气管应独立，不得相互连通。

5.3.6 警告标牌

5.3.6.1 在机器处所的醒目部位应设有警告标牌，提示船上工作人员：无论何时，若怀疑曲轴箱内温度过高，则在柴油机停车后，必须经过足够时间使曲轴箱充分冷却之后方可打开曲轴箱门或观察孔。

第 4 节 管 系

5.4.1 一般要求

5.4.1.1 柴油机的管系，应符合本篇第 4 章的有关规定。

5.4.1.2 额定功率大于 37kW 的柴油机应装有当其滑油系统故障时，发出声光信号报警装置。

5.4.1.3 额定功率大于 220kW 的柴油机，其滑油系统必须设有低压声光报警装置和相关的自动停车装置。该报警装置宜为先有油压偏低时的报警，如未能及时处理，再出现油压过低报警并随后自动停车。其冷却系统应设高温声光报警装置。

5.4.1.4 气缸直径不小于 200mm 的柴油机，每缸均应装有测量排气温度的仪表。该仪表型式和规格必须能保证测量的精确性。

5.4.1.5 气缸直径不小于 250mm 的柴油机，每缸均应装有测量冷却水出水温度的仪表和调节各缸冷却水量的装置。

5.4.1.6　气缸直径不小于 250mm 的柴油机，其高压燃油管应可靠地加以固定并采用认可型的金属软管进行围护，以防止燃油或油雾喷射到机器或周围处所内的着火源。所漏出的燃油应泄至适当的集油柜中。

5.4.1.7　直接设置在柴油机上的燃油过滤器和滑油过滤器，不应设置于热的零部件附近。

5.4.1.8　可转换的过滤器应设有疏放阀和放气阀。其供油腔室和未工作的腔室应能清晰辨别。在该滤油器的下面宜设有可疏放的滴油盘。

5.4.1.9　柴油机的冷却水进水总管或机体上应设有疏放冷却水的阀。

第 5 节　　起动装置

5.5.1　空气瓶及其容量

5.5.1.1　空气瓶的设计和制造应符合本篇第 8 章的有关规定。

5.5.1.2　供主机起动的空气瓶应至少有两个。其总容量应在不补充充气的情况下，对每台可换向的主机能从冷机连续起动不少于 12 次，试验时应正倒车交替进行；对每台不能换向的主机能从冷机连续起动不少于 6 次。如主机多于两台时，空气瓶的容量可适当减少。如空气瓶除供起动外，还需兼作它用，其容量应适当增加。

5.5.1.3　供辅机起动用的空气瓶容量，应在不补充充气的情况下，能从冷机连续起动功率最大的一台辅机不少于 6 次。

5.5.1.4　空气瓶的安装应使泄水接管在船的正常倾斜情况下能有效地泄水。

5.5.2　充气设备

5.5.2.1　供主机起动用的充气设备应至少设有两套，其中至少一套应由主机以外的动力驱动。这些充气设备的总排量应在 1h 内由大气压升至本篇 5.5.1.2 规定的连续起动所需的压力。

5.5.2.2　对无限航区和船长不小于 30m 的渔船，除应符合本篇 5.5.2.1 的规定外，还须备有不需从船外供应动力的应急充气设备，该设备可采用手起动的柴油机或其他有效的驱动装置。排量经船舶检验机构认可的手动空气压缩机也可用作应急充气设备。如符合本篇 5.5.2.3 的规定，应急充气设备可免设。

5.5.2.3　如空气压缩机系电力驱动，只要实际可行，亦可采用应急电源作为初始起动的设施。

5.5.3　空气压缩机

5.5.3.1　空气压缩机应设有压力表和安全阀。安全阀的开启压力不应大于工作压力的 1.1 倍。压缩空气冷却器的水套上，应设有安全阀或相应的安全装置。

5.5.3.2　空气压缩机的设计应使排出的空气温度不致过高。必要时，在其出口端应装设易熔塞或等效设施。

5.5.3.3　空气压缩机的曲轴箱容积超过 $0.6m^3$ 时应设置安全阀。

5.5.4　压缩空气起动总管

5.5.4.1　起动空气总管上应设有止回装置和泄放设施。

5.5.4.2　气缸直径大于 230mm 的柴油机，其起动空气系统应安装火焰阻止器；对可直接换向的柴油机，该装置应装于每一个起动阀处，对不可换向的柴油机可安装于起动空气总管上。

5.5.5　起动用蓄电池组

5.5.5.1　若主机为电力起动，应设有两组蓄电池，总容量在不补充充电的情况下，应能使每台柴油机从冷机连续起动不少于 12 次，且每组蓄电池应能独立使主机起动，并随时可用船上的充电设备充电。

5.5.5.2　用于辅机起动的蓄电池组，其总容量应满足每台辅机至少起动 3 次的要求。

5.5.6 应急发电机组的起动装置

5.5.6.1 应急发电机组的原动机，在 0℃应具有冷机起动的能力。如不具备这种能力或可能遇到更低温度时，可装设一个经船舶检验机构认可的加热辅助装置，以保证应急发电机组的低温起动性能。

5.5.6.2 每台自动起动的应急发电机组除应至少配备能供三次连续起动的动力源，和经船舶检验机构认可的起动装置外，还应配备 30min 内能起动三次的第二能源，但如人工起动经验证有效，可免设第二能源。

5.5.6.3 所储备的起动能源应始终保持如下：

.1 电力和液力起动系统应由应急配电板保持；

.2 压缩空气起动系统可由主或辅空气瓶通过一个适当的止回阀或由一台应急空气压缩机供气。如该应急空气压缩机为电力驱动，则应由应急配电板供电；

.3 所有起动、充电和能源储备装置应设于应急发电机处所内。这些装置除起动应急发电机组外，不应作为其他用途，但并不排除主或辅压缩空气系统通过设在应急发电机处所内的止回阀向应急发电机的空气瓶供气。

5.5.6.4 当不要求自动起动时，可允许采用经验证有效的人工起动方法，例如手摇曲轴、惯性起动、人工充液液力蓄能器等。

5.5.6.5 用于从“瘫船”状态恢复运转的应急发电机，应保证在无起动能源的情况下，能恢复运转。

第 6 节 扫气——增压装置

5.6.1 润滑系统

5.6.1.1 废气涡轮增压器的润滑系统可为独立的，也可为与主机共用的。如采用非增压器直接带动的独立循环系统，则应设有单独的备用泵。

5.6.2 仪表及报警装置

5.6.2.1 废气涡轮增压器一般应装有测定涡轮前废气温度、增压空气压力和滑油温度等参数的仪表。除增压器直接带动的独立系统外，还应装有滑油压力表、滑油高温和低压的报警装置。中间冷却器的前后均应装温度计。

5.6.2.2 增压器的结构应便于测量其转速。

5.6.3 滤清器、消声器

5.6.3.1 涡轮增压器应有空气滤清和进气消声的措施。

5.6.4 转子止转装置

5.6.4.1 增压器应有转子止转的装置。否则，在涡轮前、后的管道上应装有旁通管接头或其他有效措施，当增压器损坏时，主机仍能工作。

5.6.5 临界转速

5.6.5.1 涡轮增压器的转子应进行临界转速计算。对刚性转子轴，其临界转速应不低于标定转速的 1.3 倍。

5.6.6 转子轴及转子

5.6.6.1 转子全部装配好后，应作动平衡校验。

5.6.7 保护

5.6.7.1 回流和横流扫气的二冲程柴油机的涡轮喷嘴前，应装有格栅或其他有效的装置，以防止活塞环断

块飞入涡轮。

5.6.7.2　曲轴箱透气管不宜与增压器进口接通。如接通，则在进口前应设有有效的油气分离装置。

5.6.7.3　经中间冷却器冷却后的进气温度达到或接近相应压力及湿度的露点时，应于中冷器后加装有效的气水分离器。

5.6.7.4　废气涡轮增压器与主机的匹配，应满足在预计的工况下不发生喘振的要求。

5.6.8　应急鼓风机

5.6.8.1　不带扫气泵的二冲程废气涡轮增压柴油机，须备有独立的应急鼓风机，但具有串联扫气系统者除外。

5.6.9　扫气箱安全阀

5.6.9.1　额定功率大于 220kW 的二冲程柴油机扫气箱上，应装有安全阀及排除污油和凝水的装置。安全阀的开启压力一般不超过最高扫气压力的 1.1 倍。

第 7 节　　调速器及超速保护装置

5.7.1　调速器

5.7.1.1　主机应装有可靠的调速器。其瞬时调速率不大于 10%。

5.7.2　超速保护装置

5.7.2.1　额定功率大于 220kW 的主机，除装有本篇 5.7.1 所述的调速器外，还应装有超速保护装置，以防止主机的转速超过标定转速的 120%。

5.7.3　发电机组调速器

5.7.3.1　驱动发电机的柴油机必须装有调速器，其调速特性应符合下列规定：

当突然卸去额定负荷时，其瞬时调速率不大于 10%；稳定调速率不大于 5%。当在空负荷状态下突然加上 50%额定负荷，稳定后再加上余下的 50%负荷时，其瞬时调速率不大于标定转速的 10%；稳定调速率不大于标定转速的 5%；稳定时间（即转速恢复到波动率为±1%范围的时间）不超过 5s。

对应急发电机应做一次突加额定负荷或分步加载试验，并应满足上述调速性能的要求。采用分步加载时，还应符合以下要求：

.1　主配电板失电后，应急发电机应能在 45s 内完成启动，并向应急电网供电；

.2　最大梯级负荷是已声明并经过验证的；

.3　设计电力分配系统时，最大梯级负荷不应超出其允许工作范围；

.4　以上规定的时间延迟及加载次序的符合性在船上试验应验证。

5.7.3.2　额定功率大于 220kW 的驱动发电机的柴油机，除装有本篇 5.7.3.1 所述的调速器外，还应装有超速保护装置，以防止柴油机转速超过标定转速的 115%。

5.7.3.3　并联运行的发电机组其调速器的稳定调速率应尽量相同，其结构与性能应符合第四篇第 4 章的有关规定。

5.7.3.4　本篇 5.7.2 与 5.7.3.2 中所指的超速保护装置应是与调速器完全分开的独立运行的系统。

第 8 节　　液压试验

5.8.1 **试验压力**

5.8.1.1 凡承受压力的柴油机零部件的空间，应按表 5.8.1.1 的规定进行液压试验。

5.8.1.2 空气压缩机的气缸盖和气缸套的冷却腔以及空气冷却器的试验压力，为冷却水工作压力的 1.5 倍。

液压试验的试验压力 **表** 5.8.1.1

序号	项　　目	试验压力[注1]
1	气缸盖冷却腔	0.7MPa
2	气缸套（在冷却腔的整个长度）	0.7MPa
3	气缸体冷却腔	1.5 P，但不小于 0.4MPa
4	排气阀冷却腔	1.5 P，但不小于 0.4MPa
5	活塞顶冷却腔（与活塞杆装配组成密闭空间后进行试验）	0.7MPa
6	高压燃油喷射系统： 高压油泵体的受压面 喷油器 高压油管	 1.5 P 或 P ＋30MPa，取其较小者 1.5 P 或 P ＋30MPa，取其较小者 1.5 P 或 P ＋30MPa，取其较小者
7	液压系统用于驱动排气阀的液压高压管路	1.5 P
8	扫气泵气缸	0.4MPa
9	涡轮增压器冷却腔	1.5 P，但不小于 0.4MPa
10	排气管冷却腔	1.5 P，但不小于 0.4MPa
11	机带空压机（气缸、气缸盖、中间冷却腔、后冷却腔）： 空气侧 水侧	 1.5 P 1.5 P，但不小于 0.4MPa
12	冷却器每一侧[注2]	1.5 P，但不小于 0.4MPa
13	机带泵（油、水、燃油、污水）	1.5 P，但下小于 0.4MPa

注 1：P 是指被试验部件的最大工作压力。
注 2：空气冷却器仅需试验水侧。

第6章　齿轮箱

第1节　通　则

6.1.1　适用范围

6.1.1.1　本章规定适用于以渐开线圆柱齿轮传动的传递功率大于 100kW 的渔船推进用齿轮箱以及主机前端输出齿轮箱和辅机用齿轮箱。

6.1.1.2　齿轮箱传动装置的扭转振动应符合本篇第 7 章第 4 节的有关规定。

6.1.1.3　传递功率不大于 100kW 的上述齿轮箱，其部分要求可根据作业条件和各自的用途适当放宽，但应注意全面安全。

6.1.2　固定

6.1.2.1　齿轮箱应有足够的刚性，并用螺栓等方法可靠地固定在船体结构的基座上。通常其紧配螺栓的数目应不少于四个。

第2节　材　料

6.2.1　材料要求

6.2.1.1　齿轮箱的轴、齿轮、大齿轮齿圈（若有）和联轴器等一般应采用锻钢制造，其锻件的材料应符合第七篇第 4 章的有关规定。

6.2.1.2　非表面硬化齿轮的大、小齿轮间应有一定的硬度差。在一般情况下，大齿轮的最低抗拉强度应不大于小齿轮最低抗拉强度的 85%，且不小于 490MPa。

6.2.1.3　经高频淬火或氮化的齿轮，其芯部的抗拉强度不低于 800MPa，而表面渗碳的齿轮应不低于 750MPa。

6.2.2　无损探伤试验

6.2.2.1　加工后直径超过 200mm 的齿轮锻件，应在切齿前进行超声波探伤。

6.2.2.2　所有表面硬化齿轮的轮齿应进行磁粉探伤或着色检查。对于非表面硬化齿轮的轮齿，精加工后也应进行上述检查。

第3节　齿轮承载能力计算

6.3.1　符号和定义

a——中心距，mm；

b——齿宽，人字齿为两斜齿轮宽 $b=2b_B$，其中 b_B 为人字齿单斜齿的宽度。当大、小齿轮宽度不同时，取较小值，mm；

d——分度圆直径，mm；

d_a——齿顶圆直径，mm；

d_b——基圆直径，mm；

d_f——齿根圆直径，mm；

h_a——齿顶高，mm；

h_f——齿根高，mm；

ρ_F——30°切线处齿根圆角半径，mm；

h_{ao}——刀具基准齿条齿顶高（见图 6.3.4.2），mm；

ρ_{ao}——刀具齿根圆角半径（见图 6.3.4.2），mm；

ρ_{ro}——刀具凸出部分值（见图 6.3.4.2），mm；

h——齿全高，mm；

m_n——法向模数，mm；

m_t——端面模数，mm，$m_t=\dfrac{m_n}{\cos\beta}$；

β——分度圆上的螺旋角，°；

α_n——分度圆上的法向压力角，°；

β_b——基圆上的螺旋角，°，$tg\beta_b=tg\beta\cos\alpha_t$；

α_t——分度圆上的端面压力角，°，$tg\alpha_t=\dfrac{tg\alpha_n}{\cos\beta}$；

α_{tw}——节圆上的端面压力角，°，$\cos\alpha_{tw}=\dfrac{m_t(Z_1+Z_2)\cos\alpha_t}{2a}$；

Z——齿数；

Z_n——当量齿数，$Z_n=\dfrac{Z}{\cos^2\beta_b\cos\beta}$；

u——齿数比，$u=\dfrac{Z_2}{Z_1}$>1；

V——分度圆上的线速度，m/s；

X——齿顶高变位系数；

F_t——分度圆周上的额定切向力，N，$F_t=\dfrac{2000T_1}{d_1}=\dfrac{2000T_2}{d_2}$；

Tv 齿轮传递的额定扭矩，计算时，小齿轮和大齿轮的参数分别以下标 1 及 2 代表，N·m；

ε_α——端面重合度，$\varepsilon_\alpha=\dfrac{g}{\pi m_t\cos\alpha_t}$；

其中：$g=0.5\sqrt{d_{a_1}^2-d_{b_1}^2}\pm0.5\sqrt{d_{a_2}^2-d_{b_2}^2}-a\sin\alpha_{tw}$，外啮合时为“+”号，内啮合时为“－” 号；

ε_β——轴向重合度，$\varepsilon_\beta=\dfrac{b\sin\beta}{\pi m_n}$，人字齿时，式中 b=2 b_B。

6.3.2 齿面接触强度计算

6.3.2.1 齿轮节圆上的计算接触应力σ_H应不超过小齿轮和大齿轮的许用接触应力σ_{Hp1}和σ_{Hp2}。

6.3.2.2 计算接触应力σ_H由下式确定：

$$\sigma_H=189.8Z_HZ_\varepsilon Z_\beta\sqrt{\frac{F_t}{d_1b}\frac{u+1}{u}}\sqrt{K_AK_vK_{H\beta}K_{H\alpha}}\qquad \text{MPa}\qquad (6.3.2.2)$$

式中：Z_H——节点区域系数，$Z_H=\sqrt{\dfrac{2\cos\beta_b\cos\alpha_{tw}}{\cos^2\alpha_t\sin\alpha_{tw}}}$；

Z_ε——重合度系数，

$$Z_\varepsilon=\sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \qquad \text{对}\ \varepsilon_\beta\geq 1;$$

$$Z_\varepsilon=\sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}(1-\varepsilon_\beta)+\frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \qquad \text{对}\ \varepsilon_\beta<1;$$

Z_β——螺角系数，$Z_\beta=\sqrt{\cos\beta}$；

K_A——应用系数，由表 6.3.2.2 查取：

应用系数 K_A **表** 6.3.2.2

原动机	原动机与齿轮传动装置联轴器型式	K_A	
		主机	辅机
涡轮机、电动机	任意	1.00	1.00
柴油机	液力耦合器或电磁联轴器	1.00	1.00
	高弹性联轴器	1.30	1.20
	弹性联轴器	1.40	1.30
	刚性联轴器	1.50	1.40

K_V——动载系数，对于直齿 $Z_1V\leqslant$1000m/s 和斜齿 $Z_1V\leqslant$1400m/s 的齿轮，K_V值为：

$K_V=1+3.5Q_{II}^2Z_1V(2+\sqrt{\varepsilon_\beta})^{-1}10^{-5}$，对于有更高 Z_1V值的齿轮，K_V值应由制造厂提供。

式中：Q_{II} 为齿轮第Ⅱ公差组精度等级，取大、小齿轮中的较大值；

$K_{H\beta}$——齿向载荷分布系数，对于无螺旋线修形的齿轮，$K_{H\beta}$ 值为：

$$K_{H\beta}=1+0.02Q_{\text{III}}+\frac{(Q_{\text{III}}^2-14)b}{10^5}+0.18(\frac{b}{d_1})^2$$

式中：Q_{III} 为齿轮第III公差组精度等级，取大、小齿轮中的较大值，人字齿轮 $b=b_B$；

$K_{H\alpha}$——齿间载荷分布系数，$K_{H\alpha}=1+\dfrac{10bf_{pb}}{F_tK_AK_VK_{H\beta}}$，

式中：f_{pb}为基节偏差，取大、小齿轮中较大值，μm ；

若 f_{pb}小于齿形误差 f_f，则取 f_f 值；

若齿顶修缘，取 f_{pb}（或 f_f）的 1/2 值；

若 $K_{H\alpha}>\dfrac{1}{Z_\varepsilon^2}$，则 $K_{H\alpha}=\dfrac{1}{Z_\varepsilon^2}$。

6.3.2.3　许用接触应力σ_{Hp}由下式确定：

$$\sigma_{Hp}=\frac{\sigma_{H\lim}}{S_H}Z_LZ_RZ_VZ_W \qquad \text{MPa} \qquad (6.3.2.3)$$

式中：$\sigma_{H\lim}$——接触疲劳极限应力，MPa；根据齿轮材料、热处理方法、表面硬度等，由图 6.3.2.3-1～6.3.2.3-3 曲线查取；

S_H——接触应力安全系数，由表 6.3.2.3 查取；

接触应力和弯曲应力安全系数 S_H 和 S_F　　表 6.3.2.3

	S_H	S_F
主机齿轮	1.20	1.55
辅机齿轮	1.15	1.40

Z_L——润滑系数：

$Z_L = 0.83 + 0.68\nu_f$（对非表面硬化钢）；

$Z_L = 0.91 + 0.36\nu_f$　（对表面硬化钢）；

其中：　$\nu_f = \dfrac{1}{(1.2 + \dfrac{80}{\nu_{50}})^2}$，　ν_{50}为 50℃时滑油的运动粘度，mm²/s；

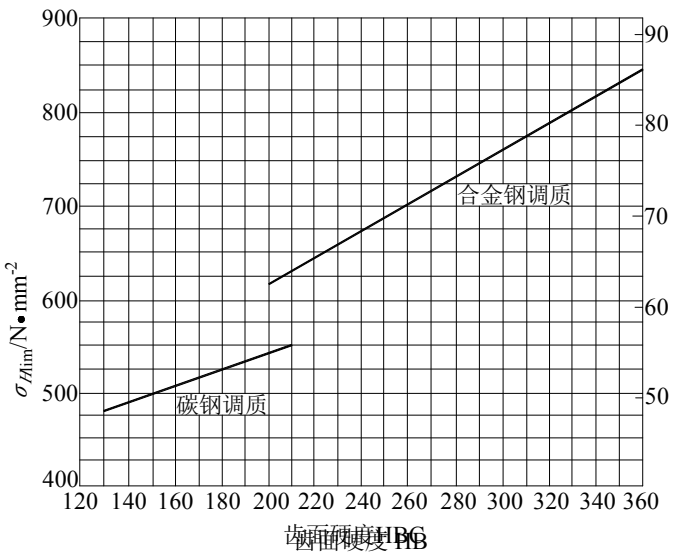


图 6.3.2.3-1　接触疲劳极限应力

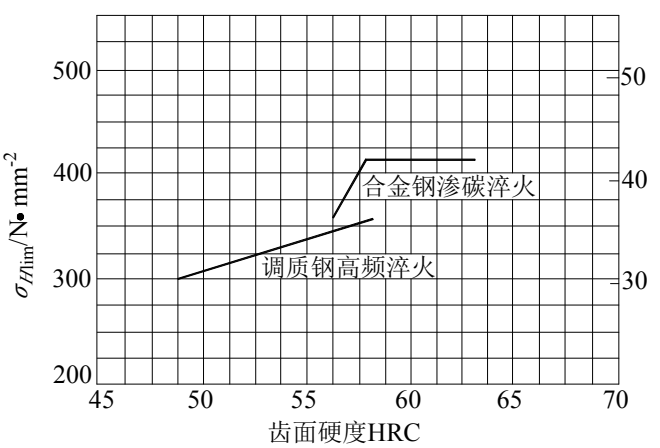
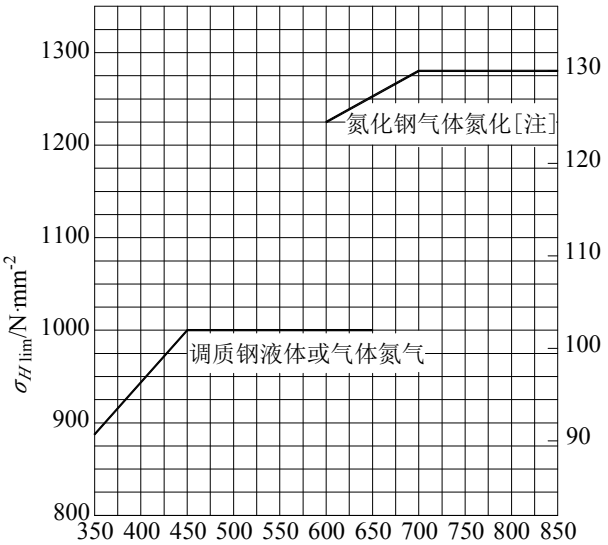


图 6.3.2.3-2　接触疲劳极限应力



注：含铝钢气体氮化HV≤750

图6.3.2.3（3）

图 6.3.2.3-3 接触疲劳极限应力

Z_R——粗糙度系数，$Z_R=(\dfrac{3}{R_{zm}})^c$，其中，$R_{zm}=\dfrac{R_{Z_1}+R_{Z_2}}{2}\cdot\sqrt[3]{\dfrac{100}{a}}$，μm；

其中，R_{Z_1}和R_{Z_2}分别为大小齿轮跑合后的齿面平均粗糙度，m；对表面硬化钢c=0.08，对非表面硬化钢c=0.15；

Z_V——速度系数：

$$Z_V=0.93+0.14V_P \qquad \text{（对表面硬化钢）；}$$

$$Z_V=0.85+0.3V_P \qquad \text{（对非表面硬化钢）；}$$

其中，$V_P=\dfrac{1}{\sqrt{0.8+\dfrac{32}{V}}}$；

Z_W——齿面工作硬化系数：

当大齿轮齿面硬度 HB_2 为 130～400，且小齿轮齿面平均粗糙度的算术平均值 R_a<1 μm 时，$Z_W=1.2-\dfrac{HB_2-130}{1700}$；其他情况时，$Z_W$=1。

6.3.3 齿根弯曲强度计算

6.3.3.1 小齿轮和大齿轮的齿根计算弯曲应力σ_{F1}和σ_{F2}应不超过小齿轮和大齿轮的许用弯曲应力。

6.3.3.2 齿根计算弯曲应力σ_F由下式确定（见图 6.3.3.2）：

$$\sigma_F=\frac{F_t}{bm_n}Y_{FS}Y_\varepsilon Y_\beta K_A K_V K_{F\beta}K_{F\alpha} \qquad \text{MPa} \qquad (6.3.3.2\text{-}1)$$

式中：Y_{FS}——复合齿形系数，$Y_{FS}=Y_{Fa}Y_{sa}$

其中：齿形系数：$Y_{Fa}=\dfrac{6(\frac{h_{Fa}}{m_n})\cos\alpha_{Fan}}{(\frac{S_{Fn}}{m_n})^2\cos\alpha_n}$；

$$E=\frac{\pi}{4}m_n-h_{ao}tg\alpha_n+h_k(tg\alpha_n-tg\alpha_{pro})-(1-\sin\alpha_{pro})\frac{\rho_{ao}}{\cos\alpha_{pro}}\quad\text{mm}\qquad(6.3.3.2\text{-}2)$$

若非凸型刀具，则$\alpha_n=\alpha_{pro}$；

$$G=\frac{\rho_{ao}}{m_n}-\frac{h_{ao}}{m_n}+X;\qquad(6.3.3.2\text{-}3)$$

$$H=\frac{2}{Z_n}(\frac{\pi}{2}-\frac{E}{m_n})-\frac{\pi}{3}\quad\text{rad}\qquad(6.3.3.2\text{-}4)$$

$\theta=\dfrac{2G}{Z_n}tg\theta-H$，rad，可用$\theta=\pi/6$初值代入试算；

$$\frac{S_{Fn}}{m_n}=Z_n\sin(\frac{\pi}{3}-\theta)+\sqrt{3}(\frac{G}{\cos\theta}-\frac{\rho_{ao}}{m_n});$$

$$d_n=\frac{d}{\cos^2\beta_b}\quad\text{mm};$$

$$d_{bn}=d_n\cos\alpha_n\quad\text{mm};$$

$$d_{an}=d_n+d_a-d\quad\text{mm};$$

$$\alpha_{an}=ar\cos(\frac{d_{bn}}{d_{an}})\quad\text{rad};$$

$$inv\alpha_n=tg\alpha_n-\alpha_n\quad\text{rad};$$

$$inv\alpha_{an}=tg\alpha_{an}-\alpha_{an}\quad\text{rad};$$

式中α_n,α_{an}单位为 rad。

$$\gamma_a=\frac{1}{Z_n}(\frac{\pi}{2}+2Xtg\alpha_n)+inv\alpha_n-inv\alpha_{an}\quad\text{rad};$$

$$\alpha_{Fan}=\alpha_{an}-\gamma_a\quad\text{rad};$$

$$\frac{h_{Fn}}{m_n}=\frac{1}{2}[(\cos\gamma_a-\sin\gamma_a tg\alpha_{Fan})\frac{d_{an}}{m_n}-Z_n\cos(\frac{\pi}{3}-\theta)-\frac{G}{\cos\theta})+\frac{\rho_{ao}}{m_n}];$$

对于内啮合齿轮：

$$\frac{S_{Fn2}}{m_n}=2(\frac{\pi}{4}+tg\alpha_n\frac{h_{f2}-\rho_{ao2}}{m_n}+\frac{\rho_{ao2}-P_{ro}}{m_n\cos_{\alpha_n}}-\frac{\sqrt{3}\rho_{ao2}}{2m_n});$$

$$\frac{h_{Fn2}}{m_n}=\frac{d_{a2}-d_{f2}}{2m_n}-[\frac{\pi}{4}+(\frac{h_{f2}}{m_n}+\frac{d_{a2}-d_{f2}}{2m_n})tg\alpha_n]tg\alpha_n-\frac{\rho_{ao2}}{2m_n};$$

应力修正系数　$Y_{sa}=(1.2+0.13L_a)Q_s^A$，计算如下：

$$L_a = \frac{S_{Fn}}{h_{Fa}};$$

对外啮合：$\rho_F = \rho_{ao} + \dfrac{2m_n G^2}{\cos\theta(Z_n \cos^2\theta - 2G)}$，mm；对内啮合：$\rho_F = \rho_{ao}$，mm；

$$Q_s = \frac{S_{Fn}}{2\rho_F};$$

$$A = \frac{1}{1.21 + \dfrac{2.3}{L_a}};$$

Y_ε——重合度系数，$Y_\varepsilon = 0.25 + \dfrac{0.75}{\varepsilon_\alpha}$；

Y_β——螺旋角系数，$Y_\beta = 1 - \dfrac{\beta}{120}$，当$\varepsilon_\varepsilon \geq 1$时；

$Y_\beta = 1 - \dfrac{\beta}{120}\varepsilon_\beta$，当$\varepsilon_\varepsilon < 1$时；当$\beta$>30°时，取$\beta$=30°；

K_A——见本篇 6.3.2.2；

K_V——见本篇 6.3.2.2；

$K_{F\beta}$——齿向载荷分布系数，$K_{F\beta} = K_{H\beta}$，$K_{H\beta}$见本篇 6.3.2.2；

K_{Fa}——齿间载荷分布系数，$K_{Fa} = K_{Ha}$，但$K_{Fa} \leq \dfrac{1}{Y_\varepsilon}$，$K_{Ha}$见本篇 6.3.2.2。

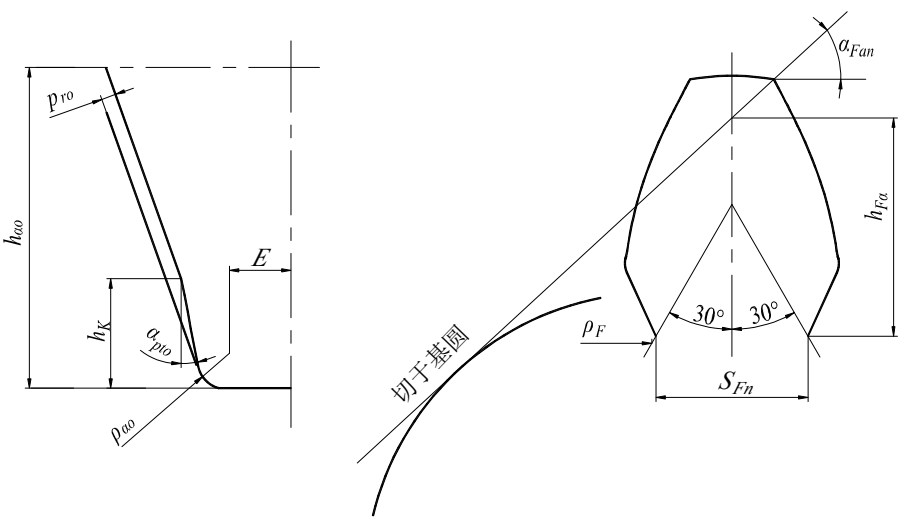


图 6.3.4.2

图 6.3.3.2　刀具基本齿廓尺寸、齿根弦齿厚 S_{F_n} 和弯曲力臂 h_F

6.3.3.3　齿根许用弯曲应力σ_{FP}由下式确定：

$$\sigma_{FP} = \frac{2\sigma_{F\lim}}{S_F} Y_D Y_\delta Y_R Y_X \qquad \text{MPa} \qquad (6.3.3.3)$$

式中：$\sigma_{F\lim}$——弯曲疲劳极限应力，MPa，根据齿轮材料、热处理、表面硬度由图 6.3.3.3（1）～（3）查

取，凡含有 Cr、Ni、Mo 元素的合金钢渗碳淬火齿轮，其 $\sigma_{F\lim}$ 可提高 5%～10%（大值适用于含上述两项及以上元素者）。

S_F ——弯曲应力安全系数，由本篇表 6.3.2.3 查取；

Y_D ——装置系数：

承受单向（脉动）负荷的齿轮　　$Y_D = 1$；

承受交变负荷的齿轮　　$Y_D = 0.70$；

承受双向全扭矩的齿轮　　$Y_D = 0.75$；

具有正倒车功能的齿轮　　$Y_D = 0.90$；

套合装配的齿圈　　$Y_D = 0.80$；

Y_δ ——相对齿根圆角敏感系数：

$Y_\delta = 0.96 + \dfrac{0.08}{\rho_F}$（对渗碳硬化和高频淬火硬化齿轮）；

$Y_\delta = 0.8 + \dfrac{0.3}{\sqrt{\rho_F}}$（对氮化齿轮）；

$Y_\delta = 1 + \dfrac{80 - 40\rho_F}{R_{eH}\rho_F}$（对非表面硬化齿轮）；

其中：R_{eH} 为齿轮材料的屈服点或规定非比例伸长应力，MPa；

当 ρ_F<1mm 时，取 ρ_F=1mm；

Y_R ——相对表面状态系数：$Y_R = 1 - \lg(\dfrac{R_Z}{10})^k$；

式中：k =1/6（对调质齿轮），k =1/25（对氮化齿轮），k =1/10（对软齿面齿轮或非氮化的表面硬化齿轮）；

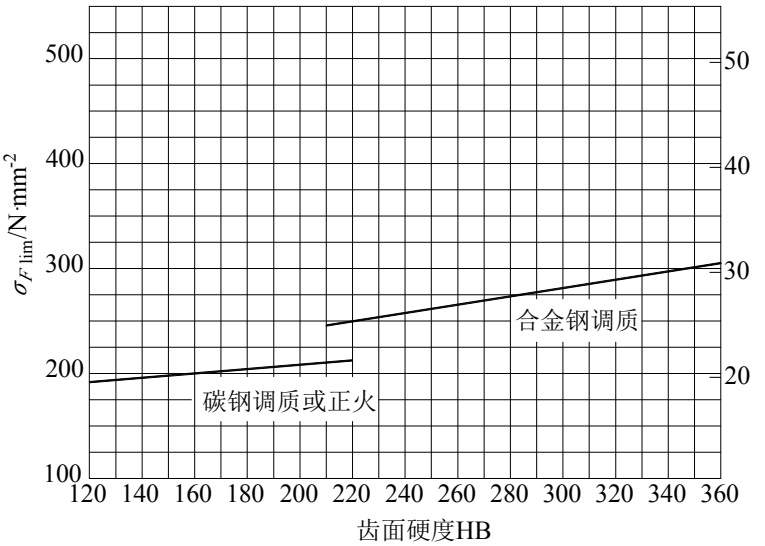
其中 R_Z 为齿根圆角表面平均粗糙度，μm；

当 $R_Z \leqslant 15\,\mu m$ 时，Y_R=1；

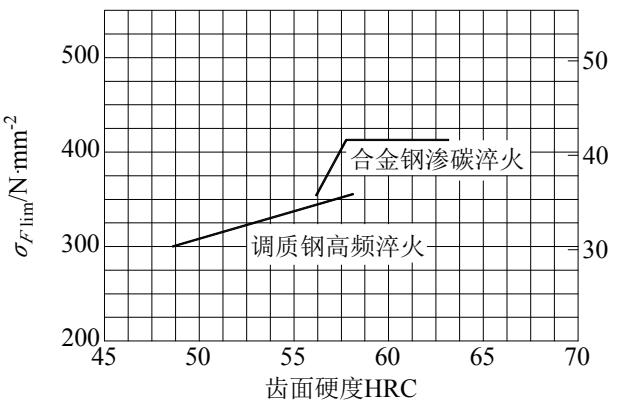
Y_x ——尺寸系数：

Y_x=1.03－0.006 m_n　　（对非表面硬化齿轮），但 $0.85 \leqslant Y_x \leqslant 1$；

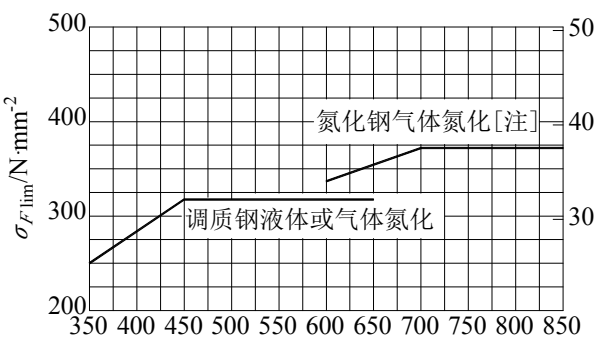
Y_x=1.05－0.01 m_n　　（对表面硬化齿轮），但 $0.75 \leqslant Y_x \leqslant 1$。



（1）



（2）



注：含铝钢气体氮化HV≤750

（3）

图 6.3.3.3 齿轮材料、热处理、表面硬度

6.3.4 其他

6.3.4.1 轮齿承载能力如采用其他计算方法，则应将详细技术资料提供给船舶检验机构审查。

第 4 节　主要结构

6.4.1　齿形

6.4.1.1　齿根应圆滑过渡，其圆角半径应不小于 0.38 m_n。

6.4.1.2　当 b/d_1>1.5 时，齿轮的齿端应进行倒角。

6.4.1.3　符合下列情况之一者应对齿轮进行适当的齿顶修缘：

.1　齿轮法向模数大于 6mm；

.2　小齿轮齿轮顶高与啮合总工作高度之比大于 0.65；

.3　啮合总工作高度与法向节距之比大于 0.75。

6.4.2　齿面

6.4.2.1　表面硬化的齿轮，其硬化层应均匀分布延伸整个齿面和圆角部分。

6.4.2.2　齿轮气体氮化的硬化层深度一般大于 0.5mm，且在 0.25 m_n 深度处硬度应不小于 HV500。

6.4.2.3　非氮化处理的表面硬化齿轮，完工后齿轮硬化层深度应不小于 0.15 m_n。

6.4.2.4　表面渗碳硬化的齿轮，其表面硬度应不小于 HRC56。

6.4.3　齿轮

6.4.3.1　用于柴油机功率传递的齿轮，其制造精度应不小于 7 级。

6.4.3.2　采用螺栓将齿圈和轮毂连接的齿轮，应用紧配螺栓进行固定并应有防松措施，但不得焊牢。

6.4.4　齿轮轴

6.4.4.1　扭力轴直径 d 应不小于按下式计算所得之值：

$$d = 100\sqrt[3]{\frac{400N_e}{n_e R_m}} \quad \text{mm} \qquad (6.4.4.1)$$

式中：N_e——轴传递的最大持续功率，kW；

n_e——传递 N_e 时的转速，r/min；

R_m——轴材料的抗拉强度，MPa，但不能大于 1100MPa。

6.4.4.2　齿轮轴的直径应不小于按本篇 7.2.2.1 公式所求得的值。

6.4.4.3　当齿轮采用键或套合方法装配于轴上时，轴在装配范围内的直径应比本篇 6.4.4.2 规定的直径增大 5%。

6.4.4.4　若大齿轮轴由一个小齿轮或两个彼此相隔小于 120°的小齿轮传动时，其齿轮轴承之间的直径应比本篇 6.4.4.1 规定的直径增大 15%，如果由二个彼此相隔大于等于 120°的小齿轮传动时，则齿轮轴承之间的直径应增大 10%。

6.4.5　齿轮箱体

6.4.5.1　采用焊接结构的齿轮箱体，其施工工艺应符合第八篇第 6 章的有关规定。

6.4.5.2　推进用齿轮箱的主推力轴承应设置在箱体内。

6.4.5.3　齿轮箱体及其支承应有足够的强度和刚度，齿轮箱体应设有观察窗和适当的透气装置。

6.4.6　连接

6.4.6.1　齿轮传动装置输出轴的联轴器如采用油压无键套合到轴上时，其实际选用的轴向推入量 S（mm）

或过盈量δ（mm），应符合本篇 7.3.2.4 的规定，如是热套合，则该计算公式中的 0.03 一项可不计入。

6.4.6.2　大齿圈与轮毂的套合、轮毂与轴的套合以及齿轮传动装置内的其他传递部件的套合，均应有适当的过盈和推入量。

6.4.6.3　齿轮箱传动装置内的法兰联轴器、弹性联轴器及离合器等的要求应符合本篇第 7 章第 3 节的有关规定。

6.4.7　啮合精度

6.4.7.1　齿轮齿面应均匀啮合，齿轮副接触斑点应不低于 7 级精度。

6.4.8　润滑和冷却

6.4.8.1　润滑油应能可靠地输送到所有轴承、啮合齿轮及其他要求润滑的部位。滑动轴承油槽的布置应计入轴承动态合力的影响。

6.4.8.2　齿轮传动装置的滑油系统应是独立的。压力润滑的滑油系统中应设有滑油温度计和压力表，飞溅润滑的油池中应设有油面指示器。若设有液压控制系统则应设有工作油压力表。

6.4.8.3　当齿轮箱采用独立循环润滑系统时，则应设有备用滑油泵。

对于多机多桨的渔船，可仅设一台备用滑油泵。

对于传递功率不大于 441kW 的齿轮箱，可免设备用滑油泵。

6.4.8.4　压力滑油系统中应设有滤器，其的结构应保证在不中断供应过滤油的情况下进行内部清洗。

对于传递功率不大于 220kW 齿轮箱的滤器可设有旁通管道，以便在滤器阻塞的应急状态下仍能维持滑油供给。

传递功率不小于 750kW 的齿轮箱，其滑油系统中应设有磁性滤器。

6.4.8.5　传递功率大于 220kW 的推进用齿轮箱应装设滑油低压报警装置。传递功率大于 441kW 的推进用齿轮箱还应装设滑油高温报警装置。

6.4.8.6　齿轮箱的滑油温度应不高于 70℃，采用滚动轴承时应不高于 80℃。

6.4.8.7　设置在齿轮箱体内部的冷却水管路不得有任何可拆接头。

6.4.9　应急装置

6.4.9.1　液压控制的齿轮传动装置。应设有应急的机械联接机构，以保证渔船在液压系统失灵时具有一定的航行能力。

6.4.10　测速仪表

6.4.10.1　传递功率大于 441kW 的齿轮箱及带有滑差装置的齿轮箱，均应设有输出轴转速表。

6.4.11　液压多片式离合器

6.4.11.1　液压多片式离合器及其控制系统的结构和设计，应能保证结排平稳，脱排迅速。

6.4.11.2　多片式离合器传递扭矩的裕度系数应不小于 1.5。

6.4.11.3　液压多片式离合器的结构和布置，应尽可能在不拆卸轴系或箱体的情况下，易于更换摩擦齿片及封油环等易损件。

6.4.11.4　传递功率大于 441kW 的设有多片式离合器的齿轮箱，通常应设有备用工作油泵。如工作油泵为易于拆装的机带泵，则可用完整的备品泵代替。

6.4.12　倒车功率

6.4.12.1　齿轮传动装置能传递的倒车功率均应不小于顺车额定功率的 70%。

6.4.13 **换向转速及时间**

6.4.13.1 齿轮传动装置任意换排的最大转速应不小于主机标定转速的 65%。设计时尚应考虑在紧急情况下，以不小于主机 90%的标定转速迅速换排。

6.4.13.2 齿轮传动装置换向时间应不大于 12s。换向时间系指在正常换排转速下，从正车（或倒车）操纵开始至倒车（或正车）开始运转为止的时间。

6.4.14 **速比切换**

6.4.14.1 双速比齿轮箱应能在主机标定转速下切换速比。

6.4.15 **操纵**

6.4.15.1 双机单桨装置的传动齿轮箱，其操纵机构必须设有联锁，以防止两台主机处于不同推进方向下同时挂排。

6.4.15.2 传递功率大于 441kW 的齿轮箱，应设有输出轴旋转方向的指示器。如输出轴上按本篇 6.4.10 规定所设的仪表为双向转速表，则指示器可以免设。

6.4.16 **标志**

6.4.16.1 可倒顺齿轮箱的操纵处，应设有指示手柄或手轮倒顺操作方向的标志，一般手柄向前移动或手轮顺时针方向转动时，指船舶前进方向。

第 5 节　　试　　验

6.5.1 **平衡试验**

6.5.1.1 齿轮应进行平衡试验。齿轮分度圆处线速度大于 25m/s 时，则应进行动平衡试验。试验应将齿轮与联轴器从动部分装配在一起后进行。

剩余动不平衡量应不超过 $60/n \times 10^4$ N·mm/t，式中 n 为试验部件的最大工作转速（r/min）。

6.5.1.2 整体锻造的齿轮和齿圈套合的整体锻造轮体的齿轮，若为同心加工且横截面形状一致，则可不进行平衡试验。

6.5.2 **台架试验**

6.5.2.1 柴油机传动齿轮箱应按船舶检验机构同意的试验大纲进行台架试验。

第 7 章　轴系及螺旋桨

第 1 节　　通　　则

7.1.1　适用范围

7.1.1.1　本章规定适用于柴油机推进渔船的推进轴系及前端输出轴系。

7.1.2　一般要求

7.1.2.1　推力轴、中间轴、尾管轴、螺旋桨轴及主机前端输出轴采用组合式联轴器时，应保证联轴器与轴之间不致因倒顺车而产生轴向相对运动，并且在轴上不致产生过度的应力集中。

7.1.2.2　轴系及螺旋桨的材料应符合本规范第七篇的有关规定。

锻钢轴的抗拉强度的范围应为：

.1　碳钢和锰钢为（400～600）MPa；

.2　合金钢不超过 800MPa；

.3　奥氏体不锈钢不超过（500～600）MPa；

.4　马氏体不锈钢不超过（850～1000）MPa；

.5　铁素体-奥氏体（二相合金）不锈钢不超过（600～750）MPa；

用于制造中间轴、尾管轴、螺旋桨轴等的热轧圆钢，其直径应不超过 250mm。

在特殊情况下，可采用锻造铜合金作为耐海水腐蚀的轴，但应经船舶检验机构的同意。

轴系联轴器也可用球墨铸铁制造。

7.1.2.3　推进轴系及传动装置应能承受足够的倒车功率，但不应引起主机的超负荷运转。

7.1.2.4　推进轴系、主机前端输出轴系及其传动装置中的滑动轴承温度应不超过 70℃，滚动轴承温度应不超过 80℃。

7.1.2.5　除采用由螺旋桨的推力产生摩擦传动扭矩的倒顺离合器外，推进轴系及其传动装置的设计及安装，应不得使主机曲轴承受来自螺旋桨的轴向推力。主机前端输出轴系及其传动装置不得限制主机曲轴轴向自由窜动和伸缩。

7.1.3　轴系校中

7.1.3.1　推进轴系和前端输出轴系的轴承数量和布置，应使在所有的装载和冷热态情况下均具有合理的轴承反力和轴弯曲力矩。设有齿轮箱传动的轴系，在齿轮箱的输入端应采用弹性联轴器。

7.1.3.2　如轴系校中采用法兰曲折和偏移的安装工艺，应计入轴自身重力的影响。

7.1.3.3　通常，对于螺旋桨轴直径超过 250mm 的推进轴系应进行合理校中计算，并提交船舶检验机构审查。轴系校中一般应使轴系在热态情况下满足下列要求：

.1　轴承的最大承载能力应不超过轴承的允许比压；

.2　每个轴承所受的正反力应不小于相邻两跨轴重力的 20%；

.3　轴的附加弯曲应力应不超过规定值；

.4　施加到柴油机输出法兰处的弯矩和剪力应不超过柴油机设计所规定的值。

7.1.3.4　必要时，船舶检验机构可要求提交“轴系校中计算书”和“轴系校中测量记录”。轴承的实际负荷误差一般应不超过计算值的±20%。

7.1.4 轴系振动

7.1.4.1 轴系应按本章第 4 节的规定进行扭转振动计算。除船舶检验机构特别要求外，通常可免作纵向振动和回旋振动计算。

第 2 节 轴 系

7.2.1 一般要求

7.2.1.1 按本章计算的轴最小直径，其扭转振动附加应力应符合本章第 4 节的规定。

7.2.2 轴的直径

7.2.2.1 轴的直径 d 应不小于按下式计算所得的值：

$$d = FC\sqrt[3]{\frac{N_e}{n_e}\left(\frac{560}{R_m+160}\right)} \quad \text{mm} \qquad (7.2.2.1)$$

式中：F——推进装置型式系数：

$F=95$，对于电力推进装置的中间轴；

$F=100$，对于其他型式的柴油机推进装置和所有螺旋桨轴；

N_e——轴传递的额定功率（齿轮箱和轴承的损失可不计），kW；

n_e——轴传递 N_e 时的转速，r/min；

R_m——轴材料的抗拉强度，对于中间轴，当中间轴采用碳钢和锰钢时，如 $R_m>760$MPa 时，取 760MPa；当中间轴采用合金钢时，如 $R_m>800$MPa 时，取 800MPa。对于螺旋桨轴和尾管轴，如 $R_m>600$MPa 时，取 600MPa；

C——不同轴的设计特性系数，按表 7.2.2.1 选取：

不同轴的设计特性系数[注7] 表 7.2.2.1

具有下列型式的中间轴					对在发动机外的推力轴		具有下列型式的尾管轴和螺旋桨轴			
整体连接法兰	液压无键套合联轴节	键槽	径向孔及横向孔	纵向槽	在推力环处向外延伸等于推力轴直径的部分，其余部分可按圆锥减小到中间轴直径	在轴向轴承处，此处滚柱轴承用作推力轴承	适用于本篇 7.2.2.4 规定的螺旋桨轴长度以前的螺旋桨轴或尾管轴到尾尖舱壁部分的直径	油润滑且具有认可型油封装置，由尾轴管船尾段或尾轴托架轴承段至螺旋桨桨毂间距离不小于 $0.25d$[注6]；或装有连续轴套或轴套之间且有适当保护层的采用油压无键套合的螺旋桨轴；或螺旋桨是采用螺栓联接到与法兰锻为一体的螺旋桨轴	油润滑且具有认可型油封装置，或装有连续轴套或轴套之间有适当保护层的有键螺旋桨轴；当能有效防止海水渗入轴与轴套之间时，亦适用于水润滑	在尾管内用脂润滑的尾管轴
1.0 注1	1.0	1.10 注2、5	1.10 注3、5	1.20 注4、5	1.10	1.10	1.15	1.22	1.26	1.40

注 1：法兰根部过渡圆角半径应不小于 $0.08d$。

注 2：至少在键槽及从键槽两端延伸到 $0.2d$ 的长度范围内，C 取 1.10。在这个范围以外，轴的直径可以减至以 C=1.0 的计算直径。键槽底部横截面的过渡圆角半径应不小于 $0.0125d$。

注 3：至少在孔及从孔两边缘延伸到 $0.2d$ 的长度范围内，C 取 1.10。在这个范围以外，轴的直径可以减至以 C=1.0 的

计算直径。镗孔直径应不大于 0.3 d 。

注 4：至少在槽及从槽两端延伸到 0.3 d 的长度范围内，C 取 1.20。在这个范围以外，轴的直径可以减至以 C=1.0 的计算直径。键槽长度应不大于 1.4 d ，宽度应不大于 0.2 d 。

注 5：当遇到轴上有多种型式时，则其修正时，多个系数应连乘计算。

注 6：d 是以 C=1.0 时计算所得的值。

注 7：轴上的槽或孔的边缘应磨光滑。

7.2.2.2 尾尖舱舱壁前的螺旋桨轴或尾管轴直径可以逐渐缩减到按 C=1.0 计算所得的值。

7.2.2.3 主机前端输出轴的直径 d_1 应不小于本篇 7.2.2.1 公式的计算值；

式中：N_e——前端输出轴传递的额定功率，kW；

n_e——前端输出轴传递 N_e 时的转速，r/min；

C=1.15——用于无横向传动负载的前端输出轴；

C=1.20——用于承受横向传动负载的前端输出轴。

7.2.2.4 螺旋桨轴在从螺旋桨桨毂前面到尾管后轴承前端间的轴段直径应不小于按本篇 7.2.2.1 中规定的 C 值计算之值。如果这部分轴段长度小于上述按规定计算直径的 2.5 倍，则符合计算规定计算直径的轴段应由尾管后轴承前端向前延伸，使具有计算规定直径的轴段长度不小于规定直径值的 2.5 倍。

7.2.3 轴的修正

7.2.3.1 如果空心轴的实际孔径 d_0 大于 0.4 d 时，需按下式进行修正：

$$d_c = d \sqrt[3]{\frac{1}{1-(\frac{d_0}{d_a})^4}} \quad \text{mm} \qquad (7.2.3.1)$$

式中：d_0——轴的实际孔径，mm；

d_c——修正后轴的直径，mm；

d_a——轴的实际外径，mm；

d——按本篇 7.2.2.1 式计算的轴直径，mm。

7.2.4 轴套

7.2.4.1 非耐腐蚀材料制造的尾管轴或螺旋桨轴应设有防止海水腐蚀的保护设施。

7.2.4.2 尾管轴或螺旋桨轴在轴承档处的铜套厚度 t 应不小于按下式计算的值：

$$t = 0.03\,d + 7.5 \quad \text{mm} \qquad (7.2.4.2)$$

式中：d ——尾管轴或螺旋桨轴在轴承档处的直径，mm。

当采用不锈钢轴套时，轴套厚度取上述计算值的一半，但不少于 6mm。

如采用其他轴套材料时，其厚度及其与轴承材质的配合，包括配合性能等应经船舶检验机构同意。

7.2.4.3 对连续轴套，其在轴承档之间的轴套厚度可适当减小，但不得小于 0.75 t 。

7.2.4.4 分段组成的轴套，在套合前应焊成整体，或采用经认可的方法使其对接面紧密接触，以防海水浸入。接缝部分不允许设在轴承区域内。

7.2.4.5 若两段轴套之间使用玻璃钢或工程塑料等包覆轴身时，则其包覆工艺及与轴套衔接处的结构应能有效地防止海水浸入。

7.2.4.6 轴套应采用红套或油压法压合到轴上，不得用销子固定。

7.2.4.7 应提供有效的密封措施，以防止海水从轴套后端与桨毂之间浸入轴。

7.2.4.8 对多机多桨推进系统的螺旋桨轴的舷外自由表面，其防海水浸蚀的密封措施应予以特殊考虑。

7.2.5 尾管及其轴承

7.2.5.1 尾管应有足够的强度和刚度并易于安装。其轴承座部位应留有适当的镗孔裕量。固紧尾管的螺母应设有防松设施。

7.2.5.2 尾管中通常应设有两个轴承。

7.2.5.3 支承螺旋桨轴的轴承长度应符合以下规定：

.1 对海水润滑的铁梨木、合成橡胶或酚醛石墨基塑料后轴承和前轴承，其长度应分别不小于所要求的螺旋桨轴直径的 4 倍和 1.5 倍。根据轴系合理校中计算结果，经船舶检验机构审查同意后，轴承长度可适当减小；

.2 对油润滑的白合金后轴承和前轴承，其长度应分别不小于所要求螺旋桨轴直径的 2 倍和 0.9 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要求的螺旋桨轴直径的 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；

.4 采用其他的轴承材料或润滑方式时，其轴承长度须经船舶检验机构同意；

.5 多机多桨的推进系统，其舷外支架的轴承长度应不小于螺旋桨轴直径的 4 倍。

7.2.5.4 对油润滑的轴承应装有认可型的油封装置。为保护油封装置，应设有防网索缠绕的护挡板。

7.2.5.5 油润滑尾管轴承的滑油管布置应保证前后轴承均能有效润滑。采用重力油柜润滑系统时，油柜应设在满载水线以上适当的位置。

7.2.5.6 海水润滑的尾管轴承应设有强制注水装置。此装置应在进入尾尖舱处或隔舱壁前轴承处的润滑管路上装设控制水量的阀或旋塞，该装置应具有足够的水量，并由尾管前端进水。

7.2.5.7 油润滑的尾管轴承应设置注油、试验和排放的接头以及透气管。

7.2.5.8 必要时，对油润滑的轴承应采取冷却滑油的措施。为此可在尾尖舱内保持充水至高出尾管的高度，或采取其他适当措施。

7.2.5.9 艉管可采用环氧树脂浇注方式安装，其技术标准应满足 CB*/Z321-81 艉轴管及艉轴轴承环氧树脂定位，其施工工艺应取得船舶检验机构的认可。

第 3 节 轴系传动装置

7.3.1 适用范围

7.3.1.1 本节规定用于联轴器、离合器及可调螺距螺旋桨的传动与操纵装置。齿轮箱传动装置见本篇第 6 章的要求。

7.3.2 联轴器

7.3.2.1 联轴器法兰厚度，应不小于轴规定直径的 20%，且不得小于与轴材料抗拉强度相等的联轴器紧配螺栓的直径。法兰根部的过渡圆角半径应不小于联轴器处实际轴径的 8%。过渡圆角处应加工光顺，并在螺母和螺栓头处不形成凹槽。经船舶检验机构同意，法兰根部可允许采用多圆弧过渡。

7.3.2.2 如螺旋桨与螺旋桨轴采用法兰连接，则法兰厚度应不小于法兰处螺旋桨轴实际轴径的 25%，法兰根部的过渡圆角半径应不小于联轴器处实际轴径的 12.5%。

7.3.2.3 如联轴器用键安装到轴上，则键受剪切的有效面积应不小于按下式计算的值，且键材料的抗拉强度应不小于轴材料的抗拉强度：

$$BL=\frac{d^3}{2.6d_m} \quad \text{mm}^2 \tag{7.3.2.3}$$

式中：B——键的宽度，mm；

L——键的有效长度，mm；

d——按本篇 7.2.2.1 确定的中间轴直径，mm；

d_m——在键中部处轴的直径，mm。

7.3.2.4 用液压无键套合到轴上的联轴器，应满足下列要求：

对于一般液压套合联轴器，其实际选用的轴向推入量 S（mm）或过盈量 δ（mm）应满足下列范围要求：

$$S_1 \leqslant S \leqslant S_2 \quad \text{mm}; \tag{7.3.2.4-1}$$

$$\delta_1 \leqslant \delta \leqslant \delta_2 \quad \text{mm}; \tag{7.3.2.4-2}$$

$$S_1=\frac{\delta_1}{K}=\frac{1}{K}[1672\ \frac{N_e}{An_e}(c_1+c_2)+0.03] \quad \text{mm}; \tag{7.3.2.4-3}$$

$$S_2=\frac{\delta_2}{K}=\frac{0.034\times10^{-4}}{K}R_{eH}d_1(c_1+c_2)\frac{K_2^2-1}{\sqrt{3K_2^4+1}} \quad \text{mm}; \tag{7.3.2.4-4}$$

式中：S_1 ——最小轴向推入量，mm；

S_2——最大轴向推入量，mm；

δ_1——最小过盈量，mm；

δ_2——最大过盈量，mm；

K——套合轴的锥度；

N_e——轴传递的额定功率，kW；

n_e——传递 N_e 时轴的转速，r/min；

A——套合面的理论接触面积，mm²；

d_0——空心轴的孔直径，mm；

d_1——套合接触长度范围内轴的平均直径，mm；

d_2——套合接触长度范围内联轴器平均外径，mm；

$C_1=\frac{1+K_1^2}{1-K_1^2}-\mu_1$;

$C_2=\frac{K_2^2+1}{K_2^2-1}+\mu_2$;

$K_1=\frac{d_0}{d_1}$;

$K_2=\frac{d_2}{d_1}$;

$u_1=u_2=0.3$；

R_{eH}——联轴器材料的屈服点，MPa。

7.3.2.5 对于套筒式联轴器，应具有传递 2.7 倍平均扭矩的能力，且其最大过盈量的当量应力应不超过套

筒材料屈服点的 70%。

7.3.2.6　如采用其他型式的联轴器，应向船舶检验机构提交详细的说明和计算。

7.3.3　联轴器螺栓

7.3.3.1　在联轴器接合面处的紧配螺栓的直径 d_f 应不小于按下式计算的值：

$$d_f = 0.65\sqrt{\frac{d^3(R_m+160)}{DZR_{mb}}} \quad \text{mm} \qquad (7.3.3.1)$$

式中：d——按本篇 7.2.2.1 计算的直径，mm；

Z——螺栓数；

D——节圆直径，mm；

R_m——中间轴材料抗拉强度，MPa；

R_{mb}——螺栓材料抗拉强度，应不小于中间轴材料的抗拉强度，不大于 1.7 倍中间轴材料的抗拉强度，也不大于 1000MPa。

7.3.3.2　如采用普通螺栓连接时，则螺栓螺纹根部直径 d_n 应不小于按下式计算值：

$$d_n = 25.0\sqrt{\frac{N_e\times10^6}{n_eZDR_m}} \quad \text{mm} \qquad (7.3.3.2)$$

式中：N_e——轴传递的额定功率，kW；

n_e——轴传递 N_e 时的转速，r/min；

其他符号意义与本篇 7.3.3.1 相同。

应提供普通螺栓预紧力及安装工艺备查。

7.3.3.3　螺旋桨与螺旋桨轴的连接螺栓应为紧配螺栓，其直径应至少比本篇 7.3.3.1 计算值增大 5%。曲轴与推力轴之间联轴器的紧配螺栓直径，亦应至少增大 5%。

7.3.4　弹性联轴器

7.3.4.1　制造厂或设计部门应提供所采用的高弹性联轴器的下述有关资料：许用平均扭矩、许用最大扭矩、连续运转的许用交变扭矩、瞬时运转的许用交变扭矩、静扭转角及刚度值。

7.3.4.2　若主机起动或停车过程中可能产生过大的扭矩时，则应装设扭矩限制装置。

7.3.5　离合器及操纵装置

7.3.5.1　采用摩擦元件的离合器，在正常运转时不得有打滑现象；在空车运转时，其带排扭矩不得使与其联接的轴系有带转现象。

7.3.5.2　离合器所能传递的最大扭矩应不小于额定扭矩的 1.5 倍。

7.3.5.3　对气压弹性离合器，在操纵处应设有充气压力表、离合器结排和脱排的信号装置以及空气高、低压报警装置。气压弹性离合器的供气系统应设有应急充气设备。

7.3.5.4　可倒、顺的传动离合器，其换向时间应不大于 12s。

7.3.5.5　对于主机功率大于 220kW 的单桨渔船气压或液压操纵的离合器，均应按本篇第 6 章的规定。设有机械联接机构，以便在应急情况下能保证渔船具有一定的航行能力。

7.3.5.6　气压弹性离合器的气胎材料应耐腐蚀和耐油，并能在－5℃至＋60℃的温度范围内正常工作。

7.3.5.7　人力操纵离合器所需的力一般应不大于 147N。

7.3.6　可调螺距螺旋桨传动与操纵装置

7.3.6.1　可调螺距螺旋桨的液压传动系统必须设有独立的备用泵，其容量应不小于单机正常运转时所需的

容量。液压系统管路的布置，应便于泵组之间相互转换。当一台泵或所属管路发生故障时，应不致影响系统的正常工作。

7.3.6.2　当可由驾驶室遥控螺距角时，其控制系统应符合本篇第 11 章和第 12 章的有关规定。机器处所操纵台与驾驶室内均应装有螺距角指示器，且与螺旋桨实际螺距角的偏差应不超过±1°。

7.3.6.3　机器处所与驾驶室内的操纵系统应互为联锁。对非机械操纵系统，调距机构旁应设有备用手动操纵装置。

7.3.6.4　液压操纵系统在机器处所与驾驶室内应设有当动力源失效时的报警装置。

7.3.6.5　可调螺距桨的液压操纵系统，应能灵敏而准确地控制所需桨叶的角度，且应装有正、负全负荷螺距角的限位器。

7.3.6.6　在任何工况下，可调螺距螺旋桨应能稳定工作，在 0°螺距角时，其波动值应不超过±0.5°。

7.3.6.7　在额定转速下操纵可调螺距螺旋桨，从正（或负）全负荷螺距角的 1/3 到负（或正）全负荷螺距角的 1/3 所需时间应不超过 15s。

7.3.6.8　可调螺距螺旋桨的液力传动与操纵系统，其管系与动力元件在装船前应作 1.5 倍工作压力的液压试验，装船后应作 1.25 倍工作压力的密性试验。

7.3.6.9　通常应设有螺距应急控制装置，以便当控制螺距的动力失效时能将螺距锁定在一定位置。

7.3.7　侧推装置

7.3.7.1　侧推装置应有足够的侧推力，能满足船舶低速横向推进的工作要求。

7.3.7.2　侧推装置及其组成部件的材料、试验，应符合本规范的相关规定。

7.3.7.3　驱动侧推装置的电动机及其配电系统，应符合本规范第四篇的有关规定。

7.3.7.4　驱动侧推装置的液压系统在机器处所与驾驶室内应设有当动力源失效时的报警装置。

7.3.7.5　轴系及其部件、螺旋桨的设计，应符合本章的有关规定。

7.3.7.6　侧推装置的管遂厚度应不小于相邻船体部分的厚度。

7.3.7.7　安装的轴密封装置，应能防止海水、沙以保护钢轴不受海水腐蚀、磨损。

7.3.7.8　对驱动失效故障应在驾驶室设有报警指示。

7.3.7.9　下列项目应在驾驶室内设有单项指示：

.1　原动机和伺服机构过载；

.2　调距桨装置的螺距；

.3　定距桨装置的转向和转速；

.4　报警系统的电源故障。

7.3.7.10　在驾驶室应设有停止侧推装置运行的装置，该装置应独立于遥控系统。

7.3.7.11　仪表设备和自动化还应符合本篇第 12 章的有关规定。

第 4 节　　扭转振动

7.4.1　一般要求

7.4.1.1　本节的规定通常适用于下列系统：

.1　额定功率不小于 200kW 的主机推进及前端输出功率传动轴系；

.2　重要用途的额定功率不小于 200kW 的辅机轴系。

7.4.1.2　柴油机、减振器和弹性联轴器的制造厂应提供准确的并经实测校准的扭振参数。

7.4.2 扭振计算

7.4.2.1 应计算 $0.8n_{\min}$～$1.2n_e$转速范围内直到 12 次简谐扭矩产生的共振情况。

$n_{\min}$为最低稳定转速，r/min；n_e为额定转速，r/min。

7.4.2.2 扭振计算与分析应包括下列主要内容及资料，并以扭振计算书的形式提交船舶检验机构审查；

.1 计算所需的全部原始参数及系统布置图；

.2 当量扭振参数及当量系统图；

.3 用霍尔茨表法计算系统的单节、双节及三节的固有振动频率值以及相应的共振转速n_e；

.4 在计算转速范围内所考虑的每一振型的各项简谐相对振幅矢量和；

.5 在计算转速范围内，由主简谐和较强烈的副简谐产生的扭振应力曲线图，以及传动齿轮和弹性联轴器的振动扭矩（如设有时）。

7.4.2.3 对渔船的所有工况应进行单节、双节及三节的共振计算。

7.4.2.4 如倒车工况与正车工况的当量扭振系统有较大差别时，则还应对倒车工况进行单节固有频率计算。

7.4.2.5 螺旋桨的附水量一般可取 25%。对可调螺距螺旋桨还应取 10%的附水量来计算零螺距工况的单节固有频率。

7.4.2.6 对装有弹性联轴器或齿轮传动装置的轴系，还应对一缸熄火情况进行扭振计算。

7.4.2.7 扭振计算还应计入其各项简谐叠加得出的应力，由此可作为对该系统评价的依据。

7.4.3 许用应力

7.4.3.1 计算轴系扭振许用应力时，以轴的基本直径为基础，即曲轴以曲柄销直径为准，中间轴以轴的最小直径为准，螺旋桨轴以其后轴承至隔舱舱壁密封填料函之间的最小直径为准，应力集中的影响一般可略而不计。

7.4.3.2 主机曲轴、螺旋桨轴和承受横向传动负载的主机前端输出的扭振许用应力应不大于按下式计算所得的值：

持续运转（$0<r\leqslant 1.0$）：

$$[\tau_c]=\pm[(52-0.031d)-(33.8-0.02d)r^2] \quad \text{MPa} \qquad (7.4.3.2\text{-}1)$$

（$1.0<r\leqslant 1.15$）：

$$[\tau_c]=\pm[(18.1-0.0113d)+(87.6-0.052d)\sqrt{r-1}] \quad \text{MPa} \qquad (7.4.3.2\text{-}2)$$

瞬时运转 （$0<r<0.8$）：

$$[\tau_t]=\pm 2.0[\tau_c] \quad \text{MPa} \qquad (7.4.3.2\text{-}3)$$

7.4.3.2～7.4.3.4 中符号意义如下：

$[\tau_c]$——持续运转扭振许用应力值，MPa；

$[\tau_t]$——瞬时运转扭振许用应力值，MPa；

d——轴的基本直径，mm；

$$r=\frac{n_c}{n_e} \qquad (7.4.3.2\text{-}4)$$

n_c——共振转速，r/min；

n_e——额定转速，r/min。

7.4.3.3　推力轴、中间轴、尾管轴、螺旋桨轴及无横向传动负载的主机前端输出轴的扭振许用应力应不大于按下式计算所得的值：

持续运转（$0<r<0.9$），

$$[\tau_c]=\pm C_W C_K C_D(3-r^2) \quad \text{MPa} \qquad (7.4.3.3\text{-}1)$$

（$0.9<r<1.15$），

$$[\tau_c]=\pm 1.38 C_W C_K C_D \quad \text{MPa} \qquad (7.4.3.3\text{-}2)$$

瞬时运转（$0<r\leqslant 0.8$），

$$[\tau_t]=\frac{1.7[\tau_c]}{\sqrt{C_K}} \quad \text{MPa} \qquad (7.4.3.3\text{-}3)$$

式中：C_W——材料系数：C_W=（σ_b+160）/18；

σ_b——轴的抗拉强度，若σ_b大于 600MPa 则取 600MPa；

C_K——形状系数，见表 7.4.3.3；

C_D——尺度系数，$C_D=0.35+0.9d^{-0.2}$。

形状系统 C_K　　表 7.4.3.3

中间轴			推力轴		螺旋桨轴和尾管轴
整体连接法兰	过盈套合联轴器	键槽	在推力环两侧	在轴向轴承处滚柱轴承用作推力轴承	—
1.0	1.0	0.6	0.85	0.85	0.55

7.4.3.4　发电用柴油机及重要用途的辅柴油机曲轴与传动轴，以及恒速运转的推进柴油机的曲轴，其扭振许用应力应不超过按下式计算所得的值：

持续运转　（$0.95\leqslant r\leqslant 1.10$）：

$$[\tau_c]=\pm（21.59-0.0132d） \quad \text{MPa} \qquad (7.4.3.4\text{-}1)$$

瞬时运转　（$0<r<0.95$）：

$$[\tau_t]=\pm 5.5[\tau_c] \quad \text{MPa} \qquad (7.4.3.4\text{-}2)$$

7.4.4　发电机附加要求

7.4.4.1　在额定工况下，交流发电机转子处的合成振幅应不大于±2.5°电角；对轴带发电机，通常应不大于±5°电角。

7.4.4.2　施加在发电机转子处的振动惯性扭矩，在r=0.95～1.10 范围内应不超过±2M_e（M_e为额定转速时的平均扭矩），在r<0.95 范围内应不超过±6M_e。

7.4.5　齿轮和弹性联轴器的许用扭矩

7.4.5.1　齿轮传动装置中的齿轮啮合处的振动扭矩，在r=0.9～1.03 范围内一般应不超过全负荷平均扭矩的 1/3。如果轮齿齿面接触应力和齿根弯曲应力小于本篇第 6 章规定的许用值，则可以考虑采用较高的振动扭矩值。

7.4.5.2　弹性联轴器的弹性元件，在持续运转时的振动扭矩应不超过其许用交变扭矩值；瞬时运转时应不超过其瞬时运转的许用交变扭矩值。

7.4.6　转速禁区

7.4.6.1　如果扭振应力（或扭矩）超过持续运转的许用值时，则在这个共振转速 n_c 附近应设“转速禁区”，在此禁区内，机器不应持续运转。在 r= 0.8～1.03 范围内不应存在转速禁区。

7.4.6.2　应避开的转速范围如下：

$$\frac{16n_c}{18-r} \sim \frac{(18-r)n_c}{16} \qquad (7.4.6.2)$$

对运转规定的转速禁区，应不致对操纵造成困难。

7.4.6.3　如果扭振应力接近[$\tau_{,}$]值时，则转速禁区应适当扩大；如扭振应力稍超过[τ_c]值时，则转速禁区可适当减小。

7.4.6.4　转速禁区也可由实测确定，即可取超过持续运转许用应力[τ_c]的相应转速，并适当计入转速表的误差。

7.4.6.5　因扭振而引起的齿轮齿击，或弹性元件的交变扭矩大于持续运转的许用交变扭矩时，也应设转速禁区。

7.4.6.6　在常用航行和作业转速范围内，一般不应产生单节 $Z/2$（四冲程柴油机）和 Z次简谐（二冲程柴油机）（ Z为气缸数）。在拖网工况时，由共振或其波坡产生的扭振应力，通常应不超过 r=1 时的[τ_c]值；在 r=0.9～1.03 范围内，应尽可能不用减少振幅的方法来消除转速禁区。

7.4.6.7　如设转速禁区，则转速表在转速禁区附近的读数误差应在±2%以内。

7.4.6.8　所设转速禁区应在转速表上用红色标明，并应在操纵台前设告示牌。

7.4.6.9　有关转速禁区的细节，应在轮机证书中予以注明。

7.4.7　扭振测量

7.4.7.1　柴油机曲轴柔度或刚度值的实测校核，可用实测曲轴振型的固有振动频率的方法来推算。

7.4.7.2　船舶检验机构可根据所提供的共振计算中所采用的计算方法、扭振应力（或扭矩）大小等情况，决定是否需要用实测进行验证。

7.4.7.3　当实测的与计算的固有振动频率误差小于±5%时，可用实测振幅或应力（扭矩）按计算振型推算系统各处的振幅和应力（扭矩）。

第 5 节　　螺旋桨

7.5.1　一般要求

7.5.1.1　螺旋桨应作表面质量和尺寸偏差的检查，并进行静平衡试验。对组合式和可调螺距螺旋桨的静平衡试验，应在机械加工后并与桨毂及所有附件装配成套后进行。

7.5.1.2　组合式螺旋桨的桨叶固定螺栓应用锻钢制成，其材料的抗拉强度应不小于 400MPa，并不低于螺旋桨桨叶的抗拉强度。

7.5.1.3　螺旋桨及其附件的固定螺钉、螺母等，均应有可靠的防止松动及防腐蚀措施。

7.5.2　螺旋桨桨叶厚度

7.5.2.1　螺旋桨桨叶厚度 t（固定螺距螺旋桨为 0.25 R和 0.6 R剖面处，可调螺距螺旋桨为 0.35 R和 0.6 R剖面处）应不小于按下式计算所得之值：

$$t = \sqrt{\frac{Y}{K-X}} \quad \text{mm} \qquad (7.5.2.1)$$

式中：Y ——功率系数按本篇 7.5.2.2 求得；

K——材料系数查表 7.5.2.1；

X——转速系数按本篇 7.5.2.3 求得。

7.5.2.2　功率系数按下式计算：

$$Y=\frac{1.36A_1N_e}{Zbn_e} \qquad (7.5.2.2)$$

式中：$A_1=\frac{D}{P}(K_1-K_2\frac{D}{P_{0.7}})+K_3\frac{D}{P_{0.7}}-K_4$；

对于桨叶随缘尾翘的机翼型剖面，上式求得之 A_1 值应增加 30%；

D——螺旋桨直径，m；

P——所计算剖面处的螺距，m；

$P_{0.7}$——0.7 R剖面处的螺距，m；

R——螺旋桨半径，m；

K_1，K_2，K_3，K_4——系数查表 7.5.2.2；

N_e——主机额定功率，kW；

Z——桨叶叶数；

b——所计算剖面处的桨叶宽度，m；

n_e——螺旋桨在 N_e 时的转速，r/min。

材 料 系 数 K　　表 7.5.2.1

材　　料	抗拉强度 R_m，MPa	材料密度 G，g/cm³	材料系数 K
碳钢与合金钢	400	7.9	0.57
铁素体与马氏体不锈钢	500	7.7	1.04
奥氏体不锈钢	450	7.9	1.04
Cu1 锰青铜	440	8.3	1
Cu2 镍锰青铜	440	8.3	1
Cu3 镍铝青铜	590	7.6	1.38
Cu4 锰铝青铜	630	7.5	1.17
注 1：上表以外的材料，K值可参照确定，但应取得验验部门同意。 注 2：材料的性能应符合第七篇有关章节的要求。			

螺旋桨不同半径处 K 值系数　　表 7.5.2.2

K / r	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7	K_8
0.25 R	634	250	1410	4	82	34	41	380
0.35 R	520	285	1320	16	64	28	57	420
0.60 R	207	151	635	34	23	12	65	330

7.5.2.3　转速系数按下式计算：

$$X=\frac{A_2 G A_d n_e^2 D^3}{10^{10} Zb} \qquad (7.5.2.3)$$

式中：$A_2=\frac{D}{P}(K_5+K_6\varepsilon)+K_7\varepsilon+K_8$

D、P、n_e、Z和b见本篇 7.5.2.2；

ε——桨叶后倾角，°；

K_5，K_6，K_7，K_8—— 系数查表 7.5.2.2；

G——桨叶材料密度，g/cm³；

A_d——螺旋桨盘面比。

7.5.2.4　螺旋桨叶面和叶背与桨毂间的过渡圆角半径，应分别不小于螺旋桨直径的 2%及 4%，桨毂的厚度应不小于桨叶在轴中心线处的厚度的 90%。

7.5.2.5　对特殊设计的螺旋桨，如用其他计算方法来确定螺旋桨叶厚度，则应经船舶检验机构同意。

7.5.3　螺旋桨与螺旋桨轴的安装（除用油压无键安装外）

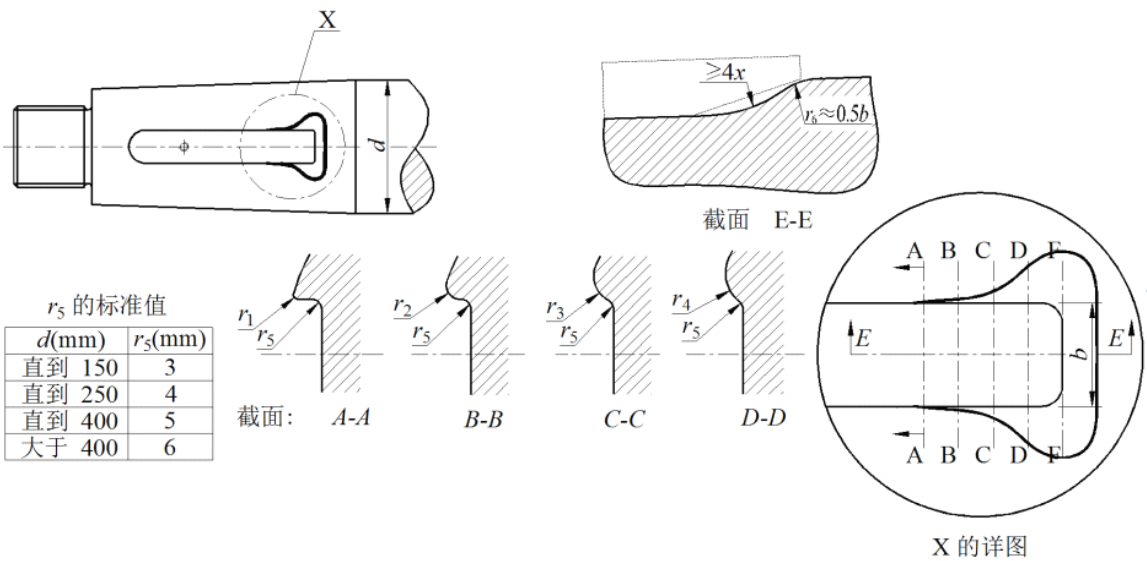
7.5.3.1　如用法兰连接螺旋桨时，则连接螺栓的直径应符合本篇 7.3.3.1 和 7.3.3.3 的规定。法兰厚度应符合本篇 7.3.2.2 的规定。

7.5.3.2　如用键安装时，则螺旋桨桨毂应有精确的锥度，以便与螺旋桨轴的锥端相配合。

螺旋桨轴锥端的锥度应介于 1：10 与 1：15 之间，油压无键安装的螺旋桨，锥度应介于 1：15 与 1：18 之间。

螺旋桨轴的圆柱体与圆锥体交界处，不应有凸肩或圆角，轴上键槽前端应平滑，且呈光顺的汤匙形，并尽可能符合图 7.5.3.2 所示。图中 $r_1<r_2<r_3<r_4$，$AB=BC=CD=DF=x$（x 为键槽深度）。r_1、r_2、r_3、r_4可参考下列数值：

$r_1=x/8$；$r_2=3x/8$；$r_3=3x/4$；$r_4=x$；r_5见图 7.5.3.2。



r_5 的标准值

d(mm)	r_5(mm)
直到 150	3
直到 250	4
直到 400	5
大于 400	6

图7.5.3.2　螺旋桨轴上键槽形状

轴上键槽前端到锥部大端的距离应不小于 0.2 倍锥部大端的直径。

桨毂与键的顶端应有适当的间隙。键的两侧应紧贴在轴及桨毂的键槽内。键槽底部的边缘应磨光滑，圆角半径应不小于锥部大端直径的 1.25%。

通常键应用螺钉固定在轴上，螺钉孔不应放在距前端键长1/3的范围内。螺钉孔的深度应不大于螺钉孔直径，且孔的边缘应打磨光滑。

7.5.3.3 螺旋桨固定螺母的螺纹外径应不小于轴锥体大端计算直径的 60%；螺纹应与螺旋桨顺车方向相反，并应有可靠的防松措施。

7.5.3.4 当完全用键来传递扭矩时，则键受剪切的有效截面积应不小于按下式计算所得的值，且键材料的抗拉强度应不小于轴材料的抗拉强度：

$$BL = \frac{d^3}{2.35 d_m} \quad \text{mm}^2 \tag{7.5.3.4}$$

式中：B——键的宽度，mm；

L——键的有效长度，mm；

d——按本篇 7.2.2.1 确定的中间轴直径，mm；

d_m——在键中部处的轴直径，mm。

7.5.4 螺旋桨与螺旋桨轴用油压无键的安装

7.5.4.1 用油压无键安装螺旋桨时，则螺旋桨套合到轴上的轴向推入量应满足以下要求：

0℃，作用在桨毂上的最大等效单轴向应力应不大于螺旋桨屈服应力的 70%或 0.2%非比例伸长应力。对于铸铁，应不大于名义抗拉强度的 30%。

用油压无键安装螺旋桨时，则螺旋桨套合到轴上的轴向推入量 S 应满足下列要求：

在 35℃时最小表面压力：

$$P_{35} = \frac{S_F T}{AB}\left(-\frac{S_F K}{2} + \sqrt{u^2 + B\left(\frac{F_v}{T}\right)^2}\right) \quad \text{MPa} \tag{7.5.4.1-1}$$

在 35℃时最小推入量：

$$S_{35} = P_{35}\frac{d_1}{K}\left[\frac{1}{E_2}\left(\frac{K_2^2+1}{K_2^2-1} + u_2\right) + \frac{1}{E_1}(1-u_1)\right] \quad \text{mm} \tag{7.5.4.1-2}$$

温度 t（t<35℃）时的最小推入量：

$$S_t = S_{35} + \frac{d_1}{K}(a_2 - a_1)(35 - t) \quad \text{mm} \tag{7.5.4.1-3}$$

温度 t 时相应最小表面压力：

$$P_t = P_{35}\frac{S_t}{S_{35}} \quad \text{MPa} \tag{7.5.4.1-4}$$

温度 t 时最小推入负荷：

$$W_t = AP_t\left(u + \frac{K}{2}\right) \quad \text{N} \tag{7.5.4.1-5}$$

温度 0℃时最大许用表面压力：

$$P_{\max} = \frac{0.7R_{eH}(K_2^2 - 1)}{\sqrt{3K_2^4 + 1}} \quad \text{MPa} \tag{7.5.4.1-6}$$

温度 0℃时最大推入量：

$$S_{\max} = \frac{P_{\max}}{P_{35}} S_{35} \quad \text{mm} \tag{7.5.4.1-7}$$

温度 35℃时最大推入量：

$$S_{\max}=\frac{P_{\max}}{P_{35}}S_{35}-\frac{35(a_2-a_1)d_1'}{K}\quad \text{mm} \qquad (7.5.4.1\text{-}8)$$

式中：$B=u^2-\dfrac{S_F^2K^2}{4}$

$F_v=\dfrac{2000CM_e}{d_1}$ N

$T=1762\dfrac{N_e}{V}$ N

S_F——在 35℃时防止滑移的摩擦安全系数，应不小于 2.8；

T——自由航行时船舶发出的持续推力，N；

V——功率为 N_e 时船速，kn；

u——结合面的摩擦系数。对于用油压方法，桨毂用青铜、黄铜或钢制造时，摩擦系数为 0.13；

F_v——结合面上的切向力，N；

M_e——对应于 N_e 和 n_e 的额定扭矩，N·m；

C——常数

C=1 对汽轮机、齿轮传动的柴油机、电力驱动装置以及用液压或电磁或高弹性联轴器直接驱动的柴油机；

C=1.2 对上述规定以外直接驱动的柴油机。

K——螺旋桨轴端锥度，K≤1/15；

N_e——传递到螺旋桨轴的额定功率，kW；

n_e——传递 N_e 时的转速，r/min；

A——螺旋桨毂与螺旋桨轴的理论接触面积，mm^2

$K_2=\dfrac{d_2}{d_1}$；

d_1——套合接触长度范围内轴的平均直径，mm；

d_2——桨毂的平均外径，mm；

u_1=0.30；

u_2——螺旋桨材料的泊松比，对铜质一般可取 u_2=0.34；

E_1——螺旋桨轴材弹性模数，$E_1=2.06\times10^5$ MPa；

E_2——螺旋桨材料弹性模数，对铜质一般可取 $E_2=1.177\times10^5$ MPa；

t——螺旋桨套合时的温度，℃；

a_1——螺旋桨轴材料线膨胀系数，$a_1=11\times10^{-6}$ 1/℃；

a_2——螺旋桨材料的线膨胀系数，对铜质一般可取 $a_2=18\times10^{-6}$ 1/℃；

R_{eH}——螺旋桨材料的屈服点，MPa。

7.5.4.2 螺旋桨与螺旋桨轴在套合之前，桨毂与轴锥部的实际接触面积应不小于理论接触面积的 70%。

7.5.4.3 桨毂外面应打上下列印记：

.1 安装方法；

.2 在 0℃和 35℃时的轴向推入量。

7.5.4.4 作出与温度有关的安装曲线及相应的负荷资料，并应保留在船上，同时应备有必要的拆装专用工具。

7.5.5 **可调螺距螺旋桨的防护**

7.5.5.1 可调螺距螺旋桨的叶片与桨毂间应有良好的防止水和沙渗入及润滑油脂泄漏的密封装置。

7.5.5.2 桨毂内应充填润滑油脂。

第 6 节 压力试验

7.6.1 **轴套**

7.6.1.1 轴套在加工结束后进行安装前，应进行 0.2MPa 的液压密性试验。

7.6.2 **尾管**

7.6.2.1 尾管在上船安装前，应进行压力为 0.2MPa 的液压试验。

第 8 章　　锅炉和受压容器

第 1 节　　通　　则

8.1.1　适用范围

8.1.1.1　本章规定适用于焊接结构的辅助锅炉和受压容器。

8.1.2　分类

8.1.2.1　在本规范范围内，锅炉和受压容器分为三级，见表 8.1.2.1。

锅炉和受压容器分级　　表 8.1.2.1

	Ⅰ 级	Ⅱ 级	Ⅲ 级
锅　炉	P > 0.35	P ≤0.35	—
受压容器	P > 3.92 或 δ > 40 或 t >350	P、δ、t 均小于Ⅰ级规定，但 P >1.57 或 δ >16 或 t >150	P ≤1.57 同时 δ ≤16 且 t ≤150
注：P 为设计压力，MPa；δ 为筒体壁厚，mm；t 为筒壁温度，℃。			

8.1.3　设计压力

8.1.3.1　锅炉和受压容器的强度应以设计压力进行计算。设计压力是锅炉和受压容器的最大许用工作压力，并应不小于其安全阀的开启压力。

8.1.4　金属温度

8.1.4.1　构件金属温度是受压构件工作时可能达到的实际温度；此项温度应在有关设计文件中说明。

8.1.4.2　锅炉构件的金属温度在任何情况下应不低于表 8.1.4.2 的数值，且不低于 250℃。

锅炉构件的金属温度　　表 8.1.4.2

	工作条件	不受热者	受热但有良好绝缘保护者	受对流热者	受辐射热者
构件名称	筒　体	t	t + 10℃	t + 50℃	—
	锅炉蒸发管	—	—	t + 25℃	t + 50℃
	湿背燃烧室板	—	—	—	t + 50℃
	炉胆、烟管和干背燃烧室板	—	—	—	t + 90℃
注：t 为工作介质温度，℃；与热介质直接接触的受压容器，其构件金属温度，应取介质的最高工作温度。					

8.1.5　许用应力

8.1.5.1　锅炉和受压容器构件的许用应力[σ]应按下式确定，取较小值：

.1　金属温度小于及等于 50℃时

$$[\sigma] = R_m/2.7 \text{ 或 } [\sigma] = R_{eH}/1.8 \qquad (8.1.5.1\text{-}1)$$

.2　金属温度大于 50℃时

$$[\sigma] = R_m/2.7 \text{ 或 } [\sigma] = R_{eH}/1.8 \qquad (8.1.5.1\text{-}2)$$

$$[\sigma] = R^T_{eH}/1.6 \text{ 或 } [\sigma] = R^T_{m100000}/1.5$$

式中：R_m ——材料在环境温度下的抗拉强度，MPa；

R_{eH} ——材料在环境温度下的屈服点，MPa；

R_{eH}^{T} ——材料在构件金属温度下的屈服点或规定非比例伸长应力 MPa；

$R_{m100000}^{T}$ ——材料在构件金属温度下 10^5h 的平均破断应力，MPa。

铸钢材料的许用应力，可取铸钢材料的相应数值代入上式进行计算，并取其计算结果的 80%。

8.1.6 **焊缝强度系数**

8.1.6.1 本章计算公式中所涉及的焊缝强度系数 φ'，对采用双面焊或封底单面焊的焊缝，根据对焊缝的检查方式，按表 8.1.6.1 选取。

焊缝强度系数 φ' **表** 8.1.6.1

等 级	焊缝强度系数	透视检查	常规焊缝试板	热处理
Ⅰ级	1	应做，见第八篇第 5 章	应做	见第八篇第 5 章
Ⅱ级	0.85	应做，见第八篇第 5 章	应做	见第八篇第 5 章
Ⅲ级	0.60	—	—	—

8.1.6.2 对Ⅱ级锅炉和Ⅱ、Ⅲ级受压容器如选取高于原所属级的焊缝强度系数时，则焊缝检查应按相应于该焊缝强度系数的等级所要求的内容进行。

8.1.7 **材料**

8.1.7.1 锅炉和受压容器所采用的材料应符合本规范第七篇的有关规定。如拟采用上述规定以外的材料时，则应将材料的机械性能（包括计算许用应力用的各种机械性能数值）、化学成分和热处理等详细资料提交船舶检验机构审核。

8.1.8 **焊接和热处理**

8.1.8.1 锅炉和受压容器的所有受压构件的焊接、焊缝检查和焊后热处理，均应符合本规范第八篇第 5 章的有关规定。

8.1.8.2 冷滚压成形的锅炉或受压容器的筒体应进行消除应力的热处理，此项热处理可与焊后热处理一起进行。如筒体内径与壁厚比大于或等于 20 时，可不需进行消除应力的热处理。

8.1.8.3 热加工成形的锅炉或受压容器的构件，如热加工成形未能在正火温度范围内完成时，应进行正火处理。对合金钢构件尚应根据需要作回火处理。

8.1.9 **其他**

8.1.9.1 锅炉的设计与安装应使锅炉在装船以后有防止锅炉发生移动的设施。炉脚的固定应适应其各部分的热膨胀。

8.1.9.2 锅炉壳体应有良好的绝热层，外面用金属皮包裹，在工作时其外表温度一般应不超过 60℃。

8.1.9.3 锅炉附件的安装位置，应便于安全操作和检修。

第 2 节 辅助锅炉

8.2.1 **适用范围**

8.2.1.1 本节规定适用于蒸发量不超过 1000kg/h，且设计压力不大 0.78MPa 的辅助锅炉，包括立式辅助锅炉、卧式辅助锅炉和废气锅炉。

8.2.2 **筒体**

8.2.2.1 辅助锅炉的筒体和管板的最小厚度δ应按下式计算：

$$\delta = \frac{pD_0}{2[\sigma]\varphi - p} + 0.75 \quad \text{mm} \qquad (8.2.2.1)$$

式中：p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

D_0——壳板内径，mm；

$[\sigma]$——许用应力，MPa，按本篇 8.1.5 确定；

φ——筒体最小强度系数，按本篇 8.2.3.1 确定。

8.2.2.2 辅助锅炉筒体的最小厚度一般应不小于 5mm。

8.2.2.3 如筒体上设有膨胀水管时，筒体管板的厚度应不小于 12mm；管子焊装于管板时，则筒体管板的厚度应不小于 10mm。

8.2.3 **筒体强度系数**

8.2.3.1 筒体强度系数φ应根据下列情况确定：

.1 不受管孔减弱的焊接筒体：筒体强度系数φ按本篇表 8.1.6.1 规定的焊缝强度系数φ'选取；如属无缝筒体则φ=1；

.2 受管孔减弱的筒体：

.2.1 筒体上管孔直径相等，纵向管距相等的并排或错排管孔，如图 8.2.3.1.2（1）和图 8.2.3.1.2（3）所示，筒体强度系数φ_1按下式计算；

$$\varphi_1 = \frac{t_1 - d}{t_1} \qquad (8.2.3.1.2\text{-}1)$$

.2.2 体上管孔直径相等，纵、横向管距一定的错排管孔（各列管孔错开$t_1/2$），如图 8.2.3.1.2（1）所示，由对角线方向折算得纵向的筒体强度系数φ_2，按下式计算：

$$\varphi_2 = K\varphi_K \qquad (8.2.3.1.2\text{-}2)$$

式中：$K = \dfrac{1}{\sqrt{1 - \dfrac{0.75}{(1+m^2)^2}}}$，或按图 8.2.3.1.2（2）查取；

$m = \dfrac{t_1}{t_2}$；$\varphi_k = \dfrac{t_K - d}{t_K}$。

按照本篇 8.2.3.1.1 和 8.2.3.1.2 的计算，筒体强度系数φ应取其较小值。

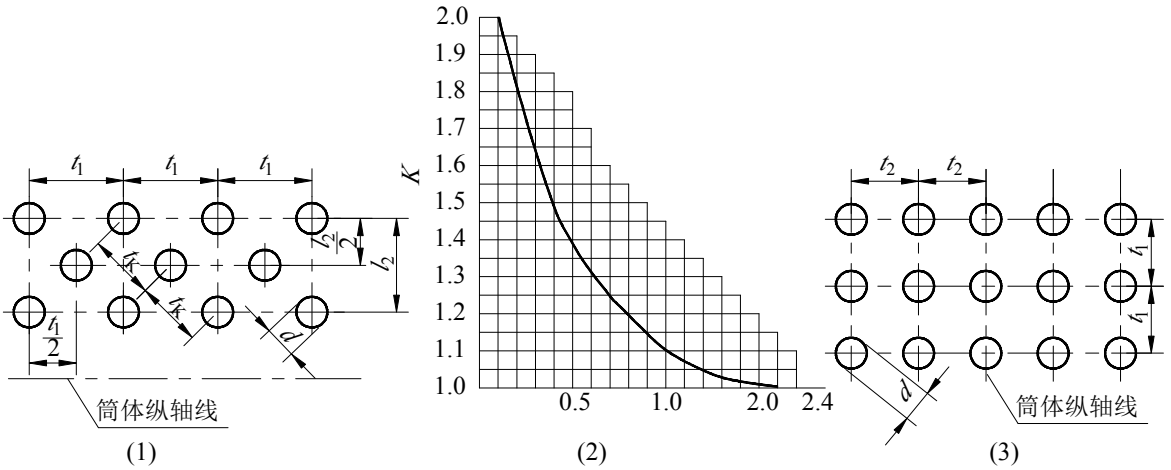


图 8.2.3.1.2　受管孔减弱的筒体

.2.3　筒体上管孔直径相等的并排管孔，如图 8.2.3.1.2（3）所示，如横向管距 t_2 小于 $t_1/2$ 时，筒体强度系数 φ 应以 $2\varphi_3$ 代替按本条 8.2.3.1.2-1 式所算得的 φ_1。φ_3 按下式计算：

$$\varphi_3 = \frac{t_2 - d}{t_2} \qquad (8.2.3.1.2\text{-}3)$$

横向管距 t_2 应为管板厚度中心面上的管孔距。

8.2.3.2　如筒体上管孔直径相等但管距排列不相等，见图 8.2.3.2，筒体强度系数 φ 应按下式计算：

$$\varphi = \frac{t_1 + t_1' - 2d}{t_1 + t_1'} \qquad (8.2.3.2)$$

此时，所选用的 $t_1 + t_1'$ 应使所算得的 φ 为最小，但在任何情况下 t_1' 不得大于 $2t_1$。

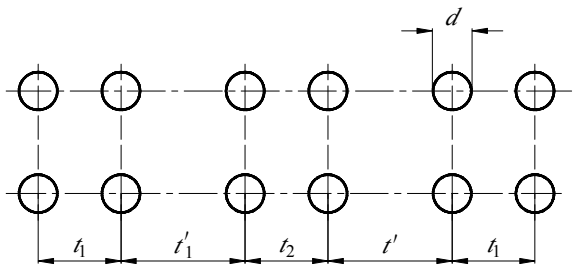


图 8.2.3.2

图 8.2.3.2　管孔直径排列

8.2.3.3　如筒体上管排中的管孔大小交错排列时，则管孔直径按平均直径计算。

8.2.4　承受内压力的凸形封头

8.2.4.1　凹面承受压力的凸形封头见图 8.2.4.1-1（1）～（3），其最小厚度 δ 应按下式计算：

$$\delta = \frac{pD_1Y}{2[\sigma]} + 0.75 \quad \text{mm} \qquad (8.2.4.1)$$

式中：δ ——封头最小厚度，mm；接触火焰时不得小于 9.5mm，不接触火焰时不得小于 5mm，且其弯边区域的厚度不得小于筒体厚度；

D_1——封头外径，mm；

p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

$[\sigma]$——许用应力，MPa，按本篇 8.1.5 确定；

Y——形状系数，按图 8.2.4.1-2 选取：

对无孔封头可根据 δ / D_1 值和 H / D_1 值在实线曲线组内选取；

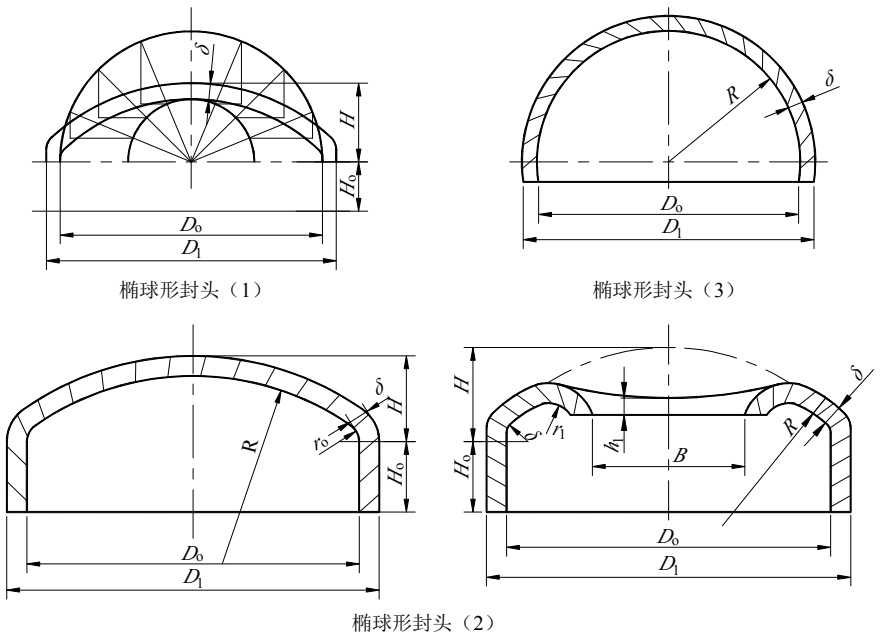
对开孔而未经加强的封头根据开孔系数 $d / \sqrt{D_1 \delta}$ 值和 H / D_1 值由虚线曲线组内选取。

其中：d 为封头最大开孔直径（椭圆孔按长轴计算），mm；

经有效加强的开孔，其开孔系数可按本篇 8.6.4.1 计算；

焊接的封头应按本篇 8.1.6 规定的焊缝强度系数考虑其减弱的影响；

封头与筒体对接时，封头直边部分的厚度，应不小于按本篇 8.2.2.1 规定计算所得的不开孔的无缝筒体或焊接筒体（按其适用情况）的厚度。



椭球形封头（1）　　椭球形封头（3）

椭球形封头（2）

图 8.2.4.1-1　凹面承受压力的凸形封头

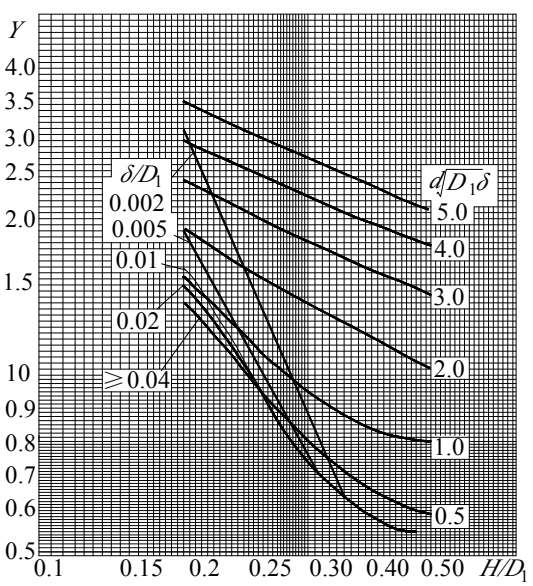


图 8.2.4.1-2　Y——形状系数

8.2.4.2　椭球形和扁球形封头的开孔应符合下列规定，见图 8.2.4.2。

.1　开孔边缘至封头边缘之间的投影距离不得小于 $0.1D_1$；

.2　两相邻孔之间的投影距离不得小于小孔的直径。

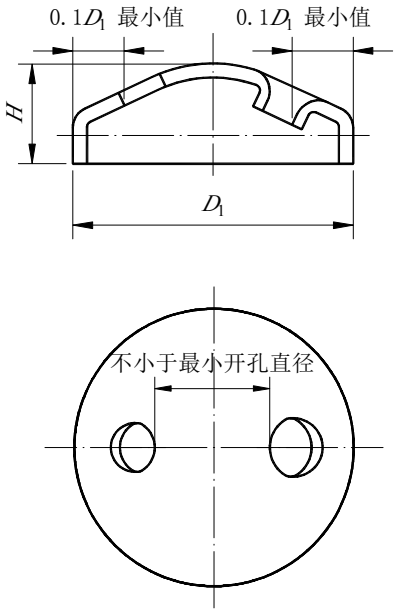


图8.2.4.2

图 8.2.4.2　椭球形和扁球形封头的开孔

8.2.4.3　凸形封头的结构应符合下列规定：

.1　扁球形封头，见图 8.2.4.1（2）：

$r_b \geqslant 0.1D_1$ 或 $r_b \geqslant 3\delta$ 取其大值；

$R \leqslant D_1$；　$H \geqslant 0.18D_1$ 和 $H_0 \geqslant 2\delta$；

.2　椭球形封头，见图 8.2.4.1（1）：　$H \geqslant 0.20\ D_1$ 和 $H_0 \geqslant 2\delta$；

.3　椭球形，扁球形和球形封头上的人孔弯边，见图 8.2.4.1（2）：

$h_1 = \sqrt{B\delta}$，B 为人孔短轴；

r =（1.5～2）δ

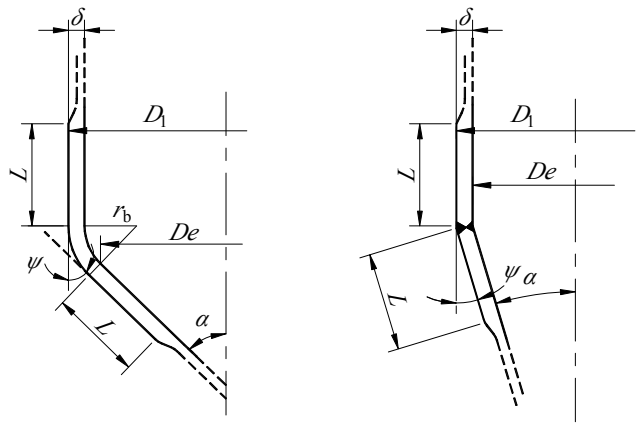
注：人孔弯边均不得作为开孔加强材料。

8.2.5　承受内压力的锥形封头

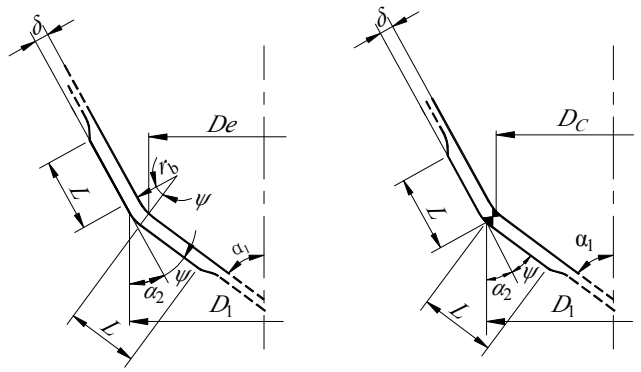
8.2.5.1　锥形封头或收缩截面的锥形封头各分段间的结构见图 8.2.5.1（1）～（4）。锥形封头或收缩截面分段锥形封头与筒体的连接以及收缩截面分段间的连接，宜采用转折圆角过渡。或者当所连接两个分段之间的倾度角 φ 小于 30° 时，亦可采用无转折圆角的直接焊接。

锥形封头可用逐渐减薄的环段组成，各环段的厚度按相应减小的直径计算决定。

锥形封头或收缩截面的锥形封头各段锥形部分和转折部分的最小厚度应按本篇 8.2.5.2 和 8.2.5.3 的公式进行计算。但转折部分及其附近 L 长度范围内所取厚度应不小于与其连接的环段或筒体的厚度。



（1）圆锥体和筒体连接有转折圆角 （2）圆锥体和筒体连接无转折圆角



（3）圆锥体和圆锥体连接有转折圆角（4）圆锥体和圆锥体连接无转折圆角

图 8.2.5.1　圆锥体和圆锥体连接型式

8.2.5.2　与筒体或锥形分段相连接的锥形封头在上述 L 长度范围以外的最小厚度 δ 应按下式计算：

$$\delta = \frac{pD_c}{2[\sigma]\varphi' - p} \times \frac{1}{\cos\alpha} + 0.75 \qquad \text{mm} \qquad (8.2.5.2)$$

式中：D_c——所计算的锥形分段或封头的内径，mm，见图 8.2.5.1（1）～（4）；

p ——锅炉设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

φ' ——焊缝强度系数，按表 8.1.6 规定选取；

$[\sigma]$ ——许用应力，MPa，按本篇 8.1.5 确定；

α ——相对容器中心轴的锥形分段的斜度角，相当于图 8.2.5.1 的（1）～（4）中的 α 、α_1、α_2。

上述公式只适用于斜度角 α 不大于 75°的锥形封头。如斜度角 α 大于 75°，此板厚应按无牵条支撑的平板计算。

8.2.5.3　在筒体、锥形封头或分段的转折部分以及其相互连接的转折部分附近 L 长度范围内（见图 8.2.5.1）的最小厚度 δ，应按下式计算：

$$\delta = \frac{pD_1K}{2[\sigma]\varphi'} + 0.75 \qquad \text{mm} \qquad (8.2.5.3\text{-}1)$$

式中：P——设计压力，MPa，见本篇 8.1.3 的定义；

D_1——筒体、锥形封头或分段的外径，mm，见图 8.2.5.1 的（1）～（4）；

φ'——焊缝强度系数按表 8.1.6 选取，但如周向焊缝位于离转折处或连接处距离不大于 L 时，φ' 取周向焊缝强度系数；

K——因数，按 ψ 和 r_0/D_1 确定，见表 8.2.5.3；

$[\sigma]$——许用应力，MPa，按本篇 8.1.5 确定。

本条所指的距离 L，见图 8.2.5.1，并应按下式计算：

$$L = 0.5\sqrt{\frac{D_1\delta}{\cos\psi}} \quad \text{mm} \qquad (8.2.5.3\text{-}2)$$

式中：ψ——两个相连的锥形分段斜度角，见图 8.2.5.1；

r_0——转折圆角内半径，mm；对无转折圆角的结构 r_0 取 $0.01D_c$。

因数 K

表 8.2.5.3

ψ \ K \ r_0/D_1	0.01	0.02	0.03	0.04	0.06	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40
10	0.70	0.65	0.60	0.60	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55
20	1.00	0.90	0.85	0.80	0.70	0.65	0.60	0.55	0.55	0.55	0.55
30	1.35	1.20	1.10	1.00	0.90	0.85	0.80	0.70	0.65	0.55	0.55
45	2.05	1.85	1.65	1.50	1.30	1.20	1.10	0.95	0.90	0.70	0.55
60	3.20	2.85	2.55	2.35	2.00	1.75	1.60	1.40	1.25	1.00	0.70
75	6.80	5.85	5.35	4.75	3.85	3.50	3.15	2.70	2.40	1.55	1.00

8.2.6 平封头

8.2.6.1 筒体上圆形平封头最小厚度 δ 应按下式计算：

$$\delta = CD\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \quad \text{mm} \qquad (8.2.6.1\text{-}1)$$

式中：p——设计压力，按本篇 8.1.3 确定；

$[\sigma]$——许用应力，MPa，按本篇 8.1.5 确定；

D——筒体计算直径，mm；如为矩形平封头时，应按下式计算所得的当量直径 D 作为计算直径：

$$D = a\sqrt{\frac{2}{1+(\frac{a}{b})^2}} \quad \text{mm} \qquad (8.2.6.1\text{-}2)$$

a——矩形平封头的短边，mm；

b——矩形平封头的长边，mm；

C——系数，按表 8.2.6.1 选取。

系数 C

表 8.2.6.1

封头型式		图 8.2.6.1（1）	图 8.2.6.1（6） l/D 比值			图 8.2.6.1（2）	图 8.2.6.1（3）、（4）、（5）
			0.05	0.10	0.15		
系数 C 值	圆形平封头	0.38	0.57	0.62	0.67	0.43	0.52
	矩形平封头	—	—	—	—	0.50	0.57

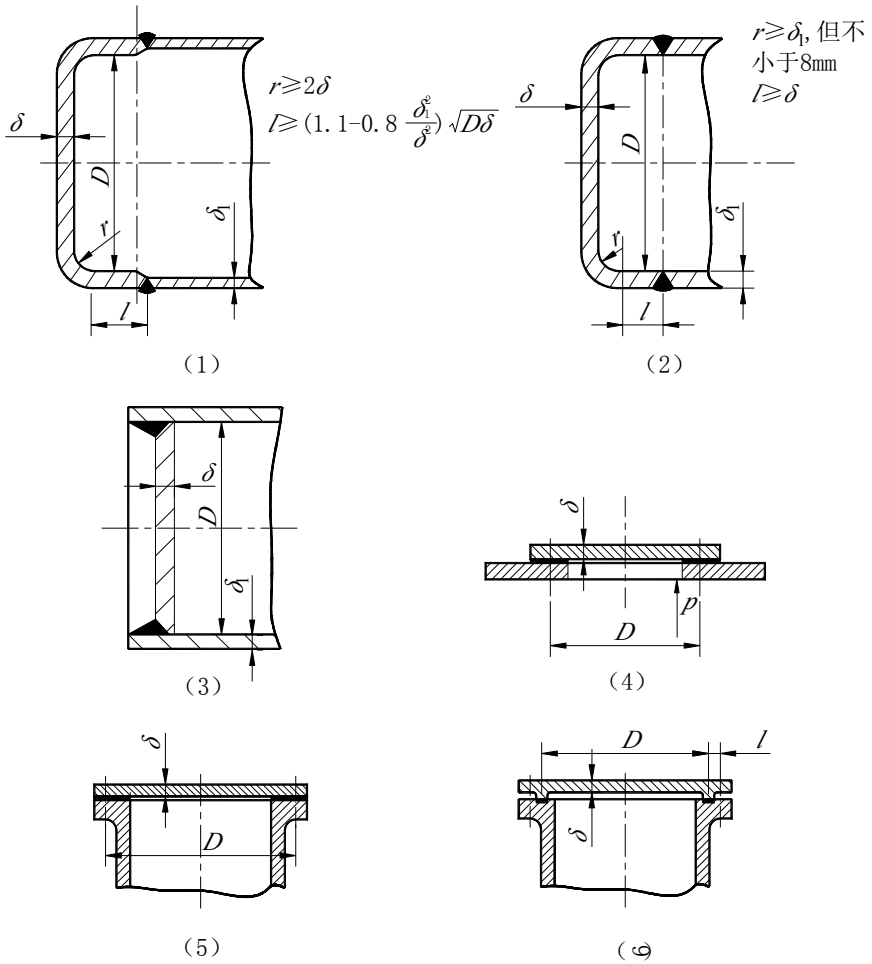


图8.2.6.1

图8.2.6.1　封头形式

8.2.6.2　圆形平封头上如有开孔时，平封头的最小厚度应按本篇 8.2.6.1 的规定所算得的厚度增加 12%。

8.2.7　卧式烟管锅炉有支撑的平壁板

8.2.7.1　用焊装牵条或焊装牵条和弯边系固的平壁板，其最小厚度δ 应按下式计算

$$\delta = Ct\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \quad \text{mm} \qquad (8.2.7.1)$$

其中：p——设计压力，MPa，按 8.1.3 确定；

$[\sigma]$——许用应力，MPa，按本篇 8.1.5 确定；

C ——系数，按表 8.2.7.1 选取；

t ——系固点的计算间距，mm。

.1　牵条为规则排列时，见图 8.2.7.1（1）：

$$t = \sqrt{a^2 + b^2}$$

.2　牵条为不规则排列时，或牵条与弯边之间的区域是通过 3 个系固点绘圆，圆心应位于 3 个系固点所联成的三角形之内时，见图 8.2.7.1（2），$t = d$ 。

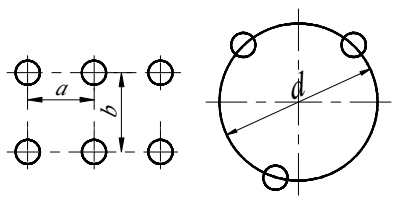


图8.2.7

图 8.2.7.1　牵条排列

系数 C　　**表** 8.2.7.1

序 号	系　固　形　式	系　数　C [注2]	
		不接触火	接触火
1	弯边或直角焊接[注1]	0.38	0.41
2	牵条，有垫圈加强，垫圈直径>0.67 倍牵条直径	0.36	—
3	牵条，有垫圈加强，垫圈直径>3.5 牵条直径	0.38	—
4	牵条，无垫圈加强，双面焊接	0.40	0.44
5	牵条，无垫圈加强，单面焊接	0.42	0.46
6	牵条管	0.46	0.51
7	烟管（管群内）	0.55	0.61
注 1：如由两种或两种以上不同形式的系固点系固时，系数 C 应取相应系数的平均值。 注 2：参见 8.2.8.8 （2）、（3）、（4）。			

8.2.8　**管板**

8.2.8.1　管群区域平管板的最小厚度 δ 应按下式计算：

$$\delta = Ct\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \qquad (8.2.8.1)$$

式中：p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

$[\sigma]$——许用应力，MPa，按本篇 8.1.5 确定；

C——系数，按表 8.2.7.1 选取；

t——牵条管或烟管的平均间距，mm。

管板的最小厚度在任何情况下，应不小于下列数值：

.1　管子焊装于管板上时，为 10mm；

.2　管子胀接于管板上时，为 14mm。

8.2.8.2　管群间的宽间距和管群周围平壁板的最小厚度 δ 应按下式计算：

.1　宽间距：

$$\delta = Ct\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \quad \text{mm}; \qquad (8.2.8.2.1)$$

.2　管群周围的平壁板：

$$\delta = Cd\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \quad \text{mm}; \qquad (8.2.8.2.2)$$

式中：p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

$[\sigma]$——许用应力，MPa，按本篇 8.1.5 确定；

C——系数，按表 8.2.7.1 选取；

$t = \sqrt{a^2 + b^2}$

a——牵条管的水平间距，mm；

b——牵条管的垂直间距，mm；

d——通过牵条管和弯边或通过牵条管和牵条、牵条或通过牵条管、牵条和弯边三个系点所作圆的最大直径，mm；圆心应位于三个系固点所组成的三角形内。

8.2.8.3　管板用烟管支撑，其所提供的支承面不应伸展到管群外包线以外，但如边排烟管外侧离平壁板与筒体连接弯边系固点之间的距离，不大于按本篇 8.2.8.4 公式所算得的平壁板无支撑宽度限值时，边排管上可不设牵条管。

8.2.8.4　与烟筒、炉胆或筒体相连接的平壁板，从系固点起至按下式计算所得的宽度限 b 范围内，可视为被所连接的烟筒、炉胆或筒体所系固：

$$b = \frac{C(\delta - 1)}{\sqrt{p}} \quad \text{mm} \qquad (8.2.8.4)$$

式中：p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

δ——平壁板厚度，mm；

$C = 9.7$，用于不接触火焰部分；C=9.1，用于接触火焰部分；

如不弯边的平壁板直接与烟囱、炉胆或壳板相焊接，且在结构上难以保证全焊透时，上述系数 C 分别取为：

C = 7.5，用于不接触火焰部分；C=7.1，用于接触火焰部分。

8.2.8.5　燃烧室管板的最小厚度除按本节和规定进行计算外，尚应根据燃烧室顶板上所承受的载荷，按下式核算抗压强度：

$$\delta = \frac{pLt}{196(t - d)} \qquad (8.2.8.5)$$

式中：p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

L——燃烧室顶部沿锅炉纵向的长度，量自管板至背板的内侧长度，mm；

t——烟管中心的水平间距，mm；

d——管孔直径，mm。

8.2.8.6　管板上烟囱间的中心间距 t 应按下式计算：

$$t = 1.125d + 12.5 \quad \text{mm} \qquad (8.2.8.6)$$

式中：d——烟管外径，mm。

8.2.8.7　连接筒体壳板的弯边平端板，其弯边内半径应不小于 1.75 倍板厚，但最小为 38mm。燃烧室管板或平壁弯板边与围板连接时，弯边内半径应不小于板的厚度，但最小为 25mm。

8.2.8.8　支撑锅炉平壁板的系固点应符合如下规定：

.1　长、短牵条、牵条管、焊装烟管（指管群内）和弯边可作系固点；

.2　弯边系固点：

.2.1　锅炉平壁板弯边的内弯曲半径不大于壁厚的 2.5 倍时，以弯边起点作为系固点；

.2.2　锅炉平壁板弯边的内弯曲半径大于壁厚的 2.5 倍时，则以弯边内表面量至 2.5 倍壁厚处作为系固点；

.2.3　炉胆与前封头连接为直角焊时，则以炉胆外表面作为系固点；

.2.4　胀接的烟管，人孔或手孔的弯边不得作为系固点。

8.2.8.9　立式横烟管锅炉的平管板的最小厚度 δ 除按照本篇 8.2.8.1 至 8.2.8.4 的规定进行计算外，还

应按下式计算，取其大值：

$$\delta = \frac{2pDt}{R_{eH}(t-d)} + 0.75 \quad \text{mm} \qquad (8.2.8.9)$$

式中：p——设计压力，MPa，按 8.1.3 确定；

D——锅炉筒体中心至管板外排管列的管孔中心径向距离的 2 倍，mm；

t——管孔中心纵向距离，mm；

d——管孔直径，mm；

R_{eH}——管板材料抗拉强度，MPa。

8.2.9 烟管

8.2.9.1 烟管的最小厚度 δ 应按下式计算或按表 8.2.9.1 选取，但任何情况下均不得小于 3mm。

$$\delta = \frac{pd_1}{69} + 2 \quad \text{mm} \qquad (8.2.9.1)$$

式中：p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

d_1——烟管外径，mm。

烟管管壁的最小厚度 δ **表 8.2.9.1**

管子外径 mm	管壁厚度，mm				
	3	3.2	3.5	4.0	5.0
	许用设计压力，MPa				
38	1.76	—	—	—	—
44.5	1.52	1.81	—	—	—
51	1.32	1.57	2.01	—	—
57	1.18	1.42	1.77	—	—
63.5	1.08	1.28	1.62	2.16	—
70	0.98	1.18	1.47	1.96	—
76	0.88	1.08	1.32	1.77	—
83	0.78	0.98	1.23	1.62	—
89	—	0.88	1.13	1.52	2.3

8.2.9.2 烟管的安装可采用胀接或焊接装于管板上，烟管焊装于管板上时，应符合图 8.2.9.2 的规定.

8.2.10 牵条管

8.2.10.1 支撑管板的焊装牵条管的横截面积 F 应按下式计算，但在任何情况下牵条管的厚度应不小于 3.5mm。

$$F = \frac{pA}{[\sigma]} \quad \text{mm}^2 \qquad (8.2.10.1)$$

式中：p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

A——由一根牵条管支撑的管板面积，mm^2；

$[\sigma]$——许用应力，67MPa。

8.2.10.2 牵条管焊装于管板上的结构，应符合图 8.2.10.2 的规定。

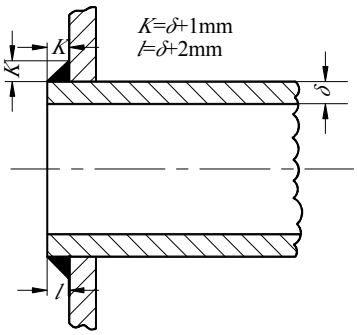


图 8.2.9.2　烟管焊装于管板

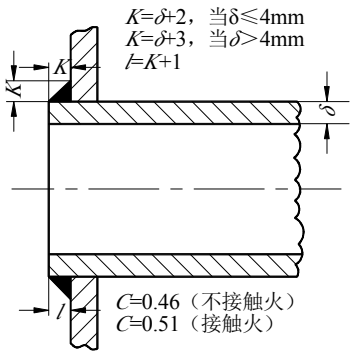


图 8.2.10.2　牵条管焊装于管板上

8.2.11　牵条

8.2.11.1　支撑平壁板的焊装牵条，其最小横截面积 F 应按下式计算：

$$F = \frac{pA}{[\sigma]} \qquad \text{mm}^2 \qquad (8.2.11.1)$$

式中：p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

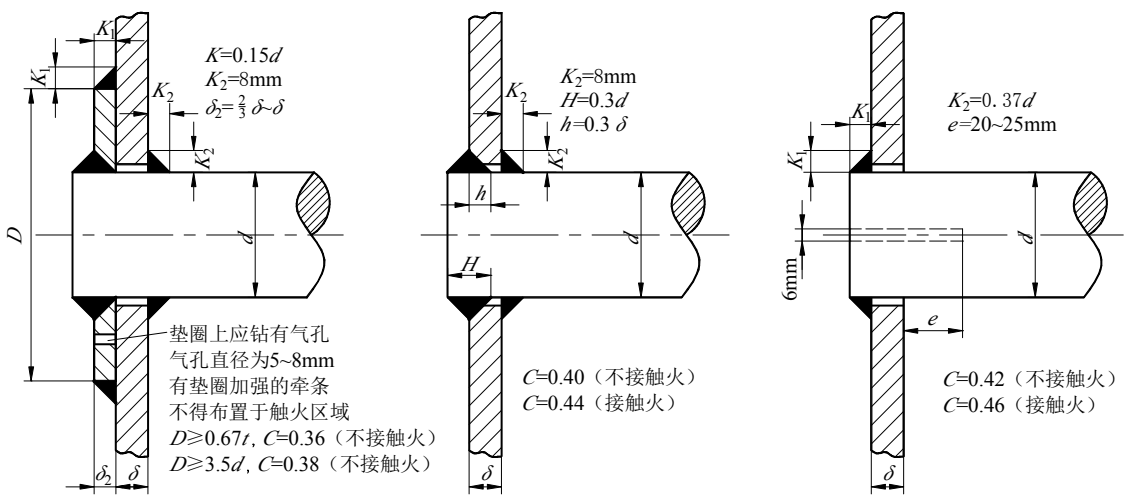
A———一根牵条所支撑的最大面积，mm²；

$[\sigma] = \dfrac{R_m}{5.3}$　MPa，用于长牵条；

R_m——材料抗拉强度，MPa；

$[\sigma] = 62$　MPa，用于短牵条。

8.2.11.2　焊装牵条的结构型式应符合图 8.2.11.2（1）、（2）（用于长牵条）和（3）（用于短牵条）。



（1）　　（2）　　（3）

图 8.2.11.2　焊装牵条的结构型式

8.2.12　承受内压力的锅炉管

8.2.12.1　承受内压力的锅炉管的最小厚度 δ 应按下式计算，但在任何情况下应不小于本篇 8.2.12.2

的规定：

$$\delta = \frac{2pD_1}{2[\sigma]+p} + 0.75 \quad \text{mm} \qquad (8.2.12.1)$$

式中：p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

$[\sigma]$——许用应力，MPa，按本篇 8.1.5 确定；

D_1——管子外直径，mm。

8.2.12.2 按照本篇 8.2.12.1 规定计算的锅炉管，在任何情况下均应不小于表 8.2.12.2 所规定的最小厚度，并应增加管子的负公差、管子弯曲时的减薄量和在运营中可能发生的不正常腐蚀量。

锅炉管壁最小厚度，mm **表 8.2.12.2**

管子外径 D_1	最小厚度	管子外径 D_1	最小厚度
$D_1 \leqslant 38$	1.75	$76 < D_1 \leqslant 95$	3.05
$38 < D_1 \leqslant 50$	2.16	$95 < D_1 \leqslant 100$	3.28
$50 < D_1 \leqslant 70$	2.40	$100 < D_1 \leqslant 125$	3.50
$70 < D_1 \leqslant 76$	2.67		
注：用于烟管锅炉和立式辅助锅炉承受内压的水管，其最小壁厚应不小于 3。			

8.2.13 **管板水平架**

8.2.13.1 立式横烟管锅炉管板的水平架，应按下式计算所得参数值设置角撑：

$$K = \frac{10.2ADp}{t} \qquad (8.2.13.1)$$

式中：A——管板水平架的最大宽度，量自筒体内侧至管板外侧，mm；

D——筒体内径，mm；

p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

t——管板厚度，mm。

.1 燃烧室管板（后管板）最少角撑数：

1 个，当 261000<K≤357000；

2 个，当 357000<K≤428000；

3 个，当 K>428000；

.2 烟箱管板（前管板）最少角撑数：

1 个，当 261000<K≤428000；

2 个，当 K>428000。

8.2.13.2 连接管板两侧的筒体壳板，应较按筒体公式计算的厚度增加 1.6mm。对在管板水平架上未装设角撑的锅炉，上述筒体壳板在上部和下部环缝（管板部分不计在内）处应承受锅炉端部的全部载荷，相对于材料抗拉强度的安全系数取 4.5。

8.2.14 **立式炉胆及烟筒**

8.2.14.1 立式炉胆或烟筒的最小厚度 δ 应按下列二式计算，取其大值：

.1 $$\delta = \sqrt{\frac{pD(L+610)}{10300}} + C \quad \text{mm} \qquad (8.2.14.1.1)$$

.2 $$\delta = \frac{KpD + 0.34L}{110} + C \quad \text{mm} \qquad (8.2.14.1.2)$$

式中：p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

D——炉胆筒体或烟筒的外径，mm；如炉胆筒体为锥形，则 D 应取炉胆计算长度 L 中点处的外径；

L——以炉胆筒体或烟筒的计算长度，mm；系指炉胆筒体或烟筒上、下二系固定点之间的长度（见本篇图 8.2.14（1））。炉胆下端以其与锅炉筒体连接（见本篇图 8.2.14（2））或 U 形底环下部连接处为系固点（见本篇图 8.2.14（3））；上端以炉胆顶板弯边开始以上 $0.4H$ 处为系固点（H 为顶板高度）。如炉胆筒体受周向规则排列的牵条系固，且牵条的横向间距应不大于 14δ，牵条直径不小于 2.2δ，则此列牵条可作为炉胆筒体计算长度中的一个系固点（见本篇图 8.2.14（1））；

C——附加厚度：

用于炉胆时，$C = 2$mm；

用于烟筒时，$C = 4$mm；

$$K = \frac{X}{[R_{eH}^{T}]};$$

其中：X——材料等级为 400 MPa 的碳钢或碳锰钢在设计压力下的饱和蒸汽温度加 90℃时的规定非比例伸长应力，MPa；

R_{eH}^{T}——实际使用材料在设计压力下的饱和温度加 90℃时的规定非比例伸长应力，MPa。

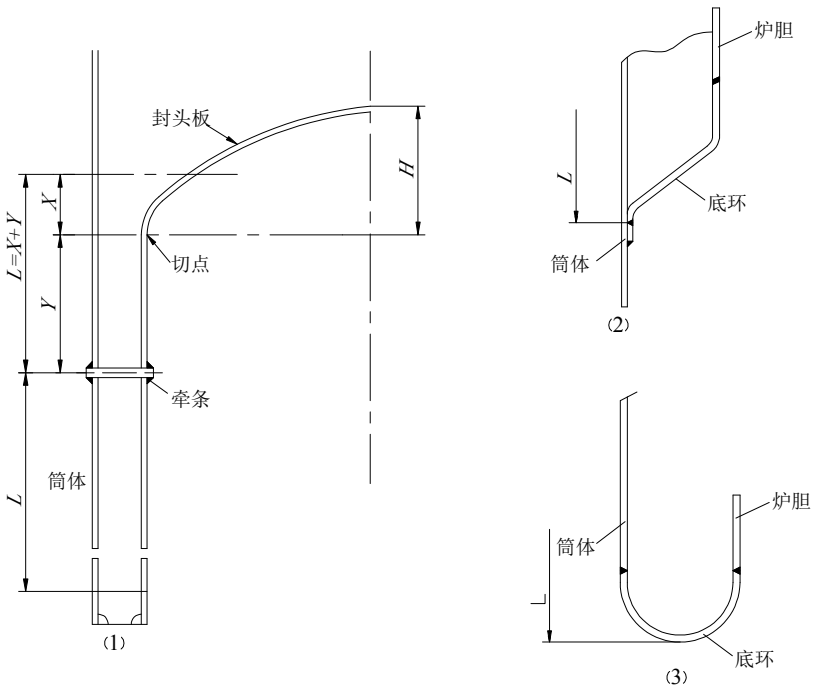


图 8.2.14　炉胆筒体或烟筒的计算长度

8.2.15　半球形炉胆

8.2.15.1　凸面承受压力无支撑半球形炉胆的最小厚度 δ 应按下式计算：

$$\delta = \frac{KpR}{61} + 0.75 \quad \text{mm} \qquad (8.2.15.1)$$

式中：p——设计压力，MPa，本篇 8.1.3 确定；

R——炉胆外半径，mm；

K——意义同本篇 8.2.14。

8.2.16 凸面承受压力的扁球形炉胆封头

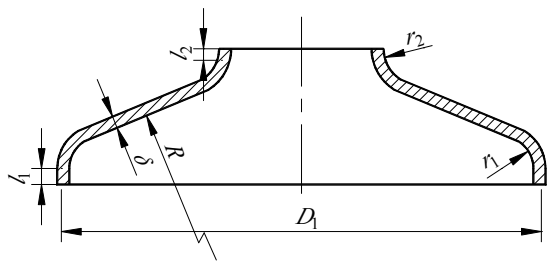
8.2.16.1 凸面承受压力、中部有烟筒支撑的立式炉胆封头（见图 8.2.16.1），其最小壁厚 δ 应按下式计算：

$$\delta = \frac{pR}{[\sigma]} + 0.75 \quad \text{mm} \qquad (8.2.16.1)$$

式中：p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

R——封头外曲率半径，mm；

$[\sigma]$——许用应力，MPa，按本篇 8.1.5 确定。



$R<D_1$；
$r_1>4\delta$，并>50mm
$r_2>2\delta$，并>25mm；
l_1和l_2，对焊接结构$>2\delta$

图 8.2.16.1 立式炉胆封头

8.2.16.2 凸面承受压力无牵条支撑的扁球形立式炉胆封头，其最小厚度 δ 应按下式计算，但任何情况下应不小于本篇 8.2.14 计算所得的值。

$$\delta = \frac{KpR}{66} + 0.75 \quad \text{mm} \qquad (8.2.16.2)$$

式中：p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

R——封头外曲率半径，mm；

K——同本篇 8.2.14 所述。

8.2.17 炉胆底环

8.2.17.1 连接炉胆底部和锅炉筒体，并承受炉胆上全部垂向载荷的底环（见图 8.2.17.1），其最小厚度 δ 应按下式计算：

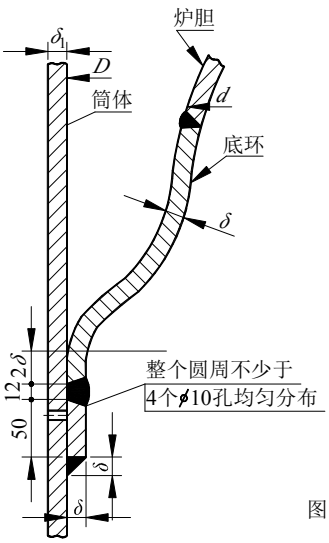
$$\delta = \sqrt{\frac{pD(D-d)}{990}} + 0.75 \quad \text{mm} \qquad (8.2.17.1)$$

式中：p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

D——炉胆筒体内径，mm；

d——炉胆与底环接缝处的外径，mm。

8.2.17.2 U 形底环（见图 8.2.17.2），其最小厚度 δ 应按本篇 8.2.17.1 规定所算的厚度增加 10%。



图中单位mm

图 8.2.17.1　连接炉胆底部和锅炉筒体底环

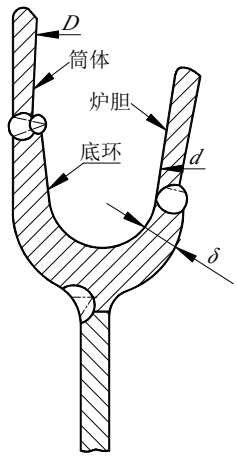


图 8.2.17.2　U 形底环

第 3 节　　锅炉附件

8.3.1　一般要求

8.3.1.1　通径大于 25mm 的阀、阀盖应用法兰结构连接；通径为 25mm 及以下的附件、阀盖可用螺纹连接，但应设有防松装置。

8.3.1.2　锅炉附件应用法兰连接在座板或接管上；通径小于 20mm 的附件，可用螺纹连接在座板或接管上。

8.3.1.3　锅炉阀的本体一般应用钢或相当材料制造。设计压力不大于 0.98MPa，介质温度不超过 220℃的锅炉，其阀体的本体除排污阀外，可用铸铁制造。

8.3.1.4　锅炉附件应装在易于接近之处以便操作和维修。

8.3.2　给水阀

8.3.2.1　每台锅炉应至少设一套给水阀；给水阀由截止阀和止回阀组成，止回阀开启度应能进行调节。截止阀应直接装设在锅炉筒体上，止回阀应尽可能与截止阀相邻。水管锅炉的给水止回阀应装有有效的传动机构，以便能在锅炉舱花铁板或其他方便的处所操作。

8.3.2.2　水管锅炉应至少有一个给水管路装有自动控制水位的给水调节器。

8.3.3　给水内管

8.3.3.1　给水内管的布置，应使给水不直接冲刷于锅炉构件的内壁表面上。

8.3.4　水位指示器

8.3.4.1　每台锅炉应至少设一个玻璃水位表和一套水位旋塞。水位表的型式一般应为平板玻璃水位表，也可为玻璃管水位表，但应装设防护设施。水位表上的旋塞在玻璃损坏时应便于安全操作。

8.3.4.2　水位表的布置应易于接近，并能清晰和正确反映锅炉水位。水位表的水位最低显示位置应与锅炉的最低水位高度一致，但对水管锅炉应位于锅炉最低工作水位以下 50mm 处。

8.3.4.3　每只水位表必须与锅炉单独连通。水位表可用内径不小于 25mm 的连接短管直接安装在锅炉上。也可装在内径不小于 40mm 的管柱上，管柱用连接短管连接于锅炉上。

8.3.4.4　水位表应设有吹洗装置。

8.3.4.5　水位表处应有足够的照明以便观察水位。

8.3.4.6　锅炉最低水位高出最高受热面的距离，应考虑到渔船正常横倾时，受热面仍不致露出水面。

8.3.5　安全阀

8.3.5.1　锅炉上应至少装有一个安全阀。

8.3.5.2　锅炉安全阀的直径 d 应按下式计算，但不小于 25mm。

$$d=\sqrt{\frac{DA}{n(10.2p+1)}} \quad \text{mm} \qquad (8.3.5.2)$$

式中：n——阀的数目；

p——锅炉设计压力，MPa，按本篇 8.1.3；

D——锅炉最大设计蒸发量，kg/h；

A——系数，按表 8.3.5.2 选取。

系数 A　　**表** 8.3.5.2

升　程	d/24	d/20	d/16	d/12	d/4
系 数 A	27	23	18.5	14	6.6

按本公式计算得出的全升程安全阀直径，未包括阀的导脚等阻流面积。为此，对带有导脚或其他阻流部分的全升程安全阀，应将导脚等阻流部分面积，加进安全阀总面积后，算出安全阀直径。

任何安全阀直径应不大于 100mm，但亦应不小于 25mm。

8.3.5.3　安全阀应装有手动开启装置。

8.3.5.4　锅炉安全阀的开启压力可以大于实际允许工作压力的 5%，但不应超过锅炉设计压力。

8.3.5.5　安全阀与锅炉连接的通流面积，对全升程（升程≥ d/4）安全阀，应不小于安全阀的总面积；对其他安全阀应不小于安全阀总通流面积的 1/2。安全阀排汽管的通流面积，对全升程安全阀应不小于安全阀总面积的 2 倍，对其他安全阀应不小于 1.1 倍。

8.3.5.6　锅炉安全阀试验：

.1　烟管锅炉在蒸汽阀关闭和炉内充分燃烧的情况下，锅炉压力在安全阀开启 15min 内的升高值不得超过锅炉设计压力的 10%；

.2　水管锅炉在上述同样情况下，锅炉压力在安全阀开启 7min 内的升高值不得超过锅炉设计压力的 10%；

.3　安全阀的启闭压力差一般应不超过开启压力的 5%或 0.1MPa，取其小者。

8.3.5.7　锅炉安全阀的构造应符合如下规定：

.1　安全阀经调整和封锁后应无可能予以变动或过载，如弹簧发生断裂时，阀盘不会跳出阀座；

.2　安全阀的排气不得直接冲刷弹簧；

.3　在安全阀的阀体上应有泄水管引至舱底，泄水管上不得装有阀或旋塞；

.4　安全阀应装有手动开启装置，手动开启装置应在炉舱或机器处所底层的安全处所操作；

.5　两只安全阀可安装在同一阀体内。

8.3.6　**上下排污阀**

8.3.6.1　每台锅炉应设置下排污阀。上排污阀根据需要设置。上（如设有时）下排污阀均应直接安装在炉壳上，水管锅炉的下排污阀如直接安装在锅炉上有困难时，可采用较厚的短管连接。

8.3.6.2　排污阀的通径应不小于 20mm，但也不大于 40mm。

8.3.6.3　锅炉内的上排污漏斗应安装在高出最低水位 25mm 至低于正常水位 25mm 的范围内。漏斗的数目和安装位置应将全部蒸发面上的污物排除。

8.3.7　**压力表**

8.3.7.1　每台锅炉应至少装有一只压力表，且应装在容易看见的位置上。

8.3.7.2　压力表上应以红线标明锅炉工作压力；压力表的读数应适用于锅炉水压试验时的压力。

8.3.8　**截止阀**

8.3.8.1　主、辅蒸汽截止阀均应直接安装在锅炉筒体上；蒸汽截止阀应为自闭式或止回式。

8.3.9　**空气阀**

8.3.9.1　在锅炉筒体或汽筒的顶部应装有空气阀或旋塞，其通径一般应为 10mm～15mm。

8.3.10　**炉水取样阀或旋塞**

8.3.10.1　每台锅炉上应装有炉水取样阀或旋塞，并应直接装在锅炉筒体上，不得装在水位表或管柱上。

第 4 节　受压容器

8.4.1　**强度计算**

8.4.1.1　受压容器的构件强度应按本章第 2 节锅炉相应构件强度进行计算，许用应力按本篇 8.1.5 的规定确定。

8.4.1.2　受压容器的设计压力按本篇 8.1.3 的规定确定。

8.4.1.3　工作压力经常波动的蓄能器，其构件许用应力应根据压力波动情况作适当降低。

8.4.1.4　受压容器筒体的最小厚度 t，除应符合 8.4.1.1 的规定外，任何情况下不应小于下式计算的值：

$$t = D_0 / 1500 + 3 \quad \text{mm} \qquad (8.4.1.4)$$

式中：D_0 ——受压容器的内径，mm。

8.4.2　**附件**

8.4.2.1　设计压力大于 0.98MPa 或工作温度大于 220℃的受压容器，其阀本体应为钢质或其他认可的材料制成。

8.4.2.2　受压容器上应装有下列附件（空气瓶要求见本篇 8.4.2.3）：

.1　在受压容器的进出口处均应装有隔离阀，此阀应尽可能直接装于筒体上；

.2　泄放设备，包括阀和内管（如适用时）；

.3　防止超压的安全设施；

.4　指示介质压力的压力表；

.5 指示介质工作位置的液位计（如适用时）。

8.4.2.3 空气瓶上应装有下列附件：

.1 本篇 8.4.2.2 所述的隔离阀和压力表；

.2 本篇 8.4.2.2 所述的泄放设备，其布置应能泄放空气瓶内最低处的残水；

.3 安全阀。如在空气进气管上或空气压缩机上已设有安全阀并在充气时能防止瓶内压力超过设计压力者，则空气瓶上可不装安全阀，但应装有易熔塞，其熔点约为 100℃，易熔塞在常温下的强度应承受 1.5 倍的设计压力。其尺寸应保证在失火时有效放出空气。但对于供操作遥控阀用的空气瓶上仍应装有安全阀。装于空气瓶上的安全阀，其排量应在输出阀关闭和最大供气量条件下不致使压力升高值超过设计压力的 10%。

第 5 节 热油加热器

8.5.1 一般规定

8.5.1.1 本节要求适用于热油被加热到低于大气压力下初始沸点温度的热油加热器。

8.5.1.2 有关热油加热器系统的要求详见本篇第 4 章第 8 节。

8.5.2 材料与焊接

8.5.2.1 热油加热器的材料与焊接应符合本章对锅炉的要求。

8.5.2.2 不应使用铜或铜合金材料，以免其对热油起氧化作用。

8.5.3 设计与制造

8.5.3.1 热油加热器的设计与制造应符合本章对锅炉的规定。

8.5.3.2 热油加热器与热油接触表面的设计压力应为最高许用工作压力，但应不小于 0.6MPa。

8.5.3.3 热油加热器应分别按如下要求开设检查孔：

.1 燃油式热油加热器应设置检查燃烧室用的检查孔；

.2 废气式热油加热器应在废气入口和出口设置与人孔尺寸相同的检查孔。

8.5.4 热油加热器附件

8.5.4.1 热油加热器应至少设有一个符合下列要求的安全阀：

.1 安全阀的排放量至少等于最大加热功率下增加的热油容积，在泄放时，压力不能超过热油加热器设计压力的 110%；

.2 安全阀的排出管应引至一个有合适容量的热油收集柜。

8.5.4.2 热油加热器应设有能将热油排放干净的泄放装置。

8.5.4.3 热油加热器应设有热油取样装置。

8.5.4.4 热油加热器应设有下列温度和流量（或压力）指示装置：

.1 应在燃油式热油加热器和废气式热油加热器的热油排出管路上装设温度测量装置；

.2 应在热油系统的管路上装设热油流量或压力指示装置。

8.5.4.5 废气式热油加热器应在废气出口处装设用于探火的温度传感器和报警装置。

8.5.4.6 废气式热油加热器加热表面应设有固定式灭火装置和冷却降温系统。如为此装设压力水雾系统，则应符合下列规定：

.1 水雾系统喷水量应为每平方米加热面积每分钟不小于 3.5L。并应有至少可喷洒 20min 的水源；

.2　喷嘴的布置应将所要求的水量喷洒到整个加热表面上；

.3　加热器下面的废气管道应设有适当的积水和泄水装置，以防水流入柴油机内；

.4　操作水雾系统所需的所有阀和泵起动装置应安装在一个易于接近的位置，该位置应距废气加热器有一定的安全距离，以便在加热器起火时工作人员可操纵该系统；

.5　在该系统的操纵位置应永久性地展示简明的操作说明。

8.5.5　监控和保护

8.5.5.1　热油加热器应按表 8.5.5.1 的要求设置监控和保护措施。

热油加热器监测报警项目　　**表** 8.5.5.1

监测项目	机旁			备注
	显示	报警	自动停止	
热油膨胀柜油位	×	低	×	
热油流量和压力	×	低	×	
热油出口温度	×	高	×	
燃烧空气压力或强制通风机[注1]		低或停止	×	
燃油压力[注1]	×	低		自动启动备用泵
燃油温度或粘度[注1]	×	低和高		仅适用于重油
排气温度[注1]	×	高	×	
燃烧器火焰或点火[注1]		高熄火/失败	×	对每一燃油器需进行检测
废气温度[注2]	×	高		

注：×——功能要求。
注 1：适用于燃油式。
注 2：适用于废气式。

第 6 节　　座板和接管

8.6.1　座板

8.6.1.1　锅炉和受压容器上连接附件的座板应有足够的厚度，使连接附件的螺栓旋入座板时不致触及筒体，螺栓旋入深度应不小于螺栓直径。座板与筒体间应保持贴合。

8.6.2　接管

8.6.2.1　直接焊装在锅炉和受压容器上的接管，其最小厚度 δ 应不小于本篇 8.2.12.1 的规定并顾及由于承受弯曲、重力和振动而增厚必要的值且应不小于：

$$\delta = 0.04D + 0.25 \quad \text{mm} \qquad (8.6.2.1)$$

其中：D——接管外径，mm。

8.6.2.2　接管的厚度一般无需大于筒体厚度。用螺纹连接的接管，其厚度应为量至螺纹根部的厚度。

第 7 节　　开孔和加强

8.7.1 人孔和检查孔的布置

8.7.1.1 锅炉和受压容器应设有人孔，或其他开孔，以便对筒体，汽、水筒等进行内部检查和清洗。

8.7.1.2 人孔盖和检查孔盖均应由钢板或锻钢制造。其最小厚度δ应按下式计算：

$$\delta = 0.8ab\sqrt{\frac{p}{(a^2+b^2)[\sigma]}} + 0.75 \quad \text{mm} \qquad (8.7.1.2)$$

式中：a——孔盖长轴长度，量自密封面中心，mm；

b——孔盖短轴长度，量自密封面中心，mm；

p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.5 确定；

$[\sigma]$——许用应力，MPa，按本篇 8.1.5 确定。

8.7.2 构件的连接

8.7.2.1 筒体如由不同厚度的壳板和管板组成时，管板和壳板的对接焊，如图 8.7.2.1 所示，应使筒体横剖面上不同厚度的板的厚度中心线形成一连续圆。厚板的焊缝边缘应削斜，削斜宽度应不小于厚度差的 2 倍。

8.7.2.2 扁球形或椭球形封头和筒体壳板的连接，见图 8.7.2.2 封头和筒体沿整个圆周的厚度差均相同时，则较厚的板应削斜，削斜的长度不小于厚度差值的四倍，使封头和筒体在圆周接缝处的厚度相等。厚板经削斜后，在削斜的末端和焊缝坡口之间可留有平直部分，但也可以将焊缝坡口作为削斜长度的一部分。周向焊缝处的板厚，在任何情况下，应不小于相同直径和材料的无缝筒体或焊接筒体所要求的厚度。

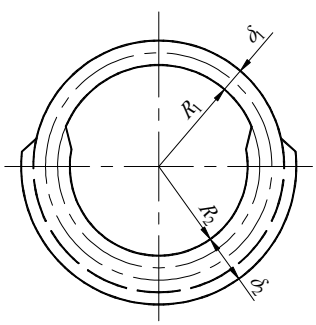


图 8.7.2.1 筒体管板与壳板对接焊

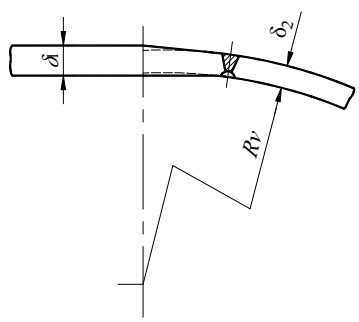


图 8.7.2.2 封头和筒体较厚板的削斜

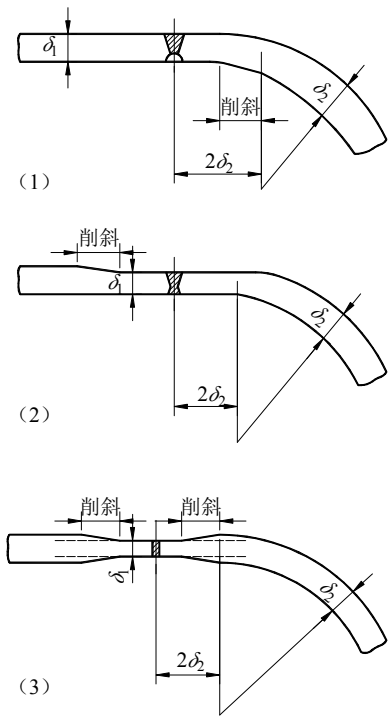


图 8.7.2.3　筒体部分削斜过渡

8.7.2.3　若半球形封头与筒体对接焊时，则筒体部分应削斜过渡至端板，并使筒体的削斜部分和焊缝成为半球形缝头的一个环段（见图 8.7.2.3）。

如半球形封头留有直边与筒体对接焊时，则直边部分的厚度应不小于无缝筒体或焊接筒体所要求的厚度。

8.7.2.4　平封头与圆筒形联箱或矩形联箱的连接，可以采用图 8.7.2.4 所示的典型方法。

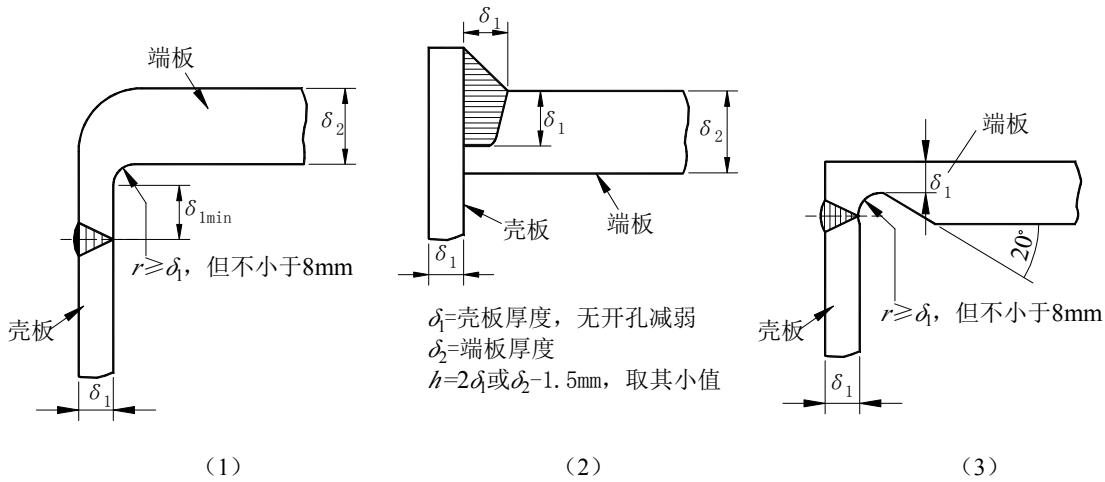


图 8.7.2.4　平封头与圆筒形联箱或矩形联箱的连接

8.7.3　圆筒体的开孔和加强

8.7.3.1　圆筒体上的任何开孔，包括人孔、检查孔、接管或短管的开孔和胀管的管孔，如超过以下计

算之值，应按 8.7.3.2 规定加强，但最大孔径不得超过 200mm。

$$d = 8.1\sqrt[3]{D_1\delta(1-K)} \quad \text{mm} \qquad (8.7.3.1)$$

式中：δ ——圆筒体壳板的实际厚，mm；

D_1——圆筒体外径，mm；

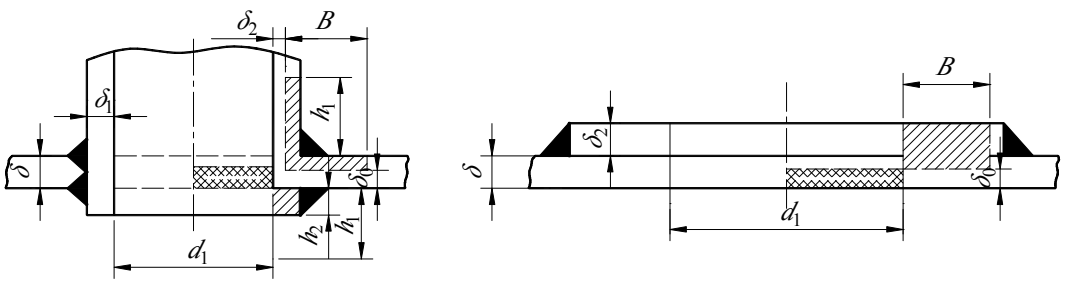
$K=\dfrac{pD_1}{1.82[\sigma]\delta}$，但不大于 0.99；

其中：p——设计压力，MPa，按本篇 8.1.3 确定；

$[\sigma]$——许用应力，MPa，按本篇 8.1.5 确定。

椭圆孔如长轴按纵向布置时，则长轴作为开孔直径；如短轴按纵向布置时，则长轴和短平均直径作为开孔直径。

8.7.3.2　直径超过按本篇 8.7.3.1 计算的筒体开孔的加强可参见图 8.7.3.2（1）、（2），其中图 8.7.3.2（1）为用接管加强或加强环加强，图 8.7.3.2（2）为用复板加强，有效加强截面积大于或等于开孔部分截面积时，此加强即为有效。



（1）接管或加强环加强　有效加强截面积　开孔部分需加强的截面积　（2）复板加强

图 8.7.3.2　筒体开孔的加强

.1　有效加强截面积 A 的计算按图 8.7.3.2（1）～（2），应分别取下列有关截面积的总和：

.1.1　筒体的富裕厚度×有效宽度，即：

$$A_1 = (\delta - \delta_0)B \quad \text{mm}^2$$

（8.7.3.1.1-1）

.1.2　复板厚度×有效宽度，即：

$$A_2 = \delta_2 B \quad \text{mm}^2$$

（8.7.3.1.1-2）

.1.3　接管或加强环的富裕厚度×有效高度，即：

$$A_3 = (\delta_1 - \delta_3)h_1 \quad \text{mm}^2$$

（8.7.3.1.1-3）

.1.4　接管或加强环在筒体内侧的截面积，即：

$$A_4 = \delta_1 \times h_2 \quad \text{mm}^2$$

（8.7.3.1.1-4）

.2　开孔部分需加强的截面积的一半，为：

$$d_1/2 \times \delta_0 \quad \text{mm}^2$$

（8.7.3.1.1-5）

.3 本条的 8.7.3.1.1-1～8.7.3.1.1.5 的符号说明如下：

δ ——筒体的实际厚度，mm；

δ_0 ——按本篇 8.2.2.1 规定，筒体强度系数 φ=1 时所算得的厚度，mm；

δ_1 ——接管或加强环的实际厚度，mm；

δ_2 ——复板的厚度，mm；

δ_3 ——按本篇 8.2.12.1 规定所算得的接管厚度，mm；

d_1 ——需加强的开孔直径，mm；

$B=\sqrt{D_0\delta}$ ，但不大于 $0.5d_1$，mm；

$h_1=0.8\sqrt{d_1\delta_1}$ ，mm；

h_2 ——凸出于筒体内侧的有效高度，取实际凸出高度，但不大于 h_1，mm；

D_0 ——筒体内径，mm。

.4 本条（1）中，如接管、加强环或复板的许用应力小于筒体的许用应力时，则加强材料的有效截面积应乘以接管、加强环或复板的许用应力与筒体壳板的许用应力的比值进行修正。

8.7.4 凸型封头

8.7.4.1 头型封头上的开孔经有效加强后，按本篇 8.2.4.1 规定计算开孔系数 $d/\sqrt{D_1\delta}$ 时，其中的 d 应以当量开孔直径 d' 代替，并按下式计算：

$$d'=d-\frac{A}{\delta} \quad \text{mm} \tag{8.7.4.1}$$

式中：d ——凸形封头上的实际开孔直径，mm；

A ——有效加强截面积，mm²；按本篇 8.7.4.2 计算。

8.7.4.2 凸形封头上开孔可用接管、加强环或复板加强，或采用加强环和复板联合加强，见图 8.7.4.2（1）。

有效加强截面积 A的计算，为下列各加强截面积的总和：

.1 复板厚度×有效宽度，mm²；即：

$$A_1=2\delta_2 B \quad \text{mm}^2 \tag{8.7.4.2.1}$$

.2 接管或加强环的富裕厚度×有效高度，mm²；即

$$A_2=2(\delta_1-\delta_3)h_1 \quad \text{mm}^2$$

（8.7.4.2.2）

.3 接管或加强环凸出于封头内侧的有效高度×厚度，mm²；即

$$A_3=2h_2\delta_1 \quad \text{mm}^2$$

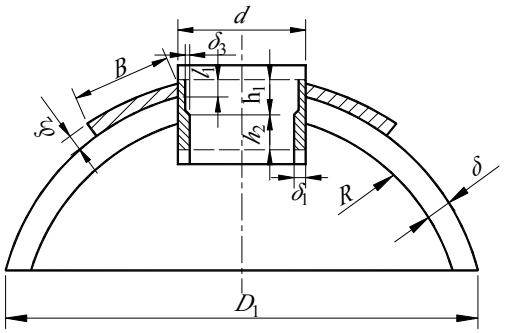
（8.7.4.2.3）

式中：B ——有效宽度，$B=\sqrt{2R\delta}$ 或 B=0.5 d ，mm，取其小值；

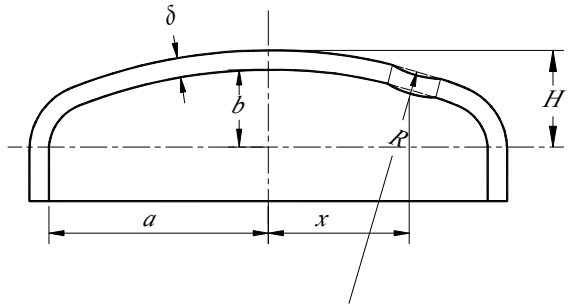
其中：R ——对扁球形封头为球面部分的内径，mm。对椭球形封头为通过开孔中心的子午线在开孔中心处的内曲率半径，可按下式计算：

$$R=\frac{[a^4-x^2(a^2-b^2)]^{3/2}}{a^4b}$$

a 、b 和 x 见图 8.7.4.2（2）；



（1）



（2）

图 8.7.4.2　凸形封头上开孔加强

h_1——有效高度，$h_1 = l + \delta + \delta_2$，mm；

h_2——有效高度，$h_2 = l = \sqrt{d \times \delta_1}$，mm；

δ——凸形封头厚度，mm；

δ_1——接管或加强环厚度，mm；

δ_2——复板厚度，mm；

δ_3——按本篇 8.2.2.1 规定所要求的最小厚度，mm。

凸形封头开孔的加强材料许用应力如小于封头材料的许用应力时，则加强材料的有效截面积应乘以加强材料的许用应力与凸形封头的许用应力的比值进行修正。

第 8 节　　液压试验

8.8.1　一般规定

8.8.1.1　锅炉、锅炉部件、附件和受压容器制成或装配完毕后，应按表 8.8.1.1 的规定进行液压试验。

液压试验　　表 8.8.1.1

序号	名　　称	试验压力，MPa	
		制成或装配完毕	附件安装后
1	锅 炉 筒 体	1.5P	1.25P
2	锅炉烟管和水管	2P（弯制加工后）	—
3	锅炉阀及附件	2P	1.25P
4	受 压 容 器	1.5P	1.25P 空气瓶可作工作压力下的气密试验
注：P 为设计压力，MPa。			

第 9 章　操舵装置和锚机

第 1 节　操舵装置

9.1.1　名词定义

9.1.1.1　本篇中涉及的名词定义如下：

.1　主操舵装置：系指在正常航行情况下，为驾驶船舶而使舵产生转动所必需的机械、转舵机构、舵机装置动力设备（如设有）及其附属设备，以及向舵杆施加转矩的部件（如舵扇或舵柄）。

.2　辅助操舵装置：系指在主操舵装置失效时，为驾驶船舶所必需的设备。这些设备不应属于主操舵装置的任何部分，但可共用舵柄、舵扇或作同样用途的部件。

.3　舵机装置动力设备：

.3.1　如为电动舵机，系指电动机及其辅助的电气设备；

.3.2　如为电动液压舵机，系指电动机及其辅助的电气设备以及与电动舵机相连接的泵；

.3.3　如为其他液压舵机，系指驱动机器及其相连的泵。

.4　操舵装置控制系统：系指将舵令由驾驶室传至舵机装置动力设备之间的一整套设备。

.5　最大航速：系指船舶在满载吃水的状态下的最大设计航速。

.6　最大后退速度：系指船舶在满载吃水状态下，以设计的最大倒车功率作后退运动时估计能达到的速度。

9.1.2　配备要求

9.1.2.1　每艘渔船应备有两套操舵装置，一套为主操舵装置，另一套为辅助操舵装置。主、辅助操舵装置的结构及布置应保证切换迅速方便，且当其中之一损坏时，不致使另一装置失灵。

9.1.2.2　如主操舵装置由两套舵机装置动力设备组成，当其中任一套损坏或不工作时，仍能满足本篇 9.1.3.2 的要求，则可不设辅助操舵装置。

9.1.2.3　主操舵装置为人力操舵装置时，可不设辅助操舵装置，但仍应备有能直接作用于舵上的应急操舵装置。

9.1.2.4　在驾驶室应设有能正确反映舵位的舵角指示器，舵机器处所内亦应装有舵角的指示设备。

9.1.2.5　若主操舵装置为动力操纵时，应在驾驶室设有独立于操舵装置控制系统的舵角指示器。

9.1.2.6　人力操舵装置的操作力不应超过 160N，其结构应保证不致对操舵手轮产生破坏性的反冲作用。

9.1.2.7　舵机舱应易于到达，其布置应提供到达操舵机械及控制器的方便通道和安全保护设施。

9.1.3　基本性能

9.1.3.1　主操舵装置应具有足够的强度，并能在渔船处于满载吃水并以最大航速时进行操纵，使舵自任一舷的 35°转至另一舷的 35°；并且自任何一舷的 35°转至另一舷的 30°的时间应不超过 28s。

主操舵装置及上舵杆应设计成在最大后退速度及渔捞作业条件下不致损坏。

9.1.3.2　辅助操舵装置应具有足够强度和能力，使渔船以 1/2 最大航速或 7kn（取其大者）航速前进时，在不超过 60s 时间内，使舵自任何一舷的 15°转至另一舷的 15°。

9.1.3.3　操舵装置应有保持舵位不动的制动装置。对于液压舵机，如舵机液压油缸与管路间设有隔离阀，可免设此制动装置。

9.1.3.4　操舵装置应设有舵角限位器，其安装位置应使转舵角度比最大工作角度大 1.5°。

动力操纵的操舵装置还应设有限位开关或类似的设备，使舵在到达舵角限位器前停止。装设的限位开关或类似的设备应与转舵机构本身同步，而不应与操舵装置的控制系统同步。

9.1.3.5　对本篇 9.1.2.2 所述的主操舵装置，宜设两套独立的控制系统，且每套均能从驾驶室单独操作。但对液压操舵系统可仅设一套。

9.1.3.6　辅助操舵装置如设在舵机舱内，则驾驶室与舵机舱之间应设有通信设备。

9.1.3.7　船长不小于 75m 时主操舵装置应在驾驶室及舵机器处所内均设控制系统，且当驾驶室的控制系统失效时，不应影响舵机器处所控制系统的功能。

9.1.3.8　电源及线路敷设：

.1　由一台或几台动力设备组成的每一电动或电动液压操舵装置，至少应由主配电板设两路独立馈电线直接供电。但其中的一路可以由应急配电板供电。符合本节要求的电动或电动液压主操舵装置中的每一动力设备应由主配电板设一路独立馈电线直接供电，上述馈电线中的一路可以由应急配电板供电。与电动或电动液压主操舵装置联用的电动或电动液压辅助操舵装置，可与供电给此主操舵装置电力的电路之一连接。电动或电动液压操舵装置的供电电路应有足够的容量，使之能同时向与它连接且可能需要同时工作的所有电动机供电。

.2　为动力操作的辅助操舵装置，如果它不是电动的或由主要用于其他用途的电动机来驱动的，则主操舵装置可由主配电板以一路馈电线路供电。

.3　在驾驶室操纵的每一个主操舵装置及辅助操舵装置的电控制系统，应由位于舵机室内某处且与相应的操舵装置动力线路联用的独立线路供电。此控制系统也可直接由主配电板或应急配电板设独立线路供电，该独立线路应邻近于相应的操舵装置动力线路，并与它位于同一汇流排区段内。

.4　本节所要求的电力线路和操舵装置控制系统及其附件、电缆和管子应在它们的整个长度范围内尽可能地远离。船长小于 45m 时，可以放宽要求。

9.1.4　监测和报警

9.1.4.1　操舵装置发生故障，应在驾驶室内进行报警，并应符合本篇第 12 章的有关规定。操舵装置的报警和监测要求，应按表 9.1.4.1 的规定。

报警要求　　**表** 9.1.4.1

	项　　目	报警	附　　注
1	操舵装置动力设备的动力	失效	—
2	舵机电路及电动机	断相及过载	每一电动机工作时，均应于驾驶台和机舱主控制站进行运行指示
3	操舵装置控制系统动力	失效	—
4	操舵装置液压油柜油位	低	每一油柜均应进行监测，船长小于 45m 时可免设
5	舵角位置		按本篇 9.1.2.4 进行指示
6	自动舵装置	失效	进行运行指示
7	液压油温度	高	在油冷却器安装处
8	液压油滤油器压力差	高	当滤油器安装时

9.1.4.2　本篇 9.1.3.8 中.1 涉及的电路及电动机应设置短路保护和过载报警装置，如设有包括起动电流在内的过电流保护，则应不小于所保护电路或电动机满载电流的两倍，并应配置能够允许适当的起动电流通过。当采用三相供电时，则应设置能指示任一相断开的报警装置。本条所要求的警报须为声、光警报，并应位于主机处或正常控制主机的控制室内的明显位置上，在驾驶室内也应设置声、光警报。

9.1.4.3　能够从驾驶室进行操纵的主操舵装置和辅助操舵装置，当其控制系统的电源供应发生故障，或者当这些操舵装置中任何一台操舵装置的动力设备发生动力故障时，均应在驾驶室内发出声、光警报。

9.1.4.4　可在驾驶室内操作的任何主操舵装置和辅助操舵装置，其控制系统的电源线路只应设短路保护。

9.1.4.5　对船长小于 45m 的渔船，其短路保护和电源故障报警可仅满足本篇 9.1.4.2 的要求。

9.1.5　材料和试验

9.1.5.1 操舵装置的部件一般应以钢或其他经船舶检验机构同意的韧性材料制成，通常此材料的延伸率应不小于 12%，抗拉强度则应不超过 650MPa，并应按第七篇的有关规定进行试验。

9.1.5.2　本篇 9.1.3.1 和 9.1.3.2 规定的操舵装置的性能要求应在 Z 字形航行试验中予以验证。

9.1.6　结构和设计

9.1.6.1　承受内压力的部件、管路以及蓄能器等，强度计算时所取的压力应不小于本篇 9.1.3.1 所指的操作情况下可能出现的最大工作压力的 1.25 倍。必要时，还应计及动载负荷所引起的脉冲压力。

9.1.6.2　操舵装置所有承受内压力的部件，应按照本篇第 8 章受压容器的有关规定进行设计。

9.1.6.3　按本篇 9.1.5.2 规定进行设计的承压部件，其许用应力应不超过下列两式的较小值：

$$\frac{R_m}{A} \quad 或 \quad \frac{R_{eH}}{B} \tag{9.1.6.3}$$

式中：R_m——材料在常温下的抗拉强度，MPa；

R_{eH}——材料在常温下的屈服点或规定非比例伸长应力，MPa；

A、B为安全系数，按表 9.1.6.3 查取。

安全系数 A、B 值　　**表** 9.1.6.3

安全系数	低碳钢	铸铁	球墨铸铁
A	3.5	4	5
B	1.8	2	3

9.1.6.4　在液压系统中由于动力源或外力作用能产生压力的任何可隔断部分均应设置安全阀。此安全阀应满足下列规定：

.1　安全阀开启压力应不小于 1.25 倍最大工作压力，并应不大于设计压力；

.2　安全阀的排量，应不小于所有液压泵总排量的 110%。在此情况下，压力的升高应不超过开启压力的 10%，且应计及在预定外界环境温度下液压油的粘度影响。

9.1.6.5　操舵装置的所有部件和舵杆应具有足够的强度和可靠的结构。对任何不是双套配置的重要部件的适用性应特别考虑。

9.1.6.6　液压动力操舵装置应满足下述要求：

.1　应设有净化液压油的有效滤清设备；

.2　液压系统的循环油箱宜设低油位声光报警；

.3　储油箱应以管路固定连接，使液压系统能在舵机舱便于充液，并应设有液位计；

.4　活动件间的油密封装置应双道设置，当一道油封失效时不致使执行器失去作用；

.5　应设有放气装置。

9.1.7 液压管路

9.1.7.1 操舵装置液压管路应安装成易于到达和具有充分的保护，以避免外部机械损伤或锈蚀。

9.1.7.2 操舵装置的液压管路尚应符合本篇第 2 章第 5 节及第 4 章第 7 节的有关规定。

9.1.7.3 操舵装置的液压管路与船壳间应保持足够距离，且不应经过鱼舱。如布置有困难，一定要通过鱼舱时，应征得船舶检验机构的同意并应采取必要的措施。

9.1.7.4 不允许与其他液压系统相连接。

第 2 节 锚 机

9.2.1 名词定义

9.2.1.1 本节中涉及的名词定义如下：

.1 额定拉力系指在锚链轮出链处或锚索滚筒出索处测得的拉力。

.2 过载拉力系指锚机必需的短时过载能力。

.3 平均速度系指开始时有 2 节锚链处于水中并在自由悬挂的状态下，回收 1 节锚链时的速度。

9.2.2 一般要求

9.2.2.1 船长不小于 45m 或者锚质量超过 450kg 时，其锚机应由独立的原动机或电动机驱动。对于液压锚机，可允许其油泵由主机通过离合器带动。若主机带动的油泵系供锚机与绞机共用，则在其管路分道处应设有操纵简易且能正确控制流量的分流阀，其管路的连接及布置，应保证锚机的正常工作不受影响。

9.2.2.2 动力锚机应能倒转。对于液压锚机，其液压管路如与其他液压系统相连接时应保证锚机的倒转不受影响。

9.2.2.3 原动机和传动装置应设有防止超力矩和冲击的保护。

9.2.2.4 锚质量不超过 250kg 时，如手动锚机能适合使用要求时，可允许配置手动锚机。手动锚机应有防止手柄打伤人的措施。

9.2.2.5 液压锚机的管系应符合本篇第 2 章第 5 节和第 4 章第 7 节的有关规定。

9.2.3 锚机的工作能力

9.2.3.1 锚机应具有足够的功率，且应有连续工作 30min 的能力，其额定拉力和过载拉力应符合下列要求：

.1 在满足本篇 9.2.3.2 规定的平均速度时，优质钢有档锚链的额定拉力一般应不小于 $42.5d^2$ N。普通钢有档锚链的额定拉力一般应不小于 $37.5d^2$ N（d 为锚链直径，mm）；对采用无档锚链的渔船可适当降低；

.2 锚机应在过载拉力作用下（不要求速度）连续工作 2min，过载拉力应不小于额定拉力的 1.5 倍。

9.2.3.2 锚机进行起锚试验时，试验水域的深度应大于 55m，从 55m 水深到 27.5m 水深起单锚的平均速度应不小于 9m/min。当试验水域深度不能满足时，可采取其他等效办法进行试验，但应经船舶检验机构同意。

9.2.4 保护及制动装置

9.2.4.1 锚机的链轮或卷索滚筒与传动轴之间应装有离合器。离合器应设有可靠的锁紧装置。

9.2.4.2 采用锚链的锚机必须装设有效的止链器及起锚时的自锁装置。钢索锚机应设有可离合的棘轮装置，且在锚机以外的船首区域应设有掣索器或固定套环，以保证锚泊时的拉力不直接作用于锚机上。止链器或掣索器应承受相当于锚链或锚索的试验负荷，且其应力应不大于材料最低屈服点的90%。

9.2.4.3 锚机的链轮或卷索滚筒应装有可靠的制动器，制动器刹紧后，应承受锚链或钢索断裂负荷45%的静拉力。

9.2.4.4 对卷索滚筒应设有保证卷索均匀性的排索装置。

9.2.5 深水抛锚装置

9.2.5.1 对经常作业于水深超过100m的渔船，一般应设置深水抛锚装置，该装置可用钢索代替锚链。

9.2.5.2 深水抛锚装置一般应在掣索器之前设置缓冲装置，并尽可能设有吹干锚索及涂油的设备。

9.2.5.3 深水锚机的起锚速度，通常于破土后应不小于30m/min。

9.2.5.4 深水抛锚装置的船首滑轮应具有足够的轮径，通常轮径应不小于锚索直径的13倍。

船首滑轮的结构应使锚索不受损伤。

9.2.5.5 深水锚机的卷索滚筒应设有排索装置，并尽可能设有使钢索保持均匀张力的装置。如果卷索滚筒的结构能确保钢索顺序排列，经船舶检验机构同意可以免设排索装置。

9.2.5.6 深水抛锚装置应按工程悬链线的锚索特性进行设计，并按下式计算在最大允许拉力下，应抛出的锚索长度与水深的关系：

$$s = \sqrt{\frac{2TY}{w} - Y^2} \quad \text{m} \qquad (9.2.5.6)$$

式中：s——应抛出的锚索长度，m；

T——锚索的最大许用拉力，N，由受力与安全系数决定；

w——单位长度锚索在水中的重力，N/m；

Y——水深，m。

第 10 章　渔捞机械

第 1 节　通　则

10.1.1　适用范围

10.1.1.1　本章规定适用于渔捞机械（如绞网机、绞钢机、吸鱼泵等）的设计、制造、安装和试验。其液压传动及机械系统应符合本篇有关章节的要求；其电力传动及控制系统应符合本规范第四篇的要求。

10.1.2　设计与布置

10.1.2.1　渔捞机械的设计与布置，应便于观察、操作和维修。

10.1.2.2　渔捞机械操纵控制台的布置应使操作者清楚地看到甲板上起、放网操作情况和联络信号。

10.1.2.3　当渔捞机械的控制台远离该渔捞机械时，在机旁仍应设有操作装置，且两者之间应有安全联锁。在遥控台处还应设有必需的仪表显示。

10.1.2.4　渔捞机械的底座必须具有足够的强度和刚度，并与船体结构牢固连接。

10.1.2.5　当由主机轴带绞机液压油泵时，应设置离合器和弹性联轴器，离合器传动扭距的裕度系数应不小于 1.5。

10.1.3　防护和过载安全保护

10.1.3.1　渔捞机械的运动部件如可能对人员造成意外伤害，应妥加防护。

10.1.3.2　当作业平台高度超过 1.5m 时，应设高度不小于 1m 的栏杆。

10.1.3.3　渔捞机械应设超负荷保护装置，例如滑差离合器，溢流阀、安全阀等，以限制驱动的最大扭矩，其结构与位置应便于检查及维修。

10.1.4　倒转和变速

10.1.4.1　渔捞机械一般应具有换向和变速的性能。

第 2 节　绞　机

10.2.1　定义

10.2.1.1　本节的绞机系指起放网具的动力机械。如绞纲机、卷网机等。

10.2.2　材料

10.2.2.1　动力传递系统中起重要作用的零部件，应采用符合本规范第七篇规定的钢、铸铁或球墨铸铁制造。

10.2.2.2　高压软管组件如符合本篇第 2 章的有关规定，可用作短管连接。

10.2.3　设计

10.2.3.1　通常，绞机应由独立于其他甲板机械的动力驱动。只要不相互干扰，液压系统的管路可连

接到除操舵装置以外的其他液压系统。

10.2.3.2　液压绞机的溢流阀，其调整压力不得超过液压系统的最高工作压力。

10.2.3.3　动力装置的额定功率必须满足额定负荷和其相应卷扬速度的需要。动力装置能发出的最大扭距，通常应不小于额定扭距的 1.5 倍。

10.2.3.4　设计负荷传递零件时，应基于上述最大扭距。

10.2.3.5　计算滚筒轴时，应计入卷索滚筒制动器能承受的负荷。

10.2.3.6　液压绞机的液压系统应具有严格的液压油净化装置，油泵吸入口的过滤器应设置磁性装置。

10.2.3.7　液压马达必须具有自锁作用。

10.2.3.8　应设有防止渔具在过高速度下进入终点的设施，但该设施应不致使动力装置被切断。

10.2.3.9　施加于零件的计算应力必须小于所用材料屈服点的 40%，且不大于材料破断强度的 23%。

10.2.4　控制

10.2.4.1　双卷索滚筒的绞机应各有其独立的控制。

10.2.4.2　操纵手轮或手柄的动作方向应是：当起纲时沿顺时针或向前方向动作，放纲时则相反。操纵手轮或手柄应备有防止自行移位的止动装置。

10.2.4.3　当设有遥控时，应能同时操纵各卷索滚筒，并使其能同步运转，且遥控与机侧控制之间应具有联锁。

10.2.5　离合器和制动器

10.2.5.1　绞机与其传动轴之间，应设置便于操作的离合器。

10.2.5.2　绞机的卷索滚筒制动器应具有当放纲时或起吊最大负荷时，能安全制动的能力，且其裕度系数应不小于 1.5。

10.2.5.3　绞机的制动器必须能防止当绞机发生故障时钢索自行脱出。必要时，应设自动应急停止装置。

10.2.5.4　机械传动的绞机，其制动器与离合器之间应尽可能设有联锁装置。

10.2.5.5　若设有自动制动器时，则应设有手动释放装置。

10.2.6　卷索滚筒

10.2.6.1　滚筒直径应不小于所卷钢索直径的 14 倍。

10.2.6.2　滚筒两端缘板的直径应至少大于最外层钢索包覆圆直径加上钢索直径两倍的量。如无排索装置时，应再适当加大。

10.2.6.3　应设有防止全部钢索由卷索滚筒放完的措施。

10.2.7　排索装置

10.2.7.1　对绞机的卷索滚筒应设有保证卷索均匀的自动排索装置。排索装置应设有手动调节机构，人力卷索滚筒可免设。

10.2.7.2　排索装置与传动机构间应设有离合器。

10.2.8　摩擦轮毂

10.2.8.1　凡动力驱动的用于绞拉绳索的摩擦轮毂，应具有足够的强度和刚性。

10.2.8.2　摩擦轮毂的工作表面应光滑，且其表面应具有足够的硬度，以防止被钢索磨成沟槽。

10.2.8.3　摩擦轮毂的工作表面外形应使绳索在绞拉时不易滑出轮毂。

10.2.8.4　在摩擦轮毂入绳索的方向应尽可能设有防止因绳索进入轮毂而引起绳索重叠，危害操作人

员的安全设施。

10.2.8.5　摩擦轮毂应具有一定的冷却设施。

第 3 节　　输送装置

10.3.1　一般要求

10.3.1.1　当一条输送线由数台输送带组成时，应每隔不大于 10m 的间距设有能停止所有输送带运转的应急开关。当输送线的长度大于 15m 时，应设有起动时的声光报警装置。

第 4 节　　试　　验

10.4.1　一般要求

10.4.1.1　渔捞机械应在出厂前进行台架试验。重载试验应至少按 125%标定负荷在额定转速下进行试验 3min。试验结果应载入出厂证明书中。

10.4.1.2　渔捞机械装船后，应按本篇第 1 章的有关规定进行试验。

第 11 章　推进装置的遥控系统

第 1 节　通　则

11.1.1　适用范围

11.1.1.1　本章规定适用于设有推进装置遥控系统但机器处所有人值班的渔船。船长小于 30m 时，可视具体情况适当放宽要求，但应取得船舶检验机构的同意。

11.1.2　名词定义

11.1.2.1　本章及第 12 章涉及的名词定义如下：

.1　遥控：系指操作人员从一定距离外对设备进行操作的控制形式。在控制与被控制设备之间须具有互相联系的设施。

.2　自控：系指不需要操作人员对末级控制设备直接进行操作的控制形式。

.3　集中控制：系指控制系统的全部操作由一个中央控制台进行控制。

.4　就地控制：系指操作被控制设备，是在设备本身或近旁的机构进行。

.5　手动控制：系指操作人员对末级控制设备直接进行操作。

.6　控制台：系指操作人员用来确定控制整定值，并发出控制指令信号的组合体。控制台上应设有适当的信号系统，以判明控制系统是否按要求进行工作。

.7　控制站：系指对推进装置及其他机电设备进行控制和监测的处所或部位。

.8　监测：系指对被控制设备和系统的实际运行情况进行监测，并指示必要的数据。

.9　越控：系指撤销控制系统中某一工作程序或某一安全功能，使机、电设备在短时间内强制继续运行，以保证船舶安全的特许控制措施。

.10　故障安全：系指控制系统中一个元件或一个系统发生故障或误动作时，其输出功能自动处于预订的安全状态。故障安全不仅应考虑系统及与之有关的机械，而且应考虑整个装置乃至船舶的安全。

11.1.3　自动控制装置

11.1.3.1　具有一定自动化程度的遥控系统，其自动控制装置，应满足本篇第 12 章的有关要求。

11.1.4　试验

11.1.4.1　遥控系统装船完毕后，应按船舶检验机构认可的试验大纲进行系泊和航行试验。

第 2 节　结构和设计

11.2.1　控制站

11.2.1.1　由驾驶室或机器处所集控室对推进装置进行遥控的渔船，仍应设有机器处所的就地控制站。就地控制站应位于机电设备近旁，便于对设备进行直接的手动操作的地点。

11.2.1.2　通常，相对于驾驶室控制站，机器处所的就地控制站应作为主控制站。但对于船长小于 45m 的渔船，若驾驶室的监测、报警和控制设备足够时，经船舶检验机构同意，机器处所的就地控制站可仅作为应急控制站。此时，驾驶室控制站作为主控制站，机器处所内的检测仪表可减少到仅为监测最

主要参数所必需的数量。当设有机器处所集控室时，只要满足本章第 4 节的要求即可作为主控制站。

11.2.1.3　当机器处所的就地控制站仅作为应急控制站时，机器处所内应设有遥控系统的应急脱扣装置，该装置平时必须锁定。

11.2.1.4　驾驶室或集控室与机器处所的就地控制站应设有联锁装置，使对推进装置的控制在同一时间内只能在一个控制站进行。在各控制站应设有指示器，以显示正由何站进行控制。

11.2.1.5　控制站之间的转换应只能在主控制站进行。但驾驶室与其他非主控制间的转换可在驾驶室实施。控制转换一般应在取得对方应答后方可进行。

11.2.1.6　控制站内监控设备、信号显示位置、操作手柄、开关、按钮等的布置应考虑操作、监测、维护的便利以及保护人员的安全。

11.2.1.7　遥控控制站的设计、设备和安装，应使推进装置的运转与就地控制同样安全可靠。

11.2.1.8　推进装置遥控系统的设计，应考虑到值班驾驶人员不熟悉掌握机器性能的情况。为此，应设有机器按正确顺序和时间运行的控制程序，以保证渔船安全运行。

11.2.2　性能要求

11.2.2.1　遥控系统一般应按故障安全的原则设计。

11.2.2.2　遥控系统应具有良好的控制品质和精度，使推进装置在其全部运转工况范围内具有满意的动态特性。

11.2.2.3　遥控系统必须对速度、推力方向实现全面控制，对采用可调螺距螺旋桨的装置，应在所有航行和作业条件下，对螺旋桨的螺距进行控制。必要时，遥控系统应设有防止推进装置超负荷的装置。

11.2.2.4　遥控系统及其操作设备的设计，应尽可能使该系统失灵时能发出报警，且预置的速度和推力方向保持不变，直到就地控制为止。

11.2.2.5　推进装置于紧急停车或自动停车后，必须使控制手柄通过停车位置后才能再起动。

11.2.2.6　实施越控时，通常应予以指示。越控按钮的布置应防止误触动。

11.2.2.7　采用钢索或链索等机构执行遥控传动时，必须备有补偿游隙和无效行程的裕量以保证设备到位，并在机构的连接处设有可靠的防松装置以防错位。

第 3 节　　驾驶室遥控

11.3.1　一般要求

11.3.1.1　驾驶室控制站通常应对推进装置的调速、换向、换排、离合、速比切换、停车进行控制；并包括必要的联锁以防机械损伤，当遥控系统出故障时，应保证就地控制站进行上述操作。如设有遥控起动系统时，应设起动空气低压报警装置，且在此设定的压力下，应仍能起动主机。此外，还应对侧推装置（如设有）进行有效的控制。

11.3.1.2　遥控系统对每一独立螺旋桨，通常采用单手柄控制。船长小于 30m 仅有一台主机的渔船，可允许采用双手柄控制，其布置应为：调速手柄在右侧，换向手柄在左侧。控制渔船运动的手柄，其操作方向应与预期的船舶的运动方向一致。

11.3.1.3　控制手柄的中央位置一般应具有除视觉外的触觉辨识。

11.3.1.4　仅供调速用的手柄可涂红色标志。

11.3.1.5　遥控系统设置越控时，应尽可能符合本篇第 12 章对安全系统的有效规定。

11.3.1.6　驾驶室遥控控制站的布置，应便于操作、监视和维护。操作开关、仪表、指示器和可见报

警信号等应具有合适的照明，但不妨碍夜间航行。

11.3.2 **装备**

11.3.2.1 驾驶室通常应设有下列装备：

.1 独立于正常遥控系统的紧急停车装置或使轴系紧急脱排的装置（应采取措施确保该装置不致被误触动）；

.2 显示螺旋桨轴旋转方向的指示器；或对可调螺距桨，显示其桨叶螺距角的指示器；

.3 显示离合器是处于结排或脱排位置的指示器；

.4 下述故障声光预报警装置：

.4.1 滑油低压报警（宜有“偏低”和“过低”两种报警）；

.4.2 齿轮箱滑油低压报警；

.4.3 冷却水高温报警；

.4.4 可调螺距桨液压油低压报警（如设有）；

.4.5 控制动力失效报警（如设有）；

.4.6 起动空气低压报警（如遥控起动）；

.4.7 侧推装置（如设有）的超负荷报警和显示系统运行的指示灯。

.5 显示正由何控制站进行控制的指示器；

.6 显示下述参数的仪表：

.6.1 滑油压力；

.6.2 滑油温度；

.6.3 冷却水温度；

.6.4 冷却水压力；

.6.5 齿轮箱滑油压力；

.6.6 可调螺距螺旋桨（如设有）的液压油压力；

.6.7 控制空气压力（如设有）；

.6.8 主机转速表（如存在转速禁区，应予以标明）。

第 4 节 机器处所集控室（站）遥控

11.4.1 **一般要求**

11.4.1.1 机器处所集控室应实施本章第 3 节规定的对推进装置的控制功能和控制转换。

11.4.1.2 机器处所集控室（站）一般应设在机器处所内；否则应经船舶检验机构同意。

11.4.1.3 机器处所集控室（站）应尽可能设在振动较小和视野较广的部位。

11.4.1.4 机器处所集控室（站）应具有隔音性能，窗玻璃应采用防碎型，并尽可能设有两个相互远离的出入口，其中之一应接近机器处所的脱险通道。

11.4.1.5 当推进装置的遥控采用由机器处所集控室专门执行时，该机器处所集控室亦应符合本章第 3 节所规定的控制和装备要求。但根据集控室所在的位置、对推进装置的能见度、航区和渔船尺度的大小，经船舶检验机构同意，可适当降低其部分要求。

11.4.1.6 如机器处所集控室（站）的机械连接机构直接对主机及其他机电设备进行遥控时，可允许免设其就近控制站。

11.4.1.7　推进装置正常运行时，集控室应连续有人值班并兼管就地控制站。

11.4.1.8　船长小于 45m 时，经船舶检验机构特殊审查后，可允许在机器处所近处能见度较高的部位设置不属于集控室（站）性质的“值班室”作为改善就地控制噪音的措施，但不得有碍对报警的察觉。

第 12 章　　轮机自动化

第 1 节　　通　　则

12.1.1　一般要求

12.1.1.1　轮机自动化控制适用于下列不同方式：

.1　驾驶室和机器处所集中控制室遥控，机器处所集中控制室有人值班；

.2　定期无人值班机器处所（驾驶室遥控）。

12.1.1.2　自动化系统包括控制系统、安全系统和报警系统（包括显示）。

12.1.1.3　轮机自动化控制系统所涉及的机、电设备应包括：

.1　推进装置及为其服务的重要辅助机械；

.2　电站；

.3　辅助锅炉；

.4　其他机械装置和系统；

.5　防火、探火和灭火系统。

12.1.1.4　驾驶室的遥控项目，均应在机器处所集中控制室中全部能执行。

12.1.1.5　轮机自动化控制系统的安全性应与有人直接管理机电设备的渔船相同，即当自动化系统失效时，能保证在机旁对机电设备进行有效的人工操作。

12.1.1.6　自动化控制系统的所有元件必须长期稳定地正常工作，并具有正确的特性和精度。

12.1.2　环境条件

12.1.2.1　用于轮机自控系统的电气和电子元件和设备应适合渔船航行和作业的环境条件，如耐振动、盐雾、油雾和霉菌等。

12.1.2.2　遥控和自控系统中的电气设备应符合第四篇对环境条件的有关规定。

12.1.2.3　遥控和自控系统中的电子设备应在下列环境条件下正常工作：

.1　温度范围：

.1.1 机器处所及其集中控制站：＋5℃～＋55℃;

.1.2 驾驶室及其他舱室：0℃～＋55℃;

.1.3 安装在有发热部件的箱柜内，一般在＋70℃时不致失效;

.1.4 安装在可能出现低温的处所，应在－25℃时正常工作。

.2　振动：

.2.1 通常，振动频率为（2～13.2）Hz 时，位移幅值为±1mm；频率为（13.2～100.0）Hz 时，加速度幅值为±6.86 m / s^2。

.2.2 用于柴油机、压缩机上和舵机器处所内，振动频率为（2～25）Hz 时，位移幅值为±1.6mm；振动频率为（25.0～100.0）Hz 时，加速度幅值为±39.2 m / s^2。

如果安装在振动频率超过上述范围的部位时，应采取阻尼措施。

.3　倾斜及摇摆：各方向 22.5°（周期 10s）。

.4　垂直方向线性加速度：±9.8m / s^2。

.5　湿度：

.5.1 温度不大于 40℃时，相对湿度为 95%±3%；

.5.2 温度大于 40℃时，相对湿度为 70%±3%。

12.1.3 **工作条件**

12.1.3.1 遥控和自动控制系统中的设备应在下列电压和频率变化范围内正常工作：

.1 稳态电压变化为额定值的+6%及-10%和稳态频率变化为额定值的±5%；瞬态电压变化为额定值的±20%，恢复时间为 1.5s 和瞬态频率变化为额定值的±10%，恢复时间为 5s。

.2 蓄电池供电电压变化为额定值的＋30%及－25%。

12.1.3.2 气动和液压控制设备应在动力源压力变化为额定值的±20%范围内正常工作，在额定压力值的 1.5 倍时不损坏。

12.1.4 **试验**

12.1.4.1 自动化系统应连同被监控的机电设备一起进行系泊和航行试验，以查明自动化装置是否正确安装以及整个系统能否满意地工作。

12.1.4.2 自动化系统连同被监控的机电设备应按照经船舶检验机构认可的试验大纲进行试验。

第 2 节 控制系统

12.2.1 **一般要求**

12.2.1.1 控制系统包括自控系统和遥控系统。

12.2.1.2 控制系统应稳定工作。机电设备不应受到有害的机械负荷和热负荷的影响，并具有必要的控制精度。

12.2.1.3 控制系统应按故障安全原则设计，故障安全不仅应考虑控制系统和与之有关的机电设备，还应考虑整个轮机装置以及全船的安全。

12.2.1.4 控制设备的设计应使设备出现的个别故障对控制过程产生的危险性降到最低程度，且不致使备用的自动和（或）手动控制失效。

12.2.1.5 对安全操纵渔船所必需的所有机电设备，当其自控或遥控系统发生故障（包括动力源中断）时，应：

.1 发出报警信号；

.2 及时更换损坏的元件或部件以恢复正常的控制功能；和／或

.3 转换到就地手动控制，且转换控制时应不致引起机电设备运行状态的严重变化。

12.2.2 **控制系统的独立性**

12.2.2.1 控制系统应尽可能独立于安全系统和报警系统。当其他系统发生故障，应不致影响控制系统的正常工作。如有措施能保证有效的监测，可允许局部切换。

12.2.2.2 推进装置、电站和锅炉的控制系统应各自独立。每一独立推进装置的控制系统应独立设置。双机单桨的推进装置，当并车齿轮箱的两只传动离合器均挂排后，应转移到统一的控制系统，包括负荷分配平衡系统和速度调置跟踪系统等。

12.2.3 **控制系统的检查**

12.2.3.1 控制系统的功能应进行检查。如控制设备的灵敏度和极限值等可以调节，则整定的数值应易于检查并予以锁定。

12.2.4 **控制系统的动力源**

12.2.4.1 当控制系统供电中断时，应发出报警。具备电站自动化的自动控制系统，应于主电源失电时还能自动转换到独立的备用蓄电池组并予以指示。

12.2.4.2 控制系统的液压动力源及管系应符合本篇第 2 章和第 4 章的有关规定。当压力低于规定值时备用液压泵应自动起动和投入工作；当压力低于正常工作所需值时，应发出报警。

12.2.4.3 气动控制系统应符合下列规定：

.1 由专用空气压缩机供气时，应设有一台备用机；

.2 供气系统中应设有安全阀，其开启压力应为工作压力的 1.1 倍；

.3 应有措施以使空气保持净化和干燥，并不含油份；

.4 由专用空气瓶或主机起动空气瓶供气。

第 3 节 安全系统

12.3.1 **故障分类**

12.3.1.1 当发生危及主机以及其他重要机电设备的不同程度的故障时，安全系统应使发生故障的机电设备按下列三种类型，自动或手动产生保护性动作：

.1 Ⅰ类：立即停止运行，而且非经人工复位，该设备不允许再自动投入运行；

.2 Ⅱ类：暂时调节到可以维持运行的状态，如降功率或降转速运行等；

.3 Ⅲ类：不需采取Ⅰ或Ⅱ类相应的措施。一般退出运行，并起动和投入备用设备。

12.3.2 **故障安全、可检性和动力源**

12.3.2.1 安全系统应按故障安全原则设计应符合本篇 12.2.1 的规定。

12.3.2.2 安全系统的可检性应符合本篇 12.2.3 的规定。

12.3.2.3 安全系统的动力源应符合本篇 12.2.4 的规定。

12.3.3 **安全系统的独立性**

12.3.3.1 本篇 12.3.1 条中Ⅰ类性质的安全系统应独立于控制系统和报警系统。

12.3.3.2 本篇 12.3.1 条中Ⅱ、Ⅲ 类性质的安全系统应尽实际可能独立于其他系统。

12.3.4 **越控**

12.3.4.1 本篇 12.3.1 条中Ⅰ类安全保护动作一般不应设置越控。但对推进装置的紧急停车可作特殊考虑。

12.3.4.2 实施越控时，在有关控制站应有灯光显示。越控结束后，安全系统应自动恢复功能。

12.3.5 **特殊性能**

12.3.5.1 安全系统应设计成一旦发生不必要的干扰而触发停车时，安全和报警系统不致起作用。

12.3.5.2 当由于单一故障而引起两个或更多安全反应时，则各安全反应按下列顺序动作：

.1 备用功能投入运行和发出转换的指示报警；

.2 报警信号应由报警设备触发，该设备应按本篇 12.3.1 条中故障分类次序而顺序动作，并应触发紧急停止的动作或降功率的措施或向安全系统传递采取降功率措施的指令。

12.3.5.3 推进装置的安全系统，通常应按开路原理工作。锅炉和燃烧器的安全系统，通常应按闭路原理工作。关于辅助机械，则应根据机械的设计情况而采取能充分保障安全的工作原理。

第 4 节　　报警系统（包括显示）

12.4.1　一般要求

12.4.1.1　对被监控的机电设备和监控系统本身的所有故障应在有关的控制站发出报警信号。

12.4.1.2　所有报警应同时发出视觉和声响报警信号。视觉信号应清晰可见。报警色光对本章第 3 节 12.3.1 中的Ⅰ、Ⅱ类故障取红色，对Ⅲ类故障取黄色。声响信号应有足够的响度，并应与火警、电话及其他声响信号有明显的区别。报警信号可根据其优先次序集中分类布置。

12.4.1.3　报警系统应对同时发生的所有故障发出报警信号，且应不致互相妨碍，包括其应答器在内。

12.4.1.4　对报警信号应答后，可消除声信号并改变视觉信号（如闪光转为平光等），但机器处所声报警信号的消除按钮只允许设在机器处所或集控室内，同时视觉信号应一直保留到故障消除为止。故障消除后，该报警通道应自动恢复到正常工作状态。

12.4.2　报警系统的检测与自检

12.4.2.1　报警系统应尽可能具有自检功能，对自身的故障自动进行检测和报警以防有警不报或误报警。

12.4.2.2　报警系统中，如具有与控制、安全系统公用的设备，必须具有自检功能。

12.4.2.3　对报警系统的检测，应在被监测机电设备运行时进行。

12.4.2.4　报警系统应对某些过程中无意义的信号进行闭锁。当闭锁由人工实施时，应予以指示。

12.4.3　显示

12.4.3.1　可采用仪表、显示器等进行参数显示。参数可以单独显示，也可以选择显示；可以用数字显示，也可以用图像显示。显示应清晰明了。指示灯信号的光色一般用绿色或白色。

12.4.4　报警系统的供电

12.4.4.1　当主电源失电时，应自动转换到独立的备用蓄电池组，并发出报警。

第 5 节　　驾驶室和机器处所集中控制室遥控，机器处所集中控制室有人值班的自动化要求

12.5.1　一般要求

12.5.1.1　采用本方式进行具有一定自动化程度遥控的渔船，应设置驾驶室控制站（室）、机器处所集控站（室）和就地控制站。机电设备正常运行时，机器处所集控站（室）连续有人值班。通常，对控制站的转换应在机器处所集控站（室）进行。

12.5.1.2　驾驶室控制站的功能应对推进装置和侧推装置（如设有）的推进方向和速度以及其他有关装置（如设有时）实施有效的监控。必要时，该控制站的功能应在任何时候被转移到机器处所集控站（室）和就地控制站，但对操舵装置的监控除外。

12.5.1.3　机器处所集控站（室）应实施 12.5.1.2 所规定装置的监控功能和控制转换。此外，还应尽可能对其余自动化机电设备实施监控。这种监控应与有人在机器处所对机电设备直接管理同样有效。

12.5.1.4　船长小于 45m 的渔船，如能采用等效措施，由驾驶室控制站和就地控制站承担机器处所集控站的监控功能，经船舶检验机构同意，可免设机器处所集控站。

12.5.1.5　驾驶室控制站和机器处所集控站均应设置独立于自动化系统的主机紧急停车或紧急脱排按钮，以及锅炉紧急停油按钮，其布置应防止被误触动。

12.5.1.6　就地控制站应设有措施，以当自动化系统失效时，能保证在机旁对机电设备进行有效的人工操作。

12.5.2　推进装置的控制

12.5.2.1　主机的遥控应设有联锁装置，包括起动与转车机构啮合或轴系制动器（如设有）制动和滑油压力低等的安全联锁。对于能换向的主机还应增设起动和换向间的安全联锁，以防止在可能造成机械设备损害的情况下起动主机。

12.5.2.2　主机设有自动系统时，对起动失败的次数应加以限制，一般不多于三次，当第三次自动起动失败后应停止自动再起动，并发出报警。

自动起动和遥控手起动的起动空气压力低压报警值应有较大裕度，以保证在此压力下仍能就地起动。

12.5.2.3　主机的滑油泵如为独立驱动，当泵的出口端压力下降至偏低报警值时，应自动起动或遥控起动备用滑油泵。但转换过程中，故障滑油泵应经适当延时后停止运转，以保证主机安全运行。

主机应设有滑油压力过低的自动停车装置，且应先报警而后停车。

12.5.2.4　当主机的额定功率不小于 2200kW 或缸径不小于 300mm 时，曲轴箱内应设置油雾探测器或轴承温度报警器。

12.5.2.5　主机的遥控系统一般应设计成无论操作装置的手柄或手轮在什么位置时，均能自动防止推进装置长期在转速禁区内运转，或采取当转速进入转速禁区时发出报警的替代措施。

12.5.2.6　当主机超速时，应在控制站报警，并在超速至极限转速时，应自动切断燃油供给而停车。

12.5.2.7　采用齿轮箱或可调螺距螺旋桨进行换向的推进装置，其控制系统中应设有防止主机及轴系在换向过程中使扭距或其他机械负荷过大的装置。

12.5.2.8　用齿轮箱换向的推进装置，其遥控系统的设计应使换向在降低主机转速下进行，且任意换向的最大转速应不小于主机标定转速的 65%。

对仅设离合器的推进装置，其挂排和脱排应在主机转速低于预定值时进行。

12.5.2.9　对双机单桨机组控制的设计，应使主机在紧急停车的同时与离合器脱开。

12.5.2.10　控制桨叶螺距角的液压系统，当液压泵出口端压力下降至报警值时，备用泵应自动起动投入工作。液压系统的低压报警值应有一定的安全裕度，在此压力下控制机构应仍能操纵。

12.5.2.11　推进装置的离合器挂排时，一般应在可调螺距螺旋桨的桨叶角零位时进行。

12.5.3　发电机组的控制

12.5.3.1　渔船电站的设计，应考虑到发电机组在正常运转情况下能在机器处所集控站进行遥控或自控。当运行发电机组发生故障时，机器处所集控站可用遥控或自控方式起动和调节备用发电机组供电。

12.5.3.2　若发电机组为自动起动时，应设有联锁装置，以防原动机在可能造成危害的情况下起动。对控制系统中起动失败后自动连续再起动的次数应加以限制。如设有自动合闸，则自动合闸动作只允许一次，以防因短路而引起的失电会加重电气系统的损坏。

12.5.3.3　若渔船电站经常使用两台或两台以上发电机组并联运行，应设有在发电机组过载时能将超过的非重要负载自动卸除的装置。当卸载装置动作时，应在机器处所集中控制站报警。

12.5.3.4　应急发电机组如设有超速保护装置，不需再设其他紧急停车保护装置。

12.5.4 辅助锅炉的控制

12.5.4.1 每台锅炉的燃油总管上应设有自动的燃油总切断阀，当锅炉所有燃烧器发生熄火、炉水达到极限水位或炉膛强力通风失效时，燃油总切断阀应自动关闭，并在控制站报警燃油总切断阀的控制系统中设置自动控制的限制器，当总切断阀关闭后，限制器应防止锅炉点火。

12.5.4.2 锅炉的控制系统应保证锅炉正常熄火后的点火在设定的温度及压力范围内安全进行。并包括：

.1 燃烧器点火的火花出现在燃油阀开启之前；

.2 自动点火的锅炉，在燃烧器点火之前，应将所有空气调节门打开，进行扫气；

.3 若所有燃烧器均熄火，初始点火的燃烧器应回到低燃烧位置才能自动点火。

12.5.4.3 每只燃烧器应设有火焰监测设备，当燃烧器熄火时应自动切断供油。火焰监测设备失效时，该燃烧器的供油亦应自动切断。当所有燃烧器熄火后应进行扫气。

12.5.4.4 锅炉燃油泵出口端压力下降至报警值时，燃油备用泵应自动起动。

12.5.4.5 每台锅炉应设有高、低水位报警器各一只。低水位报警器的传感器的功能是锅炉水位降至极限水位时，在发出报警的同时应自动关闭燃油总切断阀。设定的极限水位应不低于锅炉许可的最低安全水位。低水位传感器应设有延时装置。以免受船舶摇摆的影响。

12.5.4.6 当锅炉给水泵出口端压力下降至报警时，备用给水泵应自动起动。

12.5.5 其他装置的控制

12.5.5.1 冷藏装置在机器处所集中控制站（室）的显示和报警项目应符合第四篇的有关规定。

12.5.5.2 机器处所和鱼舱均应设有水位报警装置。舱底泵可不设自动起动，若设有时，应有显示其运行的指示器。排放舱底污水应满足有关防污染的要求。

12.5.5.3 若燃油采用电加热时，其布置、控制和报警应符合本篇第 4 章的有关规定。

12.5.5.4 空气压缩机应根据设定压力自动起动和停车。

12.5.5.5 设有侧推装置时，在发生过载或其他故障时，应在驾驶室发生声光报警，并应设有必要的保护装置。

12.5.6 机器处所的探火和报警系统

12.5.6.1 机器处所一般应设有自动探火和失火报警系统。机器处所出入口、驾驶室和机器处所集中控制室均应设有手揿式失火报警按钮。失火报警应使各控制站、起居处所都能听到。对于船长小于 45m 时，若机器处所的位置易于由船上人员对其火灾进行监视，则可免设。

12.5.6.2 探火系统必须基于自检原理。

12.5.6.3 探测器的位置和数量一般应足以覆盖所有危险区域。但在从集控室内能看到的范围，探测器可以免设。

12.5.6.4 探火系统应保证连续供电。如正常电源失效，应自动与应急电源接通。

12.5.7 防火

12.5.7.1 柴油机的高压燃油喷射管，应采用金属软管或护套围护，并对漏油予以报警。

12.5.7.2 如日用燃油柜设有自动加油装置时，应设高、低油位报警。

第 6 节　　定期无人值班机器处所

12.6.1　一般要求

12.6.1.1　本章适用于由驾驶室控制站和机器处所集中控制站（室）控制的渔船，且驾驶室遥控时，机器处所集中控制站（室）可在预定的时间不需值班人员进行监视。

该渔船应备有适合以定期无人值班机器处所操作的文件，且此文件应经船舶检验机构同意。

12.6.1.2　对于船长小于 45m，由驾驶室控制站控制的不设置机器处所集中控制站的渔船，如符合本篇 12.5.1.4 的规定，则机器处所控制站（室）亦可定期无人值班。

12.6.1.3　本节所指的渔船，不论无人值班周期的长短，均应按本章的有关规定设有机、电设备的控制、监测、报警和安全系统，以保证驾驶室的操纵。

12.6.1.4　本节所指的渔船，其机器处所无人值班监视时间，可按渔船的航行和作业情况及用船部门的要求进行设计，如可为 16h 或 24h 等。

12.6.1.5　在无人值班周期内，自动化系统应保证下列机电设备连续正常运行：

.1　主推进装置；

.2　为主推进装置服务的重要辅助机械；

.3　电站；

.4　辅助锅炉；

.5　其他机械装置和系统。

12.6.1.6　在无人值班周期内，渔船的安全程度应与机器处所有人直接管理时的安全等级要求相同。

12.6.2　主推进装置

12.6.2.1　主推进装置的控制除应满足本章 12.5.2 的要求外，还应在驾驶室控制站和机器处所集中控制站（室）对主机进行起动。

12.6.3　发电机组

12.6.3.1　发电机组的控制应满足本篇 12.5.3 的要求。

12.6.3.2　如由一台发电机组运行供电，当该机组发生故障时，备用机组应在 45s 内自动起动并合闸。

12.6.3.3　如由两台或两台以上发电机组并联供电，当其中一台发生故障时，应有措施保证对重要负载的连续供电。

12.6.3.4　因短路故障而停电后，备用机组的自动合闸只允许进行一次。合闸失败后应报警。

12.6.3.5　当运行的发电机组超负荷时，应自动卸除非重要的负荷以保证对重要负荷的供电或自动起动备用发电机并网供电。

12.6.3.6　驾驶室应遥控起动和转换备用发电机组。

12.6.4　辅助锅炉

12.6.4.1　辅助锅炉的控制除应满足本篇 12.5.4 的要求外，其由电动机驱动的泵，于断电又恢复供电时，应依次自动起动。

12.6.5　其他装置

12.6.5.1　其他装置的控制应符合本篇 12.5.5 的有关规定。

12.6.5.2　舱底水报警水位应保证舱底水不致漫上双层底舱的内底板或相应高度。水位传感器的布置应防止渔船正常倾斜和摇摆时产生误报警。舱底水泵应自动投入运行。

12.6.5.3　舱底水和海水系统的阀，当其动力源发生故障时，不应使阀和渔船处于不安全的状况，且应仍能进行手动操作。

12.6.5.4　对阀进行控制的控制站应指示出阀的开度或开闭状况。

12.6.5.5　起动和控制用空气瓶必须能自动充满。

12.6.6　轮机员的呼叫系统

12.6.6.1　驾驶室值班的船员，必须能分别呼叫居住舱室内的各轮机员。此呼叫系统可采用双向内部通讯系统。该系统可包括手提式或固定式设置的器具，必须在主电源一旦失效时，仍能有效工作。

12.6.6.2　机器处所集中控制站（室）的故障声光报警，应延伸到轮机员居住舱室或轮机员居住区的报警集中监视室（如设有）。

12.6.7　机器处所的探火和报警系统

12.6.7.1　定期无人值班机器处所的探火和报警系统应符合本篇 12.5.6 的有关规定。

12.6.7.2　在定期无人值班机器处所应设有自动探火系统，且探测器的数量和布置必须足以覆盖所有危险区域。

12.6.8　防火和灭火

12.6.8.1　防火和灭火应满足本篇 12.5.7 的有关要求。

12.6.8.2　定期无人值班机器处所应设有一台能由驾驶室遥控起动的主消防泵。

12.6.9　自动起动的锁定装置

12.6.9.1　采取自动或遥控起动的主、辅机，应设有能防止其误行自动或遥控起动的锁定装置，例如检修期间。

第 7 节　　自动化监控项目表

12.7.1　一般要求

12.7.1.1　自动化监控的项目应结合具体的控制方式以满足本节规定的有关要求，必要时可增加表列以外的项目。

12.7.1.2　当出现不正常运行状态或发生值班人员不能处理的严重故障时，安全系统应起以下作用：

根据表 12.7.1 的规定，Ⅰ类报警，制动切断，以保护设备免受危害；Ⅱ类报警，将设备暂时调节到可维持运行的状态；Ⅲ类报警，调整或利用备用功能恢复设备的正常运行状态。

12.7.1.3　表 12.7.1 中的“机器处所报警”，当设有机器处所集控站（室）时系指该控制站（室）的报警。其报警类别与驾驶室相同。

12.7.2　重要辅助机械的自动转换

12.7.2.1　重要辅助机械的自动转换见表 12.7.2.1 的规定。转换时的显示应符合本篇 12.4.4 的规定。

12.7.3　单独报警

12.7.3.1　表中所指的单独报警即每项报警均有其独立的声光信号。

功率小于 750kW 推进装置的自动化监控项目[注 2]　　表 12.7.1-1

机器处所报警 ×：　指应设置单独报警			驾驶室报警 Ⅰ类：主机停止，红色 Ⅱ类：主机降功率，红色 Ⅲ类：黄色		
受监控参数： l＝下限 h＝上限	极限	机器处所[注 1]	驾驶室		注　　释
			单独报警	报警类别	
主机滑油压力	l	×	...	Ⅰ	
主机冷却水温度	h	×	...	Ⅱ	
主机冷却水压力	l	×	...	Ⅱ	
主机排气管中的排气温度	h	×	...	Ⅱ	
主机超速保护装置起作用		×	...	Ⅰ	
冷却用海水压力	l	×	...	Ⅲ	
起动空气压力	l	×	...	Ⅲ	
日用燃油柜油位	l+h	×	...	Ⅲ	仅自动或遥控补充油量时，采用高位。
齿轮箱滑油压力	l	×	...	Ⅰ	
可调螺距螺旋桨液压油压力	l	×	×	...	可在驾驶室与“遥控系统失灵”共同显示。
操舵装置失灵 / 超负荷	l	×	×	...	
遥控系统失灵		×	×	...	
机器处所失火		×	×	...	
机器处所舱底水位	h	×	...	Ⅲ	
泄油舱柜油位	h	×	...	Ⅲ	
总电源故障		×	...	Ⅲ	仅适用于具有非电力驱动主要辅助机械的推进装置。
柴油机发电机组滑油压力	l	×	...	Ⅲ	
柴油机发电机组冷却水温度	h	×	...	Ⅲ	

注 1：如驾驶室已设置所有的单独报警，则在机器处所可免设监控。

注 2：如在轮机装置的范围内要求进一步的监控，例如：使用重油工作运行，锅炉装置 24h 无人值班机器处所要求的全部监控，应根据表 12.7.1-2～12.7.1-4 的规定进配备。

功率不小于 750kW 推进装置的自动化监控项目

主机、齿轮箱和轴承　　表 12.7.1-2

机器处所报警 ×： 指应设置单独报警			驾驶室报警 Ⅰ类：主机停止，红色 Ⅱ类：主机降功率，红色 Ⅲ类：黄色		
受监控参数： l = 下限 h = 上限	极限	机器处所	驾驶室		注　　释
			单独报警	报警类别	
主机 进机滑油压力	l	×	...	Ⅰ	
通过滑油压力过滤器两端压差	h	×	...	Ⅲ	
自动滑油过滤器发生故障		×	...	Ⅲ	
进发动机滑油温度	h	×	...	Ⅱ	
主机轴承温度或油雾浓度	h	×	...	Ⅱ	功率不小于 2200kW，或者缸径不小于 300mm。
气缸冷却水压力	l	×	...	Ⅱ	
冷却水出口温度	h	×	...	Ⅱ	
主机冷却水系统发生油污染		×	...	Ⅲ	当冷却水用于燃油或载热油的热交换器时。
活塞冷却液压力	l	×	...	Ⅱ	
喷油器冷却液压力	l	×	...	Ⅲ	
喷油器冷却液温度	h	×	...	Ⅲ	
海水冷却水的压力	l	×	×	Ⅲ	
闭路冷却系统淡水的压力	l	×	...	Ⅲ	
闭路冷却系统淡水的温度	h	×	...	Ⅲ	
喷油泵燃油压力	l	×	...	Ⅲ	
重油进入主机的温度或粘度	l+h	×	...	Ⅲ	
封闭储油管中的燃油油位（气垫式）	l	×	...		不适用于自动透气时。
在燃油自动过滤发生故障		×	...	Ⅲ	
充气温度	l+h	×	...	Ⅲ	“充气管道中有水”可用以代替下限。
排气温度或对排气温度偏离平均值的差值	l+h	×	...	Ⅱ	
起动空气压力	l	×	...	Ⅲ	由驾驶室遥控起动的主机，在驾驶室应设单独报警。
超速保护装置起作用		×	...	Ⅰ	
齿轮箱 滑油温度	h	×	...	Ⅲ	不小于 1500kW 时。
滑油进口压力	l	×	...	Ⅰ	
轴系 尾管后轴承温度	h	×	...	Ⅲ	传感器可置于后轴承附近。
轴系轴承温度	h	×	...	Ⅰ	不小于 1500kW 时。
推力轴承滑油温度或推力块温度	h	×	...	Ⅲ	
可调螺距螺旋桨系统 液压油压力	l	×	×	...	可在驾驶室与“遥控系统故障”共同显示。
重力舱柜的液压油油位或油泵背压	l	×	...	Ⅲ	
离合器 离合器的控制功率	l	×	×	...	如因操纵失灵造成。

功率不小于 750kW 推进装置的自动化监控项目

辅助机械、舱柜和杂项　　表 12.7.1-3

机器处所报警 ×： 指应设置单独报警			驾驶室报警 Ⅰ类：主机停止，红色 Ⅱ类：主机降功率，红色 Ⅲ类：黄色		
受监控参数： l = 下限 h = 上限	极限	机器处所	驾驶室		注　　释
			单独报警	报警类别	
柴油机发电机组					
滑油压力	l	×	…	Ⅲ	
冷却水压力或流量	l	×	…	Ⅲ	
冷却水 / 冷却空气温度	h	×	…	Ⅲ	
起动空气压力	l	×	…	Ⅲ	如具有就地指示，则可在中央报警控制板处仅设组合报警装置。
电力驱动供油泵的燃油压力	l	×	…	Ⅲ	
重油粘度或重油温度	l+h	×	…	Ⅲ	
通过重油过滤器的两端压差	h	×		Ⅲ	
超速保护装置起作用		×	…	Ⅲ	
电压	l+h	×	…	Ⅲ	
频率	l	×	…	Ⅲ	
非重要用电设备的脱扣		×	…	Ⅲ	
总电源故障		×	…	Ⅲ	仅适用其主要辅助机械不采用电力驱动的推进装置。
净油设备					
油温	l+h	×	…	Ⅲ	如具有就地单独指示，则可在中央报警控制板处仅设组合报警装置。
转筒无意中排放 / 水封失效 / 输出油中含水或类似情况		×	…	Ⅲ	
操舵装置					
操舵装置失灵		×	×	…	
相位故障 / 超负荷		×	×	…	
控制系统失效		×	×	…	
舱柜液位					
常用燃油柜	l	×	…	Ⅲ	
膨胀柜	l	×	…	Ⅲ	
污油、泄油舱柜和燃油溢流柜	h	×	…	Ⅲ	所有采用自动或遥控进行充注的舱柜 应增设高液位报警。
尾管重力油柜	l	×	…	Ⅲ	
主机滑油汇集底盘 / 舱柜	l	×	…	Ⅲ	
操舵装置液压油舱柜	l	×	…	Ⅲ	
探火系统					
失火报警		×	×	…	
故障		×	…	Ⅲ	
其他					
遥控系统失效		×	×	…	
报警系统失效		×	…	Ⅲ	
安全系统失效		×	…	Ⅲ	
安全系统跳闸		×	…	Ⅲ	
辅助自动转换		×	…	Ⅲ	
机器处所舱底水位 / 污水阱位	h	×	…	Ⅲ	每机器处所应至少设二只传感器和探测闭路。

功率不小于 750kW 推进装置的自动化监控项目

辅蒸汽锅炉　　表 12.7.1-4

机器处所报警 ×： 指应设置单独报警			驾驶室报警 Ⅰ类：主机停止，红色 Ⅱ类：主机降功率，红色 Ⅲ类：黄色		
受监控参数： l = 下限 h = 上限	极限	机器处所	驾驶室		注　　释
			单独报警	报警类别	
蒸汽锅炉 安全系统脱扣		×	…	Ⅲ	
蒸汽压力	l+h	×	…	Ⅲ	
水位	l+h	×	…	Ⅲ	
循环水泵失灵	h	×	...	Ⅲ	
冷凝水含盐度	h	×	...	Ⅲ	
冷凝水油污	h	×	...	Ⅲ	

重要辅助机械的自动转换　　表 12.7.2.1

辅　　机	自动转换	全船失电后的起动和恢复电源	注　　释
主机 [1)] 滑油泵	×	×	适用于所有独立电路。
活塞冷却液	×	×	
气缸冷却水泵	×	×	仅适用于电力驱动泵。
喷油器冷却液泵	×	×	仅适用于电力驱动泵。
燃油供给泵	×	×	
燃油升压泵	×	×	
总电源	×		
柴油发电机组 燃油升压泵	×	×	如单独驱动。
气缸冷却水泵	×	×	如单独驱动和具有独立电路。
减速齿轮箱滑油泵	×	×	
可调螺距螺旋桨液压油泵	×	×	
操舵装置液压油泵	...	×	驾驶室遥控起动。
起动空气压缩机	...	...	根据设定压力自动起动和停车。
控制空气压缩机	...	...	
主消防泵	...	...	由驾驶室遥控起动。

注：具有两台或多台主机的渔船，当辅助系统中的备用泵独立于每台主机或机群时，各该备用泵可免除自动起动的要求。