中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

2009

第1分册

中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

2009

第1分册

总 则
第1篇 船 体

北 京

总 目 录

第 1 分册

总 则…… 0－1

第 1 篇　船体…… 1－1

第 2 分册

第 2 篇　轮机…… 2－1

第 3 分册

第 3 篇　电气设备…… 3－1

第 4 篇　机舱自动化…… 4－1

第 5 篇　货物冷藏…… 5－1

第 6 篇　消防…… 6－1

第 7 篇　其它（待定）…… 7－1

中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

2009

总　则

2009 年 1 月 1 日生效

总 则

1 适用范围

1.1 除另有规定外，本规范适用于航行我国内河水域船长大于或等于 20m 的钢质船舶，其具体要求按各篇的规定，但下列船舶除外：

(1) 军船；

(2) 非营业性游艇；

(3) 帆船；

(4) 渔船；

(5) 运动竞赛艇。

1.2 船舶的强度、结构、布置、舾装、机电设备等的设计、制造、安装和试验应满足本规范要求。对于散装运输危险化学品船和散装运输液化气体船，除满足本规范相关要求外，还应分别满足中国船级社（以下简称“本社”）相应规范的规定；对于高速船、江海通航船、船长小于 20m 的船舶等应分别满足本社相应规范的规定；船舶的材料与焊接，应符合本社《材料与焊接规范》的规定。

1.3 船舶的吨位丈量、载重线、构造、消防、救生设备、无线电通信设备、航行及信号设备、完整稳性、乘客定额及舱室设备、防止水域污染及法定检验与发证等法定检验要求，应符合《内河船舶法定检验技术规则》的有关规定。

1.4 凡欲取得或保持本社船级的船舶，尚应符合本社《内河船舶入级规则》的规定。

1.5 船用产品的检验与发证尚应符合本社的有关规定。

1.6 除特别说明外，本规范适用于新建或重大改建、修理和改装的船舶和新制造产品。船舶的重大改建、修理和改装通常包括：

（1）实质上改变船舶的尺度和容量。如新增一个平行中体使船舶长度和容量增加；

（2）实质上改变船舶种类，如客船改建成货船或车辆甲板改建成乘客处所等；

（3）实质上改变船舶寿命，如对某一层甲板上的起居处所或乘客处所的更新；

（4）实质上影响分舱因素，如减少水密横舱壁；

（5）实质上改变主推进机械。

1.7 船舶应尽可能降低振动，船体振动可按本社《船上振动控制指南》（2000）进行计算评估。

2 定义

2.1 除另有规定外，本规范适用的定义如下：

(1) 客船：系指载运定额乘客超过12人的船舶。

(2) Ⅰ型客滚船：系指自始发港至终点港逆水延续航行时间超过2h，设有滚装处所或车辆处所的客船（Ⅱ型客滚船除外）。

(3) Ⅱ型客滚船：系指自始发港至终点港逆水延续航行时间超过2h，且仅载运油箱内备有闪点大于60℃（闭杯试验）自用燃油的载货汽车（不包括装载危险货物的货车）及全船载运的载货汽车司机和随车工作人员超过12人的滚装船。

(4) 车客渡船：系指自发始发港至终点港逆水延续航行时间不超过2h，设有车辆处所，载运货车、客车和乘客的船舶。

(5) 货船：系指非客船的任何船舶。

(6) 滚装货船：系指其构造适合于以滚进和滚出的方式装载车辆或使用车辆装卸集装箱或托盘化货物的货船。

(7) 液货船：系指其构造适用于载运散装液体货物的货船。

(8) 油类：系指包括原油、燃油、油泥、油渣和精制石油产品在内的任何形式的石油，但《内河散装运输危险化学品船舶与设备规范》所规定的石油化学品除外。

(9) 油船：系指其构造适用于装运散装油类的船舶。

(10) 化学品液货船：系指其构造适用于散装运输本社《内河散装运输危险化学品船舶构造与设备规范》所列任何液体货品的液货船。

(11) 液化气体船：系指其构造适用于散装运输本社《内河散装运输液化气体船舶构造与设备规范》所列液化气及其他货品的液货船。

(12) 集装箱船：系指适合于在货舱内和甲板上装载集装箱的船舶。

(13) 散货船：系指在舱内或甲板上载运散装干货的船舶。

(14) 自航船：系指设有用于航行目的的机械推进装置的船舶。

(15) 非自航船：系指自航船以外的船舶，包括虽设置机械推进装置，但其仅用于船舶作业状态（非航行状态）作局部调整船位或船舶被拖带时作辅助推进用途的船舶。

(16) 驳船：系指专门运输货物的非自航船。

(17) 趸船：系指不航行作业，用锚及缆索系固于岸边或特定水域的船舶及水上设施。

(18) 新船：系指本规范生效之日及以后签订建造合同的新建船舶。

(19) 现有船舶：系指除新船以外的船舶。

(20) 船龄：系指船舶从其建造完成年份算起迄今过去的年限。

(21) 产品：系指材料、设备和系统的统称。

(22) 三峡库区水域：系指重庆九龙坡港区至葛洲坝之间的长江干流及支流水域。

3 等效与免除

3.1 对于具有新型结构和新型特性的任何船舶，如应用本规范的任何规定会严重妨碍这些船舶对其特性的应用或这些船舶的营运时，经本社总部同意，可免除规范的任一要求，但需有等效措施，以保证船舶安全。

3.2 船上安装的任何装置、材料、设备和器具可以代替本规范要求的装置、材料、设备和器具，条件是经试验和其他方法证明这些装置、材料、设备和器具至少与本规范要求具有同等效能。

3.3 若对规范要求的计算方法、评定标准、制造程序、材料、检验和试验方法，能提供相应的试验、理论依据、使用经验或有效的公认标准，经本社总部同意，可以接受作为代替和等效方法。

4 规范生效

4.1 除另有说明外，规范（含修改通报）发布后，一般在 3 个月后生效。生效日期注明在相应篇的第 1 页或出版物的扉页上。

4.2 如经建造厂、船东和本社同意，对建造中的船舶可以采用新规范的要求；同样，如新规范的要求比较合理而可行时，可同意建造中的船舶采用新规范的要求。不管何种情况，均应在相应技术文件中注明。

4.3 本规范的生效日期仅与规范批准颁布日期有关，不受其他法定要求生效的影响。

5 规范解释

5.1 本社颁布的规范、指导性文件及其他有关出版物的解释权属本社总部。

5.2 如对本社规范的英文版有不同理解时，应以中文版为准。

5.3 验船师在执行检验活动中应严格执行批准的图纸、计算书、说明书和其他技术文件。如本社颁布的指导性文件等与规范要求有不协调之处，应以规范要求为准。

中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

2009

第1篇　船 体

2009 年 1 月 1 日生效

目　录

第 1 章　通则…… 1－1

第 1 节　一般规定…… 1－1

第 2 节　结构设计原则…… 1－1

第 3 节　船体结构用钢…… 1－4

第 4 节　船体结构的焊缝设计…… 1－7

第 5 节　通风筒、空气管、排水孔、排水舷口、舷窗及舷门…… 1－14

第 2 章　船体结构…… 1－16

第 1 节　一般规定…… 1－16

第 2 节　总纵强度…… 1－17

第 3 节　外板及内底板…… 1－26

第 4 节　甲板…… 1－28

第 5 节　单底骨架…… 1－30

第 6 节　双底骨架…… 1－34

第 7 节　舷侧骨架…… 1－38

第 8 节　甲板骨架…… 1－41

第 9 节　悬臂梁…… 1－46

第 10 节　无支柱的甲板强骨架…… 1－47

第 11 节　支柱及桁架…… 1－48

第 12 节　舱壁…… 1－57

第 13 节　首尾结构及尾轴架…… 1－61

第 14 节　主机基座、轴隧及机舱骨架…… 1－64

第 15 节　舱口…… 1－65

第 16 节　上层建筑及甲板室…… 1－66

第 17 节　舷墙、栏杆及护舷材…… 1－68

第 18 节　航行冰区船舶的加强…… 1－69

第 3 章　舾装…… 1－71

第 1 节　一般规定…… 1－71

第 2 节　舵设备…… 1－71

第 3 节　导流管…… 1－80

第 4 节　锚泊及系泊设备…… 1－82

第 5 节　拖、曳及系结设备…… 1－88

第 6 节　其他…… 1－90

第 4 章　客船船体结构补充规定…… 1－92

第 1 节　一般规定…… 1－92

第 2 节　总纵强度…… 1－92

第 3 节　外板…… 1－94

第 4 节　甲板…… 1－95

第 5 节　甲板间骨架及横舱壁…… 1－95

第 6 节　舱口…… 1－96

第 7 节　上层建筑队及甲板室…… 1－96

第 5 章　拖、推船船体结构补充规定…… 1－97

第 1 节　一般规定…… 1－97

第 2 节　外板及甲板…… 1－97

第 3 节　舷侧骨架…… 1－98

第 4 节　首尾结构…… 1－98

第 5 节　机舱围壁及其他…… 1－100

第 6 章　油船船体结构补充规定…… 1－101

第 1 节　一般规定…… 1－101

第 2 节　总纵强度…… 1－101

第 3 节　外板及内底板…… 1－103

第 4 节　甲板…… 1－103

第 5 节　船底骨架…… 1－104

第 6 节　舷侧及舷舱骨架…… 1－106

第 7 节　甲板骨架…… 1－108

第 8 节　膨胀舱结构…… 1－109

第 9 节　纵桁架…… 1－109

第 10 节　舱壁…… 1－111

第 11 节　货油舱舱口…… 1－111

第 7 章　甲板船船体结构补充规定…… 1－112

第 1 节　一般规定…… 1－112

第 2 节　总纵强度…… 1－112

第 3 节　外板…… 1－112

第 4 节　甲板及其骨架…… 1－113

第 5 节　船底骨架和舷侧骨架…… 1－114

第 6 节　桁 架…… 1－115

第 8 章　大舱口船船体结构补充规定…… 1－116

第 1 节　一般规定…… 1－116

第 2 节　总纵强度…… 1－117

第 3 节　处板、内底板、甲板…… 1－118

第 4 节　双底骨架…… 1－120

第 5 节　单底骨架…… 1－122

第 6 节　舷舱骨架…… 1－123

第 7 节　单舷侧骨架…… 1－125

第 8 节　甲板骨架…… 1－126

第 9 节　航扭箱结构…… 1－127

第 10 节　舱壁…… 1－128

第 11 节　集装箱角布置及局部加强…… 1－129

第 9 章　双体船船体结构补充规定…… 1－131

第 1 节　一般规定…… 1－131

第 2 节　片体结构…… 1－132

第 3 节　抗扭箱…… 1－135

第 4 节　连接桥…… 1－137

第 5 节　上层建筑及甲板室…… 1－141

第 10 章　工程船船体结构补充规定…… 1－143

第 1 节　一般规定…… 1－143

第 2 节　总纵强度…… 1－144

第 3 节　外板及内底板…… 1－146

第 4 节　甲板及舱口…… 1－149

第 5 节　船底骨架…… 1－150

第 6 节　舷侧骨架…… 1－153

第 7 节　甲板骨架…… 1－154

第 8 节　支柱…… 1－157

第 9 节　舱壁…… 1－157

第 10 节　对开泥驳甲板铰链和甲板室铰链…… 1－159

第 11 节　连接装置…… 1－164

第 12 节　其他…… 1－166

第 11 章　滚装船船体结构补充规定…… 1－169

第 1 节　一般规定…… 1－169

第 2 节　总纵强度…… 1－169

第 3 节　外板…… 1－171

第 4 节　甲板及其骨架…… 1－171

第 5 节　桁架…… 1－173

第 6 节　特殊结构…… 1－174

第 7 节　跳板结构…… 1－175

第 12 章　趸船船体结构补充规定…… 1－178

第 1 节　一般规定…… 1－178

第 2 节　外板及甲板…… 1－178

第 3 节　船体骨架及护舷材…… 1－178

第 13 章　自卸砂船船体结构补充规定…… 1－180

第 1 节　一般规定…… 1－180

第 2 节　总纵强度…… 1－180

第 3 节　外板、内舷板…… 1－181

第 4 节　甲板…… 1－181

第 5 节　船底骨架…… 1－181

第 6 节　舷舱骨架…… 1－182

第 7 节　舱壁…… 1－182

第 8 节　桁架及架空横梁…… 1－183

第 9 节　其他…… 1－183

第 14 章　结构强度直接计算补充规定…… 1－184

第 1 节　通则…… 1－184

第 2 节　船舶总纵强度载荷计算…… 1－185

第 3 节　船舶总纵弯曲强度计算…… 1－187

第 4 节　屈曲强度校核…… 1－192

第 5 节　弯扭组合强度的有限元计算…… 1－193

第 6 节　双体船结构强度计算…… 1－194

第 7 节　局部结构强度计算…… 1－196

附录Ⅰ　型钢理论要素表…… 1－201

附录Ⅱ　集装箱系固及系固设备…… 1－225

第 1 节　一般规定…… 1－225

第 2 节　系固设备的种类、型式与材料试验…… 1－226

第 3 节　集装箱的堆放与系固…… 1－229

第 4 节　集装箱受力和系固设备的计算…… 1－230

附录Ⅲ　车辆系固及系固装置…… 1－235

第 1 节　一般规定…… 1－235

第 2 节　系固装置…… 1－235

第1章　通 则

第1节　一般规定

1.1.1　适用范围

1.1.1.1　本篇适用于航行于内河水域船长大于或等于 20m 和小于或等于 140m 的焊接结构钢质民用船舶。

1.1.2　定义

1.1.2.1　船长 L(m)——沿满载水线自首柱前缘量至舵柱后缘的长度；无首柱船舶的船长应自船体中纵剖面前缘与满载水线的交点量起；无舵柱船舶量至舵杆中心线；但均应不大于满载水线长度，亦不小于满载水线长度的 96%。无舵船舶的船长取满载水线长度。

满载水线系指船旗国主管机关或主管机关授权本社核定的船舶的最高级别航区载重线对应的水线。

满载水线长度系指船舶的满载水线面在中纵剖面上的投影长度。

1.1.2.2　船宽 B(m)——不包括船壳板在内的船体最大宽度，舷伸甲板宽度不计入。

1.1.2.3　型深 D(m)——在船长中点处沿舷侧自平板龙骨上表面量至干舷甲板下表面的垂直距离。对甲板转角为圆弧形的船舶，应由平板龙骨上表面量至干舷甲板下表面的延伸线与舷侧板内缘延伸线的交点。

1.1.2.4　吃水 d(m)——在船长中点处由平板龙骨上表面量至满载水线的垂直距离。

1.1.2.5　方形系数——方形系数 C_b 由下式确定：

$$C_b = \frac{\nabla}{LB_{wl}d}$$

式中：∇——相应于满载水线时的型排水体积，m^3；

L、d——见本节 1.1.2.1 和 1.1.2.4；

B_{wl}——满载水线在中部不包括船壳板在内的船体最大宽度，m。

1.1.2.6　中部——船长 L 中点向前、后各 0.2L 长度范围。

1.1.2.7　首、尾部——船长 L 中点前、后各 0.4L 以外的长度范围。

1.1.2.8　过渡区域——介于中部与首、尾部之间的区域。

1.1.2.9　干舷甲板——用以量计干舷的甲板，它应符合主管机关的规定。

1.1.2.10　强力甲板——构成船体等值梁剖面最上层翼板的纵通连续甲板。

1.1.2.11　上层建筑及甲板室——位于强力甲板以上，由一舷伸至另一舷或其侧壁板离船体舷侧板向内不大于船宽(B)4%的围蔽建筑称为上层建筑，即桥楼、首楼、尾楼；其他围蔽建筑称为甲板室。

1.1.2.12　深舱——除双层底以外的压载舱、船用水舱、货油舱及燃油舱等。

第2节　结构设计原则

1.2.1　一般要求

1.2.1.1　船体结构可采用横骨架式、纵骨架式或纵横混合骨架型式。

1.2.1.2　无论采用何种骨架型式,纵向构件均应有良好的结构连续性；甲板、舷侧及船底骨架应有效地连接，构成完整的刚性整体。

1.2.1.3　航行于 J 级航段船舶的船体结构应符合 B 级航区船舶的规定。

1.2.1.4　肋骨或纵骨间距一般应不大于 600mm。

1.2.1.5　在甲板、平台、纵舱壁（或内舷壁）终断处，应设肘板或其它能降低应力集中的过渡结构，见图 1.2.1.5。

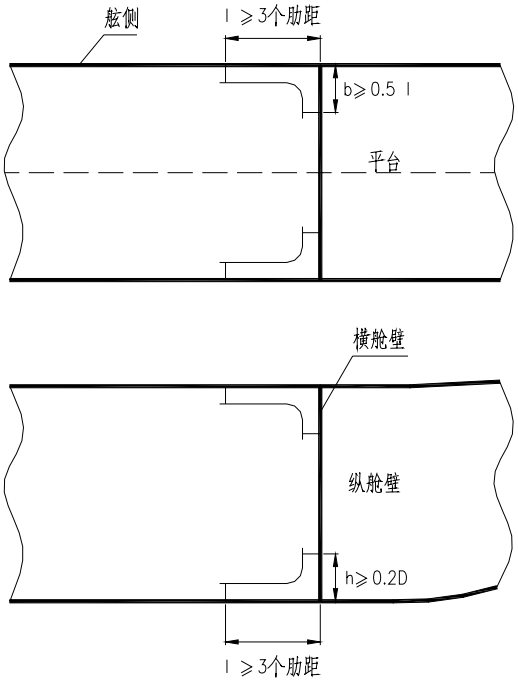


图 1.2.1.5

1.2.2　构件尺寸的确定

1.2.2.1　本篇引用增量方法确定构件尺寸时，均应以计算值为基础进行增量。

1.2.2.2　按本篇计算所得板厚值如果小于 10mm，其小数点后的数值小于 0.25mm 时舍去；大于或等于 0.75mm 时进 1mm；大于或等于 0.25mm 并小于 0.75mm 时取 0.5mm，如无此规格板材则应进 1mm。如果计算所得板厚大于 10mm，小数点后的数值可按四舍五入取舍。

1.2.3　构件剖面模数和惯性矩

1.2.3.1　当骨材直接与板相连接时，要求的剖面模数和惯性矩为连带板的最小要求值；普通骨材的带板宽度取骨材间距；强骨材带板宽度取强骨材跨距的 1/6，但不大于负荷平均宽度，亦不小于普通骨材间距。若骨材仅一侧有带板时，则带板宽度取上述规定的 50%。

1.2.3.2　当骨材不直接与板相连时，要求的剖面模数和惯性矩仅为骨材不含带板的最小要求值。

1.2.3.3　甲板上开口宽度 b 大于或等于该处甲板宽度的 5%时，则开口面积和阴影面积不能计入剖面模数计算，见图 1.2.3.3。

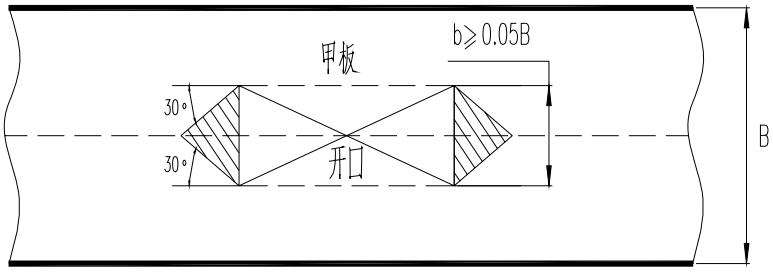


图 1.2.3.3

1.2.3.4　在船中部连续的纵向构件，如上层建筑侧壁、舱口围板等终断处其阴影部分不计入船体剖面模数，见图 1.2.3.4。

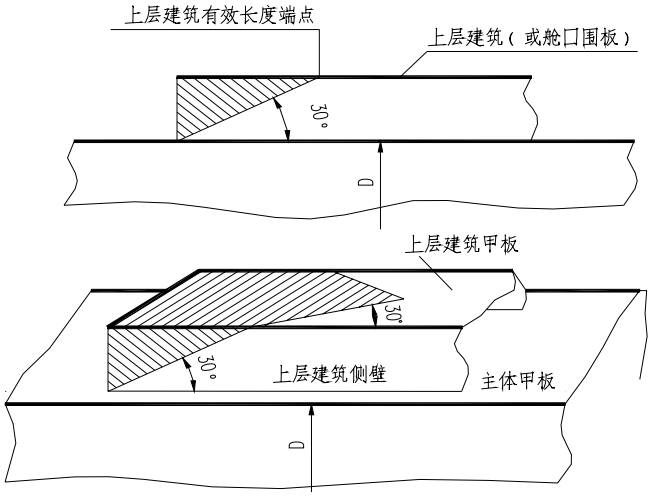


图 1.2.3.4

1.2.4　构件的跨距点

1.2.4.1　强骨材如桁材、强横梁、实肋板和强肋骨等的端部若在舱壁、舷侧或甲板处有肘板加强固定时，构件端部 b_e 处的点可作为计算跨距的端点。b_e 由下式确定：

$$b_e = b_b\left(1-\frac{d_w}{d_b}\right)$$

式中符号见图 1.2.4.1。

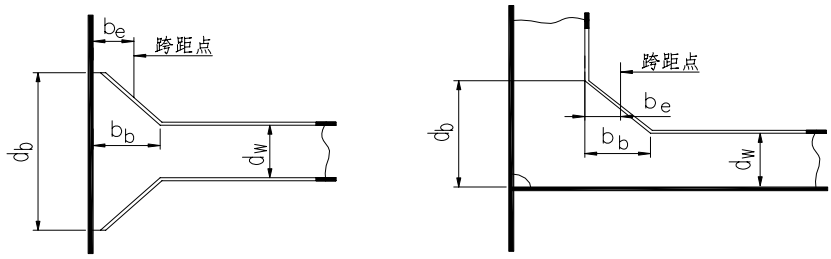


图 1.2.4.1

1.2.5　计算半波高

1.2.5.1　本篇计算公式中所涉及的半波高值 r，按航区取下列值：

A 级航区　　r＝1.25m；

B 级航区　　r＝0.75m；
C 级航区　　r＝0.25m。

1.2.6　水密舱壁的布置

1.2.6.1　所有船舶干舷甲板下水密舱壁的设置应符合本篇第 2 章第 12 节的规定。

1.2.6.2　客船干舷甲板下相邻水密横舱壁的间距l应不大于下式计算所得之值。若相邻水密横舱壁的间距大于计算所得之值时，则应满足对破损稳性的相关要求。

$$l = 0.75\left(1 - \frac{d}{D}\right) \cdot L \qquad \text{m}$$

当$l > 6D$时，取$l = 6D$；当$l < 0.15L$时，取$l = 0.15L$。

式中：L——船长，m；

D——型深，m；

d——吃水，m。

1.2.6.3　三峡库区的客船，其水密舱壁的设置除符合 1.2.6.1 和 1.2.6.2 的规定外，尚应满足《内河船舶法定检验技术规则》中关于破损稳性的相关要求。

1.2.6.4　三峡库区的油船（驳）和装运包装危险货物的船舶以及其他水域 500 总吨及以上的油船（驳），其水密舱壁的设置除符合 1.2.6.1 的规定外，尚应满足《内河船舶法定检验技术规则》中关于破损稳性的相关要求。

1.2.6.5　内河散装运输液化气体船舶和内河散装运输危险化学品船舶，其水密舱壁的设置除符合 1.2.6.1 的规定外，尚应满足《内河船舶法定检验技术规则》中关于破损稳性的相关要求。

1.2.7　直接计算

1.2.7.1　若船舶符合下列情况之一时，尚应按本篇第 14 章的规定采用直接计算的方法计算校核船体总纵强度或构件的强度和尺寸。

(1)　船长大于等于80m且船体主体结构在中部$0.6L$范围内存在纵向结构突变，如存在局部双层底，纵向舱壁的终断或纵向强力构件终断于同一剖面等；

(2)　甲板或船底局部承载较大载荷时；

(3)　船舶主尺度比值不满足本篇要求，或$L/B < 3.5$（大舱口船除外）时；

(4)　船体结构形式或布置不符合本篇的规定时。

1.2.7.2　对直接计算方法如无特殊要求时，一般应按本篇第 14 章的规定进行计算。如使用其它计算方法应向本社提交能评定其正确和计算精度的资料。

1.2.7.3　送审的直接计算文件应包括：

(1)　结构的力学模型和边界条件；

(2)　所分析结构的特征参数及相关数据汇总（如几何参数和材料特性等）；

(3)　载荷详图、加载方法及计算载荷必须的参数（必要时应包括沿船长20站的重量分布和装载手册、波浪参数等）；

(4)　计算结果的总结、分析及相应的说明（含相关计算的电子文件）。

第3节　船体结构用钢

1.3.1　一般要求

1.3.1.1　船体结构用钢的化学成分和力学性能应符合本社《材料与焊接规范》第 1 篇

第 3 章的规定。

1.3.1.2　船用钢材的制造和试验应符合本社《材料与焊接规范》第 1 篇第 1 章及第 2 章的有关规定。

1.3.1.3　尾柱、舵柱、尾轴架、舵杆及其他结构的锻钢件、铸钢件应符合本社《材料与焊接规范》第 1 篇第 5 章和第 6 章的规定。

1.3.1.4　当采用复合型材料或钢以外的其他材料时，应根据等效原则特殊考虑。

1.3.2　船体结构用钢要求

1.3.2.1　大开口船的的强力甲板、舷舷顶列板及抗扭箱结构所用的材料级别在整个货舱区域内保持不变。

1.3.2.2　适用于本篇公式的钢材最低屈服点 R_{eH} 为 235N/mm^2；除另有规定外，钢材的弹性模量可取为 2.06×10^{5}N/mm^2。

1.3.3　高强度钢材料的使用

1.3.3.1　高强度钢应符合本社《材料与焊接规范》的有关要求。

1.3.3.2　船体上使用高强度钢时，其等级及分布情况应在结构图上注明，以便维修。

1.3.3.3　材料换算系数按表 1.3.3.3 选取：

材料换算系数　　**表 1.3.3.3**

屈服应力 R_{eH}（N/mm^2）	K
235	1
315	0.78
355	0.72
390	0.68

1.3.3.4　当船体中部区域强力甲板及其甲板边线向下不小于 $Z_1(1-K)$ 范围和（或）船底及其平板龙骨向上不小于 $Z_2(1-K)$ 范围（Z_1 和 Z_2 分别为船体横剖面中和轴至甲板边线和平板龙骨的距离，m，K 为材料换算系数。）使用高强度钢时，船中最小剖面模数 W_{h0} 和惯性矩 I_h。应不小于按下列各式计算所得之值：

$$W_{h0} = KW_0 \qquad \text{cm}^2\cdot\text{m}$$

$$I_h = 3.5W_0L\times10^{-2} \qquad \text{cm}^2\cdot\text{m}$$

式中：W_0——规范对低碳钢要求的船中最小剖面模数，cm^2・m；

K——材料换算系数，按本节 1.3.3.3 选取；

L——船长，m。

1.3.3.5　当船底版、强力甲板使用高强度钢时，板的厚度 t_h,应不小于按下列各式计算所得之值：

$$t_h = \frac{s_h}{s}\sqrt{K} \cdot t \qquad \text{mm}$$

$$t_h = \frac{s_h}{s} \cdot \frac{t}{\sqrt{K}} \qquad \text{mm}$$

式中：t——规范对采用低碳钢的船底板或强力甲板所要求的厚度，mm ；

K——材料换算系数，按本节 1.3.3.3 选取。

s——采用低碳钢时板格的短边长度，m；

s_h——采用高强钢时板格的短边长度，m。

1.3.3.6　当强力甲板结构采用高强度钢时，与强力甲板连接且在船中部连续构的大舱口围板及甲板开口的纵向加强构件等，通常也应采用相应的高强度钢。

1.3.3.7　除船底板、强力甲板外其他构件使用高强度钢时，板的厚度 t_h，构件的剖面模数 W_h 和惯性矩 I_h 应不小于按下列各式计算所得之值：

$$t_h = \sqrt{K} \cdot t \qquad \text{mm}$$

$$W_h = K \cdot W \qquad \text{cm}^3$$

$$I_h = I \qquad \text{cm}^4$$

式中：t——规范对采用低碳钢的船体构件所要求的厚度 ，mm ；

W——规范对采用低碳钢的船体构件所要求的剖面模数 ，cm^3；

I——规范对采用低碳钢的船体构件所要求的剖面惯性矩 ，cm^4；

K——材料换算系数，按本节 1.3.3.3 选取。

1.3.4　铝合金材料的使用

1.3.4.1　上层建筑、甲板室、舱口盖等局部结构允许使用铝合金材料等效代替本规范要求的船体结构钢。铝合金结构尺寸可按下式求得：

板厚：　$t_a = t_s\sqrt{K_a}$　mm

剖面模数：　$W_a = W_s K_a$　cm^3

式中：t_s——使用低碳钢规范要求的板厚，mm；

W_s——使用低碳钢规范对构件要求的剖面模数，cm^3；

K_a——铝合金材料换算系数，K_a=235/ $R_{p0.2}$；

$R_{p0.2}$——铝合金材料在退火状态下的 0.2%规定非比例伸长应力，N/mm^2, 但不大于 66%的材料抗拉强度值。

1.3.4.2　铝合金的焊接工艺(包括铝合金之间和铝合金与钢材之间)应经本社认可。

1.3.5　冷藏舱室结构用钢

1.3.5.1　当冷藏舱室内结构的最低设计温度低于 0℃时，除符合本节 1.3.2 要求外，其甲板板、甲板纵桁腹板、与甲板连接的纵舱壁上列板、以及支承舱口盖的承梁及其面板，

所选用的钢材级别一般应符合表 1.3.5.1 的规定。

冷藏舱内结构用钢的钢级　　表 1.3.5.1

	0～-10℃	-11℃～-25℃	-26℃～-40℃
	低碳钢	低碳钢	低碳钢
t≤12.5	B	D	E
12.5＜t≤25.5	D	E	特殊考虑

1.3.5.2　决定冷藏舱甲板的最低设计温度可以按温度梯度计算法确定，也可按表 1.3.5.2 确定。若有关的内部舱室之一为非冷藏舱时，则该舱的温度应取为 5℃。

冷藏舱甲板的设计温度　　表 1.3.5.2

序号	布　置	甲板温度
1	冷藏舱内甲板无绝缘材料覆盖时	以冷藏舱内温度计算
2	甲板在冷藏舱内的一面用绝缘材料覆盖，而另一面无绝缘时。	以无绝缘材料一面的温度为准
3	甲板的两面均有绝缘材料覆盖： （1）温差≤11℃时 （2）11℃<温差≤33℃时 （3）温差>33℃时	以甲板上方和下方两舱内的平均温度计算 以甲板上方和下方两舱内的平均温度减去 3℃后计算特殊考虑

第4节　船体结构的焊缝设计

1.4.1　一般要求

1.4.1.1　本节适用于本篇规定的船体结构和构件的焊缝设计，特殊结构应另行考虑。船体结构的焊接工艺应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

1.4.1.2　船体各种焊接结构上的焊缝，应避免布置在应力集中区域，在结构剖面突变处应有足够的过渡区域，尽量避免焊缝过分集中。结构焊缝的布置还应考虑便于焊工施焊，施焊的焊缝位置尽可能采用平焊。

1.4.1.3　船体结构中的平行焊缝应保持一定的距离，对接缝之间的平行距离应不小于 80mm，且尽量避免尖角相交；双体船的连接桥甲板及抗扭箱上封板与片体甲板的纵向对接缝距连接桥与片体的交界处的距离应不小于 200mm；对接焊缝与角焊缝之间的平行距离应不小于 30mm。

1.4.1.4　外板、甲板的端接缝不应直接布置在大开口的角隅处和上层建筑的端部，外板和底板的端接缝不应直接布置在主机座两端。此类接缝距离上述位置的横边应不小于 500mm。

1.4.1.5　船体主要结构的连接，可以采用对接焊，也可以采用搭接焊，除另有规定外，船体外板、甲板、内底板、舱壁板、舱口围板之间的连接及抗扭箱的板材、型材端接处应采用对接焊。

1.4.1.6　船体结构主要构件焊接的细节，包括焊缝型式和尺寸，应在提交审核的图纸上或焊接规格明细表中清楚地标明。

1.4.2　焊接材料

1.4.2.1　船体结构所用的焊接材料应满足本社《材料与焊接规范》的规定。所选用的

焊接材料的级别应与船体结构用的材料级别相适应，并应符合表 1.4.2.1 的规定。

表 1.4.2.1

焊接材料级别	船体结构钢级											
	A	B	D	E	AH32	DH32	EH32	AH36	DH36	EH36	DH40	EH40
1	X											
2	X	X	X	X								
3	X	X	X	X								
4	X	X	X									
1Y	X				X			X				
2Y	X	X	X		X	X		X	X			
3Y	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
4Y	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
2Y40	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
3Y40	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
4Y40	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X

注“X”为适用钢级

当被焊接的两块母材的材料级别不同时，除在应力集中区域内应选用较高级别的焊接材料外，一般可选用与较低级别母材相适应的焊接材料。不同材质的母材相连接时其焊接工艺规程应经本社认可。

1.4.2.2　下列钢质船舶构件和结构焊接时应采用低氢型焊接材料：

(1)　船体大合拢时的环形焊缝；

(2)　起重桅柱、吊货杆、吊艇架、拖钩架、尾轴架、油船上的系缆桩等以及与其相连接的构件的焊缝；

(3)　主机功率大于或等于220kW的基座及其相连接的构件。

1.4.3　对接与搭接焊缝

1.4.3.1　不同厚度钢板进行对接时，若其厚度差大于或等于 4mm，则应将较厚板的边缘削斜，使其均匀过渡，削斜宽度应不小于厚度差的 4 倍。

1.4.3.2　搭接接头的焊缝尺寸应满足本节表 1.4.5.3 所列 1 级焊缝的要求，搭接宽度 b 应不小于按下式计算所得之值（但也不应大于 45mm）：

$$b = 2t + 15 \qquad \text{mm}$$

式中：t ——搭接接头中较薄板的厚度，mm。

1.4.3.3　型钢骨材用搭接焊时，两侧的角焊缝须连续并包角。油船舷侧结构不宜采用搭接。

1.4.4　塞焊与点焊

1.4.4.1　圆孔塞焊应按图 1.4.4.1 所示尺寸开孔。圆孔塞焊的间距应不大于 10 倍圆孔直径。

1.4.4.2　长孔塞焊应按图 1.4.4.2 所示，长孔塞焊的开孔长度 l 应不小于 75mm，孔的宽度应不小于板厚的 2 倍，孔端部呈半圆形。孔的间距应不大于长孔长度的 2 倍。通常长孔塞焊时不必在孔内塞满焊肉。

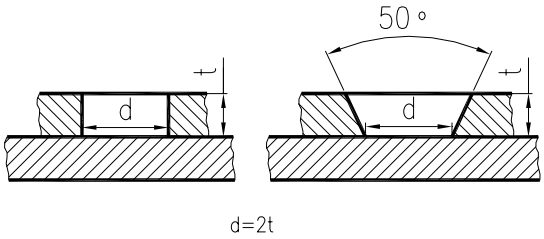


图 1.4.4.1

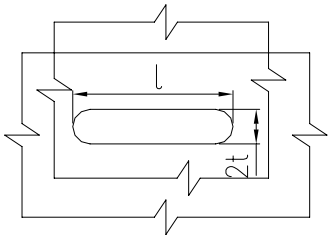


图 1.4.4.2

1.4.4.3　船中部范围内，双层底结构的内底板与实肋板及底纵桁的连接不允许采用塞焊。

1.4.4.4　板厚小于 4mm 的次要结构，可采用单面或双面交错点焊。其直径 d 和点距 l 应符合图 1.4.4.4 的规定。

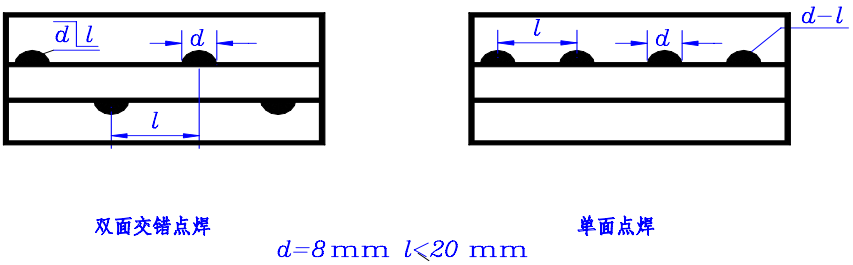


图 1.4.4.4

1.4.5　填角焊缝

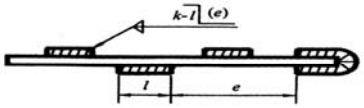
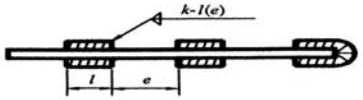
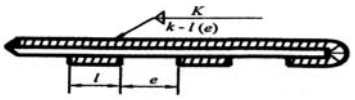
1.4.5.1　板与板、板与型材的“T”形连接应采用填角焊缝。当构件承受高应力时，必须采用双面填角焊或全焊透角焊。全焊透角焊系指在角焊缝处必须开坡口的焊透角焊。

1.4.5.2　船体角焊缝可按表 1.4.5.2 所列形式选用，若采用其他角接形式应经本社同意。

1.4.5.3　角焊缝分为 4 级，各级别的型式和 K 值，根据相连构件中较薄板的厚度按表 1.4.5.3 选取。

1.4.5.4　船体各主要结构连接所使用角焊缝级别按表 1.4.5.4 选取。

表 1.4.5.2

角焊缝名称	焊缝图示
双 K——双面连续角焊缝	
双 K——双面全焊透角焊缝	
单 K——单面连续角焊缝	
交错断续角焊缝	
并列断续角焊缝	
K——面连续角焊缝 一面断续角焊缝	

表中：① K——焊脚高度；l——焊缝长度；e——焊缝间距。

② 交错断续角焊缝与并列断续角焊缝可替换使用。

表 1.4.5.3

焊缝级别 板厚（mm）	1	2	3	4
≤3.5	$\frac{3}{3-75(75)}$	3-75∠（75） 或单 3	3-50∠（100）	3-50∠（150）
4～5.5	双 3	$\frac{3}{3-75(75)}$	3-75∠（75） 或单 3	4-75∠（225）
6～8	双 4	$\frac{4}{4-75(75)}$ 或双 3	4-75∠（75） 或单 4	5-75∠（225） 或单 3
9～12	双 5	$\frac{5}{5-75(75)}$ 或双 4	$\frac{4}{4-75(75)}$ 或双 3	5-75∠（175） 或单 4

注：表中焊脚高度系指手工焊与半自动焊的焊脚高度。若采用自动焊时，对 1 级焊缝的焊脚高度可减少 1mm，但应不小于 3mm，其它各级焊缝的焊脚高度原为 4mm 者，可减少为 3mm，原为 5mm 者，可减少为 3.5mm。

表 1.4.5.4

序号	连接构件名称	焊缝级别
Ⅰ	双层底	
1	中桁材与平板龙骨	1
2	中桁材与内底板	2
3	中桁材与水密肋板	1
4	机舱区域内中桁材与实肋板	1
5	其他区域内中桁材与实肋板	2
6	实肋板与内底板	3
7	主机座以及推力轴承座区域内实肋板与内外底板	1
8	实肋板与外板	2
9	实肋板与纵舱壁	1
10	水密、油密肋板的周围焊缝	1
11	旁桁材与内外底板	3
12	主机座以及推力轴承座区域内旁桁材与内外底板	1
13	旁桁材与实肋板	3
14	旁桁材与水密肋板	2
15	纵骨与内外底板	4
16	组合肋板与内外底板	4
17	内底边板与外板	1
18	加强筋与实肋板或中桁材、旁桁材	4
19	内舷板（或纵舱壁）与内底板或外底板	1
Ⅱ	单层底	
1	中内龙骨与平板龙骨	1
2	中内龙骨与其面板	2
3	所有实肋板与中内龙骨及纵舱壁	油船 1 其他船 2
4	实肋板与其面板	4
5	机舱内实肋板与其面板	2
6	实肋板与外板	3
7	机舱内实肋板与外板	2
8	旁内龙骨与外板	3
9	机舱内旁内龙骨与外板	2
10	旁内龙骨与其面板	4
11	机舱内旁内龙骨与其面板	2
12	旁内龙骨与实肋板	2
13	中内龙骨与横舱壁	1
14	旁内龙骨与横舱壁	1
15	首、尾尖舱、深水舱内肋板与外板	2
16	船底纵骨与外板	3
17	内舷板（或纵舱壁）与船底板	1

Ⅲ	舷侧骨架	
1	强肋骨与外板	2
2	舷侧纵桁与外板	油船 2 其他船 3
3	强肋骨及舷侧纵桁腹板与其面板	4
4	首、尾尖舱、深水舱、油舱内肋骨与外板；强肋骨腹板	3
5	与其面板	油船 3 其他船 4
6	其他区域内肋骨与外板	1
7	舭肘板与内底边板或实肋板	1
8	舭肘板与外板	2
9	舷侧纵桁与横舱壁	3
10	纵骨与外板	2
11	强肋骨与舷侧纵桁	3
12	内舷强肋骨、舷侧纵桁与内舷板及与其面板	4
	内舷肋骨、内舷骨纵骨与内舷板	
Ⅳ	甲板及其支承结构	
1	强横梁、悬臂梁与甲板	2
2	强横梁、悬壁梁腹板与其面板	3
3	横梁与甲板	甲板货船 3 其他船 4
4	深水舱、油舱及尖舱内横梁与甲板	3
5	甲板纵骨与甲板	油船及甲板货船 3 其他船
6	甲板纵桁与甲板板以及与其面板	4
7	甲板纵桁与横舱壁	3
8	支柱两端与其构件	2
9	跳板强横梁、强纵桁与跳板甲板	1
10	跳板强横梁、强纵桁与其面板	2
		2
11	跳板纵骨与跳板甲板	3
12	跳板边桁材与跳板甲板	2
13	内舷板（或纵舱壁）与甲板	1
Ⅴ	舱壁与轴隧	
1	油密及水密舱壁的周围与其相连部分	1
2	轴隧及内底板或外板与舱壁	1
3	非水密舱壁的周围与其相连部分	3
4	所有舱壁板与其扶强材	4
5	舱壁水平桁及垂直桁与舱壁及其面板	3
6	纵舱壁与横舱壁	1
Ⅵ	甲板及舱口	
1	强力甲板的甲板边板与外板	1
2	非强力甲板的甲板边板与外板	2
3	舱口端梁与甲板	1
4	舱口围板与甲板	1
5	舱口围板与其水平加强材	4
6	纵通舱口围板与水平桁	2
7	纵通舱口围板与面板	2

VII	上层建筑	
1 2 3 4 5	上层建筑的外围壁与甲板 上层建筑的内隔壁与甲板 围壁间的连接 甲板横梁和纵桁与甲板 围壁板与其扶强材	1 2 3 4 4
VIII	舵	
1 2 3	内部隔板与舵叶板 舵叶板与内部隔板的长孔塞焊 组合下舵杆与舵叶顶板	1 1 1
IX	舾装设备及其他附件	
1 2 3 4 5	桅、起重柱等与甲板 甲板辅机基座与甲板 系缆桩等系泊设备底座与甲板 工程船专用设备底座与船体结构 舭龙骨与外板	1 1 1 1 3
X	双体船连接桥和抗扭箱	
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10	连接桥强横梁与甲板 连接桥强横梁腹板与其面板 连接桥横梁与甲板 船体舱壁肋位处连接桥强横梁与甲板及腹板与面板 首、尾抗扭箱构件与甲板及端部封板 甲板纵桁腹板与甲板及其面板 连接桥甲板纵骨与甲板 首尾抗扭箱底封板与片体侧板（单面满焊） 连接桥强横梁腹板与片体舷侧、连接桥纵桁腹板与强横梁腹板及与抗扭箱前（后）封板、抗扭箱纵隔板与横隔板及与前（后）封板。 抗扭箱纵、横隔板与上下封板。	2 3 3 2 1 2 3 1 1 2

1.4.5.5　凡板厚超过 12mm 及表 1.4.5.4 中未规定的焊接部件的焊缝尺寸，可按表 1.4.5.5 的规定选取。利用该表中所列焊脚高度的焊缝，对于非水密结构采用单面连续焊（或者相当的双面交错断续焊或并列断续焊）；对于水密结构应采用双面连续焊。

表 1.4.5.5

板厚 mm	＜3	3.5	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16
焊脚高度 mm	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5	5.5	6	6.5	7

1.4.5.6　主机基座纵桁腹板厚度大于或等于 12mm 时，则水平面板与腹板的角接接头处，应对纵桁腹板的上边缘开坡口，其坡口型式可按施工情况决定角接接头两侧的焊缝外形、尺寸应均匀对称，焊脚高度可按表 1.4.5.6 选取。主机基座与其他构件(如船底板、实肋板、

肘板、隔板等)相连的角焊缝应按本节表 1.4.5.3 规定的 1 级焊缝选取。

表 1.4.5.6

板厚（mm）	12－13	14－16	17－20	21－25	26－30
焊脚高度（mm）	6	7	8	9	10

1.4.5.7　凡焊缝长度在 300mm 以内者，则一律采用连续焊。肘板与板或构件的焊接，采用双面连续焊，焊脚以 1 级焊缝为准。设备、甲板机械及系缆桩等系泊设备底座下构件的角焊缝，在加强区域内应为双面连续焊。

1.4.5.8　各种结构若采用断续焊、一面连续另一面断续焊或单面连续焊时，则构件的端部应按下述规定进行双面连续的加强焊：

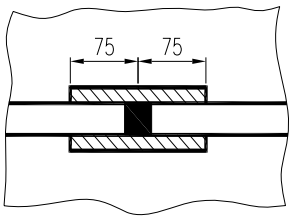


图 1.4.5.8

(1)　骨材的端部，应为连续包角焊，其包角焊缝的长度应为骨材的高度或不小于75mm，取其大者；

(2)　骨材端部削斜时，其加强焊长度应不小于削斜长度；骨材端部以焊接固定时，其加强焊长度应不小于骨材高度；

(3)　各种构件的切口、切角、开孔(如流水孔、透气孔等)的两端，应按下述规定进行包角焊：当板厚大于12mm时，包角焊长度应不小于75mm；当板厚小于或等于12mm时，包角焊长度应不小于50mm；

(4)　各种构件对接接头的两侧均应有一段对称的角焊缝，其长度应不小于75mm。如图1.4.5.8所示；

(5)　双体船连接桥强横梁、纵桁与甲板的角焊缝在端部1.5倍腹板高度范围和抗扭箱纵、横隔板与上下封板角焊缝在端部隔板高度范围应为双面连续焊。

1.4.6　无损检测

1.4.6.1　船体焊缝无损检测的数量和位置可根据实际情况由船厂和现场验船师商定，但不小于表 1.4.6.1 规定的比例。

表 1.4.6.1

序号	检查部位	检查百分比
1	船体分段大合拢的焊缝：焊缝长度等于和大于 65m 焊缝长度小于 65m	5 3
2	船中部强力甲板、舷侧顶列板、外板、平板龙骨端接缝	2
3	其他对接焊缝	抽查
4	起重桅（柱）的对接环缝	①

注：①桅的检查部位应包括焊缝上的每个交叉点，且其长度应不小于环缝总长度25%。

第5节　通风筒、空气管、排水孔、排水舷口、舷窗及舷门

1.5.1　一般要求

1.5.1.1　通风筒、空气管、排水孔、排水舷口、舷窗及舷门等，除本节规定外，尚应符合船旗国主管机关的要求。

1.5.2　通风筒

1.5.2.1　在干舷甲板及首升高甲板上位于露天部分的通风筒，应具有坚固的钢质围板

和适宜的关闭设备。

1.5.2.2　上述通风筒围板的高度应不小于：

A、J_1级　　500mm

B、J_2级　　400mm

C　　级　　300mm

1.5.2.3　通风筒的直径应大于 200mm，壁厚应不小于 3mm。

1.5.2.4　通风筒的设置，尚应符合本规范第 2 篇第 3 章第 4 节的有关规定。

1.5.3　空气管

1.5.3.1　延伸至干舷甲板以上的空气管，其可能进水的最低点至该甲板的高度，应不小于 300mm，且可能进水的最低点距满载水线的高度，在任何情况下均不得低于 500mm。

1.5.3.2　空气管的设置，尚应符合规范第 2 篇第 3 章第 5 节的有关规定。

1.5.4　排水孔

1.5.4.1　甲板排水孔位置，应使船舶在正常营运条件的正浮和倾斜位置均能及时排出甲板积水。

1.5.4.2　干舷甲板以上的非封闭上层建筑和甲板室，其排水管和泄水管应引至舷外。

1.5.4.3　用作排出上层建筑及半舱船货舱区内的水至舷外的排水管孔，如孔口位于干舷甲板以下的舷边，由开孔下缘至满载水线之间的距离应不小于 100mm。通常每一独立的排水口应有一个自动止回阀。

1.5.4.4　甲板排水孔及其他排水孔的设置，尚应符合本规范第 2 篇第 3 章第 1 节的有关规定。

1.5.5　排水舷口

1.5.5.1　在每一段连续舷墙上均应开有排水舷口，其总面积为该连续舷墙面积的 5％～10%。

1.5.6　舷窗

1.5.6.1　舷窗的框架及风暴盖，应由钢或其他适宜材料制成。钢化玻璃厚度应不小于 9mm。

1.5.6.2　干舷甲板下的舷窗，对 A 级航区及 J 级航段的船舶应选用固定水密圆窗，B、C 级航区船舶可选用活动式水密圆窗。舷窗应设有防碰装置和风暴盖。

1.5.6.3　干舷甲板以上的舷窗可以是活动式的。

1.5.6.4　干舷甲板下的舷窗，其周边最低点至满载水线之间的距离应不小于 150mm。

1.5.7　舷门

1.5.7.1　A 级航区和 J 级航段的船舶，如未设舷伸甲板或外走道时，位于干舷甲板与上甲板之间的货舱舷门应为水密舱门。

第2章　船体结构

第1节　一般规定

2.1.1　适用范围

2.1.1.1　本章主要适用于干货船。

2.1.1.2　如兼作推船或拖船时，尚应满足本篇第 5 章的有关要求。

2.1.2　图纸和资料

2.1.2.1　船舶建造前应将下列项目的图纸资料一式 3 份送本社批准：

(1)　总布置图；

(2)　主要横剖面图；

(3)　基本结构图，包括纵剖面、甲板和船底结构图；

(4)　船首结构图，包括首柱结构；

(5)　船尾结构图，包括尾柱结构；

(6)　外板展开图；

(7)　油密和水密舱壁图；

(8)　机舱结构图；

(9)　主机座和推力轴承座结构图；

(10)　尾轴架结构图；

(11)　货舱口结构图；

(12)　舱盖结构图和强度计算书；

(13)　甲板室和上层建筑结构图；

(14)　通风筒、空气管和排水口布置及结构图；

(15)　总纵强度计算书及有关局部强度计算书；

(16)　冰区加强结构图及其强度计算书(如有冰区加强要求时)；

(17)　焊接方式和规格；

(18)　《安全装载手册》(如要求时)；

(19)　集装箱或车辆的“系固手册”(如要求时)；

(20)　本社认为必要的图纸资料；

2.1.2.2　供备查的图纸资料：

(1)　型线图；

(2)　肋骨型线图；

(3)　静水力曲线图；

(4)　舱容图；

(5)　船体设备说明书；

(6)　船体结构规范计算书；

(7)　船体空船及各种计算工况重量沿船长20站分布表或图（需要时）。

2.1.2.3　《安全装载手册》应包括以下内容：

(1)　船舶的主要参数及航区；

(2)　各种允许的装载工况；

(3)　各种允许装载工况货物分布图（表）；

(4)　允许装卸程序；

(5)　载货甲板（内底板）或舱口盖最大允许荷重；

(6)　各种允许装载工况的压载配置图（表）。

第2节　总纵强度

2.2.1　一般要求

2.2.1.1　船舶的主尺度比值应符合表 2.2.1.1 的规定。

表 2.2.1.1

类　别	L/D		B/D	
	A 级	B、C 级	A 级	B、C 级
自航船	≤25.0	≤30.0	≤4.0	≤4.5
非自航船	≤28.0	≤33.0	≤5.0	≤5.0

2.2.1.2　船长大于或等于 50m 小于 80m 的货船，其船底骨架和强力甲板骨架在船中部应采用纵骨架式。

2.2.1.3　当船中部强力甲板具有符合以下条件之一的大舱口时，尚应符合本篇第 8 章的规定。

(1) $\dfrac{b}{B_1} \geq 0.7$

(2) $\dfrac{\sum l_H}{L} \geq 0.6$

(3) $\dfrac{b}{B_1} \geq 0.6$ 且 $\dfrac{l_H}{l_{BH}} \geq 0.7$

式中：b——舱口宽度，m，如有几个舱口并列，则 b 为各舱口宽度之和，即 $b = b_1 + b_2$，见图 2.2.1.3；

B_1——舱口长度中点处包括舱口在内的甲板最大宽度，m；见图 2.2.1.3；

l_H——舱口长度，m，见图 2.2.1.3；

L——船长，m；

l_{BH}——每一舱口两端舱壁间的距离，或横向甲板条中心线之间的距离，或横向甲板条中心线与端舱壁间的距离，m，见图 2.2.1.3。

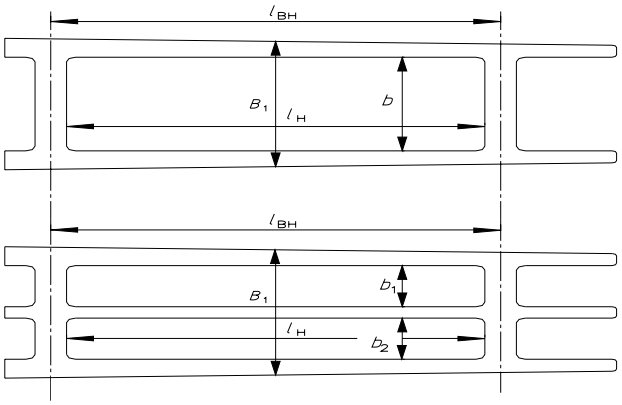


图 2.2.1.3

2.2.2 中剖面模数和舯剖面惯性矩

2.2.2.1 船长大于或等于 50m 时，船体中部最小剖面模数 W_0(强力甲板边线或平板龙骨处)应不小于按下式计算所得之值：

$$W_0 = aK_1K_2LBD \qquad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中：L——船长，m；

B——船宽，m；

D——型深，m；

a——航区系数，对 A 级航区船舶取 a =1，B 级航区船舶取 a =0.85，C 级航区船舶取 a =0.75；

K_1----系数，$K_1 = 0.303L^{0.3} + \dfrac{36.2}{L} - 0.628$；

K_2----系数，$K_2 = 2.44 - 2.89 \cdot C_b + 1.4 \cdot C_b^2$；

C_b——方形系数，当 C_b <0.6 时，取 C_b =0.6 ，当 $C_b > 0.85$ 时，取 C_b =0.85。

2.2.2.2 船长大于或等于 50m 时，船舯剖面对水平中和轴的惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 3.5W_0L \times 10^{-2} \qquad \text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

式中：W_0——船中剖面模数，$\text{cm}^2 \cdot \text{m}$，按本节 2.2.2.1 计算；

L——船长，m。

2.2.2.3 船长大于或等于 80m 时，除满足本节 2.2.2.1、2.2.2.2 的要求外，尚应按本节 2.2.4、2.2.6 的规定对总纵弯曲强度及屈曲强度进行校核。

2.2.3 船体梁剖面模数计算

2.2.3.1 计算剖面取船中部的最弱剖面。

2.2.3.2 计算船中部剖面模数时，应包括强力甲板及其以下的所有在船中部 0.4L 区域内连续的钢质纵向构件，例如：外板、内底板、纵舱壁板、甲板、舷伸甲板、龙骨、纵骨、纵桁、舱口围板及平板形护舷材等。

2.2.3.3 甲板开口线外侧的孤立圆形和椭圆形开孔，应符合本章 2.4.1.4 的规定，否则，计算时开孔的剖面积应予以扣除。

2.2.4 总纵弯曲强度校核

2.2.4.1 船体梁应对以下剖面进行总纵强度校核：

（1） 船中弯矩极值处剖面；

（2） 船中最弱剖面；

（3） 剪力极值处剖面

2.2.4.2 按下述工况计算船体梁的静水弯矩 M_S 及剪力 F_S 沿船长的分布：

航行计算工况：

(1) 满载：出港、到港；

(2) 空载加压载：出港、到港；

(3) 隔舱装载工况（如适用时）；

(4) 需计算的特殊装载工况；

(5) 《安全装载手册》中考虑的其它装载工况；

码头装卸计算工况：

(6) 载货区域尾1/4区域内，装载1/4总载货量；

(7) 载货区域尾向首2/3区域内，装载2/3总载货量；

(8) 载货区域首1/4区域内，装载1/4总载货量；

(9) 载货区域首向尾2/3区域内，装载2/3总载货量；

(10) 需计算的特殊装卸工况；

(11) 《安全装载手册》中考虑的其它装卸工况。

2.2.4.3 在计算静水弯矩 M_S 和静水剪力 F_S 时，向下的载荷取为正值，向上的载荷取为负值，从尾端向船首沿船长积分。静水弯矩、静水剪力的符号(正、负)规定见图 2.2.4.3。静水弯矩、静水剪力按本篇第 14 章 14.2.2 规定的方法计算。

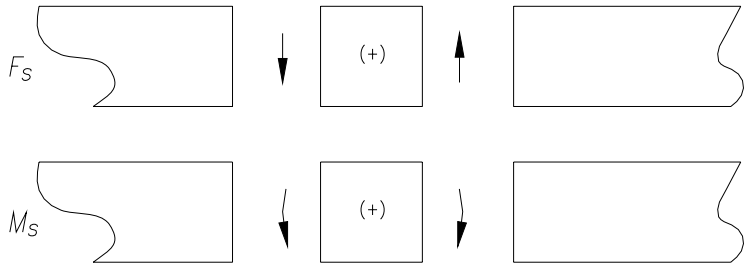


图 2.2.4.3

2.2.4.4 如果船体梁剖面最大静水弯矩产生在船中 0.4L 区域以外剖面处，则对船体总纵强度的要求将作特殊考虑。

2.2.4.5 波浪附加弯矩 $M_W(+)$（中拱）、$M_W(-)$（中垂）按下式计算：

$$M_W(+) = +\alpha_M \cdot K_h \cdot K_{cb} L^2 B \qquad \text{kN·m}$$

$$M_W(-) = -\alpha_M \cdot K_s \cdot L^2 B \qquad \text{kN·m}$$

式中：K_h——中拱波浪弯矩系数，$K_h = \left(83 + 6.95L - 0.045L^2\right) \times 10^{-3}$；

K_s——中垂波浪弯矩系数，$K_s = \left(367 + 3.01L - 0.03L^2\right) \times 10^{-3}$；

K_{cb}——修正系数，$K_{cb} = 0.404 + 0.612C_b + 0.116C_b^2$；

L、B、C_b——同本篇 2.2.2.1；

α_M——航区波高修正系数，A 级航区：$\alpha_M = 1.0$，B 级航区：$\alpha_M = 0.45$，C 级

航区：$\alpha_M = 0.07$。

波浪附加弯矩 M_w 沿船长的分布如图 2.2.4.5 所示：

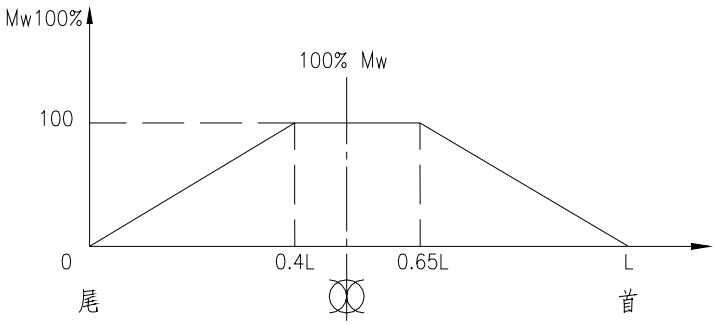


图 2.2.4.5

2.2.4.6　波浪附加剪力 $F_W(+)$（中拱）、$F_W(-)$（中垂）按下式计算：

$$F_W(+) = \alpha_F \cdot K_1 K_2 LB \qquad kN$$

$$F_W(-) = \alpha_F \cdot K_1 LB \qquad kN$$

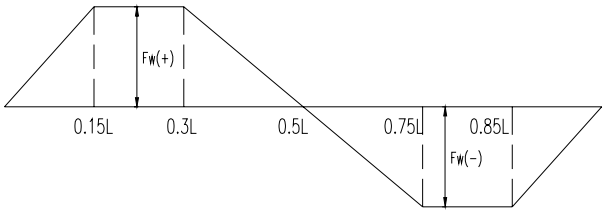
式中：K_1——系数，$K_1 = (1423 + 7.55L - 0.1L^2) \times 10^{-3}$；

K_2——系数，$K_2 = 0.5 + 0.5C_b$；

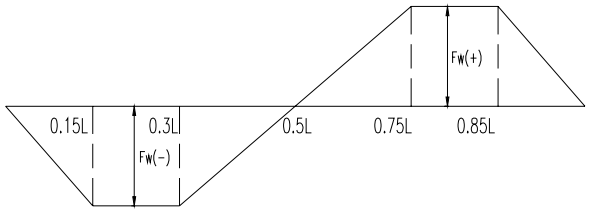
L、B、C_b——同本篇 2.2.2.1；

α_F——航区波高修正系数，A 级航区：$\alpha_F = 1.0$，B 级航区：$\alpha_F = 0.45$，C 级航区：$\alpha_F = 0.07$。

波浪附加切力 F_W 沿船长的分布如图 2.2.4.6 所示：



（中拱）



（中垂）

图 2.2.4.6

2.2.4.7　各计算工况的船体梁计算剖面处的静水弯曲应力 σ_s 应按下式计算：

$$\sigma_s = \frac{|M_S|}{W_V} \times 10^3 \qquad \text{N/mm}^2$$

式中：M_S——计算剖面的静水弯矩，kN・m；

W_V——计算剖面强力甲板、船底和舱口围板顶缘处的剖面模数，cm^3。

2.2.4.8　静水弯曲应力σ_s在强力甲板与船底处的值均应不大于 137N/mm^2，在舱口围板顶缘处的值应不大于 175N/mm^2。

2.2.4.9　各航行计算工况的船体梁计算剖面处的静水弯矩和波浪附加弯矩的合成弯曲应力σ_1按下式计算：

$$\sigma_1 = \frac{|M_S + M_W|}{W_V} \times 10^3 \qquad \text{N/mm}^2$$

式中：M_S、W_V——同本节 2.2.4.7；

M_W——按本节 2.2.4.5 计算。

2.2.4.10　合成弯曲应力σ_1在强力甲板与船底处的值均应不大于 157N/mm^2，在舱口围板顶缘处的值应不大于 195N/mm^2。

2.2.4.11　各计算工况船体梁剖面中和轴处舷侧外板及纵舱壁的剪切应力τ应按下式计算：

$$\tau_i = K_i \cdot \beta_i \cdot \frac{|F_{ext}|}{I} \cdot \frac{S}{\sum t} \times 10^{-1} \qquad \text{N/mm}^2$$

式中：F_{ext}——各计算工况的静水剪力极值、航行计算工况的静水剪力与波浪附加剪力叠加的极值，kN，其中波浪附加剪力按本节 2.2.4.6 计算；

I——剪力极值处船体梁剖面惯性矩，cm^2・m^2；

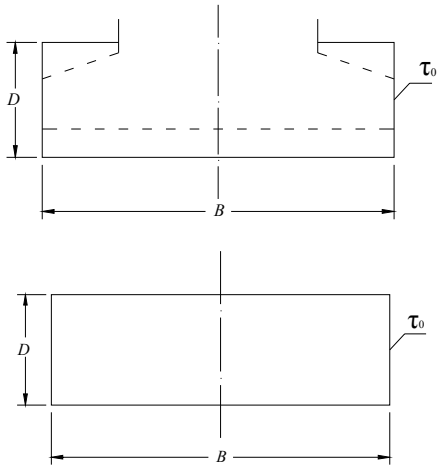
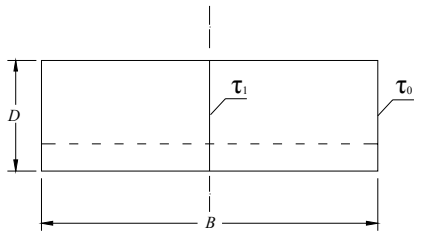
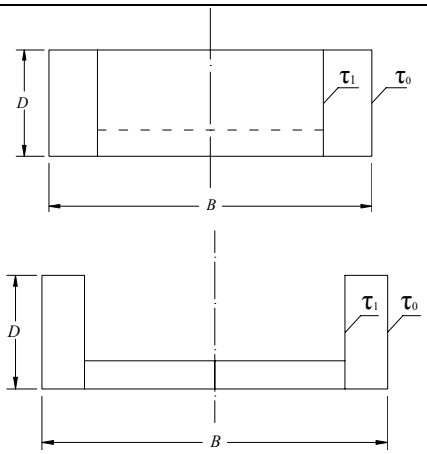
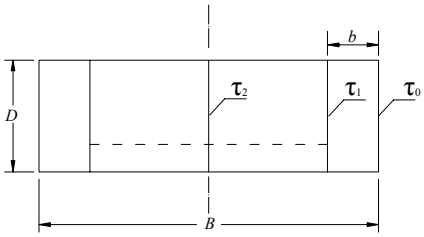
S——计算剖面位于中和轴以上或以下剖分等值梁横剖面积对中和轴的静矩，cm^2・m^2；

$\sum \cdot t$——计算剖面中和轴处舷侧外板和纵舱壁厚度之和，cm ；

K_i、β_i——舷侧外板、纵舱壁剪应力修正系数（i 一为 0、1、2），根据剖面型式按表 2.2.4.11 确定。

2.2.4.12　各计算工况船体梁剖面中和轴处舷侧外板及纵舱壁的剪切应力值，静水计算工况应不大于 80 N/mm^2，航行计算工况应不大于 91 N/mm^2。

表 2.2.4.11

剖面型式	纵壁板剪应力修正系数
	$K_0 = 1.0$ $\beta_0 = 1.0$
	$K_0 = 0.9$ $K_1 = 0.2925 + 1.068\left(\frac{t_1}{t_0}\right) - 0.1197\left(\frac{t_1}{t_0}\right)^2$ $\beta_0 = \beta_1 = 1.0$ t_0——舷侧外板中和轴处板厚； t_1——中纵舱壁中和轴处板厚。
	$K_0 = 0.84$ $\beta_0 = 1.0$ $K_1 = 1.2$ $\beta_1 = 1.0$
	$K_0 = 0.75$ $\beta_0 = 1.0774 - 1.6497\left(\frac{b}{B}\right) + 9.7868\left(\frac{b}{B}\right)^2 - 10.2748\left(\frac{b}{B}\right)^3$ $K_1 = 1.0$ $\beta_1 = 1.0$ $K_2 = 1.5$ $\beta_2 = 1.1573 - 1.5191\left(\frac{b}{B}\right) - 0.8660\left(\frac{b}{B}\right)^2 + 3.2433\left(\frac{b}{B}\right)^3$

注：当船体梁剖面纵舱壁超过三道时，应根据实际结构按剪流理论计算剖面中和轴处的剪应力。

2.2.5　弯扭组合强度校核

2.2.5.1　大舱口船若需计算弯扭组合强度，应按下述规定校核其各航行工况的弯扭组合纵向合成应力。

2.2.5.2　船中剖面处波浪扭扭矩 M_T 按下式计算：

$$M_T = \alpha_T K_T L B^3 \left(1.75 + 1.5\frac{Z_S}{D}\right) \qquad \text{kN·m}$$

式中：K_T——系数，$K_T = \left(-2.8 + 0.88L - 0.0051L^2\right) \times 10^{-3}$

Z_S——船中大开口剖面的扭转中心至船底基线的距离，m；

D——型深，m；

L、B、——同本篇 2.2.2.1；

α_T——航区波高修正系数：A 级　α_T=1.0

B 级　$\alpha_T = 374L^{-1.482}$

C 级　$\alpha_T = 0.04L^{0.366}$

波浪扭矩按余舷函数分布，在船长两端为零，船舯最大。原点在船中，离原点 x 处的扭矩为：

$$M_T(x) = M_T \cos\frac{\pi x}{L} \qquad \text{kN·m}$$

式中：M_T——船中剖面处波浪扭矩（kN·m），按上式计算；

L——同本篇 2.2.2.1；

x——以船中为原点沿船长方向的距离，m。

2.2.5.3　集装箱船及装载金属矿砂的船舶，其船舯剖面处的货物扭矩（M_{TC}）值分别按下式计算：

(1)　集装箱船：M_{TC}=15.7 $Bn_s n_t$　　kN·m

式中：B——同本篇 2.2.2.1；

n_s——在船中部沿船宽方向的集装箱列数；

n_t——在船中部货舱内的集装箱层数。如果设有舱口盖，则包括舱口盖上堆装的集装箱。

(2)　金属矿砂船：$M_{TC} = 0.245G \cdot b$　　kN·m

式中：G——装载货物总重量，t；

b——货舱宽度，m。

（3）货物扭矩 M_{TC} 在船首、尾两端为零，且由两端向船舯按直线变化。

2.2.5.4　船舶弯扭组合纵向合成应力 σ_l 按下式计算：

$$\sigma_l = \sigma_1 + \sigma_\omega \qquad \text{N/mm}^2$$

式中：σ_1——按本节 2.2.4.9 计算的总纵弯曲应力；

σ_ω——根据波浪扭矩或波浪与货物的合成扭矩计算的扭转翘曲应力。

2.2.5.5　船体梁扭转翘曲应力σ_ω一般采用薄壁梁扭转理论的“有限梁法”计算，若采用其它的计算方法应经本社同意。

2.2.5.6　采用薄壁梁扭转理论的“有限梁法”计算扭转翘曲应力时，船体梁沿船长的离散应符合以下规定：

(1)　将船体沿船长方向离散成若干个薄壁梁段。对于船长在80m以下的船舶一般不少于16个梁段，船长在80m及以上的船舶不少于20个梁段。

(2)　梁段的划分应根据船体线型变化情况合理确定，尽量使梁段两端的剖面形状相接近。一般舱口端部区域的梁段应划分尽可能小。

(3)　每个船体梁段即对应一个薄壁梁单元。每个梁单元应为等剖面单元，一般取相应梁段中点处剖面作为梁单元的特征剖面。

(4)　舱口两端必须设置节点，在需要进行强度校核的剖面也必须设置相应节点。

(5)　当横向甲板条（或抗扭箱）的宽度大于等于下式计算所得之值时，横向甲板条（或抗扭箱）区域的船体应作为一个单独的薄壁梁段。

$$S_0 = 3.3(1 + 0.0015L) \quad \text{m}$$

式中：S_0——横向甲板条（或抗扭箱）的宽度，m；

L——船长，m。

2.2.5.7　需校核弯扭组合强度的大舱口船应至少计算下列七个横剖面的弯扭组合纵向合成应力：

(1)　大舱口尾端线的后方；

(2)　大舱口首端线的前方；

(3)　在大舱口长度范围内应为5个剖面，其中3个位于船中0.4L范围内。在确定计算剖面位置时应尽可能将剖面设置在纵向构件突变处。

(4)　校核应力点应位于横剖面上舱口围板与舱口线外侧强力甲板的交点处或舭部与底板的交点处。

2.2.5.8　各计算剖面的弯扭组合纵向合成应力σ_l值在甲板或底板处均应不大于157N/mm^2。

2.2.5.9　弯扭组合总纵强度也可按本篇第 14 章第 5 节中规定的方法计算。

2.2.6　船体板格及其支撑构件的屈曲强度校核

2.2.6.1　板格的临界应力应以经减缩后的板厚进行计算。板厚的减缩值见表 2.2.6.1。

表 2. 2. 6. 1

结　构	标准减缩厚度（mm）	减缩厚度最小、最大极限值（mm）
船底板、舷侧板	0.15t	0.7～2.25
强力甲板	0.10t	0.7～2.0

注：表中t为设计实取板厚度（mm）。

2.2.6.2　支撑构件（纵骨）的弹性屈曲应力σ_E按下式计算：

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 EI}{l^2 A} \times 10^{-3} \qquad \text{N/mm}^2$$

式中：I——实取构件的剖面惯性矩，cm^4，对纵骨计算时应包括带板；

l——支撑构件的跨度，cm；

A——实取构件的横截面积，cm^2，对纵骨计算时应包括带板

E——材料弹性模量，对钢：$E = 2.06 \times 10^8$ kN/m^2。

2.2.6.3　纵骨架式甲板或船底板格的弹性屈曲应力σ_E按下式计算：

$$\sigma_E = 76\left(\frac{100t}{b}\right)^2 \qquad \text{N/mm}^2$$

式中：t——实际板厚经减缩后的板厚，mm；

b——板格的短边长度（即纵骨间距），mm。

2.2.6.4　横骨架式甲板和船底板格的弹性屈曲应力σ_E按下式计算：

$$\sigma_E = 19.6K\left(\frac{100t}{s}\right)^2\left(1+\frac{s^2}{l^2}\right)^2 \frac{2.1}{\psi + 1.1} \qquad \text{N/mm}^2$$

式中：t——实际板厚经减缩后的板厚，mm；

s——板格的短边长度（即肋距），mm；

l——板格的长边长度，mm；

K——$K = 1.0$，板边是普通骨材时；

$K = 1.15$，板边是组合肋板或单底实肋板时；

$K = 1.20$，板边是双层底实肋板时；

ψ——当应力沿板格线性变化时，其最小与最大压应力之比，$0 \le \psi \le 1$。

2.2.6.5　舷侧及纵舱壁板格的弹性剪切应力τ_E按下式计算：

$$\tau_E = 18.54K\left(\frac{100t}{s}\right)^2 \qquad \text{N/mm}^2$$

式中：$K = 5.34 + 4\left(\frac{s}{l}\right)^2$；

t——实际板厚经减缩后的板厚，mm；

s——板格的短边长度，mm；

l——板格的长边长度，mm。

2.2.6.6　支撑构件（纵骨）及板格的临界应力σ_{cr}按下式计算：

$$\sigma_{cr} = \sigma_E \quad 当 \sigma_E \le \frac{1}{2} R_{eH}$$

$$\sigma_{cr} = R_{eH}\left(1 - \frac{R_{eH}}{4\sigma_E}\right) \quad 当 \sigma_E > \frac{1}{2} R_{eH}$$

式中：R_{eH}——材料的屈服强度，N/mm^2，对普通碳素钢取 $R_{eH} = 235$ N/mm^2；

σ_E——弹性屈曲应力。

2.2.6.7　舷侧板或纵舱壁板格的临界剪切应力 τ_{cr} 按下式计算：

$$\tau_{cr} = \tau_E \quad 当 \tau_E \le \frac{1}{2} \tau_y$$

$$\tau_{cr} = \tau_y\left(1 - \frac{\tau_y}{4\tau_E}\right) \quad 当 \tau_E > \frac{1}{2} \tau_y$$

式中：$\tau_y = \dfrac{R_{eH}}{\sqrt{3}}$

R_{eH} ——材料的屈服强度，N/mm^2，对普通碳素钢取 $R_{eH} = 235$ N/mm^2；

τ_E——弹性屈曲剪切应力。

2.2.6.8　支撑构件（纵骨）的临界应力 σ_{cr}，应不小于其所承受的最大总纵弯曲应力的 1.35 倍。

2.2.6.9　甲板或船底板格的临界应力 σ_{cr}，应不小于其所承受的最大总纵弯曲应力。

2.2.6.10　舷侧板及纵舱壁板格的临界剪切应力 τ_{cr}，应不小于其所承受的最大总纵弯曲剪切应力。

2.2.7　装载手册

2.2.7.1　满足本节总纵强度要求的货船，仍应尽可能采取自尾向首（或自首向尾）的连续装卸货物的程序。尾机型货船一般应自尾向首装载，自首向尾卸载。

2.2.7.2　船长大于 80m 的干货船应配备《安全装载手册》以指导船长对装卸过程及装载状态的控制。

第3节　外板及内底板

2.3.1　平板龙骨

2.3.1.1　船中部平板龙骨厚度应按船中部底板厚度增加 1mm，首、尾部平板龙骨厚度应不小于船中部船底板厚度。平板龙骨的宽度应不小于 0.1B，且应不小于 0.75m。

平底船的平板龙骨厚度可与船中部船底板厚度相同。

2.3.2　船底板

2.3.2.1　船中部船底板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = a\left(\alpha L + \beta s + \gamma\right) \qquad \text{mm}$$

式中：L——船长，m；

s——肋骨或纵骨间距，m；

a——航区系数，A 级航区船舶取 a =1，B 级航区船舶取 a =0.85，C 级航区船舶取 a =0.7；

α、β、γ——系数，按骨架型式由表 2.3.2.1 选取。

表 2.3.2.1

骨架型式	α	β	γ
纵骨架式	0.066	4.5	-0.8
横骨架式	0.076	4.5	-0.4

2.3.2.2　船底板厚度 t 尚应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 4.8s\sqrt{d+r} \qquad \text{mm}$$

式中：d——吃水，m；

s——肋骨或纵骨间距，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5.1 的规定确定。

2.3.2.3　首、尾部船底板厚度应不小于船中部的船底板的厚度。

2.3.2.4　过渡区域的船底板厚度应不小于船中部的船底板厚度的 0.8 倍。

2.3.2.5　船底板在任何情况下，其厚度不得小于 3.0mm。

2.3.3　舭列板

2.3.3.1　舭列板厚度应按船中部船底板厚度增加 0.5mm。若船底板厚度大于 8mm 时，则舭列板厚度可与船底板相同。

2.3.3.2　如采用圆舭，则舭列板宽度应至少超过舭部圆弧以外 100mm，并应超过实肋板面板表面以上 150mm。

2.3.3.3　如舭部为折角型，当用连接型材与船底板及舷侧外板对接或搭接相连时，型材厚度应不小于本节 2.3.3.1 规定的舭列板厚度。

2.3.3.4　舭板与相邻船底板或舷侧板采用搭接焊接时，则舭板应位于船底板和舷侧板的外层。搭接宽度应符合本篇 1.4.3.2 的有关规定。

2.3.4　舷侧外板

2.3.4.1　船中部及过渡区域舷侧外板厚度应不小于船底板厚度的 0.9 倍。

2.3.4.2　首、尾部舷侧外板厚度，应不小于船中部船底板的厚度。

2.3.5　舷侧顶列板

2.3.5.1　舷侧顶列板在强力甲板以下的宽度应不小于 0.1D，且应不小于 250mm。

2.3.5.2　船中部舷侧顶列板的厚度应不小于强力甲板边板厚度的 0.85 倍或舷侧外板厚度增加 1mm，取其大者。舷侧顶列板厚度可逐渐向首尾两端减至首、尾部的舷侧外板的厚度。

2.3.5.3　兼作护舷材的舷侧顶列板厚度应按舷侧外板厚度增厚，其增厚值△t 应不小于按下式计算所得之值：

$$\Delta t = 0.05L + 2.5 \qquad \text{mm}$$

式中：L——船长，m。

2.3.5.4　舷侧顶列板高出甲板的上缘应平整；且在船中部 0.4L 范围内的舷侧顶列板的甲板以上部分，不应开设流水孔。

2.3.6　首尾封板

2.3.6.1　平头型船的首封板厚度应按首部平板龙骨厚度增加 1mm，尾封板厚度应与尾部平板龙骨厚度相同。

2.3.7　局部加强

2.3.7.1　主机座下的船底板，尾轴出口处的外板以及螺旋桨叶梢附近的外板均应按船中部船底板厚度增加 1～2mm。尾轴架穿过处的外板厚度应增加 0.5 倍或加等厚复板。

2.3.7.2　锚链筒出口处的外板及其下方的一块外板厚度应增加 0.5 倍或加等厚复板。

2.3.7.3　测深管下方的外板应设垫板。

2.3.8　外板开口

2.3.8.1　干舷甲板以下的外板开口，应尽可能为圆形或长轴沿船长方向布置的椭圆形。位于船中部的矩形开口，其角隅应为圆角，并须用等于原厚度 1.5 倍的加厚板或等厚复板补强。位于船中部以外的开口可视具体情况决定其补偿与否，但须经本社同意。

2.3.9　内底板

2.3.9.1　内底板厚度 t 应不小于按 2.3.2.1 和 2.3.2.2 计算所得之值的 0.8 倍。

2.3.9.2　载货部位内底板厚度 t 尚应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 5.5s\sqrt{h} \qquad \text{mm}$$

式中：s——肋骨或纵骨间距，m；

h——计算水柱高度，m，自内底板上缘量至干舷甲板边线（或舱棚顶板与围壁板交线）的距离。

2.3.9.3　机舱内的内底板厚度和双层底内为燃油舱的内底板厚度尚应加厚 1mm。

2.3.9.4　如采用抓斗或其他类似机械卸货时，内底板尚应加厚 2mm。

2.3.9.5　内底边板的厚度应不小于内底板厚度。

第4节　甲 板

2.4.1　强力甲板

2.4.1.1　船长小于 50m 的船舶，其强力甲板的最小厚度 t 应不小于表 2.4.1.1 的规定。

表 2.4.1.1

航区 / t(mm) / 船长 L（m）	A 级	B 级	C 级
$50 > L > 40$	5.5	5.0	5.0
$40 \geq L \geq 20$	3.5	3.5	3.0

船长大于或等于 50m 的船舶，其中部强力甲板的最小厚度 t 应不小于按下式计算所得之值，首、尾部强力甲板最小厚度应不小于中部的 0.9 倍。

$$t = s\sqrt{a \cdot (L + 85)} \qquad \text{mm}$$

式中：L——船长，m；

s——纵骨间距，m；

a——航区系数，对 A 级航区船舶取 a =1，B 级航区船舶取 a =0.85，C 级航区船舶取 a =0.75。

2.4.1.2　载货部位甲板厚度 t 尚应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 6.3s\sqrt{h} \qquad \text{mm}$$

式中：s——肋骨或纵骨间距，m；

h——计算水柱高度，m，按本章 2.8.1.1 对载货甲板的要求计算。

若甲板上的货物用抓斗装卸时，则载货部位甲板厚度应增加 2mm。

2.4.1.3　船中部甲板边板的宽度应不小于 0.1B，厚度应按甲板厚度增加 1mm。首、尾部甲板边板厚度可与该处的甲板厚度相同。

船长小于或等于 30m 的船舶，甲板边板宽度应不小于表 2.4.1.3 的规定，边板厚度对 B、C 级航区船舶应按甲板厚度增加 0.5mm。

表 2. 4. 1. 3

船长（m）	甲板边板宽度（m）
20≤L≤25	0.5
25＜L≤30	0.6

船中部甲板上未布置大开口的船舶，其甲板边板厚度可与甲板厚度相同。

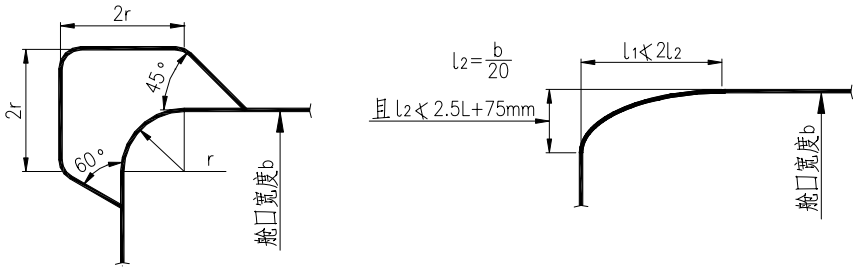
具有舷伸甲板的船舶，应将甲板边板布置在船舷的内侧。

2.4.1.4　强力甲板的机舱或货舱开口宽度应不大于 0.7B。

在强力甲板开口两侧及其边线延长线外的甲板上应尽量减少开孔。若需开孔，应开设圆形或长轴沿船长方向布置的椭圆形孔口，孔口边缘应适当补强。各孔口间应互相远离，且应避开舱口角隅。如孔口位于船中部，孔口宽度超过甲板开口一侧甲板宽度的 0.15 倍或位于船中部以外孔口宽度超过甲板开口一侧甲板宽度的0.3倍时，应补偿开孔损失的甲板剖面积。不允许开孔宽度超过甲板开口一侧甲板宽度的 0.5 倍。

2.4.1.5　甲板上所有货舱口和机舱口的开口角隅应为圆角，圆角半径 r 应不小于开口宽度的 1 / 10，圆角半径 r 小于 610mm 的舱口角隅，应采用等于甲板厚度 1.5 倍的加厚板或用厚度相等的复板补强，补强范围应符合图 2.4.1.5(1) 的规定。复板与甲板应用塞焊焊妥。

圆角半径大于或等于 610mm 或采用抛物线形、椭圆形的舱口角隅时，可不须补强。抛物线形、椭圆形舱口角隅的尺寸应符合图 2.4.1.5(2) 的规定。



(1)　　(2)

图 2.4.1.5

2.4.1.6　在甲板开口之间的开口线以内的强力甲板厚度可比开口线以外的甲板厚度减薄 1mm。

2.4.2　舷伸甲板

2.4.2.1　强力甲板两舷设置舷伸甲板时，舷伸甲板厚度应与强力甲板厚度相同。

2.4.3　非强力甲板

2.4.3.1　其他各层非强力甲板厚度一般不小于 3.0mm。顶篷甲板可以减薄至 2.0mm。

2.4.4　局部加强

2.4.4.1　凡甲板上布置有甲板机械，系缆设备的部位应采用加厚板或复板加强。若采用复板加强应用塞焊与甲板焊妥，以保证有足够的连接强度。

第5节　单底骨架

2.5.1　一般要求

2.5.1.1　单层底的船底骨架可为横骨架式或纵骨架式。船长小于或等于 30m 的船舶，宜采用横骨架式。

2.5.1.2　船底纵向构件不应突然中断。船底骨架由一种型式过渡到另一种型式时，应采用增设肘板，或延续构件等办法，相互延伸 2 个或交错 4 个肋距。

2.5.2　实肋板

2.5.2.1　横骨架式船底应在每个肋位上设置实肋板，船长小于或等于 30m 时，可隔一个肋位设置。

纵骨架式船底实肋板间距应不大于 2.5m。

2.5.2.2　实肋板剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值（如设有纵舱壁或双向纵桁架时，应按本篇第 7 章 7.5.1.2 的规定进行计算。）：

$$W = Ks(fd + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——实肋板间距，m；

f——系数，按表 2.5.2.2(1)选取；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5.1 的规定确定；

l——实肋板跨距，m，取实肋板与舷侧外板交点之间的距离。

K——内龙骨修正系数，按下式计算：

$$K = a(l_1 / l - 1.1) + b$$

其中：a、b——系数，按表 2.5.2.2(2)选取；

l_1 / l——舱长比，l_1 为舱底平面长度（取两横舱壁的间距）m；取值范围按表 2.5.2.2(3)选取。

表 2.5.2.2(1)

货舱外 f 值	货舱内 f 值	
	自航船	非自航船
1	0.5	0.25

表 2.5.2.2(2)

骨架型式 / 系数	横骨架式						纵骨架式		
	主肋骨制			交替肋骨制					
	1 根龙骨	3 根龙骨	5 根龙骨	1 根龙骨	3 根龙骨	5 根龙骨	1 根龙骨	3 根龙骨	5 根龙骨
a	2.50			2.00			1.25		
b	4.0	3.5	3.0	3.2	2.8	2.4	2.0	1.75	1.5

注：主肋骨制，交替肋骨制定义见 2.7.1.1

表 2.5.2.2(3)

龙骨数 / l_1/l	1 根龙骨	3 根龙骨	5 根龙骨
上限值	1.5	1.7	1.9
下限值	1.1		

2.5.2.3　实肋板的腹板高度应不大于其厚度的 75 倍，首、尾部可适当增大。

2.5.2.4　斜底船中部自中纵剖面向舷侧延伸的实肋板的腹板高度可以逐渐减少，但离中纵剖面 $\frac{3}{8}B_i$（B_i 为该剖面处船宽）处的腹板高度应不小于其在该中纵剖面处腹板高度的 1/2。如图 2.5.2.4 所示

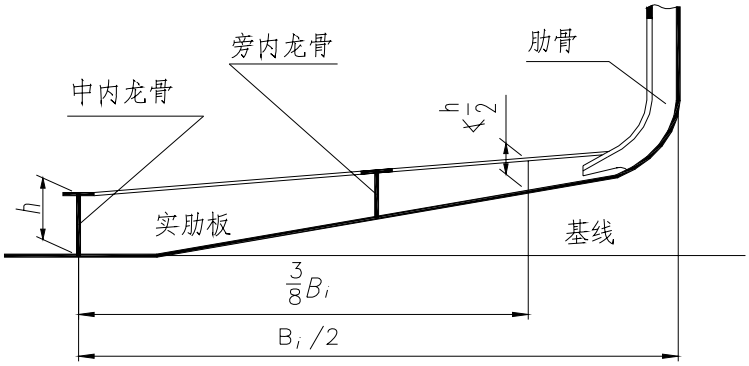


图 2.5.2.4

2.5.3　中内龙骨

2.5.3.1　船底应设置中内龙骨。中内龙骨应尽量贯通全船，首、尾尖舱部分可用间断板。平底船允许以 2 根旁内龙骨(左右各 1 根)代替中内龙骨。单机船的主机基座纵桁如在机舱内贯通，机舱内的中内龙骨可以省略，此时，与机舱毗邻的后舱允许以延伸机座纵桁的 2 根旁内龙骨代替中内龙骨。中内龙骨与旁内龙骨及基座纵桁不应在舱壁处突然中断，应各自

向舱壁的另一面延伸，相互交错不小于 3 个肋距；或加过渡性肘板，肘板长度不小于 2 个肋距。如图 2.5.3.1 所示。

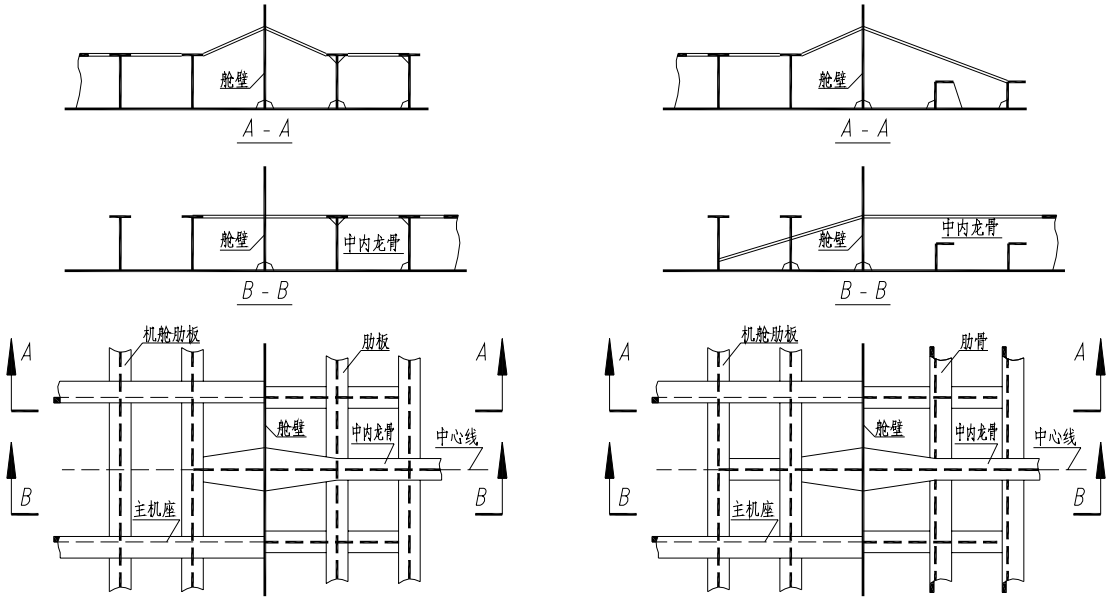


图 2.5.3.1

2.5.3.2　中内龙骨腹板的高度和厚度与该处实肋板相同，面板剖面积应不小于实肋板面板剖面积的 1.5 倍。

2.5.3.3　中内龙骨在舱壁处中断时应采用下列方式之一与舱壁连接：

(1)　将中内龙骨腹板在一个肋距内逐渐升高至原高度的1.5倍，中内龙骨的面板应延伸至舱壁并与舱壁焊接。如图2.5.3.3(1)所示。

(2)　用有面板或折边的肘板与舱壁或垂直桁(或扶强材)连接，肘板的直角边长应等于中内龙骨的高度，肘板的厚度及面板(或折边)尺寸与中内龙骨相同，此时中内龙骨面板可不与舱壁焊接，如图2.5.3.3(2)所示。

(3)　将中内龙骨面板的宽度在一个肋距内逐渐放宽，至舱壁处为原宽度的2倍，并与舱壁焊接，如图2.5.3.3(3)所示。

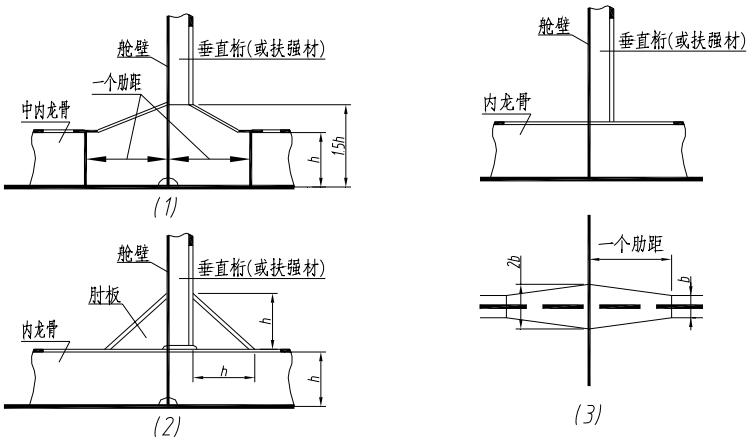


图 2.5.3.3

2.5.4　旁内龙骨

2.5.4.1　**船底应设置旁**内龙骨。旁内龙骨可用间断板构成，尺寸与该处实肋板相同。

2.5.4.2　旁内龙骨与舱壁的连接方式应按本节 2.5.3.3 的规定。在首、尾部区域内，旁内龙骨的腹板尽可能垂直于外板，若有困难，其夹角应不小于 45°。

2.5.4.3　中内龙骨、旁内龙骨应尽量均匀设置，其间距应不大于 2.5m；船长小于或等于 30m 时，其间距应不大于 2.0m。

2.5.5　底肋骨

2.5.5.1　横骨架式船底未设实肋板的肋位上应设置底肋骨。底肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 4.2s(d + r)l^2 + 5 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——肋骨间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5.1 的规定；

l——底肋骨跨距，m，内龙骨间或内龙骨与舷侧之间的距离，取大者。

2.5.5.2　底肋骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 3Wl \qquad \text{cm}^4$$

式中：W——按本节 2.5.5.1 计算所得之剖面模数；

l——同本节 2.5.5.1 式。

2.5.6　船底纵骨

2.5.6.1　船底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = Ks(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：K——系数，在船中部 $K = 0.015L + 5.6$，其中 L 为船长，船中部以外可逐步递减至 $0.8K$；

s——纵骨间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5.1 的规定；

l——纵骨跨距，m，取实肋板间距。

2.5.6.2　纵骨剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 1.1al^2 \qquad \text{cm}^4$$

式中：a——纵骨连同带板的剖面积，cm^2；

l——同本节 2.5.6.1 式。

2.5.6.3　船底纵骨应用肘板与横舱壁连接，肘板的直角边长应为纵骨高度的 2 倍，厚度与纵骨相同。肘板面板(或折边)应符合本章 2.7.6.1 的规定。

2.5.7　开孔

2.5.7.1　中内龙骨的腹板上禁止开孔(流水孔除外)。

2.5.7.2　因管路通过等需要在实肋板或旁内龙骨的腹板上开孔时，应予以补强。

2.5.7.3　实肋板与旁内龙骨腹板的下方应开设流水孔。流水孔的大小应考虑到泵的抽吸率，使自船底部的各个流水孔至吸口均能自由流通。

第6节　双底骨架

2.6.1　一般要求

2.6.1.1　(1)船长大于 40m，航行 J 级航段的自航船应设置双层底，双层底沿船长方向可采用阶梯形式。内底板在舷侧应能有效地遮没舭部，内底板在舷侧处的顶部距中纵剖面船底线的高度应不小于 0.35d（吃水）或 700mm 之大者。

若设置双层底确有困难，可在舭部设置防撞边舱。防撞边舱内侧壁在船中部距满载水线处舷侧外板的水平距离应不小于 0.1B(船宽)，且不大于 1500mm 也不小于 760mm，在首尾部可适当减小。防撞边舱顶板距同一横剖面内船底最低点的高度应不小于 0.35d 或 700mm 之大者。防撞边舱内应设置水密横舱壁，其间距不大于 0.15L (船长)。

双层底或防撞边舱应自首防撞舱壁尽可能延伸至艉尖舱壁。在船尾纵中剖面船底线距基线的高度大于或等于 350mm 处，且该处 0.5d 水线的宽度与船宽 B 的差值大于 900mm，则该处以后的区域可免设双层底或防撞边舱。

(2)除机舱外的舱室若有困难不能设置满足上述要求的双层底或防撞边舱时，则应满足《内河船舶法定检验技术规则》中关于破损稳性的相关要求。

2.6.1.2　双层底无论何种骨架形式，其在中纵剖面处的高度 h 应不小于下式计算之值，且不小于 700mm 也不大于 1500mm。

$$h = 27 + 47B_1 \qquad \text{mm}$$

式中：B_1——双层底计算跨度，m。单舷侧船取舷侧至舷侧之间的距离，双舷侧船取内舷板至内舷板之间的距离。

2.6.1.3　双层底的内底板应延伸至船的两侧，内底边板可以是水平的，也可以是倾斜的，如图 2.6.1.3 所示。航行于 J 级航段的船舶的内底边板应按图 2.6.1.3(1)、(2)、(5)所示盖没船的舭部。

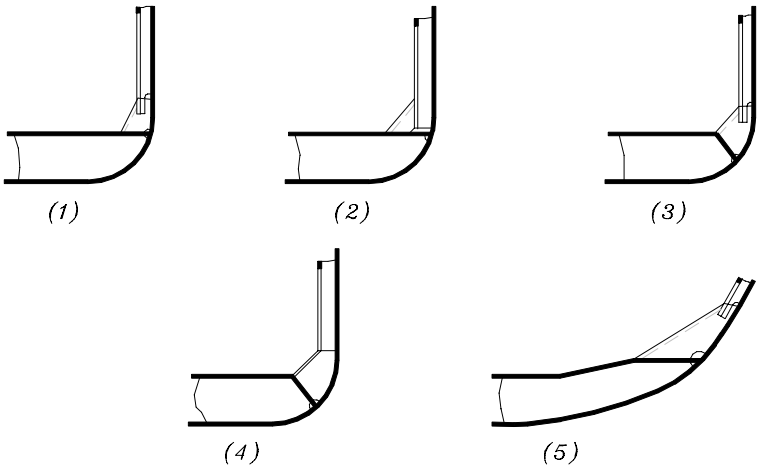


图 2.6.1.3

2.6.1.4　船底骨架由双层底过渡到单层底时，纵向构件不应突然终断，应采用增设肘板、短桁材或延续桁材等办法，相互延伸 2 个或交错 4 个肋距。双层底终断处，单层底中内

龙骨和旁内龙骨应至少在三个肋距范围内为双层底中桁材和旁桁材的直接延续，并设置如图 2.6.1.4 所示的水平过渡肘板（面板）逐渐过渡内底板。

若双层底延伸至距首尾垂线 0.05～0.15*L* 范围内的舱壁上时，侧上述舱壁背面可不设内底板的水平过渡肘板。

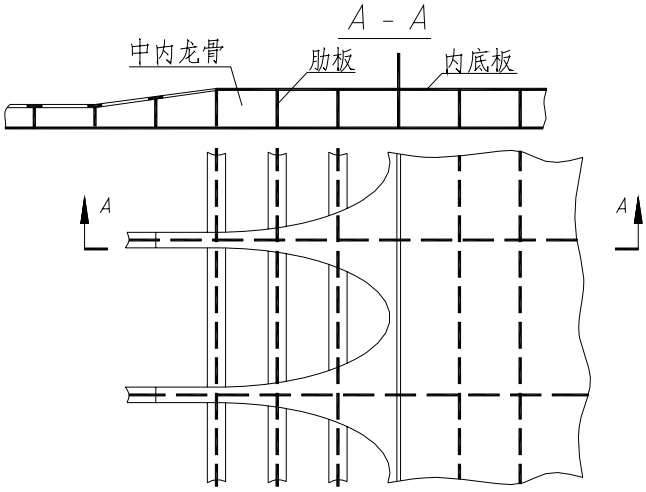


图 2.6.1.4

2.6.2　实肋板

2.6.2.1　双层底实肋板不论骨架形式，其间距应不大于 2.5m。

2.6.2.2　实肋板厚度与所在部位船底板厚度相同，但应不小于 5mm。船长小于或等于 30m 时，应不小于 4mm。

2.6.2.3　实肋板的腹板高度与厚度之比大于 100 时，应在实肋板的腹板上设置垂直加强筋。加强筋的厚度与实肋板的厚度相同，宽度为厚度的 8 倍，其间距应不大于双层底的高度。

2.6.3　水密肋板

2.6.3.1　双层底内应设置水密实肋板，其间距应不大于 0.3*L*，并尽可能在水密横舱壁下方。水密实肋板应符合本节 2.6.2.3 或 2.6.2.4 的规定外。

2.6.4　中桁材

2.6.4.1　中桁材应连续贯通。

2.6.4.2　中桁材的厚度应与所在部位平板龙骨的厚度相同，但应不小于相连实肋板的厚度。

2.6.5　旁桁材

2.6.5.1　旁桁材由间断板构成。

2.6.5.2　旁桁材的厚度应与所在部位船底板厚度相同，但应不小于相连实肋板的厚度。

2.6.5.3　纵骨架式的旁桁材应在实肋板间距的中点设置一道加强筋，其厚度与桁材的厚度相同，宽度为厚度的 8 倍。

2.6.5.4　旁桁材间距：横骨架式应不大于 4.0m；纵骨架式应不大于 4.5m。如图 2.6.5.4 所示：

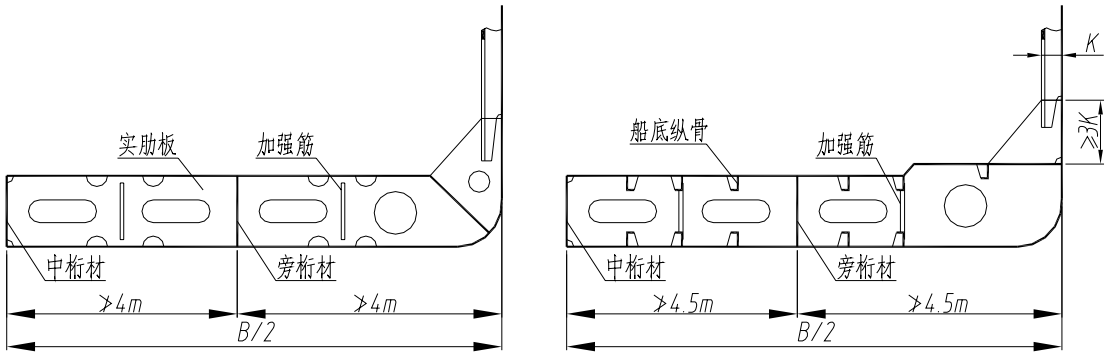


图 2.6.5.4

2.6.6 组合肋板

2.6.6.1 横骨架式双层底未设实肋板的肋位上，应设置组合肋板。

组合肋板船底骨材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3.8s(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——船底骨材间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5 的规定确定；

l——船底骨材跨距，m，量自桁材与桁材或桁材与舷侧之间的距离，取大者。

2.6.6.2 若在船底骨材跨距中点设置撑材，船底骨材的剖面模数可按本节 2.6.6.1 的要求减少 40%，此时，撑材的剖面积应不小于船底骨材的剖面积。撑材应用高度不小于船底骨材高度 1.5 倍，厚度与其相同的肘板与内外底骨材连接。

2.6.6.3 内底骨材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = W_1 \frac{h}{D} \qquad \text{cm}^3$$

式中：W_1——外底纵骨计算所得之剖面模数；

h——自内底板量至干舷甲板(或舱棚顶板)下缘的垂直距离，m；

D——型深，m。

内底骨材的剖面模数尚应不小于船底骨材剖面模数的 0.85 倍。

2.6.6.4 组合肋板在中桁材的两侧及内底边板处，均应设置与实肋板厚度相同的肘板。肘板宽度，在中桁材的每一侧和倾斜的内底边板处均应不小于双层底高度的 0.75 倍；在水平内底边板处应不小于双层底高度。当肘板高度与厚度之比大于 100 时，其自由边应折边或加面板，如图 2.6.6.4 所示。在旁桁材一侧应设置撑材，撑材尺寸与内底骨材相同。

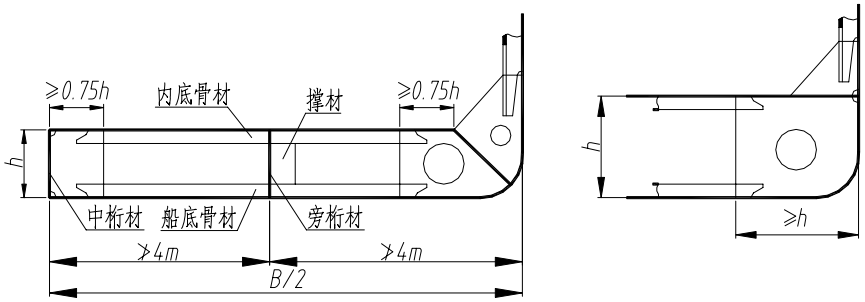


图 2.6.6.4

2.6.7　船底纵骨与内底纵骨

2.6.7.1　船底纵骨的剖面模数为本章 2.5.6.1 式计算所得之值的 0.8 倍。惯性矩应符合本章 2.5.6.2 的规定。

内底纵骨的剖面模数应符合本节 2.6.6.3 的规定，其中 W_1 为船底纵骨的剖面模数。

2.6.7.2　若在船底与内底纵骨跨中设置垂直撑材时，则船底及内底纵骨的剖面模数可按本节 2.6.7.1 的要求减少 40%。撑材的剖面积不小于船底纵骨的剖面积。撑材应用高度不小于船底纵骨高度 1.5 倍厚度与其相同的肘板与内外底纵骨连接。

2.6.7.3　船底纵骨跨中设置垂直撑材剖面模数折减后，其剖面惯性矩应不小于按下式计算所得之值：

$$I = \frac{1.1}{k} a \cdot l^2 \qquad \text{cm}^4$$

式中：a——船底纵骨连同带板剖面积，cm^2；

l——纵骨跨距（实肋板间距），m；

k——修正系数，$k = 1.85 - 1.54\beta + 0.64\beta^2$

β——系数，$\beta = -0.34 + 0.29D - 0.022D^2$；

D——型深，m。

2.6.7.4　船底纵骨、内底纵骨应均匀设置，其穿过实肋板时，应与实肋板焊接，切口的角隅应为圆角，如图 2.6.7.4 所示。

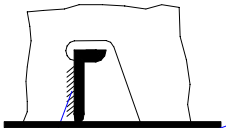


图 2.6.7.4

2.6.8　肘板

2.6.8.1　纵骨架式中桁材在实肋板间距的中点，应左右加设通至邻近纵骨处的肘板，其厚度与实肋板相同，如图 2.6.8.1 所示。

2.6.8.2　纵骨在水密肋板处中断时，应用宽度等于 2.5 倍纵骨高度，厚度与水密肋板相同的肘板与水密肋板连接，如图 2.6.8.2 所示。

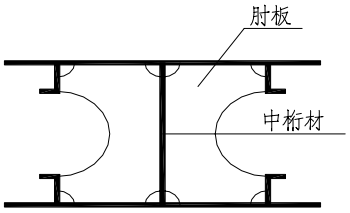


图 2.6.8.1

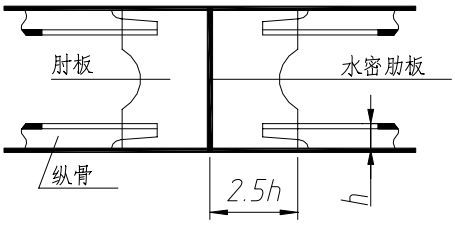


图 2.6.8.2

2.6.8.3　纵骨架式双层底的舭部无实肋板的肋位上应设置与实肋板厚度相同的肘板，并延伸与邻近的船底纵骨和内底纵骨。如图 2.6.8.3 所示。

图 2.6.8.3

2.6.9　开孔

2.6.9.1　内底板上的人孔，应尽量开在双层底舱的对角处，并用水密盖封闭。

2.6.9.2　实肋板与旁桁材均应开设人孔，开孔位置应沿船长、船宽方向尽量呈直线排列。孔口边缘距支柱下方肘板趾点或舱壁的水平距离应不小于 500mm。孔边缘应光滑，开孔高度应不大于双层底高度的一半，开孔宽度应不大于双层底的高度，孔与孔之间的距离应不小于双层底的高度。

2.6.9.3　实肋板与旁桁材上应开设适当的流水孔和透气孔，并应考虑到泵的抽吸率，使自舱内各处到空气管和吸口的水和空气能自由流通。

2.6.9.4　船舱内设置的内底板如本章图 2.6.1.3(1)、(2)、(5)所示者，应在内底板上设置污水井。污水井底板至船底板的距离应不小于 300mm。污水井围壁板及底板厚度应按内底板厚度加厚 2mm。

第7节　舷侧骨架

2.7.1　一般要求

2.7.1.1　舷侧骨架可采用横骨架式或纵骨架式。横骨架式舷侧骨架可采用单一主肋骨制或强肋骨与普通肋骨相间布置的交替肋骨制结构形式。对船底和甲板为纵骨架式而舷侧为横骨架式的船舶，舷侧骨架则应采用交替肋骨制。

2.7.1.2　主肋骨和普通肋骨的间距，应符合本篇 1.2.1.4 的规定。交替肋骨制的强肋骨间距应不大于 2.5m。

2.7.2　肋骨和纵骨

2.7.2.1　主肋骨和普通肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = Ks(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：K——系数，按表 2.7.2.1 选取；

s——肋骨间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5.1 的规定；

l——肋骨跨距，m，对主肋骨和未设置舷侧纵桁的普通肋骨，取肋骨与实肋板内缘交点至肋骨与横梁内缘交点间的垂直距离，如图 2.7.2.1 所示；主肋骨制若设置舷侧纵桁时，主肋骨跨距仍按本规定确定；对设有舷侧纵桁的普通肋骨，取肋骨与实肋板内缘交点至舷侧纵桁的垂直距离，但应不小于 1.25m。

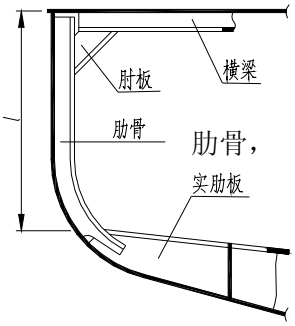


图　2.7.2.1

表 2.7.2.1

类别＼类型	主肋骨	普通肋骨	
		未设舷侧纵桁	设有舷侧纵桁
自航船	3.8	3.2	4.9
非自航船	4.4	3.8	5.7

2.7.2.2　舷侧纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 4.63s(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——纵骨间距，m；

l——纵骨跨距，m，取强肋骨间距；

d——设计吃水，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5.1 的规定。

2.7.2.3　舷侧纵骨剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 1.1al^2 \qquad \text{cm}^4$$

式中：a——纵骨连同带板的剖面积，cm^2；

l——同 2.7.2.2 式。

2.7.2.4　舷侧纵骨在穿过强肋骨开口处应与强肋骨腹板直接焊接；在横舱壁中断处应用有面板或折边的肘板与舱壁扶强材相连，肘板与纵骨连接边的边长为纵骨高度的 2 倍，厚度与纵骨相同。

2.7.3　强肋骨

2.7.3.1　舷侧骨架为交替肋骨制时，强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = Ks(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：K——系数，自航船取 4.0，非自航船取 4.7；

s——强肋骨间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5.1 的规定确定；

l——强肋骨跨距，m，按本篇 1.2.4 的规定确定。

2.7.3.2　舷侧骨架为纵骨架式时，强肋骨剖面模数应不小于横骨架式强肋骨剖面模数的 1.1 倍。

2.7.4　舷侧纵桁

2.7.4.1　舷侧骨架如设置舷侧纵桁时，舷侧纵桁的剖面尺寸应与强肋骨相同，且应尽量延伸至首尾。

2.7.4.2　非自航船当肋骨跨距超过 2m 时，应设置一道舷侧纵桁。

2.7.4.3　舷侧纵桁应在间距不大于 2 个肋距的肋骨穿过处设置防倾肘板。

2.7.4.4　舷侧纵桁在舱壁处选用下列方式之一与舱壁(或舱壁水平桁)连接：

(1)　将舷侧纵桁的腹板在一个肋距内逐渐升高至舱壁处，在该处的高度应为原高度的1.5倍，舷侧纵桁面板应延伸至舱壁(或舱壁水平桁)并与之连接；

(2)　用肘板与舱壁(或舱壁水平桁)连接，肘板的直角边长应等于舷侧纵桁腹板高度，肘板的厚度及面板(或折边)尺寸与舷侧纵桁相同，此时，舷侧纵桁面板可不与舱壁(或舱壁水平桁)焊接；

(3)　将舷侧纵桁面板的宽度在一个肋距内逐渐加宽，至舱壁处为原宽度的2倍，并与舱壁焊接。

上述形式可参见本章图 2.5.3.3(1)、(2)、(3)。

2.7.5　舭肘板

2.7.5.1　肋骨与实肋板的连接，对斜底船可采用如图 2.7.5.1(1)所示的形式，对平底船

应用舭肘板连接，舭肘板高出肋板的高度应不小于肋骨高度的 3 倍，舭肘板的宽度约等于中纵剖面处实肋板的高度，舭肘板的厚度取与实肋板相同，如图 2.7.5.1(2)所示，也可采用连体肘板，如图 2.7.5.1(3)所示。

肋骨与底肋骨应用舭肘板连接，舭肘板与肋骨及舭肘板与底肋骨的搭接长度应不小于连接肋骨高度的 2 倍，如图 2.7.5.1(4)所示。

船底如为纵骨架式单底，应用舭肘板将肋骨及底纵骨与船底板固定，并延伸至相邻的船底纵骨，舭肘板与肋骨的搭接长度应不小于肋骨高度的 2 倍，如图 2.7.5.1(5)所示。

纵骨架式舷侧的最下一根纵骨与船底纵骨应在实肋板间距的中点设置舭肘板如图 2.7.5.1(6)所示。

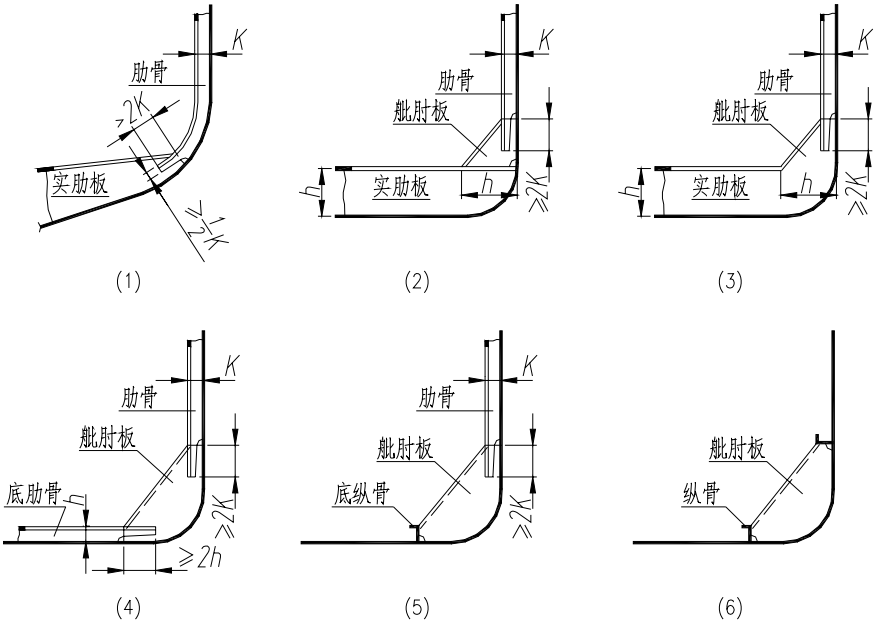


图 2.7.5.1

2.7.5.2　强肋骨与实肋板用舭肘板连接，舭肘板的直角边长应与实肋板中部腹板高度相同，厚度与实肋板厚度相同。

2.7.5.3　船底如为双层底时，应用舭肘板将肋骨与内底边板固定，舭肘板的直角边长应不小于肋骨高度的 3 倍，其搭接长度应不小于肋骨高度的 2 倍。

2.7.5.4　舭肘板的自由边应有折边(或面板)，折边(面板)的宽度一般为舭肘板厚度的 10 倍。

2.7.6　梁肘板

2.7.6.1　肋骨与横梁应用肘板连接，肘板直角边长应为横梁高度的 2 倍，如图 2.7.6.1(1)、(2)所示，肘板的厚度取与横梁相同。若甲板为纵骨架式时，肋骨应用肘板与甲板固定，并应延伸至相邻的甲板纵骨，肘板的高度为纵骨高度的 2.5 倍，厚度与肋骨相同，如图 2.7.6.1(3)、(4)所示。

当肘板任一直角边长与肘板厚度的比值大于 30 时，肘板的自由边应折边或设面板，折边(或面板)的宽度一般为肘板厚度的 10 倍。

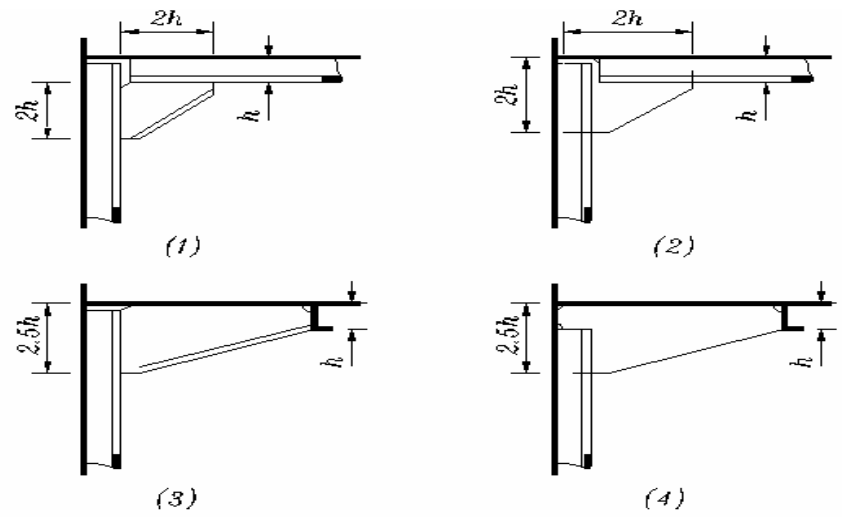


图 2.7.6.1

2.7.6.2　强肋骨与强横梁可采用肘板连接或强横梁端部在不小于 1.5 倍腹板高度范围内将腹板升高至 1.5 倍腹板高度后与强肋骨连接的形式，如图 2.7.6.2 所示。肘板的直角边长应不小于强横梁或强肋骨腹板高度的较大值，肘板的厚度应不小于强横梁或强肋骨腹板厚度的较大值，肘板的自由边应折边(或设面板)，折边(或面板)的要求应符合本节 2.7.6.1 的规定。

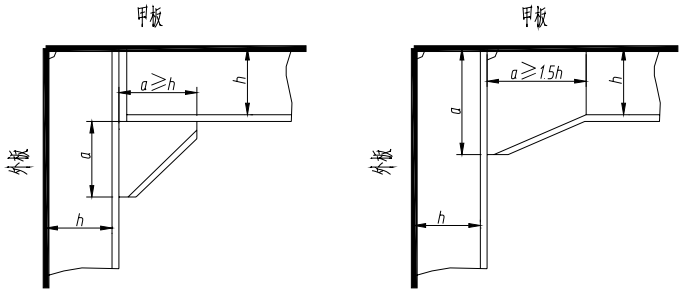


图 2.7.6.2

第8节　甲板骨架

2.8.1　甲板横梁

2.8.1.1　横骨架式甲板应在每个肋位上设置横梁，其剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5cshl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：c——系数，对 A 级航区船舶强力甲板取 1.45；B 级航区船舶强力甲板取 1.2；C 级航区船舶强力甲板取 1；其余各层甲板均取 1；

s——横梁间距，m；

l——横梁跨距，m，取舷侧与甲板纵桁(纵舱壁)或甲板纵桁(纵舱壁)之间距离之大者，且不小于 2m。船长小于 30m 的船舶，载货区域甲板横梁，取实际跨距；

h——甲板计算水柱高度，m，强力甲板取 0.5m；旅客舱室甲板取 0.45m；船员舱室甲板取 0.35m；顶篷甲板取 0.2m；载货甲板的水柱高度 h 应按下式计算，但应

不小于 0.5m，

$$h = kQ / F$$

其中：Q——载货甲板载货总重量，t ；

F——载货甲板面积，m^2；

K——系数，装金属矿石时取 K ＝1.30；非金属矿石时取 K ＝1.15。

2.8.1.2　强力甲板横梁的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 3Wl \qquad cm^4$$

式中：W——按本节 2.8.1.1 式计算所得之剖面模数；

l——同本节 2.8.1.1 式。

2.8.1.3　强力甲板横梁梁拱，一般为船宽的 1 / 50，客船不小于船宽的 1 / 80。

2.8.1.4　顶篷甲板的横梁间距必要时可适当加宽。

2.8.1.5　横梁穿过甲板纵桁时应与纵桁腹板焊接，且每间隔一个肋位设置单面肘板，也可设置间距不大于 2m 的双面肘板。肘板厚度与纵桁腹板厚度相同。如图 2.8.1.5 所示。

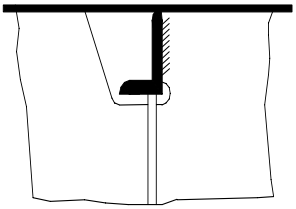


图 2.8.1.5

2.8.2　甲板纵骨

2.8.2.1　强力甲板的甲板纵骨，应尽量向首尾延伸，不应终断在同一横剖面上，相邻纵骨的末端应相互错开至少一个肋骨间距，并用肘板与横向骨材焊牢。

2.8.2.2　甲板纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = kcshl^2 \qquad cm^3$$

式中：k——系数，船中部 k ＝0.05 L ＋4，中部以外向首、尾逐步递减至 0.8 k ，但应不小于 5.5，其中 L 为船长，m；

c 、h——按本节 2.8.1.1 的规定确定；

s——纵骨间距，m；

l——纵骨跨距，m，取强横梁间距。

2.8.2.3　强力甲板纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 1.1al^2 \qquad cm^4$$

式中：a——纵骨连同带板的剖面积，cm^2；

l——同本节 2.8.2.2 式。

2.8.2.4　甲板纵骨穿过强横梁的连接型式应符合本节 2.8.1.5 的规定。

2.8.2.5　甲板纵骨应用肘板与横舱壁连接，肘板直角边的长度应为纵骨高度的 2 倍，厚度与纵骨厚度相同。

2.8.3　甲板纵桁

2.8.3.1　甲板应设置甲板纵桁。甲板纵桁与内龙骨、底纵桁应尽可能设置在同一平面内。

2.8.3.2　横骨架式甲板纵桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = kcbhl^2 \qquad cm^3$$

式中：k——系数，强力甲板取k=0.03L+4.8，但应不小于 5.7；其中 L 为船长，m，其他甲板取 5.7；

c、h——按本节 2.8.1.1 的规定确定；

b——甲板纵桁支承面积的平均宽度，m；

l——纵桁跨距，m，对强力甲板取横舱壁（双向横桁架）之间跨距点的距离。对上层建筑（或甲板室）甲板取横舱壁（或支柱）之间的距离。

2.8.3.3　横骨架式甲板纵桁的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 2.75Wl \qquad \text{cm}^4$$

式中：W——按本节 2.8.3.2 式计算所得之剖面模数；

l——同本节 2.8.3.2 式。

2.8.3.4　甲板纵桁腹板的高度应不小于横梁穿过处的开孔高度的 2 倍，否则开口处的剖面模数应满足本节 2.8.3.2 要求。

2.8.3.5　甲板纵桁在同一舱室中的跨距相差较大时，其腹板可做成不等高度，但腹板较高的纵桁应逐渐过渡到腹板较低的纵桁，过渡范围的长度应不小于纵桁高度之差的 3 倍。

2.8.3.6　甲板纵桁与横舱壁相交处，应与舱壁垂直桁或扶强材对准，将纵桁腹板在一个肋距内逐渐升高到原高度的 1.5 倍；可用肘板连接，肘板高度应不小于纵桁高度，厚度与腹板厚度相同，面板与纵桁面板相同；也可采用纵桁面板宽度在一个肋距内逐渐加宽，至横舱壁处为原宽度的 2 倍，再与横舱壁焊接的方法，其型式可参见本章 2.5.3.3(1)、(2)、(3)。

若甲板纵桁与舱壁垂直桁或扶强材对准有困难时，则应采取适当支承措施。

2.8.3.7　顶篷甲板纵桁的上面若无钢质甲板时，应增设钢质牵条板，其厚度应不小于 2.5mm，宽度应不小于 150mm，包括牵条板在内的甲板纵桁剖面模数应不小于本节 2.8.3.2 的规定。

2.8.3.8　纵骨架式甲板纵桁的剖面尺寸取与纵骨架式强横梁相同。

2.8.3.9　甲板纵桁跨距内如承受上方支柱传递的集中载荷时，其剖面尺寸应用强度计算方法确定。

2.8.4　兼作舱口围板的甲板纵桁

2.8.4.1　兼作舱口围板的甲板纵桁，其剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值 ：

$$W = K\left(ch\frac{b_2}{2} + h_1\frac{b_1}{2}\right)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：K——系数，当舱口四角设有支柱时，取 $K = 5$；当舱口四角不设支柱而由端横梁支承时取 $K = 5.8$；

c、h——按本节 2.8.1.1 的规定确定；

h_1——舱口盖上的计算水柱高度，m，钢质取 0.25；其他取 0.15；若舱口盖上装载货物时，取货物的相当水柱高度；

b_1——舱口宽度，m

b_2——舱口一侧的甲板宽度，m；

l——舱口甲板纵桁跨距，m，当舱口四角设有支柱时，取支柱中心之间的距离；当舱口四角无支柱时，取舱口端横梁之间的距离。

2.8.4.2　舱口甲板纵桁的剖面惯性矩 I 应符合本节 2.8.3.3 的规定。

2.8.5　强横梁

2.8.5.1　甲板应设置强横梁。强横梁的间距应不大于 2.5m 且与强肋骨（或主肋骨）在同一平面内。

2.8.5.2　纵骨架式强横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 8cshl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：c、h——按本节 2.8.1.1 的规定确定；

s——强横梁间距，m；

l——强横梁跨距，m，对强力甲板取舷侧至纵舱壁(双向纵桁架)或纵舱壁(双向纵桁架)之间跨距点的距离。对上层建筑（或甲板室）甲板取纵围壁（或纵舱壁、支柱）之间的距离。跨距点按本篇 1.2.4 规定。

2.8.5.3　强横梁腹板在纵骨通过处的剩余高度应不小于腹板高度的 0.6 倍，否则开口处的剖面模数应满足上述要求。

电缆或管系如在甲板纵桁或强横梁腹板上穿过时，其开口高度应不大于纵桁或强横梁腹板高度的 25%，开孔宽度应不大于骨材间距的 60%，开孔边缘距梁端的距离应不小于该梁跨距的 25%，距面板的距离应不小于其腹板高度的 50%，否则应予以补偿。

2.8.5.4　横骨架式强横梁的剖面尺寸取与甲板纵桁相同。

2.8.5.5　强横梁跨距内如承受上方支柱传递的集中载荷时，其剖面尺寸应用强度计算方法确定。

2.8.6　舱口端横梁

2.8.6.1　舱口端横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 0.8Pl \qquad \text{cm}^3$$

式中：l——舱口端横梁跨距，m ，按本篇 1.2.4 的规定确定。

P——相当负荷，kN，按下列各式选取：

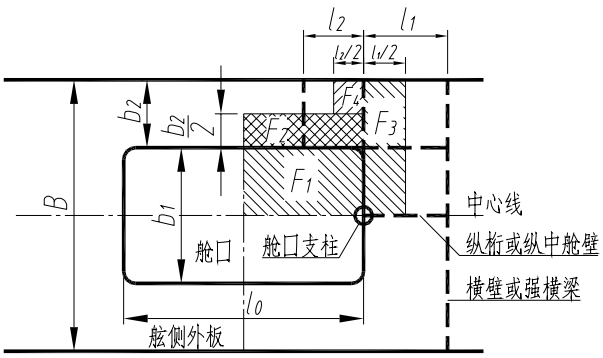
(1)　当舱口四角设有支柱时：$P = 9.8chF$

(2)　仅在舱口端横梁中点设有支柱，舱口甲板纵桁由舱口端横梁支承时：

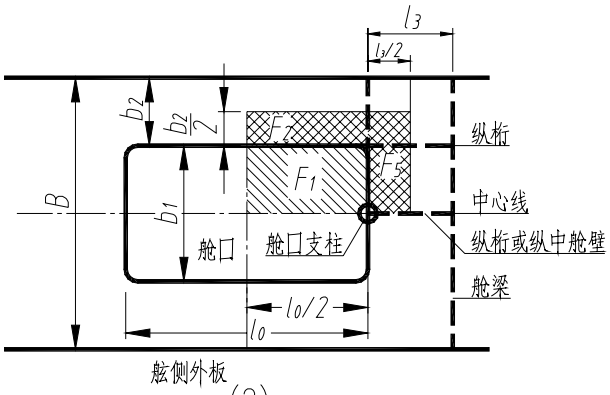
纵骨架式时，如图 2.8.6.1(1)所示：$P = 9.8\left[ch\left(F_3 + F_4 + KF_2\right) + Kh_1F_1\right]$

横骨架式时，如图 2.8.6.1(2)所示：$P = 9.8K\left[ch\left(F_5 + F_2\right) + h_1F_1\right]$

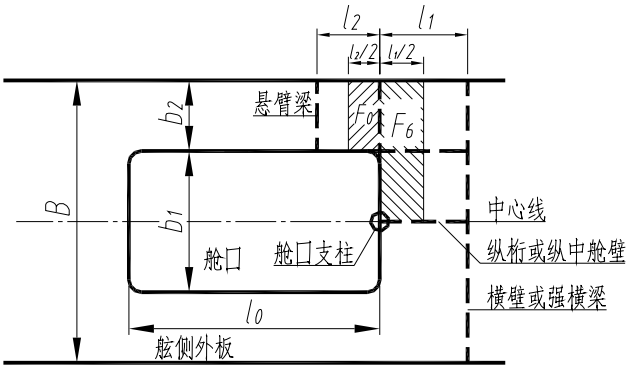
(3)　当设置悬臂梁时，如图2.8.6.1(3)所示：$P = 9.8ch\left(F_0 + F_6\right)$



(1)



(2)



(3)

图 2.8.6.1

其中：K——系数，按表 2.8.6.1 选取；

c、h——按本节 2.8.1.1 的规定确定；

h_1——按本节 2.8.4.1 的规定确定；

F——支承面积，m^2；取舱口端横梁与横舱壁(或相邻强横梁)间面积之半；F_0、F_1、F_2、F_3、F_4、F_5、F_6——各支承面积，m^2；如图 2.8.6.1。

表 2.8.6.1

甲板舱口纵桁距中剖面的距离	0.8 l	0.75 l	0.66 l	0.50 l	0.33 l	0.25 l	0.2 l
K 值	0.77	0.94	1.19	1.5	1.48	1.32	1.16

2.8.6.2　舱口端横梁剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 3Wl \qquad cm^4$$

式中：W——按本节 2.8.6.1 计算所得之剖面模数；

l——同本节 2.8.6.1 式。

2.8.7　舷伸甲板骨架

2.8.7.1　船舶可设置作为通道使用的舷伸甲板。舷伸甲板的舷伸梁间距应不大于 2.5m。舷伸梁应设置在舷侧强肋骨所在肋位。舷伸甲板下应设置纵骨或在舷伸梁之间设置普通横梁，其尺寸与甲板横梁或纵骨相同。

2.8.7.2　舷伸甲板的宽度一般应不大于 1.5m。舷伸梁在舷侧连接处的腹板高度应不小于舷伸甲板宽度的 1/3，其厚度应不小于上述高度的 1/100，但不小于 3mm，如图 2.8.7.2 所示。

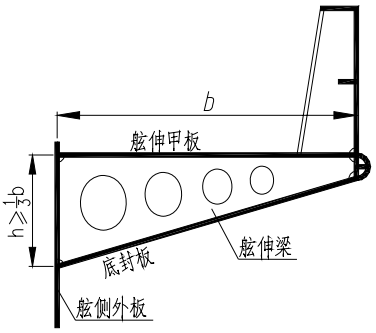


图 2.8.7.2

2.8.7.3　底封板的厚度应不小于舷侧外板厚度的 0.8 倍。

2.8.7.4　舷伸梁的底角应开有流水孔。每舷应适当布置泄水孔，并配有不锈材料制成的水密栓塞。

2.8.7.5　舷伸梁的腹板可以开圆形减轻孔，且开孔直径应不大于该处腹板高度的 0.5 倍。

2.8.8　局部加强

2.8.8.1　在设置甲板机械，舾装设备的部位，应视具体情况加设强横梁，短纵桁或支柱等。

第9节　悬臂梁

2.9.1　一般要求

2.9.1.1　本节所指的悬臂梁，是从舷边延伸至其所支持的舱口甲板纵桁的甲板强横梁，并假设悬臂梁均匀布置，舱口纵桁受悬臂梁支持，甲板及舱口盖承受均匀负荷。

2.9.1.2　悬臂梁面板与强肋骨面板内缘相交处为悬臂梁及支承强肋骨的计算剖面，如图 2.9.1.2　所示。

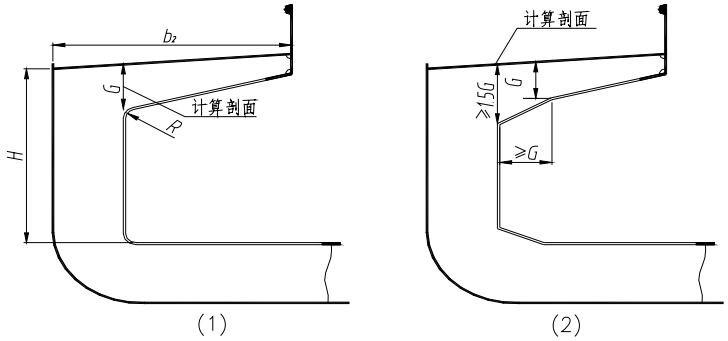


图 2.9.1.2

2.9.1.3　如舱口甲板纵桁由舱口端横梁和悬臂梁共同支承，舱口甲板纵桁的甲板下部分可与其他纵桁尺寸相同；甲板以上舱口围板应符合本章第 15 节的规定。

2.9.2　悬臂梁

2.9.2.1　悬臂梁的间距应不大于 2.5m。

2.9.2.2　悬臂梁计算剖面的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5.5hsb_2^2 + 28.5b_2l_0\left(\frac{b_1h_1 + b_2h - 0.144\dfrac{I}{l_0^3}}{n+1}\right) \qquad \text{cm}^3$$

式中：h——按本章 2.8.1.1 的规定计算；

h_1——按本章 2.8.4.1 的规定确定；

s——悬臂梁间距，m；

n——舱口一侧的悬臂梁数目；

b_1——舱口宽度，m；

b_2——舱口一侧的甲板宽度，m；

l_0——舱口长度，m；

I——舱口甲板纵桁的剖面惯性矩，cm^4。

2.9.2.3　悬臂梁末端腹板的截面积 a 应不小于按下式计算所得之值：

$$a = \frac{0.7l_0^3(b_1h_1 + b_2h) - 0.1I}{(n+1)l_0^2} \qquad \text{cm}^2$$

式中：h、h_1、b_1、b_2、l_0、I、n——均同本节 2.9.2.2 式。

悬臂梁腹板末端的高度，除应满足上式截面积的要求外，且应不小于计算剖面处腹板高度的 0.5 倍。

2.9.2.4　悬臂梁上方若设置有甲板机械或其他集中载荷时，悬臂梁应作特别考虑。

2.9.3　支承强肋骨

2.9.3.1　每根悬臂梁均应设置支承强肋骨，强肋骨计算剖面处的剖面模数W应不小于按下式计算所得之值：

$$W = W_e\left(1 - \frac{G}{H}\right) \qquad \text{cm}^3$$

式中：W_e——悬臂梁计算剖面处的剖面模数，cm^3；

G——悬臂梁计算剖面处的高度，m；

H——自实肋板面板与强肋骨面板相交点至甲板边线之间的垂直距离，m，如图 2.9.1.2 所示。

2.9.3.2　支承强肋骨的剖面模数从计算剖面起向下端可逐渐减少，但下端最小剖面模数应不小于计算剖面处剖面模数的 0.8 倍，且应不小于一般强肋骨的剖面尺寸。

2.9.4　肘板

2.9.4.1　悬臂梁与强肋骨交点处可以圆弧过渡，亦可增大悬臂梁腹板高度或用肘板过渡。若用圆弧过渡，则圆弧半径应不小于悬臂梁计算剖面处的高度；若采用肘板时，肘板的直角边长度应等于悬臂梁计算剖面处的高度。肘板的厚度及其面板的尺寸应与悬臂梁的腹板和面板相同。

2.9.4.2　在悬臂梁和强肋骨的交接范围内的腹板上应设置适当数量的防倾肘板或加强筋，如图 2.9.4.2 所示。

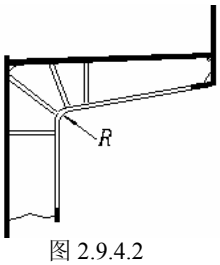


图 2.9.4.2

第10节　无支柱的甲板强骨架

2.10.1　甲板纵桁

2.10.1.1　横骨架式甲板在舱内不设支柱(不设悬臂梁)的甲板平面，其长度l与宽度b的比值在 $1 \leqslant l/b \leqslant 1.5$ 范围时，则甲板纵桁的剖面模数W应不小于按下式计算所得之值：

$$W = kcbhl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：c、h——按本章 2.8.1.1 的规定；

b——舱内甲板平面的最大宽度，m；

l——舱内甲板平面的长度，m。

k——系数，按下列条件选取：

(1)　甲板纵桁(舱口纵桁)和强横梁(舱口端梁)按图2.10.1.1(1)布置时，取k=0.7；

(2)　甲板纵桁(舱口纵桁)和强横梁(舱口端梁)按图2.10.1.1(2)布置时，取k=0.9；

(3)　甲板纵桁和强横梁按图2.10.1.1(3)布置时，取k=0.4；

若桁材的布置不能满足上述要求，则甲板纵桁(舱口纵桁)允许偏移不大于甲板宽度的 1/30；强横梁(舱口端梁)允许偏移不大于一个肋距。

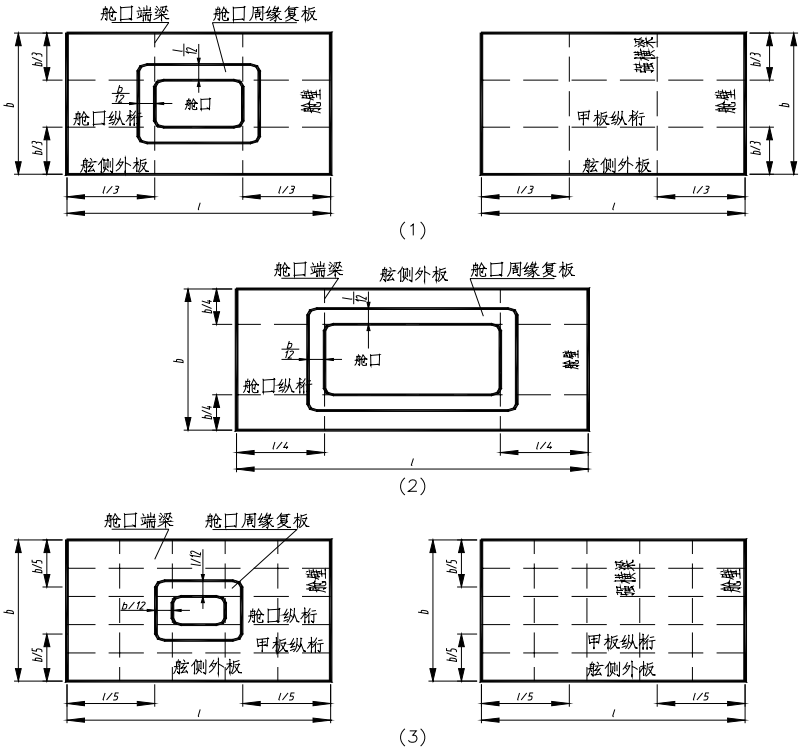


图 2.10.1.1

2.10.1.2　甲板纵桁的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 3Wl \qquad \text{cm}^4$$

式中：W ——按本节 2.10.1.1 式计算所得之剖面模数；

l ——同本节 2.10.1.1 式。

2.10.2　强横梁

2.10.2.1　强横梁的剖面尺寸取与甲板纵桁相同。

2.10.3　强肋骨

2.10.3.1　强横梁的两端应设置强肋骨，强肋骨上下两端腹板的平均高度为强横梁腹板高度的 0.8 倍，其厚度与强横梁相同，面板的剖面尺寸与强横梁相同。

如图 2.10.3.1 所示。

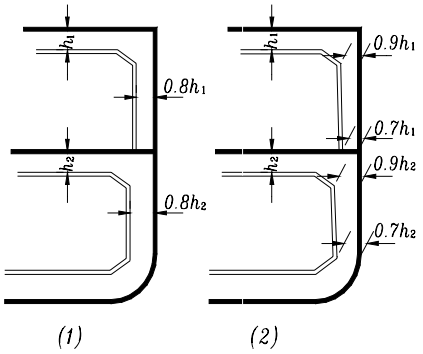


图 2.10.3.1

2.10.4　舱口周缘复板

2.10.4.1　舱口甲板纵桁和舱口端梁计算带板宽度由于开有舱口而损失，若剖面模数不能满足要求时，允许按图 2.10.1.1(1)、(2)、(3)所示的方法，沿舱口周围加厚或用复板补偿，复板宽度对舱口纵桁应为舱内甲板平面长度的 1/12；对舱口端梁应为舱内甲板平面宽度的 1/12。复板的厚度应不大于甲板的厚度。

第11节　支柱及桁架

2.11.1　支柱的设置与连接形式

2.11.1.1　各层甲板间的支柱应尽量设置在同一垂线上。

2.11.1.2　支柱上下两端应设置在强骨材上，且应加设垫板和肘板并与强骨材牢固焊接。肘板尺寸如图 2.11.1.2 所示。强力甲板以上甲板间的支柱可免设肘板。

最下层支柱的下端应尽量设置在实肋板与底纵桁(或内龙骨)的交叉点上。如支柱仅由实肋板支持，则在其与相邻两个实肋板间应设置短纵桁。如支柱仅由底纵桁(或内龙骨)支持，则应设置肘板与相邻的底纵骨、底纵桁(或内龙骨)连接。

2.11.1.3　油舱内禁止选用管形支柱。

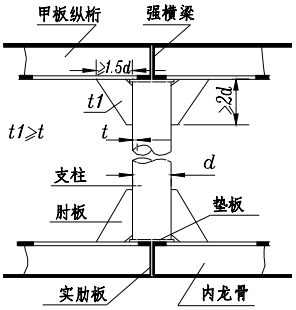


图 2.11.1.2

2.11.2　支柱负荷的确定

2.11.2.1　支柱计算负荷 P 应按下式计算：

$$P = 9.8cabh + c_1\left(0.95P'\right) \qquad \text{kN}$$

式中：c、h——按本章 2.8.1.1 的规定确定；

a、b——支柱所支持甲板面积的长度及宽度，m，如图 2.11.2.1 所示；

p'——上方支柱的负荷，kN；

c_1——系数，由下式计算所得：

$$c_1 = 2\frac{l_1^3}{l^3} - 3\frac{l_1^2}{l^2} + 1$$

其中：l_1——为上方支柱与下方计算支柱中心线间的距离，m；

l——为下方相邻两支柱中心线间的距离或支柱中心线与舱壁间的距离，m，如图 2.11.2.1 所示。

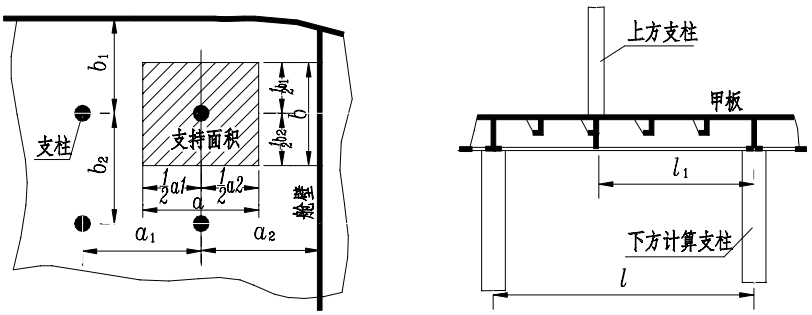


图 2.11.2.1

2.11.3　支柱

2.11.3.1　管形支柱

管形支柱尺寸可根据其长度(包括两端肘板在内)及负荷 P 按表 2.11.3.1 选取。

表 2.11.3.1

直径 (mm)	厚度 (mm)	剖面面积 (cm^2)	惯性半径 (cm)	支柱长度 (m) 1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
				支柱许用负荷 (KN)								
32	4	3.52	1.00	24.8	11.1							
	5	4.24	0.97	28.6	12.5							
42	3	3.68	1.38	34.5	22.7	12.3						
	4	4.78	1.35	44.3	28.2	15.4						
	5	5.81	1.32	53.1	32.7	17.8						
45	4	5.15	1.45	49.6	34.6	19.1						
	5	6.28	1.42	59.8	40.8	22.3						
	6	7.35	1.39	69.3	46.0	25.1						
50	4	5.78	1.63	58.4	45.1	27.1	17.4					
	5	7.07	1.60	71.1	54.1	32.0	20.5					
	6	8.29	1.57	82.6	62.0	36.1	23.0					
54	4	6.28	1.77	64.7	53.0	35.8	22.3					
	5	7.70	1.74	79.6	64.0	42.2	26.4					
	6	9.01	1.71	92.6	73.8	47.3	29.8					
60	4	7.04	1.99	75.5	64.6	49.3	31.5	21.9				
	5	8.64	1.95	92.2	78.3	58.8	37.1	25.8				
	6	10.20	1.92	108.8	91.4	67.7	42.4	29.5				
63.5	4	7.48	2.11	81.2	71.0	56.6	38.0	26.1				
	5	9.19	2.08	100.0	86.4	68.2	44.9	31.2				
	6	10.80	2.04	116.6	100.9	78.3	50.8	35.3				
70	4	8.29	2.34	91.7	82.4	69.5	52.7	35.6	26.2			
	5	10.20	2.31	112.7	100.9	84.5	63.4	42.6	31.4			
	6	12.10	2.27	133.3	118.6	99.0	72.7	48.9	36.0			
76	4	9.04	2.55	100.9	92.8	80.9	65.5	46.8	34.0			
	5	11.20	2.51	125.4	114.7	99.0	79.5	55.5	40.7			
	6	15.20	2.45	169.5	153.9	132.3	103.9	71.5	52.5			
89	4	10.70	3.01	122.5	114.7	104.9	91.7	75.9	55.9	42.7		
	5	13.20	2.98	150.9	141.1	128.4	112.7	92.3	68.6	51.7		
	6	15.60	2.94	177.4	166.6	150.9	131.3	106.8	78.2	59.5		
	8	20.40	2.88	232.3	216.6	196.0	168.6	135.2	97.5	74.6		
108	4	13.10	3.68	151.9	146.0	138.2	127.4	113.7	99.0	80.8	61.8	50.1
	5	16.20	3.65	188.2	180.3	169.5	156.8	140.1	120.5	98.0	75.2	61.0
	6	19.20	3.61	222.5	213.6	200.9	184.2	164.6	141.1	113.7	87.2	70.7
	7	22.20	3.58	256.8	246.0	231.3	212.7	189.1	161.7	129.4	99.0	80.3
	8	25.10	3.54	290.1	278.3	260.7	239.1	211.7	180.3	143.1	109.8	88.8
133	5	20.10	4.53	235.2	229.3	221.5	210.7	197.0	181.3	163.7	143.1	120.5
	6	23.90	4.49	280.3	272.4	262.6	249.9	233.2	214.6	193.1	168.6	140.1
	8	31.40	4.43	368.5	357.7	344.0	326.3	304.8	279.3	249.9	217.6	179.3
	10	38.60	4.36	451.8	439.0	421.4	399.8	372.4	340.1	302.8	259.7	212.7
146	5	22.20	4.98	260.7	255.8	247.8	238.1	226.4	211.7	195.0	176.4	155.8
	6	26.40	4.96	310.7	303.8	295.0	283.2	268.5	250.9	231.3	208.7	184.2
	8	34.70	4.89	407.7	398.9	386.1	370.4	350.8	328.3	300.9	270.5	237.2
	10	42.70	4.82	501.8	490.0	474.3	454.7	429.2	399.8	366.5	328.3	285.2
159	5	24.20	5.45	285.2	280.3	273.4	264.6	253.8	240.1	225.4	208.7	189.1
	6	28.80	5.41	339.1	333.2	325.4	314.6	300.9	285.2	267.5	247.0	223.4
	7	33.40	5.38	394.0	392.0	374.4	363.6	348.9	330.3	308.7	285.2	257.7
	9	42.40	5.32	499.8	490.0	477.3	461.6	441.0	408.7	389.1	358.7	323.4
	11	51.10	5.25	601.7	590.9	574.3	554.7	529.2	499.8	465.5	427.3	384.2
168	5.5	28.10	5.75	332.2	326.3	319.5	309.7	298.9	285.2	269.5	251.9	232.3
	7	35.40	5.70	417.5	411.6	401.8	390.0	375.3	357.7	338.1	315.6	290.1
	9	45.00	5.63	531.2	522.3	510.6	494.9	475.3	452.8	426.3	396.9	364.6
	11	54.30	5.56	640.9	630.1	614.5	595.8	571.3	543.9	511.6	475.3	434.1
180	5.5	30.20	6.17	357.7	352.8	345.9	337.1	330.3	313.6	298.9	282.2	264.6
	7	38.10	6.12	450.8	443.9	436.1	424.3	411.6	394.9	375.3	354.8	331.2
	9	48.40	6.05	572.3	564.5	552.7	538.3	520.4	499.8	475.3	447.9	416.5
	11	58.40	5.99	689.9	680.1	666.4	648.8	626.2	600.7	570.4	537.0	498.8
	5.5	32.60	6.67	386.1	382.2	375.3	367.5	357.7	345.9	332.2	317.5	299.9

194	5.5	32.60	6.67	386.1	382.2	375.3	367.5	357.7	345.9	332.2	317.5	299.9
	7	41.10	6.62	487.1	481.2	473.3	462.6	449.8	435.1	417.5	398.9	376.3
	8	46.20	6.58	546.8	541.0	531.2	519.4	505.7	488.0	468.4	446.9	421.4
	10	57.80	6.52	684.0	676.2	664.4	649.7	631.1	609.6	584.1	556.6	524.3
	12	68.60	6.45	812.4	801.6	787.9	769.3	747.7	721.3	690.9	656.6	618.4
219	6	40.20	7.53	477.3	473.3	466.5	458.6	449.8	438.1	425.3	410.6	394.0
	7	46.60	7.50	552.7	547.8	541.0	532.1	520.4	507.6	492.0	475.3	455.7
	8	53.00	7.47	629.2	623.3	615.4	604.7	591.9	576.2	559.6	539.0	517.4
	10	65.70	7.40	784.0	772.2	762.4	748.7	733.0	713.4	691.9	664.4	639.0
	12	78.00	7.33	925.1	916.3	904.5	887.9	868.3	843.7	819.3	788.9	754.6

2.11.3.2 “十”字型组合支柱

角钢组合支柱采用“十”字型组合时，支柱尺寸可根据其长度(包括两端肘板在内)及其负荷 P 按表 2.11.3.2 选取。

长度超过 0.8m 的“十”字型组合支柱型钢之间应设连接板连接。连接板长度应不小于型材高度的 2 倍，宽度应不小于型材高度，厚度应不小于型材厚度的 0.8 倍。连接板间距应不大于 0.8m。

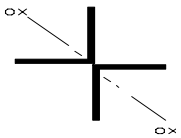


表 2.11.3.2

单角钢 型号		双角钢 剖面积 (cm^2)	双角钢 惯性半径 (cm)	支柱长度 (m) 1.0	1.3	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
				支柱许用负荷 (KN)								
4.0	4	6.14	1.54	60.7	53.6	44.9	25.7					
	5	7.28	1.52	71.5	62.9	52.3	29.7					
4.5	4	6.94	1.74	71.7	65.4	57.7	38.1	23.7				
	5	8.58	1.72	88.4	80.4	70.6	45.7	28.7				
	6	10.15	1.70	104.1	94.5	82.6	52.5	33.1				
5.0	4	7.79	1.94	83.0	77.3	70.3	52.6	33.1	23.0			
	5	9.61	1.92	102.1	94.9	86.2	63.8	40.0	27.8			
	6	11.38	1.91	120.8	112.2	101.7	74.9	46.9	32.5			
5.6	4	8.78	2.18	95.9	90.8	84.6	68.8	48.4	32.7	24.0		
	5	10.83	2.17	118.2	111.9	104.1	84.4	59.1	40.0	29.4		
	6	16.73	2.11	181.6	171.3	158.6	126.4	84.9	58.4	42.9		
6.3	4	9.96	2.46	111.0	106.0	100.9	86.8	68.7	47.3	34.7		
	5	12.29	2.45	136.9	131.3	124.4	106.8	84.2	57.8	42.5		
	6	14.58	2.43	162.2	155.4	147.1	125.9	98.7	67.5	49.6		
	8	19.08	2.40	211.9	202.8	191.6	163.2	126.7	86.2	63.3		
7.0	4	11.14	2.74	125.9	121.8	116.8	104.1	87.8	67.8	48.2	36.9	
	5	13.71	2.73	154.9	149.8	143.6	127.9	107.6	82.8	58.9	45.1	
	6	16.32	2.71	184.2	178.1	170.6	151.6	127.1	97.1	69.0	52.9	
	7	18.85	2.69	212.6	205.4	196.7	174.3	145.6	110.5	78.6	60.2	
	8	21.33	2.68	240.5	232.3	222.3	196.8	164.1	124.1	88.2	67.6	
7.5	5	14.73	2.92	167.7	162.9	157.1	142.3	123.2	99.9	72.4	55.4	43.8
	6	17.59	2.90	200.1	194.3	187.3	169.3	146.3	118.1	85.2	65.2	51.6
	7	20.32	2.89	231.0	224.3	216.1	195.3	168.4	135.7	97.8	74.8	59.1
	8	23.01	2.88	261.5	253.9	244.5	220.7	190.2	152.8	109.9	84.2	66.5
8.0	5	15.82	3.13	181.2	176.8	171.3	157.5	139.7	117.9	92.2	68.4	54.0
	6	18.79	3.11	215.1	209.8	203.2	186.6	165.2	139.0	108.0	80.2	63.0
	7	21.72	3.10	248.6	242.4	234.8	215.4	190.5	160.0	124.0	92.1	72.7
	8	24.61	3.08	281.5	274.4	265.6	243.4	214.8	179.8	138.5	103.0	81.4
9.0	6	21.27	3.51	245.9	241.1	235.3	220.5	201.4	178.2	150.7	119.0	91.3
	7	24.60	3.50	284.3	278.7	272.0	254.8	232.6	205.6	173.6	136.7	105.0
	8	27.89	3.48	322.2	315.8	308.1	288.3	262.9	231.9	195.2	152.9	117.7
	10	34.33	3.45	396.3	388.4	378.7	353.9	322.1	283.3	237.3	184.3	142.4
10.0	6	23.86	3.90	277.6	273.3	268.0	254.5	237.2	216.1	191.1	162.3	129.6
	7	27.59	3.89	320.9	315.9	309.8	294.1	274.0	249.5	220.4	186.9	149.0
	8	31.27	3.88	363.7	358.0	351.0	333.2	310.3	282.3	249.2	211.0	167.8
	10	38.52	3.84	447.7	440.6	431.8	409.3	380.5	345.3	303.7	255.7	201.3
	12	45.60	3.81	529.8	521.1	510.5	483.6	449.0	406.7	356.6	298.9	233.5
	14	52.51	3.77	609.7	599.5	587.1	555.4	514.7	464.9	406.1	338.2	261.2
12.5	8	39.50	4.88	464.1	459.6	454.0	439.6	421.5	399.1	372.7	342.2	307.7
	10	48.74	4.85	572.6	566.9	559.9	542.1	519.3	491.4	458.4	420.3	377.1
	12	57.82	4.82	679.1	672.2	663.9	642.5	615.1	581.5	541.9	496.2	444.4
	14	66.73	4.78	783.5	775.5	765.6	740.6	708.4	669.0	622.5	588.9	508.0

2.11.3.3　采用其他型式支柱时，其剖面积 a 按下式计算所得之值：

$$a=\frac{10P}{[\sigma]} \qquad \text{cm}^2$$

式中：P——支柱的负荷，kN，按本节 2.11.2 的规定计算；

$[\sigma]$——许用应力，N/mm^2，由下式计算确定：

$$l/r\le 120\text{时，}[\sigma]=119.56-4.9\times10^{-3}\left(\frac{l}{r}\right)^2$$

$$l/r>120\text{时，}[\sigma]=7.056\times10^{5}\Big/\left(\frac{l}{r}\right)^2$$

l——包括肘板在内的支柱长度，cm；

r——支柱剖面的最小惯性半径，cm。

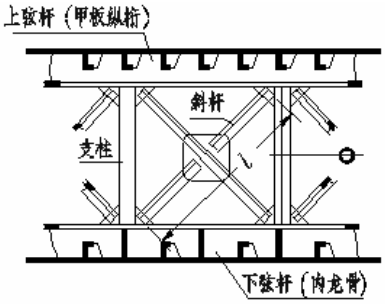
2.11.4　桁架设置范围与形式

2.11.4.1　纵、横桁架应至少在两横舱壁之间和两舷之间连续。

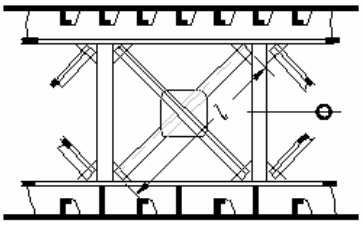
2.11.4.2　纵桁架在横舱壁终断处应在舱壁上对应设置垂直桁，并在舱壁另一面纵桁架平面内，设置过渡性的大肘板分别与甲板纵桁、内龙骨连接。

2.11.5　桁架

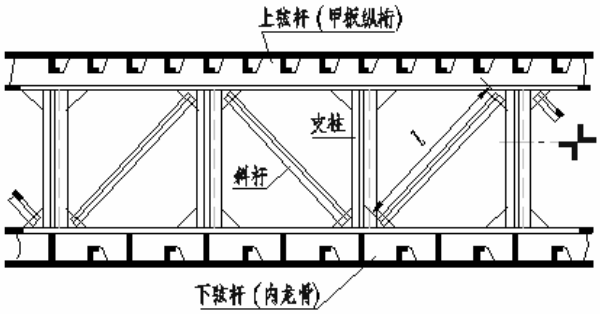
2.11.5.1　桁架由上弦杆、下弦杆、支柱和斜杆组成，如图 2.11.5.1 所示。



（1）双并角钢斜杆双向桁架



（2）单根角钢斜杆双向桁架



（3）双并角钢斜杆单向桁架

图 2.11.5.1

2.11.5.2　纵桁架：上弦杆为甲板纵桁，下弦杆为内龙骨。横桁架：上弦杆为强横梁，

下弦杆为实肋板。

2.11.5.3　支柱可为管形或角钢组合“十”字型或其他形式。支柱应符合本节对支柱的规定。

2.11.5.4　支柱间距一般不大于支柱高度的 1.1 倍。

2.11.5.5　斜杆布置可为双向型或单向型，每根斜杆可为双并角钢或单根角钢组成。

2.11.5.6　斜杆的剖面尺寸，根据斜杆的换算长度 l_1 和计算载荷 P_1 按表 2.11.5.6(1)或表 2.11.5.6(2)选取。

计算载荷 P_1 按下式计算：

$$P_1 = \frac{P}{2} \qquad \text{kN}$$

式中：P——按本节 2.11.2 计算所得之值；

斜杆的换算长度 l_1 按下式计算：

$$l_1 = kl \qquad \text{m}$$

式中：k——系数，双向斜杆取 k =0.6；单向斜杆取 k =1.0；

l——斜杆长度，m，见本节图 2.11.5.1 所示。

2.11.5.7　双并角钢的斜杆应用连接板搭接，连接板尺寸和间距与本节 2.11.3.2 支柱连接板相同。

2.11.5.8　双向斜杆在交叉处，应保持一根斜杆的连续。交叉处应设节点板，其尺寸应能保证间断型材端部搭接长度不小于型材高度的 2 倍。

2.11.5.9　斜杆端点应设置肘板，其尺寸除应符合本节 2.11.1.2 的规定外，还应能保证斜杆与肘板的搭接长度不小于型材高度。

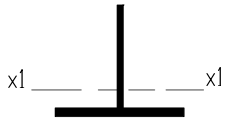


表 2.11.5.6(1)

单角钢型号		双角钢		斜杆的换算长度l_1 (m)								
		剖面积 (cm^2)	惯性半径 (cm)	1.0	1.25	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
				支柱许用负荷 (KN)								
4.0	4	6.14	1.22	53.2	41.9	28.7						
	5	7.28	1.21	62.5	49.0	33.4						
4.5	4	6.94	1.38	65.2	55.1	42.8	23.3	14.9				
	5	8.58	1.37	80.2	67.6	52.2	28.4	18.2				
	6	10.15	1.36	94.5	79.4	60.9	33.1	21.2				
5.0	4	7.79	1.54	77.0	68.0	56.9	32.6	20.9	14.5			
	5	9.61	1.53	94.8	83.5	69.7	39.7	25.4	17.6			
	6	11.38	1.52	111.7	98.0	81.7	46.4	29.7	20.6			
5.6	4	8.78	1.73	90.7	82.5	72.6	47.4	29.7	20.6	15.2		
	5	10.83	1.72	111.7	101.9	89.1	57.7	36.2	25.1	18.2		
	6	16.73	1.68	171.5	154.8	134.3	83.9	53.3	37.0	27.2		
6.3	4	9.96	1.96	106.8	99.0	90.5	68.3	43.2	30.0	22.1	16.9	
	5	12.29	1.94	131.3	121.5	110.7	82.9	52.2	36.3	26.7	20.4	
	6	14.58	1.93	154.8	144.1	131.3	98.0	61.4	42.6	31.3	23.9	
	8	19.08	1.90	210.9	188.2	169.5	124.5	77.8	54.0	39.7	30.4	
7.0	4	11.14	2.18	121.5	115.6	107.8	87.2	61.5	41.6	30.5	23.3	18.4
	5	13.71	2.16	149.9	141.1	131.3	106.8	73.9	50.2	36.9	28.2	22.3
	6	16.32	2.15	178.4	168.6	155.8	126.4	87.0	59.2	43.4	33.3	26.5
	7	18.85	2.14	204.8	194.0	180.3	145.0	99.0	67.7	49.7	38.1	30.1
	8	21.33	2.12	232.3	218.5	202.9	161.7	109.8	75.2	55.3	42.2	33.4
7.5	5	14.73	2.33	162.7	155.8	146.0	122.5	93.0	62.7	46.1	35.3	27.8
	6	17.59	2.31	194.0	185.2	174.4	146.0	109.8	73.6	54.1	41.4	32.7
	7	20.32	2.30	224.4	213.6	200.9	167.6	125.4	84.3	61.9	47.4	37.4
	8	23.01	2.28	253.8	241.1	226.4	188.2	139.2	93.8	68.9	52.7	41.7
8.0	5	15.82	2.48	176.4	169.5	160.7	139.2	110.7	76.2	56.1	42.9	33.9
	6	18.79	2.47	209.7	200.9	191.1	164.6	130.3	89.9	66.1	50.6	40.0
	7	21.72	2.46	242.1	232.3	220.5	189.1	149.9	102.9	75.8	58.0	45.8
	8	24.61	2.44	274.4	262.6	248.9	213.6	167.6	114.7	84.4	64.6	51.5
9.0	6	21.27	2.79	241.1	233.2	224.4	200.9	170.5	134.3	95.4	73.0	57.7
	7	24.60	2.78	278.3	269.5	258.7	232.3	197.0	153.9	109.8	83.9	66.3
	8	27.89	2.76	315.6	305.8	293.0	261.7	221.5	172.5	122.5	93.7	74.0
	10	34.33	2.74	388.1	375.3	359.7	320.5	270.5	208.7	140.0	113.7	89.8
10.0	6	23.86	3.10	273.4	266.6	257.7	236.2	209.7	175.4	136.2	100.9	79.9
	7	27.59	3.09	315.9	307.7	297.9	273.4	241.1	202.9	156.8	116.6	91.8
	8	31.27	3.09	357.7	348.9	337.1	309.7	273.4	228.3	176.4	131.3	103.9
	10	38.52	3.05	440.0	429.2	414.5	379.3	334.2	278.3	211.7	157.8	124.5
	12	45.60	3.03	521.4	507.6	490.0	447.9	393.0	326.3	247.0	184.2	146.0
	14	52.51	3.00	599.8	583.1	563.5	513.5	448.8	370.8	277.3	208.7	164.6
12.5	8	39.50	3.88	459.6	451.8	443.0	420.4	392.0	356.7	314.6	266.6	211.7
	10	48.74	3.85	566.4	557.6	546.8	518.4	482.2	438.1	385.1	325.4	256.8
	12	57.82	3.83	672.3	661.5	647.8	614.5	570.4	517.4	454.7	382.2	299.9
	14	66.73	3.80	775.2	762.4	746.8	707.6	656.6	593.9	520.4	435.1	339.1

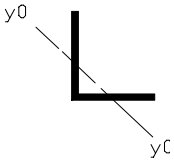


表 2.11.5.6(2)

单角钢型号		双角钢		斜杆的换算长度l_1 (m)								
		剖面积 (cm^2)	惯性半径 (cm)	1.0	1.25	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
				支柱许用负荷 (KN)								
5.0	3	2.97	1.00	21.0	13.4	9.3	5.3					
	4	3.90	0.99	27.2	17.3	12.0	6.8					
	5	4.80	0.98	32.9	20.8	14.5	8.1					
	6	5.70	0.98	39.1	24.7	17.2	9.7					
5.6	3	3.34	1.13	27.2	19.9	13.4	7.6					
	4	4.39	1.11	35.0	25.2	17.0	9.5					
	5	5.42	1.10	42.8	30.5	20.6	11.6					
	6	8.37	1.09	65.6	46.2	31.2	17.5					
6.3	4	4.98	1.26	44.2	35.6	25.0	13.9	8.9				
	5	6.14	1.25	54.2	43.3	30.1	17.0	10.9				
	6	7.29	1.24	63.9	50.9	35.2	19.8	12.6				
	8	9.52	1.23	83.0	65.7	45.2	25.4	16.3				
7.0	4	5.58	1.40	52.7	44.9	35.4	19.3	12.3				
	5	6.88	1.39	64.8	55.0	43.0	23.4	15.0				
	6	8.16	1.38	76.5	64.8	50.3	27.4	17.5				
	7	9.42	1.38	88.4	74.8	58.1	31.7	20.3				
	8	10.68	1.37	100.0	84.1	65.0	35.4	22.6				
7.5	5	7.37	1.50	72.0	63.0	52.0	29.3	18.7	13.0			
	6	8.80	1.49	85.8	74.9	61.5	34.5	22.1	15.3			
	7	10.16	1.48	99.0	86.0	70.4	39.3	25.1	17.4			
	8	11.50	1.47	111.7	96.7	78.8	43.8	28.0	19.5			
8.0	5	7.91	1.60	79.5	71.0	60.5	35.8	22.8	15.9			
	6	9.40	1.59	94.2	83.9	71.4	41.9	26.9	18.6			
	7	10.86	1.58	108.8	96.5	81.9	47.8	30.6	21.3			
	8	12.30	1.57	122.5	108.8	92.0	53.5	34.2	23.8			
9.0	6	10.64	1.80	110.7	101.9	91.0	62.8	38.9	27.1	19.9		
	7	12.30	1.78	128.4	117.6	103.9	71.0	44.0	30.6	22.4		
	8	13.94	1.77	145.0	133.3	118.6	80.5	49.9	34.6	25.5		
	10	17.18	1.76	178.4	162.7	144.1	96.7	60.1	41.8	30.7		
10.0	6	11.93	2.00	128.4	119.6	109.8	84.2	53.9	37.4	27.5	21.1	
	7	13.80	1.99	148.0	138.2	126.4	96.7	61.7	42.8	31.5	24.1	
	8	15.64	1.98	167.6	156.8	143.1	108.8	69.2	48.1	35.3	27.1	
	10	19.26	1.96	205.8	192.1	175.4	132.3	83.5	58.0	42.6	32.6	
	12	22.80	1.95	243.0	226.4	206.8	154.8	97.9	68.0	50.0	38.2	

第12节　舱 壁

2.12.1　一般要求

2.12.1.1　船长大于 30m 的船舶，在船首应设置一道水密舱壁，其位置一般在距首垂线 0.05～0.1L 范围内，舱壁的高度应延伸至干舷甲板或首升高甲板。

船长小于或等于 30m 的船舶的防撞舱壁距首垂线的距离应不大于 3.0m。

在尾部也应设置一道水密舱壁，其高度应延伸至干舷甲板或尾升高甲板。

2.12.1.2　船长大于 30m 的船舶的机舱前后舱壁以及船长小于或等于 30m 的船舶的机舱前舱壁应为水密舱壁。

2.12.1.3　强力甲板下横向舱壁的间距应不大于下式计算所得之值：

$$l = K_l \cdot D_1 \qquad m$$

式中：K_l——系数，$K_l = 5.93 - 0.94\left(\frac{L}{B}\right) + 0.164\left(\frac{L}{B}\right)^2$；当 $K_l > 6$ 时，取 $K_l = 6$；

D_1——在船长中点处沿舷侧自平板龙骨上表面量至强力甲板下表面的垂直距离，m；

L——船长，m；

B——船宽，m。

若不能满足此项要求时，应在两舱壁之间增设符合本章 2.11.4 规定的双向横桁架。

2.12.1.4　防撞舱壁上禁止开门或人孔。其余水密舱壁上一般不应开门或人孔，如必须开时，应经本社同意，并应保证水密。

A、B 级航区客船及 J 级航段的船舶，不应在水密舱壁上开门；若设有双层底或符合本章 2.14.2 规定的轴隧时，可在机舱后舱壁上开设水密门。

电缆、舵链、车钟链等穿过舱壁时，应沿干舷甲板下表面敷设。

2.12.1.5　燃油舱与淡水舱、食物舱之间应设隔离舱。压载水舱可以代替隔离舱。深油舱与干货舱相邻的舱壁上不应开孔，有加热设备的燃油舱和干货舱相邻的舱壁，应在货舱的一侧采取适当的隔热措施。

2.12.1.6　舱壁扶强材、桁材应尽量与甲板、船底、舷侧等部位的骨材相连接。

2.12.1.7　客船干舷甲板下的水密横舱壁以及货船为满足破损稳性所设置的水密舱壁，其结构应满足本章对深舱舱壁的要求。

2.12.2　平面水密舱壁板

2.12.2.1　平面水密舱壁底列板厚度应不小于按下式计算所得之值：

$$t = Ks\sqrt{h} + c \qquad \text{mm}$$

式中：K、c——系数，按表 2.12.2.1 选取；

s——扶强材间距，m；

h——由舱壁下缘量至舱壁顶端(深舱舱壁另加 0.5m)或量至溢流管顶端的垂直距离，m，取大者，但应不小于 2.0m。

底列板以上各列板的厚度可以逐步递减，但顶列板的厚度应不小于 3.0mm，深舱舱壁顶列板的厚度应不小于 3.5mm。

表 2.12.2.1

舱壁种类	防撞舱壁	干货舱壁	深舱舱壁
K	4.0	3.2	4.2
c	0.5	0	1.0

2.12.2.2　污水沟、污水井处的舱壁板应局部增厚。尾轴通过处的舱壁板应局部增厚50%。

2.12.2.3　平面纵舱壁的厚度应符合本节 2.12.2.1 对干货舱舱壁的规定。

2.12.3　平面舱壁扶强材

2.12.3.1　平面舱壁扶强材一般应竖向布置。

2.12.3.2　平面舱壁扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = Kshl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：K——系数，按表 2.12.3.2 选取；

表 2.12.3.2

扶强材种类	固定情况	K 值		
		防撞舱壁	干货舱舱壁	深舱舱壁
垂直扶强材	两端有肘板	4.0	3.0	5.0
	一端有肘板	4.8	3.6	6.0
	两端无肘板	5.35	4.0	6.6
水平扶强材		—	3.8	3.8

s——扶强材间距，m，防撞舱壁和深舱舱壁扶强材间距应不大于 650mm，干货舱舱壁扶强材间距应不大于 750mm；

h——自扶强材中点量至舱壁顶端(深舱舱壁加 0.5m)或量至溢流管顶端的垂直距离，取大者，m，但应不小于 2.0m；

l——扶强材的跨距，m，取包括肘板在内的扶强材长度，若设有与扶强材垂直的桁材，取桁材至扶强材端部或桁材之间的距离，取大者。

2.12.3.3　平面纵舱壁扶强材的剖面模数 W 应符合本节 2.12.3.2 对干货舱舱壁扶强材的规定。

2.12.3.4　支持甲板纵桁的垂直桁（或扶强材）连同带板（带板宽度取垂直桁最小间距的 0.5 倍）的剖面积应符合本章 2.11.3.3 的规定。

2.12.4　垂直桁和水平桁

2.12.4.1　平面舱壁应设置垂直桁。横舱舱壁垂直桁应与底龙骨和甲板纵桁在同一平面内。纵舱舱壁垂直桁的间距应不大于 2.5m 且强肋骨（或主肋骨）在同一平面内。

2.12.4.2　垂直桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = Kbhl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：K——系数，按表 2.12.4.2 选取；

b——垂直桁的支撑宽度，m，即垂直桁间距中点之间或垂直桁间距中点与舷边(或纵舱壁)间距中点的距离，如图 2.12.4.2 所示；

h——由垂直桁中点量至干舷甲板上方(深舱舱壁加 0.5m)或量至溢流管顶端的垂直距离，m，取大者，但应不小于 2.0m；

l——垂直桁跨距，m，按本篇 1.2.4 的规定确定。

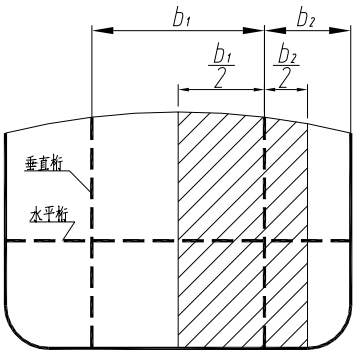


图 2.12.4.2

表 2.12.4.2

舱壁种类	平面水密舱壁	深舱舱壁	纵舱壁（扶强材水平布置）
K	4.1	5.0	4.2

2.12.4.3　若船舶需要增加水平方向的抗挤压强度，可在平面水密舱壁上设置水平桁。水平桁的剖面尺寸应与垂直桁的剖面尺寸相同。

2.12.5　对称槽形舱壁

2.12.5.1　允许用对称槽形舱壁代替平面舱壁。

2.12.5.2　槽形各部尺度的代号如图 2.12.5.2 所示。

图中：

s——槽形全宽，mm；

a——槽形平面部分宽度，mm；

b——槽形斜面部分宽度，mm；

d——槽形深度，mm；

α——槽形斜面部分与平面部分的夹角，应不小于 40°；

t——舱壁厚度，mm。

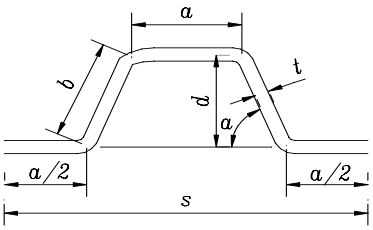


图 2.12.5.2

2.12.5.3　槽形舱壁厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值：

$$t = \frac{Kshl^2}{\left(a + \frac{b}{3}\right)d} \qquad \text{mm}$$

$$t = \frac{a}{85} \qquad \text{mm}$$

式中：a、s、b、t、d——按本节 2.12.5.2 的规定；

K——系数，按表 2.12.5.3 选取；

l——槽形跨距，m；

h——若槽形垂直布置由跨距中点(槽形水平布置由槽形中心线)量至舱壁顶端(深舱舱壁加 0.5m)或量至溢流管顶端的垂直距离，m，取大者，但应不小于 2.0m。

表 2.12.5.3

舱壁种类	防撞舱壁	干舱舱壁	深舱舱壁
K	4.8	3.6	6.0

2.12.5.4　槽形舱壁的槽形如垂直布置时应设置一道水平桁，以保证船体的横向挤压强度。水平桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = Kbhl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：b——水平桁支持宽度，m，即水平桁与舱底、舱顶间距中点之间的距离；

h——由水平桁量至干舷甲板上方(深舱舱壁另加 0.5m)或量至溢流管顶端的垂直距离，m，取大者，但应不小于 2.0m；

l——水平桁跨距，m，按本篇 1.2.4 的规定确定；

K——系数，按下式计算：

$$K = c\frac{H}{b_1}$$

其中：c——系数，按表 2.12.5.4 选取；

H——舱壁深度，m；

b_1——舱壁宽度，m。

表 2.12.5.4

舱壁种类	防撞舱壁	干舱舱壁
c	3.33	2.73

2.12.5.5　槽形舱壁的槽形如水平布置，应在每个强肋骨的平面内设置垂直桁。垂直桁的剖面尺寸应与平面纵舱壁的垂直桁相同。

2.12.5.6　垂直桁和水平桁的腹板计算高度取其板面与槽形壁间的最小距离。

垂直桁和水平桁腹板的一侧应设有肘板，肘板间距应为槽形的全宽。肘板的一边和桁材面板焊接，另一边的宽度应不小于腹板高度的一半，肘板厚度与桁材腹板厚度相同。

2.12.5.7　槽形舱壁如不设置桁材应经本社同意。

2.12.5.8　允许采用与对称槽形舱壁等强度的其他形式的槽形舱壁。

2.12.6　平面制荡舱壁

2.12.6.1　制荡舱壁应尽量设计成对其他构件不起有效支持作用，以便减轻制荡舱壁的结构重量。否则应按平面纵舱壁的有关要求设计。

2.12.6.2　制荡舱壁的厚度应不小于 2.5mm。

2.12.6.3　制荡舱壁扶强材的剖面模数应不小于相应平面纵舱壁扶强材剖面模数的 50%。

第13节　首尾结构及尾轴架

2.13.1　板型首柱及型材首柱

2.13.1.1　板型首柱的厚度，应较中部船底板增厚 2mm(包括火加工余量在内)。此厚度应从平板龙骨与首柱连接处的圆弧部位开始，保持至满载水线处；其以上部分可逐渐减小，至顶部可为该处舷侧外板的厚度。首柱内应设置纵向加强筋和间距不大于 0.8m 的横肘板，满载水线以上横肘板间距可增大至 1m。横肘板厚度应与邻接舷侧板厚度相同。在曲率半径较小的部位，如安装纵向加强筋有困难时允许免设，但横肘板间距应不大于 0.5m。中内龙骨、甲板纵桁均应与首柱及邻近的横肘板牢固连接。如图 2.13.1.1 所示。

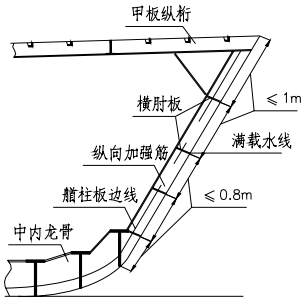


图 2.13.1.1

2.13.1.2　如曲率半径较小可用圆钢或钢管代替板型首柱。其下端与平板龙骨、上端与板型首柱牢固连接，钢管尺寸应根据船长 L 按表 2.13.1.2 选取。若采用圆钢，圆钢直径应不小于按下式计算所得之值：

$$d = C(L + 35) \qquad \text{mm}$$

式中：C——系数，A 级航区船舶取 C=1.0；B、C 级航区船舶取 C=0.8；

L——船长，m。

表 2.13.1.2

船长 L（m）		≥20 至 25	>25 至 30	>30 至 35	>35 至 40	>40 至 45	>45 至 50	>50 至 55	>55 至 60	>60 至 65
钢管外径×厚度(mm)	A 级航区	70×6	83×6	89×7	89×8	102×8	108×8	114×8.5	121×9	121×10
	B、C 级航区	55×5	62×5 57×6	63×6	70×6	77×6 68×6	83×6 74×8	91×6 80×8	86×8	92×8

2.13.2　首尖舱骨架

2.13.2.1　首尖舱内可采用纵骨架式或横骨架式结构。若采用横骨架式结构则应于每个肋位设置实肋板，尖瘦型船实肋板的高度应向船首逐渐升高。中内龙骨应延伸至首柱(平头型船应延伸至与首封板垂直桁连接)，其高度和厚度应与实肋板相同。若底部特别尖瘦设置中内龙骨有困难可允许设置不到船底的中内龙骨，此时，中内龙骨腹板高度应不小于原高度的 1/3；或中内龙骨在防撞舱壁前逐渐消失，此时与中内龙骨不连接的实肋板应用加强筋加强。

2.13.2.2　舷侧为主肋骨制的船舶，首尖舱内应设置强肋骨与舷侧纵桁，强肋骨的间距应不大于 2.5m。舷侧纵桁应自防撞舱壁延伸至首柱并与首柱横肘板连接。首尖舱舱深小于或等于 2m 者，舷侧纵桁可免设。强肋骨腹板厚度应与实肋板厚度相同，高度应为主肋骨型材高度的 2.5 倍，其自由边应折边或加面板，舷侧纵桁剖面尺寸应与强肋骨相同。

2.13.2.3　首尖舱内干舷甲板下若设置有平台甲板可免设舷侧纵桁与强肋骨。

2.13.3　尾柱

2.13.3.1　无舵柱的单螺旋桨船的矩形推进器柱，可采用铸钢、锻钢或轧制扁钢焊接组成。尾柱最小剖面尺寸(如图 2.13.3.1 所示)应不小于按下式计算所得之值：

型深 D≤4m 时：

推进器柱宽度：$b = 0.55L + 11D + 80$　mm；

推进器柱厚度：$t = 0.25L + 5D + 20$　mm；

型深 D>4m 时：

推进器柱宽度：$b = 0.55L + 22D + 36$　mm；

推进器柱厚度：$t = 0.25L + 10D$　mm；

式中：L——船长，m；

B、C 级航区船舶的尾柱厚度可按上两式减少 5mm。

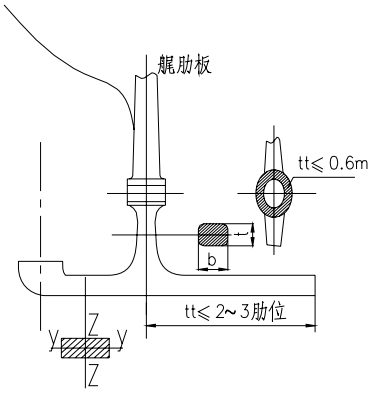


图 2.13.3.1

2.13.3.2　舵托自推进器柱起向前延伸应不少于 2 个肋距，船长大于 80m 时，应不少于 3 个肋距。舵托骨材应与船底牢固焊接，向后延伸应尽可能缩短。对双螺旋桨船舵托骨材延伸部分可减少 50%。

舵托骨材在靠近推进器柱处的剖面处对垂直中和轴的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 0.19Al(V+4)^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：A——舵面积，　m^2；

V——最大计算航速，km/h，且应不小于 10km/h；

L——舵杆中心线至计算剖面距离，m。

上述剖面对水平中和轴的剖面模数 W 应不小于上式计算所得之值的 1/3。

2.13.3.3　板形推进器柱的厚度应为中部船底板厚度的 2 倍。剖面长度 l 为本节 2.13.3.1 所述推进器柱宽度 b 的两倍。剖面宽度 b_1 可根据船尾线型决定，一般约为 0.8l。如图 2.13.3.3。双螺旋桨船舶的板型推进器柱厚度可与首柱相同。非自航船的板型尾柱厚度可与平板龙骨相同。板型推进器柱或尾柱内应设置水平肘板，其间距应不大于 650mm。肘板厚度应为板型推进器柱或尾柱厚度的 0.6～0.8 倍。板型推进器柱或尾柱与外板应用对接焊连接。

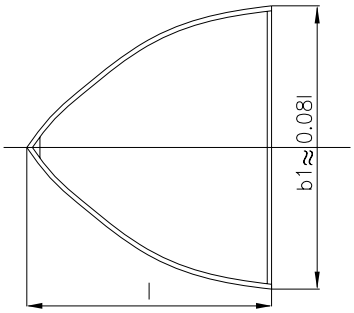


图 2.13.3.3

2.13.3.4　推进器柱或尾柱上端应伸入船体内部与尾肋板或舱壁板牢固连接。此时尾肋板或舱壁底列板应增厚 0.5 倍。尾肋板应适当加高。

2.13.3.5　推进器柱轴毂在搪孔后的壁厚应不小于矩形推进器柱厚度的 0.6 倍。

2.13.4　尾轴架

2.13.4.1　尾轴架可用铸钢、锻钢或钢板焊接制成。

2.13.4.2　钢板焊接组成的人字轴架或单臂空心尾轴架应与本节 2.13.4.5 或 2.13.4.7 规定的强度相等。

2.13.4.3　尾轴架应伸入船底内部与强骨材连接，并适当加强。轴架穿过处的外板厚度应符合本章 2.3.8.1 的规定。

2.13.4.4　人字轴架两个支臂间的夹角应尽可能为 90°，允许±10°的变化，采用四叶螺旋桨时，允许夹角变化±20°。

2.13.4.5　铸钢或锻钢人字轴架每个支臂和轴毂的尺寸应不小于下列规定：

支臂厚度　$t \geq 0.44d_t$　　mm

支臂剖面积　$a \geq 0.44d_t^2$　　mm^2

轴毂搪孔后厚度　$t_1 \geq 0.33d_t$　　mm

轴毂长度　$l_1 \approx 3d_t$　　mm

与船体连接的焊缝剖面积　$a' = 0.2d_t^2$　　mm^2

式中：d_t——尾轴架处螺旋桨轴直径，mm。

2.13.4.6　主机功率小于或等于 220kW 的船舶，允许采用可拆卸人字轴架，其构件尺寸应不小于本节 2.13.4.5 的规定，其连接螺旋栓应提供强度计算。

2.13.4.7　单臂尾轴架在与船壳外板连接处的横剖面对纵向中和轴的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 1.05d_t^3\sqrt{\frac{122l^2 + 0.12d_t^2}{9d_t^2 + 0.187D^2}} \qquad cm^3$$

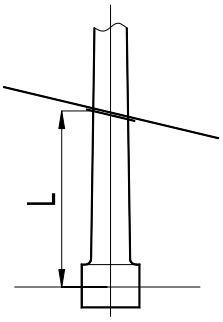


图 2.13.4.7

式中：d_t——尾轴架处的螺旋桨轴直径，cm；

D——螺旋桨直径，cm；

l——支臂轴毂中心线至轴架中心与船体交点的距离，m，如图 2.13.4.7 所

2.13.4.8　如一根尾轴上设置两个尾轴架，则距离螺旋桨较远的尾轴架的构件剖面尺寸可适当减少为本节 2.13.4.5、2.13.4.7 规定的 0.8 倍。

2.13.5　尾尖舱骨架

2.13.5.1　自航船的尾尖舱应于每个肋位设置实肋板。对单螺旋桨船，实肋板应伸至尾轴套筒以上足够高度。

2.13.5.2　线型较丰满的尾端当设置放射形状的斜肋骨和横梁时，斜肋骨沿满载水线的间距应不大于 650mm。

2.13.5.3　有尾突出体的船舶，旁内龙骨和甲板纵桁应尽可能伸至尾突出体的末端。若有困难则至少应伸至尾柱后 3 个肋距。在中纵剖面处应有与肋板和强横梁尺寸相同的船底中桁材和甲板纵桁。对于尾突出体较长的船舶，应特别注意尾柱部位过渡范围的结构连续性。

2.13.6　尾封板及平头型船首封板骨架

2.13.6.1　首尾封板应设置垂直或水平扶强材，其剖面尺寸应不小于船中部舷侧肋骨的剖面尺寸，间距不大于肋骨或纵骨间距。

2.13.6.2　首尾封板应设置垂直桁，其剖面尺寸应不小于甲板纵桁的剖面尺寸。垂直桁应与甲板纵桁及底龙骨在同一平面内并用肘板连接。首尾封板的高度大于 1.2 m 时，尚应设置一道水平桁，其剖面尺寸与垂直桁相同。

2.13.7　桨叶与外板的间隙

2.13.7.1　双桨船的螺旋桨叶与外板间隙 C 建议不小于按下式计算所得之值：

$$C = K_1 K_2 D \frac{\left(0.1166\sqrt{N_e} + 10\right)}{100} \qquad \text{m}$$

式中：N_e——主机单机额定功率，kW；

D——螺旋桨直径 m；

K_1——螺旋桨叶数修正系数：

三叶，K_1=1.2；

四叶，K_1=1.0；

五叶，K_1=0.85；

K_2——船型修正系数：

船长小于或等于 30m 的船舶取 K_2=0.8；船长大于 30m 的船舶取 K_2=1.0；

船长大于或等于 40m 的客船取 K_2=1.1。

2.13.7.2　单桨船的螺旋桨桨叶与外板的间隙建议不小于 0.1D（D 为螺旋桨直径）。

2.13.7.3　隧道型船舶的螺旋桨桨叶与外板的间隙可适当减小。

第14节　主机基座、轴隧及机舱骨架

2.14.1　主机基座

2.14.1.1　单底船的主机基座纵桁应尽可能延伸至机舱前后舱壁，并用肘板与舱壁相应扶强材连接。在主机基座以外，基座纵桁高度可逐渐减小至肋板高度，其尺寸也可减小至相应的机舱内旁内龙骨尺寸。

2.14.1.2　双层底船的主机基座纵桁应与双层底内部旁桁材处于同一平面内，或在基座纵桁下设置局部桁材。

2.14.1.3　柴油机主机基座的构件尺寸应不小于按下式计算所得之值：

纵桁面板厚度　$t = 1.55 \times \sqrt[3]{N_e} + 3.6$　mm

纵桁腹板厚度　$t_1 = (0.1h + 0.6)t$　mm

横隔板及横肘板厚度　$t_2 = 0.77t_1$　mm

式中：N_e——主机单机额定功率，kW；

h——纵桁腹板高度，m。

2.14.1.4　基座纵桁腹板上的开孔宽度应不大于 150mm，高度应不大于腹板高度的 1/3，否则应予以补强。

2.14.1.5　主机基座应在每个肋位处设置横隔板和横肘板。主机基座外侧横肘板的宽度应尽可能与其高度相等，如有困难，应不小于肘板高度的 0.75 倍。横隔板与横肘板均应设有面板。

2.14.2　轴隧

2.14.2.1　轴隧系指供机舱人员出入对轴系进行检查的通道。轴隧应水密，轴隧和机舱之间的舱壁应设置水密门。轴隧长度超过 10m 时应设置通向上层甲板的应急通道。

2.14.2.2　轴隧的自由通道宽度应不小于 400mm。

2.14.2.3　轴隧壁的厚度及扶强材，应分别不小于对水密舱壁的要求。轴隧通过深水舱、

燃油舱或顶部载有货物时，则轴隧壁的厚度应按深水舱、燃油舱或按甲板的有关规定进行校核。

2.14.2.4　轴隧扶强材应与实肋板设置在同一平面内，其下端应用肘板与实肋板相连接。

2.14.3　机舱骨架

2.14.3.1　在机舱骨架特别是船底骨架设计时，应注意避免应力集中。

2.14.3.2　横骨架式单底应在每个肋位设置实肋板，纵骨架式实肋板间距应不大于1.25m。实肋板应为“T”形组合型材。双层底实肋板间距不论何种骨架形式均应不大于 1.25m，推力轴承座下部、基座下部及支柱下方等处均应每个肋位设置实肋板。

2.14.3.3　单底实肋板腹板应按本章2.5.2.2对货舱实肋板所要求的腹板厚度增厚1mm，面板剖面积应增加 1 倍。双层底实肋板腹板厚度应较机舱外实肋板厚度增厚 1mm，且应设置间距不大于双层底高度的加强筋。加强筋的厚度取与实肋板厚度相同，宽度为厚度的 8 倍。

2.14.3.4　双层底内组合肋板的船底骨材和内底骨材的剖面模数应为本章 2.6.6 规定值的 1.2 倍。

2.14.3.5　单层底船机舱内内龙骨的面板和腹板应不小于机舱实肋板的尺寸。双层底船中桁材和旁桁材的厚度应较机舱外的中桁材、旁桁材增加 1mm。

基座范围内的底桁材的厚度应不小于本节2.14.1.3规定的基座桁材的腹板厚度的0.8倍。

2.14.3.6　除纵骨架式舷侧外，机舱内舷侧骨架均应为交替肋骨制。当型深大于 2.0m 时，机舱内舷侧均应设置自机舱前壁至后壁的舷侧纵桁，其剖面尺寸应与强肋骨相同。

第15节　舱 口

2.15.1　一般要求

2.15.1.1　干舷甲板上的舱口，除满足本节要求外，尚应符合船舶登记国主管机关的有关规定。

2.15.2　舱口围板

2.15.2.1　强力甲板上非纵通舱口围板厚度一般应不小于表 2.15.2.1 的规定，非强力甲板上的舱口围板厚度可适当减薄。围板顶缘应设有加强型材。

表 2.15.2.1

航　区	船长 L（m）	围板厚度（mm）
A 级	≤50	4.5
	50～100	6
	≥100	7
B、C 级	≤50	4
	＞50	5

2.15.2.2　露天的非长大舱口围板的高度一般应在 200～350mm 范围内，若舱口围板较高时，应设水平加强材及垂向肘板。非露天的舱口围板高度可适当降低。

2.15.3　舱口活动横梁

2.15.3.1　舱口活动横梁在跨度中点处的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 7sh_1l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：h_1——舱口盖上计算水柱高度，m，钢质取 0.25，其他取 0.15；若舱口盖上装载货物时，取货物的相当水柱高度；

s——活动横梁间距，m；

l——活动横梁长度，m。

活动横梁两端的腹板高度可以逐渐减小至中部的 2/3。

2.15.3.2　活动横梁的承座应用有效的装置把舱口活动横梁固定于其中。承座的支承长度应不小于 70mm。

2.15.4　舱口盖

2.15.4.1　舱口盖一般应用钢质材料制成。钢质舱口盖应按本篇第 14 章第 7 节的规定计算校核其构件尺寸及强度和刚度。其他材料制成的舱口盖应具有与钢质舱口盖等效的强度和刚度。

第16节　上层建筑及甲板室

2.16.1　一般要求

2.16.1.1　本章规定的上层建筑均不参与总纵弯曲。当上层建筑或甲板室参与总纵弯曲时，应满足本篇第 4 章第 4 节、第 7 节规定。

2.16.1.2　上层建筑及甲板室甲板骨架应符合本章第 8 节的规定。。

2.16.1.3　上层建筑及甲板室的外围壁应为钢质，亦可采用铝合金等经本社认可的轻型材料。

2.16.2　上层建筑

2.16.2.1　上层建筑端部甲板下面应设置舱壁、支柱或其他等效强力构件以支持上层建筑。

2.16.2.2　上层建筑横向构件应和船舶主体横向构件安装在同一平面内。上层建筑围壁扶强材的设置应与甲板横梁或甲板纵骨对齐，围壁扶强材的上端应用肘板与甲板横梁或甲板纵骨连接，下端可削斜或与甲板焊接。

2.16.2.3　上层建筑或甲板室的外壁板厚度应不小于 2mm，内壁板厚度可减薄 0.5mm。

2.16.2.4　上层建筑的围壁扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3sl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——扶强材间距，m；

l——扶强材跨距，m。

上层建筑内壁扶强材剖面模数 W，应不小于按上式计算所得之值的 0.8 倍。

2.16.2.5　上层建筑的围壁及内壁允许采用如图 2.16.2.5 所示的三角形剖面或半圆形剖面的压筋板。压筋板要素按表 2.16.2.5(1)、(2)选取。

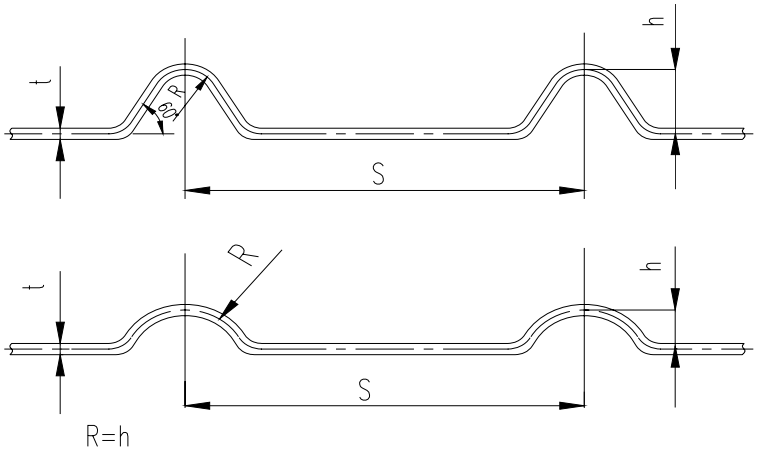


图 2.16.2.5

三角压筋板剖面要素表　　表 2.16.2.5(1)

压筋高度 h(mm)	压筋轴线间距 s(mm)	顶圆半径 R(mm)	板 厚 t(mm)	最大剖面模数 W(cm^3)	惯性矩 I(cm^4)	惯性半径 r(cm)
30	390	15	2 3 4	2.11 3.18 4.22	5.10 7.67 10.17	0.77
30	435	15	2 3 4	2.13 3.21 4.26	5.25 7.90 10.50	0.75
30	470	15	2 3 4	2.14 3.22 4.28	5.34 8.02 10.65	0.73
40	320	15	2 3 4	3.08 4.62 6.18	9.30 13.95 18.65	1.12
40	370	15	2 3 4	3.12 4.68 6.26	9.75 14.60 19.55	1.08
40	400	15	2 3 4	3.14 4.72 6.30	9.90 14.90 19.90	1.05

半圆压筋板剖面要素表　　表 2.16.2.5(2)

压筋高度 h（mm）	压筋轴线间距 s（mm）	顶圆半径 R（mm）	板 厚 t（mm）	最大剖面模数 W（cm^3）	惯性矩 I（cm^4）	惯性半径 r（cm）
15	300	15	2 2.5 3	0.62 0.77 0.92	0.85 1.07 1.29	0.37

2.16.2.6　桥楼、首尾楼侧壁和端壁板厚度应由舷侧顶列板厚度逐渐减薄，但应不小于 2.5mm，侧壁和端壁扶强材的剖面模数 *W* 应符合本节 2.16.4.2 的规定。

2.16.2.7　桥楼、首尾楼端壁处的侧壁应向首尾或船中延伸至等于桥楼高度的距离，并应弧形过渡。过渡侧壁板的厚度应较侧壁板增厚 1mm。过渡侧壁板应设置垂直加强筋，其弧形边缘应有面板或型钢。

2.16.3　甲板室

2.16.3.1　甲板室围壁为平壁板时，其结构要求应符合本节 2.16.2 的规定。

2.16.3.2　甲板室围壁允许采用压筋板，压筋板应符合本节 2.16.2.5 的规定。

2.16.4　机舱棚、货舱棚

2.16.4.1　机舱棚围壁和货舱棚围壁采用平壁板时，平壁板的厚度应不小于 3mm。

2.16.4.2　机舱棚围壁和货舱棚围壁扶强材剖面模数应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3.6sl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——扶强材间距，m；

l——扶强材跨距，m。

2.16.4.3　围壁扶强材兼作支柱时，应满足本章第 11 节对支柱的要求。

2.16.4.4　甲板室及机舱棚顶板承受荷重时，其横梁和纵桁的剖面模数应满足本章第 8 节的有关规定。

2.16.5　升高甲板

2.16.5.1　若首尾升高甲板是组成阶梯形的强力甲板延续部分，升高甲板及其骨架应符合本章对强力甲板的规定，舱壁应延伸至升高甲板。侧壁应是舷侧外板的延续，并应弧形过渡。升高甲板端壁板厚度与甲板相同，其扶强材尺寸与横梁相同，并应设置过渡性构件，以保证构件的连续性。

第17节　舷墙、栏杆及护舷材

2.17.1　一般要求

2.17.1.1　自航船在每层甲板的两舷均应设置舷墙或栏杆；非自航船应在两舷设置活动栏杆或防滑板。

2.17.1.2　顶蓬甲板上，若不是旅客和船员经常活动和工作的场所，可设置低栏杆或防滑板等安全保护设施。防滑板的高度应不小于 50～70mm。

2.17.2　舷墙

2.17.2.1　舷墙高度应不小于 0.55m，船长小于或等于 30m 时，舷墙高度可以降低但应不小于 0.35m。如果舷边过道太窄设置舷墙有困难时，应在甲板上设置防滑设施，且甲板室外壁应装设扶手。

2.17.2.2　舷墙结构的布置应尽可能不参加船体的总纵弯曲。舷墙板厚度应不小于 4mm。船长小于或等于 30m 时，舷墙板厚度应不小于 3.5mm。舷墙上缘应设有面板。舷墙应用带折边的肘板加强。舷墙肘板应设置在肋骨与横梁构成的框架平面内，其间距应不大于 1.25m，其厚度和舷墙板厚度相同。肘板应与舷墙、舷墙面板及甲板焊接。肘板在舷墙的角隅处应开有流水孔。

2.17.2.3　舷墙上设置导缆钳、导缆桩及导缆孔时，其骨架应视具体情况加强。

2.17.3　栏杆

2.17.3.1　船舶如设置栏杆，其高度应不小于 0.8m，客船的栏杆高度或舷墙与栏杆的组合高度应不小于 0.9m。栏杆的最低一根横杆距甲板应不超过 0.23m，其它横杆的间距应不超过 0.38m，竖杆间距离应不大于 2.5m。

2.17.4　护舷材

2.17.4.1　船舶两舷均应设置钢质护舷材，护舷材可采用加厚板或半圆形的护舷材，亦可采用其他等效设施。

2.17.4.2　半圆型护舷材板的厚度应与舷侧板相同。

半圆型护舷材内部应设有肘板和水平加强筋，其厚度应与护舷材相同。

2.17.4.3　如果舷侧顶列板符合本章 2.3.5.3 的规定，可以免设其他型式的护舷材。

第18节　航行冰区船舶的加强

2.18.1　适用范围

2.18.1.1　本章适用于有冰封的航区，在冰封前或解冰后流冰期航行的船舶。

2.18.2　定义

2.18.2.1　冰带区——指纵向自船首垂线向后 0.25L 船长范围，垂向自满载水线上 250mm 至空载水线下 300mm 的舷侧范围。

冰带区应在设计图纸上注明。

2.18.3　冰带区外板

2.18.3.1　冰带区舷侧外板厚度应为本篇 2.3.4.2 首部舷侧外板厚度的 1.25 倍。

2.18.4　首柱

2.18.4.1　板型首柱应不小于本篇 2.13.1.1 规定的 1.25 倍。

2.18.4.2　圆钢首柱的圆钢直径 d 应不小于按下式计算所得之值：

$$d = 0.91(L + 35) \qquad \text{mm}$$

式中：L——船长，m。

2.18.4.3　采用其他型材首柱时，其剖面积应与圆钢首柱剖面积相当。

2.18.4.4　航行冰区船舶的首柱不宜使用钢管等管状型材。

2.18.5　舷侧纵桁

2.18.5.1　冰带区内应设置舷侧纵桁。舷侧纵桁的腹板厚度及面板宽度与该区肋骨相同，面板厚度应不小于冰带外板的厚度。

如仅设一根舷侧纵桁，应位于满载水线与空载水线之间。

2.18.6　中间肋骨

2.18.6.1　冰带区内应设置中间肋骨。中间肋骨的剖面模数应不小于主肋骨或普通肋骨剖面模数的 0.75 倍。中间肋骨的上、下端应分别超出冰带区外板的上、下缘，且须用短纵骨封闭中间肋骨的自由端，短纵骨剖面模数与中间肋骨剖面模数相同。

2.18.7　舵托骨材

2.18.7.1　舵托骨材剖面模数 w 应为本篇 2.13.3.2 规定的 1.15 倍。

2.18.8　舵设备

2.18.8.1　舵杆直径小于或等于 120mm 时，舵杆和舵销的直径应为第 3 章第 2 节规定

的 1.08 倍；舵杆直径大于 120mm 者可以除外。

2.18.8.2　舵杆和舵销的连接零件应按增加后的舵杆和舵销直径选取。

2.18.8.3　对设有襟翼舵的船舶，其行星齿轮如伸至船体外板内的箱体内，则该箱应有防结冰措施。

2.18.9　导流管

2.18.9.1　导流管的外壳板厚度应为本篇 3.3.3.2 规定的 1.2 倍。

2.18.9.2　转动导流管的舵杆直径应为本篇 3.3.2 规定的 1.15 倍。

2.18.10　舷窗及其他

2.18.10.1　在干舷甲板下如需设置舷窗时，舷窗应设置在冰带区以上。

2.18.10.2　旅客和船员活动的露天处所，甲板上应设置防滑措施。

第3章　舾 装

第1节　一般规定

3.1.1　适用范围

3.1.1.1　本章规定适用于本篇第 1 章及其他各章规定的适用范围内的船舶的舾装，包括舵设备、导流管、锚泊及系泊设备、拖、曳及系结设备以及桅、护舷木条和涂料等等。对超出上述适用范围的船舶、特殊型式的舾装设备或本社规范规定以外的材料的使用，应经本社同意。

3.1.2　图纸和资料

3.1.2.1　船舶在建造前应将下列项目的图纸资料一式 3 份送本社批准。对特殊型式的舾装设备或布置，如本社认为必要，可要求增加送审图纸资料的范围。

(1) 舵系布置图；

(2) 舵、舵杆、舵轴和舵扇或舵柄结构图及其强度计算书；

(3) 舵叶结构图；

(4) 导流管结构图及其强度计算书；

(5) 锚、系泊设备布置图及其计算书；

(6) 拖、曳及系结设备布置图及其计算书；

(7) 桅及其支撑结构图。

第2节　舵设备

3.2.1　一般要求

3.2.1.1　本节适用于普通舵(单板舵及流线型舵)，也适用于襟翼舵及组合舵。对于本规范未涉及的其他特种舵，应另提供强度计算并经本社审查同意。

3.2.1.2　自航船舶应具有舵设备或与舵设备相当的其他装置。非自航船一般应装设舵设备，分节驳可免设舵装置。

3.2.1.3　倒车舵(当船舶向后倒航行驶时，为改善操纵性在螺旋桨前面设置的舵)的构件尺寸应满足对正车普通舵的要求。

3.2.1.4　舵应通过舵承座或舵托有效地支承在船体结构上，当由舵承座支承舵重量时，舵承座所在处的甲板及其构件应作适当加强。

3.2.1.5　应设有防止舵杆沿轴向移动的装置。舵杆上端应设有供起吊用的装置。

3.2.1.6　舵设备材料应符合本社《材料与焊接规范》对船体结构材料的有关规定。

3.2.1.7　操舵装置应符合本规范第 2 篇第 9 章的规定。

3.2.2　普通舵及组合舵舵杆

3.2.2.1　各种支承型式的舵，其下舵承处的舵杆直径 D 应不小于按下式计算所得之值：

$$D = 73.25 \times \sqrt[3]{\frac{KC_n NAV^2 R}{R_M}} \qquad \text{mm}$$

式中：A——舵面积，m^2；

V——船舶最大计算航速 km/h；自航船应不小于 10km/h；倒车舵取船舶最大计算航

速的 0.6 倍；非自航船舶应不小于 8km/h；

R_M——舵杆材料的抗拉强度，N/mm^2；

N——系数，单板舵、流线型舵取 N＝1.0，带上下制流板的组合舵取 N＝1.2；

K——系数，J 级航段取 3.8，其他航区取 3.5；

C_n——系数，按下列公式计算确定：

平板舵：C_n＝0.604

流线型舵：

$$C_n = 1.069 \qquad \lambda \le 1.0$$
$$C_n = -0.55(\lambda - 1)^2 + 1.069 \qquad 1 < \lambda \le 1.4$$
$$C_n = 0.1722(\lambda - 2)^2 + 0.9192 \qquad 1.4 < \lambda \le 2.0$$
$$C_n = 0.9192 \qquad \lambda > 2.0$$

其中：λ——展舷比；

R——按下列公式确定：

对于悬挂舵： $R = \sqrt{h^2 + 0.9075r^2}$

对于双支点舵： $R = \sqrt{0.0625h^2 + 0.9075r^2}$

其中：h——舵面积形心至下舵承中点的垂直距离，m；

r——舵面水压力中心至舵杆中心线的水平距离，m；按下列两式计算所得之值取大者：

$$r = |C_p - e|b$$
$$r = 0.1b$$

其中：b——舵叶的平均宽度，m；

e——舵的平衡系数；

C_p——系数，按下列公式确定：

平板舵：$C_p = 0.357$

流线型舵：

$$C_p = 0.385 \qquad \lambda \le 1.0$$
$$C_p = -0.3375(\lambda - 0.8778)^2 + 0.385 \qquad 1 < \lambda \le 1.4$$
$$C_p = 0.2333(\lambda - 1.85)^2 + 0.25 \qquad 1.4 < \lambda \le 2.0$$
$$C_p = 0.25 \qquad \lambda > 2.0$$

3.2.2.2　空心舵杆外径 D_k 应不小于按下式计算所得之值：

$$D_k = fD \qquad \text{mm}$$

式中：D——按本节 3.2.2.1 计算所得的舵杆直径，mm；

f——系数，根据空心舵杆壁厚与外径之比 t/D_k 按表 3.2.2.2 用内插法选取。

表 3. 2. 2. 2

t/D_k	0.5	0.25	0.2	0.15	0.10	0.08
f	1.0	1.02	1.05	1.10	1.20	1.26

3.2.2.3　舵柄设在上舵承以上时，该处的舵杆直径应不小于按下式计算所得之值：

$$D_1 = 69 \times \sqrt[3]{\frac{KC_n NAV^2 R_2}{R_M}} \qquad \text{mm}$$

$$R_2 = 1.1r$$

式中：K、C_n、N、A、V、R_2、R_M、r——同本节 3.2.2.1 式。

如舵柄处舵杆剖面选用方榫，则方榫的边长应不小于 D_1 的计算值。

3.2.2.4　当舵柄位于上、下舵承之间时，上舵承处的舵杆直径应符合本节 3.2.2.3 的规定；舵柄处舵杆直径 D_2 除应不小于上舵承处的舵杆直径外，尚应不小于按下式计算所得之值：

$$D_2 = D \cdot \sqrt[3]{\frac{b}{a}} \qquad \text{mm}$$

式中：D——按本节 3.2.2.1 计算所得的舵杆直径，mm；

a——上下舵承长度中点之间的距离，m；

b——上舵承长度中点至舵柄毂部中点的距离，m。

3.2.3　**襟翼舵舵杆**

3.2.3.1　襟翼舵的下舵承处的舵杆直径 D 应不小于按下式计算所得之值：

$$D = 73.25 \times \sqrt[3]{\frac{KNC_n AV^2 (R + R_1)}{R_M}} \qquad \text{mm}$$

$$R_1 = 0.032 \frac{A_f}{A} \cdot \frac{\beta}{\alpha} \cdot b_f$$

式中：K、A、V、R、R_M——同本节 3.2.2.1 式；

N——系数，普通流线型舵 N=1.0；

β/α——转角比，β 为副舵转角，α 为主舵转角；

A_f——副舵面积，m^2；

b_f——副舵宽，m；

C_n——系数，按下式确定：

$$C_n = \left[0.868(\frac{\beta}{\alpha} - 1.75)^2 - 1.283\right](\lambda - 1.66)^2 + \left[1.558 - 0.424(\frac{\beta}{\alpha} - 1.75)^2\right]$$

其中：λ——展舷比；

r——舵叶水压力中心至舵杆中心线的水平距离，m，按下列两式计算所得之值取大者：

$$r = |C_p - e|b$$

$$r = 0.2b$$

其中：b——舵叶的平均总舵宽，m；

e——舵的平衡系数，m；

C_p——系数，取 $C_p = 0.432$。

3.2.3.2　襟翼舵舵柄位于上舵承以上时，该舵柄处的舵杆直径 D_1 应不小于按下式计算所得之值：

$$D_1 = 69 \times \sqrt[3]{\frac{KNC_n AV^2 R_2}{R_M}} \qquad \text{mm}$$

$$R_2 = 1.1r + R_1$$

式中：A、V、K、R_M——同本节 3.2.2.1 式；

N、C_n、r、R_1——同本节 3.2.3.1 式。

3.2.3.3　襟翼舵舵柄位于上、下舵承之间时，上舵承处舵杆直径 D_1 应符合本节 3.2.3.2 的规定，舵柄处的舵杆直径 D_2 应按本节 3.2.2.4 式计算所得，其中 D 应取本节 3.2.3.1 计算所得的舵杆直径。

3.2.3.4　襟翼舵副舵舵叶顶板处的舵杆直径 D_3 应不小于按下式计算所得之值：

$$D_3 = 18.5 \times \sqrt[3]{\frac{KNC_n A_f b_f V^2 R_3}{R_M}} \qquad \text{mm}$$

$$R_3 = \sqrt{3 + 4(\frac{h_f}{r_2})^2}$$

式中：K、R_M、V——同本节 3.2.2.1 式；

N、C_n、A_f、b_f——同本节 3.2.3.1 式；

r_2——行星齿轮半径，mm；

h_f——副舵上端面至行星齿轮厚度中心的垂直距离，mm。

3.2.4　舵杆直径的增减

3.2.4.1　对于不在螺旋桨尾流中的舵杆直径可按公式计算所得之值减少 10%。

对于设在导流管后方的舵杆直径应增加 10%。

3.2.4.2　下舵承处与舵柄（或舵扇）之间的舵杆直径应逐步过渡。锥体的长度应至少为直径减小值的 3 倍。应特别注意在锥体上端避免形成凹槽。

3.2.4.3　下舵承处的舵杆直径应保持至舵叶顶板，然后向下逐渐减小，至舵底端的直径应不小于 0.5D。若在舵叶内以垂直隔板代替舵杆，垂直隔板应设在舵杆中心线前后，其与舵杆中心线的距离应不大于舵剖面最大厚度的 1/2。若在舵叶内以圆管代替下舵杆，圆管直径应等于舵剖面的最大厚度。

3.2.5　舵叶

3.2.5.1　流线型舵的舵叶板（含顶板和底板）厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 1.5a\sqrt{10d + 0.0394NC_nV^2} + 1 \qquad \text{mm}$$

式中：C_n、V ——同本节 3.2.2.1 式；

N ——系数，流线型舵取 N=1；带上下制流板的组合舵取 N=1.2；

d ——吃水，m；

b ——最大板格的短边边长，m。

3.2.5.2　组合舵舵叶顶板及底板的宽度大于舵剖面最大宽度的 1.8 倍时，其厚度应不小于舵叶板厚度的 1.5 倍。

3.2.5.3　舵叶内的垂直隔板、水平隔板的厚度应不小于舵叶板的厚度。代替下舵杆的垂直隔板及与其相连接的舵板厚度和代替下舵杆的圆管壁厚度，均应不小于舵叶板厚度的 2 倍。

3.2.5.4　舵叶内部应涂以防锈涂料。舵叶的上、下部位应有排泄孔，并配有不锈材料制成的栓塞。

3.2.5.5　单板舵的舵板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 0.7\sqrt{D} \qquad \text{mm}$$

式中：D——按本节 3.2.2 及 3.2.4 计算所得的舵杆直径，mm。

3.2.5.6　单板舵舵叶上的水平加强筋在舵杆处的带板剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 0.4ab^2V^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：a——加强筋的间距，m；

b——舵板后缘至舵杆中心线的水平距离，m；

V——同本节 3.2.2.1 式。

当舵不在螺旋桨尾流后方，其水平加强筋的剖面模数 W 可按上式减少 15%。

水平加强筋的厚度可从舵杆处向舵后缘逐渐减少至原厚度的 0.5 倍。

3.2.6　襟翼舵齿轮传动机构

3.2.6.1　襟翼舵的齿轮材料应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

3.2.6.2　襟翼舵的转动齿轮在工作时的接触应力应按下式计算：

$$\sigma_H = \frac{1.18\times10^4}{a}\sqrt{\frac{(\beta/\alpha+1)^3 k_e C_n N A_f b_f V^2}{b_e}} \qquad \text{N/mm}^2$$

式中：C_n、A_f、b_f、β/α ——同本节 3.2.3.1 式；

V ——同本节 3.2.2.1 式；

N ——同本节 3.2.5.1 式；

a ——齿轮中心距，mm；

b_e ——齿宽，mm；

k_e ——载荷系数，按表 3.2.6.2 选取。

载荷系数 k_e　　表 3.2.6.2

$0.1(\beta/\alpha+1)$	k_e
0.2	1.15
0.4	1.22
0.6	1.32

3.2.6.3　传动齿轮的接触应力应不大于材料的许用接触应力[σ_{hp}]，[σ_{hp}]应根据热处理状态按表 3.2.6.3 选取。

传动齿轮材料许用接触应力[σ_{hp}]　　表 3.2.6.3

热处理	硬　度	[σ_{Hp}]MPa
退火、正火或调质	HB≤350	$2.5Q_1$ ②
整体或表面淬火①	HRC≤40 HRC＝60	$19Q_2$ ② $16Q_2$ ②

注：① 如果洛氏硬度 HRC 在 40～60 之间，材料的许用接触应力值由内插法求得。

② Q_1 ——材料布氏硬度值。

Q_2 ——材料洛氏硬度值。

3.2.6.4　行星齿轮的轮齿弯曲应力 σ_{F1} 和定齿轮的轮齿弯曲应力 σ_{F2} 应分别按下式计算：

$$\sigma_{F1}=\frac{2.47\times10^3\cdot k_e\cdot N\cdot C_n\cdot A_f\cdot b_f\cdot V^2\cdot\beta/\alpha\cdot Y_1}{b_e\cdot m\cdot d_1}\qquad \mathrm{N/mm^2}$$

$$\sigma_{F2}=\frac{Y_2}{Y_1}\cdot\sigma_{F1}\qquad \mathrm{N/mm^2}$$

式中：　C_n、A_f、b_f、β/α ——同本节 3.2.3.1 式；

V ——同本节 3.2.2.1 式；

k_e、b_e ——同本节 3.2.6.2 式；

m ——齿轮模数，mm；

Y_1、Y_2 ——分别为行星齿轮和定齿轮的齿形系数，由齿数 Z 由按下式计算：

$$Y_i=3.71-\sqrt{\frac{Z-11.96}{12.88}}\qquad Z<25，i=1，2$$

$$Y_i=2.78-\sqrt{\frac{Z-24.65}{140.69}}\qquad 25\le Z\le 60$$

d_1 ——行星齿轮分度圆直径，mm。

3.2.6.5　轮齿的计算弯曲应力应不大于材料的许用弯曲应力[σ_F]，[σ_F]应根据材料的热处理状况按下式计算确定：

调质碳钢　　$[\sigma_F]=1.5(0.17R_M+43)$　　N/mm^2

渗碳、表面淬火钢　　$[\sigma_F]=1.5(0.22R_M+52)$　　N/mm^2

式中：R_M——材料的抗拉强度，N/mm^2。

3.2.6.6　行星齿轮的宽度应不大于定齿轮的宽度。

3.2.7　舵销和舵托

3.2.7.1　单舵销的舵，其舵销直径 d_p 应不小于按下式计算所得之值：

$$d_p=2.5V\sqrt{A_p}+20 \qquad \text{mm}$$

式中：V——同本节 3.2.2.1 式；

A_p——舵销支持的舵面积，m^2；取舵销与下舵承长度中点之间的距离的 1/2 处水平线以下的舵面积。

3.2.7.2　如舵销镶有厚度不大于其直径 10%的衬套时，衬套厚度可计入舵销直径。

3.2.7.3　舵托臼内的深度应不小于舵托直径的 1.2 倍。

3.2.8　连接零件

3.2.8.1　舵叶与下舵杆如用法兰连接一般应采用水平法兰。

3.2.8.2　水平法兰的螺栓直径 d_2 应不小于按下式计算所得之值：

$$d_2=\frac{0.65D}{\sqrt{n}} \qquad \text{mm}$$

式中：D——下舵承处的舵杆直径，mm；

n——螺栓个数，应不少于 6 个。

3.2.8.3　法兰的连接螺栓应全部为紧配螺栓，如设有键时，紧配螺栓数量至少为 2 个。所有螺栓的螺帽应有锁紧装置。

3.2.8.4　法兰厚度应不小于螺栓直径，螺栓中心至法兰边缘的距离应不小于螺栓直径的 1.2 倍。

3.2.8.5　舵杆与法兰的接合处应有圆弧过渡，舵杆与法兰的焊接应在整个接合处焊透，并应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

3.2.8.6　舵杆与舵叶采用锥面连接时，锥面长度应不小于 1.5 倍舵杆直径，锥度应不大于 1∶10。舵杆的锥面部分向圆柱面过渡不应有台阶，相接锥面间应装有键，其尺寸由计算决定。舵杆下端应用锁紧螺母紧固。

3.2.9　舵杆的轴承

3.2.9.1　舵杆支承可为滑动轴承或滚动轴承。

3.2.9.2　滑动轴承套的高度 h，应不小于按下式计算所得之值：

$$h=10\frac{R}{pD} \qquad \text{cm}$$

式中：R——舵承计算反力，kN，按本节 3.2.9.3 的规定；

p——舵承材料的允许压应力，MPa，按表 3.2.9.2 选取；

D——在支承处的舵杆直径(如有外包套，应包括包套厚度)，cm。

舵承材料的允许压应力 p　　表 3.2.9.2

舵承材料	p（MPa）	舵承材料	p（MPa）	舵承材料	p（MPa）
钢与黄铜	6.85	钢与巴氏合金	4.41	钢或黄铜与橡胶	2.36

轴承套的高度尚应不小于支承处的舵杆直径。

3.2.9.3　舵承计算反力 R 应不小于按下式计算所得之值：

对悬挂舵：　$R = 38.58NC_nAV^2 \cdot \dfrac{h+f}{f} \times 10^{-3}$　kN

对双支点舵：　$R = 29NC_nAV^2 \times 10^{-3}$　kN

式中：A、V、h——同本节3.2.2.1式；

f——上、下舵承中点平面间的垂直距离，m；

N、C_n——普通流线型舵同本节 3.2.2.1 式；襟翼舵同本节 3.2.3.1 式。

3.2.9.4　悬挂舵的下舵承应通过纵向和横向支架牢固地与船体连接。

3.2.9.5　舵承应有适当的布置，防止舵和舵销产生意外的松动和脱落。

3.2.9.6　舵杆套筒的结构应能防止舷外水浸入船内。

3.2.10　舵柄、舵扇与连杆

3.2.10.1　矩形舵柄在距离舵杆中心 1.5D 处的剖面对其垂直轴的剖面模数 W，应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 0.14(1 - \frac{1.5D_1}{R})D_1^3 \qquad \text{cm}^3$$

式中：R——舵扇半径或舵柄长度，cm，见图 3.2.10.1；

D_1——舵柄（或舵扇）处的舵杆直径，cm；对于转动几个舵的主动舵柄：

$$D_1^3 = D_{11}^3 + D_{12}^3 + \cdots\cdots + D_{1n}^3$$

其中：D_{11}、D_{12}、……、D_{1n}——各被动舵柄处的舵杆直径，cm。

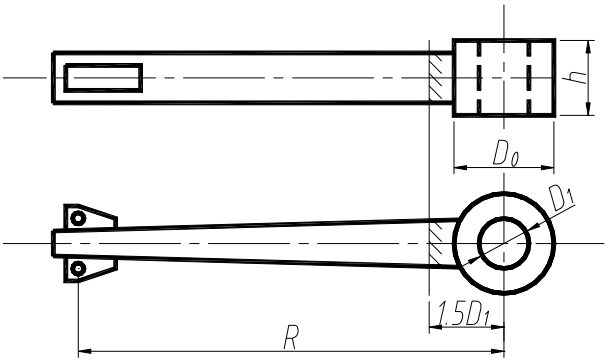


图 3.2.10.1

对于一个幅条以上的舵扇，各幅条的剖面模数总和应不小于按上式计算所得之值。

舵柄的剖面模数可以从毂部向端部逐渐减少至上式要求的 40%。

舵柄、舵扇毂的高度 h 应不小于 $0.9D_1$，外径 D_0 应不小于 $1.8\,D_1$。

当采用其他剖面时，应具有等效的强度。

3.2.10.2　若舵柄（舵扇）毂是由两个半块对合而成，则应在每一端至少用 2 个螺栓栓牢，全部螺栓的总剖面积 a 应不小于按下式计算所得之值：

$$a = 0.2\frac{D_1^3}{b} \qquad \text{mm}$$

式中：D_1——舵柄处的舵杆直径，cm；

b——两端螺栓中心间距离，cm。

3.2.10.3　舵柄（或舵扇）与舵柄之间的连杆剖面积 a 和剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$a = 0.12\frac{D_1^3}{R} \qquad \text{cm}^2$$

$$I = 6.6\frac{D_1^3 l^2}{R}\times 10^{-6} \qquad \text{cm}^4$$

式中：D_1——被动舵舵柄处的舵杆直径，cm；

l——连杆长度，cm；

R——被动舵的舵柄长度，cm。

3.2.11　人力操舵装置传动零件

3.2.11.1　人力操舵装置的所有零件应布置得便于检查、修理和更换，并应有保护措施。

3.2.11.2　舵链的直径 d 应不小于按下式计算所得之值，且不小于 9mm。

$$d = 3.5\sqrt{\frac{D_1^3}{R}} \qquad \text{mm}$$

式中：R——舵扇半径或舵柄长度，cm；

D_1——舵柄(或舵扇)处的舵杆直径，cm；

当一根舵链操纵几个舵时，

$$D_1^3 = D_{11}^3 + D_{12}^3 + \cdots\cdots + D_{1n}^3$$

其中：D_{11}、D_{12}、……、D_{1n}——同本节 3.2.10.1 式。

直径小于或等于 15mm 的舵链（除在 J 级航段航行的船舶外），可用强度相等的柔韧镀锌钢丝绳代替。

3.2.11.3　舵的传动拉杆直径应为舵链直径的 1.2 倍。

3.2.11.4　舵链导向滑轮量自链环中心的直径应不小于舵链直径的 12 倍。滑轮销轴直径应不小于舵链直径的 2 倍。

3.2.11.5　在每舷的操舵传动线路上应装有弹簧缓冲器和制锁功能的松紧螺旋扣。对于船长小于或等于 30m 的船舶，经本社同意，可免设弹簧缓冲器。

3.2.11.6　人力液压操舵系统应符合本规范第 2 篇第 4 章和第 9 章的有关规定。

3.2.12　舵角限制器和止舵器

3.2.12.1　舵扇或舵柄在其两侧均应设置舵角限制器以限制操舵角度超过极限，舵角限

制器应与船体构件牢固连接。

3.2.12.2　每一操舵装置应设置止舵器或锁紧装置，以使舵能稳定地保持在任一位置。

3.2.12.3　倒车舵应设有最大舵角为 45°的舵角限制器。

第3节　导流管

3.3.1　一般要求

3.3.1.1　本节适用于内河拖(推)船的转动导流管和固定导流管。

3.3.1.2　导流管的材料应符合本社《材料与焊接规范》对船体结构材料的有关规定。

3.3.1.3　导流管内部应涂以防锈涂料，导流管应有排泄孔，并配有不锈材料制成的栓塞。

3.3.1.4　导流管的布置应保证船舶在最大尾倾时避免擦及河床。

3.3.2　转动导流管的舵杆

3.3.2.1　转动导流管的舵杆在下舵承处的直径 D 应不小于按下式计算所得之值：

$$D = CK\sqrt[3]{\frac{A^2V^4}{R_M}} \qquad \text{mm}$$

式中：C——系数，由 l_d/l_h 的比值选取，其中 l_d 为舵杆中心线至导流管前缘的水平距离，m；l_h 为导流管长度，m；当 $l_d/l_h \le 0.45$ 时，取 $C = 11.15$，当 $l_d/l_h \ge 0.5$ 时，取 $C = 13.91$ C=13.91；当 $0.45 < l_d/l_h < 0.5$ 时，C 值内插确定；

K——系数，按航区、航段由表3.3.2.1选取；

R_M——舵杆材料的抗拉强度，MPa；

V——船舶最大计算航速，km/h，但应不小于10km/h；

A——导流管的相当面积，由下式计算所得：

$$A = 2D_h l_h + 0.85bc \qquad \text{m}^2$$

其中：D_h——导流管最小内径，m；

b——平衡舵的展长，m；

c——平衡舵的弦长，m。

表3. 3. 2. 1

航区、航段	*A*	*B*	*C*	*J*
K	1.0	0.9	0.8	1.1

3.3.2.2　转动导流管的舵柄设在上舵承以上时该舵柄处的舵杆直径 D_1 应不小于按下式计算所得之值：

$$D_1 = 86 \times \sqrt[3]{\frac{K}{R_M}(l_d - 0.23l_h)D_h^2V^2} \qquad \text{mm}$$

式中：l_d、l_h、D_h、V、R_M——同本节3.3.2.1式；

K——系数，按航区、航段由表3.3.2.2选取。

表3. 3. 2. 2

航区、航段	*A*	*B*	*C*	*J*
K	5.0	4.5	4.0	5.5

3.3.2.3　舵柄位于上、下舵承之间时，上舵承处舵杆直径应符合 3.3.2.2 的规定；舵柄处的舵杆直径 D_2 除应不小于上舵承处的舵杆直径外，尚应不小于按下式计算所得之值：

$$D_2 = D \cdot \sqrt[3]{\frac{b}{a}} \qquad \text{mm}$$

式中：D——按本节3.3.2.1计算所得的下舵承处的舵杆直径，m；

a、b——同本节3.2.2.4式。

3.3.2.4　下舵承处与舵柄之间的舵杆直径应符合本节 3.2.4.2 的规定。

3.3.2.5　下舵承处与转动导流管之间的舵杆直径应保持不变。

3.3.3　导流管结构

3.3.3.1　导流管的内壳板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 1.45\sqrt{\alpha k b^2 V^2} + 1 \qquad \text{mm}$$

式中：V——同本章3.2.2.1式；

α——导流管最小内径 D_h 与导流管长度 l_h 之比，即 $\alpha = D_h / l_h$；

b——内壳板支承框架的短边长度，m；

k——系数，根据 α / b 的比值按表3.3.3.1选取，其中 α 为内壳板支承框架的长边长度。

表3. 3. 3. 1

a/*b*	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4
k	0.048	0.055	0.063	0.069	0.075
a/*b*	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9
k	0.081	0.086	0.091	0.095	0.099
a/*b*	2.0	3.0	4.0	5.0及以上	
k	0.102	0.119	0.124	0.125	

3.3.3.2　导流管外壳板厚度应不小于内壳板厚度的 0.8 倍。

3.3.3.3　导流管内壳板的中部应设置加强环，加强环厚度应不小于内壳板厚度的 2 倍。加强环材料可用铸钢或厚钢板制成，该加强环亦可用不锈钢制成或表面铺设不锈钢板。

3.3.3.4　导流管壳板内需用纵向隔板和环状隔板加强。隔板应均匀设置，环状隔板的设置对固定导流管应不少于一道，对转动导流管应不少于两道。隔板厚度应不小于导流管外壳板的厚度，隔板上应有开孔。

3.3.3.5　与转动导流管相连的平衡舵的结构及舵叶厚度应满足本节 3.2.5 的要求。

3.3.3.6　固定导流管如采用支臂形式与船体连接，应提供支臂的强度计算，并经本社审查同意。

支臂应伸入船体内部与强骨材连接，并适当加强。支臂穿过处的外板厚度应增加0.5倍

或加复板。

3.3.3.7　嵌入式导流管嵌入船体内部应与强骨材连接，并适当加强。嵌入式导流管与船体连接处的外板厚度应增加 0.5 倍或加复板。

3.3.3.8　导流管上方船体内的尾部结构应加强。

3.3.4　舵销

3.3.4.1　舵销直径 d 应不小于按下式计算所得之值：

$$d = 2.56V\sqrt{A} + 40 \qquad \text{mm}$$

式中：V ——同本节3.3.2.1式；

A ——舵销支承的相当面积，由下式计算所得：

$$A = \frac{1}{2}(l_h D_h + 0.85bc) \qquad \text{m}^2$$

其中：l_h、D_h、b、c ——同本节3.3.2.1式。

3.3.4.2　舵销如镶有厚度不大于其直径 10%的衬套时，衬套厚度可计入舵销的直径。舵销的螺母应有紧锁装置。

3.3.5　连接零件

3.3.5.1　舵杆与导流管的连接零件应符合本章 3.2.8 的规定。

3.3.5.2　如用水平法兰连接，水平法兰的螺栓直径应不小于本章 3.2.8.2 规定的 1.05 倍。

3.3.6　焊接要求

3.3.6.1　内壳板与环状隔板的焊接应采用双面连续焊。

3.3.6.2　外壳板与环状隔板的焊接，应尽可能采用单面连续焊，但遇下列情况可以采用塞焊连接：

(1)　环状隔板的间距小于或等于300mm时，则所有与外壳板的连接均可采用塞焊；

(2)　环状隔板的间距大于300mm时，则至少应有一根环状隔板与外壳板用单面连续焊连接，其余环状隔板可用塞焊与外壳板连接。

塞焊应符合本篇1.4.4的规定。

第4节　锚泊及系泊设备

3.4.1　一般要求

3.4.1.1　制造锚及锚链所采用的材料应符合本社《材料焊接规范》的规定。

3.4.1.2　当设置两个不同质量的首锚时，任何一个首锚质量应不小于表 3.4.3.1 所列总质量的 45％，且两个首锚的质量总和应不小于表列总质量。

3.4.1.3　如无特殊规定，本节的要求适用于霍尔锚或斯贝克锚。

3.4.1.4　如采用特殊型式的锚，应经本社同意。

3.4.1.5　使用大抓力锚时，锚质量应取相应的霍尔锚质量的 75%；使用多爪锚时，应取相应的霍尔锚的 80%。使用大抓力锚和多爪锚时，锚链规格按霍尔锚质量从表列质量选取。

3.4.1.6　石质河底不宜使用大抓力锚。

3.4.2　舾装数

3.4.2.1　船舶锚泊设备的舾装数 N 应按下式计算确定：

$$N = K_1(2d + B)L_s + K_2(bH + 0.1S)$$

式中：L_s——满载设计水线长度，m；

B——船宽，m；

d——满载设计吃水，m；

b——上层建筑及甲板室围壁的最大宽度，m；

H——在船体中纵剖面处满载水线以上主体及上层建筑(甲板室)各层宽度大于 B / 4 舱室的高度之和，m；

S——满载设计水线以上侧投影面积，m^2；

$$S = FL_s + \sum_{i=1}^{n} l_i h_i$$

其中：L_s——同上；

F——船长中点处干舷高度，m；

l_i——各层上层建筑及宽度大于 B / 4 的甲板室围壁侧投影长度，m；甲板货船和集装箱船干舷甲板上货物装载区的长度应计入，舷墙、烟囱、栏杆、桅杆等的长度不计入；

h_i——各层上层建筑及宽度大于 B / 4 的甲板室围壁的高度，m；甲板货船和集装箱船干舷甲板以上载货高度取货物装载区的围壁高度，如围壁高度低于载货高度，取载货的平均高度。舷墙、烟囱、栏杆、桅杆的高度不计入；

K_1、K_2——系数，按表 3.4.2.1 选取。

表 3.4.2.1

系数＼航区	A		B		C	
	河流	湖泊、水库	河流	湖泊、水库	河流	湖泊、水库
K_1	0.53	0.25	0.50	0.10	0.60	0.05
K_2	6.0	6.0	5.0	5.0	3.1	3.1

注：(1) J 级航段的船舶 K_1、K_2 按所在航区的级别取值。

(2) 长江三峡库区船舶：

① 航行三峡大坝至李渡长江大桥之间的船舶 K_1 取值 0.32，K_2 取值 4.5

② 大宁河高家坪以下和乌江网背沱以下回水段的 C 级航区 K_1 取 0.30，K_2 取值 3.1

③ 其他三峡库区回水支流的 C 级航区 K_1 取值 0.20，K_2 取值 3.1。

(3) 京航运河船舶（通过长江，但不在长江水域锚泊）K_1 取值 0.20，K_2 取值 5.0。

(4) 水流速度小于 2.0m/s 的河流 B 级航区 K_1 取值 0.32；C 级航区 K_1 取值 0.30。

3.4.2.2　跨航区船舶，舾装数取按不同航区计算的大者。

3.4.3　锚及锚链

3.4.3.1　除另有规定外，锚及锚链的配备应根据舾装数由表 3.4.3.1 选取。如船东要求，经本社同意，锚链总长度可减少，但不得少于锚泊水域水深的 12 倍（设单锚时，不少于 6 倍）。

3.4.3.2　当船舶需要顺流锚泊或对船舶锚泊方位有特别要求时应配备尾锚设备。

（1）顺流锚泊尾锚质量及其锚链的配备应根据舾装数按表 3.4.3.1 首锚选取；

（2）定位用尾锚其质量和锚链的配备根据舾装数按表 3.4.3.1 尾锚选取。

3.4.3.3　分节驳的锚设备在确保其营运和停泊安全的条件下，如船东要求，经本社同意可以减小（少）锚设备或免设。

3.4.3.4　仅航行于水库、湖泊及支流小河的船舶，如船东要求，经本社同意可免设锚设备，也可用其他有效锚泊方式的设备替代或减小（少）锚设备。

3.4.3.5　客渡船或在 B、C 级航区港口、码头区域从事经常性运输、航离港口或码头不超过 5Km 的船舶，可只配单只首锚，但质量应不小于按配备锚总质量要求的 50％。如船东根据其停泊特点要求免设锚时，应经本社同意。

3.4.3.6　趸船应根据需要配备锚没备。

3.4.3.7　工程船航行锚和锚链的配备应满足本节的有关要求。若工作锚能满足本节对航行锚的要求，可不必另设航行锚。

工程船上的作业用绞车可以代替锚机，但应保证有效地收放锚链。

工程船工作锚质量可按本社《内河工程船工作锚质量计算指南》确定，工作锚的锚索(链)可按实际需要配备。

3.4.3.8　设置锚和锚链的船舶，至少应配备—个锚卸扣和 1 个连接卸扣或连接环作为备用。

3.4.3.9　如果用铸钢锚链代替焊接锚链，则其直径可减少 12％。

3.4.3.10　使用绞盘机的船舶，可用钢丝绳、纤维绳代替锚链，但应满足下列条件：

(1)用钢丝绳或合成纤维绳代替的锚链直径应不大于 20.5mm，用植物纤维绳代替的锚链直径应不大于 14mm；

(2)用于代替锚链的锚索应柔软，并与所要求的锚链等强度；

(3)锚索应通过一段与其等强度且直径不大于 12.5mm 的无档锚链与锚相连接，连接锚链的长度应足以使制链器固定收起锚；

(4)钢丝绳和纤维绳应满足本社《材料与焊接规范》的有关要求。

3.4.4　锚和锚链系固装置

3.4.4.1　锚链在连接锚的—端应装设—个转环。

3.4.4.2　锚链的内端应以一个适合装置系固在锚链舱内的船体结构上，并能在舱外易于到达的地方迅速解脱。

3.4.4.3　锚链舱内应有分隔措施，确保锚链抛出或收回时不会互相拧绞。

3.4.5　系泊设备

3.4.5.1　船上所配备的系船索应根据舾装数按本节表 3.4.3.1 选取。

3.4.5.2　系船索可以是钢丝绳、植物纤维绳或合成纤维绳。表 3.4.3.1 中所列表船索规格为 6×24，抗拉强度为 1370N／mm^2 的柔韧镀锌钢丝绳。如果采用其他品种或不同抗拉强度的柔韧镀锌钢丝绳，其尺寸应按表 3.4.3.1 中的最小破断力等强度换算。

3.4.5.3　对于装运闪点不超过 60℃（闭杯试验）油类的油船和推(拖)此类油船的推(拖)船，按本节表 3.4.3.1 中规定的较大尺寸的系船索应为植物纤维索；对于装运闪点不超过 60℃（闭杯试验）油类的油船利推(拖)此类油船的推(拖）船，按表 3.4.3.1 中规定的较大尺寸的系船索中植物纤维索或合成纤维索

3.4.5.4　系船索的长度应根据船舶种类和营运条件确定。

3.4.5.5　系缆桩的数量应根据船舶种类、营运条件和结构形式确定。舷墙上应开设导缆孔，孔与桩之间须相互偏移足够距离：如果无舷墙或舷墙较高，则应设导缆钳。

3.4.5.6　系缆桩、导缆钳等系泊设备应根据所选配的系船索尺寸或破断力选用相应标准尺寸。如果自行设计，则应按所选配的系船索的破断力进行强度计算，其许用应力不大于材料屈服极限的 95% 。

3.4.5.7　趸船的系泊设备及布置应根据其工作性质确定

表 3.4.3.1

序号	舾装数		首锚		有档焊接首锚链			尾锚	
	大于	不大于	数量（个）	总质量（Kg）	总长度（m）	链径(mm)		质量（Kg）	锚索直径（mm）
						CCSAM1	CCSAM2		
1	15	30	1	15	55	（7）			
2	30	50	1	30	55	（7）			
3	50	75	1	50	55	(9)			
4	75	100	1	75	55	(11)			
5	100	125	2	100	82.5	(11)			
6	125	150	2	125	82.5	(12.5)			
7	150	175	2	150	110	(12.5)			
8	175	200	2	175	110	（14 ）			
9	200	250	2	225	137.5	（14 ）			
10	250	300	2	300	137.5（192.5）	12.5			
11	300	350	2	350	165（220）	12.5			
12	350	400	2	400	165 (220)	14	12.5		
13	400	500	2	500	192.5 (247.5)	16	14		
14	500	600	2	600	220 (275)	17.5	16	100	(14)
15	600	700	2	700	220 (275)	19	17.5	100	(14)
16	700	800	2	800	220 (275)	20.5	17.5	125	12.5
17	800	900	2	950	247.5 (302.5)	22	19	150	12.5
18	900	1000	2	1100	247.5（302.5）	24	20.5	150	12.5
19	1000	1100	2	1200	275（330）	24	20.5	200	14
20	1100	1200	2	1300	275（330）	26	22	200	14
21	1200	1400	2	1500	275（330）	26	22	225	16

22	1400	1600	2	1700	302.5 （375）	28	24	250	17.5
23	1600	1800	2	1900	302.5 （375）	30	26	350	19
24	1800	2000	2	2150	330 (375)	32	28	350	19
25	2000	2200	2	2400	330 (375)	36	32	400	20.5
26	2200	2400	2	2650	330 （375）	38	34	400	20.5
27	2400	2600	2	2850	330 （375）	38	34	400	20.5
28	2600	2800	2	3150	385	40	34	400	20.5
29	2800	3000	2	3400	385	42	36	450	22
30	3000	3200	2	3650	385	42	36	450	22
31	3200	3400	2	3900	385	44	38	450	22
32	3400	3600	2	4200	385	46	40	450	24
33	3600	3800	2	4400	385	48	42	500	24
34	3800	4100	2	4700	385	50	44	500	24
35	4100	4400	2	5000	385	50	44	500	24
36	4400	4700	2	5300	385	52	46	550	26
37	4700	5000	2	5600	385	52	46	550	26
38	5000	5400	2	5900	385	52	46	550	26

注：① 首锚链总长度栏中（ ）内数字为长江三峡库区船舶应配的锚链总长度

② 锚链和尾锚索直径栏中（ ）内数字分别为链、索直径。

表 3.4.3.1

序号	系　船　索								
	其中　（一）			其中（二）			其中（三）		
	根数	最小破断力（N）	直径（mm）	根数	最小破断力(N)	直径（mm）	根数	最小破断力(N)	直径（mm）
1	2	3136	9.3						
2	2	31360	9.3						
3	2	31360	9.3						
4	2	31360	9.3						
5	1	46060	11	2	31360	9.3			
6	1	46060	11	2	31360	9.3			
7	1	46060	11	2	31360	9.3			
8	1	63700	13	2	46060	11			
9	1	63700	13	2	46060	11			
10	1	63700	13	2	46060	11			
11	1	63700	13	2	46060	11			
12	1	63700	13	2	46060	11			
13	1	82320	15	2	63770	13			
14	2	82320	15	2	63770	13			
15	2	104860	17	2	63700	13			
16	2	129360	18.5	2	82320	15	2	46860	11
17	2	129360	18.5	2	82320	15	2	46860	11
18	2	156800	20.5	3	104860	17	2	63700	13
19	2	156800	20.5	3	104860	17	2	63700	13
20	2	156800	20.5	3	104860	17	2	63700	13
21	2	156800	20.5	3	104860	17	2	63700	13
22	2	187180	22.5	3	104860	17	2	63700	13
23	2	187180	22.5	3	104860	17	3	63700	13
24	2	219520	24.5	4	104860	17	3	63700	13
25	2	219520	24.5	4	104860	17	3	63700	13
26	2	219520	24.5	4	104860	17	3	82320	15
27	2	219520	24.5	4	104860	17	3	82320	15
28	2	219520	24.5	4	104860	17	3	82320	15
29	2	254800	26	4	104860	17	3	82320	15
30	2	254800	26	4	104860	17	3	82320	15

31	2	254800	26	4	104860	17	3	82320	15
32	2	254800	26	4	104860	17	3	82320	15
33	2	254800	26	4	104860	17	3	82320	15
34	2	254800	26	4	104860	17	3	82320	15
35	2	254800	26	4	104860	17	3	82320	15
36	2	254800	26	4	104860	17	3	82320	15
37	2	254800	26	4	104860	17	3	82320	15
38	2	254800	26	4	104860	17	3	82320	15

第5节　拖、曳及系结设备

3.5.1　一般要求

3.5.1.1　本节适用于拖船和被拖船舶的拖曳设备及顶推船队的系结装置。

3.5.1.2　非专用拖船的拖曳设备和顶推船队的长缆系结应参照本节有关规定。

3.5.2　拖缆

3.5.2.1　拖缆的强度应根据系柱拖力确定。系柱拖力可按计算值或同型船舶试验结果得出。如无上述资料，则系柱拖力 F 应按下式计算所得之值：

(1)　无导流管的船舶　　$F = 0.16N_e$　　kN

(2)　具有导流管或喷水推进装置的船舶　$F = 0.213N_e$　　kN

式中：N_e——主机总功率，kW。

3.5.2.2　拖缆最小破断力 F_0 应不小于按下式计算所得之值：

$$F_0 = KF \qquad \text{kN}$$

式中：F——系柱拖力，kN，按本节 3.5.2.1 的规定；

K——安全系数，当 $F \le 41.2$ kN 时，取 5；$F \ge 137.3$ kN 时，取 4；

当 $41.2kN < F < 137.3kN$ 时，K 值内插确定。

3.5.2.3　拖缆长度应根据航区和营运条件确定。

3.5.3　拖钩

3.5.3.1　拖钩许用负荷 F_1 应不小于系柱拖力的 1.2 倍。

3.5.3.2　应根据拖钩许用负荷选配标准尺度的拖钩。如果自行设计，拖钩所有受力零件按所选用的拖缆的破断力进行强度计算，其许用应力不大于材料屈服极限的 85%。

3.5.4　拖带和被拖船舶的拖缆及拖桩

3.5.4.1　被拖船舶之间采用吊拖时，其拖缆的总破断力应不小于拖船拖缆的破断力。如采用其他拖带型式，其前后连接缆的总破断力应不小于拖船拖缆破断力的 2 倍。

3.5.4.2　拖缆的根数和长度应根据拖桩的布置和营运条件确定。

3.5.4.3　被拖船舶的拖桩应根据所选用拖缆的规格选配标准尺寸。如自行设计，拖桩按所选用拖缆的整体破断力进行强度计算，其许用应力应不大于材料屈服极限的 85％。

3.5.5 顶推系结装置

3.5.5.1 顶推系结装置的强度应根据计算负荷确定。计算负荷由操舵系结力和波浪系结力组成。计算负荷可以根据计算方法或型船试验法以及两者相结合的方法来确定。如无上述资料可按下列公式确定。

(1) 推船与驳船之间的计算弯矩M_p，应不小于按下列两式计算所得之值：

$$M_p = M_1 + M_2 \qquad \text{kN·m}$$

$$M_p = 1.4M_1 \qquad \text{kN·m}$$

式中：$M_1 = \alpha(1+R)P_y L_c$ kN·m

当$M_1 \geq P_y L_t$时，取$M_1 = P_y L_t$

$$M_2 = 6.867 f\beta\nabla_b(1+0.1R) \qquad \text{kN·m}$$

其中：L_t——推船的船长，m；

L_c——船队的总长，m；

∇_b——单驳的排水量，t；

R——系数，一列式船队取 0；二列式船队取 1；三列式船队取 2；四列式船队取 3；

α——系数：

$$\alpha = \frac{L_t}{L_c} - 2\left(\frac{L_t}{L_c}\right)^2 + \left(\frac{L_t}{L_c}\right)^3$$

β——系数，A 级航区船舶取 1.8；B 级航区和 J 级航段船舶取 1.0；C 级航区船舶取 0；

P_y——舵升力，kN，当舵的最大升力系数所对应的角度小于 25°时取最大力系数；当大于 25°时取 25°处的升力系数；舵升力计算应经本社同意；

f——系数，按表 3.5.5.1 选取，中间值内插确定。

表 3.5.5.1

λ/L_b	≤0.4	0.6	0.8	≥1.0
f	0.32	0.92	1.2	1.41

表中：L_b——单驳的船长，m；

λ——相当波长，m，A 级航区取 30；B 级航区取 15；C 级航区取 5。

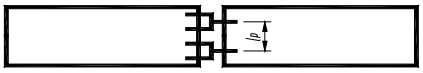
(2) 驳船与驳船之间的计算弯矩M_P应不小于按下列两式计算所得之值：

$$M_p = 0.148P_y L_c + 10.3 f\beta\nabla_b \qquad \text{kN·m}$$

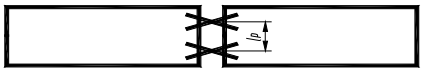
$$M_p = 0.207P_y L_t \qquad \text{kN·m}$$

式中：L_c、P_y、∇_b、β、f——同本节 3.5.5.1(1)式。

(3) 计算负荷有效力臂l_p根据编队情况和系结装置的形式与布置确定。驳船与驳船之间的l_p以一列式编队情况计算。如图3.5.5.1(1)所示；推船与驳船之间的l_p按实际编队情况计算，如图3.5.5.1(2)所示。

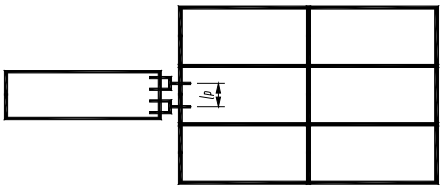


采用无缆系结方式

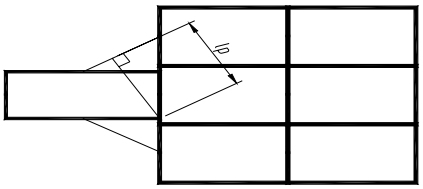


采用无缆系结方式

（1）



采有缆系结方式



采用有缆系结方式

（2）

图3.5.5.1

(4) 计算负荷 P 按下式计算：

$$P=\frac{M_p}{l_p} \qquad \text{kN}$$

式中：M_p——计算弯矩，kN·m，按本节 3.5.5.1(1)或 3.5.5.1(2)规定；

l_p——计算负荷有效力臂，m，按本节 3.5.5.1(3)规定。

3.5.5.2 缆索整体破断力应不小于计算负荷。

3.5.5.3 对滑轮系缆或系缆桩所选用缆索的破断力以及受力情况进行强度计算，其许用应力应不大于材料屈服极限的 85%。

3.5.5.4 无缆系结的系结装置根据计算负荷以及受力情况进行强度计算，其许用应力应不大于材料屈服极限的 85%。

第6节 其 他

3.6.1 桅

3.6.1.1 桅应有两个牢固的支点，只有一个支承点的桅，其根部应适当加强。

3.6.1.2 桅穿过甲板支承点时应牢固地与甲板连接，甲板开口周围须作有效的补强。

3.6.1.3 悬挂桅灯的桅的尺寸，可视具体情况确定。桅杆高度对过桥有影响时，桅杆可做成活动式的或折叠式的。

3.6.1.4 油船前桅的外径 D 与壁厚 t 的关系应符合下式规定：

$$D=\frac{1000t}{25-t} \qquad \text{mm}$$

桅壁的最小厚度应不小于 2.5mm，最大厚度应不大于 8mm。

3.6.2 护舷木条

3.6.2.1 货舱内舷应装设护舷木条，护舷木条允许用钢质或其他等效材料代替。

3.6.2.2 所有突出于货舱内可能被货物碰坏的结构（人孔、空气管、测深管等）应以木盖栅栏或其他防护物保护。

3.6.2.3 干货舱与深油舱相邻的舱壁，应在货舱一侧装设舱壁木护板或用其他材料代

替。

3.6.3　涂料

3.6.3.1　船舶应采取有效措施以防止船体构件的过分腐蚀。

3.6.3.2　船体结构表面在涂刷涂料之前，应按涂料生产厂商的工艺要求进行表面处理，并达到相应的清洁度要求。

3.6.3.3　在单层底船的舭部转角以下的外板内侧及底部骨架与双层底的舭部污水沟等处，均应涂敷水泥或沥清或其他有效防腐涂料。锚链舱应涂敷沥清或其他有效防腐涂料。

3.6.3.4　贮存压载水和淡水的双层底柜及首、尾尖舱，均应涂刷水泥或其他有效的涂料。贮存燃油的双层底柜应尽可能涂刷耐油的防腐涂料。

3.6.3.5　铺设木铺板的双层底柜顶板或轴隧顶板的外表面应涂刷沥清溶液或其他有效的涂料；不设木铺板的双层底柜顶板或轴隧顶板则应涂刷油漆。

3.6.4　集装箱系固设备

3.6.4.1　集装箱系固设备应满足本篇附录Ⅱ的有关要求。

3.6.5　车辆系固装置

3.6.5.1　装运车辆的滚装船的车辆系固装置应满足本篇附录Ⅲ的要求。

第4章　客船船体结构补充规定

第1节　一般规定

4.1.1　一般要求

4.1.1.1　本章中无明确规定者，应符合本篇第 2 章的有关规定。

4.1.1.2　船长小于40m航行J级航段的客船及仅航行于三峡库区船长大于20m的客船，应在舭部设置符合 2.6.1.1 规定的防撞边舱。

4.1.2　定义

4.1.2.1　单甲板船——以干舷甲板为强力甲板的船舶。

4.1.2.2　双甲板船——以上甲板为强力甲板的船舶。

4.1.2.3　上层建筑甲板——位于强力甲板以上的各层上层建筑甲板，各层甲板名称如图 4.1.2.3 所示。

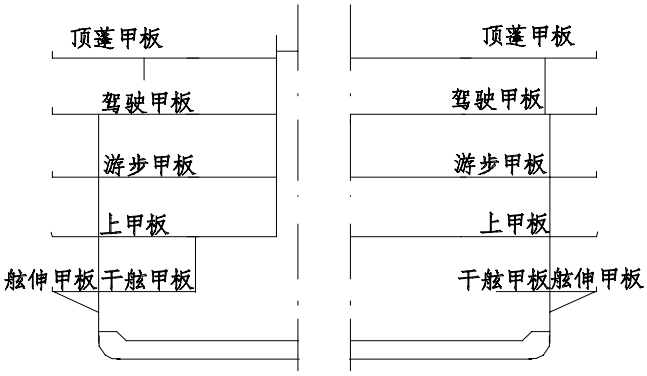


图 4.1.2.3

4.1.3　双甲板船

4.1.3.1　以上甲板为强力甲板的双甲板船应满足下列要求：

(1)　上甲板应为全船贯通的连续甲板。

(2)　上甲板与干舷甲板之间的舷侧应是干舷甲板下舷侧结构的延续，其舷侧普通肋骨与强肋骨应符合本章4.5.1的规定。舷侧外板与舷侧顶列板应分别符合本章4.3.2.1及本章4.3.3.1的规定。

(3)　上甲板与干舷甲板之间舷侧板上应尽量减少开口。若需开口，开口间的间距应不小于3个肋距，且开口沿船长方向的最大尺度的总和应不大于船长的10%。船中部0.4L区域内禁止开设沿船长方向的尺度大于3个肋距的开口，舷门开口应符合本章4.3.4的规定。

(4)　上甲板与干舷甲板之间的横舱壁应符合本章4.5.2的规定。

第2节　总纵强度

4.2.1　主尺度比值

4.2.1.1　船舶的主尺度比值范围应符合本篇第 2 章表 2.2.1.1 的规定。对于双甲板船在计算主尺度比值时，计算型深取在船长中点处沿舷侧自平板龙骨上表面量至上甲板下表面的垂直距离（其他涉及型深参数的计算仍取规范定义的型深）。

4.2.2　中剖面模数和舯剖面惯性矩

4.2.2.1　船长大于或等于 50m 时，船体中部剖面最小剖面模数 W_0（强力甲板边线或平板龙骨处）应不小于按下式计算所得之值：

$$W_0 = aK_1K_2LBD \qquad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中：K_1——系数，$K_1 = \left(1451 - 4.16L + 0.015L^2\right) \times 10^{-3}$；

K_2——系数，$K_2 = 2.37 - 2.791C_b + 1.35C_b^2$；

L——船长，m；

B——船宽，m；

D——型深，m；

a——航区系数，同本篇 2.2.1.1；

C_b——方形系数，当 C_b <0.6 时，取 $C_b = 0.6$；当 C_b >0.8 时，取 $C_b = 0.8$。

4.2.2.2　当船中部强力甲板以上设有有效长度（有效长度为本篇第 1 章图 1.2.3.4 所示的除阴影部分以外的上层建筑甲板的最大长度）大于 0.4L 的一层或一层以上连续的钢质上层建筑（或甲板室）时，则最下一层上层建筑（或甲板室）的甲板、侧壁板及其纵向连续构件应参与总纵弯曲，并按下式计算强力甲板或平板龙骨处的联合剖面模数和惯性矩。

在强力甲板边线处：

$$W = \frac{I_e}{d} \qquad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

在平板龙骨处：

$$W = \frac{I_e}{D_S - d} \qquad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中：I_e——主体与上层建筑联合中剖面惯性矩，$\text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$；

d——中和轴至强力甲板的距离，m；

D_S——自船底至强力甲板边线处的计算型深，m。

$$d = \frac{B}{A + \sum a_i} \qquad \text{m}$$

$$I_e = 2 \cdot \left[d \cdot \sum f_d \cdot (d - y) \cdot a_i + d^2 \cdot A - 2dB + C\right] \qquad \text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

式中：A——主体半剖面，cm^2；

B——主体半剖面对强力甲板的静矩，$\text{cm}^2 \cdot \text{m}$；

C——主体半剖面对强力甲板的惯性矩，$\text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$；

a_i——最下一层上层建筑的半剖面，cm^2；

y——最下一层上层建筑（或甲板室）构件中心至强力甲板的距离，m。

f_d——最下一层上层建筑（或甲板室）参与总纵弯曲的修正系数，单甲板船取：$f_d = 1.0$，双甲板船取：$f_d = 0.5$。

4.2.2.3　当强力甲板上第一层上层建筑（或甲板室）侧壁上的开口沿船长方向的最大

尺度的总和大于侧壁长度的 20%时，则第一层上层建筑（或甲板室）不计入总纵强度计算。

4.2.2.4　船长大于或等于 50m 时，船舯剖面对水平中和轴的惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 3.5W_0 L \times 10^{-2} \qquad \text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

式中：W_0——船中剖面模数，$\text{cm}^2 \cdot \text{m}$，按本节 4.2.2.1 计算；

L——船长，m

4.2.3　总纵弯曲强度及屈曲强度校核

4.2.3.1　船长大于或等于 50m 的客船除应满足本节 4.2.2.1、4.2.2.4 的要求外，尚应按本篇第 2 章 2.2.4、2.2.6 的规定进行航行工况的总纵弯曲强度及屈曲强度的校核。

第3节　外 板

4.3.1　船底板

4.3.1.1　船中部船底板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = a(aL + \beta s + r) \qquad \text{mm}$$

式中：L、s、a ——同本篇 2.3.2.1 式；

α、β、γ——系数，按骨架型式由表 4.3.1.1 选取。

表 4.3.1.1

骨架型式	α	β	γ
横骨架式	0.046	3.3	0.8
纵骨架式	0.038	3.5	0.5

4.3.2　舷侧外板

4.3.2.1　船中部干舷甲板以下舷侧外板厚度应满足本篇 2.3.4.1 的要求。双甲板船船中部干舷甲板与强力甲板之间的舷侧外板厚度应不小于船底板厚度的 0.8 倍。

4.3.3　舷侧顶列板

4.3.3.1　舷侧顶列板应与强力甲板牢固地连接。舷侧顶列板的宽度与厚度应符合本篇 2.3.5 的规定。

4.3.4　舷门开口

4.3.4.1　干舷甲板与强力甲板之间的舷侧若开设舷门，舷门应尽可能设置在船中部 $0.4L$ 区域以外。舷门的开口角隅应为圆角，并应与上层建筑或长甲板室的端点避开。

4.3.4.2　舷门开口应用桁材及复板补强。舷门开口两侧应设竖桁材，开口的上端应设短桁材。开口上下两端应采用等于舷侧外板厚度 1.5 倍的加厚板或厚度相等的复板加强，加厚板或复板应向舷门边线两侧各延伸两个肋距，并应将圆角包住，如图 4.3.4.2 所示。

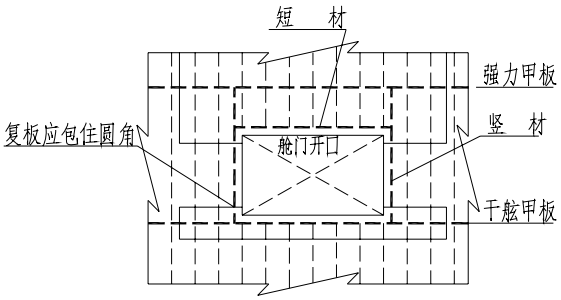


图 4.3.4.2

第4节　甲 板

4.4.1　强力甲板

4.4.1.1　船中部强力甲板的厚度应符合本篇第 2 章 2.4.1 的规定。

4.4.2　干舷甲板

4.4.2.1　双甲板船船中部的干舷甲板厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值：

$$t = 0.03L + c \qquad \text{mm} \qquad (1)$$

$$t = 5s\sqrt{h} \qquad \text{mm} \qquad (2)$$

式中：L——船长，m；

s——肋骨间距，m；

h——计算水柱高度，m，按本篇 2.8.1.1 选取；

c——常数，对 A 级航区船舶取 2.3，对 B 级航区船舶取 1.8。

首、尾部，大开口两端和开口之间的干舷甲板厚度可以减薄，但应不小于(2)式计算所得之值，船中部以外的干舷甲板厚度可以逐渐减薄。

干舷甲板的最小厚度应不小于 3.0 mm。

4.4.2.2　干舷甲板舱口角隅的布置与补强应符合本篇 2.4.1.5 及本篇 2.4.1.6 的规定。

4.4.3　舷伸甲板

4.4.3.1　舷伸甲板厚度取与干舷甲板厚度相同。

第5节　甲板间骨架及横舱壁

4.5.1　甲板间舷侧骨架

4.5.1.1　双甲板船干舷甲板与强力甲板之间的肋骨及强肋骨的剖面模数应不小于干舷甲板下肋骨及强肋骨剖面模数的 0.8 倍。

4.5.1.2　肋骨、强肋骨与强力甲板下横梁、强横梁之间应采用肘板连接。肘板尺寸应符合本篇 2.7.6 的规定。肋骨、强肋骨的下端与干舷甲板直接焊接时，可免设肘板。

4.5.2　甲板间横舱壁

4.5.2.1　位于干舷甲板和强力甲板之间的横舱壁应与干舷甲板下横舱壁在同一平面内，舱壁间距应符合本篇第 2 章 2.12.1.4 的规定。舱壁板厚度应不小于干舷甲板下水密舱壁顶列板的厚度，扶强材的剖面模数应为干舷甲板下舱壁扶强材剖面模数的 0.8 倍。

第6节　舱 口

4.6.1　舱口围板

4.6.1.1　位于干舷甲板上的上层建筑内的非露天货舱口的围板高度，对船长小于或等于 30m 者应不小于 50mm；对船长在 30m 以上者应不小于 75mm。舱口围板厚度应不小于 3mm。

第7节　上层建筑及甲板室

4.7.1　围壁

4.7.1.1　参与总纵弯曲的上层建筑（甲板室）的外壁板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 1.6s \cdot \sqrt[3]{L} \qquad \text{mm}$$

式中：L——船长，m；

s——扶强材间距，m。

外壁板厚度尚应不小于 3mm。

4.7.1.2　内壁板厚度可按本节 4.7.1.1 计算所得厚度减少 1mm。

4.7.1.3　围壁扶强材的剖面模数应符合本篇 2.16.2.4 的规定。

4.7.2　甲板及其骨架

4.7.2.1　参与总纵弯曲的上层建筑（甲板室）甲板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 0.03L + 2.5 \qquad \text{mm}$$

式中：L——船长，m。

航行于 B、C 级航区的船舶可按上式计算厚度减少 0.5mm。

4.7.2.2　参与总纵弯曲的上层建筑（甲板室）甲板，其结构应与强力甲板相同。

第5章　拖、推船船体结构补充规定

第1节　一般规定

5.1.1　一般要求

5.1.1.1　本章中无明确规定者，应符合本篇第 2 章的有关规定。

5.1.1.2　本章适用于专作拖曳或顶推的船舶，以及被推货船。

5.1.2　主尺度比值

5.1.2.1　拖、推船的主尺度比值应符合本篇第 2 章表 2.2.1.1 的规定。

第2节　外板及甲板

5.2.1　船底板

5.2.1.1　拖、推船的船底板厚度在全船长度范围内应按本篇 2.3.2.1 的规定增厚，其增加厚度 Δ t 应不小于按下式计算所得之值：

$$\Delta t = \frac{\sum N_e}{1500} \qquad \text{mm}$$

式中：$\sum N_e$——主机的总额定功率，kW。

5.2.1.2　拖、推船的平板龙骨应在全船长度范围内按船底板厚度增加 1mm。

5.2.2　舷侧外板

5.2.2.1　拖、推船的舷侧外板厚度应与船底板相同。

5.2.3　舭列板

5.2.3.1　拖、推船的舭列板厚度应按船底板厚度增加 1mm。

5.2.4　首、尾封板

5.2.4.1　推船的首封板及被推船的首、尾封板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 2c\sqrt{L} \qquad \text{mm}$$

式中：L——船长，m，

对推船 $L = L_{推} + 0.5L_{被推}$

其中：$L_{推}$——推船船长，

$L_{被推}$——被推船中最长的一个船长；

c——系数，A 级航区船舶取 1.0；B 级航区船舶取 0.95；C 级航区船舶取 0.85。

如果设有突出的顶推柱(架)，顶推时首、尾封板不与他船直接接触，则首、尾封板厚度可以减薄，但应不小于本篇 2.3.6.1 的规定。

5.2.4.2　主机总功率在 440kW 以上的推船及船长大于 50m 的被推船的首(尾)封板上下缘应折边且与甲板及船底板牢固连接，封板两端应伸过两舷角隅与舷侧板牢固连接，或采用首尾封板包绕船端角隅的大型铸件或焊件。

5.2.4.3　方形首(尾)，除最上一列封板厚度应符合上述要求外，以下各列封板的厚度可以减薄至船底板的厚度，但是最下列封板的厚度应与最上一列的封板的厚度相同。上下列

封板的高度应各不小于 0.15D。角隅封板内侧，应加设与封板等厚度的水平肘板，其间距不超过 200mm。

方形首尾的两舷角隅应为光顺曲线，半径应不小于 0.5m。角隅封板的厚度应与最上一列封板厚度相同，且与舷侧板及首尾封板的接缝应距转角线以外至少 50mm。

5.2.5 强力甲板

5.2.5.1 拖、推船中部的强力甲板半剖面积 A 应不小于按下式计算所得之值：

$$A = \frac{B}{2}\left(aL + \beta\right) \qquad \text{cm}^2$$

式中：L——船长，m；

B——船宽，m；

α、β——系数，按航区由表 7.2.5.1 选取。

表 7.2.5.1

航 区	A	B	C
α	0.34	0.31	0.31
β	17.0	15.0	14.0

5.2.5.2 推船及被推船的首、尾部在前后封板向后(前)的第一道横舱壁的范围内的甲板厚度 t，应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 0.85\sqrt{L} \qquad \text{mm}$$

式中：L——船长，m。

第3节 舷侧骨架

5.3.1 主肋骨和普通肋骨

5.3.1.1 拖、推船的主肋骨或普通肋骨剖面模数应为本篇 2.7.2 规定对自航船要求的 1.3 倍。

5.3.2 强肋骨

5.3.2.1 拖、推船的舷侧骨架若采用交替肋骨制时，其强肋骨的剖面模数应为本篇 2.7.3 规定对自航船要求的 1.3 倍。

5.3.3 舷侧纵桁

5.3.3.1 拖、推船均应设置舷侧纵桁，舷侧纵桁的剖面尺寸与强肋骨相同。当主机总额定功率超过 1000kW 时，舷侧纵桁的腹板应增厚 1mm，面板剖面积增大 0.2 倍。

第4节 首尾结构

5.4.1 一般要求

5.4.1.1 推船的首尖舱及被推船的首、尾舱内甲板和船底骨架建议采用纵骨架式。

5.4.2 纵骨

5.4.2.1　首、尾舱内外底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 10csdl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：c——同本章 5.2.4.1 式；

s——纵骨间距，m；

d——吃水，m；

l——纵骨跨距，m；取横桁材(实肋板)之间的距离。

5.4.2.2　首、尾舱内甲板纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 17csl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：c——同本章 5.2.4.1 式；

s、l——同本节 5.4.2.1 式。

5.4.2.3　首、尾舱内的外底纵骨与甲板纵骨均应用肘板与防撞舱壁扶强材相连。肘板直角边的长度应不小于一个肋距，肘板的厚度应与所连型材厚度相同。纵骨与首、尾封板的垂直桁可直接搭接相连，搭接长度应不小于型材高度的 2 倍，如图 5.4.2.3 所示。

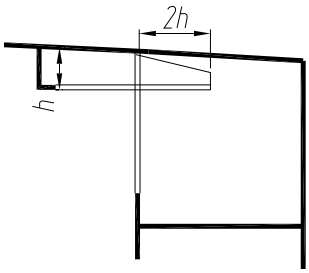


图 5.4.2.3

5.4.3　纵桁架

5.4.3.1　首、尾舱内应设置单向纵桁架，其间距应不大于 2.5m 且应尽可能是船中部纵桁架或纵舱壁的延续。倾斜形首、尾的纵桁架型式如图 5.4.3.1 所示。

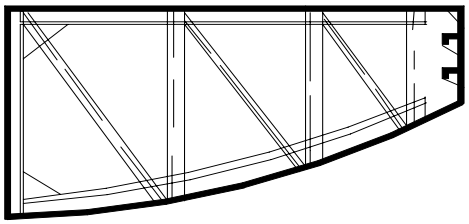


图 5.4.3.1

5.4.3.2　纵桁架支柱间距应不大于支柱高度的 1.1 倍；如不能满足，应用纵舱壁代替。支柱所选用的型材强度应不小于表 2.11.3.1 的相当强度。支柱负荷 P 应由下式计算所得：

$$P = 9.8abl \qquad \text{kN}$$

式中：a——支柱所支持甲板面积的长度，m；

b——支柱所支持甲板面积的宽度，m；

l——支柱长度，m，取上下横桁材之间的距离。

方形首、尾的纵桁架横撑材负荷 P 应按下式计算所得：

$$P = 39.2ab \qquad \text{kN}$$

式中：a——撑材所支持的首或尾封板长度，m；

b——撑材所支持的首或尾封板宽度，m。

横撑材的长度取前后两垂直桁之间的距离。

斜杆型材的剖面积可为支柱(或撑材)型材剖面积的 0.5 倍。

5.4.4　横桁材

5.4.4.1　桁架支柱的上下端应分别设置横桁材，支柱上下两端横桁材的剖面模数 W 应

不小于按下式计算所得之值：

$$W = 8.5csdl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：c——同本章 5.2.4.1 式；

s——横桁材间距，m；

d——对下横桁材为吃水，m，但应不小于 1.2m，对上横桁材为计算水柱高度取 d=1.2m；

l——桁材跨距，m；取纵桁架之间或纵桁架与舷侧之间距离之大者。

5.4.5 封头骨架

5.4.5.1 首、尾封头应由水平扶强材加强。扶强材尺寸应不小于本节 5.4.2.2 甲板纵骨尺寸，位于顶推平面和承推平面的水平扶强材间距应不大于 300mm。

5.4.5.2 首、尾封头应设置垂直桁，垂直桁间距应与纵桁架间距相同。垂直桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = Kcs(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：K——系数，设置水平撑材时取 30，不设水平撑材时取 19.5；

c——同本章 5.2.4.1 式；

s——垂直桁间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5 规定；

l——垂直桁跨距，m，取上、下桁材面板之间的距离，当设横撑材时取上述距离的 1/2。

5.4.5.3 如首、尾端采用如图 5.4.3.1 的倾斜型端部，端部封头肘板的厚度应不小于甲板纵骨型材的厚度，肘板腹板高度应不小于甲板纵骨腹板高度的 4 倍，肘板的自由边应折边或设面板，肘板间距应与纵骨间距相同，如肘板间距取与纵桁架的间距相同，则首、尾封头应设间距不大于 300mm 的水平扶强材加强。

第5节 机舱围壁及其他

5.5.1 机舱围壁

5.5.1.1 拖船拖钩位置应尽可能接近甲板，该围壁处应采用加厚板补强，补强范围应不小于 600×600mm。加厚板的厚度应不小于原围壁板厚度的 2 倍。

5.5.1.2 在设置拖钩的围壁上必须设置垂直桁和水平桁，其结构尺寸和连接方式应满足对舱壁桁材的要求。

5.5.2 舷墙

5.5.2.1 拖、推船应设置内倾式舷墙，舷墙应符合本篇 2.17.2 的规定。

5.5.3 护舷材

5.5.3.1 拖、推船应在全船长度范围内沿甲板边线设置护舷材，护舷材应符合本篇 2.17.4 的规定。

第6章　油船船体结构补充规定

第1节　一般规定

6.1.1　一般要求

6.1.1.1　本章中无明确规定者应符合本篇第 2 章的有关规定，如为被推船时，尚应满足第 5 章的有关规定。

6.1.1.2　船长大于或等于 50m 小于 80m 的油船，其货油舱区域内强力甲板骨架和船底骨架应采用纵骨架式。

6.1.1.3　油、货两用船（驳）尚应满足本篇第 7 章的规定。

6.1.1.4　船长大于 80m 的油船应配备《安全装载手册》。

6.1.2　适用范围

6.1.2.1　本章适用于散装石油及其制品的油船（驳）。

6.1.2.2　本章适用于结构形式为单底（或双底）单舷平甲板（或有膨胀甲板）油船（驳）及双底双舷（双壳）或单底双舷平甲板（或有膨胀甲板）油船（驳），如图 6.1.2.2 所示。

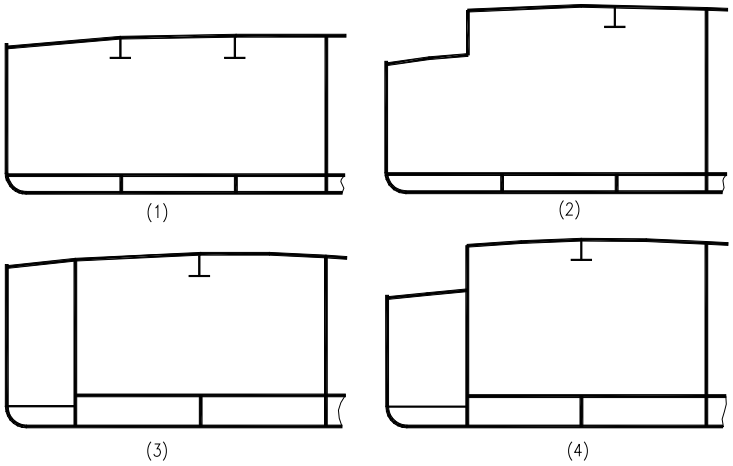


图 6.1.2.2

6.1.2.3　油货两用船（驳）仅适用于舱内装载闪点（闭杯）大于 60℃的油品，甲板载货区域装载一般干货，且油货不同时装运。

6.1.3　货油舱区结构形式

6.1.3.1　设有双舷结构型式的油船（驳），在满载水线处内舷壁距舷侧外板的距离应不小于 760mm。

6.1.3.2　油船（驳）货油舱区域双层底在中纵剖面处的高度 h 应不小于 700mm。

第2节　总纵强度

6.2.1　主尺度比值

6.2.1.1　船舶的主尺度比值应符合表 6.2.1.1 的规定

表 6.2.1.1

比值 / 类别	L/B		B/D	
	A 级	B 级、C 级	A 级	B 级、C 级
自航船	≤25.0	≤30.0	≤4.5	≤5.0
非自航船	≤28.0	≤35.0	≤5.5	≤6.0

当船中部连续膨胀甲板的长度大于等于$0.4L$时，D可用D_1代替。D_1按下式计算：

$$D_1 = D + h_1 \frac{b_1}{B} \cdot \frac{l_1}{L} \qquad \text{m}$$

式中：L、B、D——分别为船长、船宽及型深，m；

h_1——膨胀甲板高出强力甲板的高度，m；

b_1——膨胀甲板的宽度，m；

l_1——膨胀甲板的长度，m。

6.2.2　中剖面模数和舯剖面惯性矩

6.2.2.1　船长大于或等于 50m 时，船体中部最小剖面模数 W_0(强力甲板边线或平板龙骨处)应不小于按下式计算所得之值：

$$W_0 = aK_1K_2LBD \qquad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中：K_1——系数，$K_1 = \left(1466 - 5.8L + 0.022L^2\right) \times 10^{-3}$。

K_2——系数，$K_2 = 2.44 - 2.89C_b + 1.4C_b^2$

L——船长，m；

B——船宽，m；

D——型深，m；

C_b——方形系数，当C_b＜0.6 时，取$C_b = 0.6$当；$C_b > 0.85$时，取$C_b = 0.85$。

6.2.2.2　船长大于或等于 50m 时，船舯剖面对水平中和轴的惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 3.5W_0L \times 10^{-2} \qquad \text{c m}^2 \cdot \text{m}^2$$

式中：W_0——船中剖面模数，$\text{cm}^2 \cdot \text{m}$，按本节 6.2.2.1 计算；

L——船长，m。

6.2.3　中剖面模数计算

6.2.3.1　如设有膨胀舱且膨胀舱在船中 0.4L 区域内保持连续，可将膨胀舱纵向连续构件的剖面积 100%计入中剖面模数计算。此时膨胀舱甲板处的中剖面模数应满足本节 6.2.2.1 的规定。

6.2.4　总纵弯曲强度及屈曲强度校核

6.2.4.1　当船长大于或等于 80m 时除应满足本节 6.2.2 的要求外，尚应按本篇第 2 章

2.2.4、2.2.6 的规定进行下述工况的总纵弯曲强度及屈曲强度的校核:

(1) 满载：出港、到港；

(2) 空载加压载：出港、到港。

(3) 载油区域首、尾端的油舱满载，其它油舱空载；

(4) 载油区域中部油舱满载，其它油舱空载；

(5) 《安全装载手册》中要求的装载工况。

第3节 外板及内底板

6.3.1 船底外板

6.3.1.1 单、双壳油船中部船底板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = a(\alpha L + \beta s + r) \qquad \text{mm}$$

式中：L、s、a——同本篇 2.3.2.1 式；

α、β、γ——系数，由表 6.3.1.1 选取。

表 6.3.1.1

结构型式	α	β	γ
横骨架式	0.065	5.5	0.3
横骨架式	0.057	4.5	0.4

6.3.1.2 单、双壳油船的船底板厚度尚应不小于按本篇 2.3.2.2 计算所得之值的 1.15 倍。

6.3.2 舷侧外板

6.3.2.1 舷侧外板的厚度应不小于船底板厚度的 0.9 倍。

6.3.3 内舷板

6.3.3.1 双壳油船内舷板的厚度应与舷侧外板的厚度相同；且应满足本章 6.10.2.1 对货油舱端部舱壁厚度的要求。内舷板应延伸至船底板。

6.3.4 内底板

6.3.4.1 双壳油船中部内底板厚度 t 应不小于按本节 6.3.1.1 计算所得之值的 0.8 倍。

6.3.4.2 双壳油船内底厚度 t 尚应不小于近下式计算所得之值：

$$t = 5.5s\sqrt{h} \qquad \text{mm}$$

式中：s——骨材间距，m；

h——计算水柱高度，m，取内底板至甲板以上 1.0m 或至溢流管顶端的距离，设有膨胀舱时，至膨胀甲板以上 0.5m，取大者，但应不小于 2.0m。

第4节 甲 板

6.4.1 强力甲板

6.4.1.1 平甲板油船货油舱区域的强力甲板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 8.9s + 0.5 \qquad \text{mm}$$

式中：s——骨材间距，m。

平甲板油船强力甲板最小厚度应符合本篇 2.4.1.1 的规定。

6.4.1.2　甲板边板厚度应不小于强力甲板的厚度。

6.4.1.3　设有膨胀舱时，膨胀舱侧壁外侧的甲板边板宽度应不小于 760mm，甲板边板的厚度应符合本节 6.4.1.1 的规定。

6.4.1.4　船中部长度大于等于 $0.4L$ 的连续膨胀舱甲板，其厚度应符合本节 6.4.1.1 的规定。

第5节　船底骨架

6.5.1　实肋板

6.5.1.1　横骨架式单底结构应每档设置实肋板，纵骨架式单底结构实肋板间距应不大于 2.5m。双底结构不论何种骨架形式，实肋板间距应不大于 2.5m。

6.5.1.2　单底油船其货油舱区实肋板的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ks(fd + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：k——系数，k=0.4B/D+4.8，但应不小于 6；

s——实肋板间距，m；

f——系数，取 f= 0.75+0.7/d；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5 规定；

l——实肋板跨距，m，取舷侧至纵舱壁(双向纵桁架)或纵舱壁(双向纵桁架)之间跨距点的距离，取其大者，跨距点按本篇 1.2.4 规定。

6.5.1.3　双层底实肋板高度不低于 700mm，其厚度不小于该处船底板的厚度。当在实肋板上开设人孔时，应符合本篇 8.5.2.4 的规定。实肋板腹板高度与厚度之比大于 100 或双层底高度大于 800mm 时，应在实肋板腹板上设垂直加强筋加强筋厚度与实肋板厚度相同，宽度为厚度的 8 倍，其间距应不大于双层底高度。

6.5.1.4　双壳油船舷舱内的单底实肋板应由货舱区的实肋板直接延伸。如果内舷板直接延伸到船底板，则舷舱内单底实肋板的高度可为货油舱区双底实肋板高度的 1/2，实肋板厚度与货舱区内实肋板厚度相同，实肋板上缘应折边或设面板。

6.5.2　底肋骨

6.5.2.1　横骨架式单底未设实肋板的肋位应设底肋骨，其剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5.5s(fd + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——肋骨间距，m；

f、d——同本节 6.5.1.2 式；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5 规定；

l——底肋骨跨距，m，取内龙骨之间或内龙骨与舷侧(或纵舱壁)之间的距离，取其

大者。

6.5.2.2　底肋骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 3Wl \qquad \text{cm}^4$$

式中：W——按本节 6.5.2.1 计算所得之剖面模数；

l——同本节 6.5.2.1 式。

6.5.3　船底纵骨

6.5.3.1　纵骨架式单底船底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ks(fd + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：k——系数，取 $k = 0.028L + 3.3$，但应不小于 4.14；

s——纵骨间距，m；

f、d——同本节 6.5.1.2 式；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5 规定；

l——纵骨跨距，m，取实肋板之间的距离。

6.5.3.2　船底纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 1.1al^2 \qquad \text{cm}^4$$

式中：a——纵骨连同带板的剖面积，cm^2；

l——同本节 6.5.3.1 式。

6.5.4　组合肋板

6.5.4.1　横骨架式双层底未设实肋板的肋位上须设置组合肋板，外底骨材的剖面模数和惯性矩应符合本节 6.5.2 底肋骨的规定。内底骨材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3.8shl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——肋骨间距，m；

h——计算水柱高度，m，取内底板至甲板以上 1.0m 或围阱甲板上 0.5m 或溢流管顶端的距离，取其大者，但应不小于 2.0m；

l——肋骨跨距，m，取桁材与桁材或桁材与舷侧间(不扣除肘板)的距离，取其大者。

内底骨材的剖面模数尚应不小于外底骨材剖面模数的 0.85 倍。

6.5.5　外底纵骨和内底纵骨

6.5.5.1　纵骨架式双层底外底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ks(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：k、s、l——同本节 6.5.3.1 式；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5 规定。

6.5.5.2　纵骨架式双层底内底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = kshl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：k、s、l——同本节 6.5.3.1 式；

h——同本节 6.5.4.1 式。

内底纵骨的剖面模数尚应不小于外底纵骨剖面模数的 0.85 倍。

6.5.5.3　外底纵骨的剖面惯性矩应符合本节 6.5.3.2 的规定。

第6节　舷侧及舷舱骨架

6.6.1　主肋骨和普通肋骨

6.6.1.1　单壳油船的主肋骨和普通肋骨的剖面模数 W 应不小于按下列两式计算所得之值：

$$W = ks(fd + r)l^2 \qquad \text{cm}^3 \qquad (1)$$

$$W = 11.5sl^2 \qquad \text{cm}^3 \qquad (2)$$

式中：k——系数，普通肋骨取 4.0；主肋骨取 5.5；

s——肋骨间距，m；

f——系数，普通肋骨 $f = 0.75 + 1.325/d$；主肋骨 $f = 0.75 + 0.933/d$；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5 规定；

l——肋骨跨距，m，按本篇 2.7.2.1 规定。

6.6.1.2　单壳油船的主肋骨与强横梁及实肋板间的连接肘板应增高，直角边长应分别不小于强横梁和实肋板高度的 1.5 倍。

6.6.1.3　双壳油船舷舱外舷肋骨的剖面模数应符合本篇 2.7.2.1 的规定；内舷肋骨（纵舱壁扶强材）的剖面模数应符合本章 6.10.2.2 对油舱端部舱壁扶强材的规定，且尚应不小于外舷肋骨的尺寸。

6.6.2　舷侧纵骨和内、外舷纵骨

6.6.2.1　单壳油船的舷侧纵骨和双壳油船的外舷纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = Ks(fd + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：k——系数，k=0.03L+3.6，但应不小于 4.5；

s——纵骨间距，m；

f——系数，舷侧纵骨 $f = 0.625 + 0.7/d$；外舷纵骨 $f = 0.875$；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5 规定；

l——纵骨跨距，m，取强肋骨之间的距离。

6.6.2.2　舷侧纵骨与外舷纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 1.1al^2 \qquad \text{cm}^4$$

式中：a——纵骨连同带板的剖面积，cm^2；

l——同本节 6.6.2.1 式。

6.6.2.3　双壳油船的内舷纵骨剖面模数应按本章 6.10.2.3 的规定，且尚应不小于外舷纵骨的尺寸。

6.6.2.4　舷侧纵骨和内、外舷纵骨在横舱壁处中断时应用肘板与横舱壁连接，肘板的厚度与横舱壁相同，高度为纵骨高度的 2 倍，其自由边应折边。

6.6.3　强肋骨

6.6.3.1　无论单壳或双壳油船的强肋骨间距均应不大于 2.5m。

6.6.3.2　单壳油船舷侧骨架为交替肋骨制时，其强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ksl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：k ——系数，$k = 3.9(0.43d + 0.58r + 0.8)$；

s ——强肋骨间距，m；

d ——吃水，m；

r ——半波高，m，按本篇 1.2.5 规定；

l ——强肋骨跨距，m，单底船取型深，双底船取型深减去双底的高度。

纵骨架式舷侧，强肋骨的剖面模数应不小于上述计算值的 1.1 倍。

6.6.3.3　双壳油船的舷舱外舷强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5.2s(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s ——强肋骨间距，m；

d ——吃水，m；

r ——半波高，m，按 1.2.5 规定；

l ——强肋骨跨距，m，取实肋板上缘至横梁下缘之间的垂直距离。当在强肋骨跨距中点处设置水平撑材时，取上述距离的 1/2，但应不小于 1.2m。

强肋骨腹板在纵骨通过处的剩余高度应不小于其腹板高度的 0.6 倍，否则开口处剖面模数应满足上述要求。

强肋骨在纵骨通过处应每隔一根纵骨设置防倾肘板。

6.6.3.4　内舷强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 4.4shl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s ——强肋骨间距，m；

h ——计算水柱高度，m，自内底板上缘量至甲板边线以上 1.0m 或围阱顶板上方 0.5m 或溢流管顶端之距离，取大者，但不小于 2.0m。

l ——强肋骨跨距，m，按本节 6.6.3.3 的规定。

且尚应不小于外舷强肋骨剖面模数的要求。内舷强肋骨设置防倾肘板的要求按本节 6.6.3.3 的有关规定。

6.6.4　舷侧纵桁

6.6.4.1　横骨架式交替肋骨制的单壳油船舷侧和双壳油船的舷舱，应在舷侧和内舷设置一道纵桁，纵桁的尺寸与强肋骨相同。

6.6.5　舷舱撑材

6.6.5.1　双壳油船若在舷舱内、外舷强肋骨跨距中点之间设置水平撑材，其剖面积 a

应不小于按下式计算所得之值：

$$a = 0.5shl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——强肋骨间距，m；

h——计算水柱高度，m，取水平撑材至甲板以上 1.0m 或围阱顶板上方 0.5m 或溢流管顶端的距离，取大者，但不小于 2 m；

l——强肋骨跨距，m，取舷舱实肋板上缘至强横梁下缘的垂直距离。

如设置以水平撑材、斜撑材组成的横向桁架，其斜撑材的剖面积应不小于上式计算所得之值的 0.5 倍。

第7节　甲板骨架

6.7.1　甲板横梁

6.7.1.1　甲板横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 6.5sl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——横梁间距，m

l——横梁跨距，m，取舷侧与甲板纵桁（或纵舱壁）或甲板纵桁（纵舱壁）之间的距离，取其大者。

6.7.2　甲板纵骨

6.7.2.1　甲板纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ksl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：k——系数，取 k=0.073L+5.12，但应不小于 7.68；

s——纵骨间距，m；

l——纵骨跨距，m，取强横梁间距。

6.7.2.2　甲板纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 1.1al^2 \qquad \text{cm}^4$$

式中：a——纵骨连同带板的剖面积，cm^2。

l——同本节 6.7.2.1 式。

6.7.3　强横梁和甲板纵桁

6.7.3.1　纵骨架式强横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ksl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：k——系数，取 $k = 1.05B/D + 4.2$；

s——强横梁间距，m；

l——强横梁跨距，m，取舷侧至纵舱壁（双向纵桁架）或纵舱壁（双向纵桁架）之间跨距点的距离，取其大者，跨距点按本篇 1.2.4 规定。

6.7.3.2　纵骨架式甲板纵桁的尺寸应与强横梁相同。

6.7.3.3　横骨架式甲板纵桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = kbl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：k——系数，取 $k = 0.03L + 6.5$，但应不小于 7.68；

b——甲板纵桁支承面积的平均宽度，m；

l——纵桁跨距，m，取横舱壁（双向横桁架）之间跨距点的距离，取其大者，跨距点按本篇 1.2.4 规定。

6.7.3.4　甲板纵桁的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 2.5Wl \qquad \text{cm}^4$$

式中：W——按本节 6.7.3.3 计算所得之剖面模数；

l——同本节 6.7.3.3 式。

6.7.3.5　横骨架式强横梁的剖面尺寸应与甲板纵桁相同。

6.7.3.6　强横梁和甲板纵桁均应在其腹板上开设半径一般为 30～50mm 的半圆孔，其直边应沿甲板下缘以使气体流通，半圆孔的间距应不大于 1m。

6.7.4　舷舱内甲板骨架

6.7.4.1　双壳油船舷舱内甲板强横梁的腹板高度应不小于货油舱内强横梁腹板高度的 0.8 倍，腹板厚度及面板尺寸取与货油舱内强横梁相同。

6.7.4.2　双壳油船舷舱内其他甲板骨材应符合第 2 章第 8 节的规定，但甲板计算水柱高度应取 1.0m。

第8节　膨胀舱结构

6.8.1　一般规定

6.8.1.1　膨胀舱甲板距强力甲板的高度 h 一般应不大于按下式计算所得之值：

$$h = K \cdot D \qquad \text{mm}$$

式中：K——系数，$K = 499 - 3.65L + 0.0117L^2$，其中 L 为船长，m；

D——型深，m。

6.8.1.2　膨胀舱侧壁板伸入强力甲板以下至少 200mm。双舷结构膨胀舱侧壁板应与内舷板布置在同一平面内并与之连接。单舷结构膨胀舱侧壁板下缘应设面板，面板的厚度不小于侧壁板厚度，宽度不小于侧壁板厚度的 8 倍。

6.8.1.3　膨胀舱结构一般应在整个货油舱范围内分布。

6.8.2　膨胀舱结构

6.8.2.1　膨胀舱甲板的结构应符合本章 6.4.1.1 和本章第 7 节的规定。

6.8.2.2　膨胀舱侧壁板厚度应不小于膨胀甲板厚度，骨架结构形式及构件尺寸与舷侧骨架相同。

6.8.2.3　膨胀舱端壁板的厚度应不小于油舱舱壁厚度。当膨胀舱端壁与油舱舱壁在同一平面内时，其应为油舱舱壁的延续。若与横舱壁不在同一平面内时，应在其下方设置强横梁。端壁板应设置与油舱舱壁相同的扶强材和垂直桁材。端壁扶强材和垂直桁材应为油舱舱壁扶强材和垂直桁材的延续或在同一平面内。

第9节　纵桁架

6.9.1　一般要求

6.9.1.1　油船应在货油舱区域内设置连续双向纵桁架，纵桁架之间或纵桁架与舷侧或

纵舱壁之间的距离应不大于 4.0m。

6.9.1.2　在货油舱区域内的支柱及斜杆禁止采用空心杆。

第10节　舱 壁

6.10.1　一般要求

6.10.1.1　油船应在货油舱区域内设置一道中纵舱壁，如果双壳油船货油舱的宽度小于 0.65 倍船宽时，可免设中纵舱壁。

6.10.1.2　货油舱的长度 l_1 应不大于按下式计算所得之值：

$$l_1 = 0.1L + 6 \qquad \text{m}$$

式中：L——船长，m。

6.10.2　平面横舱壁

6.10.2.1　货油舱端部舱壁及货油舱之间的舱壁的底列板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = ks\sqrt{h} + a \qquad \text{mm}$$

式中：k——系数，货油舱端部舱壁取 4.6；货油舱之间的舱壁取 3.2；

s——舱壁扶强材间距，m；

h——计算水柱高度，m，由舱壁列板的下缘量至舱壁甲板上方 1.0m 或围阱顶板上方 0.5m 或溢流管顶端之距离，取其大者，但应不小于 2.0 m；

a——附加值，mm，货油舱端部舱壁取 0.5；货油舱之间的舱壁取 1.0。

6.10.2.2　舱壁垂直扶强材的间距应不大于 650mm，其剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = kshl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：k——系数，按表 6.10.2.2 选取：

表 6.10.2.2

舱壁种类 / 固定情况	货油舱端部舱壁	货油舱间舱壁
两端有肘板	5.0	4.0
一端有肘板	6.0	4.8
两端无肘板	6.6	5.35

s——扶强材间距，m；

h——计算水柱高度，m，由扶强材跨距中点至舱壁甲板上方 1.0m 或围阱顶板上方 0.5m 或溢流管顶端之距离，取其大者，但应不小于 2.0m；

l——扶强材跨距，m，若设有水平桁时，取水平桁至扶强材端部的距离。

6.10.2.3　水平扶强材间距应不大于 650mm，其剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3.8shl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——扶强材间距，m；

h——计算水柱高度，m，自扶强材量至舱壁甲板上方 1.0m 或围阱上方 0.5m 或溢流管顶端之距离，取其大者，但应不小于 2.0m；

l——扶强材跨距，m，取垂直桁之间或垂直桁至舷侧之间的距离。

6.10.2.4　垂直桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5.2bhl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：b——垂直桁的支撑宽度，m，即垂直桁间距中点之间或垂直桁间距中点至垂直桁与舷侧(或纵舱壁)间距中点之间的距离；

h——计算水柱高度，m，按本节 6.10.2.2 的规定；

l——垂直桁跨距，m，取跨距点之间的距离，按本篇 1.2.4 规定。

6.10.3　平面纵舱壁

6.10.3.1　纵舱壁底列板及其以上各列板厚度应符合本节 6.10.2.1 货油舱之间横舱壁的规定。

6.10.3.2　纵舱壁的垂直扶强材和水平扶强材的剖面模数应分别符合本节 6.10.2.2 及 6.10.2.3 的规定；垂直桁应符合本节 6.10.2.4 的规定。

6.10.3.3　纵舱壁（包括内舷板）终断处应设置纵向过渡性构件，过渡范围应不小于 3 个肋骨间距。

6.10.4　槽形舱壁

6.10.4.1　货油舱之间的舱壁如采用槽形时，其槽形各部分的尺寸应符合本篇 2.12.5 对称槽形舱壁的规定，其中系数 K 取 6，计算水柱高度按本节 6.10.2.2 规定。

6.10.4.2　纵舱壁的槽形应水平布置，在每个强肋骨的平面内应设垂直桁，垂直桁的剖面尺寸与平面纵舱壁的垂直桁相同。

第11节　货油舱舱口

6.11.1　货油舱舱口

6.11.1.1　货油舱舱口应设在开敞的空间，舱口的开口应为圆形或椭圆形，椭圆形舱口的长轴应沿船长方向布置。

6.11.1.2　舱口尺寸应考虑油舱维修保养时材料和脚手架的搬运。

6.11.1.3　货油舱舱口围板的高度应不小于 0.6m，舱口围板的厚度应比货油舱区甲板的厚度增加 1mm。油货两用船货油舱舱口围板高度不得小于 0.3m，厚度应不小于 6mm，油舱盖至少应设置四个紧固螺栓。

6.11.1.4　舱口盖的厚度应不小于舱口围板厚度的 1.5 倍。当舱口盖的直径大于 600mm 时应设板格式加强材。

6.11.2　测量孔与观察孔

6.11.2.1　舱口盖上应有直径不小于 150mm 的测量孔与观察孔，孔上应有保证油密的有效盖闭装置。

6.11.3　梯道

6.11.3.1　货油舱舱口均应设置固定的扶梯，扶梯必须是钢质材料制成。

第7章　甲板船船体结构补充规定

第1节　一般规定

7.1.1　一般要求

7.1.1.1　本章中无明确规定者应符合本篇第 2 章有关规定，如兼作推船或被推船时，尚应满足第 5 章的有关要求。

7.1.1.2　船长大于 80m 的甲板船应配备《安全装载手册》。

7.1.2　适用范围

7.1.2.1　本章适用于单底、单甲板结构在甲板上装载货物的甲板船和甲板驳。

7.1.2.2　船长大于或等于 50m 小于 80m 的甲板船，其载货区域内强力甲板骨架和船底骨架应采用纵骨架式。

7.1.2.3　本章也适用于半舱船。半舱船系指载货甲板低于强力甲板的垂直距离 h_0 不大于 $0.5D$ 范围内的船舶。

第2节　总纵强度

7.2.1　主尺度比值

7.2.1.1　船舶的主尺度比值应符合表 7.2.1.1 的的规定。

表 7.2.1.1

比值 / 类别	L/D		B/D	
	A 级	B 级、C 级	A 级	B 级、C 级
自航船	≤25.0	≤30.0	≤4.5	≤5.5
非自航船	≤28.0	≤35.0	≤5.5	≤6.0

7.2.2　中剖面模数和舯剖面惯性矩

7.2.2.1　船长大于或等于 50m 时，船体中部最小剖面模数及船舯剖面惯性矩应满足本篇第 2 章 2.2.2.1、2.2.2.2 的规定。

7.2.3　总纵弯曲强度及屈曲强度校核

7.2.3.1　船长大于或等于 80m 时除满足本节 7.2.2 的要求外，尚应按本篇第 2 章 2.2.4、2.2.6 的规定进行总纵弯曲强度及屈曲强度校核。

7.2.3.2　重载甲板船如载货汽车滚装船和重件运输船，尚应校核航行工况的甲板纵桁和船底龙骨（或纵桁）总纵弯曲应力 σ_1 与其板架弯曲应力 σ_2 的合成应力。$\sigma_1+\sigma_2$ 应不大于 $181N/mm^2$。

7.2.3.3　甲板纵桁和船底龙骨（或纵桁）的板架弯曲应力 σ_2，可按本篇第 14 章 14.7.3 规定的方法计算。

第3节　外 板

7.3.1　船底板

7.3.1.1　船中部船底板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = a(\alpha L + \beta s + \gamma) \qquad \text{mm}$$

式中：L、s、a——同本篇 2.3.2.1 式；

α、β、γ——系数，按骨架型式由表 7.3.1.1 选取。

表 7.3.1.1

结构型式	α	β	γ
横骨架式	0.062	4.4	0.2
纵骨架式	0.055	3.8	0.3

7.3.1.2　半舱船中部船底板厚度 t 尚应不小于按本篇 2.3.2.1 计算所得的值。

7.3.2　舷侧外板

7.3.2.1　船中部及首、尾部舷侧外板厚度应与船中部船底板厚度相同。

过渡区域的舷侧外板厚度应不小于中部船底板厚度的 0.8 倍。

第4节　甲板及其骨架

7.4.1　强力甲板

7.4.1.1　甲板船载货部位的甲板厚度应符合本篇第 2 章 2.4.1.1 及 2.4.1.2 的规定。甲板边板厚度可取与甲板相同的厚度。

7.4.1.2　半舱船的强力甲板在船中部开口处每侧剩余宽度应不小于 0.1B，首尾两端可适当减少，但不得小于 600mm。厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 1.1\sqrt{L} \qquad \text{mm}$$

式中：L——船长，m。

7.4.1.3　半舱船的载货甲板厚度应符合本篇第 2 章 2.4.1.2 的规定。

7.4.2　载货区域甲板骨架

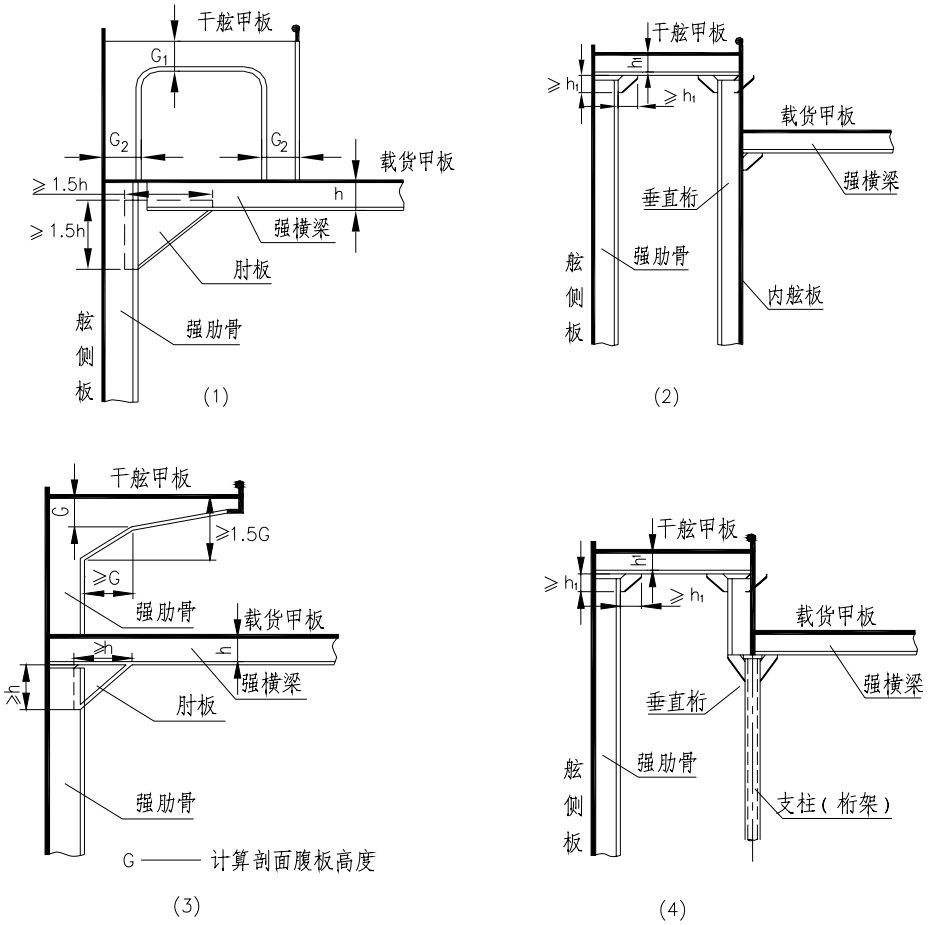
7.4.2.1　甲板船载货区域的甲板骨架应符合第 2 章第 8 节中对强力甲板骨架的有关规定。

7.4.2.2　甲板船强横梁的间距应不大于 2.5m，且应与强肋骨、实肋板处于同一个平面内。甲板纵桁间距应不大于 2.5m，且应与内龙骨处于同一平面内。

7.4.3　半舱船甲板骨架

7.4.3.1　船长大于 40m 的半舱船横剖面形式应参照图 7.4.4.1 中(1)、(2)、(3)所列型式，船长小于 40m 时可采用图（1）——（4）型式，如采用其它形式应取得本社的同意。半舱船的强力甲板及载货甲板骨架应符合本篇第 2 章第 8 节和第 9 节的规定。半舱船的横向强框架间距应不大于 2.5m。

7.4.3.2　半舱船的载货甲板骨架应符合本节 7.4.3 的规定。



G_1——计算强横梁腹板高

G_2——计算强肋骨腹板高

图 7.4.4.1

第5节　船底骨架和舷侧骨架

7.5.1　实肋板

7.5.1.1　甲板船(含半舱船)不论骨架形式，实肋板的间距应不大于 2.5m。

7.5.1.2　实肋板的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = Ks(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：K——系数，$K = 7.1 - 0.72l + 0.056l^2$；

s、d——同本篇 2.5.2.2.式；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5.1 规定；

l——实肋板跨距，m，取舷侧至纵舱壁（双向纵桁架）或纵舱壁（双向纵桁架）之间跨距点的距离（跨距点按本篇 1.2.4 规定），取其大者，但不小于下式计算值：

$$l = 1.2 + 0.072B$$

其中：B——船宽，m。

7.5.2　舷侧骨架

7.5.2.1　甲板船的舷侧骨架为横骨架式时，应采用交替肋骨制。且强肋骨应与实肋板、强横梁布置在同一平面内。

7.5.2.2　半舱船位于强力甲板与载货甲板之间的舷侧骨架及其布置应与载货甲板下舷侧骨架相同。

7.5.2.3　半舱船的甲板横梁采用悬臂梁结构时，舷侧支承强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = W_e\left(1 - \frac{G}{h_o}\right) \qquad \text{cm}^3$$

式中：W_e、G——同本篇 2.9.3.1 式；

h_o——强力甲板与载货甲板之间的垂直距离，m。

第6节　桁 架

7.6.1　桁架的设置

7.6.1.1　甲板船(半舱船)应在机舱前壁至首防撞舱壁之间的舱内，设置间距不大于 4.0m 的连续双向纵桁架。

7.6.1.2　甲板船在货舱区域的舱内应设置延伸至两舷的横向桁架，横桁架之间或横桁架与横舱壁之间的距离应不大于 3 倍型深。半舱船横桁架之间或横桁架与横舱壁之间的距离应不大于载货甲板至船底距离的 3 倍。

第8章　大舱口船船体结构补充规定

第1节　一般规定

8.1.1　一般要求

8.1.1.1　本章适用于强力甲板舱口符合第2章2.2.1.3规定的，货舱区域结构形式为“双底双舷”、“双底单舷顶部设抗扭箱”、“单底单舷”、“单底双舷”的货船和集装箱船。如图8.1.1.1所示。

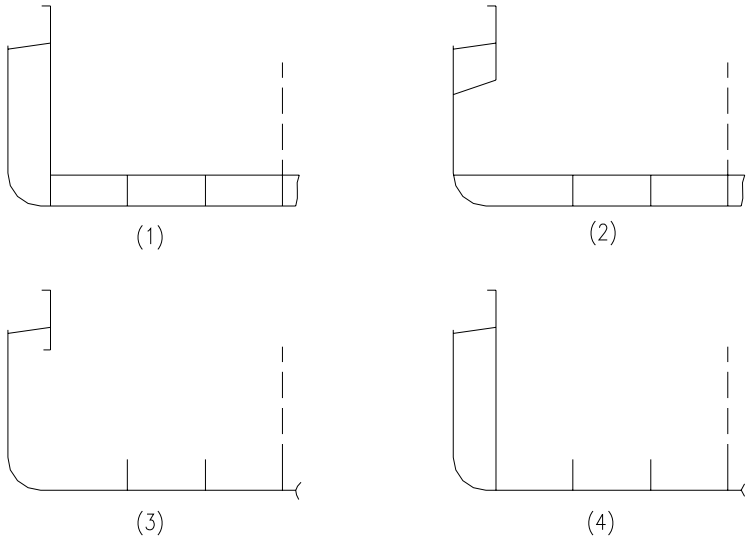


图 8.1.1.1

8.1.1.2　大舱口的舱口宽度与船宽之比应不大于0.8。

8.1.1.3　船长大于等于 40m 的单底单舷型式和双底单舷顶部设抗扭箱型式的大舱口船，及船长大于等于 60m 的双底双舷和单底双舷型式的大舱口船，其单个货舱的开口长度应分别不大于下式计算所得之值，否则应在货舱开口长度中部设置顶部有横向甲板条的横舱壁。

单舷型式：　$l_H = -69 + 3.65L - 0.029L^2$　　m

双舷型式：　$l_H = -82.5 + 3.0L - 0.01375L^2$　　m

式中：L——船长，m；

l_H——货舱开口长度，m。

8.1.1.4　单底单舷型式的大舱口船其船长应不大于60m。

8.1.1.5　单底双舷型式和双底单舷顶部设抗扭箱型式的大舱口船其船长应不大于80m。

8.1.1.6　船长大于40m且不要求按本章8.2.2进行总纵弯曲强度及屈曲强度校核的大舱口船，其货舱区域强力甲板骨架和船底骨架应采用纵骨架式。

8.1.1.7　装载金属矿砂（货物积载因数 $v \le 0.35\,m^3/t$）的大舱口船应采用双底双舷结构型式。

8.1.1.8　本章中无明确规定者应符合本篇第 2 章有关规定，如兼作推船或被推船时，尚应满足本篇第 5 章的有关规定。

8.1.1.9　船长大于 80m 的大舱口货船及船长大于 40m 的集装箱船应配备《安全装载手册》。

8.1.1.10　集装箱船应配备《集装箱系固手册》。集装箱系固及系固装置应满足本篇附录 II 的规定。

8.1.1.11　集装箱的装载层数应不大于 5 层。

8.1.1.12　当尾部甲板、机舱项棚甲板或首楼甲板装载集装箱时，应按本篇第 14 章第 7 节的规定计算校核甲板骨架及其相关支撑构件的尺寸和强度。

第2节　总纵强度

8.2.1　中剖面模数及舯剖面惯性矩

8.2.1.1　船长大于或等于 40m 的大舱口船，其船体中剖面的最小剖面模数应不小于下式计算所得之值：

$$W = K_1 \cdot W_0 \qquad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中：W_0——按本篇第 2 章 2.2.2.1 计算所得之值；

K_1——系数，按基本结构型式和船长由表 8.2.1.1 选取。

表 8.2.1.1

基本结构型式	船长范围（m）	K_1
双底、双舷	40≤L≤80	1
	L >80	$\left(-783+33.5L-0.14L^2\right)\times10^{-3}$
双底、单舷顶部设抗扭箱	40≤L≤60	1
	L >60	$\left(-253+28.1L-0.12L^2\right)\times10^{-3}$
单底、双舷	40≤L≤60	1
	60< L≤80	$\left(-253+28.1L-0.12L^2\right)\times10^{-3}$
单底、单舷	40≤L≤60	$\left(58+1.09L\right)\times10^{-2}$

8.2.1.2　船长大于或等于 40m 的大舱口船，其船舯剖面惯性矩应不小于下式计算之值：

$$I = 3.0 \cdot W_0 L \times 10^{-2} \qquad \text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

式中：L——船长，m；

W_0——按本篇第 2 章 2.2.2.1 计算所得的剖面模数，$\text{cm}^2 \cdot \text{m}$。

8.2.2　总纵弯曲强度、弯扭组合强度及屈曲强度校核

8.2.2.1　船长大于或等于 40m 的“单底、单舷”结构型式的大舱口船除满足本节 8.2.1 的要求外，尚应按本篇第 2 章 2.2.4、2.2.6 的规定校核总纵弯曲强度及屈曲强度。

8.2.2.2　船长大于或等于 60m 的“双底、单舷顶部设抗扭箱”及“单底、双舷” 结构型式的大舱口船除满足本节 8.2.1 要求外，尚应按本篇第 2 章 2.2.4、2.2.6 的规定校核总纵弯曲强度及屈曲强度。

8.2.2.3　船长大于或等于 80m 的“双底、双舷” 结构型式的大舱口船除满足本节 8.2.1

的要求外，尚应按本篇第 2 章 2.2.4、2.2.6 的规定校核总纵弯曲强度及屈曲强度。

8.2.2.4　装载集装箱和金属矿砂（货物积载因数 $v \le 0.35\,m^3/t$ ）的大舱口船除满足本节 8.2.1 的要求外，尚应按本篇第 2 章 2.2.4、2.2.5、2.2.6 的规定校核总纵弯曲强度、弯扭组合强度及屈曲强度。

8.2.2.5　装载集装箱和金属矿砂的大舱口船计算弯扭组合强度时，其计算扭矩应为波浪扭矩和货物扭矩的合成扭矩。

8.2.3　大舱口角变形

8.2.3.1　对于设有舱口盖的大舱口船，应计算在波浪扭矩与货物扭矩的合成扭矩作用下的舱口扭转变形。舱口范围内平均扭转角超过 0.015°/m 或者货舱口对角线伸长超过 35mm 时，应予特殊考虑。

第3节　外板、内底板、甲板

8.3.1　船底板

8.3.1.1　大舱口船货舱区域的船底板厚度 t 应不小于按下式及本篇 2.3.2.2 式计算所得之值：

$$t = a(\alpha L + \beta s + \gamma) \qquad \text{mm}$$

式中：L 、s 、a ——同本篇 2.3.2.1 式；

α 、β 、γ ——系数，按船舶骨架形式，由表 8.3.1.1 选取。

表 8. 3. 1. 1

结构型式	α	β	γ
横骨架式	0.06	4.4	1.2
纵骨架式	0.05	3.9	1.0

8.3.2　舷侧外板

8.3.2.1　舷侧外板的厚度应与船底板厚度相同。

8.3.3　舷侧顶列板

8.3.3.1　货舱区域舷侧顶列板在强力甲板以下的宽度应不小于 0.15D，其厚度不小于强力甲板边板厚度的 0.85 倍或舷侧外板厚度增加 1mm，取其大者。货舱区域外的舷侧顶列板厚度可逐渐减至首、尾部舷侧外板的厚度。

8.3.3.2　兼作护舷材的舷顶列板厚度应满足本篇第 2 章 2.3.5.2 的规定。

8.3.4　内舷板（纵舱壁）

8.3.4.1　内舷板的厚度应与舷侧外板厚度相同，矿石船的内舷下列板厚应增加 2mm。

8.3.4.2　内舷板应直接延伸至船底板。

8.3.5　内底板

8.3.5.1　装载矿石或颗粒状散货时内底板的厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值：

$$t = 5.8s\sqrt{h} \qquad \text{mm}$$

$$t = 0.8t_1 \qquad \text{mm}$$

式中：s——肋骨或纵骨间距，m；

t_1——由本节 8.3.1.1 计算所得的船底板厚度较大值，mm；

h——内底计算水柱高，m，由下式计算所得：

装载金属矿砂：
$$h = 0.84\sqrt{\frac{Q}{l_1 \cdot v}} \quad \text{m}$$

装载非金属矿砂及颗粒状散货：
$$h = \frac{Q}{l_1 b_1} + \frac{0.15 b_1}{v} \quad \text{m}$$

其中：Q——舱内载货总重量，t；

l_1——货舱底部总长度，m；

b_1——货舱底部平均宽度，m；

v——货物积载因数，m^3/t。按装载货物品种选取。对于金属矿砂，当 v 大于 $0.35m^3/t$ 时，取 $v=0.35m^3/t$；对于其他货物，当 v 大于 $0.833m^3/t$ 时，取 $v=0.833m^3/t$。

8.3.5.2　装载集装箱或件杂货时内底的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 5.5 s\sqrt{h} + 1 \quad \text{mm}$$

$$t = 0.8 t_1 \quad \text{mm}$$

式中：s——肋骨或纵骨间距，m。

h——计算水柱高度，m，自内底板上缘量至干舷甲板边线（或舱口围板顶缘）的距离。

t_1——由本节 8.3.1.1 计算所得的船底板厚度，mm；

8.3.6　甲板

8.3.6.1　货舱区域内的甲板边板的厚度 t 尚应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 1.1\sqrt{L} \quad \text{mm}$$

式中：L——船长，m。

货舱区域以外的甲板边板可以逐渐减薄至甲板相同的厚度。

8.3.6.2　强力甲板上舱口角隅处一般采用园角，其半径 r 不小于 $b/20$（b 为舱口宽度）。舱口角隅型式也可采用图 2.4.1.5(2) 所示的型式或图 8.3.6.2 所示的负角隅型式。舱口角隅区域的板厚应较强力甲板增厚 50%。如采用其它结构型式，应提交理论计算或试验依据供本社审查。

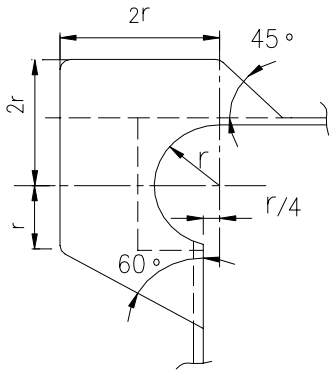


图 8.3.6.2

8.3.6.3　强力甲板大舱口两侧及其边线延长线以外的甲板上应尽量减少开孔。若需开孔，应开设圆形或长轴沿船长方向布置的椭圆形孔口，各孔口间应互相远离，且应远离舱口角隅，孔口边缘应用厚度不小于 8mm，高度不小于 80mm 的垂向围板加强。在大舱口范围内，若大舱口一侧甲板上的开孔宽度大于等于 0.15 倍的甲板宽度时，孔口处的甲板应按图 8.3.6.3 的规定，采用厚度不小于 0.8 倍甲板边板厚度的复板或厚度不小于 1.4 倍甲板边板厚度的加厚板补强。

任何情况下大舱口范围内的甲板边板上的开孔宽度不得大于 0.4 倍甲板边板宽度。

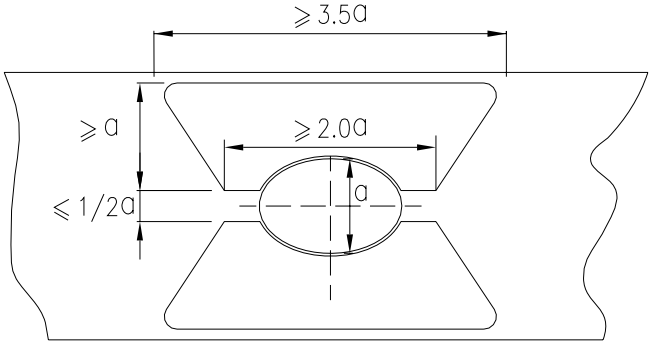


图 8.3.6.3

8.3.6.4　如果在甲板或舱口盖上堆装集装箱时，其底部支撑结构及有关板架应进行强度直接计算。

8.3.6.5　当强力甲板的横向甲板条构成横舱壁的顶板时，其厚度不小于强力甲板的厚度，其宽度 b 应不小于按下式计算所得之值：

$$b = 1000 + 1.5L \qquad mm$$

式中：L——船长，m。

8.3.6.6　在货舱区域内货舱口两舷的通道即舱口围板扶强材与舷侧之间的净通道应不小于 600mm；舱口围板扶强材与系缆桩之间的净通道应不小于 400mm。

第4节　双底骨架

8.4.1　一般要求

8.4.1.1　双层底在中纵剖面处的高度应符合本篇第 2 章 2.6.1.2 的规定。

8.4.2　实肋板

8.4.2.1　双层底实肋板不论骨架形式，其间距应不大于 2.6m。

8.4.2.2　实肋板的厚度应不小于所在部位船底板的厚度。

8.4.2.3　实肋板腹板高度与厚度之比大于 100 时或实肋板腹板高度大于 800mm 时，应在实肋板腹板上设置垂直加强筋。加强筋的厚度与实肋板厚度相同，宽度为厚度的 8 倍，其间距不大于 1000mm。

8.4.2.4　实肋板腹板上应尽可能减少开孔，对必须开设的人孔，其高度应不大于实肋板高度的 0.5 倍，宽度不大于实肋板高度的 0.8 倍。开孔边缘应采用面板加强，其厚度不小于腹板厚度的 1.25 倍，宽度不小于 80mm。开孔间距应不小于双层底的高度；开孔的边缘距货舱底部边缘的距离应不小于开孔宽度的 1.5 倍。

8.4.2.5　水密实肋板的间距应不大于 0.3L，其腹板厚度应较实肋板厚度增加 1mm。对

双舷侧结构船，水密实肋板应与舷舱水密横舱壁在同一肋位上。

8.4.3　桁材

8.4.3.1　双层底桁材的间距应不大于 2.6m。

8.4.3.2　中桁材应连续贯通，其厚度应与所在部位平板龙骨厚度相同。对于平底船可免设中桁材。

8.4.3.3　旁桁材由间断板构成，其厚度应与所在部位船底板厚度相同，但应不小于相连实肋板的厚度。

8.4.3.4　纵骨架式双层底纵桁材，当其高度与厚度之比大于 100 时或腹板高度大于 800mm 时应设垂向加强筋，其厚度与桁材的厚度相同，宽度为厚度的 8 倍，间距不大于 1000mm。

8.4.3.5　桁材腹板上应应尽可能减少开孔，如需开孔应满足本节 8.4.2.4 的规定。

8.4.4　内底纵骨

8.4.4.1　货舱区域内底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5.8shl^2$$

式中：s——纵骨间距，m；

l——纵骨跨距，m；

h——计算水柱高，m。装载金属矿石、非金属矿石或颗粒状货物时按本章 8.3.5.1 计算。装载集装箱和件杂货时，取内底板上表面量至干舷甲板边线（或舱口围板顶缘）的距离。

8.4.4.2　若在外底及内底纵骨跨距中点设置撑材时，内底纵骨的剖面模数可按本节 8.4.4.1 计算值减少 40% 。

8.4.5　船底纵骨

8.4.5.1　船底纵骨除应满足本篇 2.6.7.1 的要求外，其剖面模数尚应不小于内底纵骨剖面模数的 0.85 倍。

8.4.5.2　若在外底及内底纵骨跨距中点设置撑材时，船底纵骨的剖面模数可按本节 8.4.5.1 要求值减少 40% 。

8.4.5.3　船底纵骨跨距中点设置撑材剖面模数折减后，其剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = \frac{1.1}{k} a \cdot l^2 \qquad \text{cm}^4$$

式中：a——纵骨连同带板的剖面积，cm^2；

l——纵骨跨距（实肋板间距），m；

k——系数，$k = 1.96 - 1.69\beta + 0.8\beta^2$；

β——系数，$\beta = -0.66 + 0.41D - 0.03D^2$；

D——型深，m。

8.4.6　组合肋板

8.4.6.1　大舱口船双层底如采用横骨架式，则在双层底内未设实肋板的肋位上应置组合肋板。

8.4.6.2　货舱区域组合肋板内底骨材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3.65hsl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——骨材间距，m；

l——骨材跨距（含肘板），m；

h——计算水柱高度，m，装载金属矿石、非金属矿石或颗粒状货物时，按本章 8.3.5.1 计算。装载集装箱和件杂货物时，取内底板上表面量至干舷甲板边线（或舱口围板顶缘）的距离。

8.4.6.3　组合肋板船底骨材的剖面模数应不小于本篇 2.6.6.1 计算所得之值，且不小于内底骨材剖面模数的 0.85 倍。

8.4.6.4　若在船底骨材与内底骨材跨距中点设置撑材时，内外底骨材的剖面模数可按本节 8.4.6.2、8.4.6.3 的要求值减少 40% 。

8.4.7　撑材

8.4.7.1　撑材的剖面积应不小于内底纵骨或内底骨材的剖面积。撑材应用高度不小于内底纵骨或内底骨材高度 1.5 倍，厚度不小于其厚度的肘板与内外底纵骨或内外底骨材连接。

第5节　单底骨架

8.5.1　一般要求

8.5.1.1　船底骨架可为横骨架式或纵骨架式。船长小于或等于 30m 的船宜采用横骨架式。

8.5.1.2　船底骨架不论何种骨架形式，其龙骨间距应不大于 2.6m，平底船可免设中内龙骨。

8.5.2　实肋板

8.5.2.1　横骨架式单底应在每个肋位上设置实肋板，纵骨架式船底实肋板间距应不大于 2.6m。

8.5.2.2　货舱区域实肋板的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5.8s(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——实肋板间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5.1 的规定；

l——实肋板跨距，m，取实肋板面板与舷侧处板（或内舷板）交点之间的距离。

8.5.2.3　货舱以外区域实肋板的剖面模数应满足本篇 2.5.2.2 的要求。

8.5.3　船底纵骨

8.5.3.1　纵骨架式船底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ks(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^4$$

式中：k——系数，在船中部 k =0.02L+4；船中部以外可逐步递减至 0.8K, 其中 L 为船长；

s——纵骨间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高, m, 按 1.2.5 规定；

l——纵骨跨距, m, 取实肋板间距。

8.5.3.2　纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 1.1al^2 \qquad \text{cm}^4$$

式中：a——纵骨连同带板的剖面积，cm^4；

l——同 8.5.3.1 式。

第6节　舷舱骨架

8.6.1　普通肋骨

8.6.1.1　舷舱内的骨架如为横骨架式，其外舷肋骨和内舷肋骨(舱壁扶强材)的剖面模数应符合本篇 2.7.2 的规定。

8.6.2　纵骨

8.6.2.1　舷舱内骨架如为纵骨架式，其外舷纵骨和内舷纵骨(舱壁纵向扶强材)的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5s(0.9d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——纵骨间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5.2 规定；

l——纵骨跨距，m，取强肋骨之间的距离。

外舷纵骨和内舷纵骨的剖面惯性矩应符合本章 8.5.3.2 的规定。

8.6.2.2　外舷纵骨和内舷纵骨在水密横舱壁处中断时，应用与横舱壁厚度相同的肘板与横舱壁(或横舱壁桁材)相连。

8.6.3　强肋骨

8.6.3.1　内外舷强肋骨的间距应不大于 2.6m，且应与实肋板处于同一肋位上。

8.6.3.2　强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 6s(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——强肋骨间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇 1.2.5.1 的规定；

l——强肋骨跨距，m，取实肋板上缘至强横梁下缘的垂直距离；当在强肋骨跨中设置撑材时，取上述距离的 1/2，但应不小于 1.2m。

强肋骨腹板在纵骨通过处的剩余高度应不小于腹板高度的 0.6 倍，否则开口处的剖面模数应满足上述要求。

强肋骨在纵骨通过处应每隔一根纵骨设置防倾肘板。

8.6.4　舷侧纵桁

8.6.4.1　舷舱骨架采用横骨架式时，应在内、外舷设置一道舷侧纵桁，舷侧纵桁的剖面尺寸与强肋骨相同。

8.6.5　舱底纵骨

8.6.5.1　舱底纵骨应与货舱区船底纵骨相同。

8.6.6　舱底实肋板

8.6.6.1　舷舱内单底实肋板应由货舱区的实肋板直接延伸，如货舱为双层底结构，则舷舱内单底实肋板的高度可为货舱区双层底高度的 1/2。实肋板的厚度与货舱区实肋板的厚度相同，实肋板上缘应设折边或设面板。

8.6.7　舱底肋骨

8.6.7.1　舱底肋骨应与货舱区船底骨材相同。

8.6.8　撑材

8.6.8.1　若在内、外舷强肋骨跨距中点设置水平撑时，水平撑材的剖面积 a 应不小于按下式计算所得之值：

$$a = sl^2 \qquad \text{cm}^2$$

式中：s——强肋骨间距，m；

l——强肋骨跨距，m，取实肋板上缘至强横梁下缘的垂直距离。

8.6.9　肘板

8.6.9.1　外舷强肋骨可与实肋板搭接相连，搭接长度应不小于强肋骨腹板高度，或设肘板与实肋板连接，肘板的直角边长与实肋板腹板高度相同，厚度与实肋板厚度相同，肘板的自由边应折边(或设面板)，如图 8.6.9.1 所示。

8.6.9.2　内、外舷的普通骨材可直接与实肋板搭接相连。搭接长度为普通骨材高度的 2 倍。

纵骨架式舷侧的最下一根纵骨应与实肋板面板搭接相连，如图 8.6.9.2(1)所示。如船底为纵骨架式，应在实肋板间距的中点设置舭肘板，如图 8.6.9.2(2)所示。

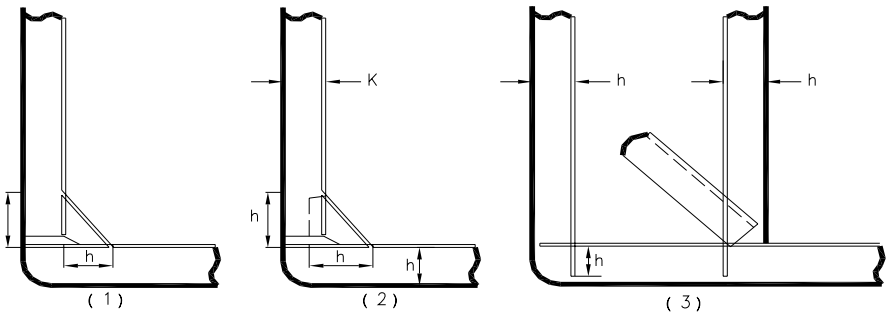


图 8.6.9.1

8.6.9.3　内、外舷侧强肋骨与甲板强横梁和肋骨与横梁均可搭接相连，如图 8.6.9.3 所示，无横向桁架的舷舱应采用间距不大于 1.25m 的肘板连接外舷纵骨和甲板纵骨。

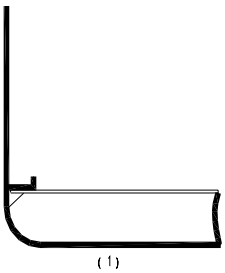


图 8.6.9.2

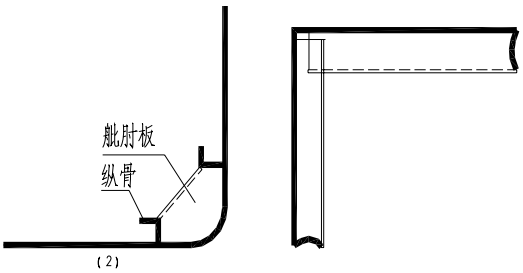


图 8.6.9.3

第7节　单舷侧骨架

8.7.1　一般要求

8.7.1.1　舷侧骨架可为横骨架式或纵骨架式。舷侧骨架为横骨架式时，可采用单一的主肋骨制或强肋骨和普通肋骨相间的交替肋骨制。对船底、甲板为纵骨架式，舷侧为横骨架式的混合骨架形式的船舶，舷侧骨架应采用交替肋骨制。

8.7.1.2　主肋骨和普通肋骨的间距应符合本篇 1.2.1.4 的规定。交替肋骨制的强肋骨间距应不大于 2.6m。

8.7.2　强肋骨

8.7.2.1　顶部设有抗扭箱的舷侧结构，其强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = kS(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：k——系数，机动船取 4.4，非机动船取 5.2；

S——强肋骨间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇第 1 章 1.2.5.1 规定；

l——强肋骨跨距，m，按本篇第 1 章 1.2.4.1 的规定。

8.7.2.2　顶部不设抗扭箱的舷侧结构，其强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值（当设有舱口盖时尚应满足本篇第 2 章 2.9.3 的规定）：

$$W = ks(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：k——系数，$k = \left(407 + 2.8L - 0.015L^2\right) \times 10^{-2}$；

L——船长，m；

S、l、d、r——同本节 8.7.2.1；

非机动船应不小于上式计算值的 1.1 倍。

8.7.3　主肋骨和普通肋骨

8.7.3.1　顶部设抗扭箱的舷侧结构，其主肋骨的剖面模数 W 应符合本篇第 2 章 2.7.2.1 规定。

8.7.3.2　顶部不设抗扭箱的舷侧结构，其主肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ks(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：k——系数，$k = 7 + 0.23L - 0.0015L^2$；

L——船长，m；

s——肋骨间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按 1.2.5.1 规定；

l——肋骨跨距，按本篇 1.1.4.1 的规定。

8.7.3.3　普通肋骨的剖面模数 W 应符合本篇第 2 章 2.7.2.1 的规定。

8.7.4　纵骨

8.7.4.1　舷侧为纵骨架式，其纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5s(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——纵骨间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按 1.2.5.1 规定；

l——纵骨跨距，m，取强肋骨之间的距离。

8.7.5　舷侧纵桁

8.7.5.1　肋骨跨距超过 2m 时，应设置一道舷侧纵桁。舷侧纵桁的剖面尺寸应与强肋骨相同，且应尽量延伸至首尾。

第8节　甲板骨架

8.8.1　强横梁

8.8.1.1　开口线外侧甲板在设置强肋骨的肋位上应设置强横梁，强横梁的间距应不大于 2.6m。

8.8.1.2　双舷侧结构和单舷侧结构的开口线外侧甲板强横梁应与舷侧强肋骨尺寸相同。

8.8.1.3　当设有舱口盖时，单舷侧（无顶部抗扭箱）结构的开口线外侧甲板强横梁尚应满足本篇 2.9.2 的规定。

8.8.2　横梁

8.8.2.1　双舷侧结构和单舷侧结构的开口线外侧甲板横梁应与舷侧肋骨尺寸相同。

8.8.3　甲板纵桁

8.8.3.1　大舱口开口线外侧的甲板纵桁尺寸应与强横梁相同。

8.8.4　纵骨

8.8.4.1　开口线外侧甲板纵骨的剖面模数应不小于按下式计算所得之值：

$$W = kcsL \qquad \text{cm}^3$$

式中：k——系数，$k = (650 - 11L + 0.1L^2) \times 10^{-3}$；

c——按本篇 2.8.1.1 的规定；

s——纵骨间距，m；

L——船长，m；

8.8.4.2　开口线外侧甲板纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 1.1al^2 \qquad \text{cm}^4$$

式中：a——纵骨连同带板的剖面积，cm^2；

l——纵骨跨距，m，取强横梁间距。

8.8.5　舱口围板

8.8.5.1　船长大于等于 40m 且长大舱口围板在船中部 0.4L 范围内连续时，舱口围板伸出甲板以上的高度 h 应不大于按下式计算所得之值且不大于 1500mm：

$$h = K \cdot D \qquad \text{mm}$$

式中：K——系数，$K = 1248 - 16L + 0.061L^2$

D——型深，m；

L——船长，m。

8.8.5.2　长大舱口围板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 0.1L + 2.5 \qquad \text{mm}$$

式中：L——船长，m。

B、C 级航区船舶的长大舱口的围板厚度，可分别为上式计算值的 0.95 倍及 0.80 倍。

8.8.5.3　长大舱口围板伸入甲板以下至少 200mm。双舷或舷顶设有抗扭箱的大舱口船，舱口围板应与内舷板或抗扭箱内侧板布置在同一平面内并与之连接。单舷结构大舱口船，舱口围板下缘应设面板，面板厚度不小于围板厚度，宽度不小于围板厚度的 8 倍。

8.8.5.4　长大舱口围板应设置水平桁扶强，水平桁应位于舱口围板顶缘或位于舱口围板顶缘以下不超过 300mm 范围内。水平桁的剖面积应不小于甲板以上舱口围板剖面积的 0.3 倍。

如水平桁位于舱口围板顶缘以下超过 300mm，应在围板顶缘增设面板，或其他能保证围板有足够刚度的型材，其剖面积应不小于围板剖面积的 0.12 倍。

如水平桁离甲板的高度超过 600mm，应在水平桁材与甲板之间的长大舱口围板上增设水平加强筋，其间距应不大于 550mm，水平加强筋可用角钢或球扁钢等。

每一强框架或横舱壁的肋位上应设置垂直桁，垂直桁的尺寸取与水平桁相同。

第9节　抗扭箱结构

8.9.1　一般要求

8.9.1.1　抗扭箱横剖面型式应符合图 8.9.1.1 的规定。

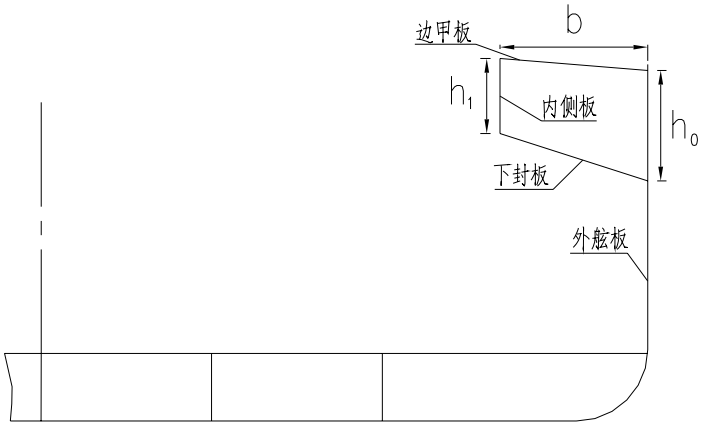


图 8.9.1.1

$h_0 \geq 250D$ mm，且不小于 700mm；

$h_1 \geq 200D$ mm，且不小于 600mm；

$b \geq 100B$ mm，且不小于 800mm；

式中：B——型宽，m；

D——型深，m；

8.9.1.2 抗扭箱应在货舱区域内连续。抗扭箱终断处内侧板应向首尾至少逐渐过渡 2 个肋距，并与横向强构件连接。过渡板应设面板，面板厚度与下封板相同，宽度不小于其厚度的 10 倍。

8.9.2 板及骨架

8.9.2.1 内侧板厚度应不小于舷侧外板的厚度，如设有舱口围板且不小于舱口围板厚度。

8.9.2.2 下封板的厚度应不小于舷侧外板的厚度。

8.9.2.3 外舷板、内侧板的骨架形式和构件尺寸与舷侧板骨架形式及构件尺寸相同。

8.9.2.4 下封板的骨架形式与边甲板骨架形式相同，各构件的剖面模数应不小于甲板边板骨架相应构件的 0.85 倍。

第10节 舱 壁

8.10.1 首、尾横舱壁

8.10.1.1 货舱前、后的横舱壁板的厚度应按本篇第 2 章 2.12.2.1 的规定增加 0.5mm。

8.10.1.2 货舱前、后的横舱壁扶强材的尺寸应符合本篇第 2 章 2.12.3 的规定，并应根据首、尾舱设置纵桁架的需要设置垂直桁，垂直桁的尺寸应符合本篇第 2 章 2.12.4 的有关规定，但计算水柱高度应取由垂直桁中点量至干舷甲板上方 1m 的距离。

8.10.2 舷舱横舱壁

8.10.2.1 舷舱内应设置横舱壁，其间距应不大于货舱总长度的 0.25 倍。航行 J 级航段和三峡库区的船舶舷舱内应设置水密横舱壁，其间距应不大于 0.15L。

8.10.2.2 舷舱水密横舱壁在舱壁中点处应设置水平桁，其剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 4.16bhl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：b——桁材的支撑宽度，m；

h——计算水柱高度，m，取桁材至干舷甲板上方 1m 的距离；

l——桁材跨距，m，即舷舱的宽度。

横舱壁上的垂直扶强材可以是间断的。

8.10.3　内舷壁的过渡

8.10.3.1　舷舱内舷壁如在货舱首尾端横舱壁处终断时，应在舱壁的另一面内舷壁延伸线的上、下方分别设置与甲板及船底板直接相连的肘板，肘板应逐渐过渡至甲板纵桁和底龙骨（纵桁）并尽可能延伸至首尾端。甲板处肘板在舱壁处的腹板高度应不小于型深的 0.2 倍且不大于 800mm，船底处肘板在舱壁处的腹板高度应不小于双层底高度。肘板的过渡长度应不小于两个肋距。

第11节　集装箱角布置及局部加强

8.11.1　箱角布置

8.11.1.1　对于双底结构集装箱船，箱角应布置在纵桁或实肋板的上方。对于单底结构集装箱船，箱角应布置在龙骨上。

8.11.1.2　纵桁、龙骨或实肋板腹板在箱角下方处不得开孔。

8.11.2　局部加强

8.11.2.1　双底结构集装箱船若箱角不能布置在纵桁或实肋板的上方时，可设置纵向或横向短桁材支承箱角，短桁材两端应与实肋板或纵桁连接。

8.11.2.2　单底集装箱船若箱角未落在龙骨上时，应增设长度不小于 3 个肋距（横骨架式）或实肋板间距（纵骨架式）的短桁材支承箱角，短桁材的尺寸与龙骨相同且两端与实肋板连接。

8.11.2.3　单底集装箱船在集装箱箱角处应设箱角垫板。垫板的长度不小于 3 个肋距（横骨架式）或实肋板间距（纵骨架式），宽度不小于 400mm（1 个箱角件时不小于 200mm），厚度不小于实肋板面板厚度，且与实肋板、龙骨及短桁材面板连接（如图 8.11.2.3 所示）。

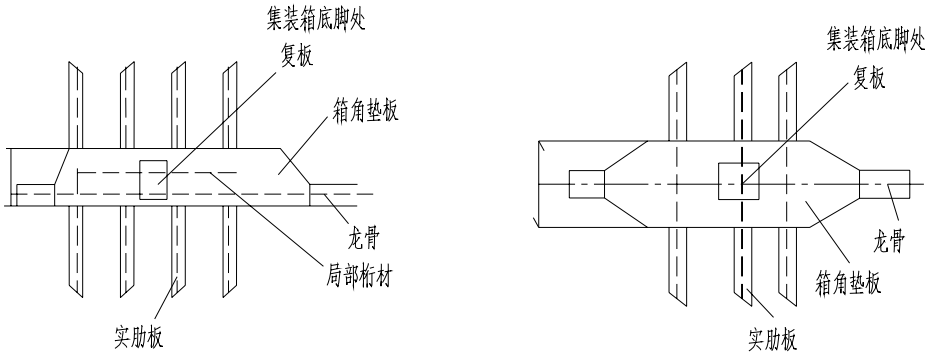


图 8.11.2.3

8.11.2.4　支承箱角的纵桁、龙骨或实肋板的腹板应在箱角位置处设置一道垂置加强筋。加强筋的厚度与纵桁、龙骨或实肋板腹板厚度相同，宽度为厚度的 8 倍。

8.11.2.5　箱角与内底板或垫板之间应增设复板，复板厚度与内底板或垫板厚度相同，

复板边缘与箱角底座边缘间的距离应不小于 50mm。

8.11.3 箱角标志

8.11.3.1 集装箱箱角处应有黄色的标志。

第9章　双体船船体结构补充规定

第1节　一般规定

9.1.1　一般要求

9.1.1.1　本章对船体构件无明确规定者，应符合本篇第 2 章的有关规定，滚装船尚应符合本篇第 11 章的有关规定。

9.1.1.2　双体趸船的各项构件（包括连接桥和抗扭箱的构件）尺寸均应按本章对 A 级航区客船的要求，并参照本篇第 12 章的有关规定选取。

9.1.2　适用范围

9.1.2.1　本章适用于船长不大于 60m 的下列双体船：

(1)　客船

(2)　滚装客船

(3)　汽车渡船

(4)　车客渡船

(5)　滚装货船

(6)　趸船

9.1.2.2　本章不适用于高速双体船。

9.1.3　定义

9.1.3.1　船长 L(m)——沿满载水线自首柱前缘量至舵柱后缘的长度；无首柱船舶的船长应自片体纵中剖面前缘与满载水线的交点量起；无舵柱船舶量至舵杆中心线；但均应不大于满载水线长度，亦不小于满载水线长度 96%。无舵船舶的船长取满载水线长度。

满载水线长度系指满载水线面在片体纵中剖面上的投影长度。

9.1.3.2　船宽 B(m)——在船长 L 中点处，两片体外舷壳板内表面之间的最大水平距离。舷伸甲板宽度不计入。

9.1.3.3　型深 D(m)——在船长 L 中点处，沿片体外舷舷侧自平板龙骨上表面量至干舷甲板下表面之间的垂直距离。

9.1.3.4　吃水 d(m)——在船长 L 中点处，沿片体外舷自平板龙骨上表面量至满载水线的垂直距离。

9.1.3.5　片体宽度 b(m)——在船长 L 中点处，不包括船壳板在内的片体最大宽度。

9.1.3.6　抗扭箱——在船舶首、尾适当部位横向设置的连接左右片体的箱型剖面结构。

9.1.3.7　连接桥——连接左右片体的板架或箱型结构。

9.1.3.8　连接桥甲板——首、尾抗扭箱和左右片体内舷所围成的连续甲板。

9.1.3.9　连接桥长度 l_1(m)——沿纵中剖面，自首抗扭箱后封板至尾抗扭箱前封板之间的水平距离。当无抗扭箱时，为连接桥首、尾端之间的水平距离。

9.1.3.10　连接桥宽度 b_1(m)——在船长 L 中点处，两片体内侧壁之间不包括壁板厚度的水平距离。

9.1.3.11　连接桥相对高度 h_1/D——在船长 L 中点处，沿中纵剖面自满载水线量至连接桥甲板下表面的垂直距离与型深的比值。

9.1.4　主尺度比值

9.1.4.1　本章适用于表 9.1.4.1 所列主尺度比范围内的双体船，表中 A、B、C 指航区。

表9.1.4.1

类别	L/D		B/D		
	A级	B、C级	A级	B级	C级
双体趸船	≤35		≤8		
其它双体船	≤15	≤21	≤5	≤6	≤8

9.1.5　骨材间距

9.1.5.1　当船长小于 30m 时，肋骨或纵骨间距应不大于 500mm；当船长大于或等于 30m 时，可适当放宽，但一般不大于 550mm。

9.1.6　连接桥尺度比

9.1.6.1　本章适用于下列连接桥尺度比范围内的双体船：

$l_1^*/L \geq 0.8$（无抗扭箱时 l_1^* 为 l_1；有抗扭箱时 l_1^* 为 l_1 与抗扭箱水平长度之和）；

$b_1/B \leq 0.4$。

9.1.7　直接计算

9.1.7.1　具有下列情况之一的双体船，应按本篇第 14 章的规定计算校核船体的总纵强度或相关结构的尺寸和强度。

(1)　不符合本章9.1.2.1或9.1.4.1或9.1.6.1的规定；

(2)　船体结构型式不符合本章中的有关规定；

(3)　货载集中，分布过分不均匀（如较小区域内承载较大荷重）。

9.1.7.2　对航行 *A* 级航区的双体船，当符合本章 9.4.9 所规定的连接桥发生砰击的条件时，应进行连接桥波浪砰击计算。

第2节　片体结构

9.2.1　外板及甲板

9.2.1.1　船底板最小厚度：对 A 级航区应不小于 4mm；B、C 级航区应不小于 3mm。

9.2.1.2　平板龙骨

中部平板龙骨厚度按船底板厚度增厚1mm，其宽度应不小于片体宽度的0.1倍，并注意其厚度与板型首尾柱的合理过渡；平底船中部平板龙骨厚度与船底板厚度相同。

9.2.1.3　舭列板

对B/D较大的浅吃水船，当圆弧半径超过300mm时，外舷舭列板厚度应较中部船底板厚度增加1mm。

9.2.1.4　船侧板

(1)　外舷板厚度应不小于中部船底板厚度的0.9倍。

(2)　内舷板厚度与中部船底板厚度相同。

9.2.1.5　舷侧顶列板

(1)　舷侧顶列板仅设置于片体的外舷，其在干舷甲板以下的宽度应不小于0.15D。

(2)　舷侧顶列板一般不允许开孔。

9.2.1.6　强力甲板的半剖面积

船中部强力甲板的半剖面积A应不小于按下式计算所得之值：

$$A = \frac{b}{2}\left(aL + \beta\right) \qquad \text{cm}^2$$

式中：L——船长，m；

b——片体宽度，m；

a、β——系数，按航区由表9.2.1.6选取：

表9.2.1.6

航　区	A 级	B 级	C 级
α	0.48	0.42	0.38
β	10.8	8.0	7.0

甲板半剖面积，系包括片体中部甲板中纵剖线外舷一侧，开口线以外的甲板、甲板边板、舷伸甲板、甲板纵骨、甲板纵桁及平板型护舷材（若系贯通）等纵通构件的剖面积（不包括连接桥部分剖面积）。

9.2.1.7　甲板边板

甲板边板仅设置于片体的外舷，其宽度应不小于片体宽度0.1倍，厚度应较甲板厚度增加1mm，首尾部甲板边板厚度可以和该区域甲板厚度相同。

9.2.1.8　甲板开口

片体甲板大开口宽度应不大于片体宽度的0.7倍。

9.2.2　船底骨架

9.2.2.1　一般要求

(1)　片体船底骨架建议采用横骨架式；

(2)　无论船舶采用横骨架式还是纵骨架式，沿连接桥范围内其实肋板间距应不大于3个肋距，滚装船应不大于2个肋距。对横骨架式船舶应在未设实肋板的肋位上设置船底肋骨；

(3)　机舱区域及首尾尖舱内，每个肋位应设置实肋板。

9.2.2.2　中内龙骨

中内龙骨在机舱内，允许以两根间距不大于1m的旁内龙骨或机座底纵桁代替中内龙骨，如本篇图2.5.3.1所示。

9.2.2.3　旁内龙骨

旁内龙骨间距应不大于2m，其尺寸与该处实肋板相同，旁内龙骨下方应开流水孔，以便舱底水聚集和排泄。

9.2.2.4　船底肋骨

船底肋骨与中内龙骨的交点，应以肘板连接，肘板尺寸应不小于底肋骨型材高度的1.5倍，厚度与实肋板厚度相同；底肋骨应以肘板与船侧肋骨连接。

9.2.3　舷侧骨架

9.2.3.1　一般要求

(1)　片体舷侧骨架建议采用横骨架式。

(2)　沿连接桥长度范围内的舷侧应设置间距不大于3个肋距的强肋骨，滚装船应不大于2个肋距，且应与实肋板位于同一平面内。

9.2.3.2　强肋骨

(1)　内舷强肋骨剖面模数应不小于外舷强肋骨剖面模数的1.2倍。

(2) 强肋骨的上下端应分别以连体肘板与强横梁和实肋板对接，连体肘板宽度和高度分别为强肋骨腹板高度的1.5倍。

(3) 当船侧采用纵骨架式时，纵骨穿过处的强肋骨切口高度应不大于其腹板高度的0.5倍。

9.2.3.3 船侧肋骨

(1) 内舷肋骨剖面模数应不小于外舷肋骨剖面模数的1.2倍。

(2) 船侧肋骨的上下端应分别以肘板与底肋骨和甲板横梁连接。

9.2.3.4 船侧纵骨

(1) 内舷纵骨剖面模数应不小于外舷纵骨剖面模数的1.2倍。

(2) 船侧纵骨在穿过强肋骨开口处，应与强肋骨腹板直接焊接；在横舱壁中断处应用有面板或折边的水平肘板与舱壁垂直扶强材连接，肘板与纵骨连接边的边长为纵骨型材高度的2倍，厚度与纵骨厚度相同。

9.2.4 甲板骨架

9.2.4.1 一般要求

(1) 片体甲板骨架建议采用横骨架式。

(2) 沿连接桥长度范围内的片体甲板，应设置间距不大于3个肋距的强横梁，滚装船应不小于2个肋距。

9.2.4.2 甲板纵桁

(1) 在片体中应设置甲板纵桁，且尽量纵通至船端。在机舱和其他无法布置甲板纵桁的甲板开口，必须保证强横梁与舱口纵桁之间可靠连接，并在舱口角隅处或舱口纵桁适当部位设置支柱。

(2) 横骨架式甲板旁纵桁应尽可能与船底旁龙骨位于同一垂直平面内；纵桁在强横梁处可以间断；甲板横梁通过旁纵桁开口处的剩余高度应不小于横梁高度的1.5倍。

(3) 当甲板纵桁承受集中荷重和均布荷重水头超过4m时，其尺寸由计算方法决定。

(4)所有甲板纵桁在横舱壁中断处，应以肘板与舱壁扶强材连接。

9.2.4.3 强横梁

(1) 甲板纵骨穿过强横梁腹板切口剩余高度应不小于纵骨型材的1.5倍。

(2) 片体强横梁与连接桥强横梁之间的连接，应符合本章9.4.8.4的规定；当片体强横梁腹板高度低于连接桥强横梁腹板高度时，两者不得用阶梯形中断于内舷处，而必须以适当长度的斜线或弧形过渡。当过渡板较大时，应设防倾肘板或加强筋。

(3) 当强横梁跨距内除均匀荷重外，尚承受支柱传递的或其他原因产生的集中载荷时，其尺寸由计算方法决定。

9.2.4.4 甲板纵骨

甲板纵骨穿过强横梁时，应直接焊于强横梁腹板上，靠近舷边处的甲板纵骨应以肘板与最近一道船侧纵骨连接，肘板间距等于肋骨间距；甲板纵骨在横舱壁中断处应以肘板与对应的舱壁垂直扶强材上端连接。

9.2.4.5 甲板支柱及桁架

双体滚装船片体甲板下（除机舱外）建议设置1道纵桁架或1排支柱，支柱或桁架竖杆的上端应位于纵桁与强横梁交点处，其下端位于内龙骨与实肋板交点处，支柱间距等于强横梁间距。支柱或竖杆可采用管形或组合型材剖面形式，但油舱或油柜中禁止采用管形剖面支柱。

第3节　抗扭箱

9.3.1　一般要求

9.3.1.1　双体船一般应设置首、尾抗扭箱，但符合下列条件之一者，可免设抗扭箱：

(1) 船长小于等于30m（A级航区为小于或等于25m）的船舶，对首部横向舷墙以及尾部上层建筑或甲板室的后端壁下列板予以加强，其高度应不小于600mm，厚度应不小于8mm；

(2) 位于甲板上第一层连续的上层建筑或甲板室长度大于或等于0.75L，且至少均匀设有两道横舱壁时；

(3) 连接桥具有底封板的船舶，但底封板厚度对船长小于或等于30m的船舶应不小于3mm，对船长大于30m的船舶应不小于4mm。

9.3.1.2　抗扭箱应与片体有效地连接。

9.3.1.3　抗扭箱下封板上应适当设置泄水孔，并配有不锈材料制成的水密栓塞。

9.3.2　结构型式

9.3.2.1　抗扭箱壳板由上、下封板和前、后封板组成。其内部设置纵向环形肋骨、纵隔板及横隔板，见图 9.3.2.1。纵向环形肋骨可用纵隔板代替。

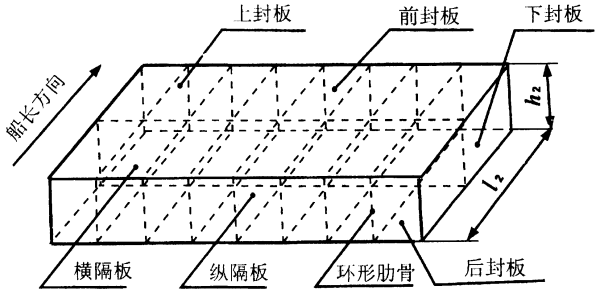


图9.3.2.1

9.3.2.2　抗扭箱水平长度 l_2 应不小于 6 个肋距，其高度 h_2 应不小于 $0.135l_2$。为保证抗扭箱下封板距水面有足够高度，以避免航行中挡水和砰击，首、尾可升高。

9.3.2.3　环形肋骨间距与连接桥纵骨或横梁间距相同。横隔板与前、后封板及横隔板之间的距离应不大于 3 个肋距。纵隔板与片体内侧及纵隔板之间的距离应不大于 2.5m。

9.3.2.4　抗扭箱的横隔板及前、后封板应与片体横舱壁或强框架位于同一平面内。

9.3.3　抗扭箱壳板

9.3.3.1　抗扭箱上封板的厚度应与该处连接桥甲板厚度相同，但应不小于 4mm。

9.3.3.2　抗扭箱下封板和前、后封板的厚度可比上封板的厚度减少 1mm。

9.3.4　环形肋骨

9.3.4.1　环形肋骨的尺寸应与连接桥甲板纵骨或横梁要求相同。

9.3.4.2　各肋骨端部应用肘板彼此连接，肘板直角边长应为肋骨高度的 2 倍，其厚度取与肋骨相同。环形肋骨穿过横隔板处应以单侧肘板与垂向扶强材连接，如图 9.3.4.2 所示；无扶强材时，肋骨在穿过横隔板处应与横隔板焊接。

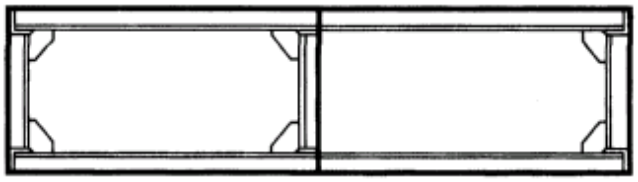


图9.3.4.2

9.3.4.3　无法进入抗扭箱内部施焊时，环形肋骨的底肋骨与下封板可采用塞焊连接，塞焊应满足本篇第 1 章的有关要求。

9.3.5　纵、横隔板

9.3.5.1　抗扭箱纵、横隔板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 10h_2 \qquad \text{mm}$$

式中：h_2——抗扭箱高度，m。

9.3.5.2　当抗扭箱高度大于 500mm 时，纵、横隔板上应设置垂向扶强材，其间距及尺寸与环形肋骨相同。

9.3.5.3　纵、横隔板上可开圆形减轻孔，其直径应不大于抗扭箱高度的 1/2；其中心距应不小于 2 倍孔径。

9.3.5.4　当无法进入抗扭箱内部施焊时，纵、横隔板与下封板可采用塞焊连接，塞焊应满足本篇第 1 章的有关要求。

9.3.6　端部结构

9.3.6.1　抗扭箱上、下封板与片体的连接应根据片体首、尾线型而定，宜采用抛物线或圆弧予以过渡，其根部长度一般不小于 2 档肋距，并在片体内部相应部位设水平筋板予以加强，尾抗扭箱上、下封板的根部长度可适当减少。

9.3.6.2　首抗扭箱的前封板、尾抗扭箱的后封板应尽可能与首、尾舷墙板位于同一平面内。

9.3.6.3　抗扭箱的前、后封板和横隔板应插入片体内侧壁并与片体强框架或舱壁连接，如图 9.3.6.3 所示。

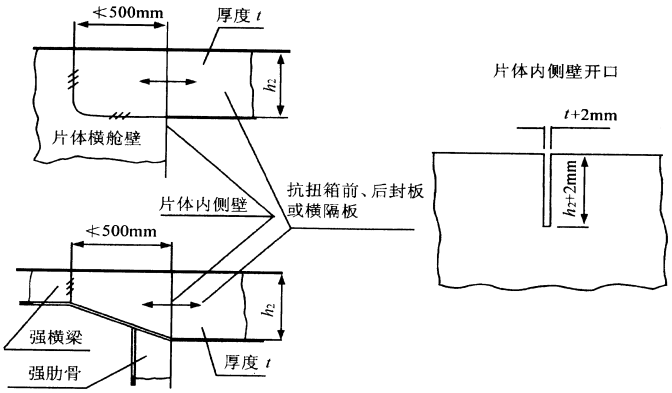


图9.3.6.3

第4节　连接桥

9.4.1　一般要求

9.4.1.1　连接桥结构可采用横骨架式或纵骨架式。横骨架式骨架由横梁、强横梁及纵桁组成；纵骨架式由纵骨、纵桁及强横梁组成。连接桥也可采用设有底封板的箱型结构。

9.4.1.2　强横梁应与片体强框架位于同一平面内。

9.4.1.3　连接桥纵桁腹板应与抗扭箱纵隔板位于同一平面内。

9.4.2　甲板厚度

9.4.2.1　客船连接桥甲板厚度 t 应不小于表 9.4.2.1 的规定。

表9.4.2.1

航区 / t(mm) / 船长L(m)	A级	B级	C级
＞40	5	4	3
40≥L≥20	4	3	3

9.4.2.2　滚装船连接桥甲板厚度应符合本篇 11.4.1 的有关规定。

9.4.3　甲板横梁

9.4.3.1　横骨架式连接桥应在每个肋位设置甲板横梁。

9.4.3.2　客船连接桥甲板横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3.2cshl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：c——系数，按本篇2.8.1.1的规定；

s——横梁间距，m；

h——计算水柱高度，取h=1.0m，载货甲板取货物重量相当水柱高度，但应不大于4.0m；

l——横梁跨距，m，取片体内侧与连接桥纵桁或纵桁间的距离中的大者，且不小于2m。

9.4.3.3　滚装船连接桥甲板横梁的剖面模数应按本篇 11.4.2.1 的要求增加 70％。

9.4.3.4　甲板横梁的剖面惯性矩应不小于按下列两式计算所得之值的较大者：

$$I = 3Wl \qquad \text{cm}^4$$

$$I = 1.1al^2 \qquad \text{cm}^4$$

式中：W、l——同本节9.4.3.2或9.4.3.3的规定；

a——横梁连同带板的剖面积，cm^2。

9.4.4　甲板纵骨

9.4.4.1　纵骨架式连接桥的甲板纵骨间距应不大于肋距。

9.4.4.2　客船连接桥甲板纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3.2cshl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：c——系数，按本篇2.8.1.1的规定；

s——纵骨间距，m；

h——计算水柱高度，m，按本节9.4.3.2的规定；

l——纵骨跨距，m，取强横梁间距。

9.4.4.3　滚装船连接桥甲板纵骨的剖面模数应按本篇 11.4.2.1 的要求增加 70％。

9.4.4.4　甲板纵骨的剖面惯性矩应不小于按下列两式计算所得之值的较大者：

$$I = 3Wl \qquad \text{cm}^4$$

$$I = 1.1al^2 \qquad \text{cm}^4$$

式中：W 、l——同本节9.4.3.2或9.4.3.3的规定；

a——纵骨连同带板的剖面积，cm^2。

9.4.5　强横梁

9.4.5.1　连接桥强横梁间距应不大于 3 个肋距，滚装船应不大于 2 个肋距。无抗扭箱时，连接桥两端应设置强横梁。

9.4.5.2　客船连接桥强横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值。

$$W = 6.9cshl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：c——系数，按本篇2.8.1.1的规定；

s——强横梁间距，m；

h——计算水柱高度，m，按本节9.4.3.2的规定；

l——强横梁跨距，m，取连接桥宽度，但不小于片体宽度。

9.4.5.3　滚装船连接桥强横梁的剖面模数 W 应按本篇 11.4.2.3 的要求增加 70％。

9.4.5.4　强横梁的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = kWl \qquad \text{cm}^4$$

式中：k——系数，当l＜5m时，取 k =3；当l ≥5m时，取 k =2.5；

W——按本节9.4.5.2或9.4.5.3计算所得之剖面模数；

l——按本节9.4.5.2的规定。

9.4.6　横桁

9.4.6.1　在连接桥长度范围内，与片体横舱壁相对应的肋位应设置连接桥横桁。

9.4.6.2　连接桥横桁的腹板高度与强横梁相同，其剖面模数应不小于强横梁剖面模数的 1.2 倍。

9.4.7　纵桁

9.4.7.1　连接桥纵桁与片体内侧壁及连接桥纵桁之间的距离应不大于 2.5m。

9.4.7.2　连接桥纵桁的尺寸与连接桥强横梁相同。

9.4.8　节点的连接

9.4.8.1　连接桥横梁与片体内侧壁应用肘板连接，肘板直角边为横梁高度的 2 倍，如图 9.4.8.1 所示。肘板厚度与横梁相同，其自由边长度超过 250mm 时应折边或加面板，折边或面板的宽度一般为肘板厚度的 10 倍。

9.4.8.2　连接桥纵骨与片体内侧壁在片体相应肋位应用肘板连接，如图 9.4.8.2 所示，肘板高度为纵骨高度的 2.5 倍，厚度与纵骨厚度相同。肘板应折边或加面板，折边或面板的宽度一般为肘板厚度的 10 倍。

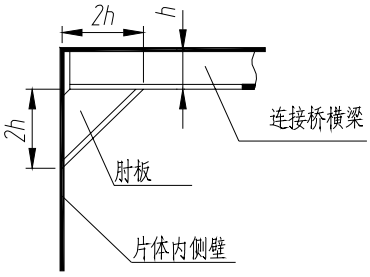


图9.4.8.1

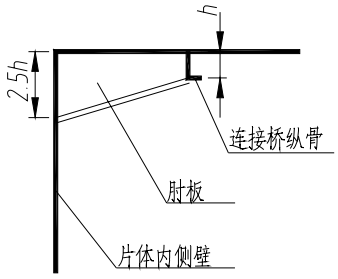


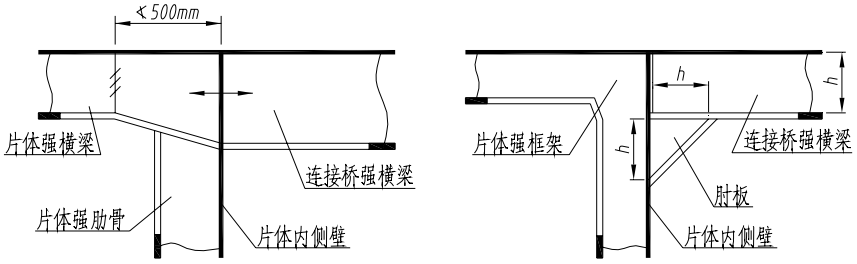
图9.4.8.2

9.4.8.3　连接桥纵骨与首、尾抗扭箱可参照本节 9.4.8.1 的要求用肘板连接；无抗扭箱时，纵骨应延伸至连接桥两端强横梁并与之连接。

9.4.8.4　连接桥强横梁可采用以下 4 种方式与片体连接：

(1)　强横梁腹板插入片体内侧壁并与片体强横梁对接，如图9.4.8.4(1)所示；

(2)　强横梁采用肘板与片体内侧壁连接，如图9.4.8.4(2)所示，肘板的自由边应加面板，面板尺寸与强横梁面板尺寸相同；



(1)　　(2)

图9.4.8.4

(3)　强横梁采用过渡肘板与片体内侧壁连接，如图9.4.8.4(3)所示；

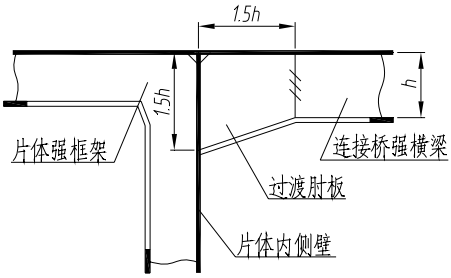


图9.4.8.4(3)

(4)　强横梁采用加宽面板并在片体内面加设肘板与片体内侧壁连接，如图9.4.8.4(4)所示。

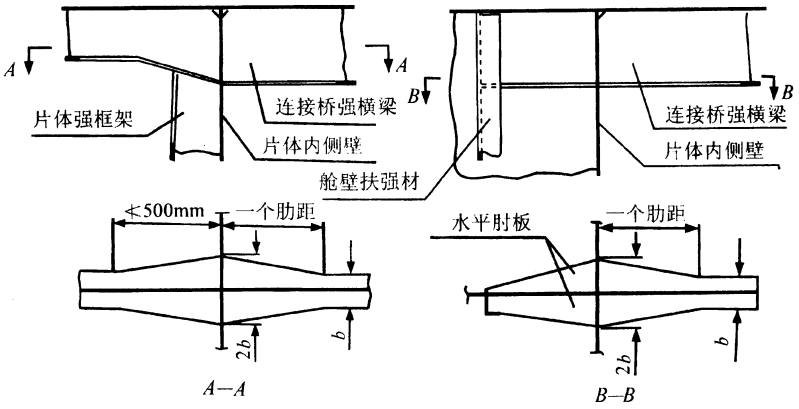


图9.4.8.4(4)

9.4.8.5　船长大于或等于 50m 的船舶，其连接桥横桁的腹板应插入片体内侧壁并与片体横舱壁对接，如图 9.4.8.5 所示。

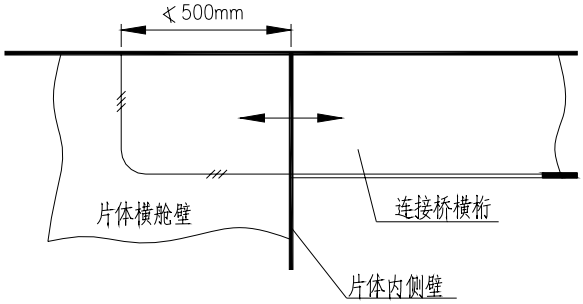


图9.4.8.5

9.4.8.6　连接桥纵桁应延伸至首、尾抗扭箱并用过渡肘板与抗扭箱连接，如图 9.4.8.6 所示。无抗扭箱时，应延伸至两端强横梁并与之连接。

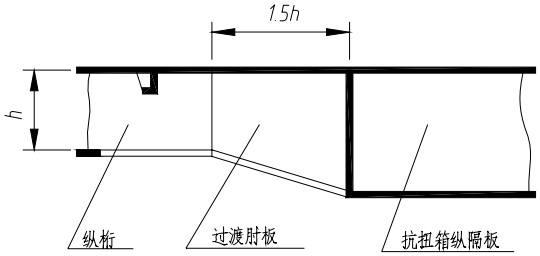


图9.4.8.6

9.4.9　**发生砰击的条件**

9.4.9.1　航行 A 级航区且连接桥相对高度 h_1/D 小于 0.3 的双体船，当按本节 9.4.9.2 的规定可能发生砰击时，对连接桥应进行波浪砰击计算。

9.4.9.2　连接桥发生砰击的条件按以下方法决定：

(1)　当F_r≤0.3时，砰击区按图9.4.9.2(1)决定；

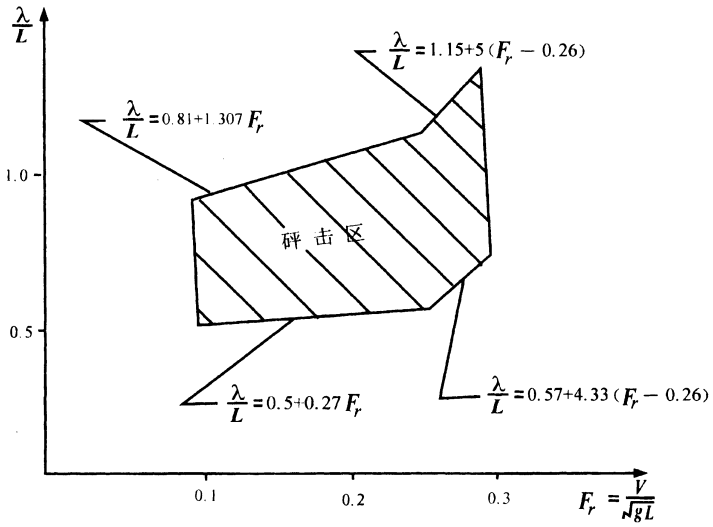


图9.4.9.2(1)

图中：L——船长，m；

λ——计算波长，λ=30m；

V——船舶设计航速，m/s；

g——重力加速度，取g=9.81m/s^2。

(2) 当F_r＞0.3时，砰击区用理论计算决定。

第5节　上层建筑及甲板室

9.5.1　一般要求

9.5.1.1　双体客船位于主甲板上的第一层连续上层建筑或甲板室的长度一般应不小于0.75L，其下至少应设置两道横隔壁，并尽可能均匀布置。若船舶设有抗扭箱或连接桥具有底封板，经本社同意则可免设横隔壁。

(1) 船长小于或等于30m，(A级航区船长小于或等于25m)的船舶，若设有抗扭箱或连接桥具有底封板或符合本章9.3.1.1的有关规定时；

(2) C 级航区船长大于30m的船舶，若设有抗扭箱或连接桥具有底封板时。

9.5.1.2　上层建筑及甲板室围板允许采用压筋板结构或铝合金等轻型结构。

9.5.2　甲板

9.5.2.1　上甲板的甲板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 0.03L + 3 \qquad \text{mm}$$

式中：L——船长，m。

首尾部、大开口两端和开口之间的甲板厚度以及C级航区上甲板厚度应不小于3mm。

9.5.2.2　其他各层甲板厚度一般不小于 3mm。但顶蓬甲板可以减薄到 2mm。

9.5.2.3　短桥楼、首楼、尾楼的最下一层上甲板及升高甲板的厚度应符合本节 9.5.1.1 的规定。

9.5.2.4　在布置有甲板机械、系缆等设备的甲板部位应采用加厚板或复板加强。

9.5.3　端围板

9.5.3.1　上层建筑及甲板室最下层端围板的厚度 t 应不小于下式计算所得之值：

$$t = 6s + 0.01L \qquad \text{mm}$$

式中：s ——扶强材间距，m；

L ——船长，m。

C级航区船船上层建筑及甲板室最下层端围板的最小厚度应不小于3mm。

9.5.3.2　第二、第三层端围板的厚度一般不小于 3mm。

9.5.4　端壁扶强材

9.5.4.1　最下层端围板扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 15s \qquad \text{cm}^3$$

式中：s ——扶强材间距，m。

9.5.4.2　第二、第三层端围板扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 10s \qquad \text{cm}^3$$

式中：s ——扶强材间距，m。

9.5.4.3　与甲板纵桁相对应的端壁部位应设置扶强材，该扶强材兼作支柱时应满足支柱的要求。

9.5.5　侧围壁

9.5.5.1　侧围壁的厚度应不小于 3mm。

9.5.5.2　侧围壁扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 10s \qquad \text{cm}^3$$

式中：s ——扶强材间距，m。

9.5.5.3　侧围壁扶强材的设置应与甲板横梁对齐。其上端应与甲板横梁连接，其下端可以削斜。

9.5.6　内部横隔壁

9.5.6.1　内部横隔壁的板厚要求同本节 9.5.5.1，其扶强材剖面模数同本节 9.5.5.2 的规定。

9.5.7　门窗开口

9.5.7.1　外围壁门窗开口角隅处应为圆角。

第10章　工程船船体结构补充规定

第1节　一般规定

10.1.1　一般要求

10.1.1.1　本章中无明确规定者应符合本篇第 2 章的有关规定。

10.1.1.2　采用组合式浮箱结构的挖泥船，各箱体结构应以组合完整后的状态进行结构强度校核。

10.1.2　适用范围

10.1.2.1　本章适用于船长小于 100m 的单层甲板自航与非自航的下列工程船：

（1）耙吸挖泥船、开底泥驳（船）、对开泥驳（船）；

（2）链斗挖泥船、绞吸挖泥船、吹泥船、斗轮挖泥船；

（3）起重船、打桩船、抓斗挖泥船、铲斗挖泥船。

10.1.2.2　本章涉及的对开泥驳（船）通常具有两个半体，它们由铰链及在泥舱前后两端横剖面上液压装置相互连接，船舶和装置系纵向开启。

10.1.2.3　特殊船型或特殊尺度的工程船以及采用新结构形式的工程船，其结构尺寸除满足本章规定外，尚应按本篇第 14 章的规定采用直接计算方法进行强度校核。

10.1.3　定义

10.1.3.1　船长 L(m)——沿满载水线自首柱前缘量至舵柱后缘的长度，对无首柱船舶应自船体纵中剖面前缘与满载水线的交点量起；无舵柱的船舶量至舵杆中心线，但应不大于满载水线长度，亦不小于满载水线长度的 96%。对无舵船舶和船体开槽的箱型船舶的船长取满载水线的长度。

满载水线长度系指船舶满载水线面在船体中纵剖面上的投影长度。

10.1.3.2　船宽 B(m)——不包括船壳板在内的船体最大宽度，不计及在船体上为固定或操纵挖泥机具等有关设施的局部凸出。采用连接装置的浮箱结构挖泥船的船宽应包括箱体间的板材厚度。

10.1.3.3　开底泥舱——在挖泥船和泥驳上能打开舱底泥门，自动卸出挖掘物的泥舱。

10.1.3.4　箱形龙骨——在船体中心线上，纵向布置于开底泥舱下部的泥舱前后端壁之间的一种箱形组合结构。

10.1.3.5　箱形肋板——横向布置于泥舱底部，泥舱纵壁之间的一种箱形组合结构。

10.1.3.6　边浮舱——位于泥舱两侧的水密空舱。

10.1.3.7　架空纵梁——在甲板开口线内，纵跨于泥舱前后端壁之间的一种组合梁结构。

10.1.3.8　架空横梁——在甲板开口线内，横跨于泥舱纵舱壁之间的一种组合梁结构。

10.1.3.9　开槽——为布置挖泥设备，在挖泥船船体上的凹进部分或阱。

10.1.3.10　Ⅰ类工程船——有泥舱的挖泥船及泥驳。

10.1.3.11　Ⅱ类工程船——无泥舱的挖泥船及吹泥船。

10.1.3.12　Ⅲ类工程船——起重船、打桩船、抓斗挖泥船及铲斗挖泥船。

10.1.3.13　船中部——从船长 L 中点起向首尾各延伸 $0.2L$ 长度范围，对于Ⅲ类工程船尚应向设置起重机械所在方向继续延伸 $0.1L$。

10.1.4　图纸和资料

10.1.4.1　除按本篇 2.1.3 规定的图纸资料外，还应将下列的图纸资料一式 3 份送本社

批准：

(1) 泥舱、泵舱、挖掘机械舱和开槽的剖面图；

(2) 泥舱舱壁和开槽舱壁及其连接区域；

(3) 泥舱舱壁和开槽端部的过渡布置图；

(4) 拆除和再装配挖泥设备用的专门布置图（如在航行期间将挖掘设备收藏起来时）；

(5) 挖掘机械臂架与船体连接处结构图；

(6) 采用连接装置的浮箱结构挖泥船：

① 主浮箱结构图；

② 边浮箱结构图；

③ 浮箱连接部位结构图；

④ 连接装置强度计算书。

(7) 对开泥驳（船）：

① 液压装置部位的结构图；

② 甲板铰链图、甲板室铰链图及其强度计算书；

③ 甲板室铰链与船体结构的连接图；

④ 液压装置及其与船体结构的连接图[图中应给出工作压力和液压装置（液缸和杆端）的最大压力及相应的力；

⑤ 船底平面和甲板平面的纵向承压板图；

⑥ 甲板室纵向承压板及其与船体结构的连接图；

⑦ 横向承压板图。

第2节 总纵强度

10.2.1 一般要求

10.2.1.1 船舶的主尺度比值应符合 $\frac{L}{D} \le 25$、$\frac{B}{D} \le 6$ 的规定。

10.2.1.2 采用组合式浮箱结构的挖泥船，应以安装好的最大主尺度进行总纵强度衡准。

10.2.1.3 对开泥驳在两个半体连在一起时的船中剖面模数及惯性矩应不小于本章10.2.3及10.2.4的计算所得之值。

10.2.1.4 船长大于或等于40m的第III类工程船，其强力甲板骨架和船底骨架应采用纵骨架式。

10.2.2 船中剖面模数

10.2.2.1 III类工程船和船长大于或等于40m的I、II类工程船，其中部最小剖面模数 W_0（强力甲板边线或平板龙骨处）应不小于按下式计算所得之值：

$$W_0 = aK_1K_2LBD \qquad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中：L——船长，m；

B——船宽，m；

D——型深，m；

a——航区系数，作业或航行于A级航区的船取 a =1；作业或航行于B、C级航区的船取 a =0.9；III类工程船不论作业或航行于何类航区均取 a =1；

K_1——系数，$K_1=\left(458+15.8L-0.072L^2\right)\times10^{-3}$；

K_2——系数，$K_2=2.56-3.02C_b+1.46C_b^2$；

C_b——方形系数，当$C_b\le0.6$时，取$C_b=0.6$。

10.2.3　船中剖面惯性矩

10.2.3.1　III 类工程船和船长大于或等于 40m 的 I、II 类工程船，其舯剖面惯性矩I应不小于按下式计算所得之值：

$$I=3.5W_0L\times10^{-2}\qquad \mathrm{cm^2m^2}$$

式中：W_0——中剖面模数，$\mathrm{cm^2\cdot m}$，按本节10.2.2.1式计算；

L——船长，m。

10.2.4　总纵弯曲强度及屈曲强度校核

10.2.4.1　III 类工程船和船长大于或等于 40m 的 I、II 类工程船除应满足本节 10.2.2.1、10.2.3.1 的要求外，尚应按本篇第 2 章第 2 节 2.2.4、2.2.6 的规定进行下述工况的静水和波浪总纵弯曲强度及屈曲强度的校核：

I 类工程船：

(1)　满载工况（出港、到港）；

(2)　空载加压载工况（出港、到港）；

(3)　首尾泥舱满载，其它泥舱空载；

(4)　中部泥舱满载，其它泥舱空载。

II类工程船：

（1）挖泥工况；

（2）航行（或调迁）工况

III 类工程船：

（1）起重工况；

（2）调迁工况。

10.2.4.2　起重船在算各种工况的静水弯矩时，如计算所得的静水弯矩为中垂弯矩时，则静水弯矩还应加上起吊荷重传递到船体上的水平分力所产生的附加弯矩（中垂弯矩）。

10.2.4.3　起重船若其起重机机座设置在船中部 0.4L 范围以内，且起重重量大于等于按下式计算所得之值时，其总纵强度除满足本节规定外尚应按本篇第 14 章第 3 节的规定采用有限元法进行计算校核。

$$P=74+0.18\nabla\qquad t$$

式中：P——起重重量，t；

∇——设计排水量，t。

10.2.4.4　对抓斗式挖泥船及铲斗式挖泥船计算起吊荷重时，泥浆密度取$\gamma=2t/m^3$。

10.2.5　船中剖面模数和舯剖面惯性矩的计算

10.2.5.1　计算船体中剖面模数和惯性矩时，应符合下列规定：

(1)　强力甲板及其以下所有在船中部连续的纵向构件，例如：外板、内底板、纵舱壁板、甲板、龙骨、纵桁、纵骨、纵向连续的舱口围板等，均可计入船中剖面模数和惯性矩。

(2) 箱形龙骨及架空纵梁，若其两端有良好固定及过渡，则架空纵梁与箱形龙骨可计入其剖面积的40%。

(3) 纵桁和底部桁材腹板上的开口大于腹板高度的20%时，应扣除开口剖面积；舷侧溢流管口剖面积一般可不予扣除，但应符合本章10.12.2.1的要求。

(4) 在甲板开口线外侧的人孔开口剖面积应予以扣除。

第3节 外板及内底板

10.3.1 船底外板及平板龙骨

10.3.1.1 工程船平板龙骨宽度应按本篇 2.3.1.1 的规定，平板龙骨在全船长度范围内的厚度应较船底板增厚 2mm。

10.3.1.2 横骨架式船中部船底板厚度 t，应分别不小于按下列三式计算所得之值：

I类工程船：$t = a(\alpha L + \beta)\left(0.85 + 0.06\dfrac{B}{D}\right)\left(\dfrac{B}{B - b_0}\right)$ mm （1）

II类工程船：$t = a(\alpha L + \beta)$ mm （2）

III类工程船：$t = n\dfrac{W_0}{BD}$ mm （3）

式中：L——船长，m；

B——船宽，m；

D——型深，m；

b_0——开底泥舱船底开口的宽度，m，如图10.3.1.2所示；

a——航区系数，按本章10.2.2.1的规定；

W_0——剖面模数按本章10.2.2.1式计算之值；

n、α 及 β——系数，按表10.3.1.2选取。

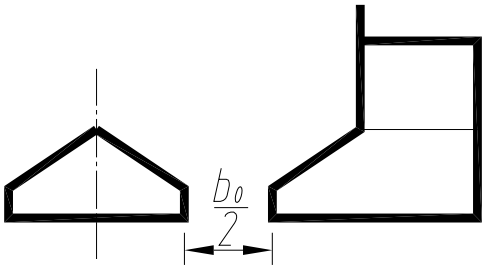


图10.3.1.2

表10. 3. 1. 2

工程船类型	I	II	III
α	0.117	0.074	——
β	-1.312	3	——
n	——	——	-0.0005L +0.1282

纵骨架式的船中部船底板厚度应分别不小于上列3式计算所得之值的0.9倍。

10.3.1.3　首、尾部船底板应不小于中部船底板厚度，过渡区域船底板厚度应不小于中部船底板厚荛的 0.8 倍。

10.3.1.4　在开底泥舱区域内的船底板厚度应不小于 10.3.1.2(1)式计算所得之值。

10.3.1.5　船底板厚度 t，在全船长度范围内尚应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 6.4s\sqrt{d} \qquad \text{mm}$$

式中：d——吃水，m；

s——肋骨或纵骨间距，m。

10.3.1.6　船底板的最小厚度，对作业或航行于 A 级航区船舶应不小于 5mm，B、C 级航区船舶应不小于 4mm。

10.3.2　舷侧外板

10.3.2.1　船中部舷侧外板厚度应与船中部船底板厚度相同。

10.3.2.2　首、尾部舷侧外板厚度应与船中部舷侧外板厚度相同。过渡区域的舷侧外板应不小于中部舷侧外板厚度的 0.9 倍。箱形船体的舷侧外板厚度应在全船长度范围内与船中部船底板厚度相同。首、尾封板厚度不应小于船中部船底板厚度。

10.3.2.3　舷侧外板厚度除应符合本节 10.3.2.1 和 10.3.2.2 规定外，尚应符合下列规定：

(1)　船长等于或大于50m且具有泥舱的挖泥船，在泥舱前后端壁向外延伸5个肋距范围内的舷侧外板厚度t，应不小于按下式计算所得之值：

$$t = \frac{\sqrt{L}Bd}{15D} \qquad \text{mm} \qquad (1)$$

式中：L——船长，m；

B——船宽，m；

D——型深，m；

d——吃水，m。

(2)　起重船、打桩船、抓斗式挖泥船及铲斗式挖泥船在全船长度范围内的舷侧外板厚度 t，应不小于按下式计算所得之值：

$$t = \frac{\sqrt[1.7]{L}Bd}{15D} \qquad \text{mm} \qquad (2)$$

式中符号同(1)式。

10.3.3　局部加强

10.3.3.1　链斗挖泥船的开槽宽度，应保证船体在最大允许的工作倾角时，斗链的悬垂部分不至碰擦槽壁的下边缘。

10.3.3.2　链斗挖泥船开槽纵壁板厚度应与该区域的舷侧外板厚度相同，横向端壁板的厚度应较舷侧外板厚度增加 2mm。

10.3.3.3　链斗挖泥船开槽纵壁与船底相连接的船底板应加厚 1mm。

10.3.3.4　链斗挖泥船邻接于开槽端壁的底板应予加强，其所加复板厚度应不小于船底板厚度，若采用加厚板，则其厚度应不小于船底板厚度的 1.5 倍，其范围沿船宽方向应不小于开槽宽度的 2 倍，沿船长方向自端壁板起向首尾延伸各不少于 2 个肋距。如图 10.3.3.4 所示。

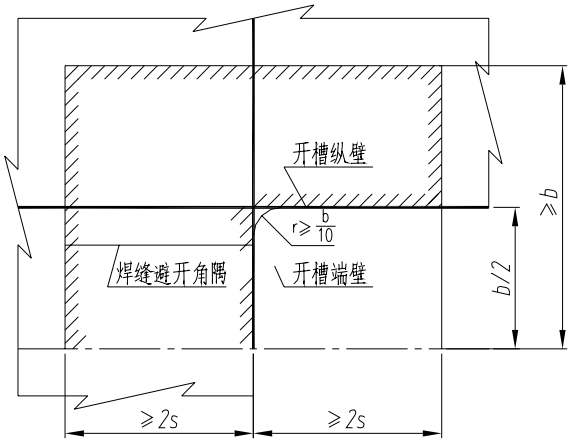


图10.3.3.4

10.3.3.5　链斗挖泥船的开槽纵壁板上应设有防止斗桥移动时造成破坏的防护材。

10.3.3.6　开槽纵壁板的下边缘应为圆舭型或用连接角钢与船底板搭接相连。连接角钢的厚度应不小于相连船底板厚度。

10.3.3.7　对于船首经常受擦的工程船（如打桩船、抓斗挖泥船、铲斗挖泥船等），其首部削斜部分与相邻的船底部分的外板，应较船底板厚度增加 2mm。

10.3.3.8　挖泥机械或起重机械基座下的船底板至少应加厚 1mm。

10.3.3.9　挖泥船的定位桩处，耙吸挖泥船的吸管出口区域及溢流管口区域、绞吸挖泥船及斗轮挖泥船的绞刀架，及斗轮架开槽处的围壁板及端壁板均应按舷侧外板厚度增加 2mm。

10.3.3.10　浮箱结构挖泥船在其连接装置处应予特别加强。

10.3.3.11　抓斗挖泥船及泥驳在作业时，经常受撞击的舷侧顶部、护舷材及结构应予加强。

10.3.3.12　挖泥船若需要坐底作业或在使用期间允许坐底时，则船底板应增厚 2mm。

10.3.3.13　在具有开底泥舱的挖泥船上与泥舱纵壁相邻接的船底板应加厚 1mm，加厚范围应沿纵舱壁向外端各延伸不小于 2 个肋距，其宽度应不小于 1m。

10.3.3.14　耙吸挖泥船的耙头与船底相碰擦的舷列板应加复板、复板厚度应与该处外板厚度相同。

10.3.3.15　耙吸挖泥船在舷侧设备凹进舷侧外板的吸泥管导槽时，导槽部位的船壳内表面自船首至船尾方向在有足够长度的范围内，应设导槽包复板，包复板的厚度应不小于舷侧外板厚度，包复板的宽度应能覆盖导槽，导槽包复板在船壳的内侧应设有井字形加强骨材。

10.3.3.16　对开泥驳舭部区域板及构件应予特别加强。

10.3.4　内底板

10.3.4.1　内底板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 5.5s\sqrt{h} \qquad \text{mm}$$

式中：s ——肋板或底纵骨间距，m；

h ——计算水柱高度，m。

10.3.4.2　内底板厚度应不小于船底板厚度的 0.85 倍。

第4节　甲板及舱口

10.4.1　强力甲板

10.4.1.1　Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ类工程船舶的强力甲板在全长范围内的甲板厚度 t，应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 0.07L + 3 \qquad \text{mm}$$

式中：L——船长，m。

10.4.1.2　具有封闭式泥舱的挖泥船在泥舱区域内的甲板板厚度应按上式增厚 1mm。

10.4.1.3　强力甲板除应符合本节 10.4.1.1 规定外，尚应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 6.33s\sqrt{h} \qquad \text{mm}$$

式中：s——助骨或纵骨间距，m；

h——计算水柱高度，m，按本章10.7.2.1式规定。

甲板的最小厚度对作业或航行于A级航区船舶应不小于5mm，B、C级航区船舶应不小于4mm。

10.4.2　局部加强

10.4.2.1　链斗挖泥船、绞吸挖泥船和斗轮挖泥船，与开槽端壁相连的甲板板应用加厚板予以加强。加厚板的长度、宽度、厚度应与端壁下端相连接的船底加厚板相同，见本章10.3.3.4。

10.4.2.2　凡与专用机械底座相连的甲板应予加强，其厚度应不小于底座面板厚度的 0.7 倍，或甲板板厚度的 2 倍，取其大者。

一般甲板机械，系缆等设备处的甲板部位可用加厚板或复板加强。

10.4.2.3　甲板的下列区域应予以加强，加厚板厚度应不小于甲板板厚度的 1.5 倍。

斗塔和斗桥吊架处；

绞刀架、斗轮架及其吊架支承处（用液压起升的绞刀架及斗轮架支承处要特别考虑）；

定位桩支承处；

吸泥管吊架处；

绞车座处；

浮箱结构连接装置处；

拖缆桩处；

抓斗及铲斗起吊机处；

固定式起重吊杆支承处；

打桩桩架支承处；

其他工作机械区域。

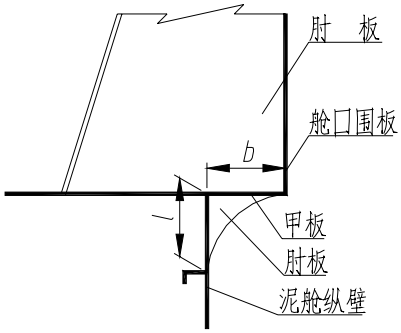
10.4.2.4　对开泥驳甲板铰链及液压装置区域应予特别加强，并应提供强度计算资料，其厚度大于 20mm 的板应使用 D 级钢，厚度大于 40mm 钢板使用应经本社审查。

10.4.2.5　平台甲板厚度应不小于本节 10.4.1.1、10.4.1.2 有关规定。平台甲板上布置有专用机械、甲板机械及支承座等设备的部位，应按本节 10.4.2.2 的规定予以加强。

10.4.2.6　泥舱舱口围板的厚度应不小于泥舱纵舱壁上列板的厚度。连续舱口围板长度小于 0.5 倍船长时，在泥舱两端应适当延伸，延伸长度一般不小于围板高度的 1.5 倍。

泥舱舱口围板应设置间距不大于600mm的水平扶强材，水平扶强材的尺寸应符合本章10.9.2.3的规定，并应在强框架的肋位上设置肘板（但应不大于4个肋骨间距），肘板的厚度应不小于舱口围板厚度，其自由边应有面板或折边，折边的宽度应不小于厚度的10倍。肘板

下边缘宽度应不小于围板高度的1/3。若泥舱纵壁板与舱口围板不在同一平面内，则肘板下边缘的宽度应不小于泥舱纵壁至舱口围板距离b的2倍；同时应在肘板的同一平面上，在泥舱内应设置一支撑肘板，该支撑肘板的厚度与舱口围板厚度相同，肘板的长度和宽度如图10.4.2.6所示。



纵骨架式舷侧：l如图示

横骨架式舷侧：$l \geqslant \frac{2}{3}b$

图10.4.2.6

10.4.2.7　泥舱舱口围板上缘应设面板或其他能保证围板足够刚性的型材，其剖面积应不小于围板剖面积的 0.2 倍。

第5节　船底骨架

10.5.1　一般要求

10.5.1.1　本节无规定者，应符合本篇第 2 章第 5 节、第 6 节及第 14 节的有关规定。

10.5.1.2　挖泥船泵机舱内的船底骨架及泥泵底座应分别满足本篇第 2 章第 14 节机舱骨架及主机座的要求。泵机舱内因泥泵布置而使双层底中断或肋板高度减小的地方，船底骨架应作特殊加强并有良好的过渡。

挖泥、起重、打桩等专用机械基座如直接与船底相连时，该处船底骨架除作适当加强外、应根据其基座设计的特点，在结构布置上沿船舶首尾和两舷方向有良好的过渡。

10.5.1.3　泥舱纵壁和开槽纵壁的端部应保持纵向构件的连续性，应以过渡性大肘板与旁内龙骨或旁桁材相连；若旁内龙骨或旁桁材与纵舱壁板不在同一平面内时，应在纵舱壁平面内设置附加旁内龙骨或附加旁桁材，其延伸长度自肘板末端起应不小于 3 肘距。

10.5.2　船底纵骨和内底纵骨

10.5.2.1　单层底船底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ks(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：k——系数，k =0.026L+6.32，其中 L 为船长，m；

s——纵骨间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇1.2.5.1的规定；

l——纵骨跨距，取实肋板间距，m。

10.5.2.2　双层底船底纵骨的剖面模数，应不小于本节 10.5.2.1 式计算所得之值的 0.8 倍。内底纵骨的剖面模数应不小于船底纵骨的 0.85 倍。

10.5.2.3　船底纵骨剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 1.1al^2 \qquad \text{cm}^4$$

式中：a——纵骨连同带板的剖面积，cm^2；

l——同本节10.5.2.1式。

10.5.3　泥舱边浮舱和开槽两侧边浮舱船底骨架

10.5.3.1　横骨架式单底船应每个肋位上设置实肋板；纵骨架式单底船的泥舱边浮舱应在泥舱肋板的肋位平面内设置实肋板，当所设置实肋板间距大于 2.5m 时，应在其间距内增设实肋板；纵骨架式单底船开槽两侧边浮舱实肋板间距应不小大于 2.5m。实肋板剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ks(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——实肋板间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇1.2.5.1的规定；

l——实肋板的计算跨距，m，沿实肋板面板从外板内缘量至泥舱纵壁或开槽纵壁内缘的距离，但l≮0.3B，B为船宽，m；

k——系数，对泥舱边浮舱，横骨架式 k =2.1B+6.3，纵骨架式 k =0.24B+6.7，其中B为船宽，m；对开槽两侧边浮舱，横骨架式 k =12，纵骨架式 k =6.5。

10.5.3.2　单底船实肋板腹板高度应不大于其厚度的 75 倍，纵骨架式单层底实肋板的腹板高度尚应不小于纵骨穿过处开口高度的 2.5 倍。

10.5.3.3　横骨架式单层底或双层底船边浮舱在船底处的宽度大于 3m 时，应设置旁内龙骨或旁桁材。旁内龙骨可由间断构成，尺寸与该处实肋板相同；旁桁材由间断板构成，其厚度与该处实肋板相同。

10.5.4　对开泥驳的泥舱边浮舱船底骨架

10.5.4.1　实肋板应符合本节 10.5.3 的有关规定。

10.5.4.2　当边浮舱内设纵向舱壁，计算实肋板剖面模数 W 时，l 值为纵向舱壁至外板内缘或纵向舱壁至泥舱纵壁内缘距离，取大者。

10.5.5　箱体组合式船的船底骨架

10.5.5.1　横骨架式单底船每个肋位设置实肋板。纵骨架式单底船的实肋板间距应不大于 2.5m。

10.5.5.2　实肋板的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ks(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——实肋板间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇1.2.5.1的规定；

l——实肋板的计算跨距，m，按主浮箱、边浮箱分别量取。自箱体一侧至另一侧之间的距离；

k——系数，横骨架式取12，纵骨架式取6.5。

10.5.5.3　实肋板的腹板高度应不大于其厚度的 75 倍。

10.5.5.4　主浮箱应设中内龙骨并尽量贯通首、尾。允许用 2 根旁内龙骨或泥泵基座纵

桁代替中内龙骨，但其中断处与中内龙骨之间应有良好的过渡。

10.5.5.5　边浮箱宽度大于 2.5m 时应设中内龙骨，此中内龙骨可用间断板构成。

10.5.5.6　主浮箱和边浮箱的中内龙骨尺寸与所在处实肋板相同。

10.5.6　设有两道纵舱壁（纵桁架）之船体的船底骨架

10.5.6.1　设有两道纵舱壁（纵桁架）的船底实肋板间距不论骨架形式如何，应不大于 2.5m。

10.5.6.2　实肋板的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ks\left(d + r\right)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——实肋板间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m，按本篇1.2.5.1的规定；

l——实肋板的计算跨距，m，按本篇7.5.1.2规定；

k——系数，边舱取6.3；中舱取 $k = a\ (l_1/\ l) + b$，

其中：a、b——系数，按表10.5.6.2选取；

l_1/l——舱长比，取值范围按表10.5.6.2规定，l_1为舱底平面长度。

表10.5.6.2

	a	b	l_1/l上限值	l_1/l下限值
一根龙骨	1.88	0.94	1.55	
二根龙骨	1.88	0.84	1.55	0.90
三根龙骨	1.88	0.75	1.60	

表中l_1/l：大于上限值者，取上限值；小于下限值者，取下限值。

10.5.6.3　中舱实肋板的剖面模数应不小于边舱实肋板的剖面模数。

10.5.6.4　纵骨架式船实肋板腹板在纵骨穿过处的剩余高度应不小于腹板高度的 0.6 倍，否则开口处的剖面模数应满足本节 10.5.6.2 的要求。

10.5.6.5　横骨架式单底船，未设实肋板的肋位上，应设底肋骨，其剖面模数及剖面惯性矩应符合本篇 2.5.5 的规定。

10.5.7　泥舱箱形龙骨

10.5.7.1　箱形龙骨侧板厚度应与泥舱壁的下列板厚度相等。

10.5.7.2　箱形龙骨应用肋板、扶强材和肘板进行加强，其扶强材剖面模数应符合本章 10.9.2 关于泥舱壁扶强材的有关规定。肋板和肘板的厚度应不小于边浮舱实肋板腹板的厚度。

10.5.7.3　在箱形龙骨内对应于泥舱肋板的肋位处，应设置强框架或隔堵。强框架的肋板尺寸与边浮舱相同，其他尺寸应与泥舱壁垂直桁相同；隔堵板厚度应不小于箱形龙骨侧壁板厚度。

10.5.7.4　箱形龙骨在泥舱壁中断时，应设置延伸长度不小于 2 个肋距的肘板或采取其他有有效措施，以保证箱形龙骨的良好过渡。

10.5.8　泥舱肋板

10.5.8.1　泥舱肋板高度应不小于按下式计算所得之值：

$$h = KHl \qquad \text{m}$$

式中：K——系数，单开底泥舱取0.07，双开底泥舱取0.1；

H——泥舱深度，m，自泥舱壁下缘量至泥舱舱口上缘的垂直距离；

l——泥舱肋板跨距，m，单开底泥舱取泥舱纵壁下缘之间的距离，双开底泥舱取沿船底从箱形龙骨中线到泥舱纵壁的距离。

10.5.8.2　泥舱肋板间距应不大于（0.06L+1）m，其中 L 为船长，m。但平板肋板的间距应不大于 4m，箱形肋板的间距应不大于 5.4m。

10.5.8.3　平板肋板的腹板厚度应不小于其高度的 1/60 或按本章 10.3.2.2(1)式计算的船底板厚度，取其大者，并应设垂直加强筋。平板肋板的腹板上缘和下缘应设置面板，面板的厚度为腹板厚度加 2mm。

10.5.8.4　箱形肋板和扶强材应符合本章第 9 节关于泥舱舱壁板和扶强材的有关规定。

10.5.9　座底加强

10.5.9.1　如挖泥船需要在座底时作业或在使用期间允许座底时，则其船底结构应作如下加强：

(1)　单层底旁内龙骨间距应不大于2.2m，船长小于或等于30m时其间距应不大于2.0m；

(2)　横骨架式单层底应每个肋位设实肋板并在其腹板上设垂直加强筋，加强筋的间距不大于1.25m，厚度与实肋板腹板相同，宽度为厚度的8倍；

(3)　纵骨架式单层底实肋板间距应不大于2.0m，实肋板腹板在船底纵骨位置上应设垂直加强筋，加强筋的厚度与实肋板腹板相同，宽度为厚度的8倍；

(4)　横骨架式双层底旁桁材间距应不大于2.5m；在每个肋位处应设实肋板，实肋板腹板上应设垂直加强筋，其要求同横骨架式单层底；

(5)　纵骨架式双层底旁桁材间距应不大于2.5m；实肋板间距应不大于2.0m，实肋板腹板上应设垂直加强筋，其要求同纵骨架式单层底。

第6节　舷侧骨架

10.6.1　一般要求

10.6.1.1　本节无规定者，应符合本篇第 2 章第 7 节的有关规定。

10.6.1.2　机舱、泵机舱应符合本篇第 2 章第 14 节的有关规定。

10.6.1.3　挖泥舱开槽纵壁骨架及组合式箱体两侧骨架应满足本节要求。

10.6.2　纵骨架式舷侧骨架

10.6.2.1　舷侧纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 7s\left(0.785d + r\right) l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：s——纵骨间距，m；

d——吃水，m；

r——半波高，m按本篇1.2.5.1的规定；

l——纵骨跨距，m，取强肋骨间距。

10.6.2.2　舷侧纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按正式计算所得之值：

$$I = 1.1al^2 \qquad \text{cm}^4$$

式中：a——纵骨连同带板的剖面积，cm^2

l ——同本节10.6.2.1式。

10.6.2.3　强肋骨间距应不大于 2.5m。在边浮舱内，强肋骨、实肋板、强横梁及纵舱壁垂直桁组成强框架。对应于泥舱肋板的肋位处应设置横舱壁或强框架。

10.6.2.4　强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ks(d + r)l^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：k ——系数，绞吸和耙吸挖泥船取5.0，其他工程船取7.4；

s ——强肋骨间距，m；

d ——吃水，m；

r ——半波高，m，按本篇1.2.5.1的规定；

l ——强肋骨跨距，m，取跨距点之间的距离，按本篇1.2.4的规定。

10.6.3　横骨架式舷侧骨架

10.6.3.1　舷侧为交替肋骨制时，强肋骨间距应不大于 2.5m，其剖面模数应不小于本节 10.6.2.4 式计算值的 0.85 倍。

10.6.3.2　采用交替肋骨制的舷侧应设一道舷侧纵桁，并应尽量延伸至首尾，其剖面尺寸与强肋骨相同。

10.6.4　撑材

10.6.4.1　边浮舱内强肋骨设置符合本章 10.9.2.5 规定的横撑或斜撑时，不论骨架形式如何，其剖面模数应不小于本节 10.6.2.4 式计算值的 0.6 倍。

第7节　甲板骨架

10.7.1　一般要求

10.7.1.1　本节无规定者，应符合本篇 2 章章第 8 节的有关规定。

10.7.1.2　封闭式泥舱区域内的甲板骨架，除按本节 10.7.6.1、10.7.7.2 规定外，其余构件的剖面模数均应按本节规定增加 10%。

10.7.2　甲板横梁

10.7.2.1　横骨架式甲板骨架应在每个肋位上设置横梁，其剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 6.12cshl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：c ——系数，对强力甲板A级航区取1.45，B、C级航区取1.2；其余各层甲板均取1；

s ——横梁间距，m；

l ——横梁跨距，m，为舷侧与纵桁（纵舱壁）间或相邻纵桁（纵舱壁）之间的距离；取其大者；跨距小于2m时仍以2m计；

h ——甲板计算水柱高度，m，强力甲板取 h =0.5m，船员舱室甲板取 h =0.35m，顶蓬甲板取 h =0.2m；III类工程船的甲板作业区域强力甲板h值，应按下式计算：

$$h = Q / F \qquad \text{不小于1m；}$$

其中：Q ——甲板实际负荷总重量，t ；

F ——负荷甲板面积，m^2。

10.7.2.2　强力甲板横梁的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 3Wl \qquad \text{cm}^4$$

式中：W ——按本节10.7.2.1式计算所得之剖面模数值；

l ——同本节10.7.2.1式，但跨距不小于2m时，取实际尺寸。

10.7.3　甲板纵骨

10.7.3.1　强力甲板纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 10cshl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：c 、h ——按本节10.7.2.1规定；

s ——纵骨间距，m；

l ——纵骨跨距，m，取强横梁间距。

10.7.3.2　强力甲板纵骨的剖面惯性矩 I 应小于按下式计算所得之值：

$$I = 1.1al^2 \qquad \text{cm}^4$$

式中：a ——纵骨连同带板的剖面积，cm^2

l ——同本节10.7.3.1式。

10.7.4　甲板纵桁

10.7.4.1　横骨架式甲板纵桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 7.4chbl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：c 、h ——按本节10.7.2.1规定；

b ——甲板纵桁支承面积的平均宽度，m；

l ——纵桁跨距，m，按本篇1.2.4的规定。

10.7.4.2　强力甲板纵骨的剖面惯性矩 I 应小于按下式计算所得之值：

$$I = 2.8Wl \qquad \text{cm}^4$$

式中：W ——按本节10.7.2.1式计算所得之剖面模数值；

l ——同10.7.2.1式。

10.7.4.3　甲板纵桁腹板在横梁穿过处的剩余高度应不小于腹板高度的 0.6 倍，否则开口处的剖面应满足本节 10.7.4.1 和 10.7.4.2 的要求。

10.7.4.4　边浮舱内的船底设置旁内龙骨（或旁桁材）时，应在相应平面上设置甲板纵桁。

10.7.5　强横梁

10.7.5.1　横骨架式强横梁的剖面尺寸取与甲板纵桁相同。

10.7.5.2　纵骨架式强横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 7.8cshl^2 \qquad \text{cm}^3$$

式中：c 、h ——按本节10.7.2.1规定；

s ——强横梁间距，m；

l ——强横梁跨距，m，按本篇1.2.4的规定。

10.7.5.3　强横梁腹板在纵骨穿过处的剩余高度应不小于腹板高度的 0.6 倍，否则开口处的剖面模数应满足本节 10.7.5.2 要求。

10.7.5.4　泥舱区域边浮舱内的强横梁应设在泥舱肋板和架空横梁（泥舱强横梁）的同

一肋位上。

10.7.6　泥舱甲板纵桁和架空纵梁

10.7.6.1　支承 5 台或 5 台以上泥门启闭机械的甲板纵桁，其剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 0.27chl_1l^2 + 0.05nTl \qquad \text{cm}^3$$

式中：c、h——按本节10.7.2.1规定；

l_1——横梁跨距，取泥舱纵舱壁与支柱之间的距离，m；

l——纵桁跨距，m，取泥舱前后端壁之间的距离；

n——启闭泥门机械的台数；

T——每台泥门启闭机械的最大作用力，kN。

10.7.6.2　支承 5 台或 5 台以上泥门启闭机械的架空纵梁，其剖面模数 W 应符合本节 10.7.6.1 的规定，式中计算水柱高取 h =0。

10.7.6.3　若两根纵杵（架空纵梁）共同支承泥门启闭机械，则每一纵桁（架空纵梁）的剖面模数应不小于本节 10.7.6.1 或（10.7.6.2 式）计算值的 0.5 倍。

10.7.6.4　支承泥门启闭机械的甲板纵桁或架空横梁，若支承条件与本节 10.7.6.1 或 10.7.6.2 不同时，应提供计算，并经本社同意。

10.7.7　泥舱强横梁和架空横梁

10.7.7.1　在泥舱肋板平面内应设置泥舱强横梁或架空横梁。

10.7.7.2　泥舱强横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 7chsl^2 + c_1T \cdot l \qquad \text{cm}^3$$

式中：c、h——按本节10.7.2.1规定；

s——强横梁间距，m；

l——强横梁跨距，m，取泥舱纵舱壁之间或纵舱壁至中间支柱中心线的距离；

T——泥门启闭机械的最大作用力，kN；

c_1——系数，设中间支柱取 $c_1 = 7.65k(1-k)^2$，不设中间支柱 $c_1 = 7.65k(1-k)$；

其中：k——泥门启闭力作用点到邻近端点的距离与 l 之比。

10.7.7.3　强横梁腹板在纵骨穿过处剩余高度应不小于其腹板高度的 0.6 倍，否则开口处的剖面模数应满足本节 10.7.7.2 的要求。

10.7.7.4　架空横梁的剖面模数应符合本节 10.7.72 的规定，式中计算水柱高取 h =0。

10.7.8　局部加强

10.7.8.1　对于下列区域的甲板骨架应予足够的加强；

(1)　斗搭和斗桥吊架处；

(2)　绞刀架、半轮架及吊架支撑处；

(3)　支撑吸管的吊架处；

(4)　定位桩支撑处；

(5)　拖缆桩底座处；

(6)　绞车底座处；

(7)　桩架支撑处；

(8)　对开泥驳的铰链区域；

(9)　其他工作机械区域。

10.7.8.2　旋转起重机及抓斗机的船体支承结构加强应符合本章 10.9.3 的规定。

第8节　支 柱

10.8.1　一般要求

10.8.1.1　非泥舱内支柱应符合本篇第 2 章第 11 节的有关规定。

10.8.2　泥舱支柱

10.8.2.1　泥舱内钢质管形支柱的尺寸可按支柱长度及负荷 P 由本篇表 2.11.3.1 选取，但其壁厚应较表列值增加 1mm，且应不小于 6mm，支柱长度应包括两端肘板长度，支柱负荷 P 应按下式计算：

$$P = 9.8cabh + \frac{2T \cdot e}{l} \qquad \text{kN}$$

式中：c、h——按本章10.7.2.1规定；

a——支承长度，m，取支柱前后纵桁跨距中点之间的距离；

b——支承宽度，m，取支柱左右强横梁跨距中点之间的距离；

T——泥门启闭机械的最大作用力，kN；

e——泥门启闭机械作用点至支柱中点线的距离，m；

l——强横梁跨距，m。

第9节　舱 壁

10.9.1　一般要求

10.9.1.1　本节无规定者，应符合本篇第 2 章第 12 节的有关规定。

10.9.1.2　挖泥船，在开槽部位的两则边浮舱内应设横向水密防撞舱壁，其高度延伸到干舷甲板。

10.9.1.3　船长 L 等于或大于 30m 的起重船和打桩船，应设置两道自船首至船尾连续的纵舱壁及与舷侧或纵舱壁之间的间距不大于 $4m$ 的双向纵桁架。船体中部 $0.4L$ 区域内的横舱壁（或双向横桁架）间距应不大于 3 倍的型深。

10.9.1.4　泥舱两端的横舱壁和挖泥船开槽端部壁板（箱体组合式除外）必须延伸至两舷并且水密。泥舱端壁厚度及其扶强材尺寸应与泥舱纵壁相同；开槽端壁扶强材尺寸应与舷侧肋骨相同。

10.9.1.5　泥舱纵舱壁在泥舱两端横舱壁的另一侧上下应用肘板向外延伸，上肘板应与甲板纵桁连接，下肘板应与旁内龙骨（附加旁内龙骨）或旁桁材（附加旁桁材）连接，延伸长度应不小于 2 个肋距，肘板高度应不小于 1/4 舱深，肘板厚度应与纵舱壁板相同。

10.9.1.6　挖泥船的开槽纵壁板应向船体内延伸至少 3 个肋距（箱体组合式除外），上下均用与开槽纵壁相同厚度的肘板与纵向强力构件连接，肘板长度应不小于 2 个肋距，肋板高度应不小于 1/4 舱深；延伸的纵舱壁及其肘板如用桁架代替时，桁架长度不小于 5 个肋距。

10.9.1.7　对开石驳的石舱端壁和斜壁应特殊考虑，并在斜壁上设有缓冲耐磨装置。

10.9.2　泥舱纵舱壁

10.9.2.1　泥舱纵舱壁板或斜壁板下列板的厚度 t，取与之相连的船底板厚度，或按下式计算所得之值，取其大者：

$$t = 0.2s\sqrt{\rho \cdot h} \qquad \text{mm}$$

式中：s——扶强材间距，m；

ρ——泥浆密度，kg/m^3；

h——计算水柱高度，m，自舱壁板下缘量至泥舱舱口围板上缘的距离。

泥舱纵舱壁下列板的厚度在高度不小于0.15D范围内应保持不变，向上可逐渐减薄，但应不小于下列板的0.8倍，其最上列板还应不小于舷侧顶列板的厚度。

10.9.2.2　泥舱纵舱壁垂直扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = K\rho shl^2 \times 10^{-3} \qquad \text{cm}^3$$

式中：K——系数，按下列情况选取：

扶强材两端用肘板固定，K=5；

扶强材一端用肘板固定，K=6；

扶强材两端无肘板固定，K=6.6；

ρ——泥浆密度，kg/m^3；

s——扶强材间距，m；

h——计算水柱高度，m，由扶强材跨距中点量至泥舱舱口围板上缘；

l——扶强材跨距，m，取包括肘板在内的扶强材长度。

10.9.2.3　泥舱纵舱壁水平扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3.8\rho shl^2 \times 10^{-3} \qquad \text{cm}^3$$

式中：ρ——泥浆密度，kg/m^3；

s——扶强材间距，m；

h——计算水柱高度，m，由扶强材量至泥舱舱口围板上缘，但应不小于2m；

l——扶强材跨距，m，取包括肘板在内的扶强材长度。

10.9.2.4　泥舱纵舱壁应在强肋骨平面内设置垂直桁，垂直桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5.2\rho shl^2 \times 10^{-3} \qquad \text{cm}^3$$

式中：ρ——泥浆密度，kg/m^3；

s——垂直桁间距，m；

h——计算水柱高度，m，由垂直桁中点量至泥舱舱口围板上缘的距离；

l——垂直桁跨距，m，取包括肘板在内的垂直桁长度。

10.9.2.5　在泥舱纵舱壁垂直桁上设置横撑或斜撑时，则撑杆的截面积应不小于垂直桁截面积（不带板）的一半，设置横撑或斜撑后的垂直桁剖面模数应不小于本节 10.9.2.4 式的 0.6 倍。

10.9.2.6　泥舱纵舱壁水平桁的剖面尺寸应与垂直桁的剖面尺寸相同。泥舱横端壁设水平桁时，应同时至少设置 1 道垂直桁。

10.9.2.7　对开泥驳的泥舱斜壁按泥舱纵壁的有关规定。

10.9.3　甲板下支承旋转起重机的舱壁式加强结构

10.9.3.1　甲板下支承起重机的舱壁式加强结构，一般采用包括圆筒形舱壁、十字形舱壁和由纵、横舱壁构成的井字形舱壁的结构形式，如图 10.9.3.1 所示。

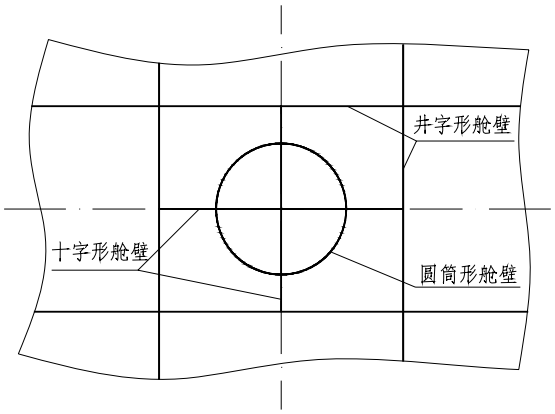


图 10.9.3.1

10.9.3.2　井字形舱壁结构的横舱壁应由一舷延伸至另一舷，其间距应不大于 3 倍的型深。十字形舱壁结构的横舱壁至少应在两纵舱壁间连续，纵舱壁应至少在两横舱壁间连续并由双向纵桁架向船的首尾端过渡延伸。

10.9.3.3　圆筒形舱壁、十字形舱壁和井字形舱壁均应自强力甲板延伸至船底板，并与强力甲板板和船底板牢固焊接。圆筒形舱壁宜采用穿过甲板与基座刚性连接的形式。圆筒形舱壁与十字形舱壁、十字形舱壁与井字形舱壁应相互刚性连接。

10.9.3.4　圆筒形舱壁、十字形舱壁上允许开椭圆形人孔，人孔尺寸应不大于 450×600mm。

10.9.3.5　圆筒形舱壁板的厚度应不小于规定的基座腹板厚度的 0.8 倍。

10.9.3.6　圆筒形舱壁应设垂直扶强材，扶强材的剖面模数 W（不带板）应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 15S \qquad \text{cm}^3$$

式中：S——扶强材间距，m。

10.9.3.7　圆筒形舱壁允许采用水平加强筋，其剖面模数（不带板）不小于本节 10.9.3.5 规定。

10.9.3.8　十字形舱壁板的厚度和垂直扶强材应分别满足本篇中 2.12.2.1 和 2.12.3.2 条内对于防撞舱壁的要求。

10.9.3.9　井字形舱壁的板厚和垂直扶强材应分别满足本篇中 2.12.2.1 条和 2.12.3.2 条内对于货舱舱壁的要求。

10.9.3.10　若采用不同于本节 10.9.3.1 形式的加强结构，则应根据起重机的形式、起吊负荷等具体条件按本篇第 14 章第 7 节的规定计算校核起重机支承结构的强度。

10.9.3.11　船体结构对非旋转起重设备的支承加强，应按本篇第 14 章第 7 节的规定由直接计算确定。

第10节　对开泥驳甲板铰链和甲板室铰链

10.10.1　甲板铰链

10.10.1.1　本节甲板铰链的规定适用泥舱两端各设一具甲板铰链和一台液压装置的对开挖泥船（驳）。

10.10.1.2　与甲板铰链、液压装置连接处的局部结构应于以足够的加强，并能够有效地将载荷传递到船体结构中去。

10.10.1.3　各设计工况下甲板铰链承受的合力 F_h 按下式计算：

$$F_h = \sqrt{\left(F_{sh} + F_{dh}\right) + F_{dv}^2} \qquad \text{kN}$$

式中：F_{sh}——甲板铰链水平静力，KN，按10.10.1.4计算；

F_{dh}——甲板铰链水平动力和F_{dv}－甲板铰链垂向动力按10.10.1.6确定。

10.10.1.4　甲板铰链水平静力 F_{sh} 按下式计算：

$$F_{sh} = \frac{1}{2}\left[F_W - F_S + 2\left(1 - \frac{h_4}{h_5}\right)F_{sr} + \frac{M}{h_s}\right] \qquad \text{kN}$$

式中：F_W——泥舱范围内舷外静水压力，按下式计算：

$$F_W = 5.0\left(d - a\right)^2 L_P \qquad \text{kN}$$

F_S——泥浆水平压力，按下式计算：

$$F_S = 4.9\rho\left(h_1 - a\right)^2 L_P \qquad \text{kN}$$

d、a、L_p、ρ、h_1——见本节10.10.1.5。

10.10.1.5　液压装置水平静力 F_{sr} 等于作用在液压缸柱塞端面上的压力 F_P，其对铰链点的力矩应大于或等于打开力矩 M

$$F_{sr} = F_P \geq \frac{M}{2h_4} \qquad \text{kN}$$

式中：M——使半体打开闭合力矩（打开力矩为正，闭合力矩为负），按下式计算：

$$M = F_s h_2 - F_W h_3 + \Delta b_1 - W_L b_2 - W_s b_3 \qquad \text{kN}\cdot\text{m}$$

以上各式中：（参见图10.10.1.5）

d——相应工况下的吃水，m；

a——船底密封装置的高度，m；

L_P——泥舱长度，m；

ρ——泥浆密度，t/m³；

h_1——最高载泥面至基线的高度，m；

h_2——泥浆水平压力至铰链点的垂直距离，m；

h_3——舷外静水压力至铰链点的垂直距离，m；

h_4——液压装置水平力至铰链点的垂直距离，m；

h_5——甲板铰链至基线的垂直距离，m；

Δ——载泥时半体的静水浮力，kN；

W_L——不载泥时半体的重力，kN；

W_S——半体泥浆的重力；kN；

b_1——Δ至铰链点的水平距离，m；

b_2——W_L至铰链点的水平距离，m；

b_3——W_S至铰链点的水平距离，m。

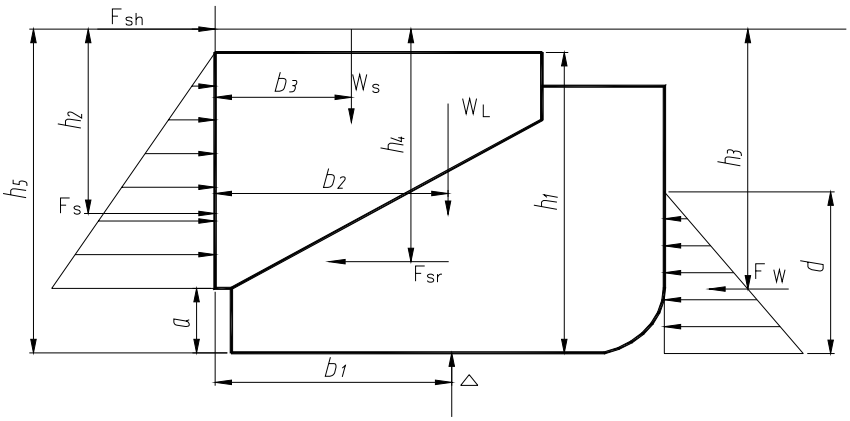


图10.10.1.5

10.10.1.6　甲板铰链承受水平动力F_{dh}和垂直动力F_{dv}可用下述两种方法之一确定：

(1)　按照预期作业海况经动力计算及统计分析；

(2)　按下列公式计算：

甲板铰链水平动力 ：$F_{dh} = 0.28B^2L$　　KN

甲板铰链垂向动力 ：$F_{dv} = 0.055\dfrac{B^2L^2}{d}$　　kN

式中：L——船长，m；

B——船宽，m；

d——甲板铰链间距，m。

10.10.1.7　甲板铰链销轴直径d应不小于下列两式计算所得之值：

$$d_1 = 54\sqrt{\frac{F_h}{R_{eH}}} \quad \text{mm}$$

$$d_2 = 13.2\sqrt[3]{\frac{F_h(2a - t_{2c})}{R_{eH}}} \quad \text{mm}$$

式中：F——铰链的合力，kN，按10.10.1.3计算；

a——两块侧眼板内缘之间或两侧眼板衬套内缘之间的距离，mm；

l——中心眼板或其衬套与销轴的接触长度，mm；

R_{eH}——销轴材料的屈服强度，N / mm²；

10.10.1.8　甲板铰链 眼板应符合下列要求：

中心眼板：$b_{2c}t_{2c} + b_{1c}t_{1c} \geq \dfrac{2500F_h}{R_{eH}}$　　mm²

两侧眼板：$b_{2s}t_{2s} + b_{1s}t_{1s} \geq \dfrac{1250F_h}{R_{eH}}$　　mm²

式中：F_h——同10.10.1.7；

R_{eH}——眼板材料的屈服强度，N / mm^2；

b_{1c}、b_{2c}、b_{1s}、b_{2s}、t_{1c}、t_{2c}、t_{1s}、t_{2s}——见图10.10.1.8。

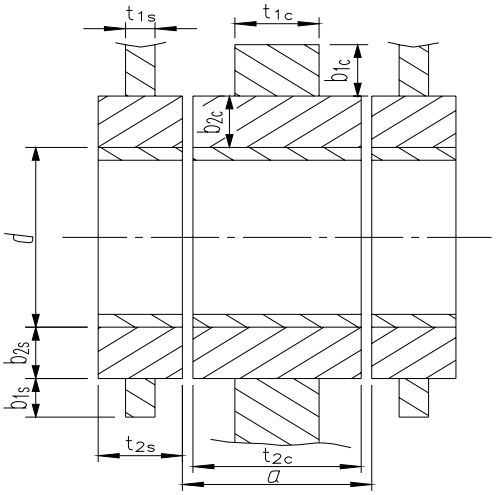


图10.10.1.8

10.10.1.9　两侧眼板（如图 10.10.1.9）与甲板连接处的剖面应满足下式要求：

$$\left[\frac{F_{dv}}{A}+\frac{(F_{sh}+F_{dh})h+F_{dv}l}{W}\right]\times 10^3 \le 0.6R_{eH}$$

式中：A——剖面面积，　mm^2；

W——剖面的剖面模数，mm^3；

h——销轴中心距甲板的垂直距离，mm；

l——销轴中心距剖面中和轴的水平距离，mm；

R_{eH}——眼板材料的屈服强度，N/mm^2、F_{dv}、F_{sh}、F_{dh}——同本节10.10.1.4、10.10.1.6。

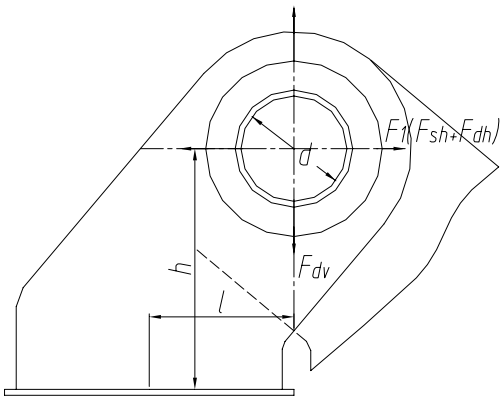


图10.10.1.9

10.10.2　甲板室铰链

10.10.2.1　作用在甲板室上的载荷应根据船舶装载情况及船舶运动予以确定。

10.10.2.2　应设纵向承压板，此纵向承压板承受甲板室的纵向分力 F_x。

10.10.2.3　横摇中心轴 OX 至基线距离取 $\frac{1}{2}D$，其中 D 为型深，m，甲板室重心处承受分力为 F_x、F_y 和 F_z，见图 10.10.2。

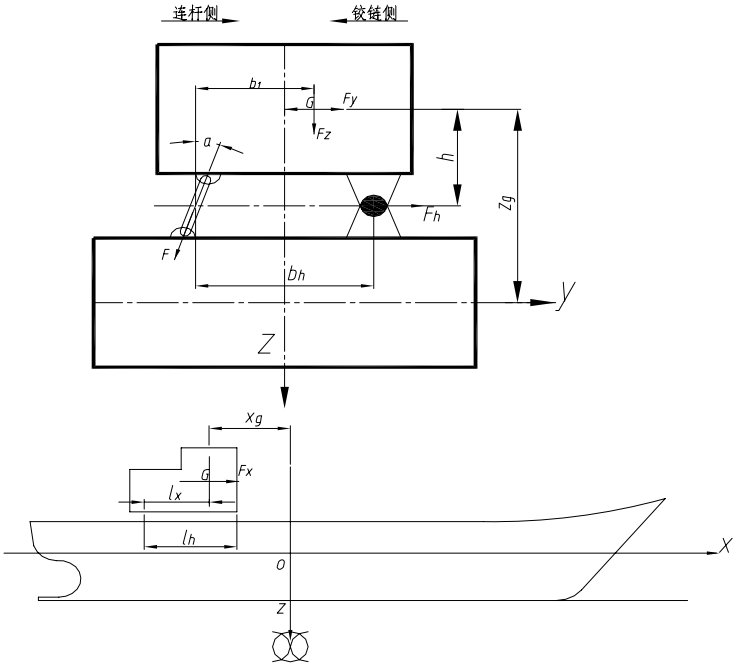


图10.10.2

10.10.2.4　平行于甲板的横向分力 F_y 和垂直于甲板的垂向分力 F_z 可按下式计算：

$$F_y = W\left(K_1 + K_2\frac{x_g}{L} + 0.97\times\frac{Z_g}{T^2}\right) \qquad \text{kN}$$

$$F_z = W\left(K_3 + K_4\frac{x_g}{L} + 0.97\times\frac{Y_g}{T^2}\right) \qquad \text{kN}$$

式中：W——甲板室重量，kN ；

x_g——甲板室重心沿 X 轴（船长）方向距纵摇中心距离，m ；

Z_g——甲板室重心沿 Z 轴方向距横摇中心的距离，m ；

Y_g——甲板室重心沿 Y 轴方向距横摇中心的距离，m ；

T——横摇周期，秒（S），按《内河船船舶法定检验技术规则》第6篇计算值，当计算值 T 小于4s时取T=4s；

L——船长，m；

K_1、K_2、K_3、K_4——系数，见表10.10.2.4

表10. 10. 2. 4

航区	K_1	K_2	K_3	K_4
A	0.28	0.16	1.14	0.65
B、C	0.26	0.14	1.10	0.60

10.10.2.5　当甲板室铰链由两个铰链及两根端部铰接的连杆组成时(如图 10.10.2)铰链所承受的力可按下列公式进行计算：

连杆轴向力 F ：

$$F=\frac{l_e}{l\cos\alpha}\left[F_y\frac{h}{b_h}+F_z\left(1-\frac{b_e}{b_h}\right)\right] \qquad \text{kN}$$

铰链的横向力 F_h ：

$$F_h=\frac{l_e}{l_h}\left[F_y\left(1-\frac{h}{b_h}tg\alpha\right)+F_z\left(1-\frac{b_e}{b_h}\right)tg\alpha\right] \qquad \text{kN}$$

铰链的垂向力 F_v ：

$$F_v=\frac{l_e}{l_h}\left(F_y\frac{h}{b_h}+F_z\frac{b_e}{b_h}\right) \qquad \text{KN}$$

式中：F_y、F_z——作用于甲板室重心的分力，可按10.10.2.4确定；

α——连杆中心线与垂线间的夹角，（度）；

l_e——甲板室重心至较远铰链的纵向距离，m；

b_e——甲板室重心至连杆中心处垂线的横向距离，m；

h——甲板室重心至通过铰链中心水平线的垂直距离，m；

b_h——铰链中心与连杆中心之间的横向铰链，m；

l_h——前后铰链中心之间的纵向距离，m。

10.10.2.6　甲板室铰链各部分的构件尺寸按本节 10.10.1.7；　10.10.1.8 和 10.10.1.9 的要求方法确定。

第11节　连接装置

10.11.1　一般要求

10.11.1.1　本节适用于本章规定的箱体组合式挖泥船的浮箱连接装置强度计算。

10.11.1.2　箱体组合型式由一个主浮箱和两侧两个对称的前边浮箱和两个对称的后边浮箱组成，每个边浮箱用两组连接装置与主浮箱连接，如图 10.11.1.2 所示。

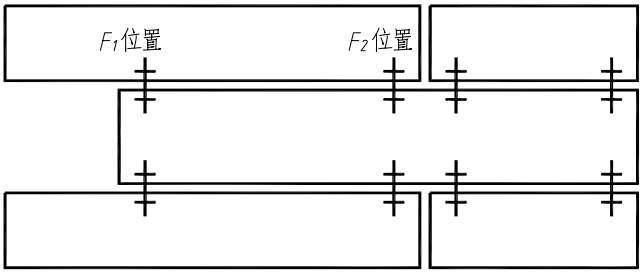


图10.11.1.2

10.11.1.3　本节规定的计算状态未包括岸上拆装状态，若岸上拆装状态连接装置受到更大载荷，尚应计算岸上拆装状态。

10.11.1.4　甲板处连接装置和船底处连接装置应按与同类构件尺寸一致及对称布置的原则确定连接装置的构件尺寸，并可只计算最大边浮箱的载荷和校核其连接装置的强度。

10.11.1.5　对连接装置进行强度校核时，其应力应不大于许用应力。许用应力取：

许用正应力　　$[\sigma]=90\ \mathrm{N/mm^2}$

许用剪切应力　　$[\tau]=50\ \mathrm{N/mm^2}$

许用合成应力　　$[\sigma]=110\ \mathrm{N/mm^2}$

10.11.1.6　有座底作业要求的箱体组合式挖泥船连接装置不得采用连接钩形式，在校核连接装置强度时，安全系数应适当增大。

10.11.2　连接装置载荷计算

10.11.2.1　计算工况应包括：

(1)　空载拖航状态和满载拖航状态 ；

(2)　空载作业和满载作业状态。

10.11.2.2　边浮箱两组连接装置所受垂向力 F_1 和 F_2 分别按下式计算：

$$F_1=\frac{F_B.X_B-F_GX_G}{X_R}\qquad \mathrm{kN}$$

$$F_2=F_B-F_G-F_1\qquad \mathrm{kN}$$

式中：F_B——计算状态下边浮箱的浮力，kN ；

F_G——计算状态下边浮箱的重力，kN ；

X_B——计算状态下边浮箱浮心沿船长距F_2位置连接装置的水平距离，m；

X_G——计算状态下边浮箱重心沿船长距F_2位置连接装置的水平距离，m；

X_R——边浮箱两组连接装置之间（F_1位置和F_2位置之间）水平距离，m；

10.11.2.3　最大边浮箱甲板或船底处 F_1 或 F_2 位置连接装置的横向水平力按下式计算：

$$F_Y=1.30\frac{F_BY_C-F_GY_G}{H}\qquad \mathrm{kN}$$

式中：F_B、F_G——同上；

Y_C——计算状态条件下边浮箱浮心沿船宽距连接装置的水平距离，m；

Y_G——计算状态条件下边浮箱重心沿船宽距连接装置的水平距离，m；

H——边浮箱舷侧 甲板处连接装置至船底处连接装置的垂直距离，m。

10.11.3　连接装置强度校核

10.11.3.1　连接装置剪切应力 τ 应满足下式计算要求：

$$\tau=10\frac{F}{A+a}\leqslant[\tau]$$

式中：F——取各计算状态中F_1和F_2的大者，kN；

A——船底处F_1或F_2位置连接装置断面积，$\mathrm{cm^2}$；

a——甲板处F_1或F_2位置连接装置断面积，$\mathrm{cm^2}$；

［τ］——剪切许用应力，见本节10.11.1.5。

10.11.3.2　连接装置拉应力σ_1应满足下式计算要求：

$$\sigma_1 = 10\frac{F_Y}{A} \leqslant [\sigma]$$

式中：F_Y——见10.1.2.4 ；

A——同10.11.3.1 ；

[σ]——见本节10.11.1.5 。

10.11.3.3　连接装置压应力σ_2应满足下式计算要求：

$$\sigma_2 = 10\frac{F_Y}{a} \leqslant [\sigma]$$

式中：F_Y、［σ］——同10.11.3.2 ；

a——同10.11.3.1。

10.11.3.4　连接装置合成应力σ_{c1}和σ_{c2}应满足下式计算要求：

$$\sigma_{c1} = \sqrt{\sigma_1^2 + 4\tau^2} \leqslant [\sigma_c]$$

$$\sigma_{c2} = \sqrt{\sigma_2^2 + 4\tau^2} \leqslant [\sigma_c]$$

式中：σ_1——见本节10.11.3.2；

σ_2——见本节10.11.3.3；

τ——见本节10.11.3.1；

[σ_c]——见本节10.11.1.5。

第12节　其 他

10.12.1　栏杆、舷墙和护舷材

10.12.1.1　开敞泥舱的挖泥船和泥驳，在泥舱区不应装设舷墙，应装设栏杆或防滑装置，但对石驳的石舱区不应装设栏杆，应装设舷墙。对设有舷墙的挖泥船则应在舷墙的全部范围内开有足够面积的排水舷口。

10.12.1.2　在全船长度范围内（方形船应包括首尾端全船宽度范围内）应设置护舷材。对于有泥驳配合的挖泥船和其他需要有拖船配合的工程船，应在最低水线处增设水平护舷材，并在上、下护舷材之间设置垂直护舷材。

10.12.1.3　本节无规定者应符合本篇第 2 章第 17 节的有关规定。

10.12.2　溢流管口

10.12.2.1　应尽量避免在舷侧顶列板上开溢流管的开口。船长超过 60m 的船舶，泥舱溢流管道开口不应开在距舷侧顶列板上缘 800mm 范围内，开口角隅半径应不小于 150mm。并应有适当补偿。在任何情况下，泥舱溢流管口都不应开在船体剖面突然变化处（如上层建

筑中断处等）的舷侧顶列板上。

10.12.3　水密围阱

10.12.3.1　泥泵周围和耙吸挖泥船吸口附近，应设置水密围阱或水密肋板。

10.12.4　起重设备的金属结构件、零部件

10.12.4.1　工程船上的起重设备金属结构件（包括挖泥船的绞刀架和斗轮架的吊架、移锚杆臂架及兼起重用的桩架等）、起重钢索及活动零部件等应符合本社《船舶与海上设施起重设备规范》的有关规定。

10.12.5　旋转式起重机（抓斗机）基座

10.12.5.1　基座一般应符合本社《船舶与海上设施起重设备规范》的有关规定，也可按下述规定确定：

$$t = 5.6\sqrt{\frac{GC}{D}} \qquad \text{mm}$$

(1)　基座面板的厚度t应不小于按下式计算所得之值：

式中：G——起重机（抓斗机）的总重量（包括吊重），t；

C——基座面板的宽度，m；

D——基座圆直径，m。

$$t = 0.15\frac{G}{D} \qquad \text{mm}$$

$$t = \frac{a}{28}\left(1+\frac{a^2}{b^2}\right)^{-1} \qquad \text{mm} \qquad （a < b\text{时}）$$

$$t = \frac{b}{55} \qquad \text{mm} \qquad （a \geq b\text{时}）$$

(2)　基座腹板厚度t应不小于按下式计算所得之值：

式中：G、D——同上(1)规定；

a——腹板高度，mm；

b——肘板间的腹板弧长，mm。

(3)　基座肘板的厚度应不小于基座腹板厚度的0.8倍。

10.12.6　定位桩

10.12.6.1　绞吸式挖泥船定位桩的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 0.066H\left(76.45T + 40\times\sqrt[3]{\Delta^2}\right) \qquad \text{cm}^3$$

式中：H——最大挖深，m；

T——横移绞车最大工作拉力，KN；

$\triangle$——满载排水量，t。

10.12.6.2　定位桩壁厚应不小于 12mm。

10.12.6.3　定位桩应有起升至最高点的限位标志，建设用形状符号刻成凹形，并应便于观察，以防起升过高而倾倒。

10.12.7　限位结构

10.12.7.1　对开泥驳的船底区域，最好在液压缸处设置两个半体关闭时起作用的横向限位结构。横向限位结构应有足够的强度，并应能达到在液压装置一次关闭动作结束前就已互相接触。

10.12.7.2　对开泥驳应在船底和甲板平面设有纵向限位结构，以阻止两个半体的相对位移。纵向限位结构有足够的强度，以保证甲板铰链的正常工作。

第11章　滚装船船体结构补充规定

第1节　一般规定

11.1.1　一般要求

11.1.1.1　本章中无明确规定者应符合本篇第 2 章和第 7 章的有关规定，多层载车甲板滚装船尚应符合本篇第 4 章的有关规定，双体结构型式的滚装船尚应符合本篇第 9 章的有关规定。

11.1.1.2　承载载货汽车的滚装船，其车辆甲板的计算单轴负荷应不小于 14 吨（并装轴形式为所并装的各单轴负荷）。

11.1.1.3　滚装船应配备《安全装载手册》。

11.1.1.4　Ⅰ型客滚船、Ⅱ客滚船和商品汽车滚装船应配备《车辆系固手册》。车辆系固及系固装置应满足本篇附录Ⅲ的规定。

11.1.2　适用范围

11.1.2.1　本章适用于Ⅰ型客滚船、Ⅱ型客滚船、车客渡船、滚装货船等。

11.1.3　结构布置

11.1.3.1　对船长大于或等于 50m 的滚装船，其强力甲板及船底应采用纵骨架式，首尾尖舱内可为横骨架式。

11.1.3.2　当主船体载车处所的横舱壁设置不能满足本篇 2.12.1.3 的要求时，应采用隔档设置强框架或其他等效措施，以保证船体横向强度。亦可按本篇第 14 章第 7 节的规定进行船体横向强度的直接计算校核。

11.1.3.3　载货汽车滚装船应在主船体内至少设置两道水密纵舱壁，纵舱壁距舷侧满载水线处的距离应不大于 3m。

11.1.3.4　航行川江及三峡库区的Ⅰ型、Ⅱ型客滚船应按本篇第 2 章 2.6.1 的规定设置双层底或防撞边舱。

11.1.3.5　航行时间不超过 0.5h 的车客渡船，当其机舱设置在船舶中部，且具有首、尾推进装置时，若满足下列条件，可允许在机舱前、后水密舱壁上开设水密门：

(1)　水密门应满足有关标准的要求；

(2)　水密门在船舶航行中应处于关闭状态，当其处于开启状态时，驾驶室应有声光报警。

11.1.4　图纸和资料

11.1.4.1　除按本篇 2.1.2 规定的图纸资料外，还应将下列的图纸资料一式 3 份送本社批准：

(1)　车辆跳板结构图及强度计算书；

(2)　甲板间固定斜坡道或升降平台的布置、结构图以及强度计算书（设有甲板间固定斜坡道或升降平台时）；

(3)　跳板起升装置结构、布置图及强度计算书。

第2节　总纵强度

11.2.1　主尺度比值

11.2.1.1　单层车辆甲板船舶的主尺度比范围应符合本篇第 7 章 7.2.1.1 的规定；双体船的主尺度比范围应符合本篇第 9 章表 9.1.4.1 的规定；本节涉及的其它船舶的主尺度比值范围应符合本篇第 2 章 2.2.1.1 的规定。

11.2.2　中剖面模数及舯剖面惯性矩

11.2.2.1　船长大于或等于 50m 的滚装船，其中部最小剖面模数 W_0（强力甲板边线或平板龙骨处）及舯剖面惯性矩应满足本篇第 2 章 2.2.2.1、2.2.2.2 的规定。船长大于或等于 50m 的双甲板滚装船，其中剖面模数应满足本篇第 4 章的相关规定。

11.2.2.2　当船中部强力甲板以上设有有效长度（有效长度为本篇第 1 章图 1.2.3.4 所示的除阴影部分以外的上层建筑甲板的最大长度）大于 0.4L 的一层或一层以上连续的钢质上层建筑（或甲板室）时，则最下一层上层建筑（或甲板室）的甲板及其纵向连续构件应参与总纵弯曲，并按第 4 章 4.2.2.2 的规定计算强力甲板边线和平板龙骨处的联合剖面模数。

11.2.2.3　当最下一层上层建筑（或甲板室）侧壁上的开口总长度若大于侧壁长度的 20％时，则上层建筑（或甲板室）不计入总纵强度剖面模数计算。

11.2.3　总纵弯曲强度及屈曲强度校核

11.2.3.1　当船长大于等于 80m 时除应满足本节 11.2.2 的规定外，尚应按本篇第 7 章 7.2.3 的规定进行本节 11.2.3.2 所述工况的总纵弯曲强度及屈曲强度校核。

11.2.3.2　计算工况：

航行装载工况：

（1）满载出港和到港；

（2）空船（压载）出港和到港；

（3）载车区域中部1/3载车区域内装载平均荷重 q_0 的1.5倍荷重，载车区域两端1/3载车区域内各装载平均荷重 q_0 的0.75倍荷重的不均匀装载工况；

（4）载车区域中部1/3载车区域内装载平均荷重 q_0 的0.6倍荷重，载车区域两端1/3载车区域内各装载平均荷重 q_0 的1.2倍荷重的不均匀装载工况；

平均荷重 q_0 按下式计算：

$$q_0 = \frac{G_0}{l} \qquad t/m$$

式中：G_0——总载车重量，t；

l——载车区域长度，m。

（5）《安全装载手册》中考虑的其它装载工况；

码头装卸工况：

（6）船首部1/4车辆甲板长度范围内平均装载设计总载车重量1/4的载荷，如有压载水应计入压载水重量；

（7）船尾部1/4车辆甲板长度范围内平均装载设计总载车重量1/4的载荷，如有压载水应计入压载水重量；

（8）船首、尾部1/4车辆甲板长度范围内各平均装载设计总载车重量1/4的载荷，如有压载水应计入压载水重量（如本工况不能满足规范要求时，应在《安全装载手册》中明确禁止）；

（9）《安全装载手册》中要求的装卸工况或船东要求的特殊工况。

第3节　外　板

11.3.1　船底板

11.3.1.1　船中部船底板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = ak(0.06L + 4.5s) \qquad \text{mm}$$

式中：L——船长，m；

s——肋骨或纵骨间距，m；

a——航区系数，A级航区船舶取 a =1，B级航区船舶取 a =0.85，C级航区船舶取 a =0.7；

k——系数，单底区域取k=1.0，双层底区域取k=0.9。

第4节　甲板及其骨架

11.4.1　甲板

11.4.1.1　承载轮式车辆或用轮式车辆装卸货物的甲板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = K\sqrt{P} + 1.5 \qquad \text{mm}$$

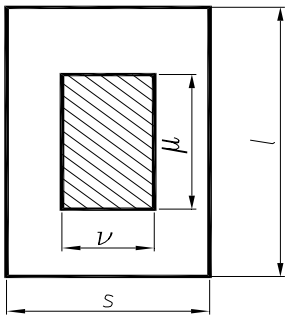


图11.4.1.1

式中：P——车辆轮印上的负荷，t ，如轮印之间的间距很小，则视为一个轮印，轮印负荷则为两轮所承担负荷之和；

K——系数，当$\frac{u}{v} > 0.5$，$a \geq 0.1$，K 值由下式计算确定；若不符合，应按本节11.4.1.2式计算车辆甲板板厚度；

$$K = 6.37 - (a - 0.1)[7.56 - 4.2(a - 0.1)] - 0.38\left(\frac{u}{v}\right) - \left(2.5 - \frac{l}{s}\right) - \Delta$$

其中：$a = \frac{v}{s}$

s——纵骨或横梁间距，m；

l——纵骨或横梁跨距，m，按本篇2.8.1.1取值；

u、v——分别为轮印的长度和宽度，m，如图11.4.1.1所示。

Δ——如 $a > 0.5, \frac{u}{v} > 1.5$ 时，

取 $\Delta = 0.7(a - 0.5) \times \left(\frac{u}{v} - 1.5\right)$，若不符合取 $\Delta = 0$ 。

当$\frac{l}{s} > 2.5$时，取$\frac{l}{s} = 2.5$。

11.4.1.2　当无轮印资料时，车辆甲板板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = \frac{s(P+1)}{27P+138} \times 10^3 \qquad \text{mm}$$

式中：s、P——同本节 11.4.1.1 式。

11.4.1.3　当在车辆甲板上装载货物时，甲板厚度还应符合本篇第 2 章第 4 节的有关要求，但在甲板计算水柱高度的计算中，其不均匀系数应按实际载荷情况考虑。

11.4.1.4　车辆甲板上应设有防滑装置。

11.4.1.5　装载（或使用）履带式车辆时，甲板厚度应按本篇第 14 章第 7 节的规定由直接计算确定。

11.4.2　车辆甲板骨架

11.4.2.1　车辆甲板横梁和纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 4.07 P_c l \qquad \text{cm}^3$$

式中：P_c——车轴的最大负荷，t，对于叉式装卸车，总重量应算在一根轴上；

l——骨材跨距，m，取甲板纵桁或强横梁之间的距离。

骨材穿过强横梁或纵桁时，应与强横梁或纵桁腹板焊接，连接型式如本篇图2.8.1.5所示，且应每间隔一个肋距设置双面肘板，或每个肋距交替设置单面肘板。肘板厚度与相应的腹板厚度相同。肘板高度应伸至纵桁或强横梁面板，并与之牢固焊接。

11.4.2.2　车辆甲板纵桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = kP_c l \qquad \text{cm}^3$$

式中：P_c——按本节11.4.2.1的规定；

l——纵桁跨距，m，支柱与支柱之间或支柱与横舱壁之间的距离，取大者；

K——系数，k=3.6l + 6.9，其中l取纵桁跨距。

甲板纵桁腹板在横梁穿过处的剩余高度应不小于腹板高度的0.5倍。甲板纵桁与横舱壁连接应符合本篇2.8.3.6的规定。

11.4.2.3　车辆甲强横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 9 p_c l \qquad \text{cm}^3$$

式中：P_c——按本节11.4.2.1的规定；

l——强横梁跨距，m，船侧与纵桁架（纵舱壁）间或纵桁架（纵舱壁）之间跨距点的距离，取大其者，跨距点按本篇1.2.4规定。

强横梁腹板在纵骨通过处的剩余高度应不小于腹板高度的0.6倍，否则开口处的剖面模数应满足上述要求。

11.4.2.4　强横梁与强肋骨的连接应符合本篇 2.7.6.2 的规定。强横梁与纵舱壁的连接应参照本篇 2.8.3.6 的关于甲板纵桁与横舱壁连接的规定。

11.4.2.5　当在车辆甲板上装载货物时，甲板骨架的尺寸还应符合本篇第 2 章第 8 节的有关要求，但在甲板计算水柱高度的计算中，其不均匀系数应按实际载荷情况考虑。

11.4.2.6　支撑车辆甲板板架的舱壁和围壁的垂直桁参照本篇 2.11.3.3 的要求进行校核。

11.4.2.7　装载（或使用）履带式车辆时，甲板骨架的尺寸应按本篇第 14 章第 7 节的规定由直接计算确定。

第5节　桁　架

11.5.1　桁架的设置

11.5.1.1　滚装船强力甲板下应按本篇第 7 章第 6 节的规定设置纵向和横向双向桁架，纵向纵桁架应尽量贯通至首尾。尾机型船舶的纵向纵桁架可自船首延伸至机舱前壁，桁架终断处应在机舱一侧的舱壁上设置过渡性的大肘板分别与甲板纵桁、内龙骨连接。

11.5.1.2　机舱内若只设支柱不设置双向桁架且机舱上方装载车辆时，则机舱处所强力构件（强横梁、甲板纵桁、实肋板、强肋骨）的强度应按本篇第 14 章第 7 节的规定由直接计算校核。

11.5.1.3　单层车辆甲板下桁架支柱的负荷 P 应按下式计算：

$$P = 9.8P_c + 3.43abc \qquad \text{kN}$$

式中：P_c——同本章11.4.2.1的规定；

a——支柱所支持的车辆甲板面积长度，m；

b——支柱所支持的车辆甲板面积宽度，m；

c——按本篇2.8.1.1规定。

11.5.1.4　多层甲板下支柱的负荷 P 应按下式计算：

$$P = 9.8cabh + c_1\left(0.95P'\right) \qquad \text{kN}$$

式中：c——按本篇2.8.1.1的规定

a——支柱所支持甲板面积长度，m；

b——支柱所支持甲板面积宽度，m；

P'——上方支柱的负荷，kN；

h——甲板计算水柱高度，旅客舱室甲板取0.45m，船员舱室甲板取0.35m，顶篷甲板取0.2m，载车甲板的水柱高h应按下式计算，但应不小于0.5m；

$$h = \frac{Q}{A} + 0.12 \qquad \text{m}$$

其中：Q——单车最大额定总重量，t；

A——单车对应的车位面积，m^2。

c_1——系数，由下式计算所得：

$$c_1 = 2\frac{l_1^3}{l^3} - 3\frac{l_1^2}{l^2} + 1$$

其中：l_1——为上方支柱与下方计算支柱中心线间的距离，m；

l——为下方相邻两支柱中心线间的距离或支柱中心线与舱壁间的距离，m，如图11.5.1.3所示。

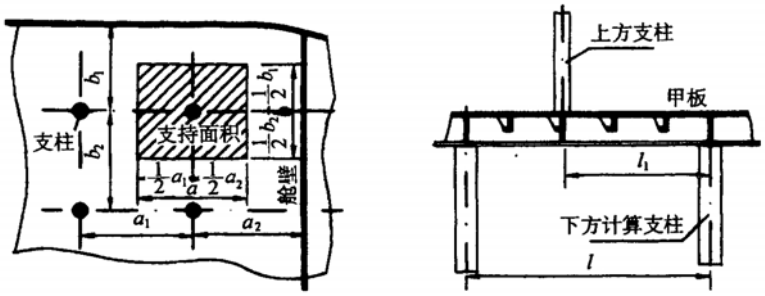


图11.5.1.3

支柱尺寸按本篇表2.11.3.1或表2.11.3.2选取。

第6节　特殊结构

11.6.1　门式结构

11.6.1.1　当上层建筑第一层围壁结构为无首尾端壁的门式结构时，其每舷的支撑侧壁可采用单侧壁型式或双侧壁组成的箱形型式。

11.6.1.2　支撑侧壁应符合下列要求：

（1）单支撑侧壁一般应是主体舷侧结构的直接延续或坐落在主甲板上。

（2）箱形支撑结构的二道侧壁的间距应不小于船宽B的0.055倍，且不小于1.1m，其中一道侧壁应是主体舷侧结构的直接延续。

11.6.1.3　门式结构上甲板每道强横梁下方沿船宽方向应设置支柱，设置支柱处应设置甲板纵桁其尺寸与强横梁相同，支柱应尽可能与其下方的支柱或舱壁对正。上甲板不论骨架型式如何，其强横梁的剖面模数应满足本篇 2.8.5.2 的规定。

11.6.1.4　箱形支撑门式结构上甲板下方若不设支柱时，应按本篇第 14 章第 7 章规定计算校核上甲板板架构件的尺寸和强度。

11.6.1.5　支撑侧壁结构应符合下列要求：

（1）支撑侧壁结构应采用横骨架式。侧壁板的厚度应不小于主体舷侧外板厚度的 0.8 倍，强肋骨和普通肋骨的尺寸应不小于主船体舷侧骨架相应构件的尺寸。

（2）侧壁强肋骨尚应满足本篇2.11.3.3的要求，强肋骨计算长度取上甲板与车辆甲板之间的距离，负荷P按下式计算：

$$P=\frac{5s}{l_0}\left[Q-\sum_{i=1}^{n}p_i\left(1-\frac{2y_i}{B_1}\right)\right] \qquad kN$$

式中：s——强肋骨间距；m；

Q——上甲板所承载的总荷重，t；

p_i——上甲板下方支柱（如有时）所承受的荷重，t，按本篇2.11.2.1的规定计算；

y_i——各支柱至中纵剖面的距离，m；

B_1——门式支撑侧壁间距，箱形支承结构取内侧壁之间距，m；

l_0——门式结构上甲板的长度，m；

n——上甲板下方支柱总数。

（3）支撑侧壁应至少设置一道水平纵桁，其尺寸与侧壁强肋骨相同。

（4）支撑侧壁上应尽可能减少开孔。如要开孔每个开孔沿船长方向的尺度不大于强肋骨

间距的0.6倍，开孔不得间断侧壁水平纵桁。

（5）箱形支撑结构两端应设置端壁，其厚度及骨架与侧壁相同。当在端壁上开门时应予以加强。

（6）支撑侧壁终断处应有效过渡，过渡长度应不小于支撑侧壁高度的0.5倍。

11.6.2 升降平台

11.6.2.1 一般应将升降平台设计成上为平台板、下为骨架的箱形结构。如升降平台为其他结构形式或由非钢质材料制造，则本社将予以特殊考虑。

11.6.2.2 在升降平台的安放位置上应设有锁紧装置。

11.6.2.3 升降平台的支持构件应有足够强度，在设计升降平台时，应根据升降平台承受的实际载荷（包括其自重）对下述支点处的零件或构件进行强度校核：

(1) 软支点：许用载荷为1/5破断载荷；

(2) 硬支点：许用弯曲应力 $[\sigma]=85$ N/mm^2

许用剪切应力 $[\tau]=43$ N/mm^2

许用合成应力 $[\sigma_c]=\sqrt{\sigma^2+3\tau^2}=108$ N/mm^2

注：作为起升装置的组成部分，采用链条或钢丝绳支撑整个平台时为软支点；采用L型钢质吊臂或剪式钢结构支撑整个平台时为硬支点。

11.6.2.4 升降平台板的厚度应与车辆甲板的厚度相同。

11.6.2.5 升降平台的扶强材尺寸应符合本章对车辆甲板横梁或纵骨的规定。

11.6.2.6 升降平台的桁材尺寸，可按下列标准由直接计算予以确定：

许用弯曲应力 $[\sigma]=128$ N/mm^2

许用剪切应力 $[\tau]=64$ N/mm^2

许用合成应力 $[\sigma_c]=\sqrt{\sigma^2+3\tau^2}=160$ N/mm^2

许用挠度 $[f]=5$ mm/m

11.6.3 甲板间固定斜坡道

11.6.3.1 甲板间固定斜坡道的极限角度应不大于船舶在最大不利纵倾情况下所装载各种车辆的最大爬升角。

11.6.3.2 甲板间固定斜坡道的结构强度应与车辆甲板的结构强度相当，其支撑构件应有足够强度。固定斜坡道下端与甲板相接处的甲板结构应予适当加强。

11.6.3.3 甲板间固定斜坡道的两侧应设置栏杆或其他安全防护设施。

11.6.3.4 甲板间固定斜坡道的甲板开口应满足本篇 2.4.1.6 要求。

11.6.4 档板

11.6.4.1 在车辆甲板载车处所两侧应设置间断垂直档板，其厚度应不小于 8mm，档板高度应不小于 300mm。

第7节 跳板结构

11.7.1 一般要求

11.7.1.1 本节适用于安装在船上或港口装卸作业的可活动车辆跳板。

11.7.1.2　车辆跳板上应设有防滑装置。

11.7.1.3　车辆跳板的起升装置（包括：活动零部件、固定零部件及钢索）及试验应符合本社《船舶与海上设施起重设备规范》的有关规定。

11.7.2　跳板甲板

11.7.2.1　首尾跳板的甲板厚度应与车辆甲板的厚度相同。

11.7.2.2　跳板纵中心线处上下车辆的车道甲板厚度应不小于车辆甲板厚度的 1.2 倍，宽度应不小于 2.5m。

11.7.2.3　允许布置部分隔栅替代跳板甲板，隔栅板的厚度应不小于跳板甲板的厚度。

11.7.3　跳板骨架

11.7.3.1　跳板骨架建议采用纵骨架式。

11.7.3.2　纵骨间距与纵骨的剖面尺寸应满足车辆甲板纵骨的要求。位于车道甲板下的纵骨剖面模数应不小于车辆甲板下纵骨剖面模数的 1.2 倍。

11.7.3.3　跳板的强横梁间距与车辆甲板强横梁间距相同，剖面尺寸应不小于车辆甲板强横梁的剖面尺寸。纵骨穿过强横梁处应与腹板焊接，且应设置双面肘板与强横梁牢固焊接。肘板厚度与强横梁腹板厚度相同。

11.7.3.4　跳板前后两端应设横桁材加强。横桁材的腹板厚度应按强横梁腹板厚度加厚 2mm；横桁材面板的剖面积应不小于强横梁面板剖面积的 1.5 倍。

11.7.3.5　位于上下车辆的车道甲板下应设 2 道强纵桁。强纵桁必须是连续贯通的。

强纵桁的剖面模数W应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 12.5 P_c l \qquad \text{cm}^3$$

式中：P_c——按本章11.4.2.1的规定；

l——跳板长度，m。

强纵桁与强横梁连接时，强横梁应间断，并应以双面肘板与强纵桁牢固焊接，肘板厚度应与强纵桁腹板厚度相同。

强纵桁腹板高度应在跳板长度中点0.4长度范围内保持不变。两端的腹板高度可以减少，但应不小于中间腹板高度的0.5倍，两者之间的腹板高度应逐渐过渡。

11.7.3.6　跳板的甲板纵桁间距应与车辆甲板纵桁相同，其剖面模数应不小于车辆甲板纵桁剖面模数的 1.2 倍。

跳板甲板纵桁应连续贯通，其与强横梁应牢固焊接，并应以双面肘板予以加强。肘板厚度应与甲板纵桁腹板厚度相同。

11.7.3.7　跳板两侧应设置边桁材，边桁材的腹板高度应与强横梁相同，其厚度应与跳板甲板相同，自由边应设面板（或折边）。

11.7.3.8　车辆跳板的骨架也可按本篇第 14 章第 7 节的规定由直接计算校核其构件尺寸和强度。

11.7.3.9　若采用两段组合形式的折叠跳板应按本篇第 14 章第 7 节的规定由直接计算校核其构件尺寸和强度。

11.7.4　小跳板

11.7.4.1　位于跳板首端与跳板连接的小跳板的结构形式及构件尺寸应与跳板相同。

11.7.5　铰链

11.7.5.1　连接铰链应与船体、跳板牢固连接，连接处船体结构及跳板结构应予适当加

强。

11.7.5.2　连接铰链应满足如下要求：

(1)　铰链轴销的直径d应满足下式要求：

$$d \geq \sqrt{\frac{1.27F}{[\tau]}} \qquad \text{mm}$$

(2)　铰链中心眼板的尺寸应满足下列两式要求：

$$\frac{F}{b_0 \cdot t_0} \leq [\tau]$$

$$b_0 \geqslant d$$

(3)　铰链的两侧眼板的尺寸应满足下列两式要求：

$$\frac{F}{2t_1 \cdot t_2} \leq [\tau]$$

$$t_1 \geqslant d/2$$

式中：F——铰链承受的最大剪切力，N；

$[\tau]$——许用剪切应力，取=81.5N/mm^2；

t_1、t_2、b_0、t_0、d——见图11.7.5.2。

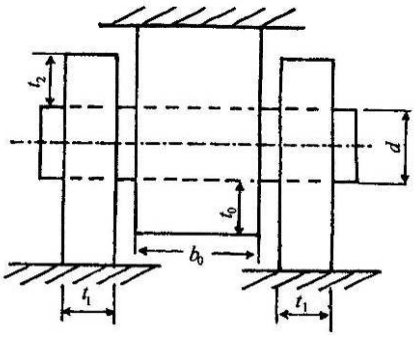


图11.7.5.2

11.7.5.3　如铰链轴销和眼板的尺寸不满足 11.7.5.2 要求，则应进行强度的直接计算。

11.7.6　跳板吊臂

11.7.6.1　吊臂及其相关船体支承结构的强度，应按本篇第 14 章第 7 节规定由直接计算校核。

11.7.6.2　吊臂结构的许用相当应力为$\left[\sigma_e\right] = 181N/mm^2$。

第12章　趸船船体结构补充规定

第1节　一般规定

12.1.1　一般要求

12.1.1.1　本章中无明确规定者，均应符合本篇第 2 章及相关章节的有关规定。

12.1.1.2　本章所指趸船系指不航行作业，用锚及缆索系固于岸边或特定水域的趸船及水上设施，其中包括：码头趸船（可附带起重设备）、住宿船、水上电站船、水上仓储船、码头供水船、储油趸船等。

12.1.1.3　趸船的中剖面模数和舯剖面惯性矩应符合本篇第 2 章 2.2.2 的规定，其中码头供水船、储油趸船和具有起重设备且单杆起重重量大于 10 吨的码头趸船等，尚应按本篇第 2 章 2.2.4、2.2.6 的规定校核实际装载工况的总纵弯曲强度及强力甲板和船底板的屈曲强度。

12.1.1.4　趸船的各项构件均应按 A 级航区船舶的构件尺寸选取。

12.1.1.5　储油趸船仅允许装载闭杯闪点大于 60℃的油品。储油趸船应在油舱区域内设置双舷结构，内舷纵舱壁距舷侧的距离不小于 760mm 且不大于 1500mm。

12.1.1.6　三峡库区的油趸船、化学品趸船和液化气体趸船应设置双舷结构，内舷纵舱壁距舷侧的距离不小于 760mm 且不大于 1500mm。

12.1.1.7　码头趸船的起重设备，其单杆起重重量应不大于 25t 。船体对起吊装置的支撑结构应符合本篇第 10 章 10.9.3 的规定。

12.1.2　主尺度比值

12.1.2.1　本章适用于下列主尺度比值范围内的趸船：

$$L/D \le 35，\ B/D \le 7$$

第2节　外板及甲板

12.2.1　外板

12.2.1.1　趸船在全船长度范围内的船底板厚度应按本篇 2.3.2.1 或 2.3.2.2 规定取大值增加 1mm。

12.2.1.2　趸船的舷侧外板厚度应与船底板厚度相同。

12.2.1.3　趸船的舷侧顶列板厚度按舷侧外板厚度增加 1mm。

12.2.2　首、尾封板

12.2.2.1　首、尾封板的上列板厚度应与舷侧顶列板相同。以下各列板厚度应与船底板厚度相同。

12.2.3　甲板

12.2.3.1　趸船的强力甲板厚度应按本篇 2.4.1 规定增加 1mm。

第3节　船体骨架及护舷材

12.3.1　船体骨架

12.3.1.1　趸船的船体骨架根据其种类按前述各章要求增加至 1.1 倍；舷侧骨架增加至 1.2 倍。

12.3.2　护舷材

12.3.2.1　趸船应沿船周围设置护舷材。护舷材应满足本篇 2.17.4.2 的要求。

12.3.2.2　若设置两道护舷材，两道护舷材之间应设竖向护舷材，其间距应不大于 2.5m。竖向护舷材应尽可能位于强肋骨或横舱壁的同一肋位上。竖向护舷材的尺寸应与护舷材相同。

第13章　自卸砂船船体结构补充规定

第1节　一般规定

13.1.1　一般要求

13.1.1.1　本章中无规明确定者应符合本篇第 2 章有关规定。

13.1.1.2　船长大于或等于 40m 小于 60m 的自卸砂船，其在货舱范围内船底骨架和甲板骨架应采用纵骨架式。

13.1.1.3　船长大于 40m 的自卸砂船应配备《安全装载手册》。

13.1.2　适用范围

13.1.2.1　本章适用于单甲板具有大舱口，货舱斜壁板向船舶中部倾斜（下称货舱斜壁板），采用自身皮带输送机或其他机械装置卸除散装颗粒状货物的货船。包括自吸自卸砂船。

13.1.2.2　除另有规定外，大舱口的舱口长度与船长之比应不大于 0.8，舱口宽度与船宽之比应不大于 0.8。安装皮带输送机的开口可延伸至船首，但不计入舱口长度范围。

13.1.2.3　船舶可采用单底结构，在每侧货舱斜壁板下方应至少设有一道内舷板或纵舱壁。如图 13.1.2.3 所示。

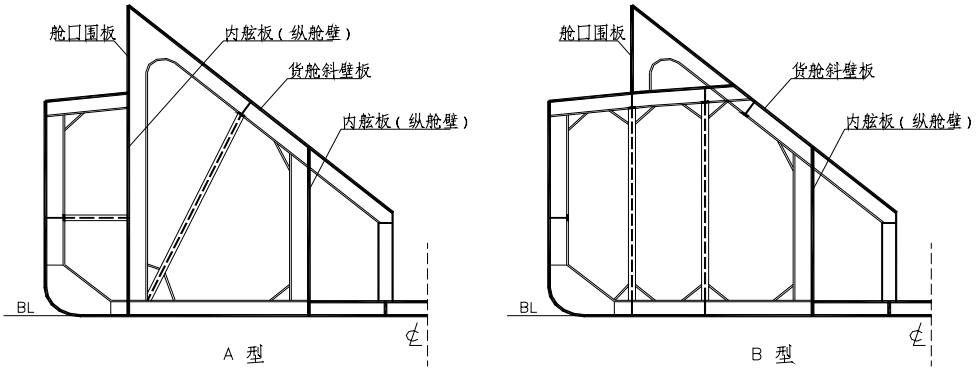


图 13.1.2.3

13.1.2.4　船长小于 40m 的现有船舶，执行本规定有困难时，可适当放宽，但至少应满足本篇第 2 章和第 8 章的有关规定。

第2节　总纵强度

13.2.1　中剖面模数及舯剖面惯性矩

13.2.1.1　船长大于或等于 40m 时，船体中部最小剖面模数及舯剖面惯性矩应不小于本篇第 8 章 8.2.1 的规定。

13.2.1.2　强力甲板以下的货舱斜壁板剖面以垂直投影面积计入中剖面模数计算，强力甲板以上的货舱斜壁板剖面以垂直投影面积的 80%计入中剖面模数计算。内底铺板不计入中剖面模数计算。

13.2.2　总纵弯曲强度及屈曲强度校核

13.2.2.1　船长大于或等于 60m 时除满足本节 13.2.1.1 的要求外，尚应按本篇第 2 章 2.2.4、2.2.6 的规定校核总纵弯曲强度及屈曲强度。

第3节　外板、内舷板

13.3.1　外板、内舷板

13.3.1.1　船舶的船底板、舷侧外板、舷侧顶列板、内舷板（纵舱壁）应符合本篇第 8 章有关规定。

第4节　甲 板

13.4.1　甲板开口线外侧甲板

13.4.1.1　甲板开口线外侧甲板应符合本篇第 8 章有关规定。

13.4.1.2　货舱两端的甲板板，应采用等于甲板厚度 1.5 倍的加厚板或用厚度相等的复板补强，补强范围沿船长方向自货舱两端横壁各向首尾延伸不少于 2 个肋距。

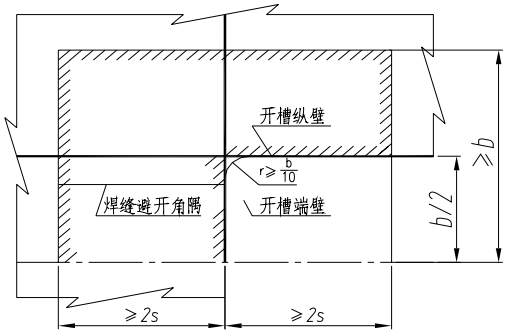


图 13.4.1.2

第5节　船底骨架

13.5.1　一般要求

13.5.1.1　输送、排水等设备如直接与船底相连时，该处船底骨架和船底板应作适当加强。

13.5.1.2　货舱范围内船底纵向结构向首、尾方向应有良好过渡。

13.5.2　中内龙骨

13.5.2.1　若因安装输送皮带有困难或中内龙骨难以满足有关规定，可用在输送皮带两侧设置旁内龙骨的办法代替中内龙骨。

13.5.3　旁内龙骨

13.5.3.1　货舱斜壁板最下方支柱处应设有旁内龙骨。旁内龙骨间距应不大于 2.6m，并尽量贯通全船。

13.5.4　实肋板

13.5.4.1　实肋板应符合本篇第 8 章的有关规定。

13.5.5　双层底骨架

13.5.5.1　若设置双层底，内底板及双层底骨架应符合本篇第 8 章的有关规定。

第6节　舷舱骨架

13.6.1　舷舱骨架

13.6.1.1　舷舱骨架应参照本篇第 8 章的有关规定，但可免设斜撑材。若舱口围板下未设内舷板（纵舱壁），在保证局部强度和横向强度的情况下，水平撑材可以免设。

第7节　舱　壁

13.7.1　货舱横舱壁

13.7.1.1　货舱两端横舱壁应延伸至两舷，若因安装输送皮带而在横舱壁上开口时，应采取适当的措施补强，且应保证首防撞舱与货舱之间的水密性。

13.7.1.2　货舱内横舱壁板的厚度与货舱斜壁板相同。

13.7.2　舷舱横舱壁

13.7.2.1　舷舱横舱壁应符合本篇 8.11.2 的有关规定。

13.7.3　货舱斜壁板

13.7.3.1　货舱斜壁板的厚度应符合本篇第 2 章 2.3.9 的规定，计算点以上货舱斜壁板的厚度可取与计算点处相同，也可再取点计算确定，货舱斜壁板最小厚度应不小于 5mm。其计算水柱高度 h 按下式计算,且应不小于 0.5m：

$$h=\frac{1.2H\cos\theta}{v} \qquad \text{m}$$

其中：H——计算点处货物堆高，m；

v——货物积载因数，m^3/t，按装载货物品种选取；

θ——货舱斜壁板与水平面夹角，度。

13.7.3.2　货舱斜壁板应延伸至货舱两端横壁，在货舱两端横壁另一侧上下应用肘板或其他结构型式向外延伸过渡，过渡部分长度不小于 2 个肋距，并与强力结构连接。

13.7.4　货舱斜壁板骨架

13.7.4.1　横梁和强横梁应符合本篇第 2 章 2.8.1 和 2.8.5 的规定，其中计算水柱高度按 13.7.3.1 的规定。

13.7.4.2　纵骨和纵桁应符合本篇第 2 章 2.8.2 和 2.8.3 的规定，其中计算水柱高度按 13.7.3.1 的规定。

13.7.4.3　货舱斜壁板下缘应设置纵向桁材，其剖面尺寸取与斜壁板强横梁相同。

13.7.5　内舷板（纵舱壁）

13.7.5.1　内舷板的厚度应与舷侧外板厚度相同。

13.7.6　自卸原动机处的舱壁设置

13.7.6.1　自卸原动机安装在船尾时，应在机舱前壁增设一道横舱壁，机舱前壁应为水密。

13.7.6.2　自卸原动机安装在船首使纵舱壁或纵桁架不连续时，船底旁桁材和甲板纵桁的剖面模数应至少增大 0.5 倍，并适当增大肘板尺寸避免应力集中。

第8节　桁架及架空横梁

13.8.1　桁架的设置

13.8.1.1　货舱斜壁板下方舱内应设置双向纵桁架。纵桁架之间或纵桁架与舷侧（或内舷板或局部双层底内底侧板）之间的间距应不大于 4.0m。

13.8.2　货舱斜壁板下桁架的负荷

13.8.2.1　桁架支柱的负荷 P 应按下式计算：

$$P=\frac{4.9cab(h_1+h_2)\cos\theta}{\sin\alpha}$$

式中：c——按2.8.1.1的规定；

h_1——支柱所支持的斜壁板面积上端计算水柱高度，m；

h_2——支柱所支持的斜壁板面积下端计算水柱高度，m；

a——支柱所支持的斜壁板面积长度，m；

b——支柱所支持的斜壁板面积宽度，m；

θ——斜壁板与水平面的夹角，度；

α——支柱沿船宽方向与水平面的夹角，度。

支柱尺寸按表2.11.3.1或表2.11.3.2选取。

13.8.3　架空横梁

13.8.3.1　船长大于或等于 40m 的自卸船，货舱内应设置架空横梁，架空横梁应设置在舷舱横舱壁与强力甲板交汇处，架空横梁之间的距离应不大于 20 个肋距。

13.8.3.2　架空横梁可采用圆管、箱形横梁等型式。并可用其它等效的横向结构代替。

13.8.3.3　架空横梁的剖面模数 W 应不小于强肋骨剖面模数的 3 倍。

13.8.3.4　货舱大开口宽度大于 12m 时，还应在架空横梁所在的左右舷各设一根竖向撑材，竖向撑材的剖面模数不小于强肋骨的剖面模数，且下端应设置在船底旁桁材上。

第9节　其 他

13.9.1　局部加强

13.9.1.1　凡与专用机械底座相连的甲板应予加强。

一般甲板机械，系缆等设备处的甲板部位可用加厚板或复板加强。

13.9.1.2　船首经常受擦时，其首部削斜部分与相邻的船底部分的外板，应较船底板厚度增加 2mm。

13.9.1.3　船首需坐底作业时，船首船底板厚度应增加 2mm。

13.9.2　自吸自卸砂船的局部加强

13.9.2.1　吸泥管吊架处的甲板应予加强，加厚板厚度应不小于甲板板厚度的 1.5 倍。

13.9.2.2　吸泥管吊架处的甲板骨架应予足够的加强。

13.9.2.3　溢流管口应尽量避免开在舷侧顶列板上。在任何情况下，溢流管口不应开在船体剖面突然变化处的舷侧顶列板上。

13.9.2.4　泥泵周围应设置水密围阱或水密肋板，且应符合本篇第 10 章的有关规定。

13.9.2.5　泥舱作业区应装设栏杆或防滑装置。

第14章　结构强度直接计算补充规定

第1节　通 则

14.1.1 一般规定

14.1.1.1 本章适用于本篇各章要求进行的船体结构强度直接计算校核。

14.1.1.2 本章的强度计算适用于材料屈服极限为 $R_{eH}=235\,N/mm^2$ 的低炭钢。如材料为高强度钢时，其许用应力应为本章给定的许用应力除以本篇第 1 章 1.3.3.4 给定的材料换算系数 K 。

14.1.2 定义

14.1.2.1 本章计算以下采用单位制：

质量：千克（Kg）；

长度：米（m）；

力　：牛顿（N）或千牛顿（kN）；

应力：牛/毫米^2（N/mm^2）；

压力：千牛/米^2（kN/m^2）；

14.1.2.2 坐标系：

（1）右手直角坐标系。

（2）坐标轴方向：

对于有限元计算模型：x 轴沿船纵向，指向船首为正；y 轴沿船宽向，指向左舷为正；z 轴沿船垂向，指向上方为正。

14.1.2.3 符号规定：

（1）ρ——淡水密度，$\rho=1.00t/m^3$；

（2）E——材料弹性模量，对钢：$E=2.06\times10^8$ kN/m^2。

（3）u_x、u_y、u_z——沿 x 、y 、z 坐标轴方向的位移。

（4）θ_x、θ_y、θ_z——绕 x 、y 、z 坐标轴的转角。

（5）σ_e——相当应力（Von Mises应力），平面应力状态的相当应力按下式计算：

$$\sigma_e=\sqrt{\sigma_x^2+\sigma_y^2-\sigma_x\sigma_y+3\tau_{xy}^2}\qquad N/mm^2$$

14.1.3 构件尺寸

14.1.3.1 直接计算中的构件尺寸采用实际尺寸。

14.1.3.2 直接计算仅确定规范要求计算的构件尺寸。

14.1.4 计算程序

14.1.4.1 本章直接计算适用于下列计算程序：

1、本社Compass程序系统内河船舶直接计算模块，其包括下列程序：

(1) 静水载荷计算程序；

(2) 计及船体挠度影响的静水载荷计算程序；

(3) 波浪载荷计算程序；

(4) 船体薄壁梁剖面特性计算程序；

(5) 船体薄壁梁弯扭组合计算程序；

(6) 总强度校核计算程序。

2、通用有限元分析程序。

14.1.4.2 计算如采用不同于 14.4.1 中规定的计算程序，则计算单位应提供所采用的计算程序及有关说明文件供本社确认计算的准确性。

第2节 船舶总纵强度载荷计算

14.2.1 一般规定

14.2.1.1 当船舶的主尺度比值不符合本篇规定时，其静水载荷及波浪载荷按本节的规定计算。

14.2.1.2 波浪扭矩和货物扭矩的规定仅适用于长大舱口结构型式的船舶。

14.2.2 静水载荷计算

14.2.2.1 静水载荷计算基于下述方法：

(1) 重量曲线w（x）可采用下述两种方式提供：

① 将某装载状态下的各项重量沿船长按20个理论站距分布；

② 将各项重量沿船长方向分解成梯形重量分块，逐项叠加形成各种装载状态下的重量曲线。

(2) 静水浮力曲线b（x）

基于船舶静水平衡条件，求得船舶的平衡状态（以首吃水和尾吃水表达），进而求得的浮力沿船长分布的曲线。

(3) 剪力曲线$F_S(x)$和弯矩曲线$M_S(x)$

作用在船体梁任意剖面的静水剪力N_S（x）和静水弯矩M_S（x）用下式计算：

$$F_S(x)=\int_0^x[w(x)-b(x)]dx \qquad kN$$

$$M_S(x)=\int_0^x F_s(x)dx=\int_0^x\int_0^x[w(x)-b(x)]dxdx \qquad kN\cdot m$$

船体梁首、尾端是自由端，首、尾端点处的剪力和弯矩应为零。由于数值计算的误差使端点处的剪力、弯矩计算值不为零时，若端点计算值满足下列计算精度要求，可按线性比例关系，对剪力曲线和弯矩曲线予以修正，否则应重新计算：

$$\left|\frac{F_S(L)}{F_{S\max}}\right|\le 0.025$$

$$\left|\frac{M_S(L)}{M_{S\max}}\right|\le 0.05$$

式中：$F_S(L)$——船体梁端点处的剪力；

$F_{S\max}$——船体梁上最大剪力；

$M_S(L)$——船体梁端点处的弯矩；

$M_{S\max}$——船体梁上最大弯矩。

14.2.2.2 对于船长与型深比值 L/D＞25 的船舶，可计及船体挠度对静水弯矩 M_S（x）和静水剪力$F_S(x)$的影响。

(1) 计算时考虑船体挠度与浮力分布变化的相互影响，采用迭代方法计算静水中最终

平衡状态下的弯矩M_S和剪力F_S。

(2) 计及船体挠度影响的静水弯矩M_s和静水剪力F_s也可采用以下近似公式计算：

$$M_S = (1-C)M_S^0 \qquad \text{kN·m}$$

$$F_S = (1-C)N_S^0 \qquad \text{kN}$$

式中：M_S^0、F_S^0——不考虑船体挠度影响的静水弯矩，kN·m和静水剪力，kN；

C——考虑船体挠度对弯矩的剪力影响的修正系数，按下式计算：

$$C = \frac{0.01725\rho L^4 BC_w^2}{EI}$$

其中：C_w——计算状态下的水线面系数；

I——船中剖面惯性矩，m^4。

14.2.3 波浪载荷计算

14.2.3.1 波浪载荷计算基于下述假定：

(1) 波浪取规则余弦波。对不同航区的计算波高h和计算波长λ按下述规定选取，对于特殊水域可根据其波浪资料确定。

A级航区： $h = 2.5m$ ， $\lambda = 30m$；

B级航区： $h = 1.5m$ ， $\lambda = 15m$；

C级航区： $h = 0.5m$ ， $\lambda = 5m$ 。

(2) 波浪浮力曲线$b_w(x)$

基于船舶相对静止于波浪中（波峰在中和波谷在中），求得船舶的平衡状态（以波轴线相对位置表达），进而求得的浮力沿船长分布的曲线。

(3) 当船长大于波长时应以船舶斜置在一个整波上，来计算波浪剪力、波浪弯矩和波浪扭矩值，即航向角为：

$$\alpha = \arccos\frac{\lambda}{L}$$

式中：λ——波长，m。

(4) 波浪扭矩为船舶斜置在波浪上，由于浮力和左、右舷水压力不对称分布所产生的对船体梁扭心之力矩。船体梁剖面的扭心应根据剖面特性计算求得或按本社Compass系统计算模块计算求得。

14.2.3.2 波浪附加剪力、波浪附加弯矩可采用传统船体梁理论方法计算，或按本社Compass 系统计算模块计算。

（1）计算各装载工况下的波浪附加剪力$F_W(x)$，并分别作出剪力曲线。

$$F_W(x) = -\int_0^x [b_w(x) - b(x)]\cdot dx \qquad \text{kN}$$

（2）计算各装载工况下的垂向波浪附加弯矩$M_w(x)$，并分别作出弯矩曲线。

$$M_W(x) = \int_0^x F_w(x)\cdot dx = -\int_0^x\int_0^x [b_w(x) - b(x)]\cdot dxdx \qquad \text{kN·m}$$

14.2.3.3 波浪附加剪力、波浪附加弯矩也可采用波长等于船长，并进行斜置修正的方法计算。

14.2.3.4 波浪扭矩也可按本篇第 2 章 2.2.5.2 的规定计算。

14.2.4 货物扭矩计算

14.2.4.1 集装箱船及散装金属矿砂船的货物扭矩按本篇第 2 章 2.2.5.3 的规定计算。

第3节 船舶总纵弯曲强度计算

14.3.1 一般规定

14.3.1.1 本节适用于当船舶的主尺度比或结构型式不符合本篇的规定，或船中部 0.4L 区域内局部承载较大载荷时的船体梁总纵弯曲强度校核。

14.3.1.2 本节总纵弯曲强度计算采用以下理论方法：

（1）“等值梁”方法（适用于 $L/B \geq 3.5$）；

（2）有限元方法。

14.3.1.3 长大舱口型船舶尚应按本篇第 2 章 2.2.5 规定校核弯扭组合强度，此时总纵弯曲合成应力 σ_1 按本节计算，扭矩按本章第 2 节的规定计算。弯扭组合强度也可按本章第 5 节的规定计算。

14.3.1.4 重载甲板载货型船舶如载货汽车滚装船和重件运输船等，若按“等值梁”方法计算总纵强度时，尚应分别计算航行工况下的总纵弯曲应力与甲板纵桁和船底龙骨（纵桁）的板架弯曲应力的合成应力。

14.3.2 等值梁法总纵强度计算

14.3.2.1 等值梁法计算载荷

（1）静水剪力（F_S）：按第 2 节规定的方法，计算各种装载工况的静水剪力及其分布曲线，以其包络线的极值作为静水剪力计算值。

（2）静水弯矩（M_S）：按第 2 节规定的方法，计算各种装载工况的静水弯矩及其分布曲线，以其包络线的值作为静水弯矩计算值。

（3）波浪合成剪力（F_C）：按第 2 节规定的方法，计算各种航行工况的波峰在船中和波谷在船中的波浪附加剪力与相应工况的静水剪力的叠加值及其分布曲线，以其包络线的极值作为波浪合成剪力计算值。

（4）波浪合成弯矩（M_S）：按第 2 节规定的方法，计算各种航行工况的波峰在船中和波谷在船中的波浪附加弯矩与相应工况的静水弯矩的叠加值及其分布曲线，以其包络线的值作为波浪合成弯矩计算值。

14.3.2.2 总纵强度的计算工况应符合本篇各章的规定。

14.3.2.3 总纵强度计算应至少校核本篇各章规定的剖面。

14.3.2.4 计算剖面的剖面模数计算应符合本篇第 2 章的相关规定。

14.3.2.5 船中剖面惯性矩应符合本篇各章的相关规定。

14.3.2.6 各静水计算工况的总纵弯曲应力 σ_S 按下式计算：

$$\sigma_s = \frac{M_S}{W_V} \cdot 10^3 \qquad \text{N/mm}^2$$

式中：M_S ——计算剖面静水弯矩包络线值，kN・m；

W_V ——计算剖面强力甲板、船底或连续舱口围板顶缘处的剖面模数，cm^3。

强力甲板边线、平板龙骨处的静水弯曲应力应满足$\sigma_s \le 137\ N/mm^2$，纵向连续的舱口围板顶缘处应满足$\sigma_s \le 175\ N/mm^2$。

14.3.2.7 各航行计算工况的总纵弯曲合成应力σ_1按下式计算：-

$$\sigma_1 = \frac{M_C}{W_V} \cdot 10^3 \qquad \text{N/mm}^2$$

式中：W_V——同14.3.4.4；

M_C——计算剖面波浪合成弯矩包络线值，kN·m。

强力甲板边线、平板龙骨处合成弯曲应力应满足$\sigma_1 \le 157\ N/mm^2$，舱口围板顶缘处应满足$\sigma_1 \le 195\ N/mm^2$。

14.3.2.8 重载甲板载货型船舶，甲板、船底纵向强力构件的合成弯曲应力与其板架局部弯曲应力之和尚应满足：

$$\sigma_1 + \sigma_2 \le 181\ N/mm^2$$

式中：σ_1——船体梁中部合成弯曲应力，按14.3.4.5计算；

σ_2——甲板纵桁或船底龙骨（纵桁）端部或跨中板架局部弯曲应力。

14.3.2.9 板架弯曲应力σ_2取按本章第 7 节 14.7.3 规定的方法计算所得的纵向构件弯曲应力σ_w。

14.3.2.10 剪切应力τ

（1）根据14.3.2.1、14.3.2.3所得的剪力包络线极值，按下式计算剪力极值对应剖面中和轴处各纵壁板的剪应力：

$$\tau_i = K_i \cdot \beta_i \cdot \frac{F}{I} \cdot \frac{S}{\sum t} \times 10^{-1} \qquad \text{N/mm}^2$$

式中：F——静水剪力包络线极值或波浪合成剪力包络线极值，kN；

I——剪力极值处船体梁剖面惯性矩，cm^2m^2；

S——计算剖面位于中和轴以上或以下剖分等值梁横剖面积对中和轴的静矩，cm^2m；

$\sum \cdot t$——计算剖面中和轴处舷侧外板和纵舱壁厚度之和，cm ；

K_i、β_i——舷侧外板、纵舱壁剪应力修正系数，根据剖面型式按本篇第2章表2.2.4.11确定。

（2）剪切应力τ_i应满足：静水工况$\tau_i \le 80\ N/mm^2$，航行工况$\tau_i \le 91\ N/mm^2$。

14.3.2.11 对于 L/D＞15 的船舶，各静水计算工况的船舯最大弯曲挠度值$V_{中}$应不大于船长的 1/400。

14.3.2.12 船体挠曲线计算可采用直接计算法计算，或用下列近似公式计算船舯最大挠度：

$$V_{中} = \frac{M_{S\max} L^2}{EI} \times 10^3 \qquad \text{m}$$

式中：$M_{S\max}$——静水弯矩包络线最大值，kN·m；

I——船舯剖面惯性矩，$cm^2 \cdot m^2$。

14.3.3 有限元法总强度计算

14.3.3.1 当船体主体结构中存在下列情况时，除满足本篇各章对总纵强度的要求外，尚应采用有限元方法对船体的总强度或局部应力集中进行计算校核。

（1）船中部0.6L范围内存在纵向结构突变，如存在局部平台甲板或双层底，纵向舱壁的终断或纵向强力构件终断于同一剖面时。

（2）船中部0.4L区域内甲板或船底局部承载较大载荷时。

（3）船舶的长宽比 $L/B < 3.5$ 时；

（4）主船体强力甲板下横舱壁（或双向横桁架）、双向纵桁架的布置不符合规范要求时。

14.3.3.2 有限元计算模型的确定

（1）采用有限元方法进行船体总纵强度计算时，可采用截取以船舯为中点向首尾两端分别延伸至临近的横舱壁且不少于3倍型深的舱段作为有限元分析模型，见图14.3.6.2（1）。

（2）当突变剖面或载荷集中区域位于船体中部时，取以突变剖面或载荷集中区域端界向首尾端各延伸不少于3倍型深的船体建立三维（3D）有限元分析模型，见图14.3.6.2（1）。

（3）当突变剖面或载荷集中区域位于船体首、尾部时，可截取包含突变剖面或载荷集中区域的首部（或尾部）船体建立三维（3D）有限元分析模型，此时突变剖面或载荷集中区域端界距截取端的距离应不少于3倍型深，见图14.3.6.2（1）。

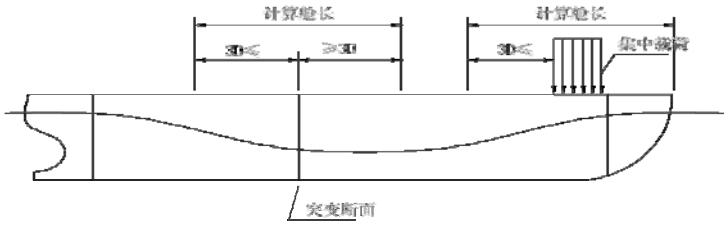


图14.3.6.2（1）

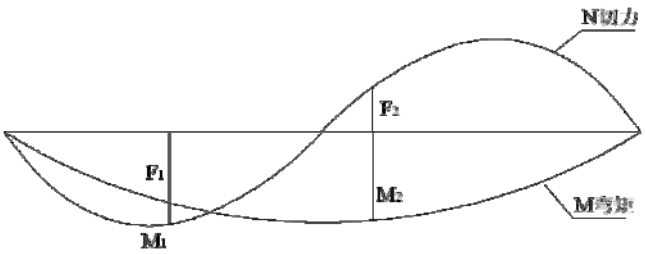


图14.3.6.2（2）

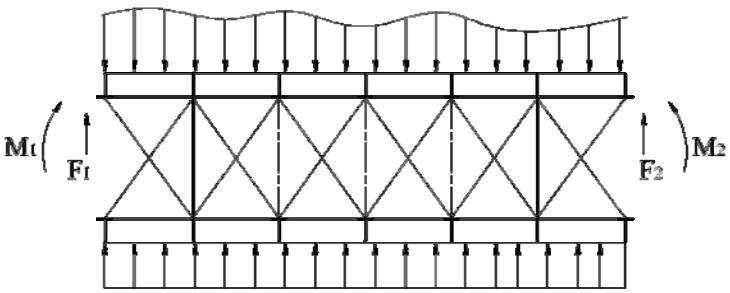


图14.3.6.2（3）

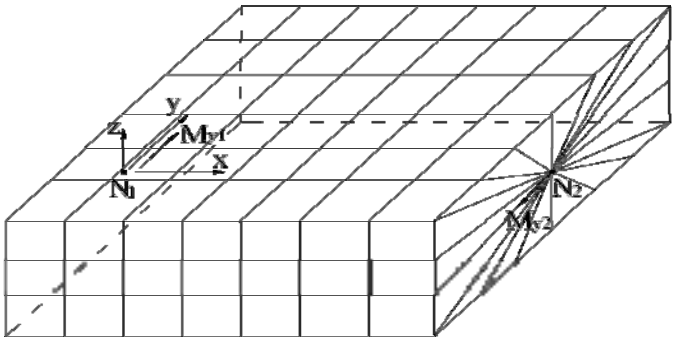


图14.3.6.2（4）

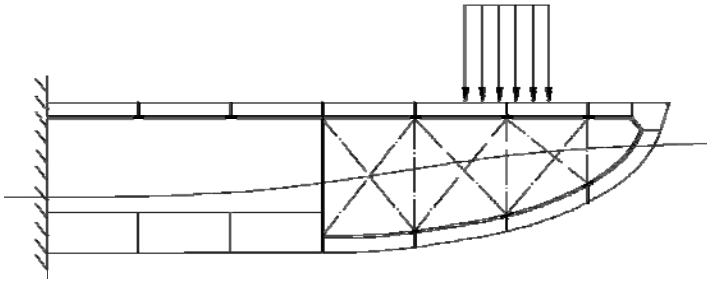


图14.3.6.2（5）

14.3.3.3 模型中各类构件的离散单元类型：

（1）板壳单元——甲板、船体外板、内舷壁板、内底板、横舱壁、双层底实肋板及纵桁及具有不符合规范开孔要求的梁构件腹板。

（2）梁单元——甲板纵桁、强横梁、横梁、纵骨、肋骨、强肋骨、船底龙骨等类构件。

（3）杆单元——支柱、桁架斜撑及强构件的面板等。

（4）有限元网格尺寸：

板壳单元的网格船长方向按不大于肋距尺寸划分，船宽方向按不大于纵骨间距或肋距尺寸划分，型深方向根据情况可参照肋距或纵骨间距尺寸划分。双层底实肋板及纵桁等高腹板，沿高度方向应至少划分3个网格。网格形状应尽量接近正方形，减少三角形网格。

对舱口角隅、构件开孔及肘板趾端处的应力集中点进行分析时，应对网格尺寸进行细化，细化网格的尺寸应不大于50×50mm。

梁单元的尺寸应与其同方向板壳单元的尺寸一致。

(5)双层底实肋板及纵桁腹板上的开孔（人孔）应计及。梁构件的连接肘板及腹板上的减轻孔、流水孔可忽略。

14.3.3.4 边界条件

（1）对于中部舱段有限元模型，在两端面中和轴与中纵剖面交点处各建立一个独立点N_1、N_2见图14.3.6.2（4），端面上的各节点与独立点进行刚性关联。在独立点N_1、N_2上分别施加线位移约束：$u_{1x}=u_{1y}=u_{1z}=0$和$u_{2y}=u_{2z}=0$。

（2）对于首部（尾部）舱段有限元模型，在离近船舯端面上的各节点上施加全位移约束：$u_x=0$、$u_y=0$、$u_z=0$、$\theta_x=0$、$\theta_y=0$、$\theta_z=0$，见图14.3.6.2（5）。

（3）端面上的载荷。对于中部舱段有限元模型应在两端面施加端面弯矩。端面弯矩按下述方法确定：

根据各计算工况按第2章的方法分别计算各种状态下船舶的总纵弯矩。分别选取静水中拱、静水中垂、波峰在舯和波谷在舯时的船舶总纵弯矩绝对值最大的弯矩曲线，插值得到计算舱段前、后端面处的弯矩，并将它们施加到独立点N_1和N_2上，如图14.3.6.2（2）、（3）所示。

14.3.3.5 载荷及载荷施加

（1）载荷包括舷外水压力、货物重量、结构自重等。

（2）舷外水压力载荷应根据计算工况船舶处于平衡状态时的波面，按压力分布施加到模型的湿表面各单元上。

（3）货物载荷应根据计算工况的货物分布，按分布力施加到甲板或底板相应单元上。

（4）结构重量载荷应根据空船重量分布，以适当方式施加到模型上。

14.3.3.6 许用应力

（1）按本节有限元分析方法计算得到的强力甲板以下各构件的应力不得超过表14.3.6.6所列的许用应力值：

表14.3.6.6

纵向构件强度标准			
构件名称	应力种类	许用应力（N/mm^2）	
		码头装载工况	航行工况
强力甲板、船底板及中部连续纵舱壁板	σ_l	144	165
	σ_e	179	192
甲板纵桁、龙骨及船底纵桁	σ_z	168	181
甲板纵骨、船底纵骨	σ_z	176	190
板及骨材剪应力	τ	80	91
横向构件强度标准			
强横梁、强肋骨，实肋板	σ_z	165	165
横梁、肋骨、底肋骨	σ_z	188	188
骨材剪应力	τ	105	105

表中：σ_l——强力甲板、船底板及舷侧板单元中面沿船长方向应力；

σ_e——板单元中面相当应力；

σ_z——梁构件单元节点合成应力；

τ——舷侧板，纵舱壁板的剪应力；

（2）应力集中点结构网格细化区域，单元表面的相当应力应不大于材料的屈服极限。

（3）对于梁单元构件端部的应力校核，可考虑端部肘板的影响。

（4）支柱、桁架斜杆及强支撑构件如舱壁垂直桁的轴向压应力应不大于本篇第2章2.11.3.3规定的许用应力。

第4节　屈曲强度校核

14.4.1 一般规定

14.4.1.1 若总纵弯曲强度采用“等值梁”强度理论进行直接计算，则强力甲板和船底板板格及其支撑构件按本篇第 2 章 2.2.6 的规定校核屈曲强度。

14.4.1.2 若总纵弯曲强度采用板梁组合模型的有限元法进行直接计算，则强力甲板和船底板应按本节的规定校核其屈曲强度。

14.4.1.3 强力甲板和船底板应计算在双向轴向压应力和剪应力作用下的屈曲强度。

14.4.1.4 一般情况下应采用板的中面应力，进行板的屈曲强度计算。

14.4.1.5 强力甲板和船底板的屈曲强度计算，应基于对实际板厚减缩后的板厚进行。对板厚的减缩值应符合本篇第 2 章表 2.2.6.1 的规定。

14.4.2 计算板格的确定

14.4.2.1 根据各种计算工况的有限元计算结果，在强力甲板或船底板船长方向最大中面压应力区域处，选取由两纵骨（或横梁）和两强横梁（或纵桁）所围的板格，或两实肋板（或底肋骨）和两纵骨（或纵桁）所围的板格进行板的屈曲强度计算。

14.4.3 板格屈曲强度计算模型的建立

14.4.3.1 对所选定的计算板格的板厚按本节 14.4.1.5 的规定进行减缩。

14.4.3.2 对所选定的计算板格进行网格的重新划分。板格各边应不少于 8 个网格，且尽量采用正方形网格。

14.4.4 载荷及载荷施加

14.4.4.1 在各计算工况的有限元计算模型中，取出船长方向最大中面压应力区域处计算板格边界的中面应力计算结果σ_x、σ_y、τ_{xy}，将其乘以板格未减缩前的板厚得到各板边的计算载荷，并分别施加在相应的边界上。

$$N_x = \sigma_x \times t_0$$

$$N_y = \sigma_y \times t_0$$

$$N_{xy} = \tau_{xy} \times t_0$$

式中：t_0——计算板格减缩前的板厚，mm。

14.4.5 边界条件

14.4.5.1 为约束刚体位移，选取板格四个边界的中点。在纵向边界中点节点处施加纵向线位移约束，即$u_x = 0$。在横向边界中点节点处施加横向线位移约束，即$u_y = 0$。在四

个边界的全部节点上施加垂向线位移约束，即$u_z = 0$。

14.4.6 屈曲强度校核

14.4.6.1 有限元屈曲计算所得的临界屈曲因子λ应满足：

$$K\lambda \geq 1.0$$

式中：K——板格周界约束修正系数，横骨架式板格按本篇第 2 章 2.2.6.4 的规定选取，纵骨架式板格取$K = 1$。

第5节　弯扭组合强度的有限元计算

14.5.1 一般规定

14.5.1.1 长大舱口型船舶的弯扭组合总纵强度，除可按本篇第 2 章 2.2.5 规定的方法计算外也可按本节规定的方法计算。

14.5.1.2 弯扭组合总纵强度计算工况应符合本篇第 8 章的规定。

14.5.2 有限元分析方法计算船体弯扭组合强度

14.5.2.1 可采用有限元分析方法计算在弯扭载荷联合作用下，长大舱口型船的总体强度（包括横向强度）。

14.5.2.2 有限元计算模型：

（1）取整个船长、船宽范围船体结构及上层建筑结构的三维有限元模型，见图14.5.2.2 。

（2）模型中各类构件的单元类型见本章14.3.6.3。

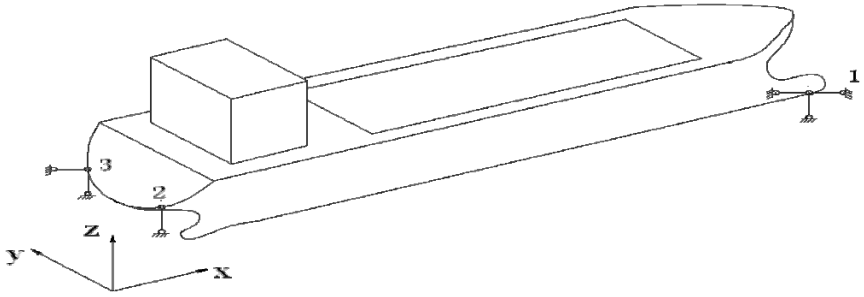


图14.5.2.2

14.5.2.3 载荷及载荷施加：

（1）有限元模型的载荷应包括舷外水压力、货物重量（含压载水），结构自重及设备的重量等。

（2）舷外水压力：使船舶斜置于波浪上，分别计算各航行工况下，波谷在中和波峰在中的平衡位置，得到的左右舷实际波面分布值，据此将舷外水压力施加到船体外部湿表面单元上。

（3）结构自重：根据空船重量分布，以适当的方法施加到模型上。

（4）货物重量：应根据货物实际分布，以分布荷重施加在模型的内底或船底板单元上。

（5）集装箱船和装载金属矿砂船的航行计算工况尚应施加按本篇第2章2.2.5.3规定的货物扭矩。

14.5.2.4 货物扭矩的施加方法：

（1）根据第2章2.2.5.3计算得到的货物扭矩变化曲线,在有限元模型上沿船长施加分布扭

矩 $m_T(x)$。分布扭矩采用单位等效力偶施加，其中单位等效力偶力 p_i 由下式计算：

$$p_i = \frac{m_T(x)}{b_i} \qquad \text{kN・m}$$

式中：$m_T(x)$——某横剖面处的分布扭矩，kN・m /m ，$m_T(x) = \dfrac{2M_{TC}}{L}$；

M_{TC}——按本篇第2章2.2.5.3计算所得的船舯剖面处的扭矩，kN・m；

b_i——单位等效力偶的力偶臂，m，取以中纵剖面为对称的两节点间的间距。

（2）分布扭矩应以舯剖面为反对称施加。单位等效力偶力 p_i 的方向若一舷为垂直向上，则另一舷就为垂直向下。

（3）除舯剖面上的节点外，单位等效力偶力应在船长范围内所有以中纵剖面为对称的节点上施加。

（4）货物扭矩的方向应与波浪扭矩的方向一致。

14.5.2.5 边界条件：

（1）为消除刚体位移，在船体首、尾相应节点上施加线位移约束，如图14.5.2.2所示。

（2）节点约束：

首端节点1：施加纵向、横向、垂向线位移约束，即 $u_x = u_y = u_z = 0$；

尾封板节点2：施加垂向线位移约束，即 $u_z = 0$；

尾封板节点3：施加横向、垂向线位移约束，即 $u_y = u_z = 0$。

14.5.2.6 平衡调整：

计算得到的船首、尾端约束节点在 z 轴方向的不平衡反力的绝对值，若分别小于或等于计算工况排水量的3%则认为计算结果是可靠的，否则应重新计算浮态直到不平衡反力满足要求。

14.5.2.7 许用应力：

有限元分析方法计算得到的板及各主要构件应力应不大于本章14.3.6.6规定的许用应力。

第6节　双体船结构强度计算

14.6.1 一般规定

14.6.1.1 本章适用于船长大于 60m 或主尺度比超出本篇第 9 章规定时，双体船船体结构强度的直接计算。

14.6.1.2 双体船片体总纵弯曲强度计算按本章第 3 节的规定进行。

14.6.1.3 双体船总横弯曲强度、扭转强度及连接桥砰击强度采用有限元方法计算。

14.6.2 计算载荷

14.6.2.1 双体船总横弯矩可按下式计算：

$$M_b = 9.81\frac{\nabla \cdot B_c}{s} \qquad \text{kN・m}$$

式中：∇——为双体船的排水量，t；

B_c——为任一片体中心至连接桥校验处的距离，m；

s——为航区系数，可按表7.2.1选取。

表14.6.2.1

航区限制	A级航区	B级航区	C级航区	J级航区
s 的取值	8.0	9.0	10.0	9.0

14.6.2.2 双体船连接桥垂向剪力可按下式计算：

$$Q = 9.81\frac{\nabla}{s} \qquad \text{kN}$$

式中：∇——双体船的排水量，t；

s——航区系数，按表14.6.2.1选取。

14.6.2.3 双体船扭矩 M_t 可按下式计算：

$$M_t = 19.62C_a\frac{(b+b_1)r\nabla L}{bd\pi^3}\sin\frac{\pi b}{2(b+b_1)} \qquad \text{kN·m}$$

式中：C_a——为水线面修正系数，按表14.6.2.3确定；

b、b_1——分别为双体船片体宽度和连接桥宽度，m；

d——满载吃水，m；

r——计算半波高，m，按本章14.2.3.1确定；

L——双体船的船长，m；

∇——为双体船排水量，t。

表14.6.2.3

水线面系数	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70	0.65
修正系数 C_a	0.88	0.79	0.67	0.62	0.54	0.48	0.43

14.6.2.4 双体船连接桥砰击压力可按下式计算：

$$P = 3.68K\left(\frac{\Delta}{A}\right)^{0.3}\left(1-\frac{H_c}{H_L}\right) \qquad kN/m^2$$

式中：K——航区修正系数，按表14.6.2.4确定；

Δ——双体船排水量，t；

A——计算板格的面积，m^2；$A \le 2.5s^2$，S 为纵骨或肋骨间距，m；

H_c——水线至计算点的距离，m；

$H_L = 0.22L\left(0.3-0.8\frac{L}{100}\right)$，为水线至避开砰击载荷作用点所必需的距离，m；

L——船长，m。

表14.6.2.4

航区限制	A级航区	B级航区
K 的取值	1.0	0.8

14.6.3 双体船强度计算有限元分析模型

14.6.3.1 有限元分析采用三维板梁组合单元模型进行计算。

14.6.3.2 双体船总横强度和扭转强度应按全船结构模型进行分析计算。

14.6.3.3 连接桥结构的砰击强度计算模型取首部 0.25L 范围内的连接桥结构。

14.6.3.4 模型单元的选取及网格划分应满足本章 14.3.6.3 的规定。

14.6.4 边界条件及载荷施加

14.6.4.1 进行双体船总横强度计算时，可将其中一个片体的底部施加约束。采取在舭部节点上施加线位移约束：$u_x = 0$、$u_y = 0$、$u_z = 0$，在船底强构件交叉节点上施加线位移约束：$u_x = 0$、$u_z = 0$。在另一个片体上施加按 14.6.2.2 计算所得的连接桥垂向剪力，垂向剪力应平均施加在片体中纵剖面船底强构件的交叉节点上。

14.6.4.2 进行双体船扭转强度计算时，可在连接桥中心节点上施加全位移约束：$u_x = 0$、$u_y = 0$、$u_z = 0$、$\theta_x = 0$、$\theta_y = 0$、$\theta_z = 0$（以排除刚体位移）。扭转载荷按 14.6.2.3 中的扭矩计算值，施加在双体船的两个片体上。扭矩可采取在片体中纵剖面船底强构件交叉节点上，按反对称方式沿船长方向施加等值的垂向集中力，垂向集中力的大小按与扭矩值等效来确定。

也可在片体形心处建立独立点，将独立点所在的纵向平面内的各节点与独立点进行刚性关联，然后在刚性点处施加扭矩或横向弯矩。

14.6.4.3 进行连接桥砰击计算时，在连接桥的横向边界（两片体内舷处）上的所有节点上施加全位移约束：$u_x = 0$、$u_y = 0$、$u_z = 0$、$\theta_x = 0$、$\theta_y = 0$、$\theta_z = 0$，前后端面上的节点（船长方向）不施加任何约束。连接桥（或底封板）承受均布砰击压力。因结构、载荷对称可仅模型化连接桥结构的右半边（或左半边），对称面上的节点应施加对称约束条件。

14.6.5 许用应力

14.6.5.1 双体船总强度分析中各构件的计算应力应小于本章表 14.3.6.6、14.7.6.1 的规定。

第7节 局部结构强度计算

14.7.1 一般规定

14.7.1.1 本章适用于船体局部结构、上层建筑或甲板室大跨度（或无支柱）甲板结构、局部舱口横向悬臂支撑结构、舱口盖结构、车辆跳板结构等的局部强度直接计算。

14.7.1.2 局部构件强度计算一般采用板梁组合单元的有限元分析方法进行。

14.7.1.3 若只需对于甲板强横梁、甲板纵桁、实肋板、底龙骨（底纵桁）、强肋骨及舱壁桁材等强力构件进行强度计算时，可采用由支柱（或桁架）、甲板强构件、船底强构件及舷侧强构件组成的空间梁系、平面刚架或板架的有限元分析方法进行。

14.7.1.4 计算结果仅适用于需由直接计算校核强度或确定尺寸的构件，与直接计算校核构件相关的其它构件仍应满足本规范的要求。

14.7.2 板梁组合单元有限元分析

14.7.2.1 板梁组合单元有限元分析适用于对各类构件的强度计算。

14.7.2.2 板梁组合单元有限元分析模型：

（1）船体局部结构强度计算以船中部$\frac{1}{2}$个舱长＋1个舱长＋$\frac{1}{2}$舱长的舱段作为有限元计算模型，并以船两横舱壁之间的构件为研究对象。

（2）上层建筑（或甲板室）无支柱甲板结构取计算甲板及与其相连的下方围壁作为有限元计算模型。

（3）舱口盖及车辆跳板取其整体结构作为有限元计算模型。

（4）模型各构件采用的单元类型和单元的网格划分应符合本章14.3.6.3节的规定。

（5）如果结构和载荷均对称某平面，则可建立关于对称面的一半模型，并在对称面上的节点上施加对称约束。

14.7.2.3 边界条件：

（1）船体舱段有限元模型：在一舷的横舱壁与船底交线的端部节点上和实肋板端部节点上施加横向、垂向线位移约束，即$u_y = u_z = 0$，在另一舷的横舱壁与船底交线的端部节点上和实肋板端部节点上施加垂向线位移约束，即$u_z = 0$。在模型一端面所有节点上施加纵向、横向、垂向线位移约束，即$u_x = u_y = u_z = 0$，另一端面所有节点上施加横向、垂向线位移约束，即$u_y = u_z = 0$。

（2）上层建筑（或甲板室）无支柱甲板结构有限元模型：在其围壁结构下缘节点上施加全位移约束：$u_x = 0$、$u_y = 0$、$u_z = 0$、$\theta_x = 0$、$\theta_y = 0$、$\theta_z = 0$，即刚性固定。纵向构件在非端部横舱壁处，采取将纵向构件向一边延伸一个强横梁间距后在构件端部节点上施加纵向、横向、垂向线位移约束，即$u_x = u_y = u_z = 0$。

（3）舱口盖二维有限元模型：在一端边的两角节点上施加纵向、横向、垂向线位移约束，即$u_x = u_y = u_z = 0$，在相对的另一端边的两角节点上施加横向、垂向线位移约束，即$u_y = u_z = 0$。

（4）车辆跳板二维有限元模型：在与船端连接的铰链处节点上施加纵向、横向、垂向线位移约束，即$u_x = u_y = u_z = 0$，在另一端的两角节点上施加横向、垂向线位移约束，即$u_y = u_z = 0$。

（5）若边界条件的处理与本节规定不同时应经本社同意。

14.7.2.4 载荷及载荷施加：

（1）载荷包括舷外水载荷、货物重量（含压载水）及结构自重等。

（2）舷外水载荷按静水吃水加半波高和静水吃水减半波高的波面确定，并以压力施加在模型湿表面板单元上。

（3）舱内或甲板上货物载荷按最不利的装载情况确定，并根据其性质施加在单元或节点上。

（4）上层建筑甲板载荷按规范规定确定，并根据其性质施加在单元或节点上。如按实际承载工况确定载荷，应提供验证文件并经本社同意。

（5）车辆跳板载荷按设计车辆的轴负荷或轮负荷的1.2倍确定，并以最不利的工况施加在模型的节点上。

（6）舱口盖计算载荷不小于0.2m水柱高，若舱口盖上堆装货物尚应叠加货物载荷的相当水柱高。

14.7.3 空间梁系有限元分析

14.7.3.1 空间梁系有限元分析适用于对由强构件构成的甲板板架、船底板架或舷侧板架的强度计算。

14.7.3.2 空间梁系有限元模型：

（1）空间梁系有限元模型由强横梁、甲板纵桁，实肋板、龙骨（底纵桁）、强肋骨、支柱(或桁架)等强构件组成。

（2）模型应取两横舱壁之间的舱段构件，其中甲板纵桁应向舱壁外延伸一个或二个强横梁间距，如图14.7.3.2。

（3）构件的带板宽度取构件跨距的1/6或构件间距之小者。

14.7.3.3 载荷及载荷施加：

（1）载荷包括舷外水压力、货物重量。

（2）舷外水压力载荷及甲板载荷均由横向构件承载，横向构件的荷载按其平均承载面积分配。集中荷重根据其实际位置按静力等效原则，分配到与其临近的横向或纵向构件上。

（3）舷外水压力载荷按船舶在波浪上（波峰在中和波谷在中）处于平衡状态时舱段的浸水波面确定，也可按计算工况静水平均吃水加半波高和减半波高的水面确定。

（4）甲板载荷按规范要求或计算工况的货物重量分布确定。

14.7.3.4 边界条件：

（1）船底纵向构件在端舱壁处施加全位移约束：$u_x = 0$、$u_y = 0$、$u_z = 0$、$\theta_x = 0$、$\theta_y = 0$、$\theta_z = 0$；

（2）甲板纵桁在端舱壁处及其端部施加施加线位移约束：$u_x = 0$、$u_z = 0$；

（3）实肋板在其两端处施加线位移约束：$u_z = 0$。

（4）纵舱壁（或舱段中间横舱壁）的处理：

将纵舱壁（或舱段中间横舱壁）取为等价梁（其带板宽度取纵向或横向强构件的间距）作为甲板板架的纵向（或横向）构件，然后用主从关系考虑被纵舱壁（或中间横舱壁）连接的船底虚梁的节点位移。船底虚梁剖面的惯性矩I_0可取等价梁的1/1000，如图14.7.3.4所示。

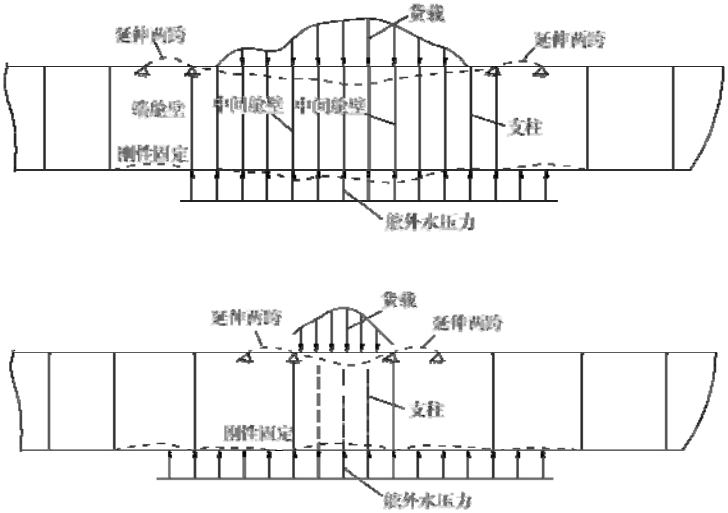


图14.7.3.2

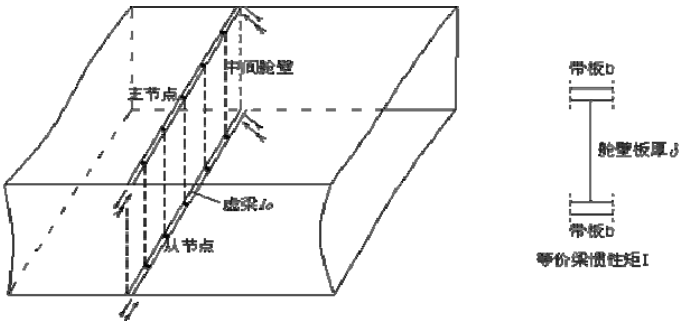


图14.7.3.4

14.7.4 平面刚架有限元分析

14.7.4.1 平面刚架有限元分析适用于对个别强横梁、实肋板或强肋骨在特殊承载情况下的强度计算。

14.7.4.2 平面刚架有限元模型：

（1）平面刚架有限元模型由强横梁、实肋板、、强肋骨、支柱等强构件组成。

（2）构件的带板宽度取构件跨距的 1/6 或构件间距之小者。

14.7.4.3 载荷及载荷施加：

（1）载荷包括舷外水压力、货物重量。

（2）强肋骨和实肋板施加舷外水压力载荷，荷载按其平均承载面积计算。舷外水压力载荷应至少计算静水平均吃水加半波高和减半波高两种情况。

（3）强横梁施加规范规定或实际装载工况的计算载荷，荷载按其平均承载面积计算。

14.7.4.4 边界条件：

（1）平面刚架有限元模型一舷强肋骨与实肋板和强横梁相交的两节点处施加横向、垂向线位移约束，即 $u_y = u_z = 0$，另一舷强肋骨与实肋板和强横梁相交的两节点处施加垂向线位移约束，即 $u_z = 0$。

（2）实肋板和强横梁与纵舱壁（或双向纵桁架）相交的节点处可施加垂向线位移约束，即 $u_z = 0$。

14.7.5 平面板架有限元分析

14.7.5.1 平面板架有限元分析适用于对舱壁垂直桁和水平桁的强度计算。

14.7.5.2 平面刚架有限元模型：

（1）平面板架有限元模型由舱壁垂直桁和水平桁等强构件组成。

（2）构件的带板宽度取构件跨距的 1/6 或构件间距之小者。

14.7.5.3 载荷及载荷施加：

（1）载荷为舱内液体介质的压力，按规范要求确定。

（2）载荷由舱壁垂直桁承载，各垂直桁的载荷按其平均承载宽度计算。

14.7.5.4 边界条件：

（1）垂直桁和水平桁两端施加全位移约束，即刚性固定。

14.7.6 许用应力

14.7.6.1 有限元分析方法计算得到的各构件应力应不大于表 14.7.6.1 所列的许用应力：

表14.7.6.1

构 件 名 称	应力种类	许用应力（N/mm^2）
强力甲板以下结构：		
强力甲板、船体外板、纵舱壁板、舱口盖盖板、跳板面板	σ_e	155
纵向强构件： 甲板纵桁、龙骨及船底纵桁、舱口盖纵向骨材、跳板纵向骨材	σ_z	128
纵向普通构件： 甲板纵骨 船底及舷侧纵骨	σ_z	153 141
横向强构件： 实肋板、强肋骨 强横梁、舱口盖横向骨材、跳板横向骨材	σ_z	165 128
横向普通构件： 横梁、肋骨、底肋骨 主肋骨	σ_z	188 148
横舱壁板	σ_e	175
板及骨材剪应力	τ	105
纵、横舱壁骨材与普通骨材	σ_z	200
上层建筑结构：		
上层建筑壁板及甲板	σ_e	175
上层建筑强骨材	σ_z	175
上层建筑普通骨材	σ_z	200

表中：σ_e——板单元表面相当应力；

σ_z——梁构件单元节点合成应力；

τ——板或梁构件的剪应力。

14.7.6.2 应力集中点结构网格细化区域，单元表面的相当应力应不大于材料的屈服极限。

14.7.6.3 对于梁单元构件端部的应力校核，可考虑端部肘板的影响。

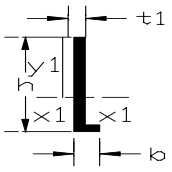
14.7.6.4 支柱、桁架斜杆等支撑构件的轴向压应力应不大于本篇第 2 章 2.11.3.3 规定的许用应力。

14.7.6.5 骨材的最大挠曲变形应不大与其跨距的 1/400 。

附录Ⅰ　型钢理论要素表

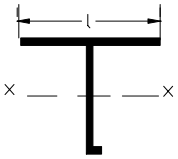
表Ⅰ.1.1～表Ⅰ.1.4　球扁钢理论要素表
表Ⅰ.2.1～表Ⅰ.2.4　不等边角钢理论要素表

球扁钢理论要素表

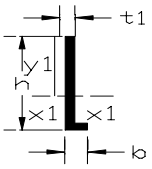


球扁钢号	单型材要素					
	型材高度 h(mm)	球宽 b(mm)	型材厚度 t_1(mm)	型材剖面积 A_1 (cm^2)	型材自身惯性矩 I_{x1} (cm^4)	型材自身中和轴 x_1—x_1轴位置 y_1(cm)
5	50	16	4.0	2.870	6.96	3.13
6	60	19	5.0	4.270	15.00	3.74
7	70	21	5.0	5.060	24.10	4.4
8	80	22	5.0	5.840	36.23	5.07
9	90	24	5.5	7.030	55.60	5.65
10	100	26	6.0	8.630	85.22	6.29
12	120	30	6.5	11.150	158.00	7.55
14a	140	33	7.0	14.050	274.00	8.82
14b	140	35	9.0	16.850	321.00	8.55
16a	160	36	8.0	17.960	468.00	9.95
16b	160	38	10.0	21.160	527.00	9.75
18a	180	40	9.0	22.200	724.00	11.15
18b	180	42	11.0	25.800	837.00	10.81
20a	200	44	10.0	27.360	1078.00	12.40
20b	200	46	12.0	31.360	1265.00	12.06
22a	220	48	11.0	32.820	1611.00	13.50
22b	220	50	13.0	37.220	1795.00	13.20
24a	240	52	12.0	38.750	2232.00	14.70
24b	240	54	14.0	43.550	2542.00	14.35
27a	270	55	12.0	43.820	3265.00	16.60
27b	270	57	14.0	49.220	3515.00	16.30

表Ⅰ.1.1

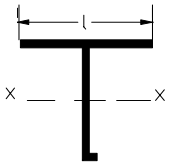


球扁钢号	连带板的型材要素 带板宽度 l = 500mm				
	总剖面积 A (cm^2)	对x—x轴的惯性矩 I_x (cm^4)	对x—x轴的最小剖面模数 W_z (cm^3)	对x—x轴的惯性半径 r (cm)	带板厚度 t (mm)
5	17.87/27.87	32.990/36.892	7.136/7.526	1.359/1.151	3/5
6	19.27/29.27	65.409/73.583	12.369/12.982	1.842/1.586	3/5
7	20.06/35.06	102.543/102.644	17.084/18.219	2.261/1.855	3/6
8	20.84/35.84	150.880/178.096	22.563/23.986	2.691/2.229	3/6
9	27.03/47.03	233.879/276.586	30.459/32.556	2.942/2.425	4/8
10	28.63/48.63	339.414/405.054	41.127/43.967	3.443/2.886	4/8
12	31.15/51.15	588.249/711.225	62.408/66.675	4.346/3.729	4/8
14a	34.05/54.0	945.699/1160.032	90.255/96.643	5.270/4.633	4/8
14b	36.85/56.85	1021.445/1272.809	100.152/108.349	5.265/4.732	4/8
16a	37.96/57.96	1443.127/1797.890	126.615/136.278	6.166/5.570	4/8
16b	41.16/61.16	1545.193/1954.873	139.398/151.678	6.127/5.654	4/8
18a	42.20/62.20	2079.650/2630.658	170.057/184.250	7.020/6.503	4/8
18b	45.80/65.80	2202.978/2810.035	183.614/200.651	6.935/6.535	4/8
20a	47.36/77.36	2912.588/4024.887	225.416/252.540	7.842/7.213	4/10
20b	51.36/81.36	3100.799/4309.452	243.886/275.210	7.770/7.278	4/10
22a	52.82/82.82	3943.711/5498.721	288.127/324.369	8.641/8.148	4/10
22b	57.22/87.22	4131.241/5803.880	306.388/348.504	8.497/8.157	4/10
24a	58.75/88.75	5160.909/7279.998	359.086/407.538	9.373/9.057	4/10
24b	57.22/87.22	4131.241/5803.880	306.388/348.504	8.497/8.157	4/10
27a	63.82/93.82	7141.091/10097.885	455.868/517.490	10.578/10.375	4/10
27b	69.22/99.22	7387.022/10519.697	477.586/548.872	10.330/10.297	4/10

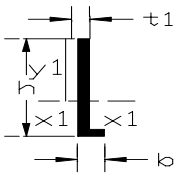


球扁钢号	单型材要素					
	型材高度 h(mm)	球宽 b(mm)	型材厚度 t_1(mm)	型材截面积 A_1 (cm^2)	型材自身惯性矩 I_{x1} (cm^4)	型材自身中和轴 x_1—x_1轴位置 y_1(cm)
5	50	16	4.0	2.870	6.96	3.13
6	60	19	5.0	4.270	15.00	3.74
7	70	21	5.0	5.060	24.10	4.4
8	80	22	5.0	5.840	36.23	5.07
9	90	24	5.5	7.030	55.60	5.65
10	100	26	6.0	8.630	85.22	6.29
12	120	30	6.5	11.150	158.00	7.55
14a	140	33	7.0	14.050	274.00	8.82
14b	140	35	9.0	16.850	321.00	8.55
16a	160	36	8.0	17.960	468.00	9.95
16b	160	38	10.0	21.160	527.00	9.75
18a	180	40	9.0	22.200	724.00	11.15
18b	180	42	11.0	25.800	837.00	10.81
20a	200	44	10.0	27.360	1078.00	12.40
20b	200	46	12.0	31.360	1265.00	12.06
22a	220	48	11.0	32.820	1611.00	13.50
22b	220	50	13.0	37.220	1795.00	13.20
24a	240	52	12.0	38.750	2232.00	14.70
24b	240	54	14.0	43.550	2542.00	14.35
27a	270	55	12.0	43.820	3265.00	16.60
27b	270	57	14.0	49.220	3515.00	16.30

表Ⅰ.1.2

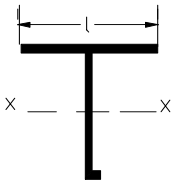


球扁钢号	连带板的型材要素 带板宽度 l = 550mm				
	总剖面积 A (cm^2)	对x—x轴的惯性矩 I_x (cm^4)	对x—x轴的最小剖面模数 W_z (cm^3)	对x—x轴的惯性半径 r (cm)	带板厚度 t (mm)
5	24.87/46.87	35.406/42.880	7.352/8.272	1.193/0.956	4/8
6	26.27/48.27	70.805/84.059	12.736/13.931	1.642/1.320	4/8
7	27.06/49.06	111.442/131.005	17.578/18.973	2.029/1.634	4/8
8	27.84/49.84	164.694/192.840	23.214/24.854	2.432/1.967	4/8
9	29.03/62.03	238.217/295.941	30.606/33.618	2.865/2.184	4/10
10	30.63/63.63	346.595/433.718	41.402/45.278	3.364/2.611	4/10
12	33.15/66.15	602.738/763.341	62.829/68.503	4.264/3.397	4/10
14a	36.05/69.05	971.894/1250.675	90.962/99.232	5.192/4.256	4/10
14b	38.85/71.85	1051.840/1381.994	101.090/111.653	5.203/4.386	4/10
16a	50.96/83.96	1690.898/2047.306	133.272/142.737	5.760/4.983	6/12
16b	54.16/87.16	1830.206/2251.338	147.913/159.813	5.813/5.082	6/12
18a	55.20/88.20	2464.948/3025.448	179.987/193.412	6.682/5.857	6/12
18b	58.80/91.80	2625.236/3259.782	195.545/211.767	6.682/5.959	6/12
20a	60.36/93.36	3491.606/4354.701	240.083/259.359	7.606/6.830	6/12
20b	64.36/97.36	3722.457/4680.192	260.722/283.267	7.605/6.933	6/12
22a	65.82/98.82	4745.657/5976.806	307.782/333.581	8.491/7.777	6/12
22b	70.22/103.22	4983.834/6335.178	329.089/359.466	8.425/7.834	6/12
24a	71.75/104.75	6243.007/7955.292	385.396/420.024	9.328/8.715	6/12
24b	76.55/109.55	6572.314/8414.030	411.658/450.989	8.266/8.764	6/12
27a	76.82/109.82	8642.314/11063.894	489.377/533.536	10.607/10.037	6/12
27b	82.22/115.22	8959.691/11575.426	516.034/567.963	10.439/10.023	6/12

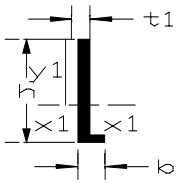


球扁钢号	单型材要素					
	型材高度 h(mm)	球宽 b(mm)	型材厚度 t_1(mm)	型材剖面积 A_1 (cm^2)	型材自身惯性矩 I_{x1} (cm^4)	型材自身中和轴 x_1—x_1轴位置 y_1(cm)
5	50	16	4.0	2.870	6.96	3.13
6	60	19	5.0	4.270	15.00	3.74
7	70	21	5.0	5.060	24.10	4.4
8	80	22	5.0	5.840	36.23	5.07
9	90	24	5.5	7.030	55.60	5.65
10	100	26	6.0	8.630	85.22	6.29
12	120	30	6.5	11.150	158.00	7.55
14a	140	33	7.0	14.050	274.00	8.82
14b	140	35	9.0	16.850	321.00	8.55
16a	160	36	8.0	17.960	468.00	9.95
16b	160	38	10.0	21.160	527.00	9.75
18a	180	40	9.0	22.200	724.00	11.15
18b	180	42	11.0	25.800	837.00	10.81
20a	200	44	10.0	27.360	1078.00	12.40
20b	200	46	12.0	31.360	1265.00	12.06
22a	220	48	11.0	32.820	1600.00	13.50
22b	220	50	13.0	37.220	1795.00	13.20
24a	240	52	12.0	38.750	2232.00	14.70
24b	240	54	14.0	43.550	2542.00	14.35
27a	270	55	12.0	43.820	3265.00	16.60
27b	270	57	14.0	49.220	3515.00	16.30

表Ⅰ.1.3

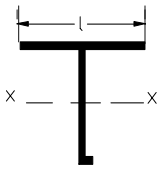


球扁钢号	连带板的型材要素 带板宽度 l = 600mm				
	总剖面积 A (cm^2)	对x—x轴的惯性矩 I_x (cm^4)	对x—x轴的最小剖面模数 W_z (cm^3)	对x—x轴的惯性半径 r (cm)	带板厚度 t (mm)
5	32.87/50.87	37510/43.265	7.570/8.319	1.068/0.922	5/8
6	34.27/52.27	75.134/84.767	13.060/13.984	1.481/1.273	5/8
7	35.06/53.06	118.334/132.125	17.988/19.032	1.837/1.578	5/8
8	35.84/65.84	175.208/206.344	23.731/25.774	2.211/1.770	5/10
9	37.03/67.03	254.481/298.606	31.302/33.722	2.622/2.111	5/10
10	38.63/68.63	372.502/438.066	42.383/45.413	3.105/2.526	5/10
12	47.15/83.15	683.688/807.939	65.465/70.212	3.808/3.117	6/12
14a	50.05/86.05	1115.632/1325.821	95.030/101.503	4.721/3.925	5/12
14b	52.85/88.85	1221.047/1472.827	106.378/114.468	4.807/4.071	6/12
16a	53.96/89.96	1727.961/2076.545	134.071/143.272	5.659/4.804	6/12
16b	57.16/93.16	1874.120/2287.500	148.981/160.536	5.726/4.955	6/12
18a	58.20/106.20	2525.374/3203.444	181.258/197.465	6.587/5.492	6/14
18b	61.80/109.80	2693.157/3465.573	197.130/216.660	6.601/5.618	6/14
20a	63.36/111.36	3586.406/4633.395	242.065/265.064	7.524/6.450	6/14
20b	67.36/115.36	3826.513/4996.652	263.068/289.976	7.537/6.581	6/14
22a	68.82/116.82	4881.604/6383.300	310.558/341.160	8.422/7.392	6/14
22b	73.22/121.22	5131.240/6791.950	332.387/368.485	8.371/7.485	6/14
24a	86.75/134.75	7123.305/8884.985	403.471/436.766	9.062/8.120	8/16
24b	91.55/139.55	7512.257/9438.780	432.149/470.244	9.085/8.224	8/16
27a	91.82/139.82	9887.807/12394.524	512.668/554.645	10.377/9.415	8/16
27b	97.22/145.22	10294.914/13049.819	543.404/593.060	10.290/9.480	8/16



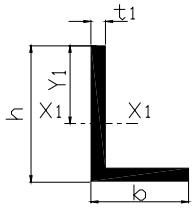
球扁钢号	单型材要素					
	型材高度 h(mm)	球宽 b(mm)	型材厚度 t_1(mm)	型材剖面积 A_1 (cm^2)	型材自身惯性矩 I_{x1} (cm^4)	型材自身中和轴 x_1—x_1轴位置 y_1(cm)
5	50	16	4.0	2.870	6.96	3.13
6	60	19	5.0	4.270	15.00	3.74
7	70	21	5.0	5.060	24.10	4.4
8	80	22	5.0	5.840	36.23	5.07
9	90	24	5.5	7.030	55.60	5.65
10	100	26	6.0	8.630	85.22	6.29
12	120	30	6.5	11.150	158.00	7.55
14a	140	33	7.0	14.050	274.00	8.82
14b	140	35	9.0	16.850	321.00	8.55
16a	160	36	8.0	17.960	468.00	9.95
16b	160	38	10.0	21.160	527.00	9.75
18a	180	40	9.0	22.200	724.00	11.15
18b	180	42	11.0	25.800	837.00	10.81
20a	200	44	10.0	27.360	1078.00	12.40
20b	200	46	12.0	31.360	1265.00	12.06
22a	220	48	11.0	32.820	1611.00	13.50
22b	220	50	13.0	37.220	1765.00	13.20
24a	240	52	12.0	38.750	2232.00	14.70
24b	240	54	14.0	43.550	2542.00	14.35
27a	270	55	12.0	43.820	3265.00	16.60
27b	270	57	14.0	49.220	3515.00	16.30

表Ⅰ.1.4



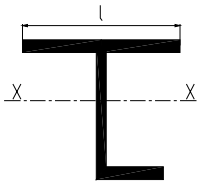
球扁钢号	连带板的型材要素 带板宽度 l = 650mm				
	总剖面积 A (cm^2)	对x—x轴的惯性矩 I_x (cm^4)	对x—x轴的最小剖面模数 W_z (cm^3)	对x—x轴的惯性半径 r (cm)	带板厚度 t (mm)
5	41.87/80.87	39.581/54.833	7.815/10.029	0.972/0.823	6/12
6	43.27/82.27	78.986/100.614	13.384/15.783	1.351/1.106	6/12
7	44.06/83.06	124.209/152.254	18.373/20.870	1.679/1.354	6/12
8	44.84/83.84	183.874/220.262	24.192/26.845	2.025/1.621	6/12
9	46.03/85.03	267.639/316.866	31.895/34.885	2.411/1.930	6/12
10	47.63/99.63	393.268/458.221	43.188/48.068	2.873/2.207	6/14
12	50.15/102.15	693.498/848.924	65.705/71.946	3.719/2.883	6/14
14a	53.05/105.05	1134.273/1391.914	95.440/103.667	4.624/3.640	6/14
14b	55.85/107.85	1243.739/1552.342	106.943/117.115	4.719/3.794	6/14
16a	56.96/108.96	1761.129/2184.159	134.766/146.151	5.560/4.477	6/14
16b	60.16/112.16	1913.664/2416.649	149.913/164.080	5.640/4.642	6/14
18a	74.20/126.20	2802.243/3358.726	187.512/201.147	6.145/5.159	8/16
18b	77.80/129.80	3006.752/3645.582	204.784/221.047	6.217/5.300	8/16
20a	79.36/131.36	4018.002/4874.467	251.328/270.044	7.115/6.092	8/16
20b	83.36/135.36	4304.864/5271.936	273.976/295.834	7.186/6.241	8/16
22a	84.82/136.82	5501.299/6734.646	323.196/347.689	8.053/7.016	8/16
22b	89.22/141.22	5810.091/7189.602	347.359/376.219	8.070/7.135	8/16
24a	90.75/142.75	7297.475/9036.726	406.492/438.836	8.967/7.956	8/16
24b	95.55/147.55	7701.153/9609.617	435.654/472.718	8.978/8.070	8/16
27a	95.82/147.82	10140.315/12621.256	516.687/557.429	10.287/9.240	8/16
27b	101.22/153.22	10569.761/13306.223	548.243/596.509	10.219/9.319	8/16

不等边角钢理论要素表

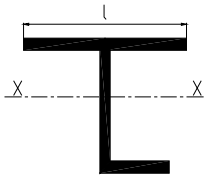


角钢号	单型材要素					
	角边高度 h(mm)	角边宽度 b(mm)	角边厚度 t_1(mm)	角钢剖面积 A_1 (cm^2)	角钢自身惯性矩 I_{x1} (cm^4)	角钢自身中和轴 x_1—x_1轴位置 y_1(cm)
2.5/1.6	25	16	3.0	1.162	0.70	1.64
			4.0	1.499	0.88	1.60
3.2/2	32	20	3.0	1.492	1.53	2.12
			4.0	1.939	1.93	2.08
4/2.5	40	25	3.0	1.890	3.08	2.68
			4.0	2.467	3.93	2.63
4.5/2.8	45	28	3.0	2.149	4.45	3.03
			4.0	2.806	5.69	2.99
5/3.2	50	32	3.0	2.431	6.24	3.40
			4.0	3.177	8.02	3.35
5.6/3.6	56	36	3.0	2.743	8.88	3.82
			4.0	3.590	11.45	3.78
			5.0	4.415	13.86	3.73
6.3/4	63	40	4.0	4.058	16.49	4.26
			5.0	4.993	20.02	4.22
			6.0	5.908	23.36	4.18
			7.0	6.802	26.53	4.15
7/4.5	70	45	4.0	4.547	23.17	4.76
			5.0	5.609	27.95	4.72
			6.0	6.647	32.54	4.68
			7.0	7.657	37.22	4.64
(7.5/5)	75	50	5.0	6.125	34.86	5.10
			6.0	7.260	41.12	5.06
			8.0	9.467	52.39	4.98
			10.0	11.590	62.71	4.90
8/5	80	50	5.0	6.375	41.96	5.04
			6.0	7.560	49.49	5.35
			7.0	8.724	56.16	5.31
			8.0	9.867	62.83	5.27

表Ⅰ.2.1

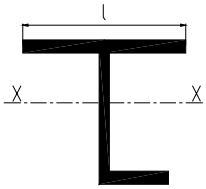


角钢号	连带板的型材要素 带板宽度 $l=500$mm				
	总剖面积 A (cm^2)	对x—x轴的惯性矩 I_x (cm^4)	对x—x轴的最小剖面模数 W_x (cm^3)	对x—x轴的惯性半径 r (cm)	带板厚度 t (mm)
2.5/1.6	16.16/31.16	4.268/5.810	1.693/2.130	0.514/0.432	3/6
	16.50/31.50	5.166/6.934	2.074/2.559	0.560/0.469	3/6
3.2/2	16.49/31.49	8.635/10.754	2.746/3.177	0.724/0.584	3/6
	16.94/31.94	10.581/13.146	3.417/3.918	0.790/0.642	3/6
4/2.5	16.89/31.89	16.636/19.769	4.340/4.794	0.992/0.787	3/6
	17.47/32.47	20.416/24.400	5.434/5.984	1.081/0.867	3/6
4.5/2.8	17.15/32.15	23.571/27.587	5.544/6.027	1.172/0.926	3/6
	17.81/32.81	29.109/34.365	7.005/7.605	1.279/1.023	3/6
5/3.2	17.43/32.43	32.716/37.926	7.028/7.551	1.370/1.081	3/6
	18.18/33.18	40.249/47.193	8.869/9.533	1.488/1.193	3/6
5.6/3.6	17.74/32.74	45.541/52.440	8.867/9.440	1.602/1.266	3/6
	17.59/33.59	56.302/65.724	11.281/12.029	1.740/1.399	3/6
	19.41/34.42	65.323/77.265	13.420/14.353	1.834/1.498	3/6
6.3/4	19.06/34.06	78.718/91.717	14.284/15.143	2.032/1.641	3/6
	19.99/34.99	91.671/108.374	17.107/18.199	2.141/1.760	3/6
	20.91/35.91	102.941/123.326	19.696/21.035	2.219/1.853	3/6
	21.80/36.80	113.174/137.231	22.154/23.753	2.276/1.931	3/6
7/4.5	19.55/34.55	107.402/125.167	17.877/18.867	2.344/1.903	3/6
	20.61/35.61	124.885/147.934	21.441/22.727	2.462/2.038	3/6
	21.65/35.65	140.104/168.388	24.723/26.324	2.544/2.144	3/6
	22.66/37.66	153.643/186.983	27.777/29.701	2.604/2.228	3/6
(7.5/5)	26.12/46.12	166.841/197.671	25.837/27.571	2.527/2.070	4/8
	27.26/47.26	188.758/226.438	29.966/32.068	2.631/2.189	4/8
	29.47/49.47	225.068/276.099	37.289/40.187	2.764/2.363	4/8
	31.59/51.59	253.832/317.267	43.547/47.287	2.835/2.480	4/8
8/5	26.37/46.37	193.825/229.068	28.310/30.130	2.711/2.222	4/8
	27.56/47.56	218.746/261.844	32.758/34.978	2.817/2.346	4/8
	28.72/48.72	240.845/291.803	36.903/39.552	2.896/2.447	4/8
	29.87/49.87	260.793/319.411	40.794/43.887	2.955/2.531	4/8

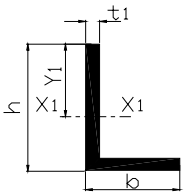


角钢号	单型材要素					
	角边高度 h(mm)	角边宽度 b(mm)	角边厚度 t_1(mm)	角钢剖面积 A_1 (cm^2)	角钢自身惯性矩 I_{x1} (cm^4)	角钢自身中和轴 x_1—x_1轴位置 y_1(cm)
9/5.6	90	56	5.0	7.212	60.45	6.09
			6.0	8.557	71.03	6.05
			7.0	9.880	81.01	6.00
			8.0	11.183	91.03	5.96
10/6.3	100	63	6.0	9.617	99.06	6.76
			7.0	11.111	113.45	6.72
			8.0	12.584	127.37	6.68
			10.0	15.467	153.81	6.60
10/8	100	80	6.0	10.637	107.04	7.05
			7.0	12.301	122.73	7.00
			8.0	13.944	137.92	6.96
			10.0	17.167	166.87	6.88
11/7	110	70	6.0	10.637	133.37	7.47
			7.0	12.301	153.00	7.43
			8.0	13.944	172.04	7.38
			10.0	17.167	208.39	7.30
12.5/8	125	80	7.0	14.096	227.96	8.49
			8.0	15.989	256.77	8.44
			10.0	19.712	312.04	8.36
			12.0	23.351	364.41	8.28
14/9	140	90	8.0	18.038	365.64	9.50
			10.0	22.261	445.50	9.42
			12.0	26.400	521.59	9.34
			14.0	30.456	594.10	9.26
16/10	160	100	10.0	25.315	668.69	10.76
			12.0	30.054	784.91	10.68
			14.0	34.709	896.30	10.60
			16.0	39.281	1003.04	10.52
18/11	180	110	10.0	28.373	956.25	12.11
			12.0	33.712	1124.72	12.02
			14.0	38.967	1286.91	11.94
			16.0	44.139	1443.06	11.86
20/12.5	200	125	12.0	37.912	1570.90	13.46
			14.0	43.867	1800.97	13.38
			16.0	49.739	2023.35	13.30
			18.0	55.526	2238.30	13.22

续上表

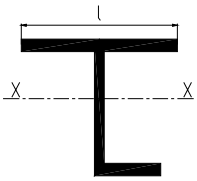


角钢号	连带板的型材要素 带板宽度 l = 500mm				
	总剖面积 A (cm^2)	对x—x轴的惯性矩 I_x (cm^4)	对x—x轴的最小剖面模数 W_x (cm^3)	对x—x轴的惯性半径 r (cm)	带板厚度 t (mm)
9/5.6	27.21/47.21	270.430/319.950	35.900/38.050	3.152/2.603	4/8
	28.56/48.56	305.395/366.421	41.680/44.343	3.270/2.747	4/8
	29.88/49.88	335.485/407.670	46.921/50.130	3.351/2.859	4/8
	31.18/51.18	363.461/446.677	51.991/55.762	3.414/2.954	4/8
10/6.3	29.62/49.62	413.918/498.655	52.131/55.331	3.738/3.170	4/8
	31.11/51.11	455.760/556.401	58.971/62.855	3.827/3.299	4/8
	32.58/52.58	493.249/609.338	65.392/69.993	3.891/3.404	4/8
	35.47/55.47	557.378/702.490	77.044/83.154	3.964/3.559	4/8
10/8	30.64/50.64	472.295/575.536	61.474/65.143	3.926/3.371	4/8
	32.30/52.30	517.538/640.037	69.433/73.911	4.004/3.498	4/8
	33.94/53.94	559.379/700.146	77.063/82.394	4.059/3.603	4/8
	37.17/57.17	630.193/805.611	90.939/98.080	4.118/3.754	4/8
11/7	30.64/60.64	542.138/694.681	63.504/68.767	4.207/3.385	4/10
	32.30/62.30	596.675/777.961	71.936/76.313	4.296/3.534	4/10
	33.94/63.94	644.362/853.240	79.687/87.229	4.357/3.653	4/10
	37.17/67.17	728.281/990.052	94.144/104.146	4.427/3.839	4/10
12.5/8	34.10/64.10	852.645/1120.645	93.621/101.683	5.001/4.182	4/10
	35.99/65.99	920.335/1229.203	102.858/113.459	5.057/4.316	4/10
	39.71/69.71	1039.729/1426.047	123.030/135.882	5.117/4.523	4/10
	43.35/73.35	1139.367/1595.616	140.105/156.357	5.127/4.664	4/10
14/9	38.04/68.04	1258.275/1695.389	131.068/143.085	5.751/4.992	4/10
	42.26/72.26	1420.723/1965.439	155.565/171.744	5.798/5.215	4/10
	46.40/76.40	1557.506/2198.660	177.553/198.081	5.794/5.365	4/10
	50.46/80.46	1674.736/2401.216	197.264/222.223	5.761/5.463	4/10
16/10	45.31/75.31	2011.063/2803.659	199.565/220.495	6.662/6.101	4/10
	50.05/80.05	2206.691/3135.319	228.263/254.846	6.640/6.258	4/10
	54.71/84.71	2376.564/3424.694	254.228/286.541	6.591/6.356	4/10
	59.28/89.28	2526.260/3678.716	277.713/315.728	6.528/6.419	4/10
18/11	48.37/78.37	2734.175/3838.736	249.023/275.477	7.518/6.999	4/10
	53.71/83.71	2999.487/4285.166	284.846/318.410	7.473/7.155	4/10
	58.97/88.97	3235.026/4680.133	317.859/358.594	7.407/7.253	4/10
	64.17/94.14	3445.146/5028.685	347.974/395.811	7.329/7.309	4/10
20/12.5	57.91/87.91	4014.257/5777.196	356.585/398.984	8.326/8.107	4/10
	63.87/93.87	4334.562/6306.810	398.669/450.054	8.238/8.197	4/10
	69.74/99.74	4623.291/6776.058	437.332/497.579	8.142/8.242	4/10
	75.53/105.53	4886.670/7194.860	472.885/541.750	8.044/8.257	4/10

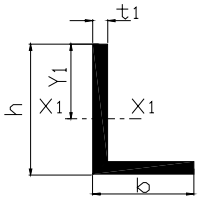


角钢号	单型材要素					
	角边高度 h(mm)	角边宽度 b(mm)	角边厚度 t_1(mm)	角钢截面积 A_1 (cm^2)	角钢自身惯性矩 I_{x1} (cm^4)	角钢自身中和轴 x_1—x_1轴位置 y_1(cm)
2.5/1.6	25	16	3.0	1.162	0.70	1.64
			4.0	1.499	0.88	1.60
3.2/2	32	20	3.0	1.492	1.53	2.12
			4.0	1.939	1.93	2.08
4/2.5	40	25	3.0	1.890	3.08	2.68
			4.0	2.467	3.93	2.63
4.5/2.8	45	28	3.0	2.149	4.45	3.03
			4.0	2.806	5.69	2.99
5/3.2	50	32	3.0	2.431	6.24	3.40
			4.0	3.177	8.02	3.35
5.6/3.6	56	36	3.0	2.743	8.88	3.82
			4.0	3.590	11.45	3.78
			5.0	4.415	13.86	3.73
6.3/4	63	40	4.0	4.058	16.49	4.26
			5.0	4.993	20.02	4.22
			6.0	5.908	23.36	4.18
			7.0	6.802	26.53	4.15
7/4.5	70	45	4.0	4.547	23.17	4.76
			5.0	5.609	27.95	4.72
			6.0	6.647	32.54	4.68
			7.0	7.657	37.22	4.64
(7.5/5)	75	50	5.0	6.125	34.86	5.10
			6.0	7.260	41.12	5.06
			8.0	9.467	52.39	4.98
			10.0	11.590	62.71	4.90
8/5	80	50	5.0	6.375	41.96	5.40
			6.0	7.560	49.49	5.35
			7.0	8.724	56.16	5.31
			8.0	9.867	62.83	5.27

表Ⅰ.2.2

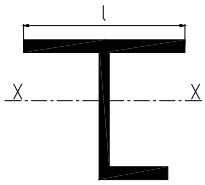


角钢号	连带板的型材要素 带板宽度 l = 550mm				
	总剖面积 A (cm^2)	对x—x轴的惯性矩 I_x (cm^4)	对x—x轴的最小剖面模数 W_x (cm^3)	对x—x轴的惯性半径 r (cm)	带板厚度 t (mm)
2.5/1.6	23.16/45.16	4.730/7.758	1.817/2.724	0.452/0.414	4/8
	23.50/45.50	5.720/9.025	2.123/3.184	0.493/0.445	4/8
3.2/2	23.49/45.49	9.344/13.041	2.873/3.708	0.631/0.535	4/8
	23.94/45.94	11.847/15.699	3.572/4.491	0.693/0.585	4/8
4/2.5	23.89/45.89	17.810/22.618	4.484/5.293	0.863/0.702	4/8
	24.47/46.47	21.989/27.723	5.617/6.540	0.948/0.772	4/8
4.5/2.8	24.15/46.15	25.168/30.902	2.873/3.708	1.021/0.818	4/8
	24.81/46.81	31.307/38.350	7.215/8.165	1.123/0.905	4/8
5/3.2	24.43/46.43	34.904/41.852	7.209/8.047	1.195/0.949	4/8
	25.18/47.18	43.299/52.035	9.112/10.109	1.311/1.050	4/8
5.6/3.6	24.74/57.74	48.587/62.223	9.074/10.556	1.401/1.038	4/10
	25.59/58.59	60.633/77.767	11.567/13.321	1.539/1.152	4/10
	26.41/59.41	70.945/91.570	13.794/15.827	1.639/1.241	4/10
6.3/4	26.06/59.06	84.933/106.700	14.630/16.484	1.805/1.344	4/10
	26.99/59.99	99.815/126.582	17.566/19.756	1.923/1.453	4/10
	27.91/60.91	113.001/144.791	20.277/22.816	2.012/1.542	4/10
	28.80/61.80	125.137/162.002	22.866/25.763	2.084/1.619	4/10
7/4.5	26.55/59.55	116.167/143.951	18.293/20.280	2.092/1.555	4/10
	27.61/60.61	136.433/171.226	22.004/24.402	2.223/1.681	4/10
	28.65/61.65	154.398/196.247	25.446/28.272	2.322/1.784	4/10
	29.66/62.66	170.573/219.377	28.666/31.924	2.398/1.871	4/10
(7.5/5)	28.13/61.12	169.736/212.276	25.931/28.536	2.457/1.864	4/10
	29.26/62.26	192.471/243.965	30.093/33.185	2.565/1.980	4/10
	31.47/64.47	230.282/299.522	37.496/41.628	2.705/2.155	4/10
	33.59/66.59	260.444/346.435	43.844/49.069	2.785/2.281	4/10
8/5	28.38/61.38	197.257/245.407	28.416/31.115	2.637/2.000	4/10
	29.56/62.56	223.094/281.530	32.092/36.126	2.747/2.121	4/10
	30.72/63.72	246.108/314.915	37.090/40.874	2.830/2.223	4/10
	31.87/64.87	266.941/345.946	41.028/45.138	2.894/2.309	4/10

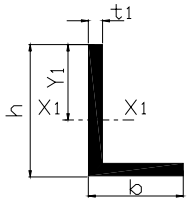


角钢号	单型材要素					
	角边高度 h(mm)	角边宽度 b(mm)	角边厚度 t_1(mm)	角钢剖面积 A_1 (cm^2)	角钢自身惯性矩 I_{x1} (cm^4)	角钢自身中和轴 x_1—x_1轴位置 y_1(cm)
9/5.6	90	56	5.0	7.212	60.45	6.09
			6.0	8.557	71.03	6.05
			7.0	9.880	81.01	6.00
			8.0	11.183	91.03	5.96
10/6.3	100	63	6.0	9.617	99.06	6.76
			7.0	11.111	113.45	6.72
			8.0	12.584	127.37	6.68
			10.0	15.467	153.81	6.60
10/8	100	80	6.0	10.637	107.04	7.05
			7.0	12.301	122.73	7.00
			8.0	13.944	137.92	6.96
			10.0	17.167	166.87	6.88
11/7	110	70	6.0	10.637	133.37	7.47
			7.0	12.301	153.00	7.43
			8.0	13.944	172.04	7.38
			10.0	17.167	208.39	7.30
12.5/8	125	80	7.0	14.096	227.98	8.49
			8.0	15.989	256.77	8.44
			10.0	19.712	312.04	8.36
			12.0	23.351	364.41	8.28
14/9	140	90	8.0	18.038	365.64	9.50
			10.0	22.261	445.50	9.42
			12.0	26.400	521.59	9.34
			14.0	30.456	594.10	9.26
16/10	160	100	10.0	25.315	668.69	10.76
			12.0	30.054	784.91	10.68
			14.0	34.709	896.30	10.60
			16.0	39.281	1003.04	10.52
18/11	180	110	10.0	28.373	956.25	12.11
			12.0	33.712	1124.72	12.02
			14.0	38.967	1286.91	11.94
			16.0	44.139	1443.06	11.86
20/12.5	200	125	12.0	37.912	1570.90	13.46
			14.0	43.867	1800.97	13.38
			16.0	49.739	2023.35	13.30
			18.0	55.526	2238.30	13.22

续上表

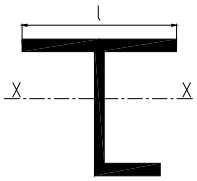


角钢号	连带板的型材要素 带板宽度 l = 550mm				
	总剖面积 A (cm^2)	对x—x轴的惯性矩 I_x (cm^4)	对x—x轴的最小剖面模数 W_x (cm^3)	对x—x轴的惯性半径 r (cm)	带板厚度 t (mm)
9/5.6	29.21/62.21	275.634/341.928	36.044/39.140	3.072/2.344	4/10
	30.56/63.56	311.978/393.303	41.877/45.637	3.195/2.488	4/10
	31.88/64.88	343.930/439.457	47.178/51.639	3.282/2.603	4/10
	33.18/66.18	372.660/483.442	52.310/57.495	3.351/2.703	4/10
10/6.3	31.62/64.62	423.514/535.092	52.396/56.807	3.660/2.878	4/10
	33.11/66.11	467.265/599.888	59.314/64.579	3.757/3.012	4/10
	34.58/67.58	506.579/659.896	65.819/72.017	3.827/3.125	4/10
	37.47/70.47	574.053/766.948	77.650/85.773	3.914/3.299	4/10
10/8	32.64/65.64	484.217/619.697	61.785/66.803	3.852/3.073	4/10
	34.30/67.30	532.011/692.776	69.838/75.886	3.938/3.208	4/10
	35.94/68.94	575.745/761.561	77.569/84.701	4.002/3.324	4/10
	39.17/72.17	650.515/884.029	91.663/101.096	4.075/3.500	4/10
11/7	32.64/65.64	555.479/704.127	63.847/68.975	4.126/3.275	4/10
	34.30/67.30	612.603/789.745	72.380/78.577	4.226/3.426	4/10
	35.94/68.94	662.701/867.350	80.236/87.556	4.294/3.547	4/10
	39.17/72.17	751.083/1008.963	94.921/104.615	4.379/3.739	4/10
12.5/8	47.10/80.10	992.109/1195.407	97.561/103.967	4.590/3.864	6/12
	48.99/81.99	1080.494/1316.522	108.620/116.125	4.696/4.007	6/12
	52.71/85.71	1238.518/1538.526	129.531/139.367	4.847/4.237	6/12
	56.35/89.35	1372.082/1732.446	148.420/160.720	4.934/4.403	6/12
14/9	51.04/84.04	1486.740/1818.665	137.198/146.288	5.397/4.652	6/12
	55.26/88.26	1702.440/2124.723	163.941/175.993	5.550/4.906	6/12
	59.40/92.40	1885.547/2392.664	188.262/203.458	5.634/5.089	6/12
	63.46/96.46	2042.628/2628.029	210.328/228.789	5.674/5.220	6/12
16/10	58.31/91.32	2422.034/3037.830	210.634/225.849	6.445/5.768	6/12
	33.05/96.05	2682.205/3420.368	242.372/261.683	6.522/5.967	6/12
	67.71/100.71	2907.135/3757.562	271.379/294.943	6.553/6.108	6/12
	72.28/105.28	3103.583/4055.951	297.852/327.752	6.553/6.207	6/12
18/11	61.37/94.37	3306.794/4169.646	263.221/282.138	7.340/6.647	6/12
	66.71/99.17	3656.849/4686.495	302.863/326.967	7.404/6.856	6/12
	71.97/104.97	3964.851/5147.690	339.672/369.149	7.422/7.003	6/12
	77.14/110.14	4236.141/5557.381	373.490/408.434	7.411/7.103	6/12
20/12.5	70.91/103.91	4912.361/6339.024	379.525/409.756	8.323/7.810	6/12
	76.87/109.87	5326.351/6959.148	426.347/463.382	8.324/7.959	6/12
	82.74/115.74	5693.600/7511.400	469.603/513.549	8.295/8.056	6/12
	88.53/121.53	6022.782/8005.752	509.547/560.409	8.248/8.116	6/12

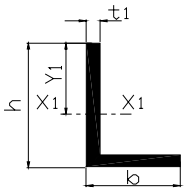


角钢号	单型材要素					
	角边高度 h(mm)	角边宽度 b(mm)	角边厚度 t_1(mm)	角钢剖面积 A_1 (cm^2)	角钢自身惯性矩 I_{x1} (cm^4)	角钢自身中和轴 x_1—x_1轴位置 y_1(cm)
2.5/1.6	25	16	3.0	1.162	0.70	1.64
			4.0	1.499	0.88	1.60
3.2/2	32	20	3.0	1.492	1.53	2.12
			4.0	1.939	1.93	2.08
4/2.5	40	25	3.0	1.890	3.08	2.68
			4.0	2.467	3.93	2.63
4.5/2.8	45	28	3.0	2.149	4.45	3.03
			4.0	2.806	5.69	2.99
5/3.2	50	32	3.0	2.431	6.24	3.40
			4.0	3.177	8.02	3.35
5.6/3.6	56	36	3.0	2.743	8.88	3.82
			4.0	3.590	11.45	3.78
			5.0	4.415	13.86	3.73
6.3/4	63	40	4.0	4.058	16.49	4.26
			5.0	4.993	20.02	4.22
			6.0	5.908	23.36	4.18
			7.0	6.802	26.53	4.15
7/4.5	70	45	4.0	4.547	23.17	4.76
			5.0	5.609	27.95	4.72
			6.0	6.647	32.54	4.68
			7.0	7.657	37.22	4.64
(7.5/5)	75	50	5.0	6.125	34.86	5.10
			6.0	7.260	41.12	5.06
			8.0	9.467	52.39	4.98
			10.0	11.590	62.71	4.90
8/5	80	50	5.0	6.375	41.96	5.04
			6.0	7.560	49.49	5.35
			7.0	8.724	56.16	5.31
			8.0	9.867	62.83	5.27

表Ⅰ.2.3

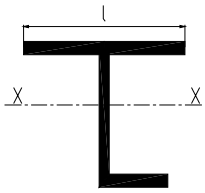


角钢号	连带板的型材要素 带板宽度 $l=600$mm				
	总剖面积 A (cm^2)	对x—x轴的惯性矩 I_x (cm^4)	对x—x轴的最小剖面模数 W_x (cm^3)	对x—x轴的惯性半径 r (cm)	带板厚度 t (mm)
2.5/1.6	31.16/49.16	5.321/7.981	1.986/2.799	0.413/0.403	5/8
	31.50/49.50	6.391/9.254	2.401/3.259	0.450/0.432	5/8
3.2/2	31.49/49.49	10.138/13.279	3.038/3.768	0.567/0.518	5/8
	31.94/49.94	12.443/15.953	3.761/4.533	0.624/0.565	5/8
4/2.5	31.89/49.89	18.969/22.890	4.653/5.344	0.771/0.677	5/8
	32.47/50.47	23.462/28.032	5.820/6.593	0.850/0.745	5/8
4.5/2.8	32.15/50.15	26.649/31.209	5.882/6.566	0.910/0.789	5/8
	32.81/50.81	33.252/38.716	7.434/8.215	1.007/0.873	5/8
5/3.2	32.43/50.43	36.824/42.211	7.400/8.091	1.066/0.915	5/8
	33.18/51.18	45.876/52.483	9.352/10.157	1.176/1.013	5/8
5.6/3.6	32.74/50.74	51.136/57.648	9.282/9.988	1.250/1.066	5/8
	33.59/51.59	64.148/72.371	11.837/12.676	10.382/1.184	5/8
	34.42/52.42	75.449/85.383	14.130/15.106	1.481/1.276	5/8
6.3/4	34.06/64.06	89.820/107.610	14.939/16.559	1.624/1.296	5/10
	34.99/64.99	106.175/127.710	17.959/19.839	1.742/1.402	5/10
	35.91/65.91	120.852/146.160	20.761/22.907	1.835/1.489	5/10
	36.80/66.80	134.502/163.630	23.446/25.864	1.912/1.565	5/10
7/4.5	34.55/64.55	122.904/145.112	18.648/20.354	1.886/1.499	5/10
	35.61/64.61	145.299/172.720	22.467/24.486	2.020/1.623	5/10
	36.65/66.65	165.417/198.107	26.026/28.368	2.125/1.724	5/10
	37.66/67.66	183.710/221.620	29.367/32.034	2.209/1.810	5/10
(7.5/5)	36.13/66.12	181.073/214.148	26.461/28.625	2.239/1.800	5/10
	37.26/67.26	206.563/246.328	30.760/33.288	2.355/1.914	5/10
	39.47/69.47	249.850/302.944	38.465/41.767	2.516/2.088	5/10
	41.59/71.59	285.068/350.960	45.143/49.252	2.618/2.214	5/10
8/5	42.38/78.38	219.004/261.433	29.426/32.228	2.273/1.826	6/12
	43.56/79.56	250.020/300.341	34.158/37.381	2.396/1.943	6/12
	44.72/80.72	278.246/336.582	38.615/42.277	2.494/2.042	6/12
	45.87/81.87	304.179/370.479	42.831/46.941	2.575/2.127	6/12

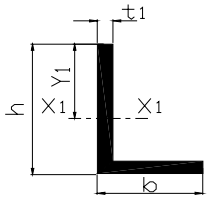


角钢号	单型材要素					
	角边高度 h(mm)	角边宽度 b(mm)	角边厚度 t_1(mm)	角钢剖面积 A_1 (cm^2)	角钢自身惯性矩 I_{x1} (cm^4)	角钢自身中和轴 x_1—x_1轴位置 y_1(cm)
9/5.6	90	56	5.0	7.212	60.45	6.09
			6.0	8.557	71.03	6.05
			7.0	9.880	81.01	6.00
			8.0	11.183	91.03	5.96
10/6.3	100	63	6.0	9.617	99.06	6.76
			7.0	11.111	113.45	6.72
			8.0	12.584	127.37	6.68
			10.0	15.467	153.81	6.60
10/8	100	80	6.0	10.637	107.04	7.05
			7.0	12.301	122.73	7.00
			8.0	13.944	137.92	6.96
			10.0	17.167	166.87	6.88
11/7	110	70	6.0	10.637	133.37	7.47
			7.0	12.301	153.00	7.43
			8.0	13.944	172.04	7.38
			10.0	17.167	208.39	7.30
12.5/8	125	80	7.0	14.096	227.98	8.49
			8.0	15.989	256.77	8.44
			10.0	19.712	312.04	8.36
			12.0	23.351	364.41	8.28
14/9	140	90	8.0	18.038	365.64	9.50
			10.0	22.261	445.50	9.42
			12.0	26.400	521.59	9.34
			14.0	30.456	594.10	9.26
16/10	160	100	10.0	25.315	668.69	10.76
			12.0	30.054	784.91	10.68
			14.0	34.709	896.30	10.60
			16.0	39.281	1003.04	10.52
18/11	180	110	10.0	28.373	956.25	12.11
			12.0	33.712	1124.72	12.02
			14.0	38.967	1286.91	11.94
			16.0	44.139	1443.06	11.86
20/12.5	200	125	12.0	37.912	1570.90	13.46
			14.0	43.867	1800.97	13.38
			16.0	49.739	2023.35	13.30
			18.0	55.526	2238.30	13.32

续上表

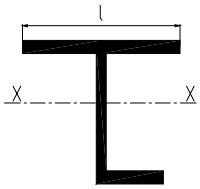


角钢号	连带板的型材要素 带板宽度 $l=600$mm				
	总剖面积 A (cm^2)	对x—x轴的惯性矩 I_x (cm^4)	对x—x轴的最小剖面模数 W_x (cm^3)	对x—x轴的惯性半径 r (cm)	带板厚度 t (mm)
9/5.6	43.21/79.21	306.863/362.483	37.270/40.137	2.665/2.139	6/12
	44.56/80.56	350.886/417.886	43.424/46.987	2.806/2.278	6/12
	45.88/81.88	389.783/468.092	49.070/53.170	2.915/2.391	6/12
	47.18/83.18	426.477/516.217	54.563/59.212	3.006/2.491	6/12
10/6.3	57.62/93.62	512.350/593.002	55.611/59.696	2.982/2.517	8/14
	59.11/95.11	573.399/667.438	63.277/67.876	3.115/2.649	8/14
	60.58/96.58	629.698/737.171	70.520/75.697	3.224/2.763	8/14
	63.47/99.47	729.556/863.599	83.914/90.289	3.390/2.947	8/14
10/8	58.64/94.64	592.883/687.836	65.522/69.981	3.180/2.696	8/14
	60.30/96.30	661.482/772.616	74.404/79.516	3.312/2.832	8/14
	61.94/97.94	725.789/853.332	83.012/88.801	3.423/2.952	8/14
	65.17/101.17	839.578/999.570	98.981/106.182	2.589/3.143	8/14
11/7	58.64/94.64	675.240/777.295	67.111/72.094	3.393/2.866	8/14
	60.30/96.30	755.877/875.922	77.109/82.157	3.540/3.016	8/14
	61.94/97.94	828.616/966.509	85.879/91.615	3.657/3.141	8/14
	65.17/101.17	960.653/1134.362	102.507/109.680	3.839/3.349	8/14
12.5/8	62.10/98.10	1091.688/1261.124	100.321/106.160	4.193/3.586	8/14
	63.99/99.99	1196.594/1392.614	111.924/118.637	4.324/3.732	8/14
	67.71/103.71	1386.896/1636.261	134.002/142.556	4.526/3.972	8/14
	71.35/107.35	1550.519/1851.556	154.138/164.632	4.662/4.153	8/14
14/9	78.04/114.04	1757.503/1997.079	144.193/151.629	4.746/4.185	10/16
	82.26/118.26	2048.311/2353.433	173.358/182.774	4.990/4.461	10/16
	86.40/122.40	2301.726/2671.041	200.266/211.770	5.161/4.671	10/16
	90.46/126.46	2523.46/2954.498	225.030/338.706	5.282/4.834	10/16
16/10	85.31/121.32	2930.945/3366.182	222.735/233.962	5.861/5.826	10/16
	90.05/126.05	3292.756/3821.871	257.874/271.769	6.047/5.506	10/16
	94.71/130.71	3610.544/4229.750	290.422/307.109	6.174/5.689	10/16
	99.28/135.28	3890.948/4595.507	320.509/340.079	6.260/5.828	10/16
18/11	88.37/124.37	4024.392/4626.814	278.477/291.823	6.748/6.099	10/16
	93.71/129.71	4513.088/5245.840	322.454/339.139	6.940/6.359	10/16
	98.97/134.97	4947.846/5806.012	363.761/383.951	7.071/6.559	10/16
	104.14/140.14	5333.116/6309.749	402.158/425.974	7.156/6.710	10/16
20/12.5	97.91/133.91	6103.446/7118.100	404.346/424.636	7.895/7.291	10/16
	100.87/139.87	6687.889/7375.505	456.877/461.603	8.024/7.504	10/16
	109.74/145.74	7207.345/8557.575	505.950/535.255	8.104/7.663	10/16
	115.53/151.53	7671.754/9173.530	551.700/585.703	8.149/7.781	10/16

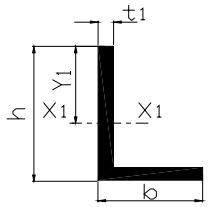


角钢号	单型材要素					
	角边高度 h(mm)	角边宽度 b(mm)	角边厚度 t_1(mm)	角钢剖面积 A_1 (cm^2)	角钢自身惯性矩 I_{x1} (cm^4)	角钢自身中和轴 x_1—x_1轴位置 y_1(cm)
2.5/1.6	25	16	3.0	1.162	0.70	1.64
			4.0	1.499	0.88	1.60
3.2/2	32	20	3.0	1.492	1.53	2.12
			4.0	1.939	1.93	2.08
4/2.5	40	25	3.0	1.890	3.08	2.68
			4.0	2.467	3.93	2.63
4.5/2.8	45	28	3.0	2.149	4.45	3.03
			4.0	2.806	5.69	2.99
5/3.2	50	32	3.0	2.431	6.24	3.40
			4.0	3.177	8.02	3.35
5.6/3.6	56	36	3.0	2.743	8.88	3.82
			4.0	3.590	11.45	3.78
			5.0	4.415	13.86	3.73
6.3/4	63	40	4.0	4.058	16.49	4.26
			5.0	4.993	20.02	4.22
			6.0	5.908	23.36	4.18
			7.0	6.802	26.53	4.15
7/4.5	70	45	4.0	4.547	23.17	4.76
			5.0	5.609	27.95	4.72
			6.0	6.647	32.54	4.68
			7.0	7.657	37.22	4.64
(7.5/5)	75	50	5.0	6.125	34.86	5.10
			6.0	7.260	41.12	5.06
			8.0	9.467	52.39	4.98
			10.0	11.590	62.71	4.90
8/5	80	50	5.0	6.375	41.96	5.04
			6.0	7.560	49.49	5.35
			7.0	8.724	56.16	5.31
			8.0	9.867	62.83	5.27

表Ⅰ.2.4

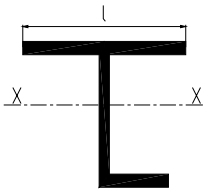


角钢号	连带板的型材要素 带板宽度 $l=650$mm				
	总剖面积 A (cm^2)	对x—x轴的惯性矩 I_x (cm^4)	对x—x轴的最小剖面模数 W_x (cm^3)	对x—x轴的惯性半径 r (cm)	带板厚度 t (mm)
2.5/1.6	40.16/66.16	6.117/11.345	2.229/3.830	0.390/0.414	6/10
	40.50/66.50	7.261/12.758	2.660/4.321	0.423/0.438	6/10
3.2/2	40.49/66.49	11.116/16.959	3.259/4.657	0.524/0.505	6/10
	40.94/66.94	13.563/19.880	4.004/5.484	0.576/0.545	6/10
4/2.5	40.89/66.89	20.258/27.069	4.867/6.138	0.704/0.636	6/10
	41.47/67.47	25.019/32.632	6.064/7.441	0.777/0.695	6/10
4.5/2.8	41.15/67.15	28.206/35.788	6.097/7.323	0.828/0.730	6/10
	41.81/67.81	35.194/43.870	7.686/9.035	0.918/0.804	6/10
5/3.2	41.43/67.43	38.738/47.299	7.621/8.825	0.967/0.838	6/10
	42.18/68.18	48.327/58.333	9.617/10.964	1.070/0.925	6/10
5.6/3.6	41.74/67.74	53.551/63.415	9.513/10.703	1.133/0.968	6/10
	42.59/68.59	67.343/79.188	12.121/13.476	1.257/1.074	6/10
	34.41/69.42	79.442/93.249	14.470/15.992	1.353/1.159	6/10
6.3/4	43.06/82.06	94.088/116.958	15.249/17.562	1.478/1.194	6/12
	43.99/82.99	111.621/138.401	18.333/20.938	1.593/1.291	6/12
	44.91/83.91	127.506/158.204	21.214/24.104	1.685/1.373	6/12
	45.80/84.80	142.393/177.050	23.975/27.159	1.763/1.445	6/12
7/4.5	43.55/82.55	128.604/155.968	18.991/21.352	1.718/1.375	6/12
	44.61/83.61	152.696/185.408	22.897/25.598	1.850/1.489	6/12
	45.65/84.65	174.553/212.656	26.549/29.596	1.956/1.585	6/12
	46.66/85.66	194.583/238.029	29.985/33.377	2.042/1.667	6/12
(7.5/5)	45.12/84.13	190.392/228.732	26.941/29.764	2.054/1.649	6/12
	46.26/85.26	218.133/263.254	31.346/34.557	2.171/1.757	6/12
	48.47/87.47	265.933/324.614	39.289/43.305	2.342/1.926	6/12
	50.59/89.59	305.476/377.312	46.223/51.068	2.457/2.052	6/12
8/5	58.37/97.38	235.768/278.507	30.357/33.552	2.010/1.691	8/14
	59.56/98.56	270.489/319.843	35.265/38.835	2.131/1.801	8/14
	60.72/99.72	302.507/358.569	39.910/43.866	2.232/1.896	8/14
	61.87/100.87	332.255/394.961	44.322/48.664	2.317/1.979	8/14



角钢号	单型材要素					
	角边高度 h(mm)	角边宽度 b(mm)	角边厚度 t_1(mm)	角钢剖面积 A_1 (cm^2)	角钢自身惯性矩 I_{x1} (cm^4)	角钢自身中和轴 x_1—x_1轴位置 y_1(cm)
9/5.6	90	56	5.0	7.212	60.45	6.09
			6.0	8.557	71.03	6.05
			7.0	9.880	81.01	6.00
			8.0	11.183	91.03	5.96
10/6.3	100	63	6.0	9.617	99.06	6.76
			7.0	11.111	113.45	6.72
			8.0	12.584	127.37	6.68
			10.0	15.467	153.81	6.60
10/8	100	80	6.0	10.637	107.04	7.05
			7.0	12.301	122.73	7.00
			8.0	13.944	137.92	6.96
			10.0	17.167	166.87	6.88
11/7	110	70	6.0	10.637	133.37	7.47
			7.0	12.301	153.00	7.43
			8.0	13.944	172.04	7.38
			10.0	17.167	208.39	7.30
12.5/8	125	80	7.0	14.096	227.96	8.49
			8.0	15.989	256.77	8.44
			10.0	19.712	312.04	8.36
			12.0	23.351	364.41	8.28
14/9	140	90	8.0	18.038	365.64	9.50
			10.0	22.261	445.50	9.42
			12.0	26.400	521.59	9.34
			14.0	30.456	594.10	9.26
16/10	160	100	10.0	25.315	668.69	10.76
			12.0	30.054	784.91	10.68
			14.0	34.709	896.30	10.60
			16.0	39.281	1003.04	10.52
18/11	180	110	10.0	28.373	956.25	12.11
			12.0	33.712	1124.72	12.02
			14.0	38.967	1286.91	11.94
			16.0	44.139	1443.06	11.86
20/12.5	200	125	12.0	37.912	1570.90	13.46
			14.0	43.867	1800.97	13.38
			16.0	49.739	2023.35	13.30
			18.0	55.526	2238.30	13.22

续上表



角钢号	连带板的型材要素 带板宽度 $l=650$mm				
	总剖面积 A (cm^2)	对x—x轴的惯性矩 I_x (cm^4)	对x—x轴的最小剖面模数 W_x (cm^3)	对x—x轴的惯性半径 r (cm)	带板厚度 t (mm)
9/5.6	59.21/98.21	329.994/383.399	38.329/41.668	2.361/1.976	8/14
	60.56/99.56	379.492/442.261	44.706/48.494	2.053/2.108	8/14
	61.88/100.88	423.855/495.950	50.590/54.839	2.617/2.217	8/14
	63.18/102.18	466.088/547.636	56.330/61.040	2.716/2.315	8/14
10/6.3	61.62/100.62	517.905/597.970	55.794/59.875	2.899/2.438	8/14
	63.11/102.11	580.323/673.481	63.448/68.079	3.032/2.568	8/14
	64.58/103.58	638.026/744.349	70.731/75.927	3.143/2.681	8/14
	67.47/106.47	740.720/873.169	84.218/90.582	3.313/2.864	8/14
10/8	62.64/101.64	599.935/893.925	65.675/70.172	3.095/2.613	8/14
	64.30/103.30	670.244/780.072	74.601/79.737	3.229/2.748	8/14
	65.94/104.94	736.316/862.245	83.259/89.055	3.342/2.866	8/14
	69.17/108.17	853.652/1011.545	99.341/106.512	3.513/3.058	8/14
11/7	62.64/101.64	683.085/783.934	67.877/72.286	3.302/2.777	8/14
	64.30/103.30	765.661/884.103	77.323/82.381	3.451/2.925	8/14
	65.94/104.94	840.354/976.297	86.147/91.875	3.570/3.050	8/14
	69.17/108.17	976.373/1147.570	102.896/110.022	3.757/3.257	8/14
12.5/8	79.10/118.10	1169.608/1321.502	102.617/108.399	3.845/3.345	10/16
	80.99/119.99	1287.800/1462.154	114.623/121.152	3.988/3.491	10/16
	84.71/123.71	1504.773/1724.638	137.569/145.656	4.215/3.734	10/16
	88.35/127.35	1694.157/1958.798	158.637/168.353	4.379/3.922	10/16
14/9	83.04/122.04	1783.025/2018.628	144.635/152.033	4.634/4.067	10/16
	87.26/126.26	2082.695/2382.871	174.003/183.324	4.885/4.344	10/16
	91.40/130.40	2344.870/2708.665	201.142/212.492	5.065/4.558	10/16
	95.46/134.46	2575.042/3000.373	226.159/239.622	5.194/4.724	10/16
16/10	90.32/129.32	2984.086/3411.560	223.630/234.681	5.748/5.136	10/16
	95.05/134.05	3359.118/3879.934	259.089/272.730	5.945/5.380	10/16
	99.71/138.71	3689.552/4300.540	291.986/308.340	6.083/5.568	10/16
	104.28/143.28	3981.860/4678.819	322.446/341.605	6.176/5.714	10/16
18/11	93.37/132.37	4102.374/4693.718	279.677/292.756	6.628/5.955	10/16
	98.71/137.71	4609.795/5331.200	324.081/340.398	6.834/6.222	10/16
	103.97/142.97	5062.450/5909.897	365.851/385.572	6.978/6.429	10/16
	109.14/148.14	5464.468/6431.785	404.738/427.991	7.076/6.589	10/16
20/12.5	102.91/141.91	6242.855/7242.846	406.509/426.290	7.789/7.144	10/16
	108.87/147.87	6852.232/8026.881	459.660/483.743	7.934/7.368	10/16
	114.74/153.74	7394.851/8734.897	509.368/537.921	8.028/7.538	10/16
	120.53/159.53	7880.576/9375.804	555.783/588.930	8.086/7.066	10/16

附录II　集装箱系固及系固设备

第1节　一般规定

II.1.1　适用范围与定义

II.1.1.1　国际标准化组织(ISO)标准系列 1 的货物集装箱的系固设备适用于内河集装箱船。

II.1.1.2　集装箱的顶角件、底角件的强度应满足《集装箱检验规范》的有关规定。

II.1.1.3　集装箱堆装定义如下：

行：集装箱长度方向沿船长方向放置，沿船长方向的箱的堆装数量单位。

列：集装箱长度方向沿船长方向放置，沿船宽方向左（右）至右（左）的箱的堆装数量单位。

层：集装箱自下而上的箱的堆装数量单位。

II.1.1.4　集装箱船货舱区域集装箱的堆装层数一般不超过 5 层。甲板和/或舱口盖上集装箱的堆装层数一般不超过 3 层。

第2节　系固设备的种类、型式与材料试验

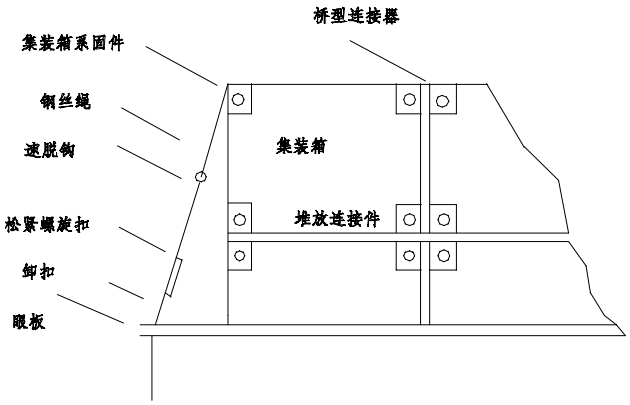
II.2.1　一般要求

II.2.1.1　本节未规定的系固设备在使用时应进行强度试验及满足有关规定。

II.2.2　系固设备的种类及型式

II.2.2.1　船上集装箱系固设备装置是角锁紧装置，绑扎装置，箱格导轨或其他经本社认可的等效装置。

II.2.2.2　系固设备的形式，包括钢丝绳、系杆、堆放连接件、桥式连接件、甲板集装箱系固件或环钩、定位锥、花兰螺丝、卸扣、眼板以及速脱钩等配件索具，如图 II.2.2.2、表 II.2.2.2(1)～(2)所示。



图II.2.2.2

设计破断负荷和试验负荷　　表II.2.2.2(1)

项目	最小设计断负荷（kN）	最小试验负荷（kN）
绑扎装置：		
钢丝绳	3＊ SWL	
杆（低碳钢）	3＊ SWL	1.5＊ SWL
杆（高强度钢）	2＊ SWL	1.5＊ SWL
链（低碳钢）	3＊ SWL	
链（高强度钢）	2.5＊ SWL	
配件及系固装置	2＊ SWL	1.5＊ SWL

注：① 在本规定中，高强度钢的屈服应力应不小于315N/mm²。
② 若不用钢材而采用其他材料，则其破断负荷和试验负荷将另行考虑。
③ SWL为安全工作负荷，kN。
集装箱的紧固件应符合表II.2.2.2(2)的规定。

II.2.3　材料与试验

II.2.3.1　系固设备及其配件应按表 II.2.2.2(1)中要求进行原型试验，以确认其破断负荷，原型试验应在每种部件中至少抽两件进行。

II.2.3.2　若 2 个试件中有 1 个在设计破断负荷之前发生破坏，则应增加 1 个试件。

如符合下列3个条件，原型试验仍视为合格：

(1)　试件的实际破断负荷不小于设计破断负荷的95%；

(2)　所增加的1个试件经试验合格；

(3)　3个试件的实际破断负荷的平均值不小于设计破断负荷。

II.2.3.3　当制造厂按照原型试验合格的系固设备及其配件的图纸资料进行成批生产时，其产品尚应按下列两者之一的要求进行产品试验。

(1)　批量试验

对于绑扎用的杆、配件及系固装置，每50件（不足50件的仍按50件计）中抽取1个试件进行验证负荷试验。验证负荷为其安全工作负荷的1.5倍。

用于绑扎装置中的链或钢丝绳，每50件（不足50件的仍按50件计）中抽取1个试件进行验证破断试验。

(2)　逐件试验

每个配件、系固装置及绑扎用的杆均应按其相应的许用负荷逐件进行试验，但对绑扎装置用的链或钢丝绳，在每批产品出厂前，应从中抽取1个试件进行破断试验。

II.2.3.4　当批量产品试验按 II.2.3.3(1)规定进行时， 如在下述试验负荷范围内产生永久变形，则该试件被认为不合格。

(1)　1.5×SWL，当SWL<25×9.81kN时；

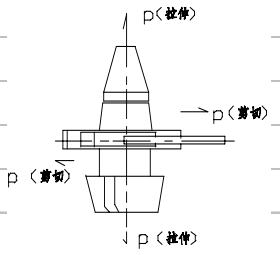
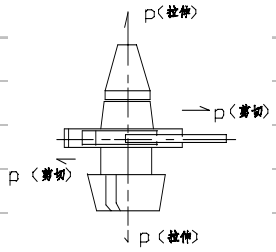
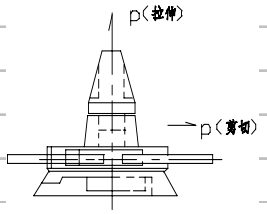
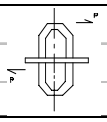
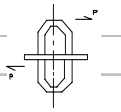
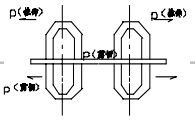
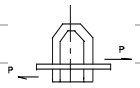
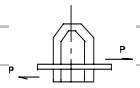
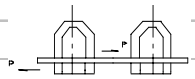
(2)　SWL＋12.5×9.81，当SWL≥25×9.81kN时。

II.2.3.5　当 1 个试件过早地出现破坏或严重的塑性变形时，则须另抽取 2 个试件进行复试，复试结果均合格者，则该批产品可以验收。

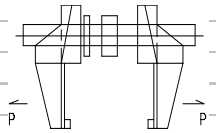
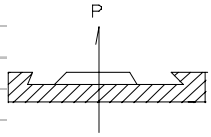
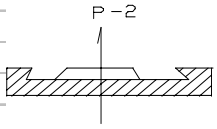
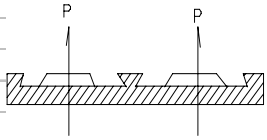
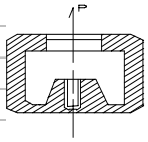
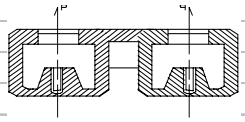
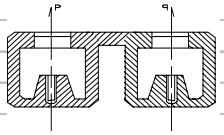
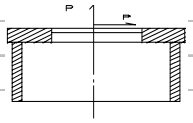
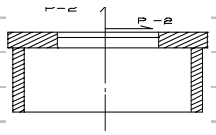
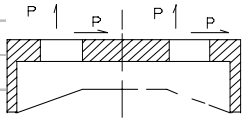
II.2.3.6　当按 II.2.3.3(2)规定进行产品试验时；若产生永久变形，则不予验收。

II.2.3.7　集装箱系固设备与船体相连接的固定件所用钢材应符合本规范材料篇的有关规定，其他系固设备和配件的钢材应经本社同意。

表11.2.2.2(2)

序号	型式			载况	安全工作负荷 SWL(KN)	试验负荷 P (KN)	最小破断负荷 BL(KN)
1	转锁	双头整体式		拉伸	147	221	353
				剪切	73.5	110.25	147
		双头拼接两半式		拉伸	147	221	353
				剪切	147	221	294
		单头燕尾式		拉伸	147	221	294
				剪切	147	221	294
2	堆	双单头式		剪切	147	221	294
		双头纵向双式		剪切	147	221	294
		双横双头向式		拉伸	49	73.5	98.1
				剪切	147	221	294
	锥	单单头式		剪切	147	221	294
		单头纵向双式		剪切	147	221	294
		单头横向双式		剪切	147	221	294

续上表

序号	型式			载况	安全工作负荷 SWL (KN)	试验负荷 P (KN)	最小破断负荷 BL (KN)
3	桥形连接器			拉伸	14.7	22.1	29.4
	底座	燕尾槽单式		拉伸	147	221	294
		燕尾槽双纵向式		拉伸	147	221	294
		燕尾槽双横向式		拉伸	147	221	294
		插孔单式		拉伸	147	221	294
4		插孔纵向双式		拉伸	147	221	353
		插孔横向双式		拉伸	147	221	353
	座	插孔单式		拉伸	147	221	353
		插孔纵向双式		拉伸	147	221	353
		插孔横向双式		拉伸	147	221	353

第3节　集装箱的堆放与系固

II.3.1　一般要求

II.3.1.1　集装箱应采用Ⅱ.2.2.2 的一种或几种装置组合按Ⅱ.3.2 或Ⅱ.3.3 的要求进行系固。集装箱采用纵向排列以外的方式堆装时，须经本社同意。

II.3.1.2　对集装箱的系固方式应按本章第 4 节的规定受力计算后予以确定，并应能保证集装箱和系固设备的强度。

II.3.1.3　如采用本规范规定以外的其他系固方式须经本社同意。

II.3.1.4　集装箱绑扎受力点处的船体结构应予局部加强。

II.3.2　集装箱在露天甲板或舱口盖上的堆装与系固

II.3.2.1　将集装箱堆装在露天甲板上应符合下述要求：

(1)　集装箱堆装时应给工作人员留出供安装和检查系固设备所需的足够空间或通道；

(2)　集装箱不应伸至舷外；

(3)　顶层集装箱应使用桥形连接件进行固定。

II.3.2.2　集装箱的系固：

(1)　所有集装箱均用角锁紧装置进行系固；

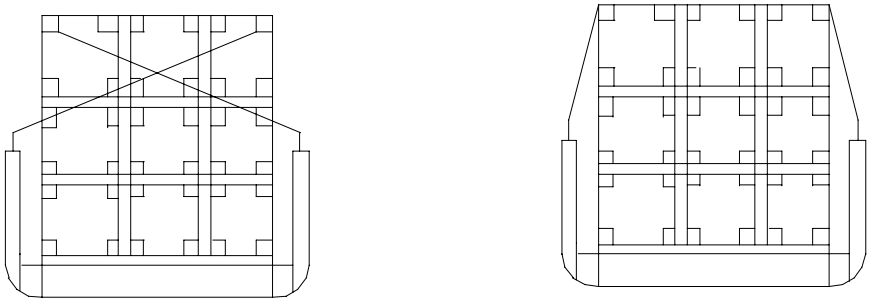
(2)　除本条（1）的方式外，也可在集装箱的两端用绑扎装置以对角的方式对集装箱进行系固（见图Ⅱ.4.4.1），并在第1层和第2层集装箱底角处用定位锥定位，第3层集装箱底角处用角锁紧装置系固；

(3)　采取本条（2）的系固方式时，若经计算表明集装箱底角处出现分离，则应在该层集装箱设置角锁紧装置。

II.3.2.3　装载两列两层以上的集装箱时，应用堆装连接件和桥形连接件进行连接。

II.3.2.4　经计算，集装箱可能出现滑移时，应采取定位锥等措施进行固定。

II.3.2.5　在每一行集装箱两端，可采用图Ⅱ.3.2.5 的形式系固。



图II.3.2.5

II.3.2.6　眼板处的船体结构应局部加强。

II.3.2.7　采用 II.3.2.5 以外的系固方式应经本社同意。

II.3.3　集装箱在舱内的堆装系固

II.3.3.1　集装箱在舱内的堆集与系固应符合下列要求：

(1)　对集装箱可仅用角锁紧装置或用定位锥及绑扎装置的组合，并参照本节Ⅱ.3.2的规定进行系固；

(2)　若经计算表明在集装箱底角处出现分离力，则应在该层设角锁紧装置。对其他位置可考虑使用定位锥；

(3) 顶层集装箱应使用桥形连接件进行固定。

第4节 集装箱受力和系固设备的计算

II.4.1 一般要求

II.4.1.1 集装箱的受力应根据船舶的装载情况、航区和船舶的运动来确定。这些力包括集装箱的重力，所受的风力、系固力以及因船舶横摇、纵摇和垂荡运动所产生的惯性力等。

II.4.1.2 船舶的横摇中心轴取满载水线面的中心线，或 1/2 型深处水线面中心线之高者。纵摇中心轴取满载水线面与过漂心横剖面的交线。

II.4.1.3 集装箱单箱的重心及惯性力的作用点，空箱取其形状中心，非空箱取 1/3 高度处水平剖面之中心。

II.4.2 船舶运动参数

II.4.2.1 集装箱横摇、纵摇、垂荡的运动参数可按表 II.4.3.1 选取。

II.4.3 集装箱的受力

II.4.3.1 集装箱单箱的受力如图 II.4.3.1 所示。其由重力及船舶的横摇、纵摇、垂荡引起的横向和垂向分力 N_y 、 N_z 值分别按下式计算：

$$N_y = 9.81G\left\{\left(1+\frac{4\varphi_m X_c}{T_\varphi^2}+\frac{4Z_m}{T_z^2}\right)\sin\phi_m+\frac{4\phi_m Z_c}{T_\phi^2}\right\} \quad \text{kN}$$

$$N_z = 9.81G\left\{\left(1+\frac{4\varphi_m X_c}{T_\varphi^2}+\frac{4Z_m}{T_z^2}\right)\cos\phi_m+\frac{4\phi_m Y_c}{T_\phi^2}\right\} \quad \text{kN}$$

式中 ： G ——集装箱单箱总重量， t ；

ϕ_m ——横摇角，弧度，按表II.4.3.1计算；

φ_m ——纵摇角，弧度，按表II.4.3.1计算；

Z_m ——垂荡幅值，m，按表II.4.3.1计算；

T_φ ——横摇周期，s，按表II.4.3.1计算；

T_φ ——纵摇周期，s，按表II.4.3.1计算；

T_z ——垂荡周期，s，按表II.4.3.1计算；

X_c ——集装箱单箱受力作用点沿X轴（船长）方向距纵摇中心轴的距离，m；

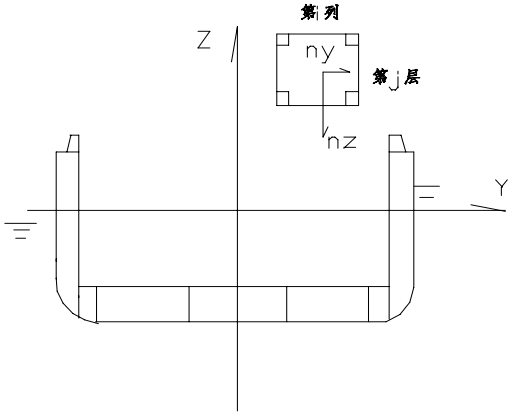
Y_c ——集装箱单箱受力作用点沿Y轴方向距横摇中心轴的距离，m；

Z_c ——集装箱单箱受力作用点沿Z轴方向距横摇中心轴的距离，m。

表II.4.3.1

运动形式	航 区	最 大 幅 值	周 期
横 摇		《内河船舶法定检验技术规则》第6篇的值，但不大于0.1745弧度（10度）	《内河船舶法定检验技术规则》第6篇的值
纵 摇	A B	$\varphi_m = \dfrac{0.32}{\sqrt{L}}$ $\varphi_m = \dfrac{0.27}{\sqrt{L}}$	$T_\varphi = 0.72\sqrt{L}$
垂荡	A B	$Z_m = \dfrac{L}{150}$ $Z_m = \dfrac{L}{250}$	$T_Z = 0.4\sqrt{L}$

表中：L——船长，m；
B——船宽，m；
d——吃水。



图II.4.3.1

II.4.3.2　任一行舷边第 j 层集装箱所受风力 F_j 按下列公式取正浮状态计算：

$$F_j = pA \cdot 10^{-3} \qquad \text{kN}$$

式中：p——单位计算风压，Pa，按《内河船舶法定检验技术规则》的规定确定；
A——集装箱的受风面积，m^2，取舷边舱口围板以上任一行第 j 层集装箱在船体纵中剖面上的投影面积。

II.4.3.3　各层集装箱端封的上的受力

(1)　任一行第 i 层集装箱每道端封上横向扭变力 R_i 下式计算：

对顶层集装箱：$R_i = \dfrac{1}{4} N_{yi}$　　kN

对其它集装箱：$R_i = \frac{1}{4}N_{yi} + \frac{1}{2}\sum_{s=i+1}^{l} N_{ys}$ kN

式中：N_{yi}、N_{ys}——按Ⅱ.4.3.1计算；

i——计算集装箱的层数号；

s——计算集装箱上一层箱的层数号；

l——计算集装箱及其以上的集装箱堆装层数。

(2) 任一行第i层集装箱每一箱底角处最小箱角压力P_{Ai}按下式计算：

$$P_{Ai} = \frac{1}{4b}(b\sum_{i}^{l} N_{zi} - 2\sum_{i}^{l} N_{yi}h_i - 2\sum_{j}^{l} F_j H_j) \quad \text{kN}$$

式中：b——集装箱宽度，m；

N_{zi}、N_{yi}——按Ⅱ4.3.1计算；

h_i——计算集装箱及其以上的集装箱惯性力作用中心距计算集装箱底角的垂直距离，m。每一集装箱惯性力作用点位置按Ⅱ.4.1.3的规定确定；

F_j——计算集装箱及其以上的集装箱所受的风力，按Ⅱ.4.3.2计算；

H_j——集装箱风力作用中心距计算集装箱底角的垂直距离，m。

i——计算集装箱的层数号；

j——受风力作用的最下一层集装箱的层数号；

l——计算集装箱及其以上的集装箱堆装层数。

当$P_{Ai} < 0$时，该层集装箱即出现分离力。

(3) 任一行第i层集装箱底角处最大箱角压力P_{Bi}按下式计算：

$$P_{Bi} = \frac{1}{4b}(b\sum_{i}^{l} N_{zi} + 2\sum_{i}^{l} N_{yi}h_i + 2\sum_{j}^{l} F_j H_j) \quad \text{kN}$$

式中：b、h_i、F_j、H_j、i、j、l——同Ⅱ.4.3.3(2)；

N_{zi}、N_{yi}——按Ⅱ4.3.1计算。

(4) 任一行第 i 层集装箱底角处剪应力S_i按下式计算：

$$S_i = 0.275\sum_{i}^{l} N_{yi} + \sum_{j}^{l} F_j \quad \text{kN}$$

式中：N_{yi}——按Ⅱ4.3.1计算；

i——计算集装箱的层数号；

j——受风力作用的最下一层集装箱的层数号；

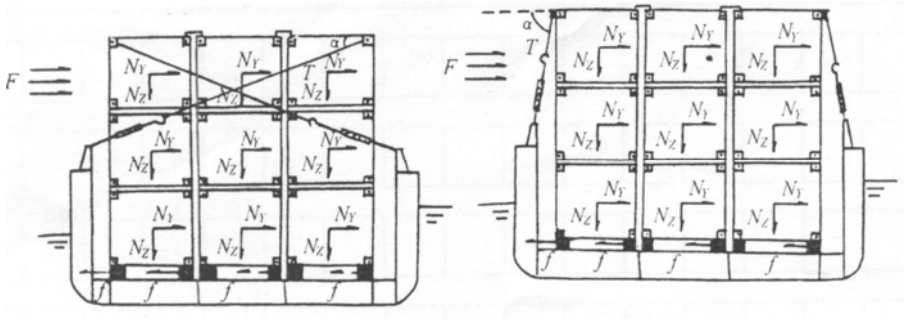
l——计算集装箱及其以上的集装箱堆装层数；

F_j——按Ⅱ.4.3.2计算。

Ⅱ.4.4 集装箱绑扎装置受力计算

Ⅱ.4.4.1 任一行n列l层集装箱系固设备所受拉力T应根据下列公式计算（堆装三层集

装箱示例见图Ⅱ.4.4.1）。



图Ⅱ.4.4.1

$$T=\frac{\sum_{k=1}^{n}\sum_{i=1}^{l}N_{yik}h_{ik}+\sum_{j}^{l}F_jH_j\cos\phi_m}{2H'\cos\alpha}\qquad \text{kN}$$

式中：N_{yik}——按Ⅱ4.3.1计算；

ϕ_m——同Ⅱ.4.3.1；

F_j——按Ⅱ.4.3.2计算；

H_j——第 j 层集装箱风力作用中心至最底层集装箱底角的垂直距离，m；

h_{ik}——第 k 列第 i 层集装箱惯性力作用中心至最底层集装箱底角的垂直距离，m；

α——集装箱绑扎装置与水平面的夹角，如图Ⅱ.4.4.1此示；

i——集装箱层数号；

l——集装箱堆装层数；

k——集装箱的列数号；

n——集装箱堆装列数；

H'——集装上的绑扎点至最下层集装箱底角的垂直距离，m。

Ⅱ.4.4.2　绑扎装置产生的绑扎力应不超过规定的集装箱角件上的许用负荷。

Ⅱ.4.5　集装箱许用负荷

Ⅱ.4.5.1　对集装箱无论采用何种系固方式，作用在集装箱上的力均应不超过集装箱的许用负荷。

Ⅱ.4.5.2　如图Ⅱ.4.5.2 所示，符合国际标准组织（ISO）标准系列 1 的集装箱许用负荷如下：

(1)　作用于角件上的绑扎力：

端壁或侧壁上的水平分力应不超过150kN；

端壁或侧壁上的垂直分力应不超过300kN；

角件上水平分力和垂直分力的合力应不超过300kN。

(2)　端壁或侧壁上的扭变力；

端壁上的横向扭变力应不超过150kN；

侧壁上的纵向扭变力应不超过75kN；

(3) 作用于角件上的垂向拉力和压力；

顶角件上的垂向拉力应不超过150kN；

底角件上的垂向拉力应不超过150kN；

集装箱上角柱上的压力应不超过864kN。

集装箱下角柱上的压力应不超过864+105kN。

(4) 作用于角件上的横向、纵向水平压力和拉力；

20’集装箱顶角件上的水平压力（拉力）应不超过100kN；

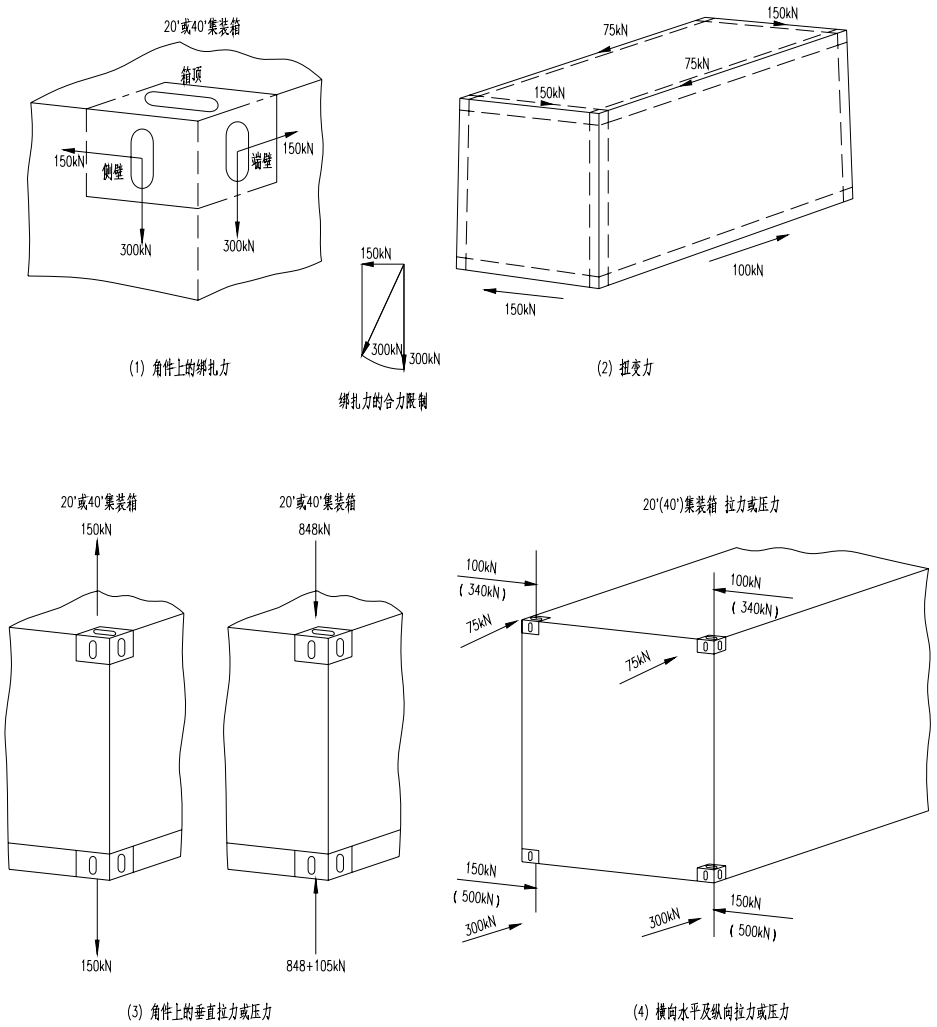
40’集装箱顶角件上的水平压力（拉力）应不超过340kN；

20’集装箱底角件上的水平压力（拉力）应不超过150kN；

40’集装箱底角件上的水平压力（拉力）应不超过500Kn；

集装箱上顶角件的纵向水平压力（拉力）应不超过75kN；

集装箱下顶角件的纵向水平压力（拉力）应不超过300kN。



图Ⅱ.4.5.2　20′或40′集装箱的许用负荷

附录III　车辆系固及系固装置

第1节　一般规定

III.1.1　适用范围

III.1.1.1　本附录适用于Ⅰ型客滚船、Ⅱ客滚船、汽车轮渡及装运商品汽车滚装船的车辆系固。

III.1.2　一般要求

III.1.2.1　车辆前轮或后轮应用木楔塞紧（或其它有效方式），以防止车辆前后移位。

III.1.2.2　车辆本身在船舶航行中应使用停车制动器可靠刹住。

III.1.2.3　为保证对车辆进行系固，车辆之间应留有足够的间距。

（1）对于Ⅰ型客滚船、Ⅱ客滚船相邻两列车辆间的横向间距应不小于 500mm，前后两排车辆的纵向间距应不小于 300mm。

（2）对于装运商品汽车的滚装船相邻两列车辆间的横向间距应不小于120mm，前后两排车辆的纵向间距应不小于200mm。

（3）滚装船的车辆处所应留有安全通道。安全通道的布置应符合《内河船舶法定检验技术规则》的规定。

第2节　系固装置

III.2.1　系固装置及其使用

III.2.1.1　本节系固装置系指纤维绳、钢丝绳和钢链等索具、环和甲板孔等导索工具以及卸扣、螺栓和螺丝等锁紧装置。系固装置应具有认可的证书，其中船用眼环应符合 GB／T3854 的要求。

III.2.1.2　Ⅰ型客滚船、Ⅱ客滚船和商品汽车滚装船除采取III.1.2.1、III.1.2.2 的措施外，尚应采用系固装置对车辆进行可靠系固。

III.2.1.3　汽车渡船和车客渡船在恶劣气候条件下，若采取III.1.2.1、III.1.2.2 的措施不能确保车辆可靠固定时，尚应采用系固装置或限制风力以确保安全。

III.2.1.4　仅航行 C 级航区的滚装船，车辆可不采用系固装置系固。

III.2.2　系固点

III.2.2.1　车辆甲板上的系固点应满足下列要求：

⑴　系固点纵向距离一般不超过2.5m，系固点横向距离应不小于2.8m，但应不大于3.0m；

⑵　每个系固点的最大系固载荷（MSL）应不小于最大设计负荷，如M根绑绳穿过同一个系固点时，则MSL应不小于最大设计负荷的M倍。

III.2.2.2　车辆上的系固点应满足下列要求：

⑴　车辆上系固点的设计应能使车辆系固于船上，其穿孔应仅能穿过一根绑绳。系固点与穿孔应允许绑绳能通过不同方向被系固于车辆甲板上；

⑵　系固点最少数量和最小强度应符合表III.2.2.2（2）的规定；

表III. 2. 2. 2（2）

单车总质量GVM (t)	车辆每侧系固点最少数量	所装系固点最小强度(kN)
3.5≤GVM≤20	2	GVM×10×1.2 / n
20<GVM≤30	3	
30<GVM≤40	4	

注：n为车辆每侧系固点的总数量。

(3) 车辆上每个系固点应涂上清楚易见的颜色；

(4) 车辆上系固点的布置应能保证用绑绳有效地限制车辆的运动；

(5) 系固点应能将作用力从绑绳转移到道路车辆底盘并且绝不应该安装在保险缸或车轴上，除非系固点是专门建造而且作用力可直接转移至底盘；

(6) 系固点应位于容易和安全绑扎绑绳的地方；

(7) 每个系固点的穿孔内沿自由通道应不小于80mm；

(8) 对上述III.2.2.2（2）表中的规定不适合的车辆可以考虑等效或更优越的系固安排。

III.2.3 绑绳

III.2.3.1 绑绳的捆扎位置应有 1 个安全通道和足够的操作空间，如绑绳松动应可能重新绑扎、绷紧。如可行与需要，应在航程中定期检查绑绳，并且在需要时加以绷紧；

III.2.3.2 应该用钩子或其他装、置将绑绳捆扎在系固点，其设计应使钩子等保证在航程中一旦绑绳松动仍不会脱离系固点穿孔；

III.2.3.3 车辆上任何 1 个系固点穿孔应该仅适用 1 根绑绳捆扎；

III.2.3.4 绑绳应该仅捆扎在用于该目的的系固点上；

III.2.3.5 车辆系固点上绑绳的捆扎应使绑绳同水平面和垂直平面角度最好为 30°～60°；

III.2.3.6 根据船舶的特点与预期计划航次的天气状况，船长应决定每个航次所用系固点与绑绳的数量。

III.2.4 系固装置强度

III.2.4.1 汽车所受的横向合力 N_y 按下式计算：

$$N_y = 9.81G\left[\left(1+\frac{4\psi_m X_c}{T_\psi^2}+\frac{4Z_m}{T_z^2}\right)\sin\Phi_m+\frac{4\Phi_m Z_c}{T_\Phi^2}\right] \quad \text{kN}$$

式中：G——单车总重量，t；

Φ_m——极限静倾角，弧度，按《内河船舶法定检验技术规则》第6篇的有关规定，但不大于0.1745（10°）；

ψ_m——纵摇角，弧度；

Z_m——垂荡幅值，m；

T_Φ——横摇周期，s，按《内河船舶法定检验技术规则》第6篇的值；

T_ψ——纵摇周期，s；

T_z——垂荡周期，s；

X_c——汽车受力作用点沿X轴（船长）方向距纵摇中心的距离，m；

Z_c——汽车受力作用点沿Z轴方向距横摇中心的距离，m。

其中：ψ_m、T_ψ、T_z、Z_m 按表III. 2.4.1取值。

表III. 2. 4. 1

运动形式	航区	最大幅值	周　期
纵摇	A	$\psi_m = \dfrac{0.32}{\sqrt{L}}$	$T_\psi = 0.72\sqrt{L}$
	B	$\psi_m = \dfrac{0.27}{\sqrt{L}}$	
垂荡	A	$Z_m = \dfrac{L}{150}$	$T_z = 0.4\sqrt{L}$
	B	$Z_m = \dfrac{L}{250}$	

表中：L——船长，m。

III.2.4.2　汽车所受垂向合力 N_Z 按下式计算：

$$N_z = 9.81G\left[\left(1+\frac{4\psi_m X_c}{T_\psi^2}+\frac{4Z_m}{T_z^2}\right)\cos\Phi_m+\frac{4\Phi_m Y_c}{T_\Phi^2}\right] \quad \text{kN}$$

式中：G、Φ_m、ψ_m、T_Φ、T_ψ、T_z、X_c——同III. 2.4.1式；

Y_c——汽车受力作用点沿Y轴方向距横摇中心的距离，m。

III.2.4.3　汽车所受风力 F 按下列公式取正浮状态计算：

$$F = pA\cdot 10^{-3}$$

式中：p——单位计算风压，Pa，按《内河船舶法定检验技术规则》有关计算风压的规定；

A——受风面积，m^2，汽车在船舶中纵剖面上的侧投影面积。

III.2.4.4　纤维绳、钢丝绳和链等系固装置所受拉力 T_i，应按下式计算：

$$T_i = \frac{[(N_y - fN_z)+F(\cos\Phi_m + f\sin\Phi_m)]}{n(\sin\alpha\sin\beta + f\cos\alpha)} \quad \text{kN}$$

式中：α——为系固装置与垂直方向的夹角；

β——为系固装置在甲板平面的投影与船长方向的夹角，计算时取值不大于30^o；

f——磨擦系数，取0.1；

Φ_m、N_y——同III. 2.4.1式计算；

N_z——按III.2.4.2式计算；

n——汽车单侧系固装置数量；

F——按III.2.4.3式计算。

III.2.4.5　计算系固装置的强度时应在其最大系固负荷（MSL）基础上考虑 1.5 倍的安全系数予以确定，最大系固负荷由系固装置的破断强度按表III.2.4.5 确定。

最大系固负荷MSL　　表Ⅲ.2.4.5

系固装置	MSL
卸扣、环、甲板孔、低碳钢花蓝螺丝	50%破断强度
纤维绳	33%破断强度
钢丝绳	30%破断强度

中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

2009

第2分册

中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

2009

第2分册

第2篇 轮 机

北 京

总 目 录

第1分册

总 则…… 0－1

第1篇　船体…… 1－1

第2分册

第2篇　轮机…… 2－1

第3分册

第3篇　电气设备…… 3－1

第4篇　机舱自动化…… 4－1

第5篇　货物冷藏…… 5－1

第6篇　消防…… 6－1

第7篇　其它（待定）…… 7－1

中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

2009

第2篇　轮 机

2009年1月1日生效

目　录

第1章　通则…… 2－1

第1节　一般规定…… 2－1

第2节　机舱布置…… 2－2

第2章　泵与管系…… 2－4

第1节　一般规定…… 2－4

第2节　金属管…… 2－7

第3节　塑料管和挠性软管…… 2－17

第4节　试验…… 2－25

第3章　船舶管系…… 2－27

第1节　一般规定…… 2－27

第2节　舱底水管泵…… 2－28

第3节　压载及甲板排水管系…… 2－30

第4节　通风管系…… 2－30

第5节　空气、溢流和测量管…… 2－31

第4章　动力管系…… 2－32

第1节　一般规定…… 2－32

第2节　燃油管系…… 2－32

第3节　锅炉管系…… 2－33

第4节　滑油管系…… 2－34

第5节　冷却水管系…… 2－34

第6节　压缩空气管系…… 2－35

第7节　排气管系…… 2－35

第8节　液压传动管系…… 2－35

第5章　锅炉和压力容器…… 2－37

第1节　一般规定…… 2－37

第2节　设计与制造…… 2－38

第3节　锅炉附件和燃烧系统…… 2－40
第4节　压力容器…… 2－44
第5节　试验…… 2－45
附录1　水管锅炉强度计算…… 2－47
附录2　卧式烟管锅炉强度计算…… 2－58
附录3　立式小型辅助锅炉和废气锅炉强度计算…… 2－67
附录4　座板和接管…… 2－71
附录5　开孔和加强…… 2－72
附录6　构造…… 2－77
附录7　锅炉型式试验…… 2－80
第6章　柴油机…… 2－83
第1节　一般规定…… 2－83
第2节　曲轴…… 2－84
第3节　主要部件…… 2－85
第4节　起动装置…… 2－87
第5节　扫气——增压装置…… 2－87
第6节　调速器及超速保护装置…… 2－88
第7节　试验与检验…… 2－89
附录1　柴油机曲轴强度评定…… 2－91
1　一般规定…… 2－91
2　曲轴疲劳强度校核…… 2－96
3　曲轴直径校核…… 2－108
4　半组合式曲轴的套合计算…… 2－117
5　轴系对曲轴强度的影响…… 2－119
附录2　批量生产柴油机的检验程序…… 2－120
附录3　批量生产废气涡轮增压器的检验程序…… 2－121
第7章　齿轮传动装置…… 2－123
第1节　一般规定…… 2－123

第2节　材料…… 2－123
第3节　设计与构造…… 2－124
第4节　试验…… 2－126
附录1　齿轮强度评定…… 2－127
1　一般规定…… 2－127
2　齿面接触强度…… 2－138
3　齿根弯曲强度…… 2－147
第8章　轴系及螺旋桨…… 2－159
第1节　一般规定…… 2－159
第2节　轴系…… 2－159
第3节　轴系传动装置…… 2－163
第4节　扭转振动…… 2－165
第5节　回旋振动…… 2－168
第6节　螺旋桨…… 2－169
第9章　甲板机械…… 2－175
第1节　操舵装置…… 2－175
第2节　锚机装置…… 2－180
第10章　油船管系…… 2－183
第1节　一般规定…… 2－183
第2节　货油装卸管系…… 2－184
第3节　货油舱的透气装置…… 2－185
第4节　货油舱的液位测量装置和防溢设施…… 2－187
第5节　货油加热管系…… 2－187
第6节　舱底水、压载水管系…… 2－188
第7节　货泵舱的通风…… 2－189
第11章　工程船的补充规定…… 2－190
第1节　一般规定…… 2－190
第2节　泵与管系…… 2－190

第1章　通 则

第1节　一般规定

1.1.1　适用范围

1.1.1.1　船舶的主推进机械和辅助机械装置、锅炉、压力容器、泵和管系及齿轮传动装置的设计、制造、安装和试验均应符合本篇的有关规定。

1.1.1.2　凡采用新型结构或与本篇规定的强度计算和技术要求不符时，应将有关的计算资料和技术依据提交本社批准。

1.1.2　产品

1.1.2.1　船舶的主推进机械和辅助机械、锅炉、压力容器及齿轮传动装置等产品的设计和制造，应向本社申请检验。其持证要求及产品检验应符合《内河船舶入级规则》第3章的有关规定。

1.1.3　倾斜

1.1.3.1　主、辅机和轴系传动装置以及与船舶安全有关的机械设备，其设计、选型和布置，应能保证船舶处于下列倾斜情况仍能正常工作。

横倾：10°；　纵倾：5°

1.1.3.2　应急发电机组及应急消防泵的原动机应在船舶处于横倾15°和纵倾10°时仍能正常运转。

1.1.4　环境条件

1.1.4.1　确定船舶主、辅柴油机的功率，应采用下列基准环境条件：

绝对大气压	0.1MPa
环境温度	45℃
相对湿度	60%
江水温度(中冷器进口处)	25℃

柴油机制造厂无需在试验台上提供类似的环境条件，但应提供基准环境条件下柴油机功率的修正值。

1.1.5　材料

1.1.5.1　主、辅机械和推进轴系的主要零部件以及锅炉和压力容器所采用的材料应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

1.1.6　焊接

1.1.6.1　本篇所用构件的焊接应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

1.1.7　遥控操纵主机

1.1.7.1　主推进装置由驾驶室遥控或机舱监控室操纵时，其系统应符合第4篇的有关规定。

1.1.8　燃料

1.1.8.1　主机及发电机原动机或锅炉用的燃油，其闪点(闭杯试验)一般应不低于60℃。应急发电机原动机用的燃油，其闪点应不低于43℃。如有专门的措施，可使燃油的储藏处所或使用处所的环境温度低于该燃油闪点10℃以下范围时，可允许使用闪点低于60℃，但不低

于43℃的燃油。

1.1.9　倒车功率

1.1.9.1　主推进装置应具有足够的倒车功率，以确保在所有正常情况下都能适当地控制船舶。一般应能以70％的正车额定转速倒车自由航行至少15min。

1.1.9.2　对具有换向离合装置、可调螺距螺旋桨的主推进系统，倒车运转时不应使推进机械装置过载。

1.1.10　图纸和资料

1.1.10.1　船舶建造前应按本篇各章所列的图纸和资料一式3份提交本社审批。

根据不同装置的情况，本社可要求提交其他有关的图纸和资料。

1.1.10.2　经本社批准的图纸，其基本设计、材料或其他方面作任何重要改动，均应将修改的图纸重新提交本社批准。

1.1.11　试验

1.1.11.1　批量生产的船用产品应按本社的有关规定进行型式试验。

1.1.11.2　轮机装置安装完毕后，应根据本规范的有关规定和本社同意的试验大纲，进行系泊试验和航行试验。

试验结束后，应由船厂提供有关试验的技术文件和试验报告。

第2节　机舱布置

1.2.1　出入口

1.2.1.1　机舱至少应设有2个通向干舷甲板的出入口，并尽可能分设于两舷，且相互远离。

出入口应有通向机舱花钢板的带有扶手的金属梯道，梯子与花钢板的倾角应不大于65º。

船长小于40m的船舶，若2个出入口之间设有格栅联通，则可仅设1个带倾角有扶手的梯道。船长小于30m的船舶，其机舱梯道允许1个为直梯。

1.2.2　通道

1.2.2.1　机舱内主、辅机及各种设备的布置，应有足够的通道，以便于操纵、维护和检修。

1.2.3　通风

1.2.3.1　机器处所应有良好的通风，其主要工作处所的温度，应尽可能不大于40℃。

1.2.3.2　机舱通风设备应能从机舱外易于达到的处所予以关闭。

1.2.4　照明

1.2.4.1　机舱的工作场所应有充分的照明。

1.2.5　机械设备的固定

1.2.5.1　机座、推力轴承座及其他固定架的结构应牢固，机械设备应牢固地固定在船体基座上。

1.2.6　密封

1.2.6.1　各种管路、传动杆通过水密舱壁时应保证水密。主机总功率小于220kW的船舶，

遥控传动钢丝通过水密舱壁时，允许不水密，但应靠近水密舱壁上部。

1.2.6.2 轴系通过水密舱壁处应设有密封装置。该装置应便于从机舱一侧压紧和更换填料。尾轴管的前端填料箱处应便于接近和维护。

1.2.7 防护设施

1.2.7.1 所有机械设备和管路的表面温度可能伤人时应以栏杆或围护进行保护，当其表面温度可能超过220℃时，其表面应有有效的防护设施。若绝热设施的表面是吸油的或可能被油渗透，则应采用薄钢板或类似材料妥善包裹。

1.2.7.2 飞轮、链条及皮带传动等运动部件应设有栏杆或防护罩等防护设施。

1.2.7.3 机舱地板应是防滑的花钢板或用等效材料制造，每块板的重量应不超过25kg。

1.2.7.4 机舱工作平台或格栅的宽度应不小于450mm，且应设有扶手。

1.2.7.5 机器处所应采取措施隔离过大的噪声源，或者在有人值班的处所设隔声室。

1.2.8 通信

1.2.8.1 机舱控制主机的处所与驾驶台之间至少应设有2套独立的通信设备，其中1套应为能在机舱和驾驶台均可显示指令和回令的传令钟。电传令钟尚应符合第3篇的有关规定。

主机总功率不超过220kW的船舶可仅设1套通信设备。

1.2.8.2 机舱与设有发电机组或重要用途辅助锅炉的处所之间具有不可通行的舱壁隔离时，也应有必要的通信设备。

1.2.9 起吊设备

1.2.9.1 机舱内应备有适当的起吊设备，以便于拆装主、辅机械的零部件。

1.2.10 急流航段船舶的附加要求

1.2.10.1 航行于急流航段的客船（包括Ⅰ型客滚船、Ⅱ型客滚船、车客渡船）、油船、散装运输液化气体船、散装运输危险化学品船应至少安装双主推进装置。

1.2.10.2 单机功率超过220kW的主机，其推进轴系应装有制动装置，且应在主机控制处设有制动离合的标记。

1.2.10.3 主机总功率超过440kW的船舶，其气笛空气瓶应是独立的，且驾驶室应装有空气瓶的压力表。如空气压缩机是独立的，且能自动控制，则气笛空气瓶可以和杂用空气瓶共用。

1.2.11 航行于三峡库区船舶的附加要求

1.2.11.1 通过三峡大坝的船舶以及航行于三峡库区的客船（包括Ⅰ型客滚船、Ⅱ型客滚船、车客渡船）、油船、散装运输危险化学品船、散装运输液化气体船应符合本篇1.2.10.1的规定。但船长30m及以下且仅在三峡库区长江支流非急流航段航行的上述船舶可不安装双主推进装置。

1.2.11.2 航行于三峡库区的客船（包括Ⅰ型客滚船、Ⅱ型客滚船、车客渡船）、油船、散装运输危险化学品船和散装运输液化气体船应符合本篇1.2.10.3的规定。

第2章　泵与管系

第1节　一般规定

2.1.1　适用范围

2.1.1.1　除另有说明外，本章规定适用于各型船舶的管系。化学品货物管系、化学品处理管系和液化气体货物管系、液化气体处理管系，应分别符合本社《内河散装运输危险化学品船舶构造与设备规范》和《内河散装运输液化气体船舶构造与设备规范》的相关规定。

2.1.2　图纸和资料

2.1.2.1　对所有船舶，应将下列图纸和资料一式3份提交本社批准：

(1)　机舱布置图；
(2)　舱底水和压载管系图；
(3)　空气管、测量管和溢流管路图；
(4)　主、辅机和锅炉燃油供油系统图；
(5)　燃油驳运系统图；
(6)　主、辅机滑油管系图；
(7)　主、辅机冷却水管系图；
(8)　压缩空气管系图；
(9)　蒸汽管系图；
(10)　锅炉给水管系和锅炉泄放管路图；
(11)　凝水和乏汽管系图；
(12)　燃油加热管路图；
(13)　泄水、进水和排水管路布置图；
(14)　燃油、滑油净化系统图；
(15)　主、辅机排气管系图；
(16)　机舱通风管系图；
(17)　液压系统图；
(18)　本社认为必要的图纸和资料。

2.1.2.2　对油船，还应将下列图纸一式3份提交本社批准：

(1)　货油管系图；
(2)　货泵舱和隔离空舱舱底水管系图；
(3)　货油加热管路图；
(4)　透气系统布置图（包括驱气、除气系统）；
(5)　闭式测量系统图（如采用时）；
(6)　货泵舱布置图；
(7)　油船货油舱区洒水管路图（如设有时）。

2.1.2.3　对所有船舶，应将下列资料提交本社备查。

(1)　轮机说明书；
(2)　机械与设备计算书；
(3)　轮机设备明细表。

2.1.2.4　图纸上应注明管子、阀和附件等的材料、尺寸、类型、设计压力和设计温度、安全阀的整定压力等；如无另附计算书时，图上还应附有必要的规范计算。

2.1.3　设计压力

2.1.3.1 管系设计压力是管系最高许用工作压力，应不小于安全阀和/或溢流阀的最高整定压力。

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≤60	T＞60
P≤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

2.1.3.3 在特殊场合，设计压力另行规定。

2.1.4 设计温度

2.1.4.1 设计温度应取管内流体的最高温度，但不低于50℃。

2.1.5 管系等级

2.1.5.1 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温度分为三级，如表2.1.5.1所示。

管 系 等 级 表2.1.5.1

管 系	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、滑油 可燃液压油	＞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1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均不超过表中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、水和难燃液压液等。

③ 不受压的开式管路，如泄水管、溢流管、排气管、透气管和锅炉放汽管等，也为Ⅲ级管系。

2.1.6 管路布置和舱柜分隔

2.1.6.1 管路应加以固定，并应能避免因温度变化或船体变形而损坏。

2.1.6.2 管子穿过水密或气密结构处，应采用贯通配件或座板。

2.1.6.3 下列舱柜相邻布置时，应以隔离空舱隔开(压载水舱可以代替隔离空舱)：

(1) 滑油舱柜与燃油舱柜；

(2) 滑油舱柜与清水舱柜；

(3) 清水舱柜与燃油舱柜。

清水管不应通过油舱，油管也不应通过清水舱，如不可避免时，应在油密隧道或套管内通过。

其他管子通过燃油舱时，管壁应加厚且不应有可拆接头。

2.1.6.4 泵及管路的布置应能使所连接的任何泵的工作不受同时工作的其他泵的影响，否则不应接到一个公共管路上。

2.1.6.5 低于干舷甲板的防撞舱壁只准穿过1根管子，以处理首尖舱内的液体。穿过防撞舱壁的管子，应设有在干舷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标志。如果此阀易于接近，则此阀可安装在防撞舱壁上的后侧，且不必在干舷甲板上控制。

2.1.7　防蚀

2.1.7.1　钢管在全部加工(即钢管弯制、成形和焊接)完成以后应在外表面施以保护涂层。

2.1.8　防火

2.1.8.1　燃油舱柜的空气管、溢流管和测量管应避免通过居住舱室，如有困难时，则通过该类舱室的管子不应有可拆接头。

2.1.8.2　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。如管路必须通过时，则不应有可拆接头。油管及油柜尚应避免设在锅炉、烟道、蒸汽管、柴油机增压器、排气管及消声器等的上方。

2.1.9　防护

2.1.9.1　布置在货舱、锚链舱内及其他易受碰损处所的管子应具有可靠的、便于拆装的防护罩。

2.1.9.2　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。

2.1.9.3　工作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。安全阀的整定压力应不超过管路的设计压力。

2.1.10　绝热包扎

2.1.10.1　所有蒸汽管、排气管和温度较高的管路，应包扎绝热材料，绝热层表面温度一般应不超过60℃。可拆接头及阀件处的绝热材料应便于拆换。

必要时，船舶室外管路应采取防冻措施。

2.1.11　膨胀补偿及热处理

2.1.11.1　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。

2.1.11.2　管路中所使用的膨胀接头应为认可的型式，与膨胀接头毗连的管子应适当地校直和固定，必要时，波纹管型膨胀接头需加以防护。

2.1.11.3　滑动式膨胀接头只能用于便于进行检查的管路。下列管系不应使用滑动式膨胀接头：

(1)　Ⅰ级管系；

(2)　Ⅱ级管系中的油管路；

(3)　位于机舱的Ⅲ级管系中的油管路；

(4)　舵机液压系统；

(5)　起动空气和控制空气系统；

(6)　锅炉供水系统；

(7)　固定式气体灭火系统；

(8)　排气系统；

(9)　要求加厚管壁的管路。

2.1.11.4　Ⅰ级管系中的碳钢和碳锰钢钢管，经冷弯后，若弯曲半径小于其外径的3倍时应进行热处理。

所有合金钢钢管经弯曲后均应进行热处理。

2.1.11.5　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进行热处理，铜管应进行退火，铜合金管应进行退火或消除应力热处理。

2.1.11.6　碳钢和碳锰钢钢管冷弯后应缓慢均匀加热至580～620℃，保持温度的时间应为每25mm壁厚(或不足25mm者)至少1h，在炉内缓慢冷到400℃，然后在平静空气中缓慢冷却。

2.1.11.7　压力管的焊后处理还应满足本社《材料与焊接规范》的有关要求。

2.1.12　材料

2.1.12.1　各种管子、阀件和附件所用的材料应与介质和管路承担的用途相适应。对用于腐蚀性极强的介质的管子材料应根据实际情况决定。

2.1.12.2　Ⅰ级管系和Ⅱ级管系的管子、阀件和附件以及安装在防撞舱壁上阀的材料和试验应符合本社《材料与焊接规范》的有关要求。

2.1.12.3　Ⅲ级管系的管子、阀件和附件的材料和试验应符合本社接受的标准。

2.1.13　无损检测

2.1.13.1　在Ⅰ级管系中，外径大于76mm的管子的对接焊接头，应全部经X射线或γ射线检测。

2.1.13.2　在Ⅱ级管系中，外径大于100mm 的管子的对接焊接头以及Ⅰ级管系中外径等于或小于76mm的管子的对接焊接头，应以10%抽样进行X射线或 γ 射线检测。

2.1.13.3　当由于技术原因，Ⅰ级管系和Ⅱ级管系的X射线或 γ 射线检测不能进行时，经本社同意可采取其他等效检测方法。

2.1.13.4　在特殊情况下，本社可以同意以超声波检测代替射线检测。

2.1.13.5　在Ⅰ级管系中，法兰接头的角焊缝应进行磁粉检测或其他合适的无损检测。根据材料类型、管壁厚度、外径尺寸以及流体性质等不同情况，本社可提出对Ⅰ级管系和Ⅱ级管系中的角焊缝进行磁粉检测或等效检测。

2.1.13.6　除了上述的无损检测外，本社可以根据个别的特殊情况附加提出超声波检测的要求。

2.1.13.7　X射线、γ 射线及超声波检测应由本社发证的Ⅱ级人员按合适的工艺进行。本社认为需要时，X射线、γ 射线及超声波检测的完整工艺应提交审查。

2.1.13.8　磁粉检测应采用适当的设备和工艺，且磁通量应足够探测出缺陷。必要时，设备应以标准试块进行校准。

2.1.13.9　焊缝质量应符合本社接受的标准，焊缝中不可接受的缺陷应予去除，并应按本社规定要求修补。

2.1.14　管路标识

2.1.14.1　管路应按本社接受的标准的规定进行着色。

第2节　金属管

2.2.1　碳钢和低合金钢钢管、阀件和附件

2.2.1.1　用于Ⅰ级和Ⅱ级管系的管子，应为无缝钢管或按认可的焊接工艺制造的焊接管。

2.2.1.2　碳钢和碳锰钢钢管、阀件和附件一般不能用于流体温度超过400℃的管系。若其冶金性能和高温耐久强度（100000h 以上的最大抗拉极限强度）符合国家或国际标准，并

且这些数值能由钢厂保证，则可用于更高温度的管系。

2.2.2 钢管管壁厚度的计算

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所得之值：

$$\delta = \frac{pD}{2[\sigma]e + p} + c \qquad \text{mm}$$

式中：p——设计压力，MPa，见本篇2.1.3.1的规定；

D——钢管外径，mm；

$[\sigma]$——钢管许用应力，N/mm^2，见本篇2.2.2.2的规定；

c——腐蚀余量，mm，由表2.2.2.1查得；

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

钢管腐蚀余量(mm)　　表2.2.2.1

管系用途	c	管系用途	c
饱和蒸汽管系	0.8	滑油管系	0.3
货油舱蒸汽加热管系	2.0	燃油管系	1.0
锅炉开式给水管系	1.5	货油管系	2.0
锅炉闭式给水管系	0.5	冷藏装置制冷剂管系	0.3
锅炉排污管系	1.5	清水管系	0.8
压缩空气管系	1.0	海水管系	2.0
液压油管系	0.3	冷藏货舱盐水管系	2.0

2.2.2.2 钢管许用应力 $[\sigma]$ 应不大于按下列各式计算所得之值的最小值：

$$[\sigma] = \frac{R_m}{2.7} \qquad \text{N/mm}^2$$

$$[\sigma] = \frac{R_{eH}^T}{1.6} \qquad \text{N/mm}^2$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_D^T}{1.6} \qquad \text{N/mm}^2$$

式中：R_m——材料在常温下的抗拉强度，N/mm^2；

R_{eH}^T——材料在设计温度下的屈服强度或0.2%的规定非比例延伸强度，N/mm^2；

R_D^T——材料在设计温度下100000h内产生破断的平均应力，N/mm^2；

R_m、R_{eH}^T、R_D^T 应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

2.2.3 管段连接

2.2.3.1　管段直接连接可采用下列方式，其使用范围应符合表2.2.3.1的规定。

(1)　管子之间或管子与阀箱或其他附件之间对接焊；

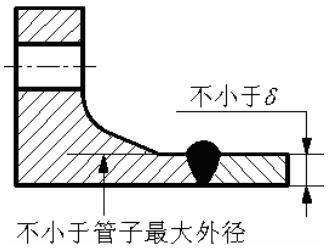
(2)　套筒焊接连接；

(3)　认可型的螺纹套筒连接。

管 段 连 接　　表2.2.3.1

连接方式	适用管系等级	适用外径
采取改善焊缝根部质量措施的对接焊	Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ	不限
不采取改善焊接根部质量措施的对接焊	Ⅱ、Ⅲ	
套筒焊接连接	Ⅲ	
螺纹套筒连接	Ⅲ，可燃介质管系除外	≤57mm

2.2.3.2　管段也可用法兰连接，法兰接头示于图2.2.3.2中，法兰的选用应符合表2.2.3.2的规定。对于小直径管子，根据个别情况及工作状态，也可以采用套筒连接或其他管段直接对接型式(如喇叭套筒或突肩连接)。



A 型

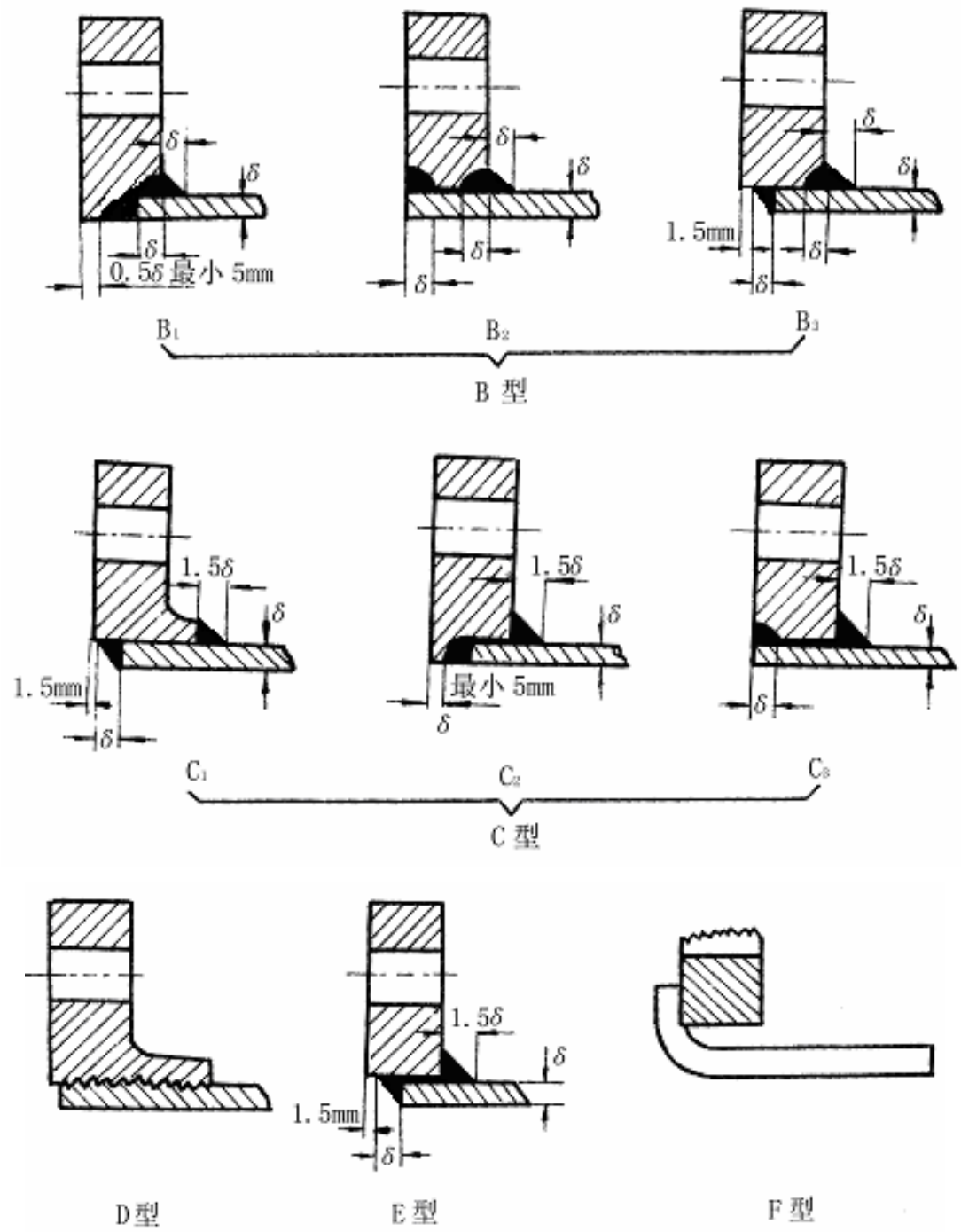


图 2.2.3.2　典型法兰连接

典型法兰连接的应用　　表2.2.3.2

管系等级	有毒或有腐蚀性介质④可燃介质④，液化气	滑油和燃油	蒸汽③	其他介质①②③
Ⅰ	A、B⑥	A、B	A、B⑥	A、B
Ⅱ	A、B、C	A、B、C、E⑦	A、B、C、D⑤、E⑤	
Ⅲ		A、B、C、E	A、B、C、D、E	A、B、C、D、E、F②

注：① 包括水、空气、其他气体、液压油；
② F型仅适用于水管和开口管路；
③ 设计温度超过400℃时，仅适用于A型；
④ 设计压力超过1MPa时，仅适用于A型；
⑤ 设计温度超过250℃时，不应用D型和E型；
⑥ B型仅适用于外径小于150mm的管子；
⑦ E型仅适用于设计温度小于150℃和设计压力小于1.6MPa的油管。

2.2.3.3　法兰及其螺栓的尺寸应根据本社接受的标准选取。对于特殊用途的法兰及其螺栓的尺寸应另行考虑。

2.2.3.4　机械接头应经本社认可，机械接头的实例见表2.2.3.4(1)，其选用应符合表2.2.3.4(2)和表2.2.3.4(3)的规定。

2.2.3.5　机械接头的结构应能防止其装船后因压力脉动、管路振动、温度变化和其他类似不利影响而引起的密封失效。

2.2.3.6　机械接头的材料应与管系材料和内外介质相容。

2.2.3.7　机械接头应能承受其内外压力。用于吸入管路的机械接头应能在一定的真空度下正常工作。

2.2.3.8　在确定管子最小壁厚时应考虑由于使用咬合环或其他结构元件而导致管壁厚度减小带来的影响。

2.2.3.9　发生破损时可能引起火灾或浸水的机械接头，不应直接连接至通海或易燃液体舱的管段上。油路系统中的机械接头的数量应尽可能少。

2.2.3.10　机器处所和有失火危险处所（如货泵舱和车辆处所）的舱底水系统的机械接头应是耐火型的。

2.2.3.11　具有机械接头的管路应予以适当的调节、校直和支撑。支架或吊架不应用在连接处。

2.2.3.12　滑套接头不应用于货舱内、液舱内和不易接近的其他处所内的管系。若管内介质与液舱内介质相同，可在液舱内使用滑套接头（其他机械接头也可使用）。

2.2.3.13　当管路的侧向变形需要补偿时，方可使用未受限制的滑套接头。但不应把这种接头作为管路连接的主要方式。

2.2.3.14　机械接头不应用于下列管系：

(1)　穿过压载舱和燃料舱的舱底水管系；

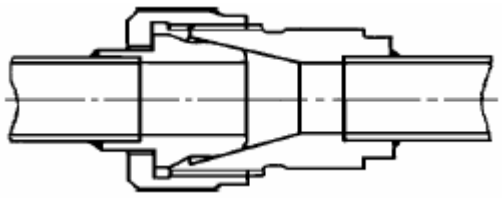
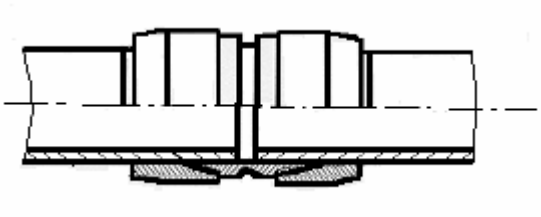
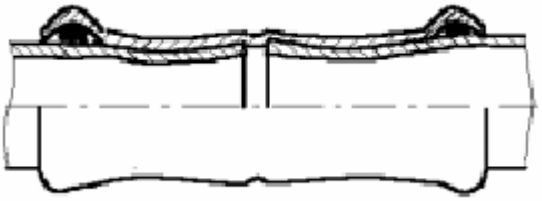
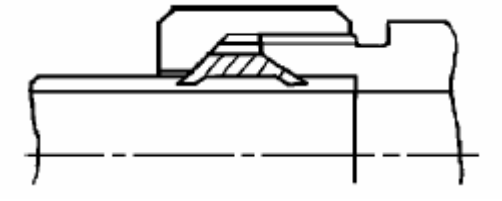
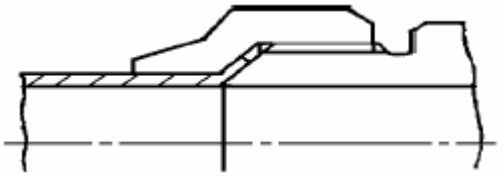
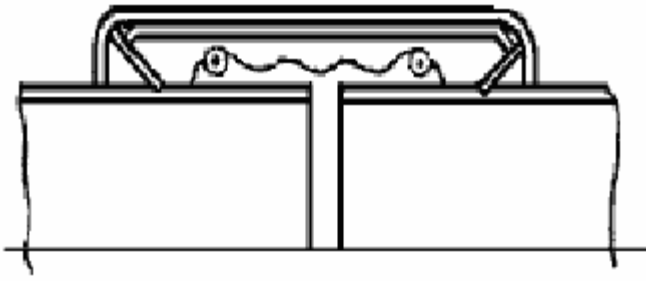
(2)　穿过货舱和燃料舱的海水和压载管系，包括空气和溢流管系；

(3)　穿过机器处所、货舱和压载舱的燃料和油类管系，包括空气和溢流管系；

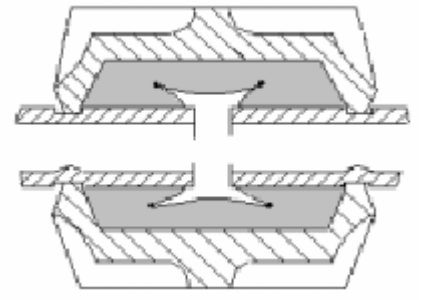
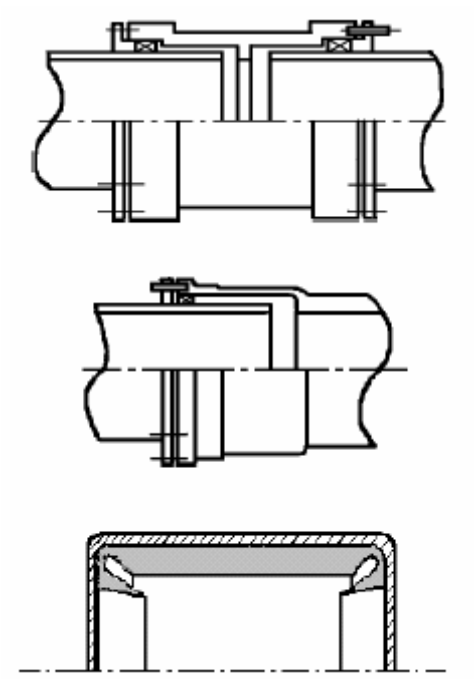
(4)　压力水雾系统中的非注水管（干管系统）。

2.2.3.15　机械接头应根据制造厂的安装说明进行安装，安装所需的特殊工具和仪表应由制造厂提供。

机械接头举例　　表2.2.3.4（1）

电焊和铜焊型	
镦粗型	
压紧型	
咬合型	
扩管型	
夹扣型	

续表2.2.3.4（1）

机械槽型	
滑动型	

机械接头的选用　　表2.2.3.4(2)

管　系		接头类型		
		管接头	压力接头⑥	滑套接头
可燃液体（闪点不大于60℃）				
1	货油管系	×	×	×⑤
2	原油洗舱管系	×	×	×⑤
3	透气管系	×	×	×③
惰性气体				
4	水封排水管系	×	×	×
5	扫舱排放管系	×	×	×
6	惰性气体总管	×	×	×②⑤
7	惰性气体支管	×	×	×⑤
可燃液体（闪点大于60℃）				
8	货油管系	×	×	×⑤
9	燃油管系	×	×	×②③

续表2.2.3.4(2)

管　系		接头类型		
		管接头	压力接头⑥	滑套接头
10	滑油管系	×	×	×②③
11	液压油管系	×	×	×②③
12	热油管系	×	×	×②③
海 水				
13	舱底水管系	×	×	×①
14	消防总管和水雾管	×	×	×③
15	泡沫管系	×	×	×③
16	喷淋管系	×	×	×③
17	压载管系	×	×	×①
18	冷却水管系	×	×	×①
19	洗舱服务管	×	×	×
20	非重要管系	×	×	×
淡 水				
2I	冷却水管系	×	×	×①
22	冷凝回水管	×	×	×①
23	非重要管系	×	×	×
卫生／排放／疏水				
24	甲板排水管(船内)	×	×	×④
25	卫生排放管	×	×	×
26	疏水管和排放管(舷外)	×	×	-
测深／透气				
27	湿舱／干舱	×	×	×
28	油舱（闪点大于60℃）	×	×	×②③
其 他				
29	启动／控制空气管	×	×	-
30	杂用空气管（非重要的）	×	×	×
3l	盐水管	×	×	×
32	CO_2管系①	×	×	-
33	蒸汽管	×	×	×⑦

注：× 允许使用；
— 不允许使用；
① 在机舱内，只能使用认可的耐火型式；
② 不在机舱或生活处所内，若连接接头位于易看见和到达的位置，可接受在其他的机器处所内；
③ 认可的耐火型式；
④ 仅适用于干舷甲板以上；
⑤ 泵舱和露天甲板，仅适用耐火型式；
⑥ 假如压力接头含有任何易受火灾损害的部件，压力接头也应与滑套接头的要求一样，是认可的耐火型式。
⑦ 表2.2.3.4（1）所示的滑动型机械接头只可用于设计压力不超过1MPa的甲板蒸汽管路。

不同管系等级下的机械接头的应用　　表2.2.3.4(3)

接头型式	管系等级		
	Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ
管接头			
电焊和铜焊型	×（D_0≤60.3mm）	×（D_0≤60.3mm）	×
压力接头			
镦粗型	×	×	×
咬合型 扩管型	×（D_0≤60.3mm） ×（D_0≤60.3mm）	×（D_0≤60.3mm） ×（D_0≤60.3mm）	× ×
压紧型	—	—	×
滑套接头			
机械槽型	×	×	×
夹扣型	—	×	×
滑动型	—	×	×

注：× 允许使用；
— 不允许使用；
D_0 管子外径。

2.2.4　铜和铜合金管、阀件和附件

2.2.4.1　用于Ⅰ级管系和Ⅱ级管系的铜和铜合金管应为无缝管。

2.2.4.2　用于Ⅲ级管系的铜和铜合金管应根据本社接受的标准进行制造和试验。

2.2.4.3　铜和铜合金管、阀件和附件不应用于介质温度超过下述值的管系：

铜和铝黄铜：200℃；　铜镍合金：300℃；　适合高温用途的特殊青铜：260℃

2.2.5　铜管管壁厚的计算

2.2.5.1　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：

$$\delta = \frac{pD}{2[\sigma]+P} + c \qquad \text{mm}$$

式中：ρ——设计压力，MPa，见本篇2.1.3.1的规定；

D——管子外径，mm；

$[\sigma]$——许用应力，N/mm^2，由表2.2.5.1查得。

c——腐蚀余量，mm，铜、铝黄铜和镍含量低于10％的铜镍合金，c=0.8mm；镍含量为10％及以上的铜镍合金，c=0.5mm；若介质对管材不产生腐蚀，c=0。

铜和铜合金管许用应力　　表2.2.5.1

管子材料	测试条件	最低抗拉强度 (N/mm^2)	许用应力（N/mm^2）										
			设计温度（℃）										
			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 CuNi5 Fel Mn CuNi10 Fel Mn	退火	275	68	68	67	65.5	64	62	59	56	52	48	44
铜镍合金 CuNi30	退火	365	81	79	77	75	73	71	69	67	65.5	64	62

注：① 中间值可用线性内插法求得。

② 表内未包括材料的许用应力应经本社同意。

2.2.6　灰铸铁管、阀件和附件

2.2.6.1　灰铸铁管、阀件和附件不应用于Ⅰ级管系。

2.2.6.2　灰铸铁管、阀件和附件一般不应用于Ⅱ级管系，但设计压力和设计温度分别不超过1.3MPa和220℃的Ⅱ级蒸汽管路的阀和附件可采用灰铸铁。

2.2.6.3　灰铸铁管、阀件和附件一般可用于Ⅲ级管系及货油舱内货油管，但不应用于下列用途：

(1)　载运闪点低于或等于 60℃货油的油船露天甲板上的货油管路；

(2)　承受压力冲击、过大应力和振动的管路；

(3)　介质温度超过 220℃的管路；

(4)　安装在防撞舱壁上的阀；

(5)　燃油舱柜外壁上受静压的阀；

(6)　蒸汽管、消防水管、舱底水管和压载水管；

(7)　锅炉排污管路；

(8)　舷侧阀和海水箱上的阀；

(9)　与货油装卸软管连接的分配总管及其阀件和附件。

2.2.7　球墨铸铁管、阀件和附件

2.2.7.1　铁素体球墨铸铁管、阀件和附件不应用于Ⅰ级管系。

2.2.7.2　铁素体球墨铸铁管、阀件和附件可用于Ⅱ级和Ⅲ级管系，但其材料的最低伸长率在标距为$5.65\sqrt{S_o}$时应不小于12%，式中S_o为试样的横截面积。当球墨铸铁材料的伸长率小于上述值时，则应作为灰铸铁处理。

2.2.7.3　铁素体球墨铸铁管、阀件和附件用于舷旁管和舷侧阀时，应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

第3节　塑料管和挠性软管

2.3.1　塑料管的选用

2.3.1.1　塑料管系指经增强或未经增强的热塑性或热固性两种类型塑料材料制造的船用塑料管。塑料管系包括管子、附件、管子接头以及与塑料性能要求相符合的任何内外衬、护层和涂层。

2.3.1.2　船上所用塑料管应为认可型。认可程序和内容应按有关规定进行。

2.3.1.3　应根据塑料管在船上的用途，选择其化学成分、机械性能和耐温极限。

2.3.1.4　塑料管一般不用于介质温度高于 60℃或低于 0℃的管系。

2.3.1.5　塑料管在船上的应用范围及其部位应符合表 2.3.1.5 的规定。

适用范围及耐火试验 表2.3.1.5

管系 \ 舱室、处所及部位		机器处所和泵舱	货泵舱	滚装货舱	干货舱	货油舱	燃油舱	压载水舱	隔离空舱、管隧和导管	居住处所、服务处所和控制室	开敞甲板
货油（可燃货物，闪点≤60℃）	货油管路	不适用	适用，要求60min干燥状态耐火试验	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用
	原油洗舱管路	不适用	适用，要求60min干燥状态耐火试验	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用
	透气管路	不适用	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用
惰性气体	水封流出管路	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，不要求耐火试验
	洗涤器流出管	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，不要求耐火试验
	总管	适用，不要求耐火试验	适用，要求60min干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，要求60min干燥状态耐火试验

续表2.3.1.5

惰性气体	分配管	不适用	适用，要求60min干燥状态耐火试验	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，要求60min干燥状态耐火试验
可燃液体（闪点＞60℃）	货油管路	不适用	适用，要求60min干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，要求60min干燥状态耐火试验
	燃油管	不适用	适用，要求60min干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，要求60min干燥状态耐火试验	适用，要求60min干燥状态耐火试验
	润滑油管	不适用	适用，要求60min干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，要求60min干燥状态耐火试验	适用，要求60min干燥状态耐火试验
	液压油管	不适用	适用，要求60min干燥状态耐火试验	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，要求60min干燥状态耐火试验	适用，要求60min干燥状态耐火试验
江水	舱底水总管及支管	适用，要求60min干燥状态耐火试验	适用，要求60min干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，要求60min干燥状态耐火试验

续表2.3.1.5

江水	消防总管及水雾管	适用，要求60min干燥状态耐火试验	适用，要求60min干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，要求60min干燥状态耐火试验
	泡沫系统	适用，要求60min干燥状态耐火试验	适用，要求60min干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，要求60min干燥状态耐火试验	适用，要求60min干燥状态耐火试验
	自动喷水系统	适用，要求60min干燥状态耐火试验	适用，要求30min注水状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，要求30min注水状态耐火试验	适用，要求30min注水状态耐火试验
	压载系统	适用，要求30min注水状态耐火试验	适用，要求30min注水状态耐火试验	适用，要求30min注水状态耐火试验	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，要求30min干燥状态耐火试验	适用，要求30min干燥状态耐火试验
	冷却水、重要用途	适用，要求30min注水状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，要求30min干燥状态耐火试验
	清舱用固定机械系统	不适用	适用，要求30min注水状态耐火试验	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，要求30min注水状态耐火试验

续表2.3.1.5

江水	非重要系统	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验
清水	冷却水，重要用途	适用，要求30min注水状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，要求30min注水状态耐火试验	适用，要求30min注水状态耐火试验
	冷凝回水	适用，要求30min注水状态耐火试验	适用，要求30min注水状态耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验
	非重要用途	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验
卫生、泄水、排水	甲板泄水（内部）	适用，要求60min干燥状态耐火试验①	不适用	适用，要求60min干燥状态耐火试验①	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验
	卫生泄水（内部）	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验
	排水孔和排水（舷外）	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验

续表2.3.1.5

测深、空气	水舱/干燥处所	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验
	油舱（闪点＞60℃）	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用
其他	控制用空气管	适用，要求60min干燥状态耐火试验②	适用，要求60min干燥状态耐火试验②	适用，要求60min干燥状态耐火试验②	适用，要求60min干燥状态耐火试验②	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，要求60min干燥状态耐火试验②	适用，要求60min干燥状态耐火试验②
	日用空气管（非重要用途）	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验
	盐水管	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验
	辅助低压蒸汽管（≤0.7MPa）	适用，要求30min干燥状态耐火试验	适用，不要求耐火试验③	适用，不要求耐火试验③	适用，不要求耐火试验③	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验③	适用，不要求耐火试验③

注：① 对于仅供有关处所用的泄水管，可不要求耐火试验。
② 当不要求具备控制功能时，可不要求耐火试验。
③ 当用作燃油舱加热和船舶汽笛等重要管路时，不适用。

2.3.2 塑料管的安装

2.3.2.1 支架

(1) 支架之间的距离应不大于管子制造厂所推荐的距离，且应考虑管子尺寸、管材性能、工作温度及各种内、外负荷的综合影响；

(2) 每一支架在全宽范围上应均匀承担管子及其内部介质的负荷。管子与支架相接触

时，应采取措施以减小管子磨损；

(3) 管系中的重要部件，如阀和膨胀接头，应作单独支撑。

2.3.2.2 管路膨胀

(1) 每一管路均应采取适当的措施，以允许塑料管和钢结构之间的相对运动，并应考虑热膨胀系数不同和船壳及其结构变形的影响；

(2) 当计算热膨胀时，应考虑系统的工作温度和组装时的温度。

2.3.2.3 外部负荷

(1) 管路安装时，应允许有适当的临时集中负荷。对于公称外径大于 100mm 的管子，在其跨度中间至少应允许以 100kg 负荷（人）而产生的压强；

(2) 本社可根据船上的实际工作条件，适当要求增加管子壁厚，以保证管子具有足够的坚固性；

(3) 必要时，管子应设有避免机械损伤的防护措施。

2.3.2.4 连接强度

(1) 连接强度应不低于其所安装的管系强度；

(2) 管子可采用粘接剂粘接、焊接、法兰或其他接头方法进行组装；

(3) 采用组装接头时，粘接剂应能确保管子和附件之间在其使用的温度和压力范围内保持永久密封；

(4) 接头的紧密性应达到制造厂说明书的要求。

2.3.2.5 导电管的安装

(1) 对于管系中流体的导电率小于 1000pS/m 时，如精加工产品和蒸馏液应采用导电管。

(2) 如管路穿过危险区，无论其输送何种液体，塑料管路均应是导电的。管系中的任何一点接地电阻应不超过 $1\times10^{6}\Omega$。管子和附件最好导电相同。具有导电层的管子和附件可以防止因火花引起损坏管壁的可能性。应有良好的接地。

(3) 安装完成后，接地电阻应进行校验。接地导线应能便于检查。

2.3.2.6 防火涂层

(1) 对表 2.3.1.5 有耐火要求的管路，管子液压试验完成后，应在接头上涂上防火涂层；

(2) 防火涂层的工艺规程应经本社认可。

2.3.2.7 穿过分隔

(1) 如塑料管穿过 A 或 B 级防火分隔，应采取措施以确保其耐火性不受损坏；

(2) 当塑料管穿过水密舱壁或甲板时，应采取措施保持舱壁或甲板的水密完整性；

(3) 如甲板或舱壁为防火分隔的组成部分，应在舱壁或甲板上安装 1 个能在干舷甲板上进行操纵的金属关闭阀，以防止烧毁的塑料管可能使液体流入舱内。

2.3.2.8 安装

(1) 船用塑料管的安装应按制造厂提供的指南进行；

(2) 安装前，应将连接工艺提交本社审批；

(3) 提交审批的粘接工序应包括：所用材料、工具和定位器、接头要求、塑化温度、尺寸要求和公差、组装完工后的试验标准。

(4) 在粘接工序中任何改变可能影响接头的物理和机械性能时，该工序应重新认可；

(5) 塑料管系安装前，应对粘接组装件进行试验。试验组装件应按认可的粘接工序组装，且至少由 1 根管子与管接头和 1 根管子与附件接头组成；

(6) 试验组装件固化后，应对其进行 2.5 倍的设计压力且不少于 1h 的液压试验。试验时，接头应保持其纵向和轴向都受力，且接头应不出现泄漏或裂开。

(7) 当连接的最大管子公称外径为 200mm 及以下，试验组装件应取最大尺寸的管子连接；当连接的最大管子公称外径大于 200mm 时，则试验组装件的尺寸可选 200mm 或最大

管径的 25%，取大者。

2.3.3　挠性软管的选用

2.3.3.1　挠性软管组件系指通常带有管端安装配件的金属或非金属短软管。

2.3.3.2　金属或非金属挠性软管适用于固定管系和机械部件之间固定连接困难的部位，其有关要求也可适用于临时连接的挠性软管或可携式设备使用的软管。

挠性软管组件可用于燃油、滑油、液压和热油系统、淡水和海水冷却系统、压缩空气系统，舱底和压载系统以及III级蒸汽管路系统。挠性软管不应用于高压燃油喷射系统和固定式灭火系统的软管。

2.3.3.3　由橡胶或塑料材料制成并拟用于舱底、压载、压缩空气、燃油、滑油、液压及热油系统的挠性软管，内部应有单层或双层密集编织的完整的金属丝编织层，或其他合适材料制成的加强层。若橡胶或塑料的挠性软管用于燃烧器的供油管路。则这些软管除设有完整的内部金属加强层外，还应设有金属编织的外部保护层，用于蒸汽系统的挠性软管应用金属材料制成。

2.3.3.4　挠性软管应备有符合制造厂说明书要求的管端配件，且该管端配件应符合本节要求，并应经本社产品认可。

2.3.3.5　软管夹或类似的端部配件不应用于蒸汽、可燃介质、起动空气系统或破损后可能导致进水的海水系统管系中的挠性软管。

2.3.3.6　软管夹可用于工作压力不小于 0.5MPa 的其它管系中，但在每一端部连接处应设有二个软管夹。

2.3.3.7　用于工作中预期发生脉冲压力和／或高振动烈度的挠性软管组件，应设计成能承受所有预期的最大脉冲压力和由于振动产生的力。

2.3.3.8　下列非金属挠性软管组件，应为耐火型的。

(1)　用于可燃介质；

(2)　用于故障可能导致进水的海水管系中。

2.3.3.9　挠性软管组件的选择应视具体的服务要求，考虑使用的环境条件，在工作压力和工作温度下与液体的相容性。

2.3.4　挠性软管的安装

2.3.4.1　一般情况下，挠性软管的长度应尽可能的短，该长度应限制在仅为固定的机械／设备或系统和可能存在相对运动的部件或系统之间的连接提供必需的相对移动。

2.3.4.2　挠性软管组件不应用于在正常工作条件下可能受到扭转变形（扭曲）的位置。

2.3.4.3　用于可燃液体管系中的挠性软管应远离热表面。如无法避免，则位于热表面附近的上述挠性软管，应采用屏板或其它类似的保护措施，以免由于软管破损而泄漏的可燃液体接触热表面而导致火灾。

2.3.4.4　挠性软管应安装在具有良好照明和易于察看之处。

2.3.4.5　挠性软管组件的使用和安装应符合制造厂说明书的使用和安装要求，并应特别注意：

(1)　定位；

(2)　连接端的支撑（如必要）；

(3)　避免可能引起软管摩擦和磨损的接触；

(4)　最小的弯曲半径。

2.3.5　试验及标识

2.3.5.1　挠性软管组件应经原型试验。挠性软管的原型试验程序应符合其适用标准的

要求，试验中应考虑到最大的预期工作压力、振动频率和由于安装产生的力，并应提交审批。

2.3.5.2　按不同的使用要求，不同公称直径的软管类型以及管端附件，应分别按适用标准[①]的要求进行压力、爆破、脉冲阻力和耐火性能的试验。

2.3.5.3　所有挠性软管组件应按适用标准的要求经原型爆破试验，以证明其能够承受不小于 4 倍设计压力的爆破压力而不会破损或泄漏。试验中在 4 倍最大工作压力时无需有任何持续时间。

2.3.5.4　挠性软管应作如下永久性标识：

(1)　制造厂的名称或商标；

(2)　制造日期（月 / 年）；

(3)　软管类型；

(4)　公称直径；

(5)　压力等级；

(6)　温度等级。

2.3.5.5　若挠性软管组件中的各部件来自于不同制造商，则这些部件均应作清晰的标记并可追溯原型试验的证明。

第4节　试 验

2.4.1　泵

2.4.1.1　泵应按本社接受的标准进行设计制造。

2.4.1.2　所有泵的受压部件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。离心泵的设计压力取性能曲线上的最大压头，容积式泵的设计压力取安全阀的整定压力。

2.4.1.3　根据泵的标定转速和标定压力检查泵的排量，离心泵的特性曲线（压头—容积曲线）应由验船师确认。对已作过流量试验的同类泵可不进行流量试验。

2.4.1.4　容积式泵安全阀的整定压力和相应于泵最大标定流量时安全阀的流量应试验。对已经作过安全阀流量试验的同类泵的安全阀，可不进行安全阀的流量试验。

2.4.2　阀件和附件

2.4.2.1　阀应按本社接受的标准进行设计制造。

2.4.2.2　管系中阀的强度应与它们所连管路的强度相适应，并在最高压力下能有效工作。

2.4.2.3　阀件和附件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。其中安装在载重线以下舷侧阀件、旋塞和接管的试验压力应不小于0.5MPa，海底阀的试验压力应不小于0.2MPa。

2.4.3　油柜、水柜和液压缸的液压试验

2.4.3.1　油柜和水柜在制造完工后应在车间进行液压试验，试验水柱为：

(1)　对有溢流管的油柜和水柜，应至少高于柜顶部 1m。

(2)　对无溢流管的油柜和水柜，应到空气管顶。

2.4.3.2　封闭式的液压柜，其试验压力应为1.5倍设计压力，但应不小于0.4MPa。

2.4.3.3　液压缸的液压试验压力应为1.5倍设计压力，但不必大于设计压力加7MPa。

[①] 试验可参照 ISO15540、15541、6802、6803、10380 的有关要求进行。

2.4.4　管路的液压和密性试验

2.4.4.1　所有管路应按表2.4.4.1在车间内进行液压试验和装船后进行密性试验。

管路的液压试验和密性试验　　表2.4.4.1

<table>
<tr><td rowspan="2"></td><td rowspan="2">名 称</td><td colspan="2">试验压力</td></tr>
<tr><td>装船后</td><td>车间内</td></tr>
<tr><td>1</td><td>货油管系</td><td rowspan="3">p</td><td rowspan="9">1.5 p</td></tr>
<tr><td>2</td><td>滑油管系</td></tr>
<tr><td>3</td><td>压缩空气管系</td></tr>
<tr><td>4</td><td>蒸汽管系</td><td rowspan="3">1.25 p</td></tr>
<tr><td>5</td><td>锅炉给水管系</td></tr>
<tr><td>6</td><td>锅炉放泄管系</td></tr>
<tr><td>7</td><td>油舱加热管</td><td rowspan="2">1.5 p 但≮0.4MPa</td></tr>
<tr><td>8</td><td>燃油管系（p＞0.34MPa）</td></tr>
<tr><td>9</td><td>液压管系</td><td>1.25 p 但≯p +7MPa</td></tr>
</table>

注：① p ——设计压力，MPa；

② 其他受压管系可仅在设计压力下作密性试验。

2.4.4.2　当管路液压试验适宜在船上进行时，可以和装船后的密性试验一起进行，但试验压力应为1.5倍的设计压力，但不必大于设计压力加7MPa。

2.4.4.3　内径小于15mm的管子的液压试验，经本社同意，可以免除。

2.4.4.4　所有管系均应在工作情况下检查泄漏情况。

第3章　船舶管系

第1节　一般规定

3.1.1　适用范围

3.1.1.1　除另有规定者外，本章规定适用于各型船舶的船舶管系和舱室通风系统。

3.1.2　材料

3.1.2.1　除本章另有规定者外，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。塑料管和挠性软管的使用，见本篇第2章第3节的有关规定。

3.1.3　阀件

3.1.3.1　所有阀件的结构，均应能防止当工作时阀盖及压盖发生松动的可能。旋入式阀盖不应用于Ⅰ级和Ⅱ级管系中公称直径超过40mm的阀，以及公称直径超过40mm的舷侧阀、船底阀和装在易燃液体系统中的阀。

3.1.3.2　船用阀件应以手轮顺时针方向转动为关闭，反之为开启。

3.1.3.3　阀件和旋塞应有标明用途的铭牌。

3.1.3.4　阀件上的焊接颈部应足够长，以确保阀不因接头处焊接和焊后热处理而变形。

3.1.3.5　所有遥控阀均应设有与遥控操纵装置无关的就地手动操纵装置。使用手动装置进行开闭后，不应使阀的遥控系统的功能受到影响。

3.1.3.6　机舱、泵舱及轴隧内的重要用途的阀件，应尽可能安装在花钢板以上。装在花钢板以下的阀件应易于操纵或配备延伸杆，花钢板应根据需要相应开孔及加盖。

3.1.3.7　海底阀及舱底水应急吸口的截止止回阀的操纵手轮应便于操纵，主机总功率超过440kW的船舶，其操纵手轮尚应高出花钢板。

3.1.4　海水箱

3.1.4.1　海水箱上应装有格栅或孔板，栅条沿船体纵向布置，格栅的缝隙或孔板的孔径应不大于12mm，且其有效通流面积应不小于进水阀通流面积的3倍；航行于水草等杂物较多航段的船舶，尚应适当增大。

3.1.4.2　海水箱一般应设有压缩空气或蒸汽的吹洗管，吹洗压力应不致损坏其结构。

3.1.4.3　海水箱的布置应避免形成气囊。如在海水箱顶部装设透气管时，应在其根部装设截止阀，透气管开口端应引至干舷甲板下缘，并作适当弯曲。

3.1.4.4　航行冰区的船舶，必要时，应设化冰设施。

3.1.5　进水孔、排泄孔

3.1.5.1　船体外板上的进水孔、排泄孔应按下列原则配置：

(1)　所有污水的排泄孔应尽可能布置在一舷；

(2)　如果泵的舷外水吸口与排水孔布置在同一舷时，则吸口应在排水孔前面，相距一般不小于 1m；

(3)　饮用及洗涤用水的吸入口应布置在船舶排出污水的另一舷。如布置在同一舷时，则应尽可能远离；

(4)　排水孔不应布置在舷梯及舷窗上面，也不应布置在卸放救生艇区域内，否则应采取防护措施；

(5)　排水孔的位置一般不低于载重水线，对于必须位于载重水线以下的排水孔，应设置止回阀或防浪阀。

3.1.5.2　吸水管路和阀件的布置，应保证在一舷的吸口被阻塞时能由另一舷的吸口向各泵正常供水。

3.1.6　船底及船舷阀件

3.1.6.1　船底及船舷的进排水管所装设的阀或旋塞，应符合如下规定：

(1)　直接装在船体外板上；

(2)　装在连接在船体的箱体上；

(3)　装在焊于船体外板的短管上，短管壁厚应不小于船体板厚。

3.1.6.2　船底或船舷的阀或旋塞，如直接装在船体外板或装于海水箱上时，应装在加焊的座板上，且其螺栓应不穿透座板。

第2节　舱底水管系

3.2.1　一般要求

3.2.1.1　船舶都应具备有效的抽排水设备，其吸水和排水装置的布置，应能保证任何分舱或其他水密空间的积水均能排出。

3.2.1.2　首、尾尖舱如作干舱及首尖舱以上的锚链舱和水密舱室，可用手动泵排水。

3.2.1.3　尾尖舱以上的围蔽舱室可用手动泵排水，上述舱室及舵机舱也可用内径不小于38mm的疏水管将水泄入机器处所内，并应在照明良好且易于察看的地点装设自闭式旋塞或截止阀。

3.2.2　舱底水吸口布置

3.2.2.1　机器处所应设直通舱底泵的吸口，该吸口直径应不小于该船舱底水总管的内径。

3.2.2.2　机器处所内舱底水排除装置的布置，应在船舶正浮或横倾不大于5°时，至少能通过2个舱底水吸口进行排水，其中之一应为支吸口，另一个为直通舱底泵吸口。

主机总功率超过440kW的船舶，其船底向两舷升高小于5°的单层底机器处所和双层底机器处所，应在每舷设1个支吸口。

3.2.2.3　机器处所应设应急舱底水吸口，该吸口应与舱底泵以外的排量最大的泵进口相连，吸口直径应不小于该泵进口直径。

主机总功率不超过440kW的船舶可免设应急舱底水吸口。

3.2.2.4　若设有应急舱底水吸口时，直通舱底泵吸口和应急舱底水吸口所抽吸的水应分别从各自的排水孔排水，且2个排水孔尽可能分置两舷。

3.2.2.5　主机总功率超过440kW的船舶，货舱舱底水支吸口的布置应符合表3.2.2.5的规定。

货舱舱底水吸口的布置　　表3.2.2.5

货舱情况		每一舱舱底水吸口
单层底船舶	船底向两舷升高≥5°	后端靠近中纵剖面处1只
	船底向两舷升高＜5°	后端每舷1只
双层底船舶	内底板向两舷延伸形成舭污水沟	每舷1只
	内底板向两舷升高	中纵剖面处1只
	内底板向两舷延伸并不形成污水沟	每舷1只污水井，每井内1只
仅有一个货舱且该舱长度＞35m		前后端均应设置

3.2.3　止回阀布置

3.2.3.1　下列附件应装设截止止回阀：

(1)　舱底水管系阀箱；

(2)　直通舱底泵的舱底水管吸口处；

(3)　应急舱底水管吸口处。

3.2.3.2　舱底水支管吸口处应装设止回阀，但设有舱底水管系阀箱者可免设。

3.2.4　舱底附件

3.2.4.1　舱底水管吸口处应设置便于检查和清洗的滤网，滤网的孔径应不大于10mm，滤孔的总面积应不小于吸水管面积的3倍。

3.2.5　舱底水管

3.2.5.1　舱底水总管的内径d_1应按下式计算，实际值按本社接受标准的最接近的尺寸取整。

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

式中：L——船长，m；

B——船宽，m；

D——型深，m。

3.2.5.2　在任何情况下，舱底水总管的内径应不小于最大舱底水支管的内径。

3.2.5.3　机器处所和装货处所的舱底水支管内径d_2应按下式计算，实际值按本社接受标准的最接近的尺寸取整。

$$d_2 = 25 + 2.15\sqrt{l(B+D)}$$

式中：l——排水分舱的长度，m；

B——船宽，m；

D——型深，m。

3.2.5.4　舱底水支管内径应不小于38mm。主机总功率不超过440kW的船舶，其舱底水支管的内径应不小于30mm。

3.2.6　舱底泵

3.2.6.1　每艘自航船舶的舱底泵数量，应符合表3.2.6.1的规定。

表3.2.6.1

适用范围	独立动力泵	主机带动或独立动力泵
主机总功率＞440kW	1	1
主机总功率≤440kW		1

3.2.6.2　独立动力的卫生泵、压载泵及总用泵，如排量足够且与舱底水系统有适当的连接时，均可作为独立舱底泵。喷射水泵如有适当压力的水泵供水且排量足够，亦可作为舱底泵，但不应用于抽吸含油污水。

3.2.6.3　舱底泵应为自吸式，或采取可靠吸水的措施。

3.2.6.4　每台动力舱底泵的排量Q 应不小于按下式计算所得之值。

$$Q = 5.66 d_1^2 \times 10^{-3} \qquad \mathrm{m^3/h}$$

式中：d_1——舱底水总管内径，mm，按本篇3.2.5.1的公式计算。

3.2.6.5 主机总功率超过440kW的船舶，其舱底泵与舱底水管系的连接，应保证当其他泵在检修时，至少有1台泵能继续工作。

3.2.6.6 无辅助动力的非自航船舶的舱底水可用手动泵排出；有辅助动力的非自航船舶应尽可能按本节有关规定设置舱底泵和管系。

3.2.6.7 敞口集装箱船应至少配备2台动力泵排放敞口集装箱货舱内可能积聚的雨水及消防水，舱底泵的总排量应取不小于按每小时降雨量100mm计算出的货舱积水量或消防泵的总排量的大者。

第3节 压载及甲板排水管系

3.3.1 压载管系

3.3.1.1 压载管系的布置和压载舱吸口的数量，应使船舶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。

3.3.1.2 压载管系的布置，应能防止舷外的水或压载舱内的水进入货舱、机器处所或其他舱室。

3.3.1.3 压载管系不应与干货舱及机舱的舱底水管系和油舱管系接通，但泵与阀箱之间的连接管、泵排出舷外总管和本篇3.3.1.4所述的情况除外。

3.3.1.4 干货舱(包括深舱)可能用作压载舱时，压载管系应装设盲板或其他隔离装置。饮用水舱兼作压载舱时，为避免两个系统相互沟通，也应符合这一要求。

3.3.2 甲板排水

3.3.2.1 甲板排水及舷墙开口应符合第1篇第1章第5节的有关规定。

第4节 通风管系

3.4.1 一般要求

3.4.1.1 自然通风或机械通风，其进出风口的布置，应使整个舱室均能通风，进风口应防止吸入污浊空气，出风口应尽可能远离门窗。

3.4.1.2 贮有易燃、易爆及可能产生毒气的物品的舱室，应设置有效的抽风风斗，其通风道应气密。

3.4.1.3 通风系统除满足本节要求外，还应符合第6篇1.1.1.2的规定。

3.4.2 通风管、通风斗和通风帽

3.4.2.1 船舶干舷甲板的舱口宽度小于船宽40%且在甲板上又设有舱棚遮避的船舶，每一货舱应尽可能在舱的对角位置设有不少于2只甲板自然通风筒，通风筒的直径应大于200mm，壁厚应不小于3mm。通风筒可为活动型或固定型。

3.4.2.2 通风斗和通风帽应布置在远离排气管、天窗、升降口、烟筒和机舱棚壁等处。干舷甲板开敞部位的通风筒口应设有暴风雨盖，其他甲板上的通风筒应备防雨帆布袋。

3.4.2.3 货舱通风斗和通风帽应布置在上甲板的开敞部位或货舱棚顶上，若有困难可设在干舷甲板上。

3.4.2.4 通风筒围板高度应符合第1篇第1章第5节的有关规定。

第5节　空气、溢流和测量管

3.5.1　空气管

3.5.1.1　空气管的顶端应设置铭牌。

3.5.1.2　贮存油、水的舱柜以及双层底舱、深舱和隔离空舱均应装设空气管，空气管应从舱柜的最高处引出，并与注入管尽可能远离。

3.5.1.3　延至两舷的双层底的每一分舱应自两舷引出空气管。

3.5.1.4　双层底及深舱的空气管应引至干舷甲板以上，燃油舱柜及隔离空舱的空气管，应引至甲板开敞部分，并注意使逸出的油气不致有发生火灾的危险。

3.5.1.5　燃油舱柜的空气管管端应装有耐腐蚀和便于更换的金属防火网，防火网的有效通流面积应不小于空气管的截面积，金属防火网尚应符合本篇10.3.2.1的规定。

3.5.1.6　燃油舱柜空气管的管端，应位于不致因溢油或油气而产生危险的处所。

3.5.1.7　当舱柜仅装1根空气管时，该空气管不应兼作注入管。

3.5.1.8　空气管不应兼作测量管。

3.5.1.9　若贮液舱柜是用动力泵灌装液体时，则该舱柜空气管总截面积应不小于该舱柜注入管的截面积的1.25倍，且空气管的内径应不小于50mm。

3.5.1.10　空气管的设置尚应符合第1篇第1章第5节的有关规定。

3.5.2　溢流管

3.5.2.1　日用燃油舱柜以及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时，则用动力泵灌装的舱柜应装设溢流管。

3.5.2.2　日用燃油和日用滑油舱柜的溢流管应引向溢流柜或贮存舱柜。

3.5.2.3　溢流管上一般应设有具有良好照明的观察器，观察器的位置应便于使动力泵停止工作。观察器可以用其他等效装置代替。

3.5.2.4　溢流管上不应装设截止阀或旋塞。

3.5.2.5　溢流管截面积应不小于该舱柜注入管截面积的1.25倍。

3.5.3　测量管

3.5.3.1　每一压载水舱、燃油舱、滑油舱、清水舱、隔离空舱和其他不易到达的分舱均应装测量管。测量管应尽可能是垂直的并一般应通到甲板开敞部分(机舱除外)。

非燃油舱的测量管可从舱柜引至干舷甲板以下的船员舱或船员舱室走廊。

3.5.3.2　测量管内径应不小于32mm。每一测量管的上端应设有铭牌，下端开口处的舱柜底板上应安装适当厚度的防护板。

3.5.3.3　机舱及轴隧底部的舱柜允许设置短型测量管，但应延伸至花钢板以上易于接近的处所，且应在管口处设置自闭式旋塞或螺纹闷盖。在特殊情况下允许设在花钢板下50mm以内。

3.5.3.4　贮液柜上装设连通管式液位计代替测量管时，应符合本篇4.2.2.4的规定。
主机总功率不超过440kW的船舶，允许以其他简易设施进行测量。

第4章　动力管系

第1节　一般规定

4.1.1　适用范围

4.1.1.1　除另有规定者外，本章规定适用于各型船舶的动力管系。

4.1.1.2　除本章的规定外，动力管系尚须符合本篇第2章及第3章的有关规定。

第2节　燃油管系

4.2.1　一般要求

4.2.1.1　燃油舱柜人孔门及燃油管路法兰接头的垫片应采用耐油耐热的材料制成。

4.2.2　燃油舱柜

4.2.2.1　所有双层底以外的贮油舱柜、沉淀柜及日用燃油舱柜，其向外供油管的截止阀和旋塞应直接装在舱柜壁上或加焊的短管上。

4.2.2.2　燃油舱柜的进油管如果不是靠近舱柜顶处，则应在进油管上靠近柜壁处设置截止止回阀。

4.2.2.3　日用燃油柜的下面应设置油盘，对燃油泵、分油器等可能漏油的设备亦应尽可能设置油盘。油盘的残油应引入污油柜或其他适当处所。

4.2.2.4　日用燃油柜应设有自闭式液位计，如采用玻璃管式液位计应设有防护罩。液位计不应用塑料管制作。

日用燃油柜的供油管出口一般应高于柜底80mm。

4.2.2.5　日用燃油柜和沉淀柜的下部应设有放泄阀或旋塞。

放泄阀或旋塞建议为自闭式。

4.2.2.6　从双层底舱抽吸油的每根吸油管，均应装设阀或旋塞。

4.2.2.7　主机、发电机组原动机和燃油加热用辅锅炉应能由至少2个日用油柜或1个中间有油密隔板的油柜供给燃油，每个油柜的容量应至少能供应主机在最大持续功率和发电机及辅锅炉在正常负荷情况下运行4h。

燃油日用油柜布置，应确保当一个油柜检修时，另一个油柜可持续供给燃油。

4.2.3　燃油(滑油)加热

4.2.3.1　燃油(滑油)舱柜或分油机内的燃油(滑油)加热的最高温度至少比其闪点低10℃。

满足下列条件，燃油供应系统中的日用油柜、沉淀油柜和其他油柜中的燃油可以加热至该限制温度以上：

(1)　该类油柜透气管的长度或冷却装置应足以将油气冷却到 60℃以下，或透气管的排气口应离着火危险区域至少 3m；

(2)　燃油舱的蒸气空间未设有通往机器处所的开口（但可以接受由螺栓紧固的人孔）；

(3)　围蔽处所不应直接位于这类燃油舱上方，但通风良好的隔离舱例外；

(4)　燃油舱的蒸气空间内不应设置电气设备，除非该电气设备核准为本质安全型。

4.2.3.2　燃油（滑油）加热可用热水或饱和蒸气，如用饱和蒸气，则其压力应不大于0.7MPa。蒸汽管路的凝水或热水管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。

4.2.3.3　燃油（滑油）加热应尽可能避免采用电加热器，当采用电加热器件加热时，应

保证在有电流通过时，全部加热器件始终都浸没在油液之中，而且加热器件的表面温度应不超过220℃。

4.2.3.4 加热的燃油(滑油)管路应按需要设置适当的保温措施，加热的日用油柜应采取适当的隔热措施。

4.2.3.5 需要加热的燃油(滑油)舱柜应设有指示油温的适当设施。

4.2.4 燃油管路

4.2.4.1 双层底以上的燃油舱柜的供油管上的阀件，除能就地关闭外，尚应能在机器处所之外易于到达的位置予以关闭。

主机总功率不大于440kW的船舶，可免除此项规定。

4.2.4.2 对单机功率超过370kW的多台主机船舶，若主机自带燃油供给泵时，应设置1台备用燃油供给泵或备品泵；对单机功率超过370kW的1台主机船舶，应设置备用燃油泵。备用燃油供给泵应为独立动力泵并能供立即使用；备品泵应便于安装和连接。

4.2.4.3 主机总功率大于440kW的船舶，若燃油驳运泵为独立动力驱动，其动力供应除能就地切断外，尚应能在机器处所之外易于到达的位置予以切断。

4.2.4.4 燃油驳运泵的吸入管及排出管应设有阀或旋塞。

4.2.4.5 主机喷油泵前应装设双联细滤器，以便清洗时不影响主机正常运转。

4.2.4.6 使用重质燃油的柴油机应有转换轻质燃油的系统。

第3节 锅炉管系

4.3.1 一般要求

4.3.1.1 本节适用于设计压力不超过0.78MPa的辅助锅炉及废气锅炉。

4.3.2 蒸汽管路

4.3.2.1 蒸汽管不应穿过灯间、油漆间和货舱。

4.3.2.2 除预热管及吹洗管外，蒸汽管不应敷设在花钢板下面。

4.3.2.3 蒸汽管应布置在机舱上部便于维修的位置。

4.3.2.4 蒸汽管应尽量远离电缆，如不可避免时应有可靠的防护措施。

4.3.2.5 若2台或2台以上锅炉的蒸汽管相连通时，则应在每台锅炉至总管的连接管上加设1只截止止回阀。在这些阀中间的管段上应有泄放凝水用的阀。

4.3.2.6 减压阀低压侧的管路上应装设压力表和安全阀。需设减压阀的管路应装有旁通管路。

4.3.2.7 蒸汽管路的斜度和放水阀或旋塞的数量和位置，应在船舶处于正常纵倾、正浮或横倾不超过5°时能有效地泄放凝水。放水阀和旋塞的位置应便于接近。

如设有凝水阻汽器时，则应设有旁通管路。

4.3.3 给水管路

4.3.3.1 若设有2台独立的给水泵时，其中1台可兼作他用。但不应与污水、油的管路相通。

4.3.3.2 给水泵的压力至少应大于锅炉工作压力的30%工作压力不同的锅炉应分开给水。

4.3.3.3 给水泵与吸入管以及排出管之间应设有阀或旋塞。

4.3.4 排污管路

4.3.4.1　锅炉排污管的内径按本篇5.3.7.2的规定选配，其船底或舷侧阀的布置及结构应符合本篇3.1.6的规定。

4.3.4.2　2台或2台以上的锅炉，其上、下排污管可接至1个公共的排出管，但每台锅炉的排出管上应有止回阀，在排污管上建议装置节流圈。

第4节　滑油管系

4.4.1　滑油舱柜

4.4.1.1　船舶应根据需要设置足够容量的滑油贮存舱柜、沉淀舱柜、循环舱柜、重力油柜及污油柜。主机总功率小于440kW的船舶，可用油桶代替滑油贮存舱柜。

4.4.1.2　循环油柜的进油管应延伸至最低液面以下适当深度并应与出油口尽量远离。

4.4.1.3　循环油柜的回油管上应装设温度计，并建议装设高温报警器。

4.4.1.4　若设有重力油柜，建议装设油位报警器。

4.4.1.5　滑油柜的液位计应符合本篇4.2.2.4的规定。

4.4.2　滑油泵

4.4.2.1　对单机功率超过370kW的多台主机船舶，应设置1台备用滑油泵或备品泵；对单机功率超过370kW的1台主机船舶，应设置备用滑油泵。

4.4.2.2　备用滑油泵应为独立动力泵，并能供立即使用，其管路布置应能向任一主机供油。能力相当的滑油驳运泵可以兼作备用滑油泵。

4.4.2.3　备品泵应便于安装和连接。

4.4.3　滑油管路

4.4.3.1　滑油泵的排出管路应设双联滤器，滤器前后应设压力表。

4.4.3.2　主机滑油总管进口处建议装设低压报警器。

第5节　冷却水管系

4.5.1　冷却水泵

4.5.1.1　对单机功率超过370kW的多台主机船舶，应设置1台备用冷却水泵或备品泵；对单机功率超过370kW的1台主机船舶，应设置备用冷却水泵。

4.5.1.2　备用冷却水泵应为独立动力泵，并能供立即使用，其管路布置应向任一主机供水。凡适合此用途，且不抽取含油介质的泵均可作为备用冷却水泵。

4.5.1.3　备品泵应便于安装和连接。

4.5.2　管路

4.5.2.1　开式冷却的柴油机，冷却水应通过高出柴油机最高冷却水腔的排出阀或直立回管通至舷外。并在排出管路上装设观察器。

4.5.2.2　闭式冷却的柴油机，其淡水系统应设置膨胀水箱，并建议装设高温报警器。膨胀水箱应装设注入管、空气管、溢流管、放泄阀及液位汁。

4.5.2.3　冷却水管路的布置应能有效地调节进水温度，并在最低处设置放泄旋塞。

4.5.2.4　冷却水泵与海水箱之间应设滤器。

4.5.2.5　舷外冷却器的布置应防止撞损。

4.5.2.6　主柴油机闭式淡水冷却管系应按需要装设适当的加热设备或与辅机淡水冷却

管系接通。

第6节　压缩空气管系

4.6.1　管路

4.6.1.1　压缩空气管管径的确定，应保证管内空气流速不超过30m/s。

4.6.1.2　压缩空气管的敷设应沿着气流方向略微向上倾斜，并尽量减少弯曲。

4.6.1.3　如气瓶内压力高于用气部件的许用压力，则应装设减压阀。减压阀后应设压力表和安全阀，并应设置旁通管路。

4.6.1.4　每台空气压缩机的排出管应直接接至每只起动空气瓶，且在该段压缩空气管路上应装有放气旋塞或卸载设备。

4.6.1.5　起动空气管上应装设止回装置。

4.6.1.6　空气压缩机或空气管路上应设有分离油水的设备，并在压缩空气管路上装有放泄装置。

4.6.1.7　从空气瓶到主、辅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。

第7节　排气管系

4.7.1　消音器

4.7.1.1　柴油机排气管应装设消音器。但若装有废气涡轮增压器或废气锅炉，可以免设。

4.7.1.2　消音器的结构应便于清洗和检修。

4.7.2　膨胀接头

4.7.2.1　柴油机排气口或废气涡轮增压器排气口应装设膨胀接头，排气管路上膨胀接头的数量视需要定，膨胀接头的连接应保证气密。

4.7.3　排气管

4.7.3.1　主机排气管路若须经船侧或船尾导出时，应防止江水倒灌。排气管与船体的连接应保证水密。

4.7.3.2　对载运易燃、易爆等危险货物的船舶，排气管应装设火星熄灭器。若危险货物的装货处所与排气管出口的水平距离大于10m，则可免设。

4.7.3.3　每台柴油机一般应有单独的排气管路。但在特殊情况下，允许多机共用1个排气总管，但每根排气支管内应设置挡板。

4.7.3.4　排气管不应布置在日用燃油柜或燃油管法兰接头的垂直下方，且其间距应不小于450mm。

排气管应尽量远离电器设备及电缆。

4.7.3.5　除废气锅炉外，锅炉烟道不应与柴油机排气管相连。

4.7.3.6　主排气总管上如设有冷却水套，则水套在安装前应以0.2MPa的压力进行水压试验。对能产生蒸汽的水套则应符合本篇第5章第4节的有关规定。

第8节　液压传动管系

4.8.1　材料

4.8.1.1　液压传动管系中的所有部件，应由不受液压油侵蚀且与其不起化学作用的材料制成。

4.8.1.2　液压油应具有良好的化学稳定性和粘温性能。

4.8.2　管系

4.8.2.1　液压传动管系的液压油不应用于该系统以外的任何机件的润滑。

4.8.2.2　液压管及配件的强度应考虑系统中可能产生的最高波动压力。

4.8.2.3　液压传动管系中应装设滤油器和溢流阀，其布置应保证滤油器在清洗时不致妨碍系统的正常工作，溢油应流至循环油箱。

4.8.2.4　液压系统和液压油缸等设备应在最高部位装设放气装置，管系布置应避免空气积贮。

4.8.2.5　管系中如装设蓄压器，应在蓄压器下端的管路上装设安全阀和供充气的单向止回阀。

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

4.8.2.7　液压传动管系操纵处所应装设指示开关的标志。

4.8.2.8　液压管系在安装前应清洗干净。管系应有牢固的支架，对易受碰损的管路应装防护罩，并距船体外板保持一定距离。管系中如有挠性软管，安装时应避免急转弯和扭曲，并应远离振源和热源。

第5章　锅炉和压力容器

第1节　一般规定

5.1.1　适用范围

5.1.1.1　本章规定适用于焊接结构的锅炉和压力容器。

5.1.1.2　本章的锅炉系指介质为水和饱和蒸汽的自然循环的燃油锅炉、立式小型辅助锅炉和废气锅炉；压力容器系指常温下承受内压的容器。

5.1.2　分类

5.1.2.1　在本规范中，锅炉和压力容器按设计压力 p（MPa）、筒体壁厚 δ（mm）和筒体温度 t（℃）可分为三级，见表5.1.2.1。

锅炉和压力容器分级　　表5.1.2.1

	Ⅰ级	Ⅱ级	Ⅲ级
锅炉	$p>0.35$	$p\leqslant 0.35$	—
压力容器	$p>3.92$ 或 $\delta>40$ 或 $t>350$	p、δ、t 均小于Ⅰ级规定，但 $p>1.57$ 或 $\delta>16$ 或 $t>150$	$p\leqslant 1.57$ 同时 $\delta\leqslant 16$ 且 $t\leqslant 150$

5.1.2.2　本章所称“小型辅助锅炉”系指蒸发量不超过1000kg/h，且设计压力不超过0.78MPa的锅炉。

5.1.3　定义

5.1.3.1　设计压力：系指锅炉和压力容器的最大许用工作压力，锅炉和压力容器的强度计算应以设计压力为依据，并应不小于任一安全阀的最高整定压力。

经济器的设计压力应为经济器内介质的最大工作压力。

5.1.3.2　金属温度:系指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。

5.1.4　图纸和资料

5.1.4.1　应将锅炉的下列图纸资料一式3份提交本社批准：

(1)　总图（锅炉的受热面最高部位应在送审图纸中进行清晰标示）；

(2)　本体结构图（包括构件连接结构）；

(3)　受压部件结构图（筒体、汽水包、联箱、燃烧室、炉胆、锅炉底脚焊接结构、经济器、过热器等）；

(4)　附件布置图；

(5)　安全阀通径计算书；

(6)　强度计算书；

(7)　自动控制系统图和说明书；

(8)　构件的热处理工艺；

(9)　试验压力。

5.1.4.2　应将压力容器的下列图纸资料一式3份提交本社批准：

(1)　总图；

(2)　本体结构图（包括构件连接结构）；

(3) 受压部件结构图（筒体、封头等）；
(4) 附件布置图；
(5) 强度计算书；
(6) 型式试验大纲。
注：凡经本社认可的产品，上述图纸和资料可不必重复送审。

第2节 设计与制造

5.2.1 设计

5.2.1.1 锅炉和压力容器的设计应符合本章附录1～6的有关规定。

5.2.1.2 锅炉构件的金属的温度在任何情况下应不低于表5.2.1.2的数值，且不低于250℃。与热介质直接接触的压力容器，其构件金属温度应取介质的最高工作温度。

锅炉构件金属的温度 表5.2.1.2

工作条件 构件名称	不受热者	受热但有良好绝热保护者	受对流热者	受辐射热者
汽、水筒、联箱	t	t+10℃	t+50℃	—
过热器筒或联箱	t+15℃	t+30℃	t+50℃	—
锅炉蒸发管	—	—	t+25℃	t+50℃
过热器管	—	—	t+35℃	t+50℃
经济器管	—	—	t+30℃	—
炉胆、烟筒和干背燃烧室后管板	—	—	—	t+90℃
湿背燃烧室	—	—	—	t+50℃

注：t ——介质温度，℃。

5.2.2 许用应力

5.2.2.1 锅炉和压力容器构件的许用应力[σ]应按下式确定，取小者：

(1) 金属温度低于及等于 50℃时：

$$[\sigma]=\frac{R_m}{2.7} \qquad [\sigma]=\frac{R_{eH}}{1.5}$$

(2) 金属温度高于 50℃时：

$$[\sigma]=\frac{R_m}{2.7} \qquad [\sigma]=\frac{R_{eH}^T}{1.5} \qquad [\sigma]=\frac{R_{m\,100000}^T}{1.5}$$

(3) 储存液态气体的压力容器：

$$[\sigma]=\frac{R_m}{3.0} \qquad [\sigma]=\frac{R_{eH}}{2.0}$$

式中：R_m——材料在环境温度下的最低抗拉强度，N/mm^2；

R_{eH}——材料在环境温度下的屈服强度，N/mm^2；

R_{eH}^T——材料在构件金属温度下的屈服强度或0.2%条件的规定非比例延伸强度，N/mm^2；

$R_{m100000}^T$——材料在构件金属温度下的10^5 h平均破断应力，N/mm^2。

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

5.2.3 制造

5.2.3.1 材料

(1) 锅炉和压力容器采用的材料，应符合本社《材料与焊接规范》的有关的规定，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技术资料提交本社批准。

5.2.3.2 焊缝强度系数

(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 5.2.3.2 选取。

对Ⅱ级锅炉和Ⅱ、Ⅲ级压力容器，若选取大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。

焊缝强度系数φ' 表 5.2.3.2

等级	焊缝强度系数φ'	透视检查	常规焊缝试板	热处理
Ⅰ级	1	应做，见本社《材料与焊接规范》	应做	见本社《材料与焊接规范》
Ⅱ级	0.85	应做，见本社《材料与焊接规范》	应做	见本社《材料与焊接规范》
Ⅲ级	0.60	—	—	—

5.2.3.3 焊接和热处理

(1) 锅炉和压力容器的所有受压构件的焊接、焊缝检查和焊后热处理，应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

(2) 冷滚压成形的锅炉或压力容器的筒体，应进行消除应力的热处理，此项热处理可与焊后热处理一次进行，若筒体内径与壁厚比大于等于 20 时，可不必进行消除应力的热处理。

(3) 热加工成形的锅炉或压力容器的构件，若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。

5.2.3.4 板材加工

(1) 板材应采用热切割或机加工方法切割出所需的形状和尺寸。若板厚不大于 25mm 时，可采用剪切加工，但应以机加工或凿削方法切除相当于 1/4 板厚且不小于 3mm 边宽。材料切边后，切割表面不应有裂纹、分层和折叠等。

5.2.3.5 成形

(1) 筒体壳板和封头等受压部件应用冲压或卷板成形，不应采用锤击成形。不论加热与否，成形工艺不应损害材料的材质。

(2) 筒体壳板和封头等受压部件在成形后应考虑作适当的热处理。此项热处理可单独进行，也可与焊后热处理一起进行。

5.2.3.6 锅炉和压力容器的开孔一般应符合下列规定：

（1）内径超过1000mm的锅炉或内径超过800mm的压力容器应设有人孔；

（2）对于尺寸过小无法进入内部检查的锅炉及其部件如筒体、联箱等和无法开设人孔的压力容器，则应设置足够数量的头孔或手孔以便进行内部检查和清洗；

（3）筒体内径小于等于300mm的压力容器可不设检查孔；

（4）各类开孔的最小尺寸一般要求如下：

人孔：　300×400mm（如圆形，最小直径为400mm）；

头孔：　220×320mm（如圆形，最小直径为320mm）；

手孔：　80×100mm。

5.2.3.7　其他

(1)　锅炉应设置适于吊装的吊耳及锅炉在装船后有防止锅炉发生移动的设施。底座螺栓孔及筒体上部的固定应能适应锅筒和联箱的热膨胀。

(2)　锅炉附件的安装部位，应便于安全操作和检修。

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

第3节　锅炉附件和燃烧系统

5.3.1　一般要求

5.3.1.1　锅炉附件应用法兰连接在座板或接管上。通径小于20mm的阀件，可用螺纹直接连接在座板或接管上；通径大于30mm的阀件的阀盖应用法兰连接；通径为30mm及以下的阀件的阀盖可用螺纹连接，但应设有防松装置。

5.3.1.2　锅炉阀件的本体应用钢或相当材料制造。设计压力不超过0.98MPa，介质温度不超过220℃的锅炉，其阀件的本体除排污阀外，可用铸铁制造。

5.3.1.3　锅炉附件应装在易于接近之处，以便于操作和维修。

5.3.2　给水阀

5.3.2.1　每台锅炉上应装设2套独立的给水阀；但对非重要用途的小型辅助锅炉和废气锅炉可仅装设1套。

5.3.2.2　给水阀由截止阀和止回阀组成，止回阀的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。对设有经济器的锅炉，如经济器设计成为锅炉整体的一部分时，截止阀可直接装设在经济器上。

水管锅炉的给水止回阀应装设有效的传动机构，以便能在锅炉处的花钢板上或其他方便的处所操作。

5.3.2.3　水管锅炉至少有1个给水管路装有能自动控制锅炉水位的给水调节器。

5.3.3　给水内管

5.3.3.1　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。

5.3.4　水位指示器

5.3.4.1　每台锅炉应装设2只玻璃水位表；小型水管锅炉可仅设1只玻璃水位表和一套（不少于2个）水位旋塞。

5.3.4.2　水位表应布置在易于接近且对水位可清晰观察的位置。水位表的水位最低显示位置应与锅炉的最低工作水位高度相一致，但对水管锅炉应位于最低工作水位以下50mm处。

水管锅炉的汽、水筒，若长度超过4m且横向布置时，则水位表应装于靠近鼓筒两端适合的位置。

5.3.4.3 水位表的型式应为平板玻璃水位表；对小型辅助锅炉可采用玻璃管水位表，但应装设防护设施。

水位表的旋塞应根据需要设置传动设施，当玻璃破损时能便于安全操作。

5.3.4.4 水位表应设有吹洗装置。

5.3.4.5 水位表可直接装设在锅炉壳体上或管座上，管座可用螺栓或螺纹直接连接于锅炉壳体或用连接管连接至锅炉壳体上。用连接管连接时，在锅炉壳体上应装有旋塞或带有启闭指示器的截止阀。连接管和管座的内径应按表5.3.4.6选取。

连接蒸汽部分的连接管应无可以积聚蒸汽凝水的低陷处或弯头。连接管不应通过烟箱，否则连接管应在套管内通过，且周围的间隙应不小于50mm。

连接管内径与管座内径 **表5.3.4.6**

锅炉筒体内径（m）	连接管内径（mm）	管座内径（mm）
>3	≥38	≥63
2.3~3	≥32	≥50
<2.3	≥25	≥45

5.3.4.6 锅炉最低水位一般应符合如下规定：

(1) 冷态时管子完全浸没的水管锅炉，最低水位应在最高管子顶部以上；对于冷态时管子不完全浸没的水管锅炉，锅炉制造商应提交最低水位设计的资料；

(2) 卧式烟管锅炉的最低水位应高于最高火界 75mm；对多回程的烟管锅炉可作适当减少；

(3) 燃油废气组合式锅炉的最低水位应高于热水管 50mm；

(4) 立式竖烟管锅炉的最低水位应高于 1/2 烟管高度；

(5) 当船舶横倾 4° 时，最低水位仍应满足上述要求。

5.3.4.7 对烟管废气锅炉，应设置低水位报警装置和废气旁通装置或备用给水泵。并应在低水位时报警并自动（或手动）旁通废气或自动起动备用给水泵。

5.3.4.8 对强制循环水管废气锅炉，应设置水流量低报警装置和备用循环水泵。并应在水流量低时报警并自动起动备用循环水泵。

5.3.5 安全阀

5.3.5.1 锅炉上应至少装有2只安全阀，对小型辅助锅炉可仅装1只安全阀。装有蒸汽过热器的锅炉，在过热器上亦应至少装有1只安全阀。

蒸汽过热器与锅炉成为一个整体时，即过热器与锅炉之间未设置截止阀时，过热器安全阀的流通面积可计入锅炉安全阀所需总流通面积之内；过热器与锅炉之间装有截止阀时，则不应计入。

过热器上安全阀的流通面积，一般为锅炉所需安全阀总流通面积的25%。

5.3.5.2 锅炉安全阀的直径 d 应按下式计算：

(1) 用于饱和蒸汽：

$$d=\sqrt{\frac{DA}{n(10.2p+1)}} \qquad \text{mm}$$

式中：n——阀的数目；

p——锅炉设计压力，MPa，按本章5.1.3.1；

D——锅炉最大设计蒸发量，kg/ h；

A——系数，按表5.3.5.2选取。

系数A　　表5.3.5.2

升程（mm）	d /24	d /20	d /16	d /12	d /4
系数A	27	23	18.5	14	6.6

(2) 用于过热蒸汽：

$$d_1 = d\sqrt{\frac{V_g}{V_B}} \qquad \text{mm}$$

式中：d_1——过热蒸汽安全阀直径，mm；

d——按饱和蒸汽计算时所需安全阀直径，mm；

V_g——过热蒸汽比容，m^3/kg；

V_B——饱和蒸汽比容，m^3/kg。

(3) 任何安全阀的直径应不大于 100mm，但亦应不小于 25mm。

(4) 如锅炉所设安全阀的直径小于规范要求值，则所设安全阀应通过试验确认，且设计方应确保锅炉所设安全阀符合规范对安全阀的试验规定。

5.3.5.3 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后 15min 内所能达到的最高值应不超过锅炉设计压力的 110%。

(2) 水管锅炉在上述同样情况下，锅炉压力在安全阀开启后 7min 内所能达到的最高值应不超过锅炉设计压力的 110%。

5.3.5.4 锅炉安全阀的构造应符合如下规定：

(1) 安全阀经整定和铅封后应无可能予以变动或过载；如弹簧发生折断时，阀瓣不会跳出阀座；

(2) 安全阀的排汽不应直接冲刷弹簧；

(3) 安全阀与锅炉连接的流通面积，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 1/2 安全阀的总面积；

(4) 在安全阀的阀体上应装有泄水管并引至舱底，泄水管上不应装有阀或旋塞；

(5) 安全阀应装有手动开启装置，手动开启装置应能在安全处所操作；

(6) 过热器安全阀的弹簧罩壳应予透风或采取其他措施使弹簧免受过高温度；

(7) 2 只安全阀可安装在同一阀体内。

5.3.5.5 安全阀应直接安装在锅炉和过热器上。

5.3.5.6 安全阀排气管的流通面积，对全升程安全阀（指升程≥d/4），应不小于安全阀的总面积的2倍，对其他安全阀应不小于1.1倍。

5.3.5.7 锅炉安全阀的开启压力可为大于实际许用工作压力的5%，以防止安全阀不必要的开启，但应小于锅炉设计压力。

过热器安全阀的开启压力，应低于锅炉安全阀的开启压力。

5.3.6 截止阀

5.3.6.1 主、辅蒸汽阀均应直接安装在锅炉筒体上；辅蒸汽阀的数量应尽可能减少，以减少筒体上不必要的开孔。过热器与锅炉成为一个整体时，主蒸汽阀应装在过热器的出口。

5.3.6.2 船上设有2台及2台以上锅炉或供重要用途的辅锅炉时，应符合下列规定：

(1) 供重要用途的蒸汽应由不少于 2 台锅炉供汽；

(2) 锅炉的蒸汽截止阀应为自闭式或止回式。

5.3.7 上下排污阀

5.3.7.1 每台锅炉应设置下排污阀，上排污阀根据需要设置。下排污阀和上排污阀（如设有时）均应直接安装在筒体上，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。

5.3.7.2 排污阀的通径应不小于20mm，但也不必大于40mm。

5.3.7.3 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。

5.3.8 压力表

5.3.8.1 每台锅炉应至少装有2只压力表，其中1只装在锅炉前面易于观察的位置；对小型辅助锅炉可只装设1只。

5.3.8.2 在每只压力表的连接管上，应装有校验压力表的接头（包括阀或旋塞）；对小型辅助锅炉可以免设。

5.3.8.3 压力表上应以红线标明锅炉工作压力；压力表的量程应能适用于锅炉水压试验时的压力。

5.3.9 锅水取样阀或旋塞

5.3.9.1 每台锅炉上应装设锅水取样阀或旋塞，并应直接装在锅炉筒体上，不应装在水位表或管座上。

5.3.10 空气阀

5.3.10.1 在锅炉筒体或汽筒的顶部应装有空气阀或旋塞，其通径一般为10～15mm。

5.3.11 过热器附件

5.3.11.1 过热器上应装有如下附件：

(1) 安全阀，见本节 5.3.5.1 和 5.3.5.2；

(2) 截止阀，见本节 5.3.6.1；

(3) 泄水阀；

(4) 空气阀；

(5) 温度计。

5.3.12 锅炉燃烧系统

5.3.12.1 燃油锅炉至少应装设2台燃油泵，小型辅助锅炉可只装设1台燃油泵，燃油泵应为自吸式。工作压力小于0.3MPa，且蒸发量小于50kg/h的小型辅助锅炉，允许用重力油柜直接供油。

每一台燃油泵均应按锅炉总蒸发量设计，且不应作其他用途。

5.3.12.2 油舱柜与油泵之间、油泵与喷油器之间应分别装设双联粗滤器和细滤器。对烧轻质柴油的锅炉可只装设1套细滤器；对不装燃油泵而由重力油柜直接供轻质柴油的小型辅助锅炉可免设。

5.3.12.3 喷油器、扩散器、调风设备和鼓风机的设计、安装和调节，应保证燃油完全燃烧，并使火焰对锅炉表面或管子无有害的影响。

燃烧器的布置，应能防止燃油渗漏和火焰从炉膛中吹出，并能使未完全燃烧的燃油安

全排出。观察孔和开口应有安全防护设备。

喷油器的供油管路应设手动快关阀。

5.3.12.4 锅炉炉膛的设计、安装应保证燃料的充分雾化和完全燃烧。炉膛内隔热材料应保证锅炉有良好的隔热和工作中不发生危险。隔热材料应安装牢固，热膨胀缝应曲折设置，相邻两排火砖砖缝相互错置，以避免火焰直接接触壳板。

5.3.12.5 燃油舱柜或闭式燃油加热器的加热蒸汽应为饱和蒸汽，其压力应不大于0.78MPa。

5.3.12.6 燃油系统中应至少在预热器、油泵出口及喷油器前总管上各装压力表1只。在油舱柜、预热器的出口及喷油器前总管上各装设量程不小于150℃的温度计1只。

5.3.12.7 喷油器与燃油泵间的管路及阀门、预热燃油的蒸汽管路及阀门、燃油过滤器、预热器等承受压力的设备均应进行1.5倍设计压力的液压试验。

5.3.12.8 锅炉燃油自动化装置应符合第4篇5.1.8的有关规定。

第4节 压力容器

5.4.1 强度计算

5.4.1.1 压力容器的构件强度应按本章附录1水管锅炉部分相应构件的强度进行计算，各公式中的许用应力按本章5.2.2.1的规定进行确定。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。

5.4.1.2 压力容器的设计压力和许用应力见本章5.1.3.1和5.2.2.1。

5.4.1.3 压力容器筒体的最小厚度δ应符合下式规定：

$$\delta \geqslant \frac{D_0}{1500} + 3 \qquad \text{mm}$$

式中：D_0——压力容器的内径，mm。

5.4.2 附件

5.4.2.1 设计压力大于0.98MPa或工作温度大于220℃的压力容器阀件本体应为钢质或其他认可的材料制成。

5.4.2.2 压力容器上应装有下列附件：

(1) 在压力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（如适用时）；

(5) 指示介质工作位置的液位计（如适用时）。

5.4.2.3 空气瓶上应装有下列附件：

(1) 本节 5.4.2.2（1）和（4）所述的隔离阀和压力表；

(2) 本节 5.4.2.2（2）所述的泄放设备，其布置应能放泄空气瓶内最低处的残水；

(3) 安全阀。如在空气进气管上或在压缩机上设有安全阀并在充气时能防止瓶内压力超过设计压力者，则空气瓶上可不装设安全阀，但应装有易熔塞，其熔点约为 100℃，其尺寸应保证在失火时能有效地放出空气，此时易熔塞处空气压力应不小于 0.7MPa。

(4) 安全阀的排量应能保证在出口阀关闭时，空气瓶内的空气压力不超过设计压力的110%。

(5) 对于供操纵遥控阀用的空气瓶不应装有易熔塞。

第5节　试 验

5.5.1　液压试验

5.5.1.1　锅炉、锅炉部件、附件和压力容器制成或装配完毕，并经无损检测等检验合格后，应按表5.5.1.1的规定进行液压试验，但试验压力应不超过试验温度下的90%屈服强度。对需要热处理的则应在热处理后进行。

5.5.1.2　锅炉的所有部件，如汽、水筒及联箱等，若在制造完毕后（包括所有接管和座板焊装完毕和热处理完毕）及钻孔前经1.5p或$1.5p\dfrac{R_{eH}^{350}}{R_{eH}^{T}}$液压试验，则锅炉可只作1.25$p$液压试验。

液 压 试 验　　表5.5.1.1

序号	名称		试验压力（MPa）	
			制成或装配完毕	附件安装后
1	汽、水筒、联箱、经济器联箱		1.5p	—
2	过热器联箱	工作温度≤350℃	1.5p	—
		工作温度>350℃	$1.5p\dfrac{R_{eH}^{350}}{R_{eH}^{T}}$	—
3	锅炉、过热器、经济器		1.5 p	1.25 p
4	压力容器	工作温度≤350℃	1.5 p	1.25 p（空气瓶可作工件压力下气密试验）
		工作温度>350℃	$1.5p\dfrac{R_{eH}^{350}}{R_{eH}^{T}}$	
5	锅炉烟管、水管、过热管和经济器管		2 p（弯制加工后）	—
6	过热器蒸汽阀		2.5 p	1.5 p
7	其他锅炉阀件或附件及废气锅炉		2 p	1.25 p

注：① p ——设计压力，MPa。

② R_{eH}^{350} ——材料在350℃时的屈服强度或0.2%条件的规定非比例延伸强度，N/mm^2。

③ R_{eH}^{T} ——材料在工作温度t℃时的屈服强度或0.2%条件的规定非比例延伸强度，N/mm^2。

5.5.2　锅炉的型式试验（工厂无条件的试验项目，可在装船试验进行）

5.5.2.1　批量生产锅炉的每一系列（基本结构型式相同，规格、尺寸不同）中应选取一台锅炉按本章附录7的规定进行型式试验，试验目的如下：

(1)　确定锅炉的安全程度；

(2)　验证锅炉的热工性能是否达到设计要求；

(3)　考核锅炉结构、所有材料、绝热装置等是否满足锅炉正常运行要求；

(4) 考核锅炉机组各系统和配套设备是否正常运行。

5.5.3 装船试验

5.5.3.1 锅炉装船后，应进行操作和安全保护装置的功能试验。

5.5.3.2 压力容器的功能试验，可结合其所组成的系统同时进行。

附录1 水管锅炉强度计算

1 筒体

1.1 汽、水筒壳板和管板的最小厚度 δ 应按下式计算：

$$\delta = pD_o/(2[\delta]\varphi - p) + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中： p ——设计压力，MPa，按本章5.3.1.1确定；

D_o ——壳板内径，mm；

$[\delta]$ ——许用应力，N/mm^2，按本章5.2.2.1确定；

φ ——筒体最小强度系数，按本附录2.1确定。

本公式仅适用于计算所得的厚度不大于0.5筒体内半径的情况。

1.2 锅炉壳板的最小厚度应不小于6.0mm。

1.3 对管板，其厚度要使最小平行段厚为9.5mm；如有必要保证管子的紧密，其厚度应适当增加（参见本章附录6中的3.1）。

2 筒体强度系数

2.1 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 按本章表5.2.3.2规定的焊缝强度系数 φ' 选取，如属无缝筒体则 $\varphi=1$；

(2) 受管孔减弱的筒体：

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2.1(2)①和图2.1(2)③所示，筒体强度系数 φ_1 按下式计算：

$$\varphi_1 = \frac{t_1 - d}{t_1}$$

② 筒体上管孔直径相等，纵、横向管距一定的错排管孔（各列管孔错开 $\frac{t_1}{2}$）：如图2.1(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：

$$\varphi_2 = K\varphi_k$$

式中：$K = \dfrac{1}{\sqrt{1 - \dfrac{0.75}{(1+m^2)^2}}}$，或按图2.1(2)②查取；

其中： $m = \dfrac{t_1}{t_2}$；

$\varphi_k = \dfrac{t_k - d}{t_k}$。

按照①、②的计算，筒体强度系数 φ 应取其较小值；

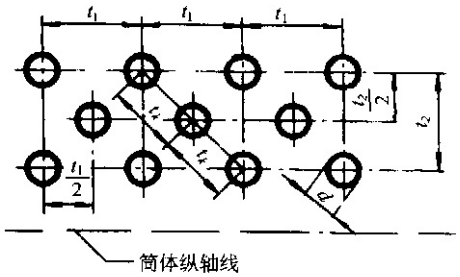


图2.1(2) ①

③ 筒体上管孔直径相等的并排管孔，如图2.1(2)③所示，如横向管距t_2小于$t_1/2$时，筒体强度系数应以$2\varphi_3$代替按本条(2)①中所算得的φ_1。φ_3按下式计算：

$$\varphi_3=\frac{t_2-d}{t_2}$$

横向管距t_2应为管板厚度中心面上的管孔距离。

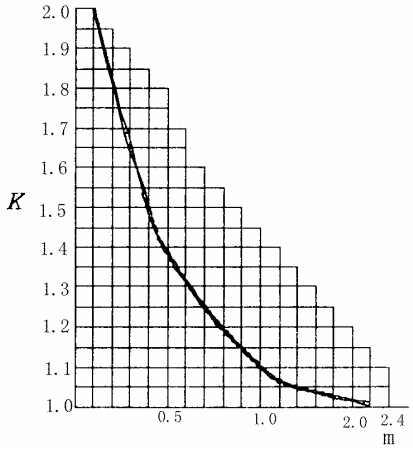


图 2.1(2)②

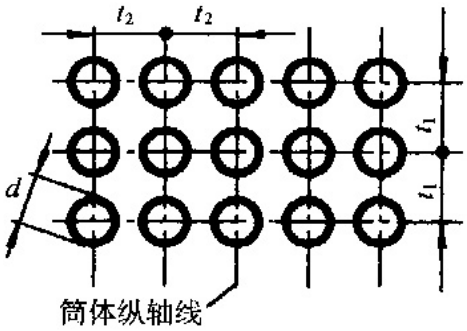


图2.1(2)③

2.2 如筒体上管孔直径相等，管距排列不相等，见图2.2，筒体强度系数φ_1应按下式计算：

$$\varphi_1=\frac{t_1+t_1'-2d}{t_1+t_1'}$$

此时，所选用的t_1+t_1'，应使所算得的φ_1为最小，但在任何情况下，t_1'应不大于$2t_1$。

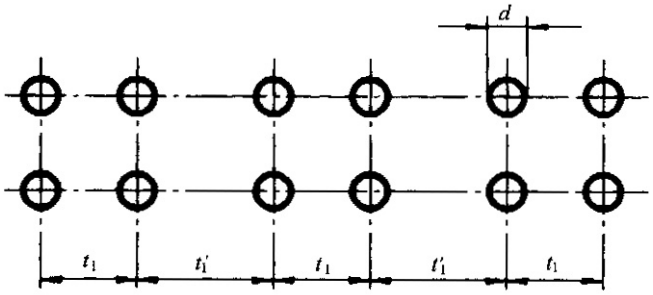


图 2.2

2.3　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。

3　短管的补偿

3.1　在鼓筒或联箱上钻有焊接短管的管孔且短管焊装能符合开孔加强的规定时(见本章附录5中的 1.3)，参于计算孔带强度的管孔直径可由当量直径代替，当量直径d_c可按下式计算：

$$d_c = d - \frac{A}{\delta} \qquad \text{mm}$$

式中：d——管孔的实际直径，mm；

δ——筒体厚度，mm；

A——由短管提供管孔的补偿面积，mm^2，见图3.1(1)或(2)(图中打影线的面积为补偿面积A的一半)。

图中：δ_1——短管实际厚度，mm；

δ_3——短管按本附录9.1规定所要求的最小厚度，mm；

$h = \sqrt{d\delta_1}$　，mm。

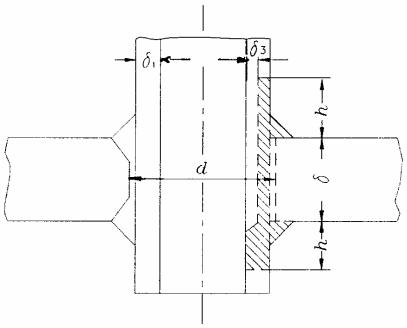


图3.1(1)

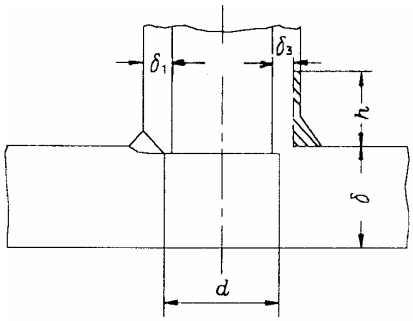


图 3.1(2)

3.2　短管材料在设计温度下的许用应力如小于简体材料在设计温度下的许用应力时，则由短管所提供的有效加强截面积应乘以前者和后者许用应力的比值进行修正。

4　球形壳体

4.1　承受内压力的球形壳体的最小厚度 δ 应按下式计算：

$$\delta = \frac{pD_0}{4[\sigma]\varphi - p} + 0.75 \qquad \text{mm}$$

式中：D_o——壳体内径，mm；

p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

［δ］——许用应力，N/mm^2，按本章5.2.2.1确定；

φ ——壳体强度系数，按本章表5.2.3.2规定的焊缝强度系数选取。

壳体上有开孔时，应按本章附录5中的 2.1～2.3规定进行加强。

上述公式适用于当计算所得的厚度不大于0.5壳体内半径的情况。

5　凸形封头

5.1　凹面承受压力的椭球形、扁球形和球形封头见图5.1(1)～(3)，其最小厚度 δ 应按

下式计算：

$$\delta = \frac{pD_1 y}{2[\sigma]\varphi} + 0.75 \qquad \text{mm}$$

式中：D_1 ——封头外径，mm；

p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

［σ］——许用应力，N/mm^2，按本章5.2.2.1确定；

φ ——适用于焊缝的强度系数或筒体最小强度系数（见本附录2）；

y ——形状系数，按图5.1(4)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；

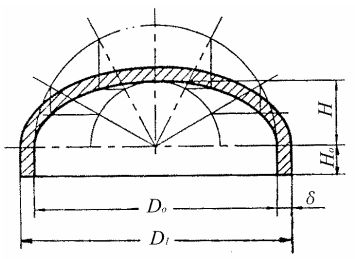
对开孔而未经加强的封头根据$d/\sqrt{D_1\delta}$值和H/ D_1值在虚线曲线组内选取，

其中：d——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，其开孔系数可按本章附录5中的2.1计算。封头上的开孔位置和封头的结构应符合本附录5.2和5.3的规定。

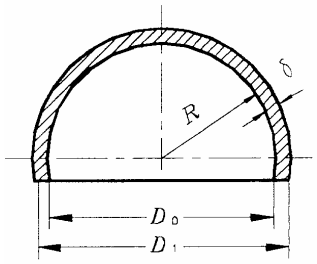
焊接的封头应按本章表5.2.3.2规定的焊缝强度系数考虑其减弱的影响。

封头与筒体对接时，封头的直边部分的厚度，应不小于按本附录1.1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。



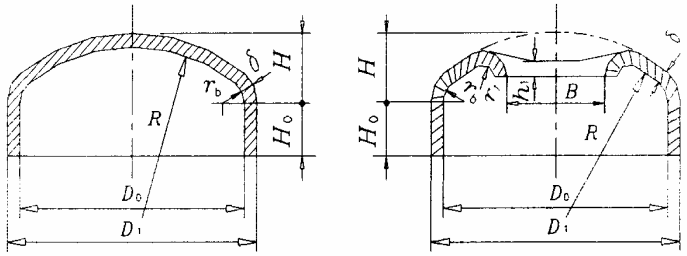
椭球形封头

图 5.1(1)



球形封头

图 5.1(2)



扁球形封头

图 5.1(3)

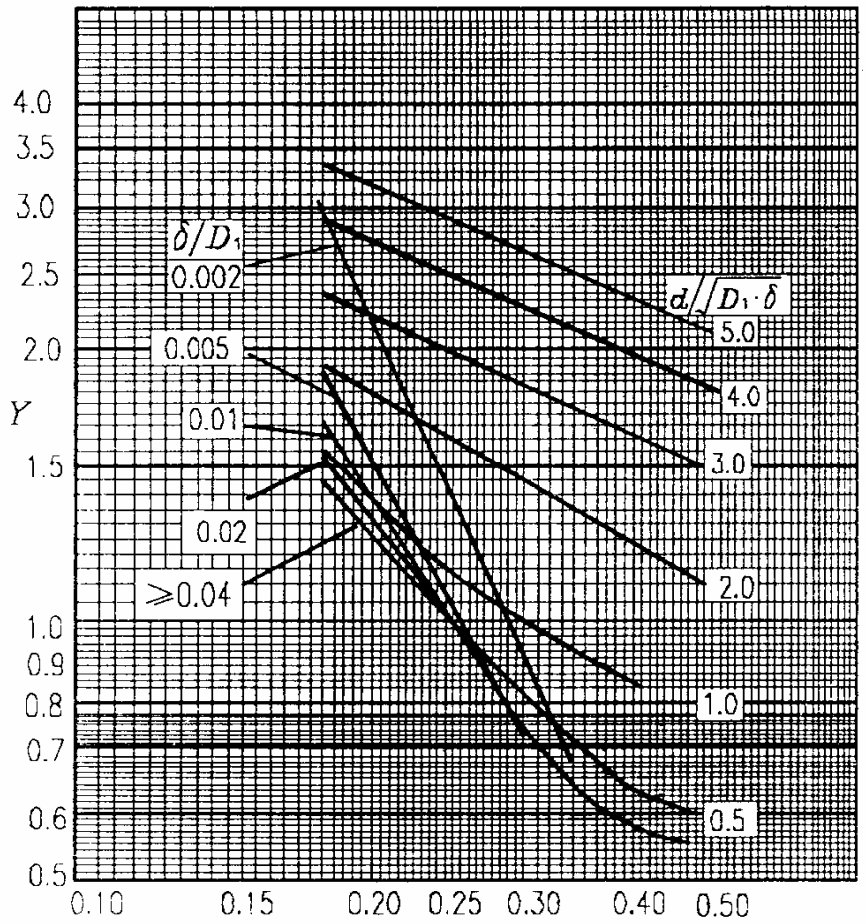


图5.1(4)

5.2　椭球形和扁球形封头的开孔应符合下列规定，见图5.2：

(1) 开孔边缘至封头边缘之间的投影距离应不小于$0.1D_1$；

(2) 两相邻孔之间的投影距离应不小于小孔的直径。

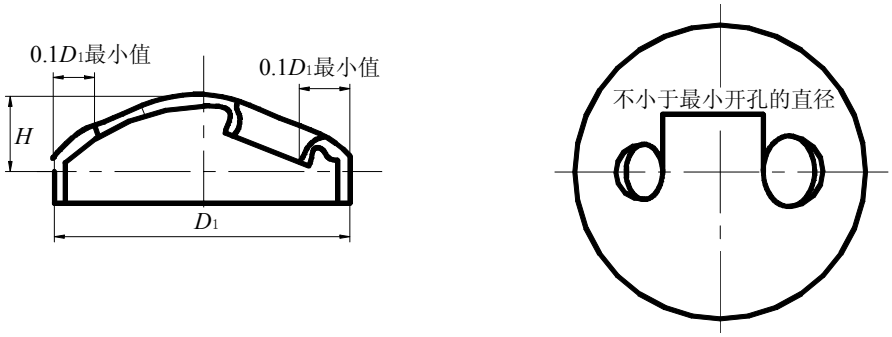


图 5.2

5.3　凸形封头的结构应符合下列规定：

(1) 扁球形封头，见图5.1(3)：

$$r_b \geqslant 0.1\,D_1 \text{或} r_b \geqslant 3\,\delta\text{，取大者；}$$

$$R \leqslant D_1; \quad H \geqslant 0.18 D_1; \quad H_o \geqslant 2\delta$$

(2) 椭球形封头，见图5.1(1)：

$$H \geqslant 0.20 D_1; \quad H_o \geqslant 2\delta$$

(3) 椭球形、扁球形和球形封头上的人孔弯边(人孔弯边均不应作为开孔加强材料)，见图5.1(3)：

$$h_1 \geqslant \sqrt{B\delta}$$ ，B为人孔短轴；

$$r_1 = (1.5 \sim 2)\delta$$

5.4 凸形封头的最小厚度应不小于5.0mm。

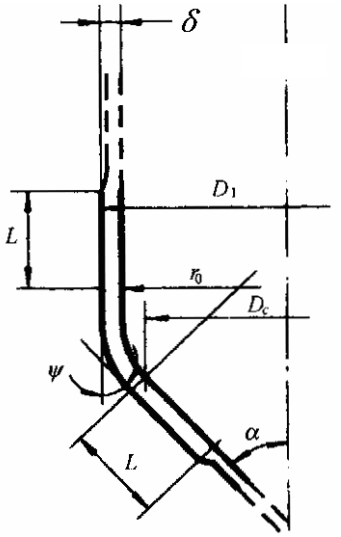
6 承受内压力的锥形封头

6.1 锥形封头或收缩截面分段的锥形封头的结构见图6.1(1)～(4)。

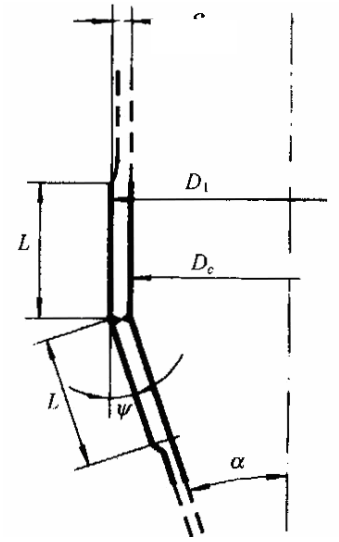
锥形封头或收缩截面分段锥形封头与筒体的连接以及收缩截面分段间的连接，最好采用转折圆角过渡。或者，当所连接两段之间的倾斜角 ψ 小于30° 时，亦可对接焊而不必转折圆角。

锥形封头可以用逐渐减薄的环段组成，各环段的厚度由相应减小的直径来决定。

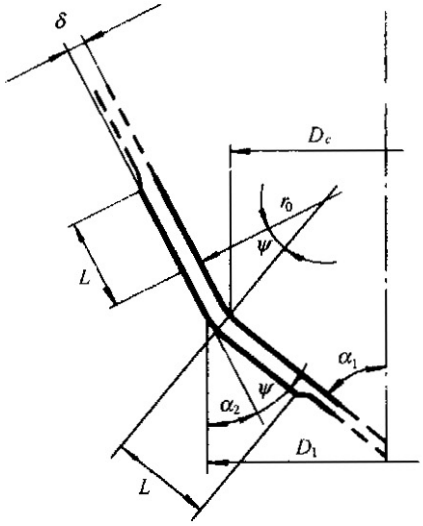
锥形封头或分段的最小厚度应按本附录6.2和6.3所规定的公式进行计算，但在转折部分及其附近L长度范围内所取厚度应不小于与其相连接的分段厚度。



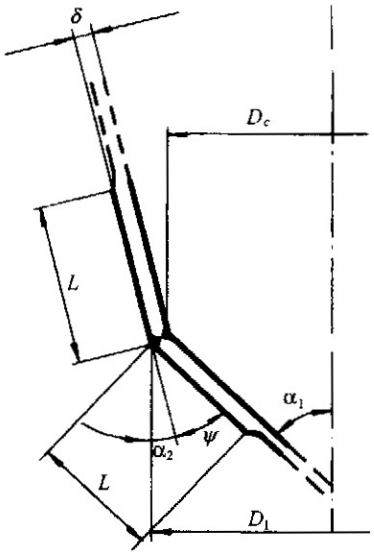
（1）圆锥体和筒体连接有转折圆角



（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 6.1

6.2 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6.1)的最小厚度 δ,应按下式计算:

$$\delta = \frac{pD_1K}{2[\sigma]\varphi'} + 0.75 \qquad \text{mm}$$

式中：p —— 设计压力，MPa；按本章5.1.3.1确定；

D_1 —— 筒体、锥形封头或分段的外径，mm，见图6.1(1)～(4)；

φ' —— 焊缝强度系数，按本章表5.2.3.2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' 应取1.0；否则φ' 应选取适合于周向焊缝的强度系数；

K —— 因数，见表6.2；

$[\sigma]$ —— 许用应力，N/mm^2；按本章5.2.2.1确定。

因 数K 表 6.2

r_0/D_1 ψ	相应于r_o/D_1比值下的K值											
	0.01	0.02	0.03	0.04	0.06	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50
10°	0.70	0.65	0.60	0.60	0.55	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	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	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	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	0.55
75°	6.80	5.85	5.35	4.75	3.85	3.50	3.15	2.70	2.40	1.55	1.00	0.55

注：r_o——转折圆角内半径，mm，对无转折圆角的结构，r_o取0.01 D_c 。

本条所指的距离L，见图6.1(1)～(4)，并应按下式计算：

$$L=0.5\sqrt{\frac{D_1\delta}{\cos\psi}} \qquad \text{mm}$$

式中：ψ ——两个相连接的锥形分段斜度角，见图6.1。

6.3　与筒体或锥形分段相连接的锥形封头, 在从其连接处到距离为L长度范围以外部分的最小厚度δ应按下式计算:

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

式中：D_c——所计算的锥形分段或封头的内径, mm, 见图6.1(1)～(4)；

p ——锅炉设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

φ' ——焊缝强度系数，按本章表5.2.3.2规定选取；

$[\sigma]$ ——许用应力，N/mm^2，按本章5.2.2.1确定；

α ——相对容器中心轴的锥形分段的斜度角，相当于图6.1(1)～(4)中α、α_1、α_2，如相对于容器中心轴的锥形分段斜度角大于75°，此板厚应按无牵条支撑的平板计算。

7　联箱

7.1　圆截面联箱筒体的最小厚度应按本附录1.1规定进行计算。

7.2　矩形截面联箱的最小厚度δ 应不小于按下列两式计算所得之值:

(1) 联箱转角处的厚度:

$$\delta=\frac{p\sqrt{m^2+l^2}}{2.6[\sigma]}+\sqrt{\frac{4.5M_k p}{[\sigma]}} \qquad \text{mm}$$

(2) 联箱平壁的厚度:

$$\delta=\frac{pl}{2.6[\sigma]\varphi}+\sqrt{\frac{4.5M_b p}{[\sigma]\varphi_1}} \qquad \text{mm}$$

式中：p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

$[\sigma]$ ——许用应力，N/mm^2, 按本章5.2.2.1确定；

m ——进行强度计算的联箱壁宽度的一半，mm；

l ——联箱另一壁宽度的一半，mm；

b ——从减弱孔轴向中心线至联箱中心线之间的距离，mm，见图7.2(1)；

M_k ——联箱转角处的弯矩因子，mm^2:

$$M_k=\frac{m^3+l^3}{3(m+l)}$$

M_b ——联箱壁上的弯矩因子，mm^2，负值按绝对值计算：

$$M_b=M_k-(m^2-b^2)/2$$

φ、φ_1——强度系数：

$$\varphi=\frac{t-d}{t}$$

当$\frac{d}{m}$＜0.6时，$\varphi_1=\varphi$ ；

当$\frac{d}{m}$≥0.6时，$\varphi_1=1-0.6\frac{m}{t}$ 。

其中：t ——孔的中心距，mm；

d ——联箱壁上圆孔的直径，mm。如孔为椭圆时，$\varphi=\frac{t-d}{t}$ 中的 d 用椭圆孔沿联箱纵向尺寸α代替；$\frac{d}{m}$ 中的 d 用椭圆孔沿联箱横向尺寸c代替，见图7.2(2)。

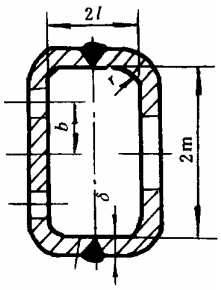


图 7.2(1)

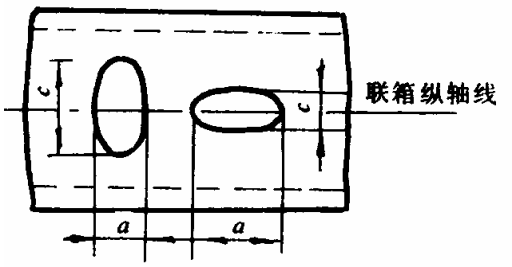


图 7.2(2)

7.3 当联箱壁上的管孔与联箱中心线对称错排时，见图7.3，除按本附录7.1及7.2计算联箱壁厚外，还应按下式计算斜拱处的厚度δ ：

$$\delta=\frac{pl}{2.6[\sigma]\varphi_k}+\sqrt{\frac{4.5M_b^{'}p}{[\sigma]\varphi_k}} \qquad \text{mm}$$

式中：$M_b^{'}=\left[\frac{m^3+l^3}{3(m+l)}-\frac{m^2}{2}\right]\cos\alpha$；

$\varphi_k=\frac{t_k-d}{t_k}$；

α、t_k——见图7.3；

其余符号与本附录7.2中相同。

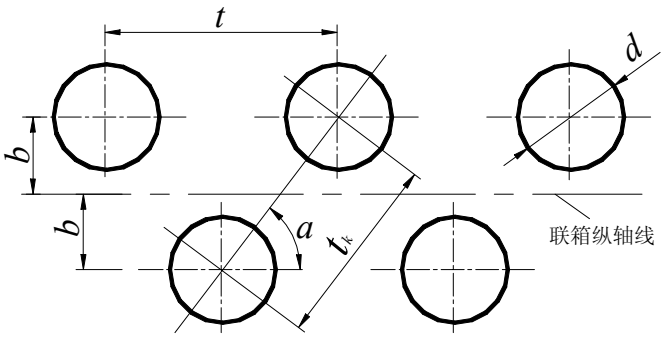


图 7.3

7.4　联箱转角处的半径r，见图7.2(1)，应不小于8mm，联箱壁为管孔所减弱时的强度系数φ、φ_k，一般应不小于0.325；联箱壁的最小厚度应不小于8mm，但对辘装管子的联箱厚度应不小于14mm。

7.5　在联箱壁上，应尽量避免在焊缝上开孔。管孔中心至焊缝边缘的距离一般应不小于管孔直径的0.9倍。

8　平封头

8.1　联箱上的平封头最小厚度δ应按下式计算：

$$\delta = CD\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \qquad \text{mm}$$

式中：p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

$[\sigma]$ ——许用应力，N/mm^2，按本章5.2.2.1确定；

D ——筒体计算直径，mm。

c ——系数，按表8.1选取。

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：

$$D = a\sqrt{\frac{2}{1+(\frac{a}{b})^2}}$$

式中：a ——矩形封头的短边，mm；

b ——矩形封头的长边，mm；

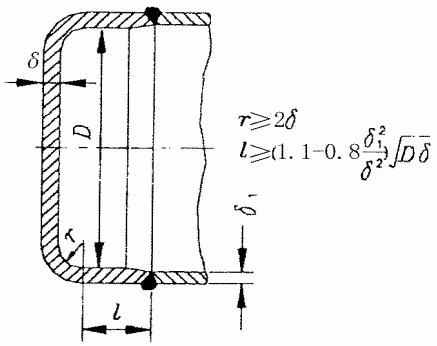


图 8.1(1)

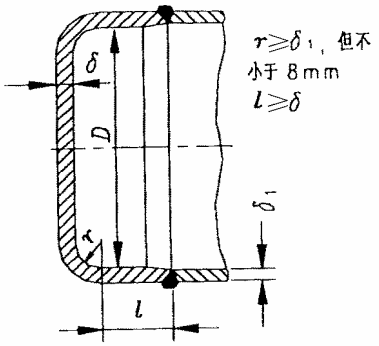


图8.1(2)

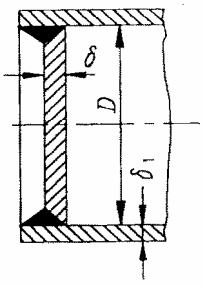


图 8.1(3)

系数C　　表 8.1

封头型式	圆形平封头C	矩形平封头C
图8.1(1)	0.38	—
图8.1(2)	0.43	0.50
图8.1(3)；(4)(a)；(4)(b)	0.52	0.57
图8.1(4)(c) L/D=0.05 L/D=0.10 L/D=0.15	 0.57 0.62 0.67	 — —

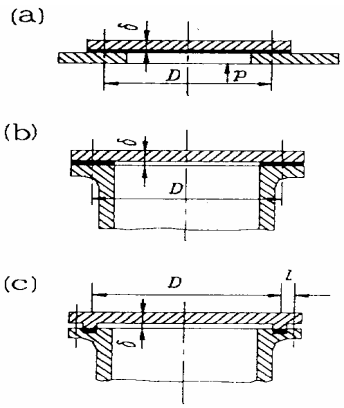


图 8.1(4)

8.2　圆形平封头上如有开孔时，平封头的最小厚度应按本附录8.1，规定所算得的厚度增加12%。

9　承受内压力的锅炉管

9.1　承受内压力的锅炉管的最小厚度 δ 应按下式计算，但任何情况下应不小于本附录9.2的规定：

$$\delta = \frac{pD_1}{2[\sigma] + p} + 0.75 \qquad \text{mm}$$

式中：D_1 ——管子外径，mm；

p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

$[\sigma]$——许用应力，N/mm^2，按本章5.2.2.1确定。

9.2　按照本附录9.1规定计算的锅炉管,在任何情况下均应不小于表9.2所规定的最小厚度，并应增加管子的负公差、管子弯管时的减薄量和在营运中可能发生的不正常腐蚀量。

锅炉管壁最小厚度(mm)　　表 9.2

管子外径	最小厚度	管子外径	最小厚度
≤38	1.75	＞75≤95	3.05
＞38≤50	2.16	＞95≤100	3.28
＞50≤70	2.40	＞100≤125	3.50
＞70≤75	2.67		

注:用于烟管锅炉和立式辅助锅炉承受内压力的水管,其最小壁厚应不小于3mm。

附录2　卧式烟管锅炉强度计算

1　筒体

1.1　筒体壳板最小厚度应按本章附录1中1.1的规定进行计算。

1.2　筒体如由两段对接焊成时，则筒体上的纵焊缝应至少相互错开200mm。

1.3　干汽包与锅炉筒体采用直角焊接时，应采用双面坡口或单面坡口封底焊。

2　有支撑的平壁板

2.1　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：

$$\delta = C\,t\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \qquad \text{mm}$$

式中：p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

$[\sigma]$ ——许用应力，N/mm^2，按本章5.2.2.1确定；

C ——系数，按表2.1选取；

t ——系固点的计算间距，mm。

系数C　　表 2.1

序号	系 固 形 式	系 数 C②	
		不接触火	接触火
1	弯边或直角焊接①	0.38	0.41
2	牵条，有垫圈加强，垫圈直径≥0.67牵条间距	0.36	—
3	牵条，有垫圈加强，垫圈直径＞3.5倍牵条直径	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

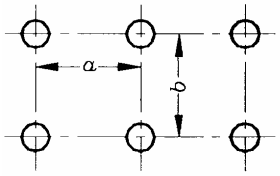
注：① 参见本附录3.1(2)、(3)和(4)。

② 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。

(1) 牵条为规则排列时，见图2.1(1)：

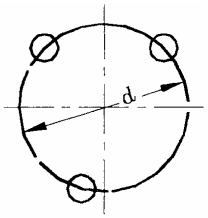
$$t = \sqrt{a^2 + b^2}$$

(2) 牵条为不规则排列时，或牵条与弯边之间的区域：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，$t = d$，见图2.1(2)。



(1)

图 2.1（1）



(2)

图 2.1（2）

2.2　管群区域平管板的最小厚度 δ 应按下式计算：

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

式中：p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

$[\sigma]$ ——许用应力，N/mm^2，按本章5.2.2.1确定；

C ——系数，按本表2.1选取，系固形式见图4.2(烟管)和图5.2(牵条管)；

t ——牵条管或烟管的平均间距，mm；

(1) 管群区有焊装牵条管而烟管胀接于管板上时，t为固管板的牵条管平均间距(从管子中心作四边形)，取四边总长的1/4；

(2) 管群区无牵条管而烟管全部焊装于管板上时，t为烟管的平均间距。

在任何情况下，管板的最小厚度应不小于下列数值：

(1) 管子焊装于管板上时为10mm；

(2) 管子胀接于管板上时为14mm，但设计压力不超过0.78MPa的辅助锅炉可为12mm。

2.3 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：

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

(2) 管群周围的平壁板：

$$\delta = Cd\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \qquad \text{mm}$$

式中：p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

$[\sigma]$ ——许用应力，N/mm^2，按本章5.2.2.1确定；

C ——系数，按表2.1选取，牵条管的系固形式见图5.2(1)和(2)；

$t = \sqrt{a^2 + b^2}$ mm；

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或通过牵条管、牵条和弯边3个系固点所作圆的最大直径，mm；圆心应位于3个系固点所组成的三角形内。

2.4 管板由烟管所提供的支撑仅算至连接烟管外边所形成的连接线，但如边排烟管的外侧离弯边系固点之间的距离小于按本附录2.5规定计算所得的弯边支撑宽度限时，边排上的管子可不装牵条管。

2.5 与烟筒、炉胆或壳板相连接的平壁板，从系固点(见本附录3)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、炉胆或壳板所系固：

$$b = \frac{C(\delta - 1)}{\sqrt{p}} \qquad \text{mm}$$

式中：p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1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筒、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应分别取为：

C =7.5——用于不接触火焰部分；

C =7.1——用于接触火焰部分。

2.6　燃烧室管板的最小厚度 δ 除按本附录2.2和2.3规定进行计算外，还应根据燃烧室顶板上所承受的载荷，按下式核算抗压强度：

$$\delta = \frac{pLt}{193(t-d)} \qquad \text{mm}$$

式中：p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1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。

2.7 管板上烟管间的最小中心间距t应按下式计算：

胀接管：

t =1.125d +12.5　　mm

焊接管：

进口烟气温度≤800℃时，t =1.125d +7　　mm

进口烟气温度＞800℃时，t =1.125d +9　　mm

式中：d——烟管外径，mm。

2.8　连接筒体壳板的弯边平端板，弯边内半径应不小于1.75倍板厚，但最小为38mm。燃烧室管板或平壁板弯边与围板连接时，弯边内半径应不小于板的厚度，但最小为25mm。

3　系固点

3.1　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(仅指管群内)和弯边可作为系固点；

(2) 弯边系固点：

① 锅炉平壁板弯边的内弯曲半径等于或小于壁厚2.5倍时，以弯边起点作为系固点；

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；

(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；

(4) 胀接的烟管、人孔或手孔的弯边不应作为系固点。

3.2 牵条、牵条管、焊装烟管作为拉撑件应尽量均匀布置，使被拉撑的面积尽量相等。

3.3 拉撑件所支撑的面积A，等于被拉管板上系固点中位线所包围的面积，系固点中位线为距相邻系固点等距离的连线，可近似取为相邻三个或三个以上系固点的切圆中心和相邻两个系固点的中点的连线，如图3.3所示。对于牵条、牵条管和普通烟管，还应将上述所画面积减去这些元件所占的面积作为支撑面积；而对于斜拉杆，则不减去其所占的面积。

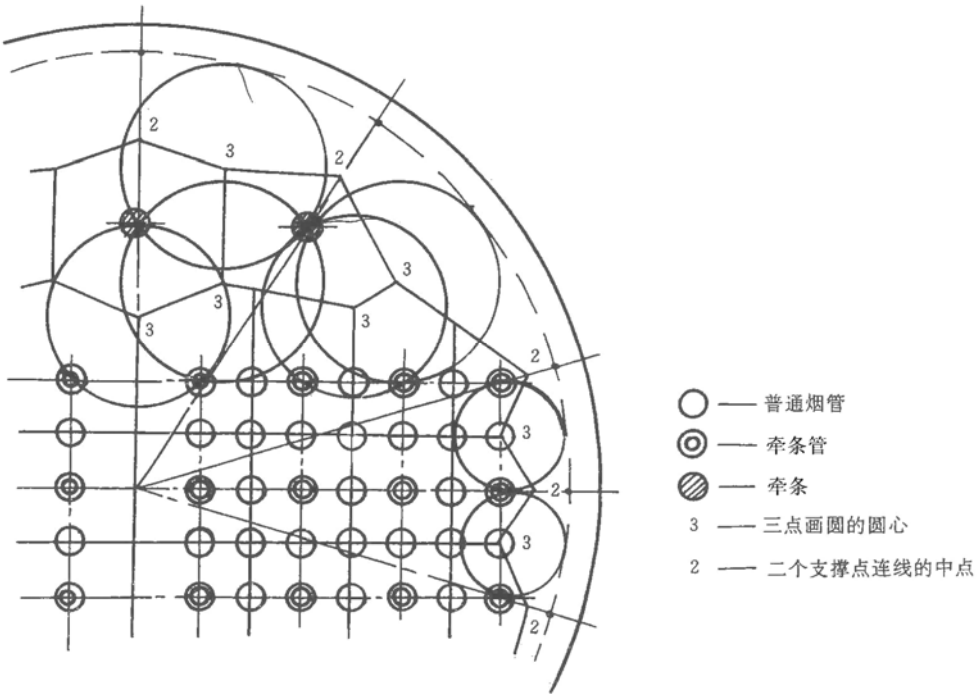


图 3.3

4 烟管

4.1 烟管的最小厚度 δ 应按下式计算或按表4.1选取，但任何情况下均应不小于3mm。

$$\delta = \frac{pd_1}{69} + 2 \qquad \text{mm}$$

式中：p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定：

d_1——烟管外径，mm。

烟管管壁最小厚度　　表 4.1

管子外径(mm)	管壁厚度(mm)				
	3	3.2	3.5	4.0	5.0
	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

4.2 烟管的安装可采用胀接或焊装于管板上，烟管焊装于管板上时，应符合图4.2的规定。

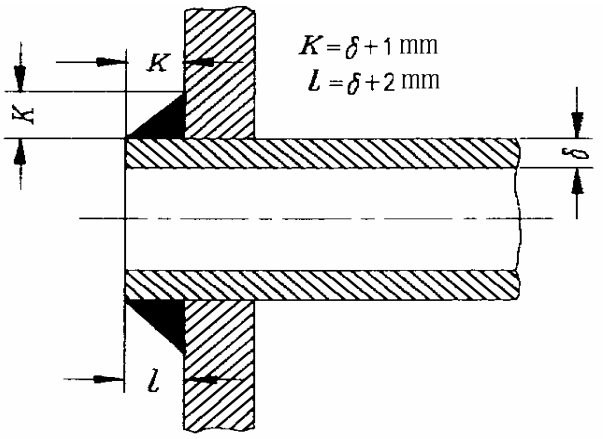


图 4.2

5 牵条管

5.1 支撑管板的焊装牵条管的截面积F应按下式计算，但在任何情况下牵条管的厚度应不小于3.5 mm。

$$F=\frac{pA}{[\sigma]} \qquad \text{mm}^2$$

式中：p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定：

A ——由一根牵条管支撑点中位线所围的面积与牵条管截面积之差，mm^2：

［σ］——许用应力，取67N/mm^2。

5.2 牵条管焊装于管板上的结构，应符合图5.2(1)或(2)的规定。

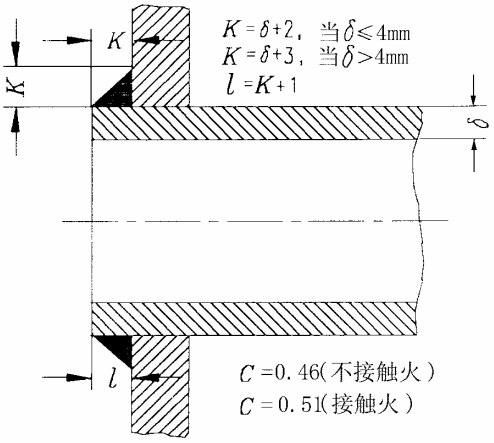


图5.2(1)

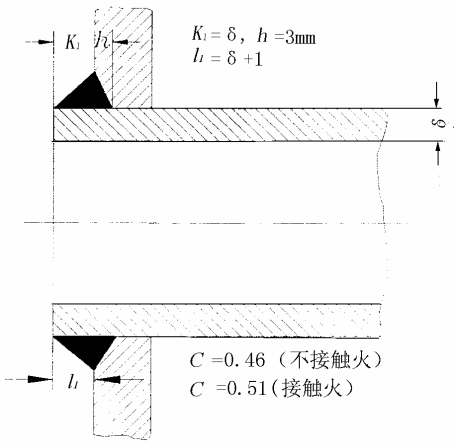


图 5.2(2)

6 牵条

6.1 支撑平壁板的焊装牵条的最小截面积F 应按下式计算：

$$F=\frac{pA}{[\sigma]} \qquad \text{mm}^2$$

式中：p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

A ——1根牵条所支撑的最大面积，mm^2；

$$[\sigma]=\frac{R_m}{5.3}\ \text{N/mm}^2$$，用于长牵条；

其中：［σ］= 62 N/mm²，用于短牵条；

R_m——材料抗拉强度，N/mm²。

6.2　焊装牵条的结构型式应符合图6.2(1)、(2)(用于长牵条)和(3)(用于短牵条)的规定。

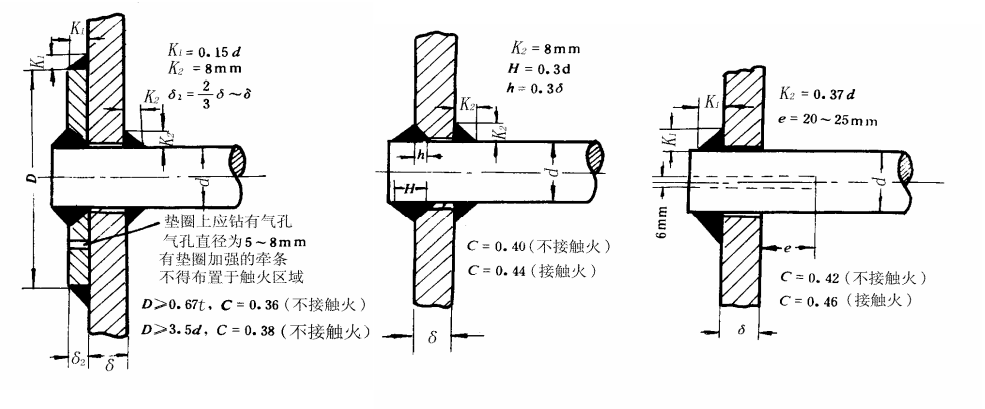


图6.2（1）　　图6.2（2）　　图6.2（3）

6.3　牵条与平管板及筒体按图6.3的结构连接时，插入平管板的端头焊接结构型式应符合6.2的规定，牵条的最小截面积F应按下式计算：

$$F=\frac{PA}{[\sigma]\sin\alpha}\qquad \text{mm}^2$$

式中：α——牵条与平管板之间的夹角，°，不小于60；其他符号与6.1相同。

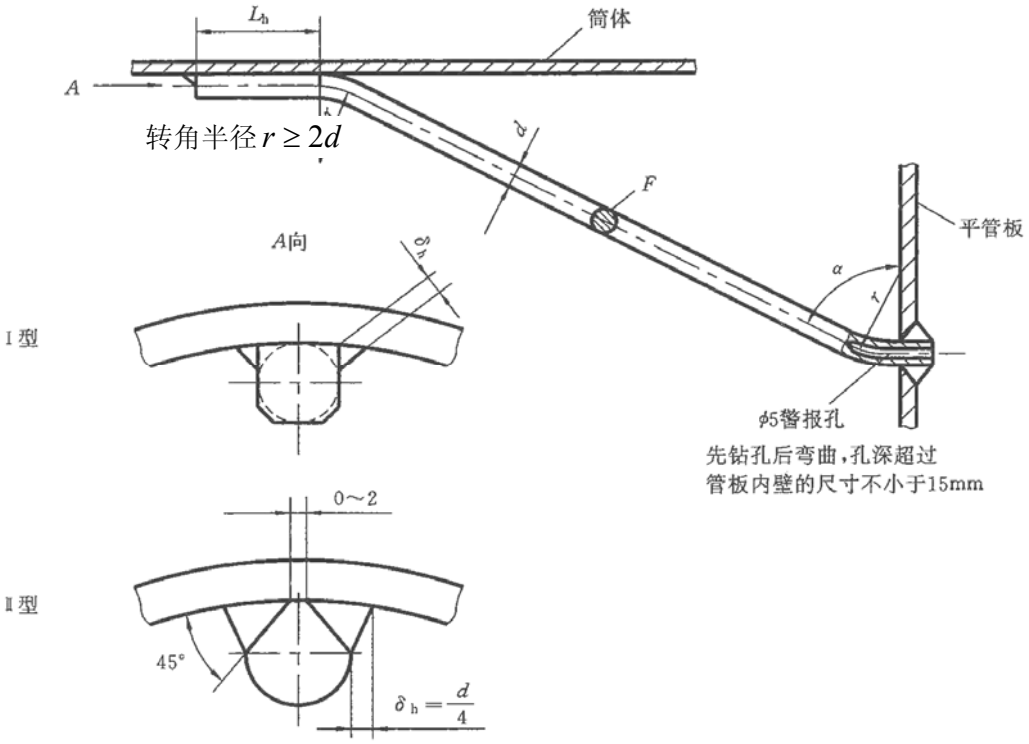


图 6.3

6.4 图6.3中，牵条与筒体连接的焊缝厚度δ_h，对于Ⅰ型焊缝应满足下列要求：

$$\delta_h \geq \frac{125F}{2L_h}$$

式中：F ——牵条最小截面积，mm^2；

L_h——焊缝长度，mm；

任何情况下，焊缝厚度δ_h不应小于10mm。

对于Ⅱ型焊缝，厚度δ_h取为$d/4$，焊缝长度L_h应满足下式要求：

$$L_h \geq \frac{250F}{d}$$

式中：F ——牵条最小截面积，mm^2；

d ——牵条直径，mm。

7 炉胆

7.1 波形炉胆的最小壁厚 δ应按下式计算：

$$\delta = \frac{pD}{106} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中：p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

D ——炉胆波形底部外径，mm。

7.2 平炉胆或燃烧室底部的筒形围板的最小壁厚 δ应按下列二式计算，取大者：

(1) $$\delta = \sqrt{\frac{pD(L+610)}{10300}} + 0.75 \quad \text{mm};$$

(2) $\delta = \dfrac{KpD + 0.34L}{110} + 0.75$ mm 。

式中： p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

L ——平炉胆或燃烧室底部筒形围板两系固点间的最大长度，mm，炉胆加强环的横向中心截面线、后管板的弯边起点和前管板的直角焊缝处，均作为炉胆计算长度的系固点；

D ——平炉胆外径或燃烧室底部筒形围板外曲率半径的2倍，mm；

$K = \dfrac{X}{[R_{eH}^{T}]}$；

X ——材料等级为400N/mm^{2}的碳钢或碳锰钢，在设计压力下的饱和蒸汽温度加90℃时0.2%条件的规定非比例延伸强度，N/mm^2；

$[R_{eH}^{T}]$——实际使用材料在设计压力下的饱和蒸汽温度加90℃时的屈服强度或0.2%条件的规定非比例延伸强度，N/mm^2。

7.3 平炉胆或波形炉胆的壁厚在任何情况下均应不小于8mm和不大于21mm。

7.4 平炉胆的分段如用加强环连接时，每一分段的计算长度一般应不超过1000mm。加强环可由两个半圆环对接焊成；环的弯曲半径 R=(3～4) δ，中间平直部分的长度l=2 δ，见图7.4。

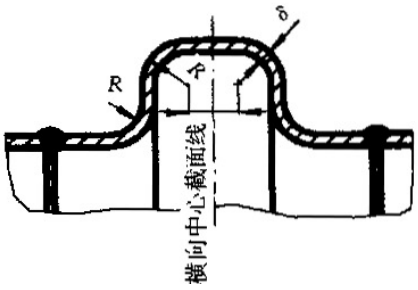


图 7.4

8 燃烧室顶板和顶板支梁

8.1 燃烧室顶板及其焊装支梁，见图8.1，应符合下列规定：

(1) 顶板支梁的间距t一般应不小于顶板厚度δ的10倍，但不大于25倍；

(2) 支梁的厚度δ_1应不小于δ；

(3) 边缘支梁距围板圆角起点的距离K应不大于t；

(4) 支梁长度应等于燃烧室顶部的长度L；

(5) 支梁在顶板焊缝处应做成半圆形的切口，或将焊缝的突起部分磨平；

(6) 两侧燃烧室顶板应各向外侧倾斜不小于4°。

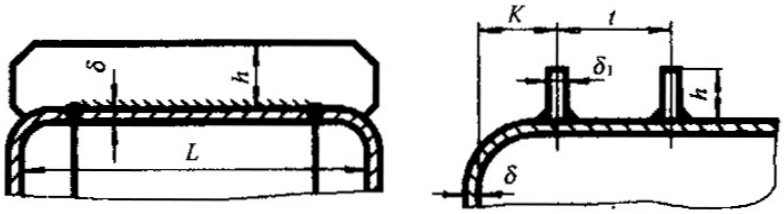


图 8.1

8.2 用焊装支梁加强的燃烧室顶板的最小厚度δ 应按下式计算：

$$\delta = 0.56t\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \qquad \text{mm}$$

式中： p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

t ——支梁的间距，mm；

［δ］——许用应力，N/mm^2，按本章5.2.2.1确定。

8.3 燃烧室顶板的焊装支梁的最小高度h应按下式计算：

$$h = \frac{L}{0.68}\sqrt{\frac{pt}{\delta_1 R_m}} \qquad \text{mm}$$

式中:p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

t ——支梁间距，mm；

R_m ——支梁钢材抗拉强度，N/mm^2；

L ——燃烧室顶部量自管板至背板的内侧长度，mm；

δ_1 ——支梁厚度，mm。

附录3 立式小型辅助锅炉和废气锅炉强度计算

1 筒体

1.1 立式小型辅助锅炉的壳板厚度，应按本章附录1中1.1的规定进行计算，但不应小于5mm。

2 承受内压力的凸形封头

2.1 无支撑加强，凹面承受压力的椭球形、扁球形或半球形封头的最小壁厚，应按本章附录1中5.1的规定确定。封头的结构和开孔应符合本章附录1中5.2和5.3的规定。

2.2 凹面承受压力、中部有烟筒支撑的扁球形封头，其最小壁厚 δ 应按下式计算：

$$\delta = \frac{pR}{1.3[\sigma]} + 0.75 \qquad \text{mm}$$

式中：p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

R ——封头的曲率内半径，mm；

［σ］——许用应力，N/mm^2，按本章5.2.2.1确定。

3 平顶板

3.1 中部有烟筒支撑的锅炉平顶板的最小壁厚 δ 应按下式计算：

$$\delta = Cd\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \qquad \text{mm}$$

式中：p ——锅炉设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

［σ］——许用应力，N/mm^2，按本章5.2.2.1确定；

d ——通过两弯边系固点所绘圆的最大直径，mm；

C ——系数，不接触火焰取0.47，接触火焰取0.51。

4 管板

4.1 立式横烟管锅炉的平管板的最小厚度δ，除按照本章附录2中2.2至2.6的规定进行计算外，还应按下式计算，取大者：

$$\delta = \frac{2pDt}{R_m(t-d)} + 0.75 \qquad \text{mm}$$

式中：p ——锅炉设计压力，MPa，按本章5.1.3.1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 ——管孔中心垂向距离，mm；

d ——管孔直径，mm；

R_m——管板材料抗拉强度，N/mm^2。

5 管板水平架

5.1 立式横烟管锅炉管板的水平架，应按下列要求设置角撑数：

(1) 燃烧室管板(后管板)最少角撑数：

1个，当255000＜K≤350000；

2个，当350000＜K≤420000；

3个，当K＞420000。

(2) 烟箱管板(前管板)最少角撑数:

1个，当250000＜K≤470000；

2个，当K＞470000。

系数K按下式计算:

$$K=\frac{10.2AD\,p}{\delta}$$

式中: A ——管板水平架的最大宽度，量自壳板内侧至管板外侧，mm；

D ——壳板内径，mm；

p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

δ ——管板厚度，mm。

5.2 连接管板两侧的筒体壳板，应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，上述筒体壳板的上部和下部环缝(管板部分不计在内)处应能承受锅炉端部的全部载荷，相对于材料最低抗拉强度的安全系数取4.5。

5.3 立式炉胆或烟筒的最小厚度δ应按下式计算，取大者:

(1) $$\delta=\sqrt{\frac{pD(L+610)}{10300}}+C \quad \text{mm}$$

(2) $$\delta=\frac{KpD+0.34L}{110}+C \quad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1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 ——炉胆筒体或烟筒的计算长度，mm，系指炉胆筒体或烟筒上、下两系固点之间的长度。炉胆下端以其与炉体或U形环连接处为系固点，上端以炉胆顶板弯边开始点以上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, 且牵条的横向间距不大于14δ，牵条直径不小于2.25δ，则此列牵条可作为炉胆筒体计算长度中的一个系固点；

C ——附加厚度:

C =2 mm——用于炉胆；

C =4 mm——用于烟筒；

$$K=\frac{X}{[R_{eH}^{T}]}\quad ;$$

符号X、$\left[R_{eH}^{T}\right]$与本章附录2中7.2相同。

6 半球形炉胆

6.1 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:

$$\delta=\frac{KpR}{61}+0.75 \quad \text{mm}$$

式中: P——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

R ——炉胆曲率外半径，mm；

$$K=\frac{X}{\left[R_{eH}^{T}\right]}\quad ;$$

符号X、$[R_{eH}^{T}]$与本章附录2中7.2相同。

7 凸面承受压力的扁球形炉胆封头

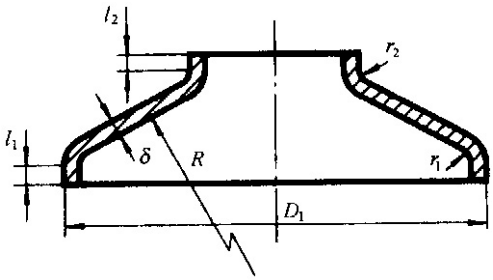
7.1 凸面承受压力，中部有烟筒支撑的立式炉胆封头(见图7.1)，其最小壁厚 δ应按下式计算:

$$\delta=\frac{pR}{[\sigma]}+0.75\qquad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定;

R ——封头曲率外半径，mm;

[σ]——许用应力，N/mm^2，按本章5.2.2.1确定。



$R<D_1$;

$r_1>4\delta$，且>50mm;

$r_2>2\delta$，且>25mm;

l_1和l_2，对焊接结构>2 δ。

图 7.1

7.2 凸面承受压力的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附录5.3中计算所得厚度:

$$\delta=\frac{KpR}{66}+0.75\qquad \text{mm}$$

式中: δ ——炉胆封头最小厚度, mm;

p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定;

R ——封头曲率外半径，mm;

$$K=\frac{X}{[R_{eH}^{T}]}$$

符号X、$[R_{eH}^{T}]$与本章附录2中7.2相同。

8 炉胆底环

8.1 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8.1)，其最小厚度 δ应按下式计算:

$$\delta=\sqrt{\frac{pD(D-d)}{990}}+0.75 \qquad \text{mm}$$

式中：p ——设计压力, MPa，按本章5.1.3.1确定；

D ——锅炉筒体内径, mm；

d ——炉胆与底环接缝处的外径，mm。

8.2　U形底环(见图8.2)，其最小厚度应按本附录8.1规定计算的厚度增加20%。

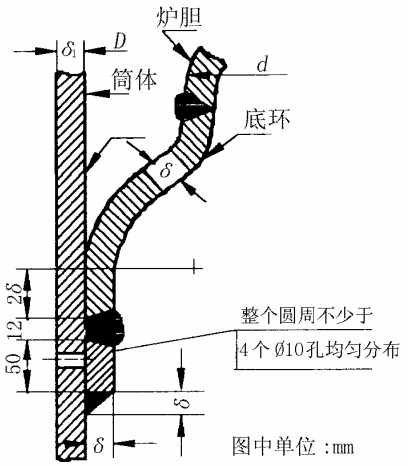


图 8.1

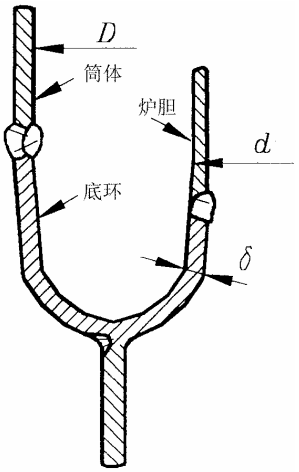


图 8.2

9　废气锅炉

9.1　废气锅炉各部分元件的强度计算，均应符合本篇第 5 章及其附录的有关规定。其筒体最小厚度应不小于 5mm。

9.2　双主机共用 1 废气锅炉的筒壳断面应采用圆形。材料可采用船体结构钢板或锅炉及压力容器所用钢板。

9.3　废气锅炉的上、下封头与筒壳的连接应采用弯边对接焊。对筒壳直径不超过 600mm，且压力不超过 0.3MPa 者，上下封头与筒壳的连接允许采用直角焊。

对不能进行无损探伤检查的焊缝时，可用水压试验代替。

9.4　双主机共用 1 废气锅炉，则每根排气管的烟箱应为独立的；如 2 根排气管共用 1 烟箱者，则烟箱内应设置隔板；对双主机共用 1 根排气总管进入废气锅炉者，则每根排气管内应设置档板。

9.5　废气锅炉应设有对称布置的手孔；并应装有安全阀、压力表、水位表、蒸汽阀、放水阀和给水阀。安装的部位应便于观察、调整和检修。废气锅炉安装在烟囱内者，应装设自动报警装置及压力和水位的自动控制装置。

9.6　废气锅炉的给水系统应能在最大工作压力下正常给水。

9.7　废气锅炉制成后，应按本章 5.5.1 要求进行液压试验。

9.8　废气锅炉应包扎绝热物。

9.9　废气锅炉的自动控制应符合第 4 篇 5.1.8 的规定。

附录4　座板和接管

1. 座板

1.1　锅炉和压力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，螺栓的旋入深度应不小于螺栓直径。

座板与筒体间应保持贴合。

2. 接管

2.1　直接焊装在锅炉和压力容器上的接管，其最小厚度δ应不小于本章附录 1 中 9.1 规定，并应考虑由于承受弯曲、质量和振动而增加必要的厚度，但应不小于：

$$\delta = 0.015D + 3.2 \quad \text{mm}$$

式中：D——接管外径，mm。

2.2　接管的厚度一般不必大于筒体厚度。

用螺纹连接的接管，接管厚度应为螺纹根部的厚度。

附录5 开孔和加强

1 圆筒体

1.1 圆筒体上的任何开孔，包括人孔、手孔、接管或短管的开孔和胀管的管孔，如超过本附录1.2中公式所算得的尺寸时，均应按本附录1.3的规定进行加强。

1.2 不需加强的最大开孔直径d应按下式计算，但最大应不超过200mm。

$$d=8.1\sqrt[3]{D_1\delta(1-K)} \qquad \text{mm}$$

式中：δ ——圆筒体壳板的实际厚度，mm；

D_1 ——圆筒体外径，mm；

$K=\dfrac{pD_1}{1.82[\sigma]\delta}$ ，但不大于0.99；

p ——设计压力，MPa，按本章5.1.3.1确定；

［σ］——许用应力，N/mm^2，按本章5.2.3.2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，则长轴和短轴的平均值作为开孔直径。

1.3 直径超过按本附录1.2计算的筒体开孔的加强可见图1.3(1)、(2)、(3)，其中图1.3(1)为用接管加强或加强环加强，图1.3(2)为用复板加强，图1.3(3)为用接管或加强环和复板联合加强，如有效加强截面积大于或等于开孔需加强截面积时，此加强即为有效。

(1) 有效加强截面积的一半见图1.3(1)～(3)，应分别取下列有关截面积的总和:

① 筒体的富裕厚度×有效宽度，即 $A_1=(\delta-\delta_o)B$ mm^2；

② 复板厚度×有效宽度，即 $A_2=\delta_2\times B$ mm^2；

③ 接管或加强环的富裕厚度×有效高度，即 $A_3=(\delta_1-\delta_3)h_1$ mm^2；

④ 接管或加强环在筒体内侧的截面积，即 $A_4=\delta_1\times h_2$ mm^2。

(2) 开孔需加强的截面积的一半，为：

$$\frac{d_1\delta_0}{2} \qquad \text{mm}^2$$

(3) 本条(1)和(2)中的符号说明如下:

δ——筒体的实际厚度，mm；

δ_0——按本章附录1中1.1的规定，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——按本章附录1中9.1的规定所算得的接管厚度，mm；

d_1——接管或加强环内径，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，其有效加强截面积应乘以前者和后者许用应力的比值进行修正。

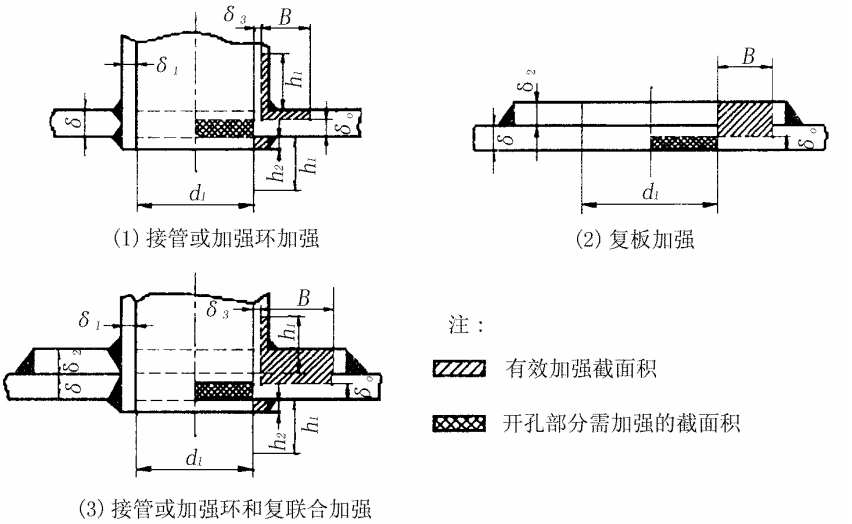


图 1.3

2 凸形封头

2.1 凸形封头上的开孔经有效加强后，按本章附录1中5.1的规定计算开孔系数 $d/\sqrt{D_1\delta}$ 时，其中的 d 应以当量开孔直径d' 代替，并按下式计算：

$$d' = d - \frac{A}{\delta} \qquad \text{mm}$$

式中：d ——凸形封头上的实际开孔直径，mm；

A ——有效加强截面积，mm^2，按本附录2.2的规定计算，加强材的外缘，应位于离凸形封头外圆0.1D范围之内，加强材的焊装应符合本附录2.3的规定。

2.2 凸形封头上的开孔可用接管、加强环或复板加强，或采用加强环和复板联合加强，见图2.2(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，即 $A_1=2\delta_2 B$ mm^2 ；

(2) 接管或加强环的富裕厚度×有效高度，即 $A_2=2(\delta_1-\delta_3)h_1$ mm^2；

(3) 接管或加强环凸出于封头内侧的有效高度×厚度，即 $A_3=2h_2\delta_1$ mm^2。

式中：B——有效宽度， $B\leqslant\sqrt{2R\delta}$ 或$B\leqslant 0.5d$ mm，取小者；

R——对扁球形封头为球面部分的内半径，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曲率内半径，可按下式计算：

$$R = \frac{[a^4 - x^2(a^2 - b^2)]^{3/2}}{a^4 b} \qquad \text{mm}$$

a、b和x见图2.2(2)；

h_1——有效高度，$h_1 = l + \delta + \delta_2$，mm；

h_2——有效高度，$h_2 = l = \sqrt{d \cdot \delta_1}$，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——按本章附录1中1.1的规定所要求的最小厚度，mm。

凸形封头开孔的加强材料，在设计温度下的许用应力如小于封头材料在设计温度下的许用应力时，则加强材料的有效截面应乘以前者和后者许用应力的比值进行修正。

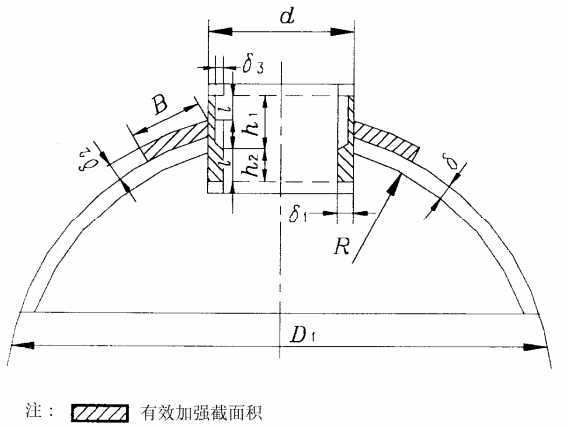


图 2.2(1)

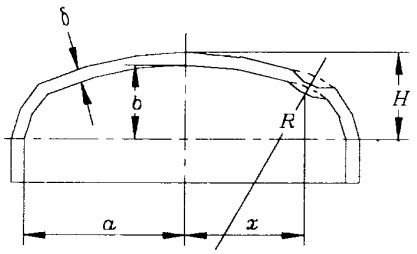


图 2.2(2)

2.3　可作为开孔加强的焊接结构见图2.3；其他形式的焊接结构，如焊接强度相当时亦可使用。

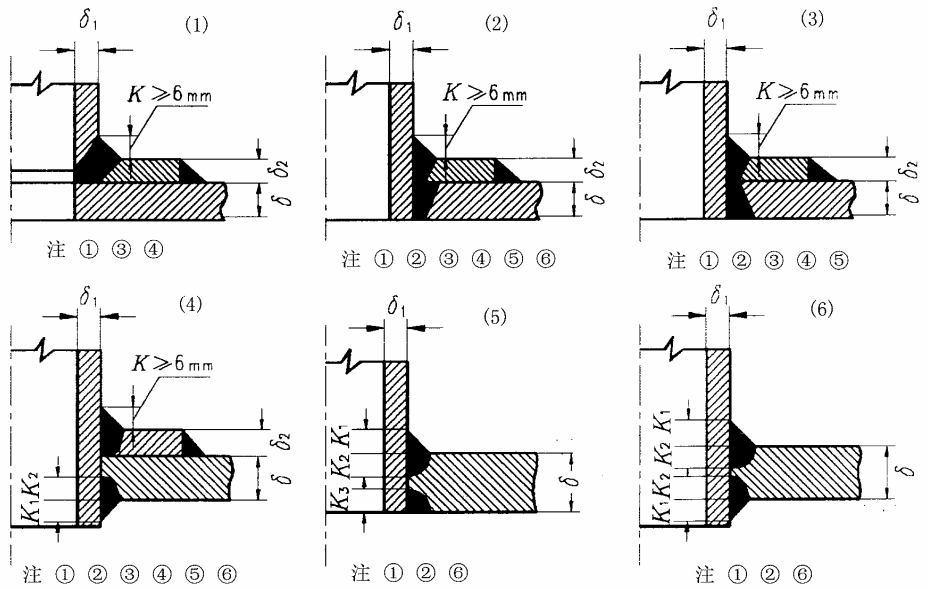


图 2.3

注：① 接管或加强环的厚度小于等于10mm时，δ_1/δ 的比值一般应不小于1/5；

② 接管或加强环在孔内的周围应有间隙，但不大于3mm或$\delta_1/2$，取小者；

③ 复板与壳板间不应存在空隙；

④ 焊缝根部应经批凿后进行封底焊，能保证根部全焊透的焊缝，可不作封底焊；

⑤ 焊接时应注意使焊接应力尽量减小；

⑥ 焊缝尺寸：

$K \geqslant 6$mm；

$K_1+K_2=1.5\delta_1$；但K_1应不大于14mm或$\delta_1/2$，取小者；

$K_3=\delta_1$。

3 炉胆

3.1 炉胆上孔的加强计算按本附录中1的有关规定进行。

3.2 对炉胆上的孔进行加强计算时，假设炉胆厚度按本章附录1中1.1的规定进行计算，计算时筒体强度系数$\varphi=1$。

3.3 不应采用复板对炉胆上的开孔进行加强。

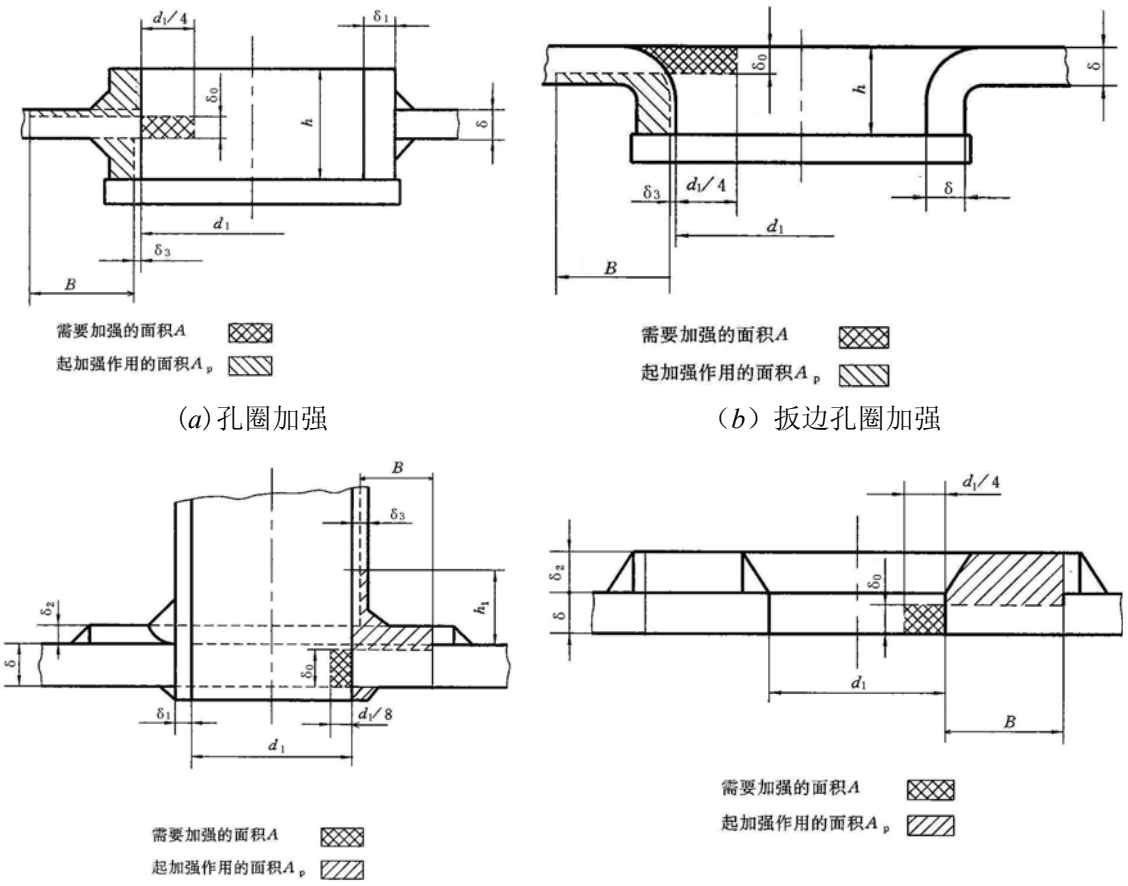
4 平板

4.1 如平板取用厚度满足下式时，则孔不必加强：

$$\delta \geq K_1\delta_0$$

式中：系数K_1=1.5（图4.1（*a*）、（*b*）和（*d*））；

K_1=1.25（图4.1（*c*））。



(*a*)孔圈加强　　（*b*）扳边孔圈加强

（*c*）接管和复板联合加强　　（*d*）复板加强

图 4.1

图4.1中的符号说明如下：

δ——平板的实际厚度，mm；

δ_0——平板的最小厚度，按本章附录1和附录2 中的有关规定算得的厚度，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——按本章附录1中 9.1规定所算得的接管厚度，mm；
d_1——孔径、接管或孔圈内径，mm；
B——有效加强宽度，取$0.5d_1$，mm；
h_1——有效加强高度，取$2.5\delta_1$和2.5δ中的较小者，mm；
h——焊接圈高度，扳边孔的扳边高度，mm。

4.2 如未能满足4.1的要求，则平板上的开孔应进行加强。

4.3 有效加强截面积A_P及开孔需加强截面积A如图4.1所示，应满足：

$$A_P \geq A$$

4.4 图4.1（a）、（b）中，焊接圈或孔扳边的高度h应满足下式要求：

$$h \geq \sqrt{\delta d_1}$$

如为椭圆孔，孔径或孔圈的内径d_1为短轴尺寸。

附录6　构 造

1　人孔和检查孔的布置

1.1　锅炉和压力容器应设有人孔，以便对筒体，汽、水筒等进行内部检查和清洗。对于尺寸过小无法进入内部检查的锅炉部件和压力容器，如筒体、联箱等，则应设置足够数量的检查孔以便进行内部检查和清洗。

设在筒体上的人孔，其短轴应尽可能沿筒体的纵向布置。

1.2　人孔盖和检查孔盖均应由钢板或锻钢制造。从内侧关闭的人孔盖和检查孔盖均应具有凸肩，凸肩与人孔或检查孔间的周围空隙应不大于 2mm。

1.3　人孔盖和检查孔盖应具有足够的强度，其最小厚度 δ 应不小于按下式计算所得之值：

$$\delta = 0.8ab\sqrt{\frac{p}{\left(a^2+b^2\right)[\sigma]}} + 0.75 \qquad \text{mm}$$

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，按本章5.1.3.1确定；

$[\sigma]$——许用应力，N/mm^2，按本章5.2.2.1确定。

2　构件的连接

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 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。

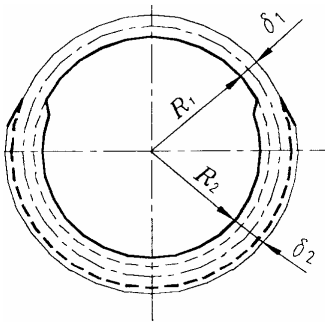


图 2.1

2.2　扁球形或椭球形封头和筒体壳板的连接，见图 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4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。

在周向焊缝处的板厚，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。

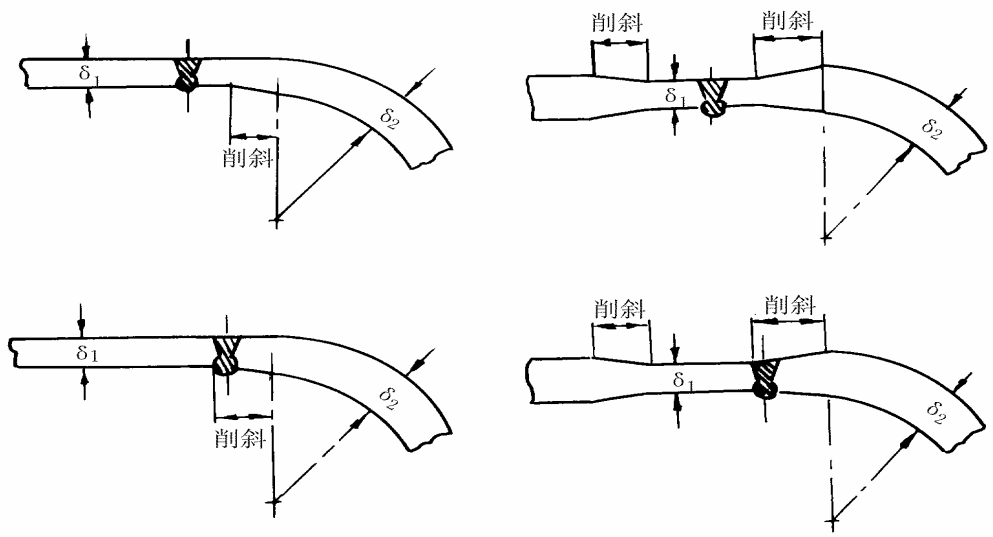


图 2.2

2.3 如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封头的一个环段，见图 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。

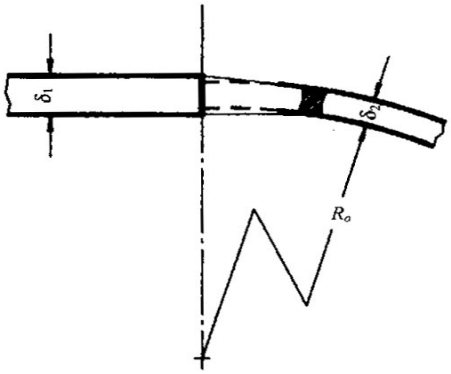


图 2.3

2.4 平封头与圆筒形联箱或矩形联箱的连接，可以采用图 2.4 所示的典型方法。

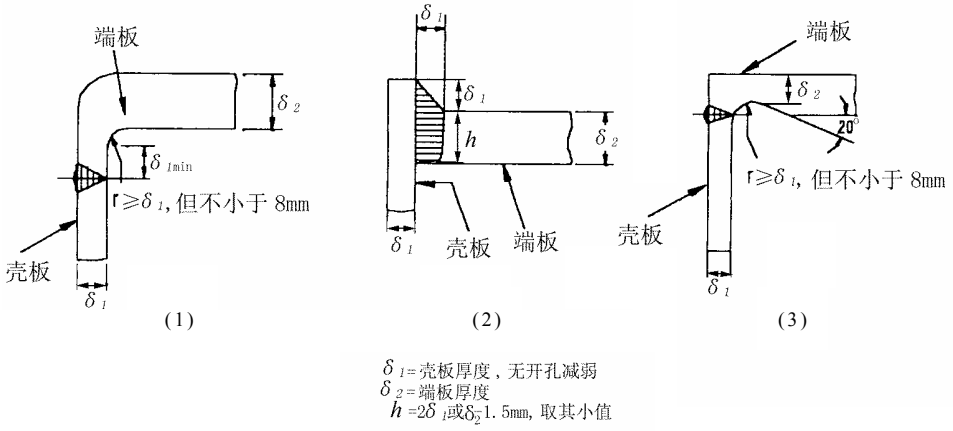


图 2.4

3 水管锅炉炉管安装

3.1 若锅炉的管子胀接在不垂直于管板的管孔中时，则管子贴于管孔圆周的有效高度 h，如图 3.1 所示，应不小于 13mm。若管子垂直于管板，则平行接触面的宽度应不小于 9.5mm。

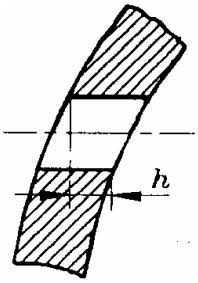


图 3.1

3.2 胀接在筒体或联箱上的管子，管端应伸出管孔不少于 6mm，但也不应大于 16mm；管口应扩成钟形，其锥角应不小于 30°。

附录 7　锅炉型式试验

1　液压试验

1.1　液压试验时周围环境应整洁，环境温度一般不低于 5℃，试验液的温度高于周围露点的温度。且对低碳钢试件，试验液的温度不低于 5℃，对合金钢试件，试验液的温度不低于 15℃。

1.2　液压试验用介质一般应采用洁净水。充液前，内部应清理干净。充液时，须将内部空气排尽。充液后，外表面应用保持干燥。

1.3　试验时，应装设 2 只经计量部门校验合格的压力表，其中至少有 1 只装设在本体上，压力表的表面直径不小于 100mm，量程为试验压力的 1.5~2 倍，精度不低于 1.5 级。

1.4　试验时压力应缓慢升降，升压速度每分钟一般不超过 0.2MPa，当压力升至 0.5 倍工作压力时，停止升压进行初步检查，若无渗漏、异音及明显变形等异常现象再升至试验压力（1.5 倍设计压力），并保持压力至少 20 分钟，然后降至工作压力，再进行仔细检查，在检查时间内，压力应保持不变，但不应用泵维持压力。

1.5　试验结果达到以下要求为合格：

(1)　焊缝和金属无渗漏；

(2)　无异常响声和明显的变形；

(3)　胀口及附件连接处，在降到工作压力后无渗漏。

2　密性试验：

2.1　锅炉的附件组装完毕后，应进行密性试验，试验时可有隔热层，必要时可部分或全部拆除隔热层。

2.2　试验压力为 1.25 倍设计压力。

2.3　试验要求、程序及合格要求同液压试验要求相同。

3　喷油量试验

3.1　喷油量可以通过收集雾化油称重而得，也可以通过流量计来测量。

3.2　每个喷油量必须测 3 次或 3 次以上，并取其平均值，喷油量小于或等于 80kg/h 时，每测一次时间应大于 3min，喷油量大于 80kg/h 时，每测 1 次时间应大于 1min。

4　冷炉升温试验

4.1　测量从冷炉点火开始至蒸汽压力达到工作压力时的时间，试验过程中必须关闭蒸汽阀、排污阀，且中间不应停火。

5　自动、手动控制及安全保护

5.1　燃烧控制

5.1.1　锅炉运行过程中应能自动或手动控制燃烧，来保持预定的蒸发量、蒸汽压力或温度。

5.1.2　锅炉的炉膛和烟道在喷油器开始点火前应进行定时的前扫气，扫气的时间应能保证炉膛 4 次换气。

5.1.3　点火应在空气进入燃烧室并完成前扫气后进行，喷油器进油阀应在点火火花出现之后方可打开，如果点不着火，点火装置和喷油器进油阀应自动关闭并发出声觉和视觉报警，并进行不少于 20s 的后扫气，小型辅助锅炉的后扫气可免除。进油阀从开启到关闭的时间，直接点火的燃烧器不应大于 10s，间接点火的燃烧器不应大于 15s。

5.1.4 当故障熄火时应在 6s 内自动关闭进油阀，并发出声觉和视觉报警信号，同时进行不少于 20s 的后扫气，小型辅助锅炉的后扫气可免除。

5.2 水位控制

5.2.1 应保证锅炉水位在所有工况下自动保持在规定范围内，并且当锅炉水位因故低于安全水位时，应立即关闭燃烧器进油阀切断燃烧，并发出声觉和视觉报警信号，同时进行不少于 20s 的后扫气，小型辅助锅炉的后扫气可免除。

5.3 蒸汽压力过高控制

5.3.1 蒸汽出口压力因故高于给定值时，应立即关闭燃烧器进油阀切断燃烧，并发出声觉和视觉报警信号，同时进行不少于 20s 的后扫气，小型辅助锅炉后扫气可免除。废气锅炉蒸汽压力高于给定值时，应采取主机烟气旁通等措施降低蒸汽压力，并发出声觉和视觉报警信号。

5.4 燃油失压

5.4.1 设有备用燃油泵的锅炉，当燃油系统油压低于给定值时，备用泵应立即自动投入运行，若备用泵投入运行后，油压仍低于给定值时，应在 10s 内关闭燃烧器进油阀切断燃烧，并发出声觉和视觉报警信号，同时进行不少于 20s 的后扫气，小型辅助锅炉的后扫气可免除。

5.5 进入锅炉空气失压

5.5.1 当进入炉膛空气压力低于给定值时，应立即关闭燃烧器进油阀切断燃烧，并发出声觉和视觉报警信号。小型辅助锅炉可免设报警装置。

5.6 自动、手动转换试验：

5.6.1 转动给水及燃烧控制转换开关，检查其工作是否正常、可靠。

6 安全阀试验

6.1 启闭试验

6.1.1 将锅炉内蒸汽压力升至安全阀整定的起跳值时，观察记录安全阀的起跳压力值及关闭压力值，锅炉安全阀的开启压力可为大于实际允许工作压力的 5%，但不应超过锅炉设计压力。安全阀启闭压差一般应为开启压力的 4%～7%，最大不超过 10%，当开启压力小于 0.3MPa 时，最大启闭压差为 0.03MPa。

6.2 屏汽试验

6.2.1 关闭主汽阀，在 100%工况下充分燃烧，且水位保持在安全范围内的情况下进行，并观察记录压力升高值，对于烟管锅炉，其锅炉压力在安全阀起跳后 15min 所达到的最高值应不超过锅炉设计压力的 110%；对于水管锅炉，压力的安全阀起跳后 7min 内所达到的最高值应不超过锅炉设计压力的 110%；

6.3 手动拉启试验

6.3.1 手动拉启安全阀开启手柄，观察安全阀是否能灵活起跳或关闭。

7 热工试验

7.1 各种负荷下的试验时间见表 7.1。

单位小时　　表 7.1

蒸汽压力控制方式	50%负荷—75%负荷	100%负荷	110%负荷
双位式	—	2h	1h
多位式	1h	2h	1h
连续式	2h		1h

7.2 在热工试验中应测量以下数据：

(1) 蒸汽量：一般通过锅炉给水量来测定，如锅炉有自用蒸汽时应予扣除。给水流量可用水箱、涡轮流量计（0.5 级）等仪表测量，也可用标准孔板流量计（测量误差±0.5）测量输出蒸汽量，结果应符合设计要求；

(2) 蒸汽湿度：应满足设计要求并达到如下指标：水管锅炉不大于 3%，烟管锅炉不大于 5%；

(3) 排烟温度：满足设计要求；

(4) 排烟林格曼黑度：应不超过 1 级；

(5) 壁温：测量时应避开人孔、手孔、燃烧口接管等局部位置：一般不超过 60℃；

(6) 通过正反平衡方法测定锅炉效率：锅炉在额定负荷下的试验至少应进行 2 次。每次试验用正反平衡测量效率之差不应大于 2%，两次试验的正平衡效率之差不应大于 4%，反平衡效率之差不应大于 6%，否则要补做试验，直到合格为止。取其算术平均值作为整个试验的锅炉效率，小型辅助锅炉可只进行正平衡测定。

8 阀件效用试验

8.1 对排污阀，蒸汽阀，吹灰器等附件进行手动操作效用试验，并进行水位计吹泄效用试验：试验结果应满足设计要求。

9 锅炉炉膛检查

燃烧器及炉膛的检查，应在试验完毕后打开炉膛检查孔或燃烧器进行目测检查：燃烧器及炉膛内应无结焦，耐火材料应无松动或脱落现象。

第6章　柴油机

第1节　一般规定

6.1.1　适用范围

6.1.1.1　本章规定适用于主推进柴油机（本章简称主机）及驱动发电机或重要辅助设备的柴油机（本章简称辅机）。

6.1.2　图纸和资料

6.1.2.1　应将柴油机的下列图纸和资料一式3份提交本社批准：

(1)　柴油机纵剖面图和横剖面图（备查）；

(2)　曲轴零件图（包括连接螺栓、平衡块及其固定螺栓）、曲轴装配图；

(3)　操纵系统图；

(4)　各主要管系布置图（包括燃油、高压燃油喷射系统、润滑油、冷却、排气、气动和液压系统）及其防护和报警装置图；

(5)　机座固定螺栓布置图（包括螺栓和止推板等）；

(6)　曲轴箱防爆门结构和布置图；

(7)　废气涡轮增压器装配剖面图；

(8)　柴油机的主要技术数据：类别、型号、额定功率、额定转速、气缸数、缸径、行程、V 型夹角、发火顺序、最大气缸压力、平均指示压力和平均有效压力等；

(9)　主要焊接零部件的材料、焊接工艺和热处理及焊缝检查方法等详细资料；

(10)　扭振减振器（如适用）纵剖面图及计算资料；

(11)　柴油机操作和使用说明书（包括使用的专用工具和仪表的说明书）（备查）。

(12)　本社认为必要的其他图纸和资料。

注：凡经本社认可的产品，图纸和资料可不必重复送审。

6.1.3　额定功率

6.1.3.1　额定功率系指在本篇1.1.4.1规定的基准环境条件下，柴油机输出轴上测得的最大持续功率。额定功率时的相应转速为额定转速。

6.1.3.2　柴油机应具有110%额定功率运转的能力。

6.1.4　倒车

6.1.4.1　主机应具有足够的倒车能力，以确保在一切正常情况下能适当控制船舶。

6.1.5　扭转振动

6.1.5.1　柴油机轴系的扭转振动应符合本篇第8章第4节的有关规定。

6.1.6　最低稳定转速

6.1.6.1　主机应具有良好的低转速工作性能。一般最低稳定工作转速：低速机（额定转速≤300r/min）不大于额定转速的30%；中速机（300r/min＜额定转速≤1000r/min）不大于40%；高速机（额定转速＞1000r/min）不大于45%。

6.1.7　操纵

6.1.7.1　可逆转主机的换向时间应不大于15s。其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时为止。

6.1.7.2　主机操纵台处应有标明手柄或手轮倒、顺车操作方向的标志，通常手柄向前或

手轮顺时针方向转动时为船舶的前进方向。

6.1.7.3 可逆转主机的操纵台上，应设有曲轴旋转方向的指示器或双向转速表。

6.1.7.4 采用可调螺距螺旋桨时，主机的操纵系统应满足主机与可调螺距螺旋桨装置联合控制的需要。

6.1.7.5 采用可调螺距螺旋桨船舶和双机并车的船舶，应有主机集中操纵台。集中操纵台应设有保证主机、离合器等有关机械在操纵时能协调工作的联锁装置。若集中操纵台设在驾驶室内，则应在机舱内另备1套操纵设备，且2套之间应有联锁装置。

6.1.7.6 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，该装置应独立于驾驶室控制系统。

6.1.8 转车机构及联锁装置

6.1.8.1 柴油机应设有能转车的装置。

6.1.8.2 主机动力转车装置与起动装置之间应有安全联锁装置。

6.1.9 测量仪表

6.1.9.1 柴油机应设有转速表和其他必要的测量仪表，转速的限制区域应在转速表上用红色标出。

6.1.10 材料试验

6.1.10.1 柴油机主要零部件，应按本社《材料与焊接规范》的规定进行材料试验。

6.1.11 无损检测

6.1.11.1 柴油机主要零部件应按本社《材料与焊接规范》的有关规定进行磁粉检测或着色渗透检测，并由验船师和制造厂共同确定检测部位（经验表明该处容易产生缺陷）进行检测。

6.1.11.2 柴油机主要零部件应按本社《材料与焊接规范》的规定进行超声波检测，并由制造厂签发合格证书。

6.1.11.3 对柴油机重要结构件焊缝的检查，应采用经本社批准的检验方法进行。

6.1.11.4 经上述试验后，若对柴油机零件的质量仍有怀疑时，则可以要求采用经本社同意的其他检测方法进行无损检测。

第2节 曲 轴

6.2.1 适用范围

6.2.1.1 本节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。

6.2.2 材料

6.2.2.1 锻造和铸造曲轴材料应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定，其最低抗拉强度一般在下列范围内选择：

(1) 碳钢和碳锰钢：	400~600	N/mm^2
(2) 合金钢：	600~1000	N/mm^2
(3) 球墨铸铁：	490~780	N/mm^2

6.2.3 设计

6.2.3.1 锻钢、铸钢、球墨铸铁、组合曲轴的计算，可以采用疲劳强度校核或直径校核方法，并应符合本章附录1《柴油机曲轴强度评定》的有关规定。

6.2.4 圆角和油孔

6.2.4.1 锻钢和铸造的曲柄臂与曲柄销、主轴颈的过渡圆角均应光滑。

6.2.4.2 曲柄销和主轴颈表面上的油孔应倒圆角，圆角应平顺光滑。

第3节 主要部件

6.3.1 机体和机座

6.3.1.1 柴油机的机体和机座应进行消除内应力的时效处理。采用焊接结构时，应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

6.3.1.2 主机应用螺栓或螺栓和止推板等方法安装在与船体牢固连接的有足够强度和刚度的基座上。额定功率小于220kW的主机和齿轮箱建议采用公共基座。

如仅采用螺栓固定时，其紧配螺栓的数量一般不少于总数的15%，且不得少于4只（对产品说明书已作规定者，则按说明书要求）。

柴油机弹性安装时，柴油机和隔震器的线性振动（稳态值和瞬时值）均应不大于制造厂的规定，且因振动引起的轴线偏差不应对系统各部件产生过大的负荷。

6.3.1.3 额定功率大于220kW柴油机的机座垫块的厚度，钢质垫块应为10~75mm，铸铁垫块应不小于25mm，且垫块斜度一般不大于1%。额定功率等于或小于220kW柴油机垫块的厚度可适当减小。

6.3.1.4 柴油机机座采用浇注型环氧树脂垫片安装时，其材料的配方及浇注工艺应经本社同意。

6.3.2 示功阀及仪表

6.3.2.1 气缸直径大于200mm的柴油机，每个气缸盖上应装有示功阀。

6.3.2.2 气缸直径等于大于200mm的柴油机，每缸应装有测量排气温度的仪表。

6.3.3 气缸安全阀

6.3.3.1 气缸直径大于230mm的柴油机，每个气缸盖上应装有安全阀，安全阀的开启压力应不超过最大燃烧压力的1.4倍，安全阀排气口的位置应使排出的气体不致造成危害。

6.3.4 曲轴箱及防爆门

6.3.4.1 曲轴箱和曲轴箱门应有足够的强度，且曲轴箱门应可靠地固定，以免曲轴箱内油气爆炸时脱开。

6.3.4.2 曲轴箱防爆门应经型式认可，其结构应能在排出气体后迅速关闭，以防止空气冲入。防爆门的开启压力应不大于0.02MPa。

6.3.4.3 防爆门的排放处应设防火罩屏蔽或采用阻火装置，以尽可能减少窜出的火焰造成危害。

6.3.4.4 气缸直径等于或大于200mm，或曲轴箱总容积等于或大于0.6m^3的柴油机，应设防爆门。

6.3.4.5 气缸直径等于或大于200mm，但不超过250mm的柴油机，靠近曲轴箱的两端至少应各装有1个防爆门，当柴油机曲柄数超过8个时，在靠近柴油机中部处应另设1个防爆门。

6.3.4.6 气缸直径大于250mm，但不超过300mm的柴油机，每隔1个曲柄至少应装1个防爆门，但其总数不少于2个，若曲柄数为奇数，则防爆门应从端部设起。

6.3.4.7　气缸直径大于300mm的柴油机，每一曲柄至少应装1个防爆门。

6.3.4.8　对总容积大于$0.6m^3$的曲轴箱分隔空间，例如驱动凸轮轴的齿轮箱或链条箱或其他类似装置，也应设置防爆门。

6.3.4.9　每台柴油机曲轴箱上所设防爆门的总流通面积按曲轴箱总容积计算，每$1m^3$曲轴箱容积应不小于$115cm^2$，且每个防爆门的流通面积应不小于$45cm^2$。

6.3.4.10　在计算曲轴箱总容积时，可扣除曲轴箱内固定部件所占的容积。

6.3.4.11　按上述要求设置的每个防爆门，可由不多于2个较小流通面积的防爆门代替，但每个防爆门的流通面积应不小于$45cm^2$。

6.3.5　透气管

6.3.5.1　曲轴箱一般应避免使用透气管和可能使外部空气流进曲轴箱的任何装置。曲轴箱若设有透气管时，应按实际可行使透气管直径尽可能小。

6.3.5.2　设有强制抽气装置（例如探测油雾）的曲轴箱，则曲轴箱内的真空度应不大于250Pa。

6.3.5.3　从柴油机油底壳引往泄油柜的润滑油泄放管的出口端应浸没在油液中。

6.3.5.4　设有2台或2台以上的柴油机时，其透气管和润滑油泄放管均应互为独立设置。

6.3.6　高压燃油管

6.3.6.1　500总吨及以上的货船和所有客船，位于高压燃油泵与燃油喷油器之间的所有外部高压燃油输送管路，应设有一个能够容纳因高压管路破裂对漏出的燃油加以保护的套管管路系统。这种套管包括内装高压燃油管的外管，构成一固定组装件。套管管路系统还应包括一个收集漏油的装置。

6.3.6.2　500总吨以下的其他船舶，其高压燃油管应可靠地加以防护和固定，以防止燃油或油雾喷射到机器或其周围处的着火源。所漏出的燃油应泄至适当的集油柜中。

6.3.6.3　漏出的燃油应在无压力状态下安全排出，并应注意确保漏出的燃油不会混入柴油机的润滑油内。

6.3.7　报警

6.3.7.1　建议柴油机曲轴箱设置油雾浓度报警或轴承温度控制系统及其他等效的装置，以作为减少爆炸事故的设施。

6.3.8　警告标牌

6.3.8.1　在机舱的醒目部位，如柴油机两侧曲轴箱门或机舱控制台上，应设有警告标牌，应标明不应在柴油机停车后立即打开曲轴箱门或观察孔，应在曲轴箱充分冷却后再打开。

第4节　起动装置

6.4.1　空气瓶及其容量

6.4.1.1　空气瓶的设计及制造应符合本篇第5章第4节的有关规定。

6.4.1.2　用压缩空气起动主机的船舶至少应设2只空气瓶。对于额定功率小于220kW且带有离合装置的单机船，则可仅设1只空气瓶（客船除外）。

6.4.1.3　供主机起动用的空气瓶的总容量应在不补充充气的情况下，对每台可逆转的主机应能从冷机正倒车交替连续起动不少于12次；对每台不可逆转的主机应能从冷机连续起动不少于6次。当主机多于2台时，空气瓶的总容量应在不补充充气的情况下，对每台主机能连续起动3次，总的起动次数不少于12次，但不必超过18次。

6.4.1.4 用气动起动机起动的辅机，其空气瓶应单独设置，且空气瓶的容量应能在不补充充气的情况下，从冷机连续起动不少于6次。

6.4.1.5 航行急流航段船舶的主机起动用空气瓶不应他用，否则充气设备应采用压力式自动充气装置。

6.4.1.6 空气瓶的安装处所应便于检查，瓶体支架应牢固，瓶体与支架间应加软质垫片。

6.4.1.7 空气瓶卧式安装时，瓶体的尾部至少应向下倾斜10°，残水泄放装置应设在瓶体的最低位置。

6.4.1.8 空气瓶的安装应使泄放接管在船舶正常倾斜的情况下仍为有效。

6.4.2 充气设备

6.4.2.1 供主机起动用的充气设备至少应设2套。其中1套应为主机以外动力驱动的空气压缩机；主机额定功率小于110kW时，其中1套充气设备可为排量足够的手动空气压缩机。

6.4.2.2 充气设备的总排量，应使起动空气瓶在1h内由大气压力升至本节6.4.1.3中规定的连续起动所需的压力。

6.4.3 空气压缩机的安全装置

6.4.3.1 空气压缩机应设有压力表和安全阀，安全阀的开启压力应不大于工作压力的1.1倍。

6.4.3.2 压缩空气冷却器的水套壁上应设有安全阀或安全膜片，但与大气相通者除外。

6.4.3.3 空气压缩机一般应设有压缩空气高温安全装置或报警装置。

6.4.3.4 空气压缩机的曲轴箱容积大于0.6m^3时，应设置防爆门。

6.4.4 火焰阻止器

6.4.4.1 气缸直径大于230mm的主推进柴油机，其起动空气系统应安装火焰阻止器或其他等效装置（气动起动机起动的柴油机除外），对可逆转的柴油机装于每一起动阀处，对不可逆转的柴油机则可装于起动空气总管上。

6.4.5 起动用蓄电池

6.4.5.1 起动用的蓄电池组的容量应在不补充充电的情况下，从冷机连续起动每台主机不少于12次，每台辅机不少于10次，且应符合第3篇第5章的有关规定。

6.4.5.2 起动用的蓄电池组应随时可进行充电，并为起动柴油机专用。

6.4.6 应急发电机组及应急消防泵的起动装置

6.4.6.1 应急发电机组及应急消防泵的原动机，在0℃下应具有冷机起动的能力，若不具备这种能力或可能遇到更低温度时，可装设加热辅助装置，以保证应急发电机组及应急消防泵的低温起动性能。

6.4.6.2 应急发电机组的原动机的起动时间应符合第3篇4.1.1.3的规定。

6.4.6.3 应急消防泵的起动装置，应能在30min内至少使柴油机驱动动力源起动6次，并在前10 min内至少起动2次。

6.4.6.4 应急消防泵的原动机应符合本篇1.1.3.2的规定。

第5节 扫气——增压装置

6.5.1 润滑系统

6.5.1.1 废气涡轮增压器的润滑系统应能防止润滑油进入进气管。若采用非增压器直接

带动的独立润滑系统，则应设有单独的备用泵。

6.5.1.2 废气涡轮增压器的润滑系统与主机共用时，应有保证滑油洁净的措施。

6.5.1.3 润滑系统应能保证废气涡轮增压器在起动和低速运转时也能得到润滑。

6.5.2 测量仪表

6.5.2.1 废气涡轮增压器一般应设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。增压器结构上一般应考虑到测量其转速的可能性。

6.5.3 滤清器、消声器

6.5.3.1 涡轮增压器应设有空气滤清和进气消声的设施。

6.5.4 转子止转装置

6.5.4.1 废气涡轮增压器应有转子轴止转装置或采取其他有效措施，以保证当增压器损坏时，主机仍能工作。

6.5.5 临界转速

6.5.5.1 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其额定转速的1.3倍。

6.5.6 转子轴及转子

6.5.6.1 转子轴采用焊接结构时，应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

6.5.6.2 转子全部装配好后，应作动平衡校验。

6.5.7 保护

6.5.7.1 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。

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

6.5.7.3 柴油机进、排气管与扫气—增压装置的连接应采取热胀补偿措施。

6.5.8 应急鼓风机

6.5.8.1 不带扫气泵的废气涡轮增压的二冲程柴油机，应设有独立的应急鼓风机，但具有串联扫气系统者除外。

6.5.9 扫气箱防爆门及灭火装置

6.5.9.1 二冲程柴油机的扫气箱上，应装有防爆门及排除污油和凝水的装置。防爆门的开启压力一般不超过最高扫气压力的1.1倍。

6.5.9.2 与气缸相通的十字头型柴油机的扫气箱，应设有单独的灭火装置，该装置应与机舱的灭火系统分开。

第6节 调速器及超速保护装置

6.6.1 调速器

6.6.1.1 主机应装有可靠的调速器，使主机转速不超过额定转速的115%。

6.6.1.2 对直接传动轴系的主机，可仅装极限调速器；对可与轴系离合的主机，应装全制式或双制式调速器。传动有可调螺距螺旋桨的轴系或航行于急流航段船舶的主机，均应装

有全制式调速器。

6.6.2　发电机组调速器

6.6.2.1　带动发电机的柴油机应装有调速器，其调速特性应符合下列规定：

当突然卸去额定负荷和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，其瞬时调速率应不大于10%；稳定调速率应不大于5%；达到稳定状态（即转速波动率为±1%）的时间不超过5s。

对应急发电机组和非增压柴油机还应做突增额定负荷的试验，且应有良好的的调速状态。

6.6.2.2　带动发电机的柴油机调速器，其性能还应符合第3篇第3章第2节的有关规定。

6.6.2.3　柴油机发电机组并联运行时，其调速器的稳定调速率应尽量相同。

6.6.3　超速保护装置

6.6.3.1　额定功率大于220kW，且能与传动轴系脱开或传动可调螺距螺旋桨的主机，除装有本节6.6.1所述的调速器外，还应装设超速保护装置，以防止主机的转速超过额定转速的120%。

6.6.3.2　额定功率大于220kW的带动发电机的柴油机，除装有本节6.6.2.1所述的调速器外，还应装设超速保护装置，以防止柴油机转速超过额定转速的115%。

6.6.3.3　超速保护装置采用机械式时，应是与调速器完全分开的独立运行系统。

第7节　试验与检验

6.7.1　液压试验

6.7.1.1　承受压力的柴油机零部件空间，应按表6.7.1.1的规定进行液压试验。

液 压 试 验　　表6.7.1.1

试验项目	试验压力
气缸盖的冷却腔 活塞顶的冷却腔（与活塞杆装配组成密闭空间后进行试验） 气缸套（在冷却腔的整个长度）	0.7MPa
气缸体、排气阀、排气管、增压器等的冷却腔、冷却器的每一侧（空冷器仅要求水侧）、主机自带泵的壳体	1.5p或0.4MPa，取大者。
扫气泵气缸	0.4MPa
高压燃油喷射系统： 高压油泵体的受压面 喷油器 高压油管	1.5p或P+30MPa，取小者。

注：p系指被试验部件的最大工作压力，对高压燃油喷射系统，p系指高压油泵最大工作压力。

6.7.1.2　机带空气压缩机的气缸、气缸盖、中间冷却腔和后冷却腔的空气侧试验压力为1.5p；水侧试验压力为1.5p或0.4Mpa，取大者。

6.7.1.3　对锻钢的气缸盖和活塞顶的液压试验，可采用适当的无损检测和尺寸检测等方

法。

6.7.1.4 有密性要求的零部件，均应作密性试验。

6.7.2 **批量生产柴油机的型式认可**

6.7.2.1 批量生产的柴油机及废气涡轮增压器等的型式试验程序，尚应符合本社有关规定。

6.7.2.2 每一类型批量生产的柴油机，在接受的质量评估程序基础上，应按照本社有关规定进行型式试验；对某一类型柴油机所进行的型式试验，可以作为对许可证持有者或许可证购买者所制造的所有同型柴油机的认可。具有给定气缸数的一台柴油机进行的型式试验，将适用不同缸数的所有同类型柴油机。

6.7.2.3 批量生产的定义

涉及主、辅用途的船用柴油机的建造，批量生产定义为：

(1) 按照本社同意的程序，在严格控制材料和部件质量的条件下，大量生产；

(2) 采用专门设计的夹具和自动化机床，使加工部件达到接近互换性的公差范围，且定期检查进行确认；

(3) 通过对取自仓库的零部件进行组装，只需很少或不需加工并经受如下试验和评估：

① 单个柴油机按试验大纲进行的台架试验；

② 随机选取台架试验后的数台柴油机，通过最终试验进行评估。

应注意：凡用于上述机械的所有铸件、锻件和其他部件，亦应以类似方法进行制造和检查。用上述方法生产的机械设备，其技术要求应适用所有零部件制造的允许范围，制造厂应证明产品总产量，可要求由本社进行确认。

6.7.3 系泊和航行试验

6.7.3.1 主机和辅机应按经本社同意的试验大纲进行系泊和航行试验。

附录1　柴油机曲轴强度评定

1　一般规定

1.1　范围

1.1.1　本附录的计算方法适用于在额定功率下连续运转的主推进柴油机和辅柴油机。

1.1.2　如曲轴在设计中不能直接采用本附录的计算方法进行校核时，应将详细的设计计算资料提交审查。

1.1.3　如曲轴的设计包含了对圆角表面进行处理、或者对疲劳参数的影响进行试验、或者对工作应力进行测量的方法，应提交包括计算/分析在内的相关资料，以证明其等效于本附录的计算方法。

1.1.4　本附录的纵向振动、校中尚应符合本社的有关规定。

1.2 计算要求

1.2.1　本附录提供了曲轴疲劳强度校核(IACS)和曲轴直径校核两种计算方法，曲轴计算只要满足其中1种方法的要求即认为合格。

1.2.2　对整体式曲轴的强度计算，可根据具体情况选择本附录1.2.1中合适的一种方法进行校核，而半组合式曲轴建议采用曲轴疲劳强度校核公式进行计算，且只要求对曲柄销圆角进行校核。

1.3　图纸资料

1.3.1　应提交的图纸和资料

(1)　采用曲轴疲劳强度校核(IACS)计算方法时，应按表1.3.1的要求提交图纸资料：

柴油机曲轴计算数据表　　表1.3.1

1	柴油机制造商
2	柴油机类型标识
3	冲程—循环　□2 SCSA　□4 SCSA
4	柴油机种类 □直列柴油机 □并列式连杆的V型机 □关节型连杆的V型机 □叉型连杆的V型机 □十字头式柴油机 □筒型活塞式柴油机
5	燃烧方式 □直喷 □预燃室 □其他
6	气缸标识方法见本附录图1.3.1(1)
7	旋转方向 □顺时针　□逆时针

8	发火顺序		
9	发火间隔[deg]		
10	额定功率		kW
11	额定转速		r/min
12	平均有效压力		MPa
13	平均指示压力		MPa
14	气缸最大压力(表压)		MPa
15	增压压力（表压，进口阀或扫气口前）		MPa
16	名义压缩比		–
17	气缸数		–
18	气缸直径		mm
19	活塞行程		mm
20	连杆长度（轴承中心间距）		mm
21	一缸往复质量(包括活塞体、活塞环及活塞销或活塞杆和十字头)		kg
22	以等间隔表示的数字化气体压力曲线[MPa/曲柄角]（间隔角不大于5°）		
V型柴油机的附加数据			
23	V型角α_V（本附录图1.3.1(1)）		deg
关节型连杆的气缸(见本附录图1.3.1(1))			
24	气缸最大压力(表压)		MPa
25	增压压力(表压，在进口阀或扫气口之前测量)		MPa
26	名义压缩比		–
关节型连杆见本附录图1.3.1(2)			
27	连接点的距离 L_A		mm
28	连接夹角 α_N		deg
29	连杆长度L_N		mm
30	一缸往复质量(包括活塞体、活塞环及活塞销或活塞杆和十字头)		kg
31	以等间隔表示的数字化气体压力曲线[MPa/曲柄角]（间隔角不大于5°）		
叉型连杆的气缸			
32	一缸往复质量（包括活塞体、活塞环及活塞销或活塞杆和十字头）		kg
曲轴数据(见本附录图2.3.1(1)、（2）和2.4.1(3)) 备注：对于非对称曲柄，应包括曲拐左右的尺寸			

33	图号		
34	曲轴类型(如：整体锻造曲轴、 半组合曲轴等)		
35	制造方法(如：自由成型锻造、铸钢等)		
36	热处理（如回火）		
37	圆角、轴颈及轴销的表面处理（如渗氮、轧压等）		
38	直列柴油机曲柄见本附录图2.3.1(1) 并列式连杆柴油机的曲柄见本附录图2.3.1(2) 计算应力集中系数需要的曲柄尺寸见本附录图2.4.1（3）		
39	曲柄销直径D_P		mm
40	曲柄销空心孔的直径D_{BH}		mm
41	曲柄销的圆角半径R_H		mm
42	曲柄销过渡圆弧凹入深度T_H		mm
43	主轴颈直径D_G		mm
44	主轴颈空心孔的直径D_{BG}		mm
45	主轴颈的圆角半径R_G		mm
46	主轴颈过渡圆弧凹入深度T_G		mm
47	曲柄臂厚度 W		mm
48	曲柄臂宽度 B		mm
49	弯曲长度L_1		mm
50	弯曲长度 L_2		mm
51	弯曲长度 L		mm
52	油孔设计 □油孔处抗疲劳的安全余量不小于圆角允许值		
53	油孔直径		mm
54	油孔最小边半径		mm
55	油孔圆角表面粗糙度		μm
56	油孔中心轴线相对于曲轴中心轴线的倾斜角		deg
半组合曲轴套合的补充数据			
57	半组合曲轴的曲柄见本附录图4.1.1		
58	套合直径D_S		mm
59	套合长度L_S		mm
60	曲柄臂外径D_A 或两倍的最小距离x（选小值）		mm

61	套合过盈量(上下偏差)		mm
			%
62	最大扭距(根据本附录2.3.3，考虑平均扭距确定)		N・m
曲轴材料数据 备注：材料机械性能的最小值从纵向试验试样得到			
63	材料标识(根据DIN， AISI等标准)		
64	材料熔化方法（如：马丁炉、电炉等)		
65	抗拉强度 R_m		MPa
66	屈服强度 R_{eH}		MPa
67	断裂后截面缩小率		%
68	伸长率A_5		%
69	冲击能量—KV		J
70	杨氏模量		MPa
半组合曲轴主轴颈的附加数据			
71	材料标识(根据DIN， AISI等标准)		
72	抗拉强度 R_m		MPa
73	屈服强度 R_{eH}		MPa
扭转应力计算的数据 备注：如委托CCS进行强制振动计算以确定主机或轴系的交变扭转应力，应按照本附录1.3的规定提交数据			
74	最大名义交变扭转应力（根据本附录2.3.3（1）采用谐波合成方法确定，和空心曲柄销横截面面积有关）		MPa
75	主机转速（名义交变扭转应力最大时）		r/min
76	最低主机转速（采用谐波合成）		r/min
应力集中系数（S.C.F）和/或可靠测量得到的疲劳强度数据 备注:只填写柴油机厂商通过测量得到的应力集中系数和/或疲劳强度数据，应附上所有证明材料。			
77	曲柄销圆角弯曲应力集中系数α_B		
78	曲柄销圆角扭转应力集中系数α_T		
79	主轴颈圆角弯曲应力集中系数β_B		
80	主轴颈圆角压应力集中系数β_Q		
81	主轴颈圆角扭转应力集中系数β_T		
82	曲轴许用疲劳强度σ_{DW}		MPa

(2) 如采用曲轴直径校核公式时，只需将下列图纸和资料提交审查。

① 曲轴图纸（包括所有几何尺寸）；

② 柴油机的类型（直列式或V型机的并列式连杆、叉型连杆或关节型连杆）；

③ 二冲程或四冲程；

④ 旋转方向（见图1.3.1(1)）；

⑤ 发火顺序或发火间隔及V型夹角（见图1.3.1(1)）；

⑥ 额定功率（kW）；

⑦ 额定转速（r/min）；

⑧ 平均有效压力（MPa）；

⑨ 平均指示压力(MPa）；

⑩ 气缸最大压力（MPa）；

⑪ 气缸数；

⑫ 气缸直径（mm）；

⑬ 活塞行程（mm）；

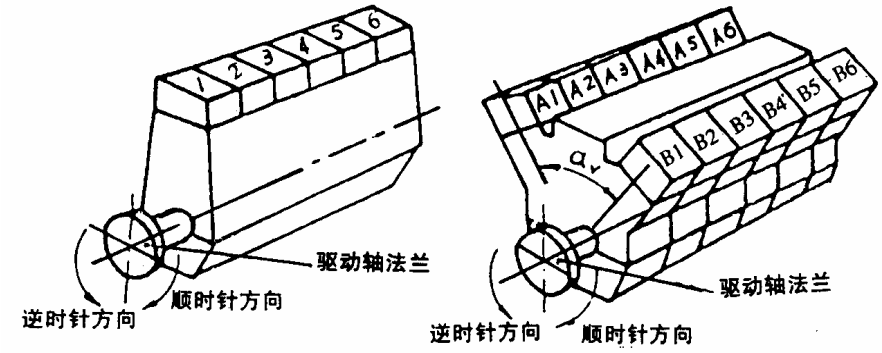


图1.3.1(1) 气缸类型

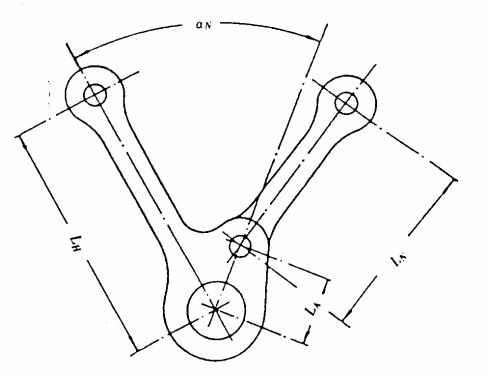


图1.3.1(2)　　关节型连杆

⑭ 曲柄材料牌号；

⑮ 抗拉强度（MPa）；

⑯ 热处理；

⑰ 圆角和油孔的磨光方法；

1.3.2　下列资料应提交备查

(1)　柴油机制造厂应提交扭振许用应力、纵振允许振幅（二冲程）及曲轴强制修理臂

距差值供备查。

⑵　柴油机制造厂应提供准确的扭振与纵振当量参数及必要的说明，以供轴系设计、检验使用。

2　曲轴疲劳强度校核（IACS）

2.1　适用范围

2.1.1　本计算方法仅适用于相邻两主轴承间只有1个曲柄的锻钢或铸钢整锻曲轴和半组合曲轴。

2.2　计算原则

2.2.1　本计算方法基于假定承受最大应力的区域是：

（1）曲柄销与曲柄臂连接的过渡圆角处；

（2）主轴颈与曲柄臂连接的过渡圆角处；

（3）曲柄销油孔出口处。

2.2.2　如果主轴颈的直径等于或大于曲柄销的直径，主轴颈油孔的出口应采用和曲柄销油孔出口相同的方法进行加工，否则也要进行单独的疲劳安全评估计算。

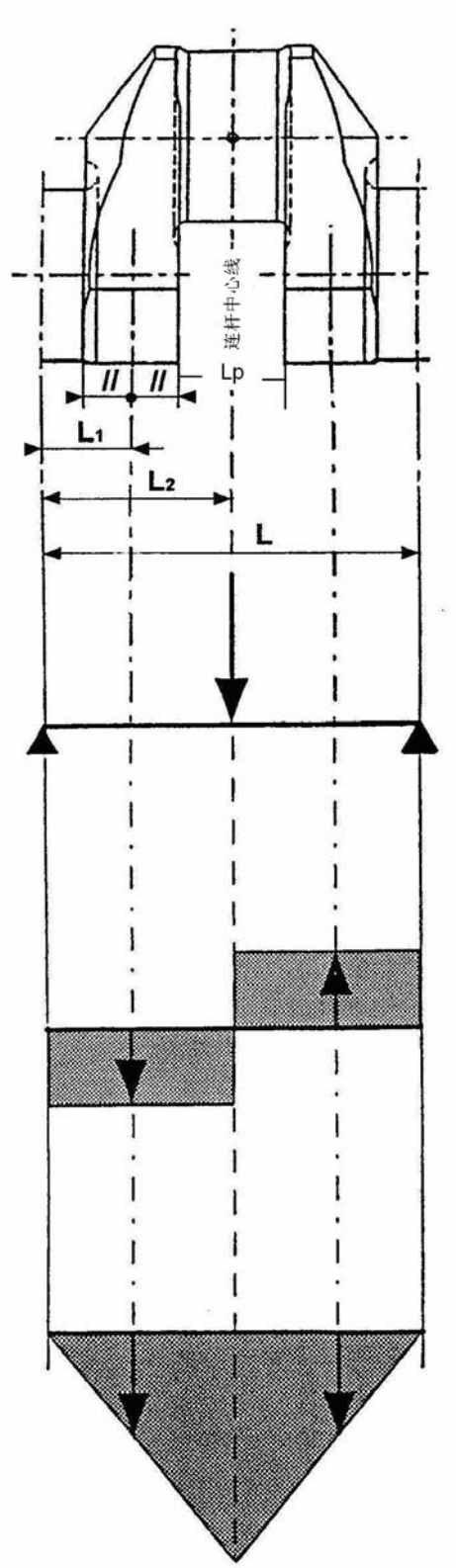
2.2.3　曲轴强度校核是依据最大应变能量强度理论，其计算包括确定名义交变弯曲应力和名义交变扭转应力（均乘以相应的应力集中系数），并按此强度理论合成为一当量交变应力。然后，同材料的疲劳强度值比较，以判断曲轴尺寸是否足够。

2.3　应力计算

2.3.1　名义交变弯曲应力和名义交变压应力的计算

⑴　名义交变弯曲应力σ_{BN}的计算

名义交变弯曲应力的计算是基于静定系统，把单位曲柄当作一简支梁来考虑。梁的长度等于相邻两主轴承中心线间的距离L（见本附录图2.3.1⑴和图2.3.1⑵），其所受的集中载荷为连杆推力作用在曲柄销上的径向力，径向力的计算，是根据单缸气体压力、活塞机构的往复质量、曲柄的回转质量、连杆质量及其重心等，按柴油机动力计算公式求取连杆推力，将连杆推力分解出径向力，　并在一个工作循环中找出其中最大的径向力$F_{R\max}$（作用在曲柄上的径向压力）和最小的径向力$F_{R\min}$（作用在曲柄上的径向拉力），以计算一个工作循环中的交变径向力F_{BR}：



连杆作用力径向、切向分量F_R或F_T

径向剪切力（Q_R）图

径向、切向分力F_R或F_T在曲轴相应截面处产生的弯曲力矩图M_{BR}或M_{BT}

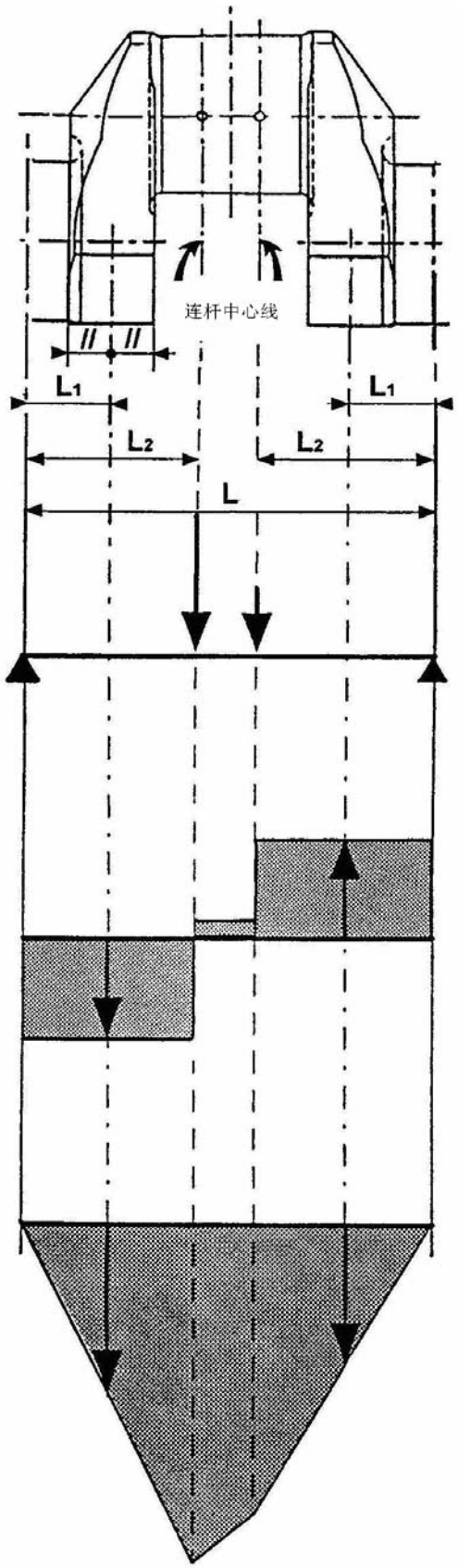
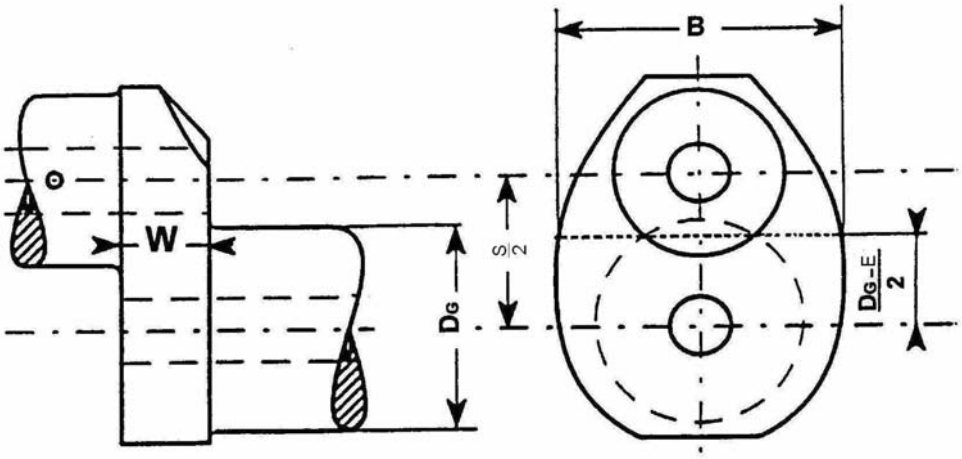
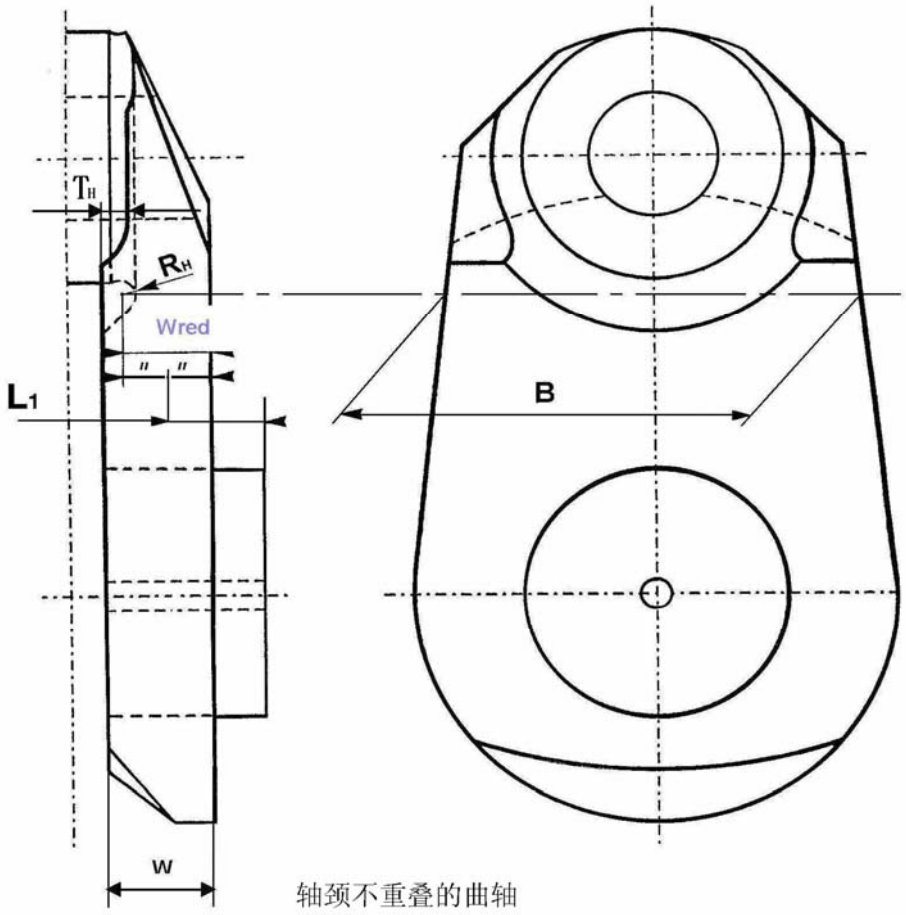


图2.3.1(1)　直列式柴油机曲柄

图2.3.1(2)　2根毗连连杆的柴油机曲柄



轴颈重叠的曲轴



轴颈不重叠的曲轴

图2.3.1（3） 曲柄臂截面的参考面积(图中符号见本附录图2.4.1（3）

$$F_{BR} = \pm\frac{1}{2}(F_{Rmax} - F_{Rmin}) \qquad \text{N}$$

F_{BR} 作为曲柄的集中载荷，其作用在曲柄主平面内曲柄臂中心线处（L_1）的弯矩，即为名义交变弯矩M_{BN} ，名义交变弯矩可通过计算出主轴承处的支反力后求得，如图2.3.1（1）所示的直列式柴油机曲柄，两主轴承处支反力的大小均为集中载荷F_{BR}的1/2，则曲柄主平面

内曲臂中心线处（L_1）的名义交变弯矩M_{BN}为：

$$M_{BN} = \pm \frac{F_{BR}}{2} L_1 \times 10^{-3} \qquad \text{N·m}$$

由于弯矩和径向力引起的名义交变应力是与曲柄臂截面积有关，该截面积取自曲柄臂厚度W和宽度B，轴颈重叠或不重叠情况下，W、B的量取方法见本附录图2.3.1（3）。

$$\sigma_{BN} = \pm \frac{M_{BN}}{W_{eq}} K_e \times 10^3 \qquad \text{MPa}$$

式中：F_{BR}——交变径向力，N；

M_{BN}——名义交变弯矩，N·m；

L_1——主轴承中心线至曲柄臂中心线距离，见本附录图2.3.1(1)、（2），mm；

K_e——经验系数：

对二冲程柴油机　K_e = 0.80；

对四冲程柴油机　K_e = 1.00；

σ_{BN} ——名义交变弯曲应力，MPa；

$W_{eq} = \dfrac{BW^2}{6}$，mm^3。

对于V型柴油机，两根连杆作用在同一曲柄销上，其名义交变弯矩取两个三角弯矩按相位叠加而成的弯矩，并计及不同的设计种类（并列式连杆、叉型连杆或关节型连杆）。

如在一根曲轴上存在不同几何形状的曲柄（例如不对称曲柄）时，其计算应包括所有形状的曲柄。

(2) 名义交变压应力σ_{QN}的计算

根据本附录2.3.1(1)的简化计算方法，由连杆推力分解出径向力，按柴油机动力计算公式，列出径向力计算表，找出其中径向力幅值最大的一个缸求出名义交变径向力Q_N，即：

$$Q_N = \pm \frac{1}{2} (Q_{max} - Q_{min}) \qquad \text{N}$$

$$\sigma_{QN} = \pm \frac{Q_N}{F} K_e \qquad \text{MPa}$$

式中：Q_{max} ——相应缸的最大径向力，N；

Q_{min} ——相应缸的最小径向力，N；

σ_{QN}——由径向力引起的名义交变压应力，MPa；

$F = BW$ ，mm^2。

（3） 曲柄销油孔出口处名义交变弯曲应力σ_{BO}的计算

穿过油孔的曲柄销截面作用两个弯矩M_{BRO}、M_{BTO}(见图2.3.1（4）)，按夹角叠加分别计算出作用在该截面处的最大弯矩M_{BOmax}和最小弯矩M_{BOmin}，进而确定交变弯矩M_{BON}：

$$M_{BO} = M_{BTO} \cos\psi + M_{BRO} \sin\psi \qquad \text{N·m}$$

$$M_{BON} = \pm \frac{1}{2} \left[M_{BO_{\max}} - M_{BO_{\min}} \right] \qquad \text{N·m}$$

式中：ψ——油孔轴线和连杆推力切向分力之间的夹角；

M_{BRO}——连杆推力径向分力产生的弯矩，N・m ；

M_{BTO}——连杆推力切向分力产生的弯矩，N・m；

交变弯矩M_{BON} 产生的交变弯曲应力σ_{BOH}和曲柄销截面积有关，即：

$$\sigma_{BON} = \pm \frac{M_{BON}}{W_e} \times 10^3 \qquad \text{MPa}$$

穿过油孔的曲柄销截面的剖面模数W_e：

$$W_e = \frac{\pi}{32}\left[\frac{D_P^4 - D_{BH}^4}{D_P}\right] \qquad \text{mm}^3$$

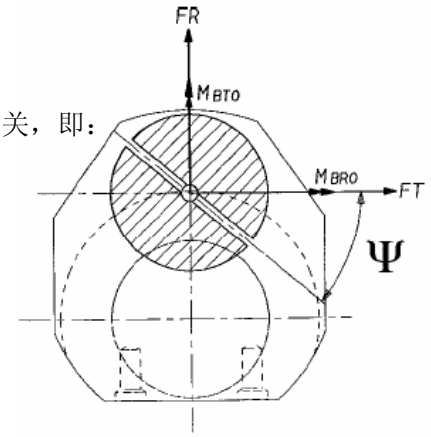


图2.3.1（4） 穿过油孔的曲柄销截面

2.3.2 交变弯曲应力的计算

曲柄销或主轴颈与曲柄臂连接的过渡圆角处以及曲柄销油孔出口处是曲轴应力最为集中的部位。在气体压力与惯性力所产生的径向力及切向力作用下，在过渡圆角或油孔出口处将产生最大交变弯曲应力。

（1）曲柄销过渡圆角处交变弯曲应力σ_{BH}：

$$\sigma_{BH} = \pm(\alpha_B \sigma_{BN}) \qquad \text{MPa}$$

式中：α_B——曲柄销圆角处弯曲应力集中系数（计算方法见本附录2.4）。

（2）主轴颈过渡圆角处交变应力σ_{BG}：

$$\sigma_{BG} = \pm(\beta_B \sigma_{BN} + \beta_Q \sigma_{QN}) \qquad \text{MPa}$$

式中：β_B——主轴颈圆角处弯曲应力集中系数（计算方法见本附录2.4）；

β_Q——主轴颈圆角处压应力集中系数（计算方法见本附录2.4）。

（3）曲柄销油孔出口交变弯曲应力σ_{BO}：

$$\sigma_{BO} = \pm(r_B \sigma_{BOH}) \qquad \text{MPa}$$

式中：r_B——曲柄销油孔处弯曲应力集中系数（计算方法见本附录2.4）。

2.3.3 交变扭转应力的计算

(1) 名义交变扭转应力τ_N的计算

柴油机制造厂应按下列规定进行名义交变扭转应力的计算。

名义交变扭转应力的计算原则是：在系统的每一质量点和在整个转速的范围内，用强迫振动谐波合成的方法，求出二冲程柴油机简谐次数从1次至15次和四冲程柴油机简谐次数从0.5次至12次的扭矩合成的最大值和最小值。确定时，对系统中不良工况如气缸中一缸熄火（熄火是指不发生燃烧过程，但有压缩过程的气缸工作状况）应予考虑。

通过上述的计算可以确定其名义交变扭矩M_T ：

$$M_T = \pm \frac{1}{2}(M_{Tmax} - M_{Tmin}) \qquad \text{N・m}$$

对应的名义交变扭转应力τ_N由下式计算：

$$\tau_N = \pm \frac{M_T}{W_P} \times 10^3 \qquad \text{MPa}$$

式中：$W_P = \frac{\pi}{16}\left(\frac{D_P^4 - D_{BH}^4}{D_P}\right)$或，$W_P = \frac{\pi}{16}\left(\frac{D_G^4 - D_{BG}^4}{D_G}\right)$，$mm^3$；

M_{Tmax}、M_{Tmin}——扭矩的最大值与最小值，N·m。

(2) 在确定当量交变应力σ_V时，应采用2.3.3(1)计算中得出的最大值，如设有转速禁区（对于正常发火工况，转速禁区不应设在速度比$\lambda \geqslant 0.8$额定转速以上的范围内），则可取禁区外出现的名义交变扭转应力的最大值。

在计算曲轴尺寸时，如缺少这一最大值，则需基于估计，设定一个τ_N值作为计算依据，这一假定是基于曲轴具有最低合格系数，即其计算结果应满足$Q \geqslant 1.15$，所以也可以认为所设定的τ_N值也许是曲轴扭转应力的极限值，但对于整个动力装置而言，仍需按规范的规定，通过适当的计算，以保证不超过批准的名义交变扭转应力，该计算应提交审查。

(3) 曲柄销圆角处交变扭转应力τ_H的计算：

$$\tau_H = \pm(\alpha_T \tau_N) \qquad \text{MPa}$$

式中：α_T——曲柄销圆角处扭转应力集中系数（计算方法见本附录2.4）。

（4）主轴颈圆角处交变扭转应力τ_G的计算：

$$\tau_G = \pm(\beta_T \tau_N) \qquad \text{MPa}$$

式中：β_T——主轴颈圆角处扭转应力集中系数（计算方法见本附录2.4）。

（5）曲柄销油孔出口交变扭转应力σ_{TO}的计算：

$$\sigma_{TO} = \pm(r_T \tau_N) \qquad \text{MPa}$$

式中：r_T——曲柄销油孔处扭转应力集中系数（计算方法见本附录2.4）。

2.4 应力集中系数的计算

2.4.1 一般要求

(1) 弯曲应力集中系数α_B、β_B是指曲柄主平面上在弯曲负荷作用下，在圆角处产生的最大弯曲应力与相关曲柄臂截面的名义弯曲应力之比（见图2.4.1（1））。

名义弯曲应力是由实心曲柄臂中心线处的弯矩确定的。

(2) 扭转应力集中系数α_T、β_T是指圆角处扭转负荷所产生的最大扭转应力与相关的中空曲柄销或主轴颈横截面的名义应力之比（见图2.4.1（1））。

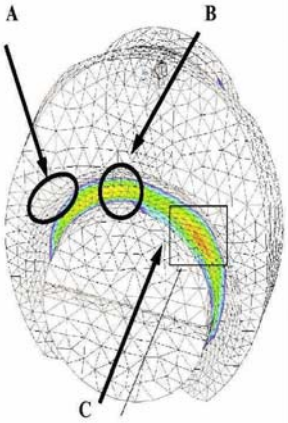
(3) 压应力集中系数β_O是指弯曲负荷在主轴颈圆角处产生的最大压应力与相关曲柄臂横截面的名义压应力之比。

(4) 弯曲应力集中系数γ_B和扭转应力集中系数r_T是指曲柄销油孔出口在弯曲和扭转负荷作用下，所产生的最大主应力和轴向钻孔曲柄销横截面处相对应的名义应力之比（见图2.4.1（2））。

(5) 应力集中系数可按本附录2.4.2、2.4.3和2.4.4所规定的公式求得，但仅适用于整锻实心曲柄臂式曲轴的圆角和曲柄销油孔，以及半组合式曲轴的曲柄销圆角。有关油孔的应力集中系数公式仅适用于径向钻取的油孔。

(6) 计算应力集中系数所需的

曲轴圆角处的应力集中系数定义



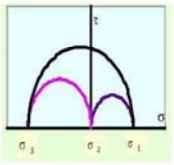
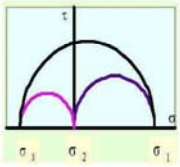
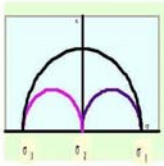
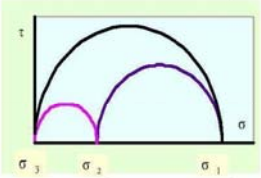
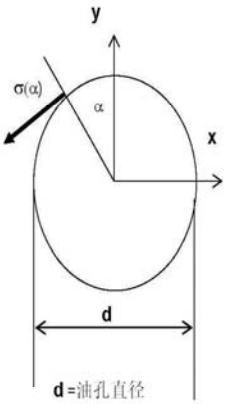
	应力	Max ‖σ3‖	Max σ1	
扭转负荷	最大应力位置	A	C	B
	典型主应力系统 莫尔圆示意图 $\sigma_2 = 0$	 ‖σ3‖ > σ1	 σ1 > ‖σ3‖	 σ1 ≈ ‖σ3‖
	当量应力和应力集中系数S.C.F	$\tau_{equiv} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$ $S.C.F. = \frac{\tau_{equiv}}{\tau_n}$ for α_T, β_T		
弯曲负荷	最大应力位置	B	B	B
	典型主应力系统 莫尔圆示意图 $\sigma_3 = 0$	 σ2 ≠ 0		
	当量应力和应力集中系数S.C.F	$\sigma equiv = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 . \sigma_2}$ $S.C.F. = \frac{\sigma_{equiv}}{\sigma_n}$ for $\alpha_B, \beta_B, \beta_Q$		

图2.4.1（1）曲轴

油孔边缘处应力分布及应力集中系数



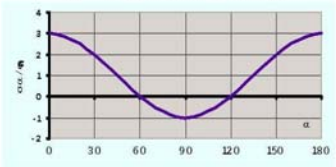
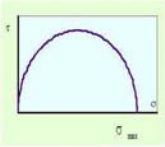
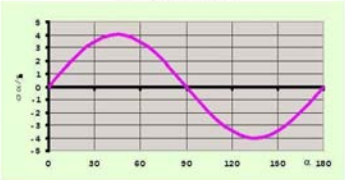
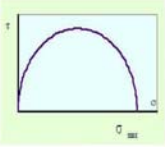
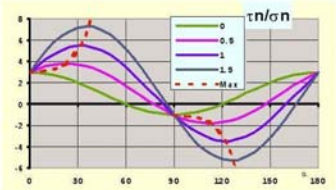
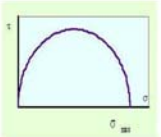
应力类型	名义应力张量	单轴应力分布	莫尔圆示意图
张力	$\begin{bmatrix} \sigma n & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$	$\sigma\alpha = \sigma n\ \gamma_B / 3\ [1+2\cos(2\alpha)]$ 	 $\gamma_B = \sigma_{max}/\sigma_n$ for $\alpha = k\pi$
剪力	$\begin{bmatrix} 0 & \tau n \\ \tau n & 0 \end{bmatrix}$	$\sigma\alpha = \gamma_T\ \tau n \sin(2\alpha)$ 	 $\gamma_T = \sigma_{max}/\tau_n$ for $\alpha = \frac{\pi}{4} + k\frac{\pi}{2}$
张力+剪力	$\begin{bmatrix} \sigma n & \tau n \\ \tau n & 0 \end{bmatrix}$	$\sigma_\alpha = \frac{\gamma_B}{3}\sigma_n\left\{1+2\left[\cos(2\alpha)+\frac{3}{2}\frac{\gamma_T}{\gamma_B}\frac{\tau_n}{\sigma_n}\sin(2\alpha)\right]\right\}$ 	 $\sigma_{max} = \frac{\gamma_B}{3}\sigma_n\left[1+2\sqrt{1+\frac{9}{4}\left(\frac{\gamma_T}{\gamma_B}\frac{\tau_n}{\sigma_n}\right)^2}\right]$ for $\alpha = \frac{1}{2}tg^{-1}\left(\frac{3\gamma_T\tau_n}{2\gamma_B\sigma_n}\right)$

图2.4.1（2）油孔应力分布及应力集中系数

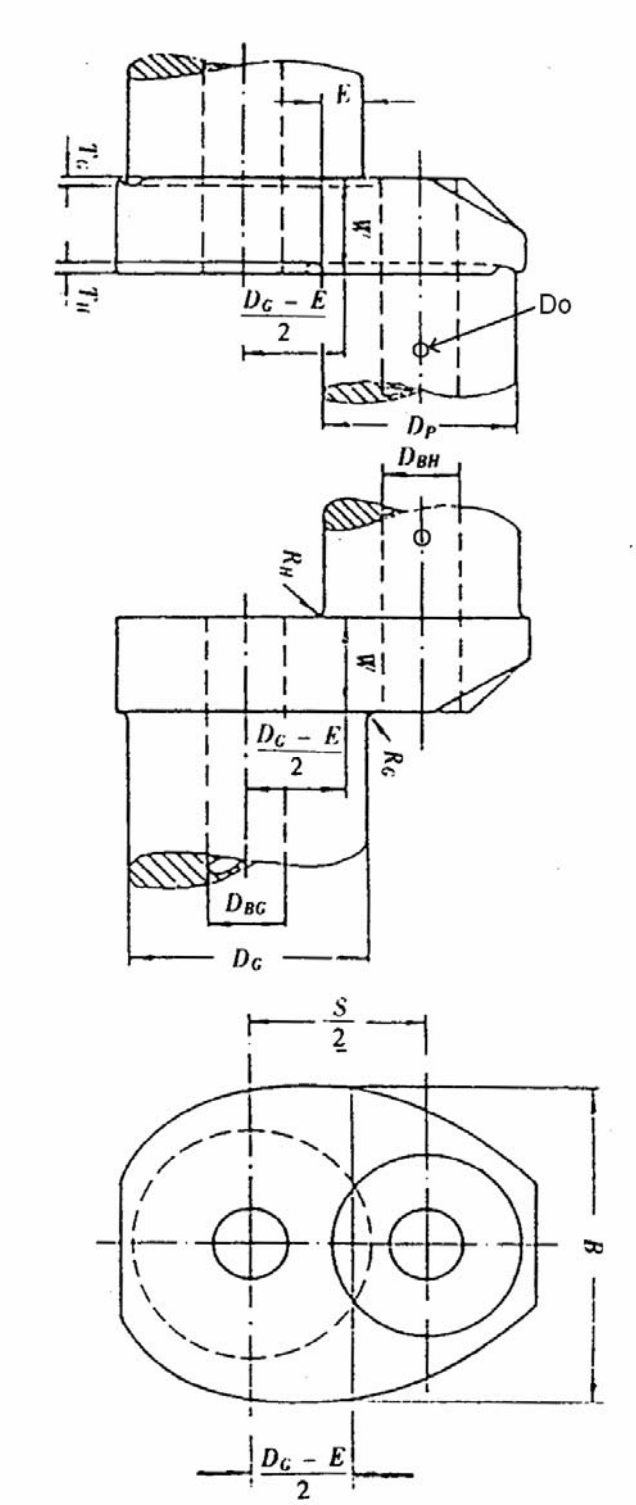


图2.4.1（3）　计算曲拐应力集中系数所需的尺寸

图中符号均为实际尺寸：

D_P——曲柄销直径，mm；

D_{BH} ——曲柄销空心孔的直径，mm；

D_O ——曲柄销油孔直径，mm；

R_H——曲柄销圆角半径，mm；

T_H——曲柄销过渡圆弧凹入深度，mm；

D_G——主轴颈直径，mm；

D_{BG}——主轴颈空心孔的直径，mm；

R_G——主轴颈圆角半径，mm；

T_G——主轴颈过渡圆弧凹入深度，mm；

S——活塞行程，mm；

E——轴颈的重叠量，$E = \dfrac{D_P + D_G}{2} - \dfrac{S}{2}$ ，mm；

W——曲柄臂厚度，对二冲程半组合曲轴轴颈不重叠时，且$T_H > R_H$时，取$W_{red} = W - (T_H - R_H)$（参考本附录图2.3.1（3）），mm；

B——曲柄臂宽度，对二冲程半组合曲轴轴颈不重叠时，在曲柄销圆角半径中心位置量取（参考本附录图2.3.1（3）），mm。

(7) 计算应力集中系数所用的相对尺度如表2.4.1：

表2.4.1

曲柄销过渡圆角	主轴颈过渡圆角
$r=R_H/D_P$	$r=R_G/D_P$
$e = E/D_P$	
$w^{①} = W/D_P$	
$b = B/D_P$	
$d_o = D_o/D_P$	
$d_G = D_{BG}/D_P$	
$d_H = D_{BH}/D_P$	
$t_H = T_H/D_P$	
$t_G = T_G/D_P$	

注：① 曲轴轴颈重叠时采用该式，对于轴颈没有重叠的曲轴，取$w = W_{red}/D_P$。

(8) 相对尺度应在下列范围内使用，应力集中系数才有效：

$$e \leqslant 0.5$$
$$0.2 \leqslant w \leqslant 0.8$$
$$1.1 \leqslant b \leqslant 2.2$$
$$0.03 \leqslant r \leqslant 0.13$$
$$0 \leqslant d_G \leqslant 0.8$$
$$0 \leqslant d_H \leqslant 0.8$$
$$0 \leqslant d_O \leqslant 0.2$$

(9) 以下情况下，e 的下限范围可以扩展到较大的负值：

a、如果计算的$f(rec) < 1$，则可不考虑系数$f(rec)$，（即取$f(rec)=1$）；

b、如果$e < -0.5$，则计算系数$f(e, w)$和系数$f(r, e)$时，e 取-0.5。

2.4.2 曲柄销应力集中系数的计算

(1) 弯曲应力集中系数α_B ：

$$\alpha_B = 2.70 f(e, w) f(w) f(b) f(r) f(d_G) f(d_H) f(rec)$$

式中：$f(e, w) = 1.52 - 4.1w + 11.2w^2 - 13.6w^3 + 6.07w^4$

$$-e(1.86-8.26w+18.2w^2-18.5w^3+6.93w^4)$$

$$-e^2(3.84-25.0w+70.6w^2-87.0w^3+39.2w^4)$$

$$f(w)=2.18w^{0.72}$$

$$f(b)=0.67+0.15b^2$$

$$f(r)=0.21r^{-0.52}$$

$$f(d_G)=1+0.27d_G-d_G^2+0.5d_G^3$$

$$f(d_H)=1+0.31d_H-1.5d_H^2+2.4d_H^3$$

$$f(rec)=1+(t_H+t_G)(1.8+3.2e)$$

(2) 扭转应力集中系数α_T：

$$\alpha_T=0.8f(r,e)f(b)f(w)$$

式中：$f(r,e)=r^{-(0.22+0.1e)}$

$$f(b)=7.9-10.66b+5.35b^2-0.857b^3$$

$$f(w)=w^{-0.145}$$

2.4.3 主轴颈应力集中系数的计算

(1) 弯曲应力集中系数β_B：

$$\beta_B=2.71f_B(e,w)f_B(w)f_B(b)f_B(r)f_B(d_G)f_B(d_H)f(rec)$$

式中：$f_B(e,w)=1.2-0.5w+0.32w^2-e(0.80-1.15w+0.55w^2)$

$$-e^2(2.16-2.33w+1.26w^2)$$

$$f_B(w)=2.24w^{0.755}$$

$$f_B(b)=0.562+0.12b+0.118b^2$$

$$f_B(r)=0.191r^{-0.557}$$

$$f_B(d_G)=1-0.664d_G+1.23d_G^2$$

$$f_B(d_H)=1-0.19d_H+0.0073d_H^2$$

$$f(rec)=1+(t_H+t_G)(1.8+3.2e)$$

(2) 压应力集中系数β_Q：

$$\beta_Q=3.01f_Q(e)f_Q(w)f_Q(b)f_Q(r)f_Q(d_H)f(rec)$$

式中：$f_Q(e)=1.08+0.88e-1.52e^2$

$$f_Q(w)=\frac{w}{0.0637+0.937w}$$

$$f_Q(b)=b-0.5$$

$$f_Q(r)=0.533r^{-0.204}$$

$$f_Q(d_H)=1-1.19d_H+1.74d_H^2$$

$$f(rec)=1+(t_H+t_G)(1.8+3.2e)$$

(3) 扭转应力集中系数β_T：

如曲柄销和主轴颈的直径和圆角半径相同时：

$$\beta_T = \alpha_T$$

如曲柄销和主轴颈的直径和（或）圆角半径不同时：

$$\beta_T = 0.8f(r,e)f(b)f(w)$$

$f(r,e)$、$f(b)$、$f(w)$参见α_T的计算，但主轴颈的圆角半径与主轴颈的直径应具有下列关系：

$$r = \frac{R_G}{D_G}$$

2.4.4　曲柄销油孔出口的应力集中系数的计算

（1）弯曲应力集中系数γ_B：$\gamma_B = 3 - 5.88d_o + 34.6d_o^2$

（2）扭转应力集中系数γ_T：$\gamma_T = 4 - 6d_o + 30d_o^2$

2.5　附加弯曲应力σ_{add}的确定

2.5.1　在圆角处除气体压力与惯性力产生的交变弯曲应力外，还有由于机座的变形和主轴承磨损而产生曲轴失中所引起的附加弯曲应力σ_{aa}，以及纵向振动所引起的附加弯曲应力σ_{ax}，这些附加弯曲应力σ_{add}如不加以限制或予以准确确定，势必引起曲轴的疲劳破坏。

根据不同的机型，附加弯曲应力由表2.5.1给出：

表2.5.1

柴油机型式	σ_{add}　(MPa)
十字头式柴油机	±30①
筒形活塞式柴油机	±10

注：①±30 MPa的附加弯曲应力由两部分组成：±20 MPa附加弯曲应力由纵向振动引起，±10 MPa附加弯曲应力由机座的变形和曲轴失中引起。当没有整个系统的纵向振动计算结果时，建议采用±20 MPa作为纵向振动引起的附加弯曲应力进行评估；而有计算结果时，可以采用计算值进行评估。

2.5.2　根据本计算方法，对曲轴的评定是基于具有最低合格系数Q（见本附录2.8），所以当Q＞1.15并有一定裕度时，可结合柴油机制造厂提供的允许的曲轴臂距差的最大值，对纵振的许用振幅可适当予以提高。

2.6　当量交变应力σ_V的计算

2.6.1　在圆角处，当量交变应力σ_V的计算是采用最大应变能量强度理论，在计算中，假定曲轴的最大交变弯曲应力和最大交变扭转应力同时并在同一点发生。

在油孔出口，弯曲应力和扭转应力可以用当量主应力来表示，当量主应力等于这两个应力叠加产生的最大主应力，计算时假定弯曲和扭转是同时作用的（见本附录图2.4.1（2））。

2.6.2　当量交变应力

当量交变应力σ_V按下式计算：

曲柄销圆角：

$$\sigma_v = \pm\sqrt{(\sigma_{BH} + \sigma_{add})^2 + 3\tau_H^2} \qquad \text{MPa}$$

主轴颈圆角：

$$\sigma_v = \pm \sqrt{(\sigma_{BG}+\sigma_{add})^2+3\tau_G^2} \qquad \text{MPa}$$

曲柄销油孔出口：

$$\sigma_v = \pm\frac{1}{3}\sigma_{BO}\left[1+2\sqrt{1+\frac{9}{4}\left(\frac{\sigma_{TO}}{\sigma_{BO}}\right)^2}\right] \qquad \text{MPa}$$

其他符号见本附录2.3。

2.7 疲劳强度计算

2.7.1 疲劳强度可以认为是曲轴圆角能持久承受的在最高应力点处的交变弯曲应力值。如曲轴疲劳强度无法由可靠的测量方法得出时，许用疲劳强度值σ_{DW}可由下式计算：

曲柄销直径：

$$\sigma_{DW} = \pm K\left(0.42R_m+39.3\right)\left[0.264+1.073D_P^{-0.2}+\frac{785-R_m}{4900}+\frac{196}{R_m}\sqrt{\frac{1}{R_x}}\right] \qquad \text{MPa}$$

其中，圆角区域许用疲劳强度计算时，$R_x = R_H$；油孔出口区域，$R_x = D_O/2$。

主轴颈直径：

$$\sigma_{DW} = \pm K\left(0.42R_m+39.3\right)\left[0.264+1.073D_G^{-0.2}+\frac{785-R_m}{4900}+\frac{196}{R_m}\sqrt{\frac{1}{R_G}}\right] \qquad \text{MPa}$$

式中：K——对不同类型，未作表面处理的曲轴疲劳强度系数，大于1的值只适用于圆角区域的疲劳强度计算：

＝1.05 指连续纤维锻或镦锻曲轴；

＝1.0 指自由锻曲轴（没有连续的晶粒流）；

＝0.93 指铸钢曲轴（对于圆角经过冷轧处理的铸钢曲轴疲劳强度系数，冷轧过程经CCS认可）；

R_m——曲轴材料抗拉强度值，MPa；

其余符号见本附录2.4.1。

按以上公式计算疲劳强度的曲轴，首先应满足以下前提条件：

（1）圆角表面、油孔出口以及油孔内部（最小深度等于1.5倍油孔直径）应光滑加工；

（2）从计算角度考虑，R_H、R_G、R_x的取值均应不小于2mm。

2.7.2 如果曲轴采取表面处理，表面处理过程应经CCS认可。

2.7.3 作为替代方法，曲轴疲劳强度可以通过对全尺度曲柄（或曲轴）或对从全尺度曲柄抽出的样本进行试验测得，任何情况下，抽取样本和曲轴疲劳强度评估的试验程序应提交CCS批准，提交内容应包含试验方法、样本类型、样本（或曲柄）编号、试验编号、试验取用值等。

2.8 曲轴的合格衡准

2.8.1 曲轴的尺度是否足够，应通过计算曲柄销圆角、主轴颈圆角和曲柄销油孔出口处的疲劳强度与当量交变应力的比值，即合格系数Q来确定，其衡准式为：

$$Q=\frac{\sigma_{DW}}{\sigma_V}\geqslant 1.15$$

2.8.2　合格系数Q并不代表曲轴的安全系数，而只代表这一计算中的一个相关数值，因曲轴的破坏并不仅仅决定于材料的疲劳强度值，它与曲轴的受力状态也有关，如曲轴受力后因弯曲变形过大，同样曲轴的可靠性也将受到影响。但合格系数Q也可体现曲轴本身的安全裕度，因这一计算方法，对曲轴的评定是以其扭转应力作为基础，结合有关的弯曲应力，以得出最低的合格系数，所以当$Q>1.15$并有一定裕度时，可适当调整扭振应力、纵振应力、强制修理臂距差的许用值。这对设计、使用、检验均有使用价值。

2.9　制造厂应提供的许用值

2.9.1　制造厂应提供扭振许用应力、纵振允许振幅及强制修理臂距差值。

2.9.2　本附录2.9.1中的许用值应取本附录2.8.1中计算Q时的相应值，也可以取Q=1.15时相应的极限值。

3　曲轴直径校核

3.1　适用范围

3.1.1　本计算方法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。

3.2　计算原则

3.2.1　本计算方法同样基于假定曲轴的最大应力区域在轴颈与曲臂连接的过渡圆角处，这一区域的应力最为集中，曲轴的疲劳破坏往往在这一部位发生。

3.2.2　曲轴强度校核的依据为最大正应力理论。本计算方法假定曲轴的破坏是由于作用在它上面的最大弯矩（弯曲应力）及最大扭矩（剪切应力）的综合作用所引起的。因此，按此强度理论把最大弯矩和最大扭矩（均乘以相应的应力集中系数）合成为当量最大弯矩，结合材料的疲劳强度及应有的安全系数推导出曲轴所需的最小直径计算公式。

3.3　曲轴最小直径的计算

3.3.1　锻造和铸造曲轴材料的抗拉强度一般在下列范围内选择，并应符合《焊接与材料规范》的有关规定。

(1)　碳钢和碳锰钢：　400～600 N/mm^2；

(2)　合　金　钢：　600～1000 N/mm^2；

(3)　球 墨 铸 铁 ：　490～780 N/mm^2。

3.3.2　整体式或半组合曲轴的曲柄销或主轴颈，其最小直径 D_P（或D_G）按下式计算：

锻钢、铸钢、合金钢材料的曲轴：

$$D_P=\sqrt[3]{\frac{D^2\left[Aa_B p_z(L-L_p)+Ca_T p_i S\right]}{65\times(\frac{R_m+160}{560})}}\quad \text{mm}$$

对球墨铸铁材料的曲轴：

$$D_p=\sqrt[3]{\frac{D^2\left[Aa_B p_z(L-L_p)+Ca_T p_i S\right]}{59\times(0.3+\frac{0.7R_m}{490})}}\quad \text{mm}$$

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 ——气缸最大压力，MPa；

p_i ——平均指示压力，MPa；

R_m ——材料抗拉强度，N/mm^2；

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3.3.2(1)选取；四冲程按表3.3.2(2)选取；

C ——系数；

对直列式单作用柴油机，按表3.3.2(3)选取；

对V型柴油机，二冲程按表3.3.2(4)选取；四冲程按表3.3.2(5)选取；

α_B ——弯曲应力集中系数；

α_T ——扭转应力集中系数。

3.3.3　应力集中系数的计算和应用：

(1)　柴油机曲轴的断裂大多是疲劳断裂，而在弯曲断裂时，其疲劳源大部分出现在曲柄销或主轴颈与曲臂连接的过渡圆角处，这归因于在该处的应力最为集中之故，所以所谓弯曲应力集中系数，是指曲柄主平面内在弯矩的作用下，在曲柄销过渡圆角处所产生的最大弯曲应力与以曲柄销截面为准的名义弯曲应力之比，名义弯曲应力是由实心曲臂中心线处的弯矩求出。

(2)　扭转应力集中系数是指圆角处在扭转负荷作用下所产生的最大扭转应力与以曲柄销截面为准的名义扭转应力之比。

(3)　曲轴的疲劳破坏，与柴油机运转中作用在过渡圆角处的实际应力有很大的关系，这一实际应力包含由于曲轴轴线失中所引起的附加应力，也包含曲轴的几何形状所造成的应力高度集中，所以弯曲应力集中系数实际就是对这一因素的表征，它是通过三向光弹性试验方法进行定量研究得出的。

(4)　对圆角应力集中有影响的曲轴几何尺寸主要有过渡圆角半径R_H、曲臂厚度W、曲臂宽度B（曲臂宽度B的量取，见本附录2.3.1(1)）、轴颈重叠量E、轴颈中空直径D_{BH}、圆角凹圆弧的凹入深度T_H等，它们都起到不同程度的影响。但为提高应力集中系数的可适用性，上列各几何尺寸均相对于曲柄销直径D_P（或圆角半径R_H）化为无因次的相对尺度，即：

$$r = R_H / D_P$$

$$w = W / D_P$$

$$b = B / D_P$$

$$e_k = 1 - E / D_P$$

$$d_H = D_{BH} / D_P$$

$$\delta = T_H / R_H$$

上列相对尺度应按规定的范围使用，应力集中系数才有效，且只适用于整体式曲轴或半组合式曲轴的曲柄销部分。

各相对尺度的适用范围如下：

$$0.03 \leqslant r \leqslant 0.10$$

$$0.25 \leqslant w \leqslant 0.60$$

$$1.30 \leqslant b \leqslant 2.00$$
$$0.50 \leqslant e_k \leqslant 1.50$$
$$0 \leqslant d_H \leqslant 0.70$$
$$0 \leqslant \delta \leqslant 0.65$$

计算应力集中系数所需的尺寸如图2.4.1所示。

(5) 弯曲应力集中系数α_B按下式计算：

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

式中：$f_1(r)$、$f_2(w)$、$f_3(e_k, w)$、$f_4(b)$、$f_5(d_H)$由图3.3.3(1)、(2)、(3)a、b、c、(4)、(5)中查得。

如曲柄销或主轴颈过渡圆角为内圆弧，其凹入深度为T_H（如图2.4.1所示），则上述α_B值还需乘以表3.3.2(6)所查得的$f_6(\delta)$值。

(6) 扭转应力集中系数α_T由图3.3.3(6)查得。

V型二冲程柴油机系数A　　表3.3.2(1)

系数	同一曲拐上的气缸发火间隔			
	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3.3.2(2)

系数	同一曲拐上的气缸发火间隔							
	45°	60°	75°	90°	270°	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3.3.2(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3.3.2(4)

缸数	同一曲拐上的气缸发火间隔			
	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3.3.2(5)

系数	同一曲拐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3.3.2(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

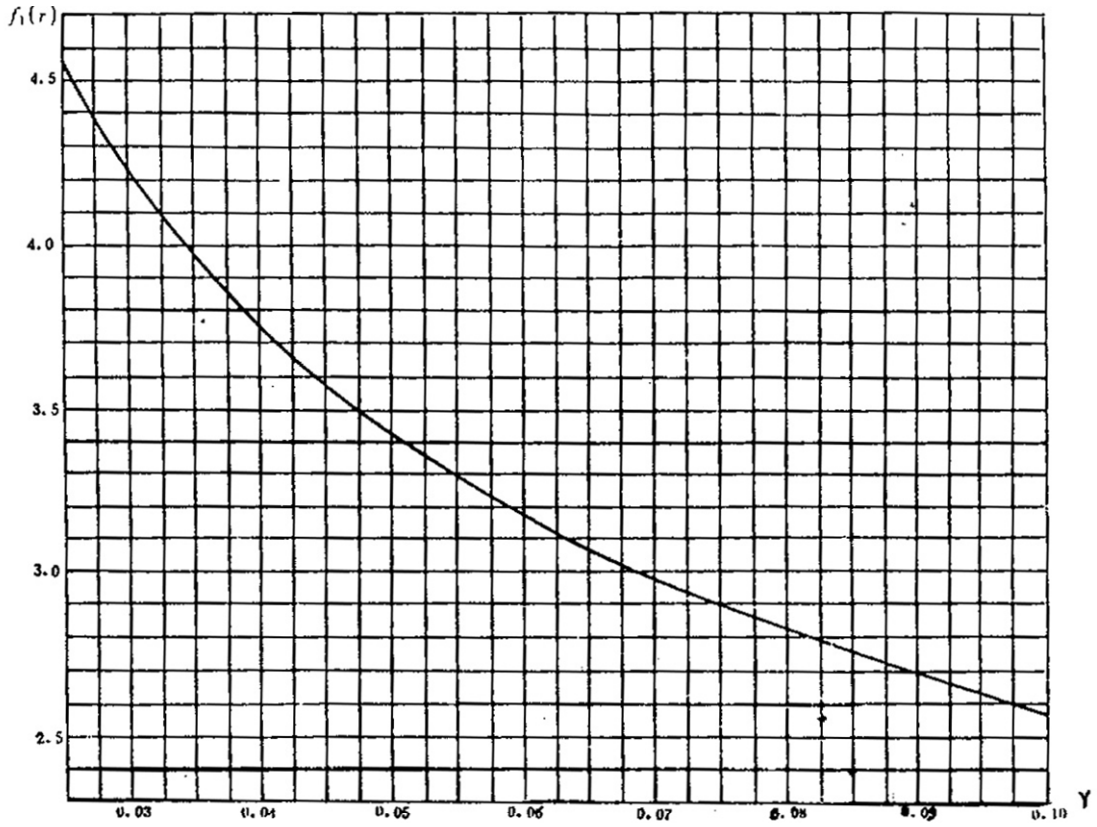


图 3.3.3(1)

图 3.3.3(2)

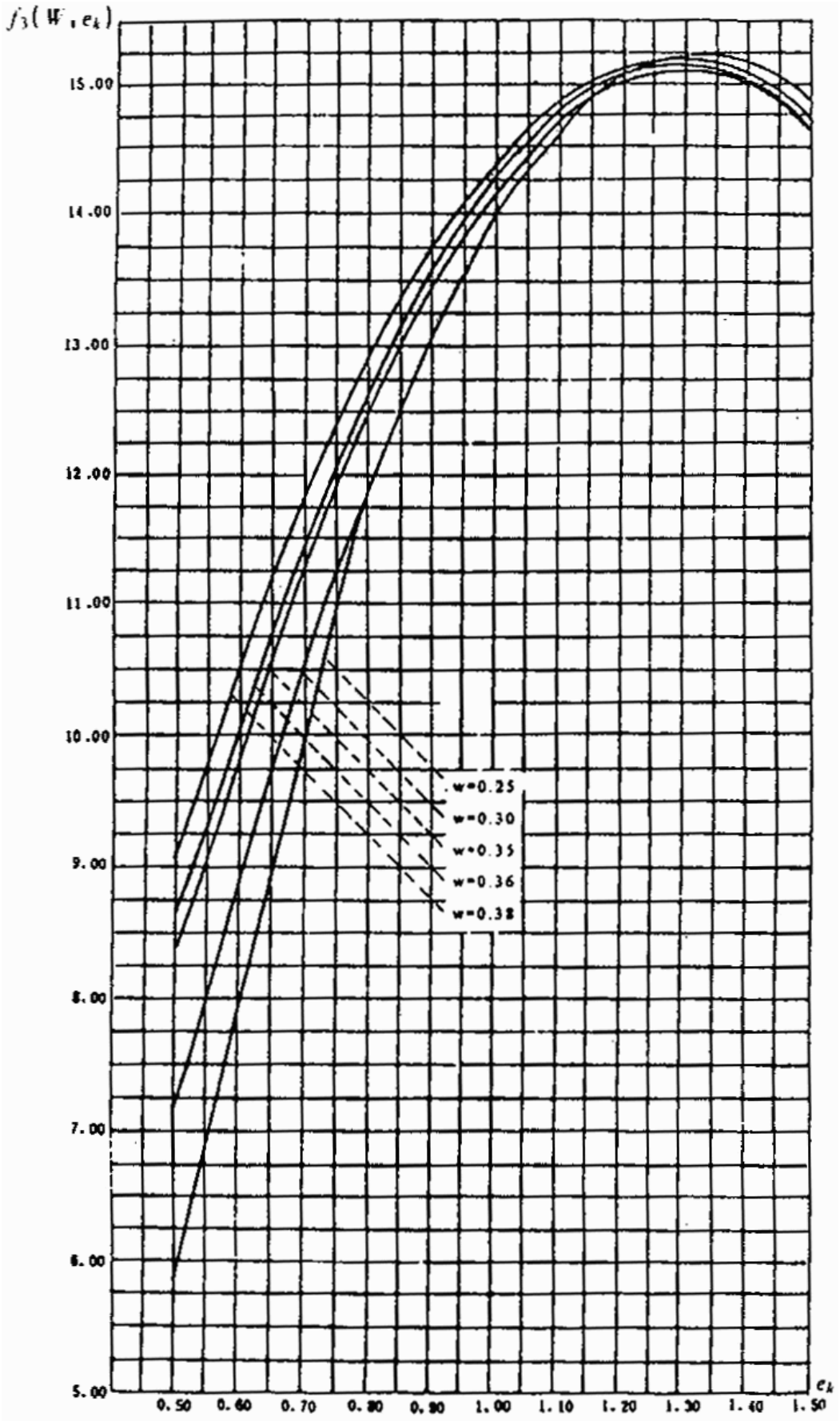

$f_3(W, e_k)$
15.00
14.00
13.00
12.00
11.00
10.00
9.00
8.00
7.00
6.00
5.00
0.50
0.60
0.70
0.80
0.90
1.00
1.10
1.20
1.30
1.40
1.50
e_k
w=0.25
w=0.30
w=0.35
w=0.36
w=0.38

图3.3.3（3）*a*

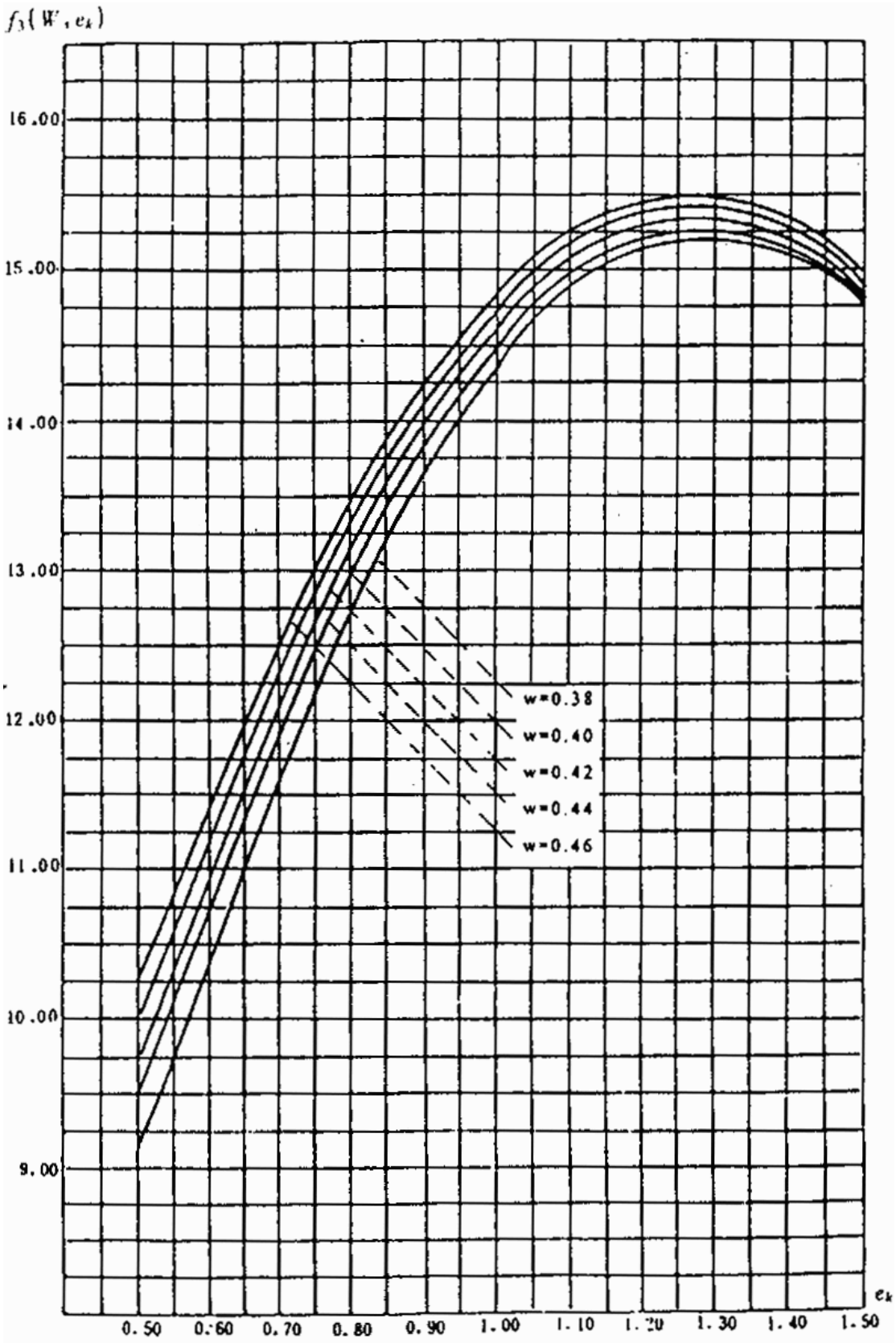

$f_3(W, e_k)$
16.00
15.00
14.00
13.00
12.00
11.00
10.00
9.00
w=0.38
w=0.40
w=0.42
w=0.44
w=0.46
0.50
0.60
0.70
0.80
0.90
1.00
1.10
1.20
1.30
1.40
1.50
e_k

图3.3.3（3）*b*

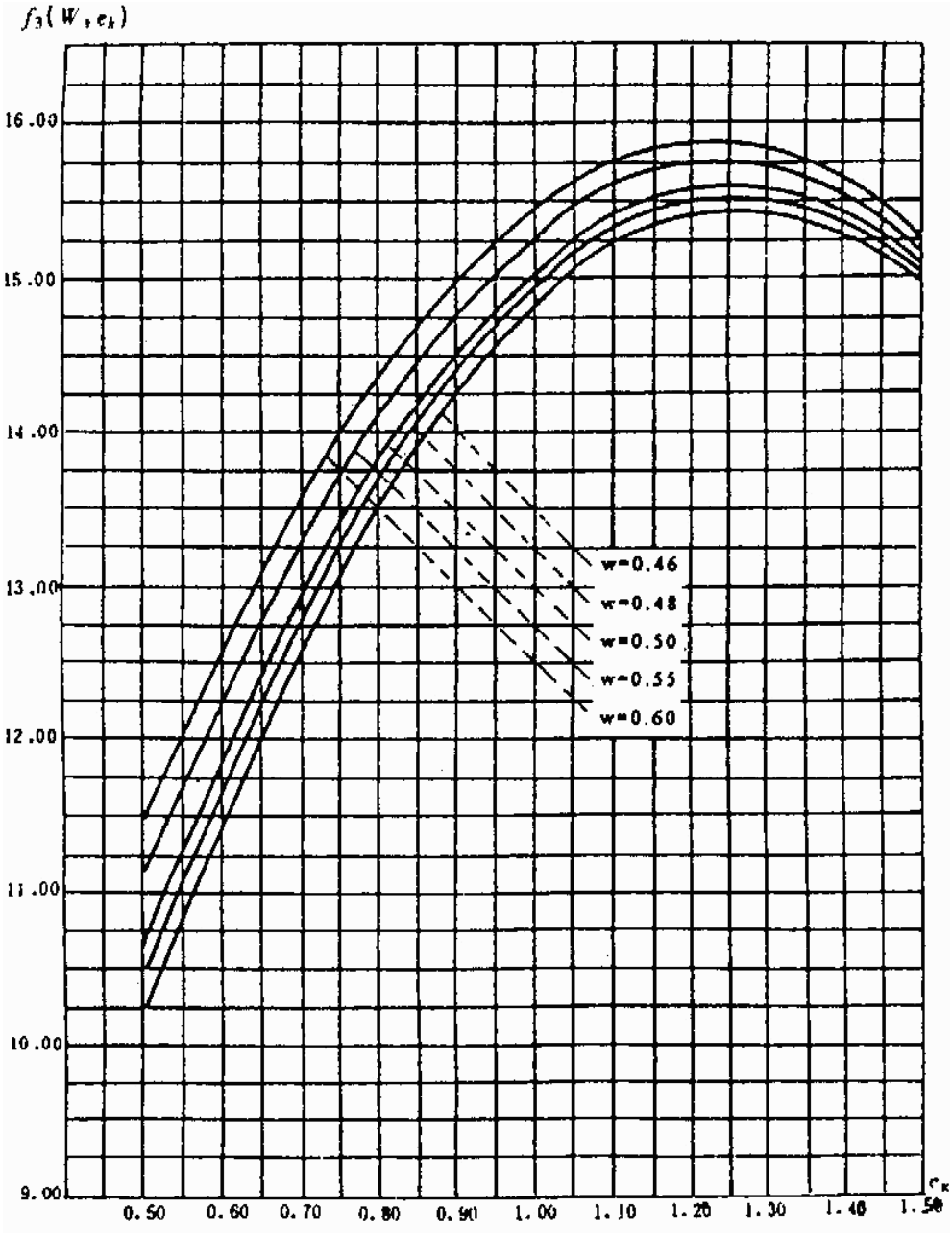

$f_3(W, e_k)$
16.00
15.00
14.00
13.00
12.00
11.00
10.00
9.00
0.50
0.60
0.70
0.80
0.90
1.00
1.10
1.20
1.30
1.40
1.50
e_k
w=0.46
w=0.48
w=0.50
w=0.55
w=0.60

图3.3.3（3）c

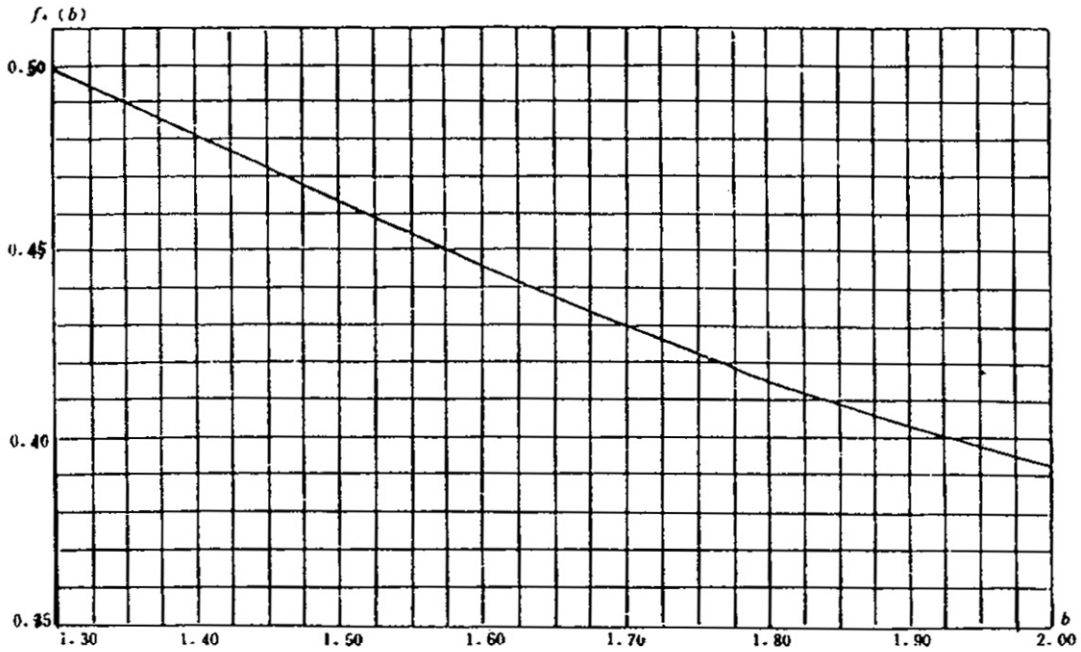

$f_4(b)$
0.50
0.45
0.40
0.35
1.30
1.40
1.50
1.60
1.70
1.80
1.90
2.00
b

图 3.3.3(4)

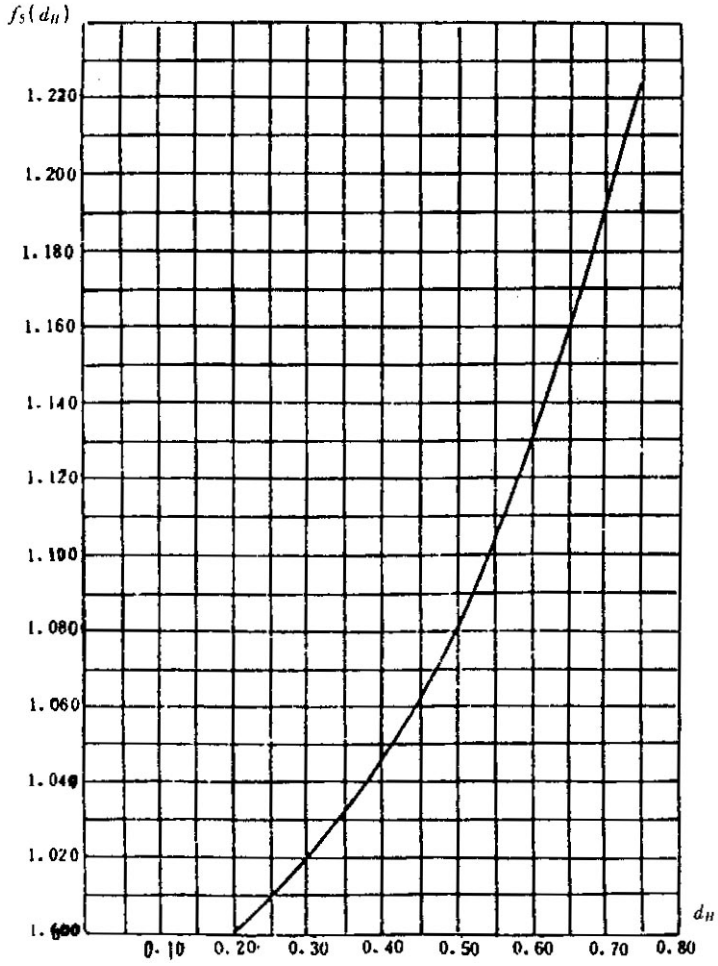

$f_5(d_H)$
1.220
1.200
1.180
1.160
1.140
1.120
1.100
1.080
1.060
1.040
1.020
1.000
0.10
0.20
0.30
0.40
0.50
0.60
0.70
0.80
d_H

图 3.3.3(5)

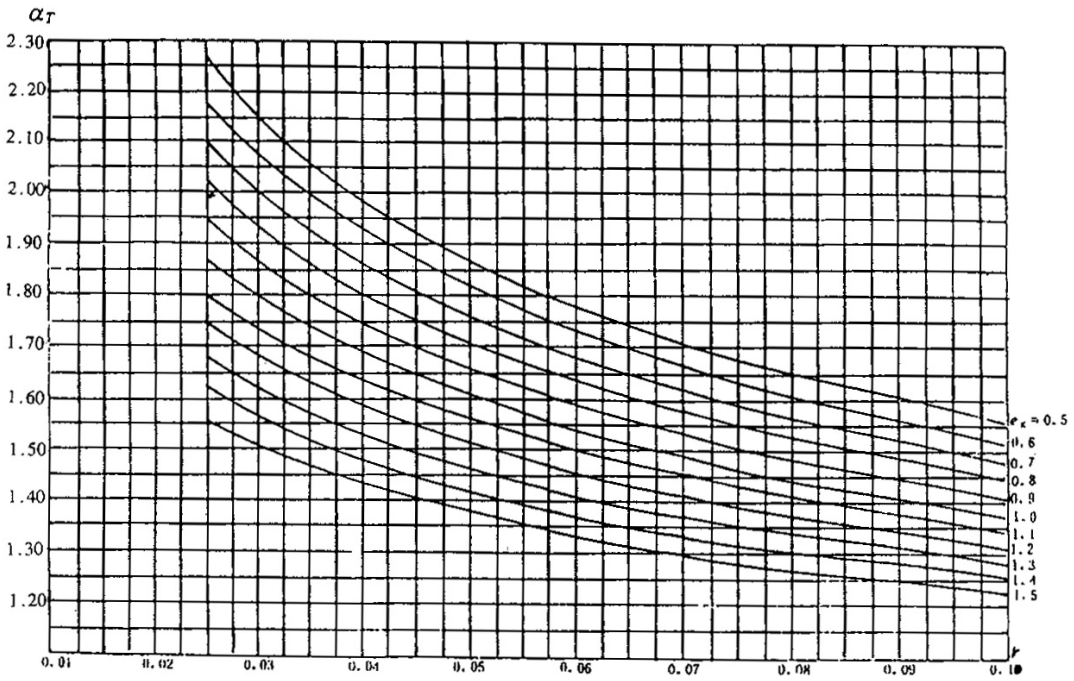
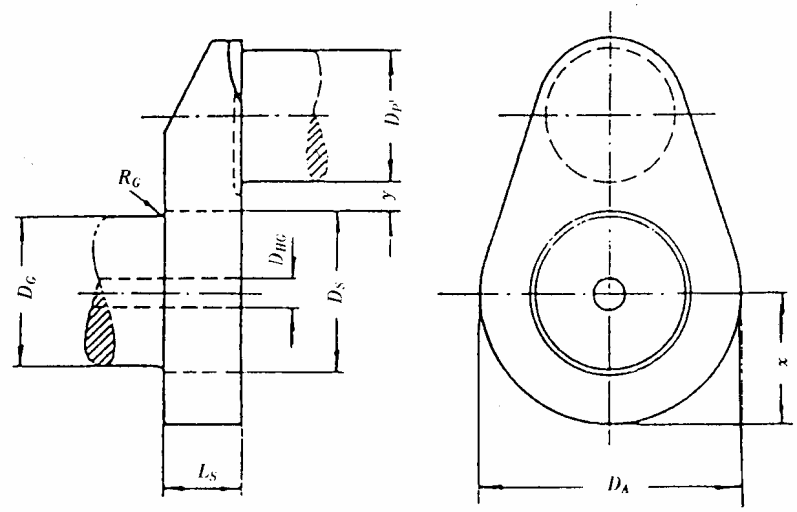


图 3.3.3(6)

4 半组合式曲轴的套合计算

4.1 几何尺寸

4.1.1 套合计算所需曲柄的全部尺寸见图4.1.1。



半组合式曲轴的曲柄

图 4.1.1

图中：D_S ——套合孔直径，mm；

L_S ——套合长度，mm；

D_A ——曲臂外径或主轴颈中心线和曲臂外缘间的最小距离x的两倍，取小者，mm；

y ——主轴颈套合孔和曲柄销相邻母线间的距离。

$y \geqslant 0.05D_S$ ，mm；

如 y 小于0.1 D_S时，应考虑套合应力对曲柄销圆角疲劳强度的影响。

其余符号意义与本附录2.4.1及图2.4.1中相同。

4.1.2　关于主轴颈过渡至套合直径的圆弧半径，应符合下式：

$R_G \geqslant 0.015D_G$ 和$R_G \geqslant 0.5(D_S - D_G)$ 应考虑取其大者。

4.2　主轴颈空心孔的最大允许直径D_{BG}

4.2.1　如主轴颈空心孔的直径大于4.2.2的计算值时，本附录4.3中规定的最小过盈量Z_{min}和最大过盈量Z_{max}的计算方法将不适于过盈配合计算；此时，过盈配合的最大、最小允许值应通过有限元计算的方法得到。

4.2.2　最大允许直径D_{BG}的计算

主轴颈空心孔的最大允许直径D_{BG}可按下式计算：

$$D_{BG} = D_S \cdot \sqrt{1 - \frac{4000 S_R M_{\max}}{\mu \pi D_S^2 L_s R_{eH}}} \qquad \text{mm}$$

式中：S_R ——抗打滑的安全系数，但其值应不小于2（除非通过试验获得）；

μ ——静摩擦系数，$L_S / D_S \geqslant 0.40$时，$\mu =$ 0.20；

$M_{max} = M_T + 9.55\dfrac{N_e}{n_e}$ N•m，式中最大扭矩M_{max}与本附录2.3.3(1)确定的该曲轴各质量点的最大扭矩M_{Tmax}相同，也即考虑平均扭矩后，M_{max}可通过名义扭矩M_T（见本附录2.3.3(1)）和曲轴平均传递扭矩求出；

R_{eH}——主轴颈材料的屈服强度下限值，MPa；

N_e ——柴油机额定功率，kW；

n_e ——相应额定转速，r/min。

4.3　过盈配合

4.3.1　最小过盈量的计算

最小过盈量分别按4.3.1(1)和4.3.1(2)的公式进行计算，并取其较大值。

(1)　最小过盈量Z_{min}应满足：

$$Z_{\min} \geqslant \frac{4 \times 10^3}{\pi \mu} \times \frac{S_R M_{\max}}{E_m D_S L_S} \times \frac{1 - Q_A^2 Q_S^2}{(1 - Q_A^2)(1 - Q_S^2)} \qquad \text{mm}$$

式中：$Q_A = \dfrac{D_S}{D_A}$；

$Q_S = \dfrac{D_{BG}}{D_S}$；

E_m——杨氏模数，MPa。

其他符号见本附录4.2.2。

(2)　最小过盈量 Z_{min} 还应满足下式要求：

$$Z_{\min} \geqslant \frac{R_{eH} \cdot D_S}{E_m} \qquad \text{mm}$$

式中：R_{eH}——曲柄臂材料的屈服强度下限值，MPa。

4.3.2　最大许用过盈量的确定

套合曲轴最大过盈量是用以限制过盈配合对圆角处平均应力的影响，最大许用过盈量$Z_{\max}$可按下式计算：

$$Z_{\max} \leqslant \frac{R_{eH} D_S}{E_m} + \frac{0.8 D_S}{1000} \qquad \text{mm}$$

5　轴系对曲轴强度的影响

5.1　简述

5.1.1　曲轴强度不仅与曲轴材料、结构尺寸及工艺有关，而且与整个轴系的布置、安装也有密切关系。在曲轴设计阶段，可按本附录2的方法判断曲轴的疲劳强度，得出允许扭振应力、纵振应力及强制修理臂距差值。

5.1.2　若能安装扭振减振器和/或纵振减振器，可使交变扭转应力τ_H及纵振附加变曲应力σ_{ax}小于本附录2.3及2.5给定值，则可提高曲轴的疲劳强度。

5.1.3　轴系布置与安装应满足规范或造机厂规定的扭振、纵振及校中要求，但如由于特殊情况而使某一项不符合规定值时，可用实际值代入疲劳合格系数Q中。如仍满足$Q \geqslant 1.15$，则对曲轴而言仍是安全的。但应注意不能超过材料的疲劳强度。

5.2　扭转振动

5.2.1　为简化计算，也可用本社规范规定的扭振许用应力值作为τ_H进行计算。

5.2.2　若造机厂给出的扭振许用应力超过规范规定值，则应按本附录2.3.3要求提交计算书供审查。

5.2.3　在轴系计算或实测时，如发现在额定转速处存在超过规范或制造厂给定的许用值，则可用实测的τ_H代入合格系数Q 中，若仍满足$Q \geqslant 1.15$，则对曲轴而言仍是安全的。同样，应提供相应的计算资料供审查。

5.3　臂距差

5.3.1　本附录2.5中给出的附加弯曲应力σ_{add}，可以看出是由轴系纵振产生的附加应力σ_x与强制修理附加弯曲应力σ_{aa}之和。因此，柴油机制造厂应按合格系数Q计算中所采用的σ_{aa}值，提供强制修理曲轴臂距差值，以供实际使用。

5.3.2　对二冲程柴油机，如不存在轴系纵振问题或纵振产生的弯曲应力σ_{ax}＜20MPa，或合格系数Q裕量较大时，则可以$Q \geqslant 1.15$为基础，推导出强制修理臂距差值。但应提交相应计算书供审查。

5.3.2　船舶在营运中，如曲轴臂距差超过常规值或设计值，则可用实际的τ_H、σ_{ax}及σ_{aa}值代入Q中，如能满足$Q \geqslant 1.15$，则对曲轴而言仍是安全的。

附录2　批量生产柴油机的检验程序

1　适用范围

1.1　本附录适用于缸径不超过300mm批量生产柴油机的检验。

2　认可程序

2.1　提交的图纸文件

2.1.1　制造厂申请认可批量生产的某类柴油机时，应提交必要的图纸资料：

（1）本章6.1.2要求的图纸；

（2）主要部件的技术说明；

（3）操作和保养手册；

（4）主要部件分包商一览表。

2.2　制造过程和质量控制程序检查

2.2.1　制造厂应提供制造过程及质量控制程序的全部资料，现场验船师应详细检查这些过程及程序，特别注意以下几点：

（1）质量控制系统的组织机构；

（2）质量控制过程中的记录；

（3）负责质量控制人员的资格和独立性。

2.3　型式试验

2.3.1　从产品生产线选取一台柴油机，按本社有关规定进行型式试验。

2.4　认可有效性

2.4.1　型式认可有效性应按本社有关规定执行。

3　制造复查

3.1　验船师自由进出车间

3.1.1　本社验船师可自由进入车间，以及控制设施的办公室和场所。

3.2　制造检验

3.2.1　检验和试验记录应经验船师确认。

3.2.2　部件标识系统应经认可。

3.2.3　制造厂应提供分包商所供部件质量控制的完整资料，对分包商可能要求认可。必要时，本社可直接对分包商生产的部件进行单独的检验。

3.3　台架试验

3.3.1　本社验船师可要求见证台架试验。

4　检验证书

4.1　证书的要求应按本社有关规定执行。

附录3　批量生产废气涡轮增压器的检验程序

1　适用范围

1.1　本附录适用于制造厂申请认可，且以批量生产方法制造废气涡轮增压器的检验。

2　认可程序

2.1　应提交的文件

2.1.1　如涡轮增压器制造厂在批量生产方法的基础上使用某种简化的检验方法，则应提交下列文件（一式3份）：

（1）标注有主要尺寸的横截面图；

（2）标注有必要尺寸、材料规格、以及旋转部件(轴、叶轮和叶片)焊接细节的图纸；

（3）包括最大工况（最大允许转速(r/min)及最大允许温度）在内的技术规格；

（4）旋转部件的主要供货商及分包商一览表；

（5）操作和维修手册。

2.2　材料和质量控制

2.2.1　制造厂应提供有关质量控制机构、检验方法、记录方式及频率、重要部件的材料试验方法等完整资料。现场验船师应全面检查这些方法和程序。

2.3　型式试验

2.3.1　型式试验用机组应从装配线上选取，试验时验船师应在现场。型式试验一般应包含在最大允许转速和最大允许温度下进行一小时的热运行试验。试验后增压器应进行拆检。

注：（1）需要验证的性能数据，在型式试验时应能满足。

（2）申请型式认可的涡轮增压器，如制造商具有在发动机上进行试验的设备，可以接受1小时的超负荷(额定输出功率的110％)运转试验代替热运行试验。

2.4　认可有效性

2.4.1　型式认可的有效性应按本社有关规定执行。

3　检验

3.1　验船师检验

3.1.1　验船师可随机检查质量控制措施，必要时可见证下述试验项目，并可自由查看所有质量控制记录及分包商的证书。

3.2　机组试验

3.2.1　每个机组应由制造商按本附录3.4～3.7的规定进行试验。

3.3　部件标记

3.3.1　增压器的旋转部件应打上易于识别，且和证书一致的标记。

3.4　材料试验

3.4.1　旋转部件的材料试验应由制造厂或分包商，按照本社同意的试验程序进行，证书应经验船师确认合格。

3.5　压力试验

3.5.1　燃气出口壳体的冷却腔应进行液压试验，试验压力取0.4MPa或1．5倍最大工作压力的较大者。

注：压力试验一般按规定进行。若设计或试验特点需改变试验要求，应提交相关资料供确认。

3.6　平衡和超速试验

3.6.1　每个轴、叶轮以及整个旋转组件，应按照认可的质量控制程序，逐个进行动平

衡试验。

3.6.2　所有转动轮(驱动轮和从动轮)应经受3min的超速试验，试验工况可选以下两种之一：

（1）室温条件下，120%最大转速；

（2）工作温度条件下，110%最大转速。

3.6.3　如每个锻制转动轮都是通过认可的无损检验方法进行质量控制，可不要求进行超速试验（型式试验机组的转动轮除外）。

3.7　台架试验

3.7.1　每一机组都应进行20min的最大转速运转试验。

注：（1）经本社同意，如制造厂通过足够数量涡轮增压器的运转试验，能够证明缺陷的分布情况，最大转速运转试验可减至10min。

（2）如条件允许，制造厂可把涡轮增压器安装在柴油机上（拟安装该增压器），进行20min的超负荷(额定输出功率的110％)运转试验代替台架试验。

（3）如涡轮增压器按照符合公认标准的质量保证体系进行生产，且历史审查记录良好，本社可接受在一个样品上进行台架试验。

4　证书

4.1　涡轮增压器的持证要求，应符合本社有关规定。

第7章　齿轮传动装置

第1节　一般规定

7.1.1　适用范围

7.1.1.1　本章规定适用于传递功率等于大于100kW的主机和辅机的齿轮传动装置。

7.1.2　扭转振动

7.1.2.1　齿轮传动装置的扭转振动应符合本篇第8章第4节的有关规定。

7.1.3　图纸和资料

7.1.3.1　应将齿轮传动装置的下列图纸和资料一式3份提交本社批准：

(1)　齿轮传动装置说明书（备查）；

(2)　总图（纵、横剖面图）；

(3)　齿轮（包括齿圈，若有时）零件图（齿数、模数、分度圆直径、齿顶圆直径、齿根圆直径等，包括齿轮承载能力计算所必需的参数）；

(4)　齿轮轴图；

(5)　离合器和联轴器图；

(6)　齿轮箱体图；

(7)　齿轮承载的能力计算书；

(8)　齿轮轴强度计算书；

(9)　离合器和联轴器强度计算书；

(10)　齿轮热处理工艺资料；

(11)　齿轮材料技术资料；

(12)　齿轮或齿轮箱体焊接工艺资料（若有时）。

注：凡经本社认可的产品，图纸和资料可不必重复送审。

第2节　材 料

7.2.1　材料要求

7.2.1.1　齿轮传动装置的轴、齿轮、大齿轮圈（若有时）、联轴器等零件应用锻钢制成。其锻件的材料应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

7.2.1.2　非表面硬化的大、小齿轮应有一定硬度差。大齿轮的抗拉强度应不高于小齿轮的85%。

7.2.1.3　表面硬化齿轮的芯部抗拉强度，对高频淬火和氮化的齿轮应不低于800N/mm^2；表面渗碳的齿轮应不低于750 N/mm^2。

7.2.1.4　若采用合金钢锻件，其化学成份、力学性能和热处理工艺应符合本社《材料和焊接规范》的有关规定。

7.2.2　无损检测

7.2.2.1　直径大于200mm的齿轮锻件，加工前应对精加工的表面进行超声波检测。

7.2.2.2　表面硬化轮齿和在齿轮精磨后的非表面硬化轮齿均应进行磁粉检测或着色检测。

第3节　设计与构造

7.3.1　设计

7.3.1.1　对传递功率大于等于100kW的主、辅机齿轮传动装置，齿轮承载能力计算应符合本章附录1《齿轮强度评定》的有关规定。

7.3.2　齿形

7.3.2.1　齿根应圆滑过渡，其圆角半径应不小于0.25 m_n（mm），m_n为法向模数。

7.3.2.2　当齿宽与小齿轮分度圆直径之比大于1.5时，齿轮的齿端应进行倒角。

7.3.2.3　符合下列情况之一者，应对齿轮进行适当齿顶修缘：

(1)　齿轮法向模数大于 6mm；

(2)　小齿轮齿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。

7.3.3　齿面

7.3.3.1　表面硬化的齿轮，其硬化层应均匀分布并延伸至整个齿面和圆角部分。

7.3.3.2　齿轮表面氮化处理时，硬化层深度一般应不小于0.40 mm。

7.3.3.3　非氮化处理的表面硬化齿轮，对 m_n ≤10的齿轮硬化层深度应不小于0.15 m_n（mm）；对 m_n ＞10的齿轮硬化层深度应不小于1.5+0.05（m_n−10）（mm）。

7.3.3.4　表面渗碳硬化齿轮，其表面硬度应不低于HRC58。

7.3.4　齿轮

7.3.4.1　齿轮传动装置的齿轮制造精度，应不低于7级精度。

7.3.4.2　齿圈和轮毂用螺栓连接的齿轮，应采用紧配螺栓，且应有防松措施，但不允许焊牢。齿圈和轮毂亦可用套合方法连接。

7.3.5　齿轮轴

7.3.5.1　扭力轴直径d应不小于按本篇8.2.2.1公式$K = 1$时计算所得之值。

7.3.5.2　齿轮轴直径d应不小于按本篇8.2.2.1公式$K = 1.1$时计算所得之值。

7.3.5.3　大齿轮轴，若由1个小齿轮或2个相隔小于120°的小齿轮传动时，其齿轮轴承之间的直径应比本节7.3.5.2规定的值增大15%；若由2个彼此相隔等于或大于120°的小齿轮传动时，则齿轮轴承之间的直径应比本节7.3.5.2规定的值增大10%。

7.3.5.4　齿轮采用键或套合装配在轴上时，配合处轴径应比本节7.3.5.2规定的值增大5%。

7.3.6　齿轮箱体

7.3.6.1　采用焊接结构的齿轮箱体，其施工工艺应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

7.3.6.2　齿轮箱体应有足够的强度和刚度，并应设有观察窗和适当的透气装置。

7.3.6.3　对推力轴承设置在齿轮箱内的结构，箱体应适当加强。

7.3.7　连接

7.3.7.1　大齿圈与轮毂的套合、轮毂与轴的套合及齿轮传动装置内的其他套合配合，其相对滑移的安全系数，对柴油机直接驱动齿轮箱时，应不小于3.36；其他情况时，均应不小

第4节　试 验

7.4.1　平衡试验

7.4.1.1　当齿轮分度圆处线速度V大于25m/s时，齿轮应进行动平衡试验；当齿轮分度圆处线速度V小于或等于25m/s时，可只进行静平衡试验，试验应将齿轮与联轴器从动部分装配在一起后进行。每平衡平面上的残余动不平衡量应不大于按下式计算所得之值：

$$\frac{600m}{n} \quad \text{N·mm}$$

式中：m ——旋转部件质量，kg；

n ——试验部件的最大工作转速，r/min。

7.4.1.2　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。

7.4.2　齿轮箱的型式试验

7.4.2.1　齿轮传动装置应按本社批准的试验大纲进行台架试验。

7.4.2.2　空负载时，在额定转速下正、反两方向运转不少于1h，在1.5倍额定转速下运转5min。齿轮箱应运转平稳、无冲击、密封处和接合处无渗油和漏油、连接件和紧固件应无松动。

7.4.2.3　有负载时，负载百分比和运转时间可由本社、用户和制造厂共同商定。齿轮箱润滑油的温度应符合本节7.3.10.6的规定。

7.4.2.4　齿轮箱台架试验完毕后应检查齿轮有无裂纹、点蚀、崩缺，润滑油的清洁度应符合有关规定，齿轮啮合面应大于齿间高度的45%和齿间宽度的60%。

7.4.3　系泊和航行试验

7.4.3.1　齿轮传动装置应按经本社同意的试验大纲进行系泊和航行试验。

于2.8。

7.3.7.2 齿轮传动装置的联轴器、离合器还应符合本篇第8章第3节的有关规定。

7.3.8 啮合精度

7.3.8.1 齿轮齿面应均匀啮合，齿轮传动装置齿轮副的接触面应不低于7级精度。

7.3.9 换向

7.3.9.1 可倒顺的齿轮传动装置，应具有其任意换排的转速不低于主机额定转速60%的能力。

7.3.9.2 可倒顺的齿轮传动装置，其换向时间［从顺车（或倒车）操纵开始，至倒车（或顺车）开始运转为止］应不大于15s。

7.3.9.3 可倒顺的齿轮传动装置，应能传递足够的倒车功率。

7.3.10 润滑和冷却

7.3.10.1 润滑油应能可靠地被输送到所有轴承、啮合齿轮和其他要求润滑的部位。

7.3.10.2 齿轮传动装置应有独立的滑油系统。

7.3.10.3 输入功率大于370kW的具有独立压力循环润滑系统的齿轮传动装置，应设置1台备用滑油泵。如同时装有多台齿轮传动装置时，可只设置1台备用滑油泵或1台便于安装和连接的备品泵。

7.3.10.4 压力循环的润滑系统中应设有滑油温度计和油压表。

采用液压控制时，应设有工作油压力表。

飞溅润滑的油池应设有油面指示器。

7.3.10.5 压力润滑系统中应设有滤器，并应能在不中断供应过滤油的情况下清洗滤器。

7.3.10.6 齿轮传动装置的润滑油温度，若采用滑动轴承时，应不高于70℃；若采用滚动轴承时，应不高于80℃。

7.3.10.7 齿轮箱体内不应有可拆卸的冷却水管接头。

7.3.11 报警

7.3.11.1 输入功率大于370kW的齿轮传动装置，应设有滑油低压报警装置。

7.3.11.2 输入功率大于1470kW的齿轮传动装置，应设有滑油高温报警装置。

7.3.12 应急装置

7.3.12.1 液压控制的齿轮传动装置，应有应急的机械联接机构，以便在液压系统出现故障时仍能保证船舶具有一定的航行能力。

7.3.13 标记

7.3.13.1 可倒顺齿轮传动装置的操纵处，应有指示倒、顺方向的标记。一般手柄向前移动或手轮顺时针方向转动时，系指船舶前进的方向。

7.3.14 安装

7.3.14.1 齿轮传动装置应安装在与船体牢固连接的有足够强度和刚度的基座上，其紧配螺栓的数目应不少于总数的25%，且不少于4个。（对于产品说明书已作明确规定者，则按说明书要求。）

附录1　齿轮强度评定

1　一般规定

1.1　适用范围

1.1.1　本附录适用于传递功率大于等于100kW的主推进机械和发电机用辅机的封闭式减速齿轮传动装置。

1.1.2　本附录适用于平行轴渐开线直齿和斜齿圆柱齿轮以及当量圆柱齿轮端面重合度$\varepsilon_{va} < 2$的锥齿轮的强度评定。

1.1.3　本附录包括齿面接触应力、齿根弯曲应力以及齿轮箱轴系的校中，其校中尚应符合本社的有关规定。

1.1.4　本附录的强度评定方法仅考虑齿轮为钢质材料且齿轮为无限使用寿命。

1.2　符号、名称与单位

1.2.1　本附录所使用的主要符号如下，其他与影响系数有关的符号分别在各节中予以阐述：

a——中心距，mm；

b——工作齿宽，mm；

$b_{1,2}$——齿宽，mm；

b_e——有效齿宽，mm；

$d_{1.2}$——分度圆直径，mm；

$d_{a1.2}$——齿顶圆直径，mm；

$d_{b1.2}$——基圆直径，mm；

$d_{f1.2}$——齿根圆直径，mm；

$d_{w1.2}$——节圆直径，mm；

$d_{e1.2}$——大端节圆直径，mm；

FB_{tB}——端面内分度圆周上的名义切向力，N；

$h_{1.2}$——齿高，mm；

$h_{a1.2}$——齿顶高，mm；

$h_{f1.2}$——齿根高，mm；

h_{ao}——刀具齿顶高，mm；

$h_{F1.2}$——载荷作用于单对齿啮合外侧点时的弯曲力臂，mm；

HV——维氏硬度；

HRC——洛氏硬度；

HB——布氏硬度；

m_n——法向模数，mm；

$n_{1.2}$——齿轮转速，r / min；

NB_{LB}——应力循环次数；

p——齿轮装置传递的最大持续功率或标定功率(根据用途而定)，kW；

p_{ro}——刀具凸台量，mm；

p_{bt}——端面基节，mm；

q_s——齿根圆角参数；

R_a——粗糙度算术平均值，μm；

R_z——平均峰谷粗糙度，μm；
S_{Fn}——危险截面上的齿根弦齿厚，mm；
$T_{1,2}$——齿轮传递P的扭矩，N·m；
u——齿数比；
V——分度圆上线速度，m/s；
x——齿顶高变位系数；
$x_{hm1,2}$——齿宽中点齿高变位系数；
$x_{sm1,2}$——齿宽中点切向变位系数；
$z_{1,2}$——齿数；
$z_{n1,2}$——当量齿数；
$\alpha_{Fen1,2}$——单对齿啮合外侧点上的法向压力角，（°）；
α_{pro}——刀具凸台角，（°）；
α_n——分度圆上的法向压力角，（°）；
α_t——分度圆上的端面压力角，（°）；
β——分度圆上的螺旋角，（°）；
β_b——基圆上的螺旋角，（°）；
ε_a——端面重合度；
ε_β——轴向重合度；
ε_γ——总重合度；
$\rho_{ao1,2}$——刀具齿顶圆角半径，mm；
$\rho_{F1,2}$——30°切线切点处的齿根圆角半径，mm；
RB_{mB}——抗拉强度，N/mm^2；
RB_{eHB}——屈服点，N/mm^2；
$\delta_{1.2}$——小齿轮、大齿轮分锥角，（°）；
$\delta_{a1.2}$——小齿轮、大齿轮顶锥角，（°）；
Σ——轴交角，（°）；
β_m——齿宽中点分度圆螺旋角，(°)；
S——锥距，mm；
S_m——中点锥距，mm；
S_e——外锥距，mm。

计算时，小齿轮和大齿轮分别用下标1和2代表。

1.3 定义

1.3.1 本附录所用定义如下：

（1）对内齿轮z_2、a、d_{a2}、d_2、d_{b2}、d_{w2}均为负值。

（2）小齿轮定义为齿数较少的齿轮，因此：

$$|u| = \frac{|z_2|}{z_1} \geq 1$$

对外齿轮，u为正；对内齿轮，u为负。

（3）在接触应力公式中b为节圆上的工作齿宽。

（4）在齿根弯曲应力公式中b_1和b_2是大小齿轮齿根处的齿宽，在任何情况下，b_1和b_2的值应不大于b加一个模数m_n之和。

（5）在齿根弯曲应力公式中，如齿轮为鼓形齿或有齿端修形，此时b可用于大小齿轮齿

根弯曲应力的计算。

（6）有关的几何计算公式如下：

$\tan a_t = \tan a_n / \cos\beta$

$\tan\beta_b = \tan\beta\cos\alpha_t$

$d_{1,2} = z_{1,2} m_n / \cos\beta$

$d_{b1,2} = d_{1,2}\cos\alpha_t = d_{w1,2}\cos\alpha_{tw}$

$a = 0.5(d_{w1} + d_{w2})$

$z_{n1,2} = z_{1,2} / (\cos^2\beta_b \cdot \cos\beta)$

$m_t = m_n / \cos\beta$

$inv\alpha = \tan\alpha - \pi\alpha / 180$， $\alpha(°)$

$inv\alpha_{tw} = inv\alpha_t + 2\tan\alpha_n (x_1 + x_2)/(z_1 + z_2)$

$$a_{tw} = \arccos\left(\frac{d_{b1}+d_{b2}}{2a}\right), \quad \alpha_{tw}(°)$$

$$x_{hm1} + x_{hm2} = \frac{(z_1+z_2)\cdot(inva_{tw} - inva_t)}{2\tan a_n}$$

$$x_{hm1,2} = \frac{h_{ao}}{m_n} - \frac{d_{1,2} - d_{f1,2}}{2m_n}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0.5\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm 0.5\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - a\sin a_{tw}}{\pi m_n \cos a_t / \cos\beta}$$

式中外齿轮用“＋”号，内齿轮用“–”号。

$$\varepsilon_\beta = \frac{b\cdot\sin\beta}{\pi m_n}$$

对人字齿，式中b值为一个斜齿宽度。

$\varepsilon_r = \varepsilon_a + \varepsilon_\beta$

$V = d_{1,2} n_{1,2} / 19099$

$P_{bt} = \pi m_n \cos\alpha_t / \cos\beta$

1.3.2　与锥齿轮有关的计算公式

1.3.2.1　锥齿轮强度计算方法是以锥齿轮齿宽中点处当量圆柱齿轮为技术基础的，当量圆柱齿轮几何参数计算见本附录1.3.2.3。

1.3.2.2　下标m表示锥齿轮齿宽中点处，下标v表示当量圆柱齿轮。

1.3.2.3　当量圆柱齿轮几何参数按下列公式计算：

（1）齿数z_v：

$$z_{v1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos\delta_{1,2}}$$

当$\Sigma = 90^o$时：

$$z_{v1} = z_1 \frac{\sqrt{u^2+1}}{u}$$

$$z_{v2} = z_2\sqrt{u^2+1}$$

（2）齿数比u_v：

$$u_v = u\frac{\cos\delta_1}{\cos\delta_2} = \frac{z_{v2}}{z_{v1}}$$

当$\Sigma = 90^o$时：

$$u_v = (\frac{z_2}{z_1})^2 = u^2$$

（3）分度圆直径d_v：

$$d_{v1,2} = \frac{d_{m1,2}}{\cos\delta_{1,2}} = \frac{d_{e1,2}}{\cos\delta_{1,2}}\frac{S_m}{S_e}$$

当$\Sigma = 90^o$时：

$$d_{v1} = d_{m1}\frac{\sqrt{u^2+1}}{u}$$

$$d_{v2} = u^2 d_{v1}$$

（4）中心距a_v：

$$a_v = \frac{d_{v1}+d_{v2}}{2}$$

（5）顶圆直径d_{va}：

$$d_{va1,2} = d_{v1,2} + 2h_{am1,2}$$

（6）基圆直径d_{vb}：

$$d_{vb1,2} = d_{v1,2}\cdot\cos a_{vt}$$

$$a_{vt} = \arctan(\frac{\tan a_n}{\cos\beta_m})$$

（7）基圆螺旋角β_{vb}：

$$\beta_{vb} = \arcsin(\sin\beta_m \cos a_n)$$

（8）端面重合度ε_{va}：

$$\varepsilon_{va} = \frac{g_{va}\cos\beta_m}{m_{mn}\pi\cos a_{vt}}$$

$$g_{va} = \frac{1}{2}\left[\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2}\right] - a_v \sin a_{vt}$$

（9）纵向重合度$\varepsilon_{v\beta}$：

$$\varepsilon_{v\beta} = \frac{b\sin\beta_m}{m_{mn}\pi}$$

（10）修正的重合度$\varepsilon_{v\gamma}$：

$$\varepsilon_{v\gamma} = \sqrt{\varepsilon_{v\alpha}^2 + \varepsilon_{v\beta}^2}$$

（11）中点锥齿高h_{am}：

$$h_{am1,2} = m_{mn}\cdot(1 + x_{hm1,2})$$

1.3.2.4　当量圆柱齿轮法截面的几何参数按下列公式计算：

（1）齿数z_{vn}：

$$z_{vn1} = \frac{z_{v1}}{\cos^2\beta_{vb}\cos\beta_m}$$

$$z_{vn2} = u_v z_{vn1}$$

（2）分度圆直径d_{vn}：

$$d_{vn1}=\frac{d_{v1}}{\cos^2\beta_{vb}}=z_{vn1}m_{mn}$$

$$d_{vn2}=u_v d_{vn1}=z_{vn2}m_{mn}$$

（3）中心距a_{vn}：

$$a_{vn}=\frac{d_{vn1}+d_{vn2}}{2}$$

（4）顶圆直径d_{van}：

$$d_{van1,2}=d_{vn1,2}+d_{va1,2}-d_{v1,2}=d_{vn1,2}+2h_{am1,2}$$

（5）基圆直径d_{vbn}：

$$d_{vbn1,2}=d_{vn1,2}\cos a_n=z_{vn1,2}m_{mn}\cos a_n$$

（6）重合度ε_{van}：

$$\varepsilon_{van}=\frac{\varepsilon_{va}}{coa^2\beta_{vb}}$$

1.4　端面内分度圆周上名义切向力F_t、F_{mt}

1.4.1　端面内分度圆周上的名义切向F_t、F_{mt}应根据齿轮装置传递的最大持续功率或标定功率按下列公式计算：

$$T_{1,2}=9549\mathrm{P}/n_{1,2}$$

圆柱齿轮：

$$F_t=\frac{2000T_{1,2}}{d_{1,2}}=\frac{19.1P\times10^6}{n_{1,2}d_{1,2}}$$

锥齿轮：

$$F_{mt}=\frac{2000T_{1,2}}{d_{m1,2}}=\frac{19.1P\times10^6}{n_{1,2}d_{m1,2}}$$

$$V_{mt}=\frac{d_{m1,2}n_{1,2}}{19098}$$

1.5　有关系数

1.5.1　应用系数K_A

1.5.1.1　应用系数K_A是用以考虑由于齿轮外部因素引起的动力过载。设计为无限使用寿命的齿轮，K_A值定义为承受最大重复循环扭矩与名义额定扭矩之比。

1.5.1.2　影响K_A的主要因素有：

（1）　原动机和从动机的特性；

（2）　轴和联轴器的质量和刚度；

（3）　联轴器型号；

（4）　运行工况。

1.5.1.3　K_A应由测量或由系统分析来确定。如不能提供用上述方法确定的K_A值，可由表1.5.1.3查取。

应用系数K_A值　　表 1.5.1.3

装 置 型 式		K_A
主推进柴油机	输入轴上装有液力联轴器或等效部件	1.00
	输入轴上装有高弹性联轴器（一般扭转角大于6°）	1.30
	输入轴上装有弹性联轴器（一般扭转角2°～6°）	1.40
	其他联轴器	1.50
辅机齿轮	电力驱动和柴油机驱动，输入轴上装有液力联轴器或等效部件	1.00
	柴油机驱动，输入轴上装有高弹性联轴器（一般扭转角大于6°）	1.20
	柴油机驱动，输入轴上装有弹性联轴器（一般扭转角2°～6°）	1.30
	柴油机驱动，装有其他联轴器	1.40

1.5.2　负荷分配系数K_γ

1.5.2.1　负荷分配系数K_γ是用以考虑多分支传递中负荷分配不均的影响(如双重排列、行星排列、双斜齿等)。

1.5.2.2　K_γ值定义为实际传动的最大负荷与平均分配负荷之比值。其主要影响因素为分支的精度和柔度。

1.5.2.3　K_γ值应为由测量或系统分析确定。若用这种方法无法确定，则对于行星排列齿轮可考虑下列各值：

对3个或少于3个行星齿轮：　K_γ=1.00

对4个行星齿轮：K_γ=1.20

对5个行星齿轮：K_γ=1.30

对大于等于6个行星齿轮：K_γ=1.40

对其他齿轮传动装置：K_γ=1.00

对于锥齿轮：

对于$\varepsilon_\gamma \leqslant 2$：　K_γ=1.00

对于$2<\varepsilon_\gamma<3.5$：$K_\gamma=1+0.2\sqrt{\varepsilon_\gamma - 2)\times(5-\varepsilon_\gamma)}$

对于$\varepsilon_\gamma \geqslant 3.5$: K_γ=1.30

1.5.3　动载系数K_V

1.5.3.1　动载系数K_V是用以考虑大小齿轮互相啮合振动而引起的内部附加动载荷的影响，K_V定义为作用于齿侧的最大动力载荷与最大外加载荷($F_t \cdot K_A \cdot K_\gamma$)之比值。

1.5.3.2　影响K_V的主要因素有：

（1）由基节和齿形误差产生的传动误差；

（2）大小齿轮的惯量；

（3）啮合刚度变化；

（4）传递载荷；

（5）节圆线速度；

（6）齿轮及轴的动平衡；

（7）轴及轴承的刚度；

（8）齿轮系统的阻尼特性。

1.5.3.3　对于满足下列条件的齿轮：

（1）厚轮缘的钢质齿轮；

（2）单位齿宽载荷 $F_t/b > 150\,\mathrm{N/mm}$；

（3）$z_1 < 50$；

（4）在亚临界速度区工作，即：

对斜齿轮　$V \cdot z_1/100 < 14\ \mathrm{m/s}$

对直齿轮　$V \cdot z_1/100 < 10\ \mathrm{m/s}$

对所有齿轮　$V \cdot z_1/100 < 3\ \mathrm{m/s}$

圆柱齿轮的 K_V 按照下列方法计算，对于超过上述范围的齿轮，K_V 可按ISO6336标准计算。

（1）对于 $\varepsilon_\beta > 1$ 的斜齿轮，K_V 可由图1.5.3.3①查取。

（2）对于直齿轮，K_V 可由图1.5.3.3②查取。

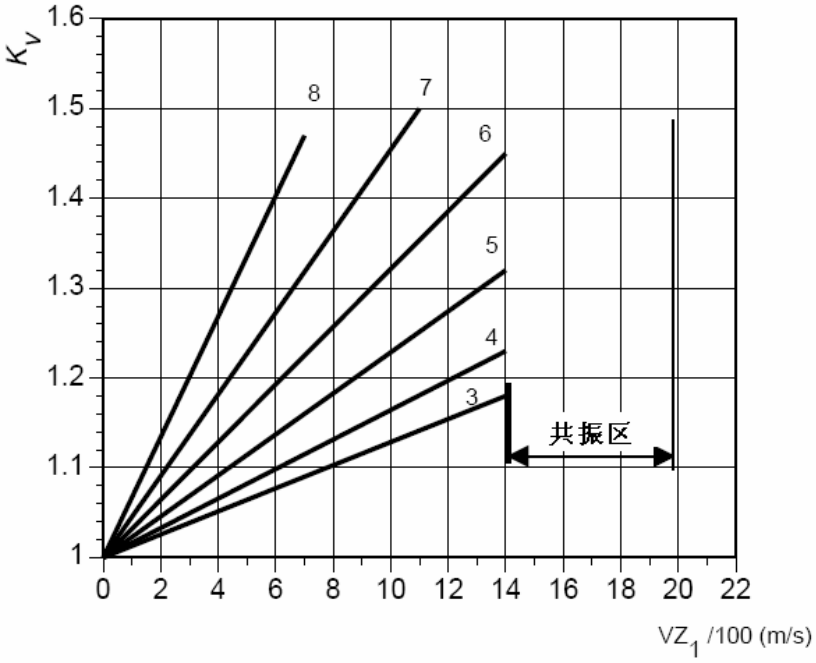


图1.5.3.3①　齿轮精度3～8级斜齿轮的动载系数 K_V

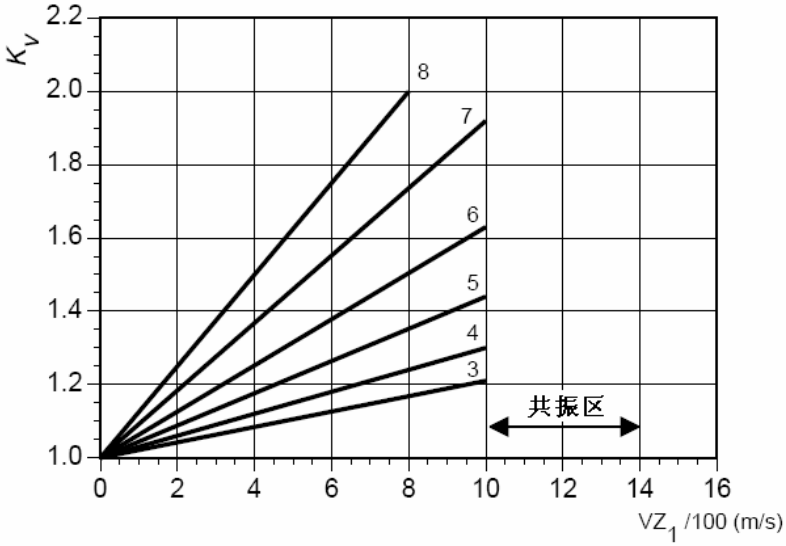


图1.5.3.3②　齿轮精度3～8级直齿轮的动载系数 K_V

（1）对于ε_β＜1的斜齿轮，则

$$K_V = K_{V2} - \varepsilon_\beta (K_{V2} - K_{V1})$$

式中：K_{V1}——由图1.5.3.3①按斜齿轮查得的K_V；

K_{V2}——由图1.5.3.3②按直齿轮查得的K_V。

（2）K_V也可以按照下式计算：

$$K_V = 1 + K_1 \frac{(V \cdot z_1)}{100}$$

式中：K_1——由下表1.5.3.3查得。

K_1值　　表1.5.3.3

精度等级①						
齿轮型式	3	4	5	6	7	8
直齿轮	0.022	0.030	0.043	0.062	0.092	0.125
斜齿轮	0.0125	0.0165	0.0230	0.0330	0.0480	0.0700

注：① 齿轮精度等级按ISO1328-1，啮合的齿轮若有不同的精度，应按低精度进行计算。

1.5.3.4　锥齿轮K_V计算按1.5.3.3计算，只是将1.5.3.3中的z_1、V、F_t用z_{v1}、V_{mt}和F_{mt}替代。

1.5.4　齿向载荷分布系数$K_{H\beta}$和$K_{F\beta}$

1.5.4.1　齿向载荷分布系数$K_{H\beta}$用于齿面接触应力，$K_{F\beta}$用于齿根弯曲应力，是用于考虑沿齿宽载荷分布不均匀的影响。其定义可由下式表示：

$$K_{H\beta} = \frac{\text{单位齿宽最大载荷}}{\text{单位齿宽平均载荷}}$$

$$K_{F\beta} = \frac{\text{单位齿宽齿根最大弯曲应力}}{\text{单位齿宽齿根平均弯曲应力}}$$

1.5.4.2　影响齿向载荷分布系数的主要因素有：

（1）　齿轮加工误差；

（2）　镗孔误差引起的安装误差；

（3）　轴承间隙；

（4）　大小轮轴的安装误差；

（5）　齿轮、轴、轴承、箱体及机座的弹性变形；

（6）　运行温度引起的热膨胀和热变形；

（7）　设计中有无元件变形补偿措施。

1.5.4.3　圆柱齿轮的$K_{H\beta}$、$K_{F\beta}$计算

对满足下列条件的圆柱齿轮，$K_{H\beta}$可按表1.5.4.3计算：

（1）　箱体、轴承、大齿轮及轴有足够大的刚度，其变形可忽略；

（2）　实心或空心轴的小齿轮，内外直径比不超过 0.5，对称布置于轴承间；

（3）　没有其他额外的附加载荷。

$K_{H\beta}$ 计算公式　　表1.5.4.3

齿轮类型	修正情况	$K_{H\beta}$ 计算公式	限制条件
正齿轮和单斜齿轮	不修正	$K_{H\beta}=1+\frac{4000}{3\pi}x_\beta\frac{c_\gamma}{E}\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\left[5.12+\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\left(\frac{l}{b}-\frac{7}{12}\right)\right]+\frac{x_\beta c_\gamma f_{ma}}{2K_AK_rK_V\,F_t/b}$	$K_{H\beta}\geq 1.05$
	完全修正	$K_{H\beta}=1+\frac{x_\beta c_\gamma f_{ma}}{2K_AK_rK_V\,F_t/b}$	
人字齿轮或双斜齿轮	不修正	$K_{H\beta}=1+\frac{4000}{3\pi}x_\beta\frac{c_\gamma}{E}\left[3.2\left(\frac{2b_B}{d_1}\right)^2+\left(\frac{B}{d_1}\right)^2\left(\frac{l}{B}-\frac{7}{12}\right)\right]+\frac{x_\beta c_\gamma f_{ma}}{2K_AK_rK_V\,F_t/b_B}$	$K_{H\beta}\geq 1.05$
	完全修正	$K_{H\beta}=1+\frac{x_\beta c_\gamma f_{ma}}{K_AK_rK_V\,F_t/b_B}$	

式中：E——小齿轮轴的弹性模量，N/mm^2；

c_r——啮合刚度，见本附录1.5.7；

x_β——跑合系数，由下式确定：

对全硬化钢，$x_\beta=1-320/\sigma_{H,\lim}$；

对表面硬化钢，$x_\beta=0.85$；

当小齿轮和大齿轮由不同材料制造时，$x_\beta=(x_{\beta1}+x_{\beta2})/2$，$x_{\beta1}$ 和 $x_{\beta2}$ 分别按全硬化钢和表面硬化钢公式求得；

l——轴承跨距，mm；

b_B——单边斜齿轮宽度，mm；

B——双螺旋轮全齿宽，包括间隙，mm；

f_{ma}——制造误差；

在螺旋修正、啮合对中调整或冠部修正时，$f_{ma}=0.5F_\beta$；

在根部修正时 $f_{ma}=0.7F_\beta$；

其他情况 $f_{ma}=F_\beta$

其中 F_β 为螺旋偏差，由下式计算：

$$F_\beta=2^{0.5(Q-5)}(0.1\sqrt{d}+0.63\sqrt{b}+4.2)$$

式中：Q——齿轮质量等级。

$K_{F\beta}$ 可按下式计算：

$$K_{F\beta}=(K_{H\beta})^N$$

式中：$N=\frac{(b/h)^2}{1+(b/h)+(b/h)^2}$，　其中(b/h)为齿宽与齿高之比，取$b_1/h_1$和$b_2/h_2$的较小值。

对人字齿b只取一个斜齿的宽度。

当齿轮已进行齿根修形或齿顶修形，则 $K_{F\beta}=K_{H\beta}$。

（4）　齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 也可按照 ISO 6336/1 标准方法 C2 予以确定。

1.5.4.4　锥齿轮的 $K_{H\beta}$、$K_{F\beta}$ 计算

（1）$K_{H\beta}$应按下式计算：

对于$b_e \geqslant 0.85b$：

$$K_{H\beta} = 1.5K_{H\beta-be}$$

对于$b_e < 0.85b$：

$$K_{H\beta} = 1.5K_{H\beta-be}\frac{0.85b}{b_e}$$

式中：$K_{H\beta-be}$——装配系数，见表1.5.4.4。

装配系数$K_{H\beta-be}$　　表1.5.4.4

小齿轮和大齿轮的装配条件		
两轮均双支撑跨装	一轮双支撑跨装	两轮均悬臂安装
1.10	1.25	1.50

（2）$K_{F\beta}$应按下式计算：

$$K_{F\beta} = \frac{K_{H\beta}}{K_{F0}}$$

式中：K_{F0}——弯曲强度的齿长曲率系数,取决于螺旋角和齿长方向的曲率，按照下列公式计算:

$$K_{F0} = 0.211(\frac{r_{c0}}{S_m})^q + 0.789$$

$$q = \frac{0.279}{\lg(\sin\beta_m)}$$

式中：r_{c0}——刀具半径，mm；

S_m——中点锥距，mm；

β_m——中点螺旋角，（°）。

当K_{F0}＞1.15时，则取K_{F0}=1.15；

当K_{F0}＜1时，则取K_{F0}=1；

对于直齿锥齿轮和零度齿锥齿轮，K_{F0}=1。

1.5.5　齿间载荷分布系数$K_{H\alpha}$和$K_{F\alpha}$

1.5.5.1　齿间载荷分布系数$K_{H\alpha}$用于接触应力，$K_{F\alpha}$用于齿根弯曲应力，用以考虑同时两对或更多对啮合齿轮因基节和齿形误差引起切向载荷分配不均匀的影响。

1.5.5.2　影响齿间载荷分布系数的主要因素有：

(1) 齿轮啮合刚度；

(2) 齿轮总切向力，即等效切向力（此载荷包括K_A、K_V、$K_{H\beta}$所产生的载荷增量）；

(3) 基节偏差；

(4) 轮廓修形；

(5) 跑合量。

1.5.5.3　圆柱齿轮的$K_{H\alpha}$按下式计算，但不大于$1/Z_\varepsilon^2$：

$$K_{H\alpha} = 1 + 10\frac{b \cdot f_{pb}}{F_t K_A K_r K_V K_{H\beta}}$$

式中：f_{pb}——基节偏差，μm，通常以大齿轮基节偏差计算。若齿顶修缘，取该值的一半计

算。

1.5.5.4　锥齿轮的$K_{H\alpha}$按下式计算

（1）当量圆柱齿轮的重合度ε_{vr}≤2

$$K_{H\alpha}=\frac{\varepsilon_{vr}}{2}\left[0.9+\frac{0.4c_r(f_{pt}-y_\alpha)}{F_{mtH}/b}\right]$$

$$F_{mtH}=F_{mt}K_AK_\gamma K_vK_{H\beta}$$

式中：c_r——啮合刚度，见本附录1.5.7；

f_{pt}——齿距偏差，取小齿轮或大齿轮的齿距偏差的较大值；

y_α——跑合允许量，见本附录1.5.6；

F_{mt} ——端面内分度圆周上名义切向力，见本附录1.4；

K_A、K_γ、K_v、$K_{H\beta}$见本附录1.5相关内容。

（2）当量圆柱齿轮的重合度ε_{vr}＞2

$$K_{H\alpha}=0.9+\frac{0.4c_r(f_{pt}-y_\alpha)}{F_{mtH}/b}\sqrt{\frac{2(\varepsilon_{vr}-1)}{\varepsilon_{vr}}}$$

（3）当$K_{H\alpha}$＜1时，取$K_{H\alpha}$=1；

当$K_{H\alpha}>\dfrac{\varepsilon_{vr}}{\varepsilon_{va}Z_{LS}^2}$时，取$K_{H\alpha}=\dfrac{\varepsilon_{vr}}{\varepsilon_{va}Z_{LS}^2}$，其中$Z_{LS}$见本附录2.7；

1.5.5.5　$K_{F\alpha}$由下式计算：

$$K_{F\alpha}=K_{H\alpha}$$

当$K_{F\alpha}$＜1时，取$K_{F\alpha}$=1；

当$K_{F\alpha}>\dfrac{\varepsilon_{vr}}{\varepsilon_{va}Y_\varepsilon}$时，取$K_{F\alpha}=\dfrac{\varepsilon_{vr}}{\varepsilon_{va}Y_\varepsilon}$，其中$Y_\varepsilon$见本附录3.6。

1.5.5.6 圆柱齿轮齿间分布系数$K_{H\alpha}$和$K_{F\alpha}$也可按照ISO 6336/1标准方法C2予以确定。

1.5.6　齿轮跑合量y_α

1.5.6.1　齿轮跑合量y_α是使运行开始时啮合的不贴合误差减小的跑合量。如没有直接经验，可按表1.5.6.1进行计算。

齿轮跑合量　　表1.5.6.1

齿轮材料	齿轮跑合量y_α	限制条件	
		圆周切线速度/（m/s）	跑合量最大值/μm
调质钢	$y_\alpha=\dfrac{160f_{pt}}{\sigma_{H\lim}}$	v_{mt}≤5	不限
		5＜v_{mt}≤10	y_α≤12800/$\sigma_{H\lim}$
		v_{mt}＞10	y_α≤6400/$\sigma_{H\lim}$
淬火钢和氮化钢	$y_\alpha=0.075f_{pt}$	不限	y_α≤3
两齿轮材料不同	$y_\alpha=\dfrac{y_{\alpha1}+y_{\alpha2}}{2}$	$y_{\alpha1}$按小齿轮材料求取； $y_{\alpha2}$按大齿轮材料求取；	

1.5.7　啮合刚度c_γ

1.5.7.1　啮合刚度为使一对或几对同时啮合的精确齿轮在1mm齿宽上产生1μm挠度所

需的啮合线上的载荷。

1.5.7.2　圆柱齿轮啮合刚度可由下式计算：

$$c_\gamma = \frac{0.8}{q'} C_{BS} C_R \cos\beta (0.75\varepsilon_\alpha + 0.25)$$

$$q' = 0.04723 + \frac{0.15551}{z_{n1}} + \frac{0.25791}{z_{n2}} - 0.00635x_1 - 0.11654\frac{x_1}{z_{n1}} - 0.00193x_2$$

$$-0.24188\frac{x_2}{z_{n2}} + 0.00529x_1^2 + 0.00182x_2^2$$

式中：　x_1、x_2——分别为小大齿轮的变位系数，对内啮合齿轮，取x_2=0；

$$C_{BS} = \left[1 + 0.5\left(1.2 - \frac{h_{fp}}{m_n}\right)\right] \cdot \left[1 - 0.02(20 - \alpha_n)\right]$$

式中：h_{fp}——基本齿条齿廓的齿顶高，mm，如h_{fp1}、h_{fp2}不同时，则应分别计算，取：

$$C_{BS} = \frac{C_{BS1} + C_{BS2}}{2}$$

$$C_R = 1 + \frac{\ln(b_S/b)}{5e^{S_R/(5m_n)}}$$

式中：b_S——圈套厚度，mm；

S_R——轮缘厚度，mm。

对于C_R计算，有如下限制条件：

（1）　如b_S/b＜0.2, 取b_S/b=0.2；

（2）　如b_S/b＞1.2, 取b_S/b=1.2；

（3）　如S_R/m_n＜1，取S_R/m_n=1；

（4）　对于实心齿轮，$C_R = 1$。

1.5.7.3　对ε_α＜1.2的直齿轮，可将c_γ的计算值减少10%。

1.5.7.4　对基本齿廓符合GB1356-87、β≤30°、1.2＞ε_α＜1.9、$(F_t K_A/b)$≥100N/mm的钢质刚性盘状齿轮，可取$c_\gamma = 20$（N/mm·μm）。

1.5.7.5　锥齿轮啮合刚度可由下式计算：

$$c_\gamma = c_{\gamma 0} c_F c_b$$

式中：　c_γ——平均条件下的齿轮啮合刚度，如没有直接经验，可取20N/mm·μm；

c_F和c_b——修正系数；

当$F_{mt}K_A/b_e$≥100N/mm时，取c_F＝1；

当$F_{mt}K_A/b_e$＜100N/mm时，取c_F＝$F_{mt}K_A/100b_e$；

当b_e/b≥ 0.85时，取c_b＝1；

当b_e/b＜0.85时，取c_b＝$b_e/0.85b$。

2　齿面接触强度

2.1　计算要求

2.1.1　齿面接触强度的衡准是由节点处或单对齿啮合内侧点处的齿面接触应力来评定的，即齿面接触应力σ_H应等于或小于许用接触应力σ_{HP}。

2.1.2　大小齿轮的齿面接触应力和许用接触应力应分别进行计算。

2.2 齿面接触应力σ_H

2.2.1 齿面接触应力σ_H按下式计算：

$$\sigma_H = \sigma_{HO}\sqrt{K_A K_\gamma K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}} \le \sigma_{HP}$$

式中：σ_{HO}——大小齿轮接触应力的基本值，由下式计算：

（1）对于圆柱齿轮：

小齿轮：

$$\sigma_{HO} = Z_B Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \times \frac{u+1}{u}} \qquad \mathrm{N/mm^2}$$

大齿轮：

$$\sigma_{HO} = Z_D Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \times \frac{u+1}{u}} \qquad \mathrm{N/mm^2}$$

（2）对于锥齿轮：

$$\sigma_{HO} = Z_{M-B} Z_H Z_E Z_{LS} Z_\beta Z_K \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v1} l_{bm}} \cdot \frac{u_v+1}{u_v}} \qquad \mathrm{N/mm^2}$$

当轴交角$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^o$时，用下式计算：

$$\sigma_{HO} = Z_{M-B} Z_H Z_E Z_{LS} Z_\beta Z_K \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{m1} l_{bm}} \cdot \frac{\sqrt{u_v+1}}{u_v}} \qquad \mathrm{N/mm^2}$$

式中：Z_B——小齿轮单对齿啮合系数，见本附录2.3；

Z_D——大齿轮单对齿啮合系数，见本附录2.3；

Z_{M-B}——中点区域系数，见本附录2.3；

Z_H——区域系数，见本附录2.4；

Z_E——弹性系数，见本附录2.5；

Z_ε——重合度系数，见本附录2.6；

Z_{LS}——载荷分担系数，见本附录2.7；

Z_K——锥齿轮系数，见本附录2.8；

Z_β——螺旋角系数，见本附录2.9；

l_{bm}——齿中部接触线长度，见本附录3.7；

K_A、K_V、$K_{H\alpha}$、$K_{H\beta}$见本附录1.5相关内容。

2.2.2 许用接触应力σ_{HP}按下式计算：

$$\sigma_{HP} = (\sigma_{H\lim} / S_H) Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \qquad \mathrm{N/mm^2}$$

式中：$\sigma_{H\lim}$——接触应力疲劳极限，见本附录2.10；

Z_N——接触应力寿命系数，见本附录2.11；

Z_L、Z_V、Z_R——分别为润滑系数、速度系数、粗糙度系数，见本附录2.12；

Z_W——齿面工作硬化系数，见本附录2.13；

Z_X——接触应力尺寸系数，见本附录2.14；

S_H——接触应力安全系数，见本附录2.15。

2.3 单对齿啮合系数Z_B和Z_D及中点区域系数Z_{M-B}

2.3.1 单对齿啮合系数小齿轮Z_B和大齿轮Z_D是考虑与Z_H有关的单对齿啮合内侧点齿廓曲率对接触应力的影响。

中点区域系数Z_{M-B}是把节点的接触应力折算到载荷作用的中点M处的接触应力的系数，见图2.3.1。

2.3.2　小齿轮Z_B和大齿轮Z_D可按下列公式计算：

2.3.2.1　对于直齿轮（ε_β=0）

（1）　Z_B=M_1或 1 取大值；

$$M_1=\frac{\tan\alpha_{tw}}{\sqrt{\left[\sqrt{(\frac{d_{a1}}{d_{b1}})^2-1}-(\frac{2\pi}{z_1})\right]\left[\sqrt{(\frac{d_{a2}}{d_{b2}})^2-1}-(\varepsilon_\alpha-1)(\frac{2\pi}{z_2})\right]}}$$

（2）　Z_D=M_2或 1 取大值；

$$M_2=\frac{\tan\alpha_{tw}}{\sqrt{\left[\sqrt{(\frac{d_{a2}}{d_{b2}})^2-1}-(\frac{2\pi}{z_2})\right]\left[\sqrt{(\frac{d_{a1}}{d_{b1}})^2-1}-(\varepsilon_\alpha-1)(\frac{2\pi}{z_1})\right]}}$$

2.3.2.2　对于斜齿轮

（1）　当ε_β≥1 时，$Z_B=Z_D=1$；

（2）　当ε_β＜1 时，按插值计算：

Z_B=$M_1-\varepsilon_\beta$（M_1-1），且Z_B≥1；

Z_D=$M_2-\varepsilon_\beta$（M_2-1），且Z_D≥1。

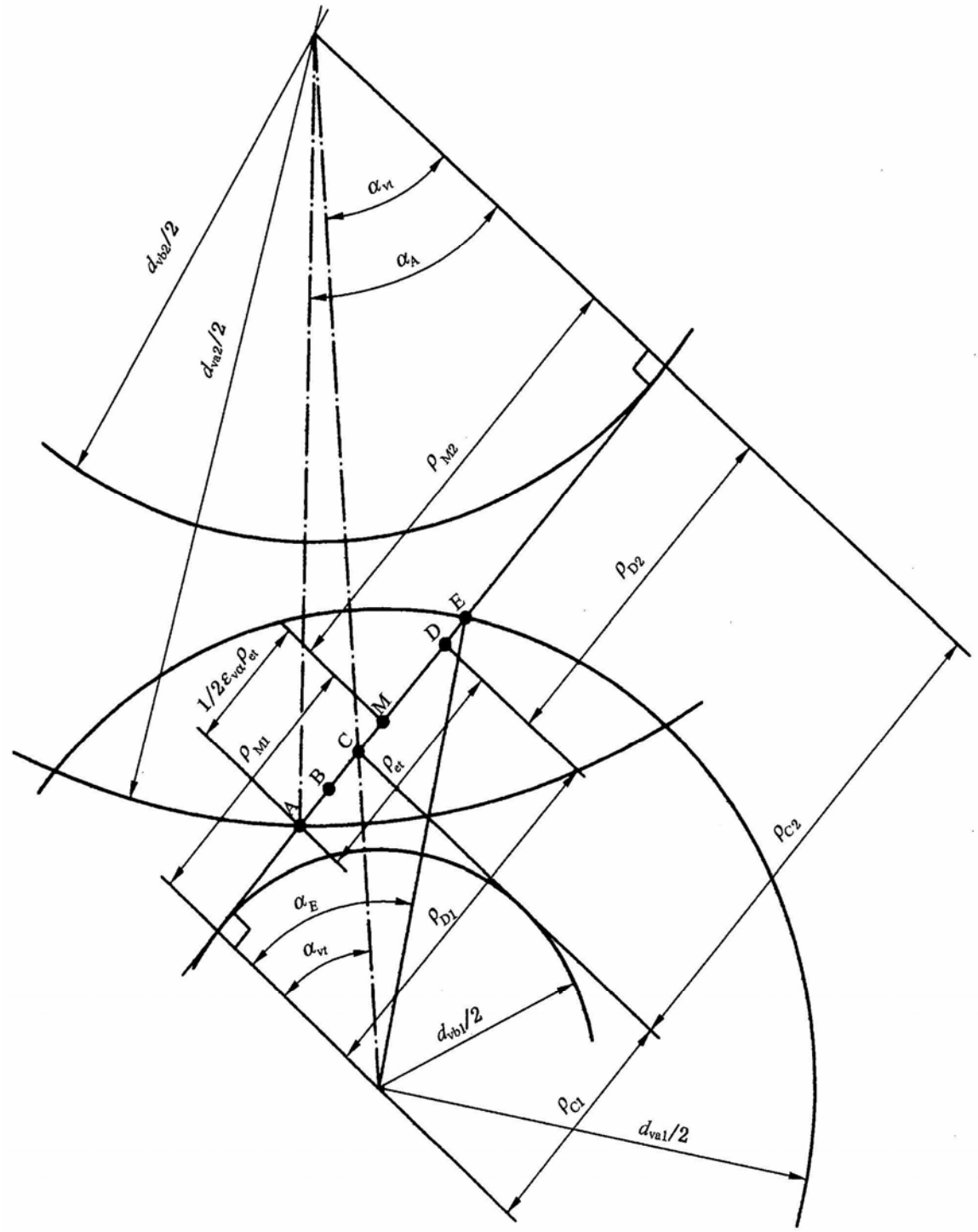


图2.3.1 用于决定中点区域系数的中点M和小轮单对齿啮合点B的曲率半径

2.3.3 中点区域系数Z_{M-B}

Z_{M-B}可按下式计算：

$$Z_{M-B}=\frac{\tan\alpha_{vt}}{\sqrt{\left[\sqrt{(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}})^2-1}-F_1\frac{\pi}{z_{v1}}\right]\left[\sqrt{(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}})^2-1}-F_2\frac{\pi}{z_{v2}}\right]}}$$

式中：F_1、F_2——辅助系数，见表2.3.3。

计算中点区域系数的辅助系数　　表2.3.3

当量圆柱齿轮的纵向重合度	F_1	F_2
$\varepsilon_{v\beta}=0$	2	$2(\varepsilon_{v\alpha}-1)$
$0<\varepsilon_{v\beta}\leqslant 1$	$2+(\varepsilon_{v\alpha}-2)\varepsilon_{v\beta}$	$2\varepsilon_{v\alpha}-2+(2-\varepsilon_{v\alpha})\varepsilon_{v\beta}$
$\varepsilon_{v\beta}>1$	$\varepsilon_{v\alpha}$	$\varepsilon_{v\alpha}$

2.4　区域系数Z_H

2.4.1　区域系数Z_H是用以考虑节点处齿廓曲率对接触应力的影响，并将分度圆上的切向力转为节圆上的法向力。

2.4.2　Z_H可按下式计算：

（1）对于圆柱齿轮：

$$Z_H=\sqrt{\frac{2\cos\beta_b\cos\alpha_{tw}}{\cos^2\alpha_t\sin\alpha_{tw}}}$$

（2）对于锥齿轮：

$$Z_H=2\sqrt{\frac{\cos\beta_{vb}}{\sin(2\alpha_{vt})}}$$

对于一些常用的锥齿轮标准压力角的值可由图2.4.2查取。

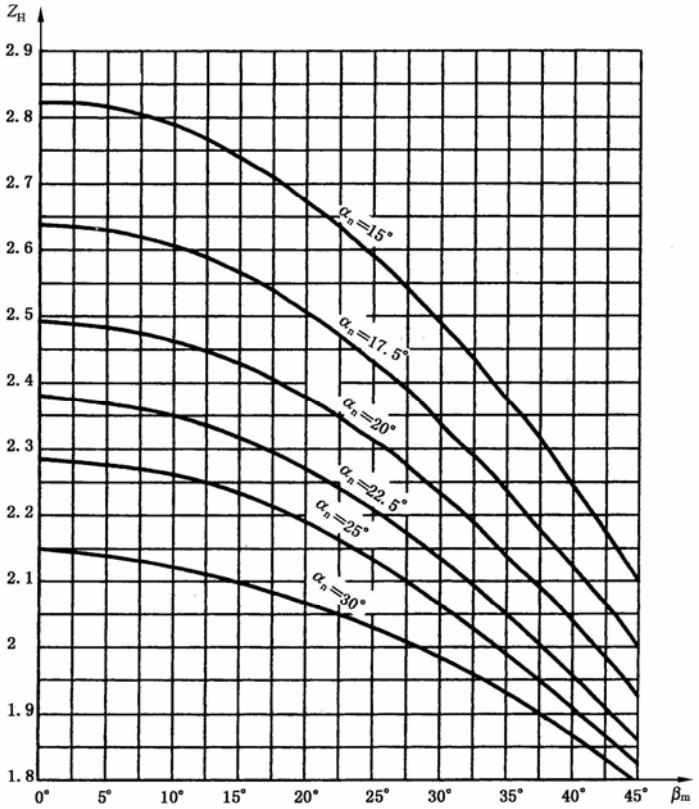


图2.4.2　零变位锥齿轮的节点区域系数Z_H

2.5　弹性系数Z_E

2.5.1　弹性系数Z_E是用以考虑材料弹性模量E和泊松比ν对接触应力的影响。

2.5.2　Z_E可按照下式计算：

$$Z_E=\sqrt{\frac{1}{\pi(\frac{1-v_1^2}{E_1}+\frac{1-v_2^2}{E_2})}}$$

当 $E_1=E_2=E$ 和 $v_1=v_2=v$ 时：

$$Z_E=\sqrt{\frac{E}{2\pi(1-v^2)}}$$

对于钢和硬铝合金 $v=0.3$：

$$Z_E=\sqrt{0.175E}$$

当一对齿轮副材料的弹性摸量为 E_1 和 E_2 时，其 E 为：

$$E=\frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$$

对于钢质齿轮副(E=206 000N/mm^2， ν=0.3)：

$$Z_E=189.8\quad\sqrt{N/mm^2}$$

2.6　重合度系数 Z_ε

2.6.1　重合度系数 Z_ε 是用以考虑端面重合度和轴向重合度对接触应力的影响。

2.6.2　Z_ε 可由下式求得：

直齿轮：　$Z_\varepsilon=\sqrt{\frac{4-\varepsilon_a}{3}}$

斜齿轮：当 ε_β ＜1时：　$Z_\varepsilon=\sqrt{\frac{4-\varepsilon_a}{3}(1-\varepsilon_\beta)+\frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$

当 ε_β ≥1时：　$Z_\varepsilon=\sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$

2.7　锥齿轮载荷分担系数 Z_{LS}

2.7.1　锥齿轮载荷分担系数 Z_{LS} 是考虑两对或多对齿轮间载荷分配影响的系数。

2.7.2　Z_{LS} 可按照下式计算：

（1）当 ε_{vr} ≤2或 $\varepsilon_{v\beta}$ ＜ 1时，取 $Z_{LS}=1$。

（2）当 ε_{vr} ＞2和 $\varepsilon_{v\beta}$ ＞1时，Z_{LS} 按下式计算：

$$Z_{LS}=\left\{1+2\left[1-\left(\frac{2}{\varepsilon_{vr}}\right)^{1.5}\right]\sqrt{1-\frac{4}{\varepsilon^2{}_{vr}}}\right\}^{-0.5}$$

2.7.3 当按2.7.2（2）计算的 Z_{LS} 小于0.837时，Z_{LS} 取0.837。

2.8　锥齿轮系数 Z_K

2.8.1　锥齿轮系数 Z_K 是个经验系数，是考虑锥齿轮与圆柱齿轮间加载的不同，把应力进行调整，以便锥齿轮和圆柱齿轮能应用同一个许用接触应力。

2.8.2　在缺少详细的资料时，可取 $Z_K=0.8$。

2.9　螺旋角系数Z_β

2.9.1　螺旋角系数Z_β是考虑由于螺旋角使载荷沿接触线分布产生变化而对接触应力的影响。

2.9.2　Z_β可按下式计算：

（1）对于圆柱齿轮：

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta}$$

（2）对于锥齿轮：

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta_m}$$

2.10　接触应力疲劳极限$\sigma_{H_{\lim}}$

2.10.1　接触应力疲劳极限$\sigma_{H_{\lim}}$是某种材料的齿轮经长期的重复载荷作用后齿面保持不破坏的极限应力。

2.10.2　$\sigma_{H_{\lim}}$值可以看作为某种材料的齿轮承受50×10^6次（氮化钢齿轮为2×10^5）循环载荷后不出现点蚀的应力水平，为此，点蚀的定义为：

（1）　对非表面硬化齿轮：点蚀面积＞ 2%总齿面积；

（2）　对表面硬化齿轮：点蚀面积＞0.5%总齿面积或＞4%某特定齿面积。

2.10.3　$\sigma_{H_{\lim}}$值包含1%或更少的失效概率。

2.10.4　影响$\sigma_{H_{\lim}}$的主要因素有：

（1）　材料成分、纯度和缺陷；

（2）　力学性能；

（3）　残余应力；

（4）　热处理及硬化层深度、硬度梯度；

（5）　材料结构（锻、轧、铸）。

2.10.5　$\sigma_{H_{\lim}}$值可由表2.10.5查取。

接触应力疲劳极限$\sigma_{H_{\lim}}$　　表2. 10. 5

材料与热处理	$\sigma_{H_{\lim}}$ (N/mm^2)
合金钢渗碳淬火（齿面硬度为58～63HRC）	1550
氮化钢气体氮化（齿面硬度为700～850HV）	1280
调质钢液体或气体氮化（齿面硬度为450～650HV）	1000
调质钢火焰或感应淬火（齿面硬度为500～650HV）	0.75HV＋750
合金钢调质	1.4HV＋350
碳钢调质或正火	1.5HV＋250

注：对铸钢$\sigma_{H_{\lim}}$值应减少15%。

2.10.6　接触应力疲劳极限$\sigma_{H_{\lim}}$也可参考ISO 6336/5标准质量MQ中的值。

2.11　寿命系数Z_N

2.11.1　寿命系数Z_N是有限寿命（应力循环循环次数有限）及静强度所允许较高的接触疲劳强度与在5×10^7循环次的接触疲劳强度相比的值。

2.11.2　影响Z_N的主要因素有：

（1）材料及热处理；

（2）载荷的循环次数（使用寿命）N_L；

（3）润滑状况；

（4）失效判据；

（5）要求的运转平稳性；

（6）节点线速度；
（7）齿轮材料的纯度；
（8）材料的塑性和断裂韧性；
（9）残余应力；
（10） 相关因素（Z_R、Z_V、Z_L、Z_W、Z_X）。

2.11.3 船用齿轮箱的齿轮，一般要求无限使用寿命，所以Z_N= 1。

2.11.4 对有限航区船用齿轮箱，Z_N可适当提高。一般可按图2.11.4 选取。

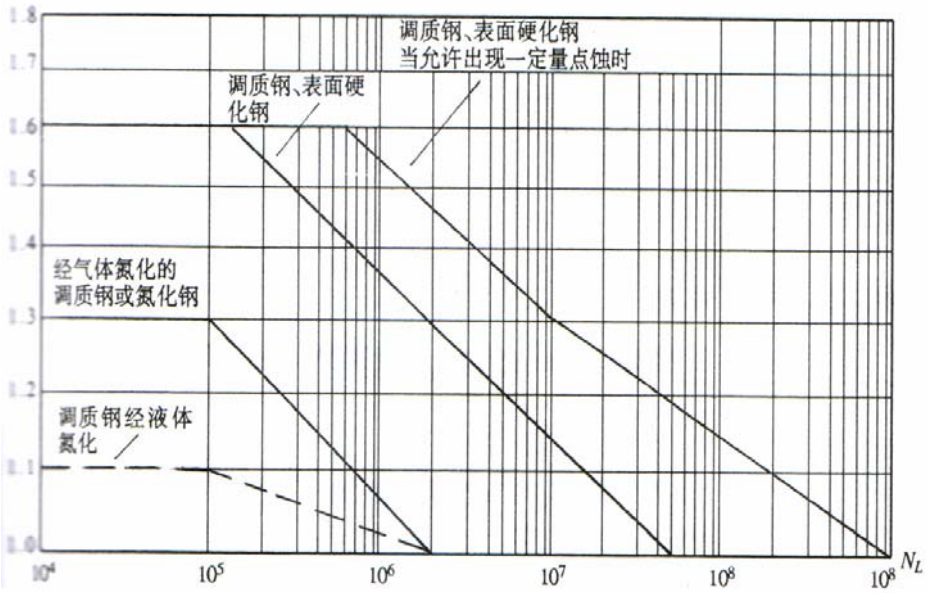


图2.11.4 寿命系数Z_N

2.11.5 寿命系数Z_N也可按照ISO6336/2标准方法B予以确定。

2.12 润滑油膜影响系数Z_L、Z_V、Z_R

2.12.1 润滑系数Z_L是用以考虑润滑剂种类及其粘度的影响；速度系数Z_V是用以考虑节点线速度的影响；粗糙度系数Z_R是用以考虑表面粗糙对表面抗疲劳性能的影响。当各齿轮对中齿轮的硬度不同时，上述系数按其中较软材料决定。

2.12.2 影响Z_L、Z_V、Z_R的主要因素有：
（1） 润滑区的油粘度；
（2） 相啮面间的相对速度；
（3） 齿面载荷；
（4） 齿面相对曲率半径；
（5） 齿面粗糙度；
（6） 大小齿轮硬度。

2.12.3 润滑系数Z_L可按下列公式计算：

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1.0 - C_{ZL})}{(1.2 + 134/\nu_{40})^2}$$

式中：C_{ZL} ——系数：

当850N/mm^2≤$\sigma_{H_{\lim}}$≤1200N/mm^{2}时，

$$C_{ZL} = 0.83 + 0.08\frac{\sigma_{H_{\lim}} - 850}{350}$$

当$\sigma_{H_{\lim}}$＜850N/mm^{2}时， 取C_{ZL} = 0.83；

当$\sigma_{H_{\lim}}$＞1200N/mm²时，取C_{ZL} = 0.91；

υ_{40} —— 油温40℃时的标定运动粘度。

2.12.4 速度系数Z_V可按下列公式计算：

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1.0 - C_{ZV})}{\sqrt{0.8 + 32/V}}$$

式中：C_{ZV} ——系数：

当850N/mm²≤$\sigma_{H_{\lim}}$≤1200N/mm²时，$C_{ZV} = 0.85 + 0.08\frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350}$

当$\sigma_{H_{\lim}}$＜850N/mm²时，取C_{ZV} = 0.85；

当$\sigma_{H_{\lim}}$＞1200N/mm²时，取C_{ZV} = 0.93。

2.12.5 粗糙度系数Z_R可按下列公式计算：

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}}\right)^{C_{ZR}}$$

式中：R_{Z10}——相对平均粗糙度(相对于节点处的曲率半径ρ_{red} =10mm)：

$$R_{Z10} = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2}\sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}}$$

R_{Z1}和R_{Z2} ——分别为小齿轮和大齿轮的平均峰谷粗糙度；

ρ_{red}——相对曲率半径，由下式计算：

（1）对于圆柱齿轮：

$$\rho_{red} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

（2）对于锥齿轮：

$$\rho_{red} = \frac{\rho_{v1}\rho_{v2}}{\rho_{v1} + \rho_{v2}}$$

其中：$\rho_{1,2} = 0.5 \cdot d_{b1,2} \cdot \tan\alpha_{tw}$；

$\rho_{v1,2} = 0.5 \cdot d_{vb1,2} \cdot \tan\alpha_{tw}$

C_{ZR} ——系数：

当850N/mm²≤$\sigma_{H_{\lim}}$≤1200N/mm²时，$C_{ZR} = 0.32 - 0.0002\sigma_{H_{\lim}}$

当$\sigma_{H_{\lim}}$＜850N/mm²时， 取C_{ZR} = 0.15；

当$\sigma_{H_{\lim}}$＞1200N/mm²时，取C_{ZR} = 0.08。

2.13 工作硬化系数Z_W

2.13.1 工作硬化系数Z_W是用以考虑软钢齿轮与齿面光洁的表面硬化齿轮(平均峰谷粗糙度R_Z≤6μm或粗糙度算术平均值R_a≤1μm)啮合时，许用接触应力得到增加的系数。

Z_W仅适用于软钢齿轮。

2.13.2 影响Z_W的主要因素有：

（1） 软钢齿轮硬度；

（2） 软钢齿轮合金成分；

（3） 硬化齿轮齿侧粗糙度。

2.13.3 Z_W可按下式计算：

$$Z_W = 1.2 - \frac{HB - 130}{1700}$$

式中：HB —— 软钢齿轮的布氏硬度：

当HB＜130时，Z_W = 1.2；

当HB＞470时，Z_W = 1.0。

2.14 接触应力尺寸系数Z_X

2.14.1 尺寸系数Z_X是用以考虑轮齿尺寸和材料性能的不均匀性对许用接触应力的影响。

2.14.2 影响Z_X的主要因素有：

（1） 材料与热处理；

（2） 齿轮尺寸；

（3） 硬化层深度与轮齿尺寸比；

（4） 硬化层深度与曲率半径比。

2.14.3 对整体硬化齿轮和具有足够硬化层深度的表面硬化齿轮，取$Z_X = 1$。当硬化层深度相对较浅时，Z_X应取较小值。

2.15 接触应力安全系数S_H

2.15.1 接触应力安全系数S_H应满足下列要求：

主推进齿轮传动装置： $S_H \geqslant 1.20$；

辅机齿轮传动装置： $S_H \geqslant 1.15$。

3 齿根弯曲强度

3.1 计算要求

3.1.1 齿根弯曲应力衡准是齿根圆角处局部抗拉强度的许用极限，即齿根弯曲应力σ_F应等于或小于许用齿根弯曲应力σ_{FP}。

3.1.2 大小齿轮的齿根弯曲应力σ_F和许用齿根弯曲应力σ_{FP}应分别进行计算。

3.1.3 本计算公式适用于轮缘厚度大于3.5m_n的齿轮。

3.1.4 此方法适用于法向分度圆压力角不超过25°及分度圆螺旋角不超过30°的齿根弯曲强度评定。对于较大的分度圆压力角和分度圆螺旋角的齿根弯曲强度评定，应按照ISO6336方法A及相关标准进行评定。

3.2 齿根弯曲应力σ_F

3.2.1 齿根弯曲应力σ_F按下式计算：

（1）对于圆柱齿轮：

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_F Y_S Y_\beta K_A K_\gamma K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} \leq \sigma_{FP}$$

（2）对于锥齿轮：

$$\sigma_F = \frac{F_{mt}}{b m_{mn}} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_K Y_{LS} K_A K_\gamma K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} \leqslant \sigma_{FP}$$

式中：Y_F、Y_{Fa}——齿形系数，见本附录3.3；

Y_S、Y_{Sa}——应力修正系数，见本附录3.4；

Y_β——螺旋角系数，见本附录3.5；

Y_ε——重合度系数，见本附录3.6，

Y_K——锥齿轮系数，见本附录3.7；

Y_{LS}——载荷分担系数，见本附录3.8；

F_t、K_A、K_γ、K_V、$K_{F\alpha}$、$K_{F\beta}$，见本附录1.4和1.5，b、m_n，见本附录1.2。

3.2.2　许用齿根弯曲应力σ_{FP}按下式计算：

$$\sigma_{FP}=\frac{\sigma_{FE}\cdot Y_N\cdot Y_d}{S_F}Y_{\delta relT}\cdot Y_{RrelT}\cdot Y_X \qquad \mathrm{N/mm^2}$$

式中：σ_{FE}——弯曲疲劳极限（见本附录3.9）；

Y_d——设计系数（见本附录3.10）；

Y_N——寿命系数（见本附录3.11）；

$Y_{\delta relT}$——相对齿根圆角敏感系数（见本附录3.12）；

Y_{RrelT}——相对齿根表面状况系数（见本附录3.13）；

Y_X——弯曲应力尺寸系数（见本附录3.14）；

S_F——弯曲应力安全系数（见本附录3.15）。

3.3　齿形系数Y_F，Y_{Fa}

3.3.1　齿形系数Y_F，Y_{Fa}是用以考虑载荷作用于单对齿啮合的外侧点时齿形对名义弯曲应力的影响。

3.3.2　大小齿轮的齿形系数值Y_F，Y_{Fa}应分别计算，对于斜齿轮齿形系数应在法向截面内确定，即用具有当量齿数z_n的直齿轮来确定。

3.3.3　圆柱齿轮齿形系数Y_F

对大齿轮和小齿轮，齿形系数按下式计算：

$$Y_F=\frac{6\dfrac{h_F}{m_n}\cos\alpha_{Fen}}{(\dfrac{S_{Fn}}{m_n})^2\cos\alpha_n}$$

式中：h_F——作用于单对齿啮合外侧点上齿根弯曲应力的弯曲力臂；

S_{Fn}——危险截面上的齿根弦齿厚；

α_{Fen}——单对齿啮合外侧点上的法向压力角。

h_F，α_{Fen}和S_{Fn}见图3.3.3（1）和图3.3.3（2）。

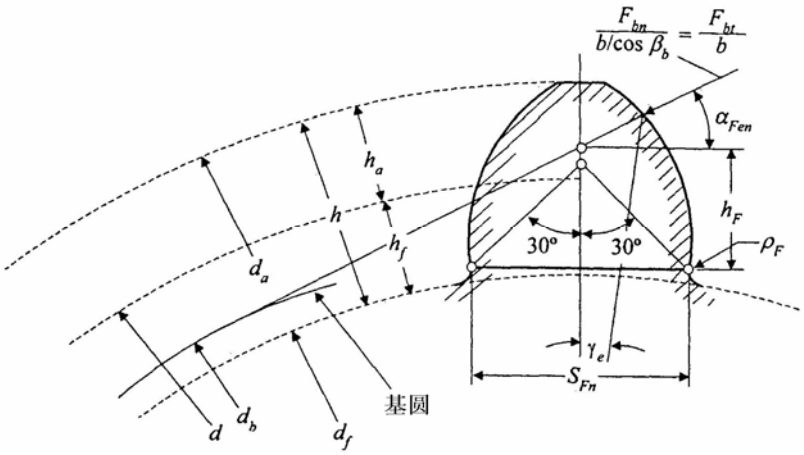


图3.3.3（1）　齿轮危险截面

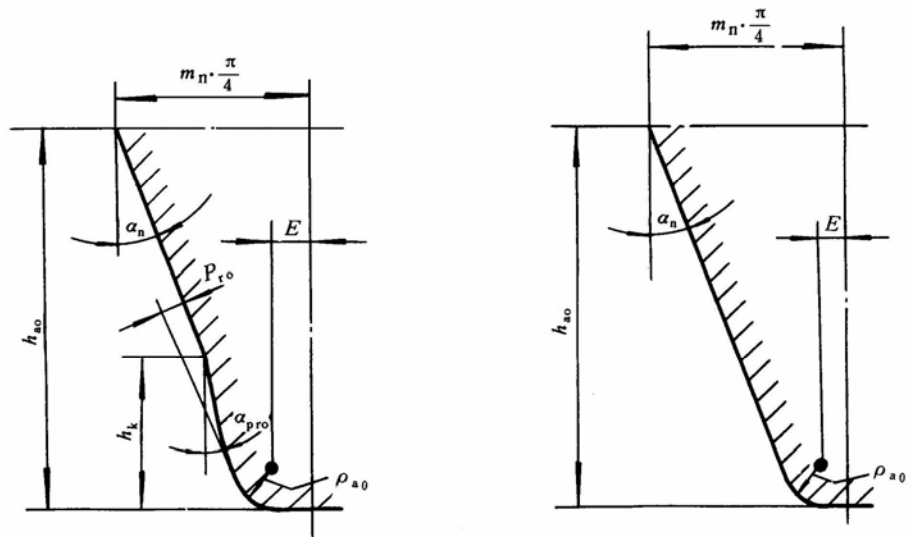


图3.3.3（2）刀具基本轮廓尺寸

（1） 外齿轮 Y_F 的有关参数按下列公式计算：

$$E = \frac{\pi m_n}{4} - h_{ao}\tan\alpha_n + h_k(\tan\alpha_n - \tan\alpha_{pro}) - (1-\sin\alpha_{pro})\frac{\rho_{ao}}{\cos\alpha_{pro}}$$

刀具无凸台时，$\alpha_{pro} = \alpha_n$

$$G = \frac{\rho_{ao}}{m_n} - \frac{h_{ao}}{m_n} + x_{hm}$$

$$H = \frac{2}{z_n}(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n}) - \frac{\pi}{3}$$

$\theta = 2\cdot\frac{G}{z_n}\tan\theta - H$，可用 $\theta = \frac{\pi}{3}$ 代入试算

齿根弦齿厚 S_{Fn}：

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

30° 切线切点处的齿根圆角半径 ρ_F：

$$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{ao}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos\theta(z_n\cos^2\theta - 2G)}$$

弯曲力臂 h_F 的确定：

$$d_n = z_n m_n$$

$$d_{an} = d_n + 2h_a$$

$$P_{bn} = \pi m_n\cos\alpha_n$$

$$\varepsilon_{an} = \varepsilon_\alpha / \cos^2\beta_b$$

$$d_{bn} = d_n\cos\alpha_n$$

$$d_{en} = 2\sqrt{\left[\frac{\sqrt{d_{an}^2 - d_{bn}^2}}{2} - P_{bn}(\varepsilon_{an} - 1)\right]^2 + \frac{d^2{}_{bn}}{4}}$$

$$\alpha_{en} = \arccos(\frac{d_{bn}}{d_{en}})$$

$$\gamma_e = \frac{1}{z_n}(\frac{\pi}{2} + 2x \cdot \tan\alpha_n) + inv\alpha_n - inv\alpha_{en}$$

$$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e$$

$$\frac{h_F}{m_n} = \frac{1}{2}\left[(\cos\gamma_e - \sin\gamma_e \tan\alpha_{Fen})\frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos(\frac{\pi}{3} - \theta) - \frac{G}{\cos\theta} + \frac{\rho_{ao}}{m_n}\right]$$

（2） 内齿轮Y_F的有关参数按下列公式计算：

内齿轮的齿形系数Y_F可按替代齿条进行计算，替代齿条的法向齿廓与基本齿条相似，齿高与内齿轮相同，法向载荷作用角$\alpha_{Fen} = \alpha_n$，以下标2表示内齿轮。

齿根弦齿厚S_{Fn2}：

$$\frac{S_{Fn2}}{m_n} = 2\left[\frac{\pi}{4} + \tan\alpha_n(\frac{h_{ao2} - \rho_{ao2}}{m_n}) + \frac{\rho_{ao2} - \rho_{ro2}}{m_n \cos\alpha_n} - \frac{\sqrt{3}\rho_{ao2}}{2m_n}\right]$$

弯曲力臂h_{F2}：

$$\frac{h_{F2}}{m_n} = \frac{d_{en2} - d_{fn2}}{2m_n} - \left[\frac{\pi}{4}(\frac{h_{ao2}}{m_n} - \frac{d_{en2} - d_{fn2}}{2m_n})\tan\alpha_n\right]\tan\alpha_n - \frac{\rho_{ao2}}{2m_n}$$

式中：$d_{fn2} = d_{n2} - 2m_n(\frac{h_{ao2}}{2m_n} - x_2)$

d_{n2}和d_{en2}由外齿轮的计算公式求得。

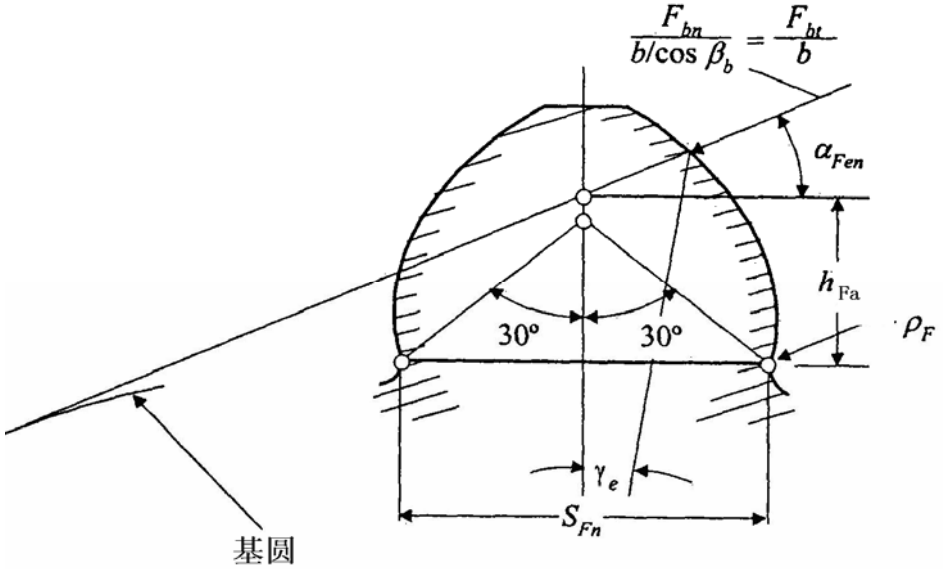
齿根圆角半径ρ_{F2}：

$$\rho_{F2} = \rho_{ao2}$$

3.3.4 锥齿形系数Y_{Fa}

3.3.4.1 齿形系数Y_{Fa}是考虑作用齿顶时齿形对齿根名义弯曲应力的影响，本计算方法以过当量圆柱齿轮法向齿廓30^0切向与齿根过渡曲线切点的截面作为危险截面进行计算。

3.3.4.2 大小齿轮的齿形系数值应分别计算。根据加工方法的不同，其具体公式分别见3.3.4.4和3.3.4.5，公式中相应符号的定义见图3.3.4。



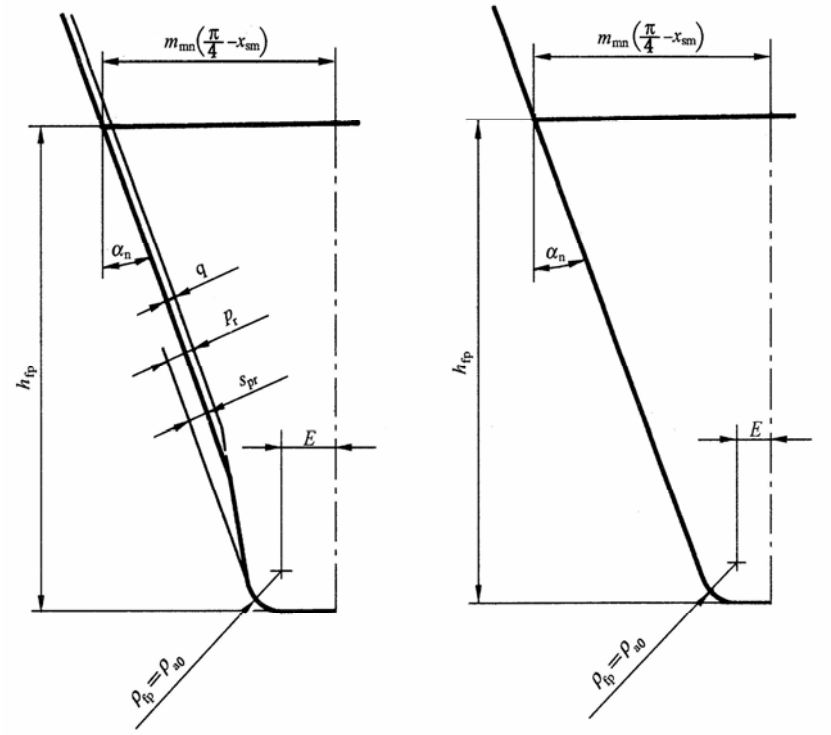


图3.3.4 影响锥齿轮齿形系数的各个因素

3.3.4.3 展成法加工齿轮的齿形系数计算应满足下列条件：

（1）30°切线的切点位于由刀具齿顶圆角所展成的齿根过渡曲线上；

（2）刀具必须带有齿顶圆角半径（$\rho_{\alpha 0} \neq 0$）。

3.3.4.4 对于展成法加工齿轮的齿形系数可按照下列公式计算：

（1）齿形系数Y_{Fa}

$$Y_{Fa}=\frac{6(\frac{h_{Fa}}{m_{mn}})\cos\alpha_{Fan}}{(\frac{S_{Fn}}{m_{mn}})^2\cos\alpha_n}$$

（2）为了计算齿根危险截面齿厚s_{Fn}和弯曲力臂h_{Fa}，首先要确定辅助值E、G、H和θ：

$$E=(\frac{\pi}{4}-x_{sm})m_{mn}-h_{ao}\tan\alpha_n-\frac{\rho_{ao}(1-\sin\alpha_n)-s_{pr}}{\cos\alpha_n}$$

$$G=\frac{\rho_{ao}}{m_{mn}}-\frac{h_{ao}}{m_{mn}}+x_{hm}$$

$$H=\frac{2}{z_{vn}}(\frac{\pi}{2}-\frac{E}{m_{mn}})-\frac{\pi}{3}$$

$$\theta=\frac{2G}{z_{vn}}\tan\theta-H$$

为了求解θ，建议取初始值$\theta=\pi/6$，采用迭代法求解。

（3）齿根危险截面处齿厚s_{Fn}

$$\frac{s_{Fn}}{m_{mn}}=Z_{vn}\sin(\frac{\pi}{3}-\theta)+\sqrt{3}(\frac{G}{\cos\theta}-\frac{\rho_{ao}}{m_{mn}})$$

（4）危险截面处齿根圆角半径ρ_F

$$\frac{\rho_F}{m_{mn}}=\frac{\rho_{ao}}{m_{mn}}+\frac{2G^2}{\cos\theta(z_{vn}\cos^2\theta-2G)}$$

（5）弯曲力臂 h_{Fa}

$$\alpha_{an}=\arccos(d_{vbn}/d_{van})$$

$$\gamma_a=\frac{1}{z_{vn}}[\frac{\pi}{2}+2(x_{hm}\tan\alpha_n+x_{sm})]+inv\alpha_n-inv\alpha_{an}$$

$$\alpha_{Fan}=\alpha_{an}-\gamma_a$$

$$\frac{h_{Fa}}{m_{mn}}=\frac{1}{2}\left[(\cos\gamma_a-\sin\gamma_a\tan\alpha_{Fan})\frac{d_{van}}{m_{mn}}-z_{vn}\cos(\frac{\pi}{3}-\theta)-\frac{G}{\cos\theta}+\frac{\rho_{ao}}{m_{mn}}\right]$$

对于刀具基本齿廓为 $\alpha_n=20^o$、$h_{a0}/m_{mn}=1.25$、$\rho_{a0}/m_{mn}=0$ 和 $x_{sm}=0$ 的齿轮，其齿形系数可从图3.3.4.4查得。

3.3.4.5　成形法加工的齿轮齿形系数 Y_{Fa}

成形法加工的齿轮，其齿轮齿形系数可用下列公式计算：

（1）危险截面弦齿厚：

$$s_{Fn2}=\pi m_{mn}-2E-2\rho_{a02}\cos 30^o$$

式中：E 按3.3.4.4（2）计算。

（2）30^0切线切点处的曲率半径：

$$\rho_{F2}=\rho_{a02}$$

（3）弯曲力臂：

$$h_{Fa2}=h_{a02}-\frac{\rho_{a02}}{2}+m_{mn}-(\frac{\pi}{4}+x_{sx2}-\tan a_n)m_{mn}\tan a_n$$

（4）齿形系数按下式计算：

$$Y_{Fa}=\frac{6\frac{h_{Fa2}}{m_{mn}}}{(\frac{S_{Fn2}}{m_{mn}})^2}$$

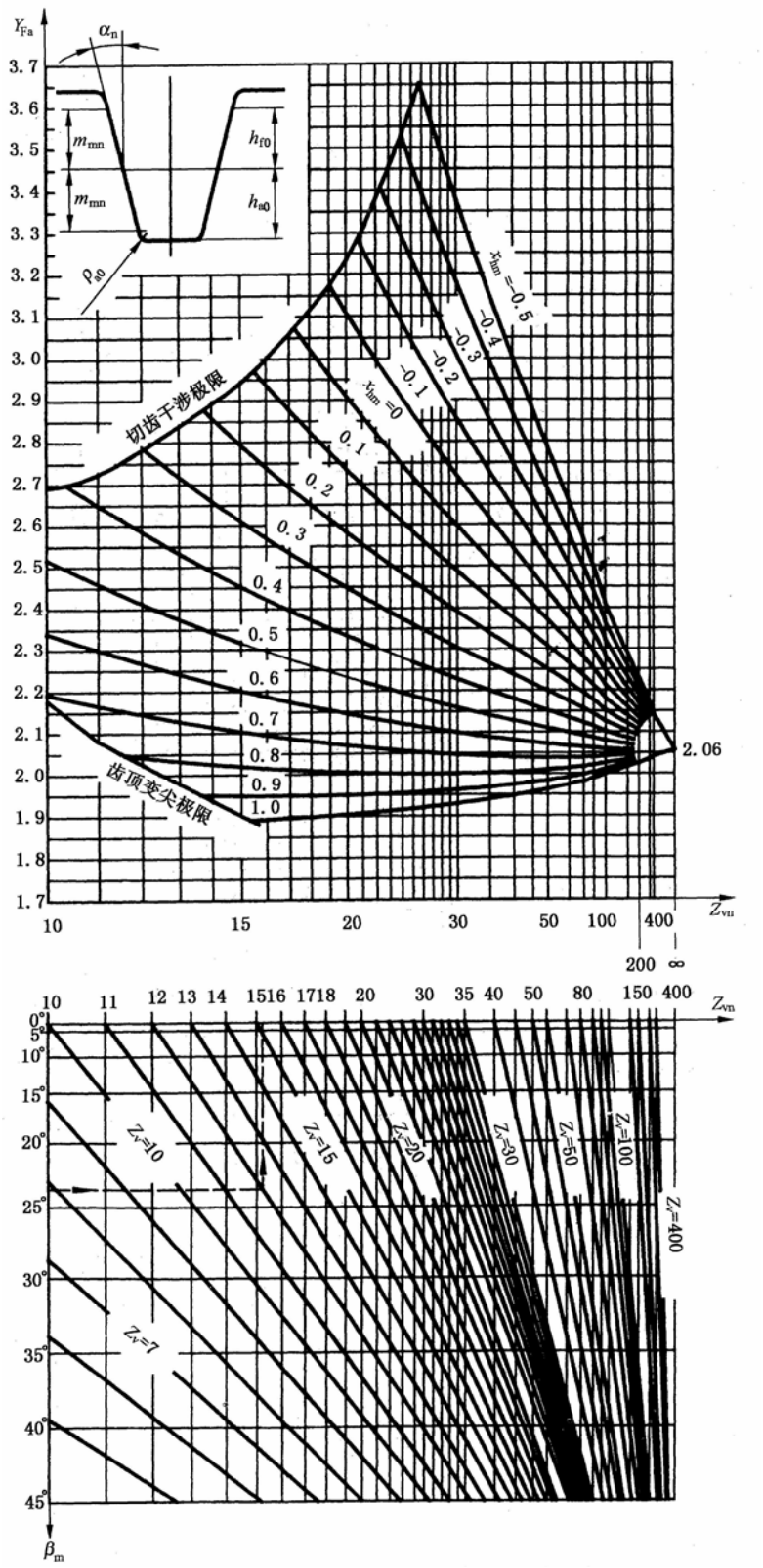


图3.3.4.4 展成齿轮的齿形系数

3.4 应力修正系数Y_S、Y_{sa}

3.4.1 应力修正系数是用以将名义弯曲应力转换为齿根局部应力的系数。它考虑了齿根过渡曲线处的应力集中效应以及弯曲应力以外的其他应力对齿根应力的影响。

3.4.2 应力修正系数用载荷作用于单对齿啮合外侧点的计算方法。大小齿轮应分别确

定。

3.4.3　Y_S 值可按下式计算(有效范围1≤q_s＜8)：

（1）圆柱齿轮应力修正系数 Y_S：

$$Y_S = (1.2 + 0.13L)q_s^{\left(\frac{1}{1.21+2.3/L}\right)}$$

（2）锥齿轮应力修正系数 Y_{sa}：

$$Y_{Sa} = (1.2 + 0.13L_a)q_s^{\left(\frac{1}{1.21+2.3/L_a}\right)}$$

式中：　q_s——齿根圆角参数，$q_s = \dfrac{S_{Fn}}{2\rho_F}$　；

$L = \dfrac{S_{Fn}}{h_F}$；

$L_a = \dfrac{S_{Fn}}{h_{Fa}}$；

对于刀具基本齿廓为 $\alpha_n = 20^o$、$h_{a0}/m_{mn} = 1.25$、$\rho_{a0}/m_{mn} = 0$ 和 $x_{sm} = 0$ 的锥齿轮，其应力修正系数可从图3.4.3查得。

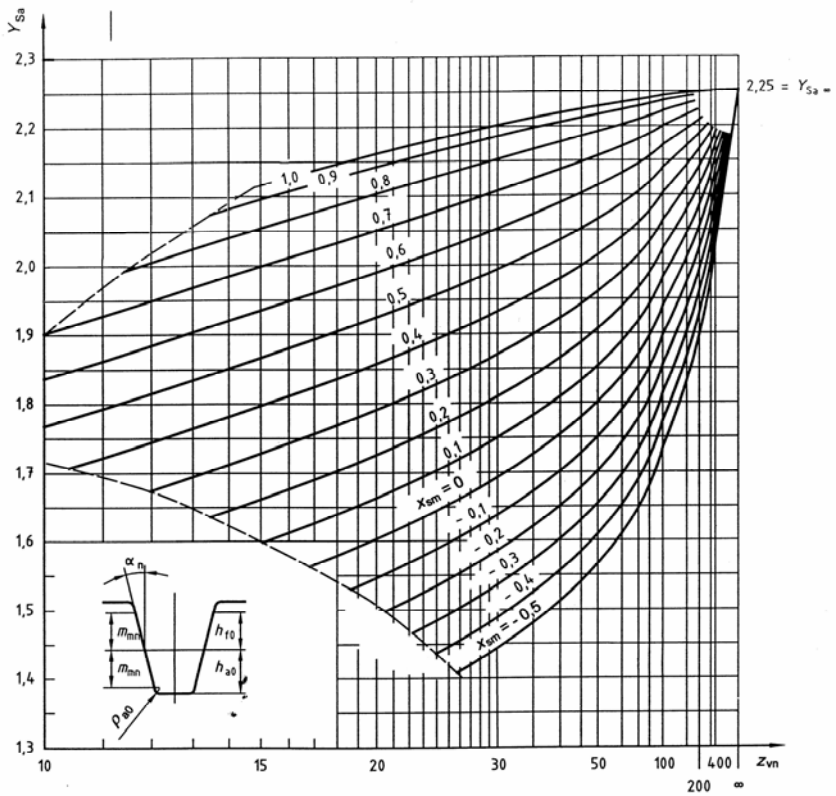


图3.4.3 展成齿轮的齿形系数载荷作用在齿顶时的应力修正系数

3.5　螺旋角系数 Y_β

3.5.1　螺旋角系数 Y_β 是考虑圆柱齿轮螺旋角造成接触线倾斜对齿根应力的影响。

3.5.2　Y_β 可按下式计算：

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120}$$

式中：β——分度圆上的螺旋角，(°)，当 β＞30°时，取 β =30°；

ε_β——轴向重合度，当 ε_β＞1.0时，取 ε_β=1。

3.6 重合度系数Y_ε

3.6.1 重合度系数Y_ε是考虑锥齿轮螺旋角造成接触线倾斜对齿根应力的影响。

3.6.2 Y_ε可按下式计算：

（1）当$\varepsilon_{v\beta}$=0时：

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_{va}}$$

（2）当0＜$\varepsilon_{v\beta}$≤1时：

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_{va}} - \varepsilon_{v\beta}(\frac{0.75}{\varepsilon_{va}} - 0.375)$$

当$\varepsilon_{v\beta}$＞1时：

$$Y_\varepsilon = 0.625$$

3.6.3 当按3.6.2条计算的Y_ε小于0.625，Y_ε取0.625。

3.7 锥齿轮系数Y_K

3.7.1 锥齿轮系数Y_K考虑锥齿轮与圆柱齿轮的差异对齿根应力影响的系数。

3.7.2 Y_K可按下列公式计算：

$$Y_K = (\frac{1}{2} + \frac{l'_{bm}}{2b})^2 \frac{b}{l'_{bm}}$$

$$l'_{bm} = l_{bm}\cos\beta_{vb}$$

式中：l'_{bm}——齿中部接触线的投影长度；

l_{bm}——齿中部接触线的长度：

当$\varepsilon_{v\beta}$＜1时：$l_{bm} = \dfrac{b\varepsilon_{va}}{\cos\beta_{vb}} \dfrac{\sqrt{\varepsilon_{vr}^2 - [(2-\varepsilon_{va})(1-\varepsilon_{v\beta})]^2}}{\varepsilon_{vr}^2}$

当$\varepsilon_{v\beta}$≥1时：$l_{bm} = \dfrac{b\varepsilon_{va}}{\cos\beta_{vb}\varepsilon_{vr}}$

3.8 载荷分担系数Y_{LS}

3.8.1 载荷分担系数Y_{LS}是考虑两对齿轮或多对齿轮间的载荷分配的系数。

3.8.2 Y_{LS}可按下列公式计算：

$$Y_{LS} = Z_{LS}^2$$

式中：Z_{LS}——载荷分担系数，见本附录2.7。

3.8.3 当按3.8.2计算的Z_{LS}小于0.7，Z_{LS}取0.7。

3.9 弯曲疲劳极限σ_{FE}

3.9.1 弯曲疲劳极限σ_{FE}为某种材料的齿轮能长期承受的局部齿根疲劳极限应力；3×10^6次循环次数为该疲劳极限应力的基准次数；σ_{FE}之值相当于有1%以下的失效概率；

σ_{FE}定义为最小值为零的单向脉动应力(不考虑热处理残余应力)，其他情况如交变应力或预应力等则由设计系数Y_d考虑。

3.9.2 影响σ_{FE}的主要因素有：

（1） 材料成分、纯度和缺陷；

（2） 力学性能；

（3） 残余应力；
（4） 热处理及硬化层深度、硬度梯度；
（5） 材料结构（锻、轧、铸）。

3.9.3 σ_{FE} 由脉动试验或齿轮负荷运转试验获得。如没有疲劳试验可利用，则锻钢的 σ_{FE} 值可由表3.9.3查取。

弯曲疲劳极限 σ_{FE} 表3.9.3

齿轮材料和热处理	σ_{FE} (N/mm^2)
合金钢渗碳淬火(齿面硬度58～63HRC)： 一般合金钢 M_nC_r钢 C_rN_i	 830 850 920
氮化钢气体氮化(齿面硬度为700～800HV)	750
调质合金钢液体或气体氮化 (齿面硬度为500～700HV)	650
调质合金钢火焰或感应淬火 (齿面硬度为500～650HV)	0.7HV＋250
合金钢调质	0.4 R_m＋200
碳钢调质或正火	0.25 R_m＋250

3.9.4 如为热轧钢，σ_{FE} 应按表3.9.3减少15%；如为铸钢，σ_{FE} 应按表3.9.3减少30%。

3.9.5 如渗碳淬火齿轮的齿面硬度小于58HRC时，则 σ_{FE} 应按表3.9.3减少20(58-HRC)，HRC为齿面的检测硬度。

3.9.6 为提高齿轮弯曲疲劳强度而采取齿根圆角喷丸处理工艺，则 σ_{FE} 可适当提高。一般当 m_n ≤6时，σ_{FE} 可按表3.9.3增加200；当 m_n ＞6时，σ_{FE} 可增加200－10(m_n －6)。

3.9.7 弯曲疲劳极限 σ_{FE} 也可参考ISO6336/5标准质量MQ中的值。

3.10 设计系数 Y_d

3.10.1 设计系数 Y_d 是用以考虑齿轮承受反向负荷及套合产生的预应力对齿根强度的影响，其不同于单向脉动负荷的影响。

3.10.2 Y_d 由下列情况确定：

（1） 承受单向脉动负荷的齿轮： Y_d =1.0；
（2） 承受双向负荷的齿轮(如中间齿轮、行星轮)： Y_d =0.7；
（3） 具有正倒车功能的齿轮： Y_d =0.9；
（4） 套合装配齿圈的齿轮： Y_d =0.8。

3.11 寿命系数 Y_N

3.11.1 寿命系数 Y_N 是考虑在要求有限寿命时，可以有较高的许用齿根应力。

3.11.2 影响 Y_N 的主要因素有：

（1） 材料及热处理；
（2） 循环次数；
（3） $Y_{\delta relT}$ 、Y_{RrelT} 、Y_X 。

3.11.3 船用齿轮箱的齿轮，一般只考虑无限使用寿命，所以取 Y_N = 1。

3.11.4 对有限航区船用齿轮箱，Y_N 可适当提高。一般可按图3.11.4选取。

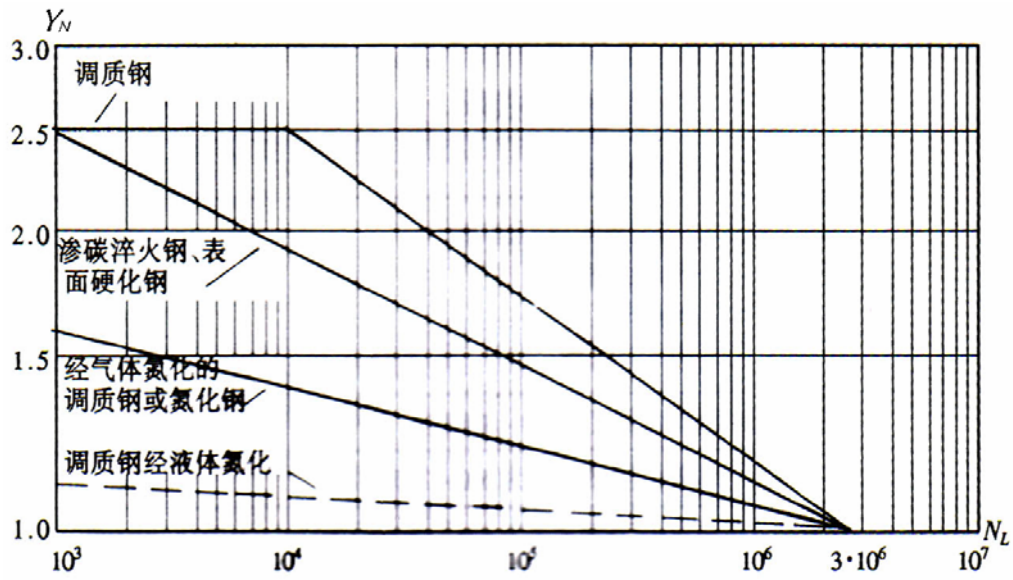


图3.11.4 寿命系数 Y_N

3.11.5 寿命系数 Y_N 也可按照ISO6336/3标准方法B予以确定。

3.12 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta relT}$

3.12.1 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta relT}$ 是表示理论上的集中应力超过疲劳极限的程度。

3.12.2 影响 $Y_{\delta relT}$ 的主要因素有：

（1） 材料；

（2） 相对应力梯度。

3.12.3 $Y_{\delta relT}$ 可根据齿根圆角参数范围确定：

（1） 对于 $1.5 \le q_S < 4$， $Y_{\delta relT}$ =1；

（2） 对于 $q_S < 1.5$， $Y_{\delta relT}$ =0.95；

对于 $q_S \geqslant 4$， $Y_{\delta relT}$ 应参照ISO 6336/3标准计算。

3.13 相对表面状况系数 Y_{RrelT}

3.13.1 相对表面状况系数 Y_{RrelT} 是考虑齿根圆角表面状况，主要是齿面峰谷粗糙度对齿根强度的影响。

3.13.2 Y_{RrelT} 的值可由表3.13.2计算。只有在划痕或同样缺陷的深度不大于2 R_Z时才有效。

相对表面状况系数 Y_{RrelT} 值 表3. 13. 2

材料与热处理	R_Z＜1	1≤R_Z≤40
表面硬化钢和整体硬化钢除氮化外 (R_m≥800N/mm^2)	1.120	$1.675-0.53(R_Z+1)^{0.1}$
碳钢 (R_m≥800N/mm^2)	1.070	$5.3-4.2(R_Z+1)^{0.01}$
氮化钢	1.025	$4.3-3.26(R_Z+1)^{0.005}$

注：① R_Z为齿根圆角表面的平均峰谷粗糙度，μm。

② 如果粗糙度以粗糙度算术平均值R_a表示，则R_a=R_Z/6。

3.14 弯曲应力尺寸系数Y_X

3.14.1 弯曲应力尺寸系数Y_X是考虑由于尺寸增大时引起强度的降低。

3.14.2 影响Y_X的主要因素有：

（1） 材料与热处理；

（2） 齿轮尺寸；

（3） 硬化层深度与轮齿尺寸比。

3.14.3 Y_X可按表3.14.3计算：

弯曲应力尺寸系数Y_X 表3.14.3

Y_X	m_n	状况
1.00	$m_n \leqslant 5$	一般
$1.03-0.006\ m_n$	$5 < m_n < 30$	非表面硬化钢
0.85	$m_n \geqslant 30$	
$1.05-0.01\ m_n$	$5 < m_n < 25$	表面硬化钢
0.80	$m_n \geqslant 25$	

3.15 齿根弯曲应力安全系数S_F

3.15.1 齿根弯曲应力安全系数S_F应满足下列要求：

主推进齿轮装置：$S_F \geqslant 1.55$；

辅机齿轮装置：$S_F \geqslant 1.40$。

第8章　轴系及螺旋桨

第1节　一般规定

8.1.1　适用范围

8.1.1.1　本章规定适用于柴油机和电力直接或通过传动装置（离合器、齿轮装置等）推进船舶的轴系。

8.1.2　材料

8.1.2.1　轴的材料应采用锻钢，直径小于150mm的中间轴和尾轴也可采用热轧圆钢。轴和螺旋桨的材料应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

8.1.2.2　轴材料的抗拉强度一般应在下列范围内选择：

(1)　碳钢和碳锰钢为 400～760N/mm^2；

(2)　合金钢不超过 800N/mm^2。

8.1.2.3　轴的联轴器一般应用优质碳素钢锻制，也可用球墨铸铁制造。弹性联轴器的刚性部分可采用铸钢制造。

8.1.2.4　轴应按本社《材料与焊接规范》的有关规定进行无损检测。

8.1.3　轴承温度

8.1.3.1　主推进轴系及其传动装置中的滑动轴承温度应不高于70℃，滚动轴承温度应不高于80℃。

8.1.4　图纸和资料

8.1.4.1　应将下列轴系和螺旋桨图纸和资料一式3份提交本社批准：

(1)　轴系布置图；

(2)　推力轴、中间轴、螺旋桨轴图；

(3)　尾轴管总图，包括油封装置和尾轴管轴承图；

(4)　轴系强度计算书，包括联轴器和连接螺栓的强度计算。若采用普通螺栓连接时，还应包括螺栓预紧力的计算（备查）；

(5)　轴系扭转振动、回旋振动、纵向振动及校中的计算书（适用时）；

(6)　螺旋桨强度计算书；

(7)　螺旋桨图（包括总质量、转动惯量等）；

(8)　螺旋桨液压装配图及计算书（对无键或有键连接液压装配的螺旋桨）。

8.1.4.2　图纸应标有足够详细的尺寸，以及为验证计算所必需的参数。

第2节　轴 系

8.2.1　一般要求

8.2.1.1　轴系的布置及轴的结构尺寸除应符合本节规定外，还应符合本章第4节、第5节的有关规定。大型低速二冲程柴油机轴系的纵向振动及尾管后轴承处螺旋桨轴的实际直径大于250mm的轴系校中，应符合本社有关规定。

8.2.2　轴的直径

8.2.2.1　轴的直径 d 应不小于按下式计算所得之值：

$$d = 100K\sqrt[3]{\frac{N_e}{n_e}(\frac{560}{R_m+160})} \qquad \text{mm}$$

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；

K——不同轴的设计特性系数，按表8.2.2.1（1）、（2）选取；

R_m——轴材料的抗拉强度，计算时，当采用碳钢和碳锰钢时，对于中间轴，如$R_m > 760N/mm^2$时，取$760N/mm^2$；对于螺旋桨轴和尾管轴，如$R_m > 600N/mm^2$，取$600N/mm^2$。当采用合金钢或不锈钢时，对于中间轴、螺旋桨轴及尾管轴，如$R_m > 800N/mm^2$时，取$800N/mm^2$。

中间轴、推力轴的系数 *K* 表8.2.2.1(1)

与法兰为整体的轴①	与联轴器为热套或液压无键套合的轴	有键槽的轴②⑤	有径向孔的轴③⑤	有纵向槽的轴④⑤	推力环的两侧轴承处的轴⑤
1.0	1.0	1.1	1.12	1.20	1.1

注：① 法兰根部过渡圆角半径应不小于0.08 *d*；
② 在键槽底部横截面处的圆角半径应不小于0.0125*d*（d为以*K*=1.0时计算的轴径，下同）；
③ 孔径应不大于0.3*d*；
④ 纵向槽的长度应小于0.8*d*，宽度应大于0.1*d*；轴的内径应小于0.8 *d*。
⑤ 在键槽两端或孔边缘延伸到0.2*d*长度以内的轴、在纵向键槽两端延伸到0.3*d*长度以内的轴和在推力环处延伸到等于推力轴直径长度的轴。在这些范围以外的轴径可逐渐减少到以*K*=1.0计算直径。

螺旋桨轴的系数 *K* 表8.2.2.1(2)

1	从桨毂前端到相邻轴承前端的轴	液压无键安装螺旋桨的轴	1.22①
		有键安装螺旋桨的轴	1.26①
2	除1外，向前至尾轴管密封装置前端之间的轴		1.15
3	尾轴管密封装置前端至联轴器的轴		1.15②

注：①所确定的轴径至取*K*=1.15确定的轴径，其变化应逐渐过渡；
②轴直径可逐渐减小到按本节8.2.2.1中*K*=1.0的计算直径。

8.2.2.2 对中空轴，当内径d_0＞0.4d 时，轴的实际外径d_a应不小于按下式计算所得之值：

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

式中：d——按本节8.2.2.1计算的中间轴、推力轴、螺旋桨轴的直径，mm。

8.2.2.3 轴上的槽或孔的边缘应磨光滑。

8.2.2.4 对航行于浮冰、浮盐等水面或水下有硬物可能撞击螺旋桨的船舶，其推进轴系的中间轴、推力轴和螺旋桨轴的直径应按本节8.2.2.1的计算轴径增加10%。

8.2.3 轴径过渡和锥度

8.2.3.1 轴径的变化应以锥度或圆角过渡，轴的锥体部分与圆柱部分的相连处不应有凸

肩或圆角。

8.2.3.2　安装联轴器的轴锥部的锥度应在1/10至1/20的范围内。

8.2.3.3　有键安装螺旋桨的轴锥部的锥度应不大于1/10；液压无键安装螺旋桨的轴锥部的锥度应不大于1/15。

8.2.4　联轴器和螺栓

8.2.4.1　法兰联轴器的法兰厚度应不小于本节8.2.2.1要求的中间轴直径的20%，且应不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连接的轴径的8%。

8.2.4.2　联轴器用键安装到轴上时，键材料的抗位强度应不小于轴材料的抗拉强度，键受剪切的有效截面积应不小于按下式计算所得之值：

$$BL = \frac{d^3}{2.6d_m} \qquad \text{mm}^2$$

式中：B——键的宽度，mm；

L——键的有效长度，mm；

d——由本节8.2.2.1确定的中间轴直径，mm；

d_m——键中部处轴的直径，mm；

8.2.4.3　组合式联轴器应有足够的强度传递主机倒顺车的扭矩，且应有防止松动的措施。

8.2.4.4　联轴器法兰的连接螺栓一般应有紧配螺栓，其紧配螺栓直径d_f应不小于按下式计算所得之值：

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

式中：d——由本节8.2.2.1确定的中间轴直径，mm；

D——螺栓孔的中心圆直径，mm；

Z——紧配螺栓数（应不少于连接螺栓总数的50%）；

R_m——中间轴材料的抗拉强度，N/mm^2；

R_{mb}——螺栓材料的抗拉强度，N/mm^2，应不小于中间轴材料的抗拉强度，但也不应大于1.7倍中间轴材料的抗拉强度，且不大于1000N/mm^2。

8.2.4.5　如全采用普通螺栓连接时，则螺栓的螺纹根部直径d_n应不小于按下式计算所得之值：

$$d_n = 25\sqrt{\frac{N_e \times 10^6}{n_e DZR_m}}$$

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；

Z——普通螺栓数。

其余符号意义与本节8.2.4.4中相同。

所连接法兰的接触表面之间的摩擦力矩应不小于2.8倍的传递扭矩，计算摩擦力时，摩擦系数为0.18；预紧螺母时的力矩不应使螺栓螺纹根部截面应力超过0.8倍的螺栓材料屈服强度或规定的非比例延伸强度。

8.2.4.6 对连接曲轴和推力轴的联轴器的紧配螺栓，其直径应按本节8.2.4.4公式计算值增加5%。

8.2.5 轴承的布置

8.2.5.1 轴承的布置应使在船舶满载和营运状态时，能保证轴系中轴承承受均匀的负荷，不致造成轴承的严重发热和迅速磨损。

8.2.5.2 轴承间距L一般应不大于按下列式计算所得之值：

$$L = K_1\sqrt{d} \qquad \text{mm}$$

式中：d ——由本节8.2.2.1所确定的轴径，mm；

K_1=450，油润滑合金轴承；

=280，油脂润滑灰铸铁尾轴管轴承；

=280~350，尾轴管和尾轴架的水润滑橡胶轴承。

对轴转速大于350 r/min的轴承间距L一般应不大于按下式计算所得之值：

$$L = K_2\sqrt{\frac{d}{n}} \qquad \text{mm}$$

式中：d ——由本节8.2.2.1所确定的轴径，mm；

n——轴转速，r/min；

K_2=8400，油润滑白合金轴承；

=5200，油脂润滑灰铸铁尾轴管轴承、尾轴管和尾轴架的水润滑橡胶轴承。

8.2.5.3 按本节8.2.5.2中公式确定的轴承间距，还应使轴系的回旋振动符合本章第5节的有关规定。

8.2.5.4 轴承的布置一般应不使两轴段的连接法兰处于两轴承位置的中部，中间轴的轴承中心到连接法兰面的距离一般可等于0.2倍轴承所在轴段的长度。

8.2.6 螺旋桨轴轴套

8.2.6.1 螺旋桨轴在轴承挡处的铜套厚度δ应不小于按下式计算所得之值：

$$\delta = 0.03d + 6 \qquad \text{mm}$$

式中：d ——轴承档处轴的直径，mm。

轴承挡之间轴套的厚度可以适当减少，但应不小于0.75δ。

8.2.6.2 一个轴承处的轴套一般应采用整体铸造。若两段轴套之间的轴段浸入海水时，则应采用玻璃纤维布或工程塑料进行包覆，与轴套的接头处应用铜丝或不锈钢丝扎牢，以保证水密，防止海水浸入轴体。接头部分不应处于轴承区域内。

8.2.6.3 轴套在粗加工后应作检查和0.2MPa的液压试验，应无裂纹且5分钟内无任何渗漏现象。

8.2.6.4 轴套应采用热套或液压套合法安装到轴上，不应用销或螺钉固定。

8.2.7 尾轴管及其轴承

8.2.7.1 尾轴管后轴承或尾轴架轴承，其长度应满足下列要求：

(1) 对具有良好油密填料函的油润滑的白合金轴承的长度，应不小于本节 8.2.2.1 所确定的螺旋桨轴直径的 2 倍；

(2) 对增强树脂制成的水润滑轴承的长度，应不小于本节 8.2.2.1 所确定的螺旋桨轴直

径的 2 倍；

(3) 对橡胶或塑料制成的水润滑轴承的长度，应不小于本节 8.2.2.1 所确定的螺旋桨轴直径的 4 倍；

(4) 对具有良好油密填料函的油润滑青铜轴承的长度，应不小于本节 8.2.2.1 所确定的螺旋桨轴直径的 4 倍；

(5) 对油脂润滑的轴承长度，应不小于本节 8.2.2.1 所确定的螺旋桨轴直径的 4 倍；

(6) 对采用其他轴承材料和润滑方式，应提供采用其轴承长度的相关资料，如轴承材料的膨胀特性、承压能力等试验结果或使用经验，并应经本社同意。

8.2.7.2 油润滑的尾轴管应设有放泄油的旋塞。

8.2.7.3 对油润滑轴承，若采用重力油柜润滑系统时，则油柜应设在满载水线以上适当的位置，且在机舱应尽可能设有低油位报警装置。

8.2.7.4 对油润滑的轴承，在尾轴管两端应装有认可型的密封装置。

8.2.7.5 尾轴管安装上船前应作压力为0.2MPa的液压试验。

8.2.7.6 对采用水润滑的橡胶轴承，其尾轴管密封装置应符合下列规定：

(1) 主推进轴系正、倒车运转时，尾轴管前端密封装置的漏泄量应小于 2L/h；

(2) 橡胶轴承承受的压力应不大于 0.3MPa；

(3) 尾轴管前端密封装置应有在船舶停泊状态下能更换填料函的措施，建议装设充气密封圈。

8.2.8 主机自由端传动

8.2.8.1 曲轴自由端驱动辅助机械的传动轴的直径 d 应不小于按本节8.2.2.1公式取 $K=1.22$ 计算所得之值。计算时：R_m——传动轴的抗拉强度，若 R_m＞600N/mm^2 时，取 600N/mm^2。

8.2.8.2 曲轴自由端传动轴的轴承座应有足够的刚度，并应可靠地固定在船体基座上。

8.2.8.3 曲轴自由端的传动一般应设置弹性联轴器或离合装置。

第3节 轴系传动装置

8.3.1 适用范围

8.3.1.1 本节规定适用于弹性联轴器、液力传动装置、离合器、可调螺距螺旋桨的传动与操纵装置、Z型推进装置与舵桨装置和侧推装置。齿轮传动装置的有关要求应符合本篇第7章的有关规定。

8.3.2 弹性联轴器

8.3.2.1 如果机器底座采用弹性支承时，则轴系应采用弹性联轴器连接。

8.3.2.2 制造厂或设计部门应提供所采用的弹性联轴器的下列有关资料：额定扭矩、主/从动部分转动惯量、扭转刚度（静态/动态）、相对阻尼、许用变动扭矩、许用最大扭矩、许用轴向位移、许用径向位移等。

8.3.2.3 对在主机起动或停车过程中可能产生过大冲击扭矩的弹性联轴器，应装设扭转角限制装置。

8.3.3 离合器及操纵装置

8.3.3.1 采用摩擦元件的离合器时，在正常运转时不应有打滑现象；在空车运转时，其带排扭矩不应使与其连接的推进轴系有带转现象。

8.3.3.2 离合器所传递的最大扭矩一般应不小于主机额定扭矩的1.5倍。

8.3.3.3 气胎离合器在操纵处应设有充气压力表、离合器接合与脱开的信号装置和空气高、低压报警装置。对气胎离合器的供气系统，应设有应急的充气设备。

8.3.3.4 离合器应能有效接合或脱开，应具有其任意换排的转速应不小于主机额定转速60%的能力。

8.3.3.5 对可倒、顺传动的离合器，其换向时间应不大于15s。

8.3.4 液力传动装置

8.3.4.1 液力传动装置的工作油系统应是独立的循环系统。系统中应设有油泵、过滤器、冷却器和集油柜等设备，对液力齿轮传动机组，循环系统中还应设磁性滤器。

8.3.4.2 液力传动装置应设有独立的备用工作油泵，对双主机船舶可只设1台备用泵。

8.3.4.3 液力传动装置的工作油系统，除应装有温度计和压力表外，还应设有高温和低压报警装置，报警装置应符合第4篇的有关规定。

8.3.4.4 液力偶合器的泵轮、涡轮应进行静平衡试验，并建议进行动平衡试验。

8.3.4.5 液力传动装置的操纵处应设有标志液力传动的开或关的信号装置。

8.3.4.6 液力传动装置应能在机旁、集中控制室或驾驶室操纵。如设置几套操纵机构时，各套之间应互为联锁。

8.3.4.7 液力传动装置的操纵处应设有螺旋桨轴的转速表和旋转方向的指示器。

8.3.5 可调螺距螺旋桨传动与操纵装置

8.3.5.1 主推进装置的可调螺距螺旋桨与主机一般应用单手柄进行联合控制，以防主机和轴系过载，以及因过载或超速引起的停车。

8.3.5.2 可调螺距螺旋桨液压传动系统应设2台互相独立的动力驱动泵，每台泵的容量应不小于可调螺距螺旋桨正常运转时所需的容量，且能迅速转换使用。对功率不超过200kW的推进装置，可设1台动力驱动泵，但应另设1台手动泵以控制螺距，且该手动泵能使桨叶在足够短的时间内从正车位置转至倒车位置。

8.3.5.3 机舱操纵台和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不超过±1°。

8.3.5.4 机舱和驾驶室内的操纵系统应互为联锁。对非机械操纵系统，机旁应设有备用手动操纵装置。

8.3.5.5 可调螺距螺旋桨的操纵系统应能灵敏且准确地控制所需桨叶的角度。

8.3.5.6 可调螺距螺旋桨的调距功能及液压操纵系统的报警装置，应符合本篇4章的有关规定。

8.3.5.7 在任意工况下，可调螺距螺旋桨工作应稳定，在0°螺距角时，其波动值应不超过±0.5°。

8.3.5.8 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。

8.3.5.9 可调螺矩螺旋桨的调距范围，应保证在额定转速下主机能发出额定功率。

8.3.5.10 控制可调螺矩螺旋桨的液压系统应符合本篇第2章第4节和第4章第8节的有关规定。

8.3.5.11 可调螺矩螺旋桨的液压系统应设有液压油油箱位过低、滤油器压差过高（装有滤油器时）及液压油油温过高（装有油冷却器时）的报警装置，报警装置应符合第4篇的有关规定。

8.3.6 Z 型推进装置

8.3.6.1 Z型推进装置的轴系中应成对设置万向节联轴器，且轴间夹角应相同，其夹角一般应不大于10°。

8.3.6.2 Z型推进装置的输入轴、主轴和螺旋桨轴的直径应符合本章8.2.2的有关规定。

8.3.6.3 Z型推进装置的轴系扭转振动计算，应符合本章第4节的有关规定。

8.3.6.4 舵桨装置系指螺旋桨和导流管（设有时）能全回转或半回转，具有舵、桨和倒车功能的装置。除能在驾驶室操纵外，在舵桨机室应亦能就地操纵，其装置操舵的时间应符合本篇9.1.4.6、9.1.7.1的有关规定。

8.3.6.5 舵桨装置的螺旋桨设计和安装应符合本章第6节的有关规定。

8.3.6.6 舵桨装置的动力设备若为电动或电动液压时，应设有备用动力设备或应急操纵设施，对设有2台的Z型推进装置，则可免除。电动机及其控制装置应符合第3篇7.4.1的有关规定。

8.3.6.7 Z推装置的液压系统应设有液压油油箱位过低、滤油器压差过高（装有滤油器时）及液压油油温过高（装有油冷却器时）的报警装置，报警装置应符合第4篇的有关规定。

8.3.6.8 舵桨装置应在驾驶室和舵桨机室设有舵角指示器。

8.3.6.9 舵桨装置的液压系统应符合本篇第2章第4节和第4章第8节的有关规定。

8.3.6.10 舵桨装置制造完毕后应进行0.2MPa的液压试验，组装后应进行0.1MPa的液压或0.03MPa气压的密性试验。

8.3.7 侧推装置

8.3.7.1 侧推装置应有足够的侧推力，能满足船舶低速航行及靠离码头的工作要求。

8.3.7.2 侧推装置应有足够的浸没深度。从螺旋桨轴线至满载水线的距离一般应不小于1.5倍的桨叶直径，最小应不小于桨叶直径。

8.3.7.3 侧推装置的输入轴、桨轴直径应符合本章8.2.2的有关规定。

8.3.7.4 以主机为原动机的侧推装置，应设置离合装置。

8.3.7.5 以电动机为原动机的侧推装置，其电力拖动装置应符合第3篇的有关规定。

8.3.7.6 液压泵、可调螺距螺旋桨的液压管系应符合本篇第2章第4节和第4章第8节的有关规定。

8.3.7.7 侧推装置的液压系统应设有液压油油箱位过低、滤油器压差过高（装有滤油器时）及液压油油温过高（装有油冷却器时）的报警装置，报警装置应符合第4篇的有关规定。

8.3.7.8 侧推装置的管隧厚度应不小于相邻船体部分的厚度。

8.3.7.9 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。

8.3.8 轴系安装

8.3.8.1 轴系的安装应保证各轴段及轴承在正常运转时不致产生有害的负荷。

第4节 扭转振动

8.4.1 适用范围

8.4.1.1 本节规定适用于单机额定功率等于或大于220kW的主柴油机推进系统和重要用途的辅柴油机系统。

8.4.2 一般要求

8.4.2.1 若主机和辅机轴系在使用中存在不同工况时，如离合器脱开、离合器接合驱动各种机械、零螺距和满螺距（如适用时）、一缸熄火等，均应按不同工况分别进行扭振计算。

8.4.2.2 对已批准的主机轴系，若作更改，如更换机型、加装（或更换）齿轮箱、加装（或更换）弹性联轴器、轴系尺寸和螺旋桨结构尺寸有较大的改变等，则均应重新进行轴系扭振计算并提交本社批准。

8.4.2.3 柴油机、减振器、弹性联轴器、气胎离合器、齿轮箱等产品的制造厂应提供准确并经实测验证的扭振参数。

8.4.2.4 扭振计算的计算方法等可参照本社《船上振动控制指南》的有关规定。

8.4.3 扭振计算

8.4.3.1 扭振计算应包括下列主要内容：

(1) 计算所需的全部原始参数和轴系布置简图；

(2) 当量系统扭振参数和当量系统图；

(3) 无阻尼固有频率计算的霍尔茨表（固有频率、各质量点的相对振幅、各轴段的相对弹性力矩等），计算的转速范围一般应从 $0.8n_{\min}$ ~$1.2n_e$（$n_{\min}$ 为最低稳定转速 r/min；n_e 为额定转速，r/min），简谐次数计算到 12 次；

(4) 在计算转速范围内，各节振动的各谐次的相对振幅矢量和；

(5) 在计算转速范围内，各节振动的主要谐次的响应计算和按表 8.4.4.2 中相应公式计算的许用值。

8.4.4 许用应力

8.4.4.1 计算轴系扭振许用应力时，应以轴的基本直径为基础，而不计应力集中的影响，即对曲轴以曲柄销直径为准，对推力轴、中间轴、螺旋桨轴以轴的最小直径为准。

8.4.4.2 柴油机推进系统的曲轴、推力轴、中间轴、螺旋桨轴的扭振许用应力值，应不超过表8.4.4.2中相应公式计算所得之值。

表8. 4. 4. 2

系统	轴型	运转工况	转速比值范围	扭振许用应力（N/mm^2）
柴油机推进系统	曲轴、螺旋桨轴	持续	$0<r\leqslant1.0$	$[\tau_c]=\pm[(51.5-0.044d)-(31.9-0.025d)r^2]$
		瞬时	$0<r<0.8$	$[\tau_t]=\pm2.0[\tau_c]$
		超速	$1.0<r\leqslant1.15$	$[\tau_g]=\pm[(19.6-0.02d)+(82.6-0.064d)\sqrt{r-1}]$
	推力轴、中间轴	持续	$0<r\leqslant1.0$	$[\tau_c]=\pm[(72.6-0.04d)-(45.1-0.02d)r^2]$
		瞬时	$0<r<0.8$	$[\tau_t]=\pm1.7[\tau_c]$
		超速	$1.0<r\leqslant1.15$	$[\tau_g]=\pm[(27.5-0.02d)+(116.2-0.05d)\sqrt{r-1}]$
柴油发电机系统	曲轴、传动轴	持续	$0.95\leqslant r\leqslant1.10$	$[\tau_c]=\pm(21.59-0.0132d)$
		瞬时	$0<r<0.95$	$[\tau_t]=\pm5.5[\tau_c]$

注：表中$[\tau_c]$——持续运转扭振许用应力，N/mm^2；

$[\tau_t]$——瞬时运转扭振许用应力，N/mm^2；

$[\tau_g]$——超速运转扭振许用应力，N/mm^2；

d——轴的基本直径，mm；

$$r=\frac{n_c}{n_e}$$；

n_c——共振转速，r/min；

n_e——额定转速，r/min。

8.4.4.3 发电用柴油机曲轴、传动轴的扭振许用应力值，应不超过表8.4.4.2中相应公式计算所得之值。

8.4.4.4 曲轴材料为球墨铸铁外，当曲轴的抗拉强度大于410N/mm^{2}时，则扭振许用应力τ'可按下式计算：

$$\tau'=\frac{R_m+157}{570}\tau \qquad \text{N/mm}^2$$

式中：R_m——曲轴材料的抗拉强度，N/mm^2，如R_m＞600N/mm^{2}时，取600 N/mm^2；

τ——按表8.4.4.2计算的扭振许用应力，N/mm^2。

8.4.4.5 根据制造厂提供的经验数据或曲轴疲劳合格系数计算资料，经本社审查同意，可采用制造厂给出的对应机型的扭振合成应力许用值。

8.4.5 许用扭矩

8.4.5.1 齿轮传动装置中的齿轮啮合处振动扭矩，在r=0.9～1.05范围内一般应不超过全负荷平均扭矩的1/3；在其他转速范围内应不超过相应转速下的平均扭矩。

8.4.5.2 弹性联轴器弹性元件的振动扭矩，在持续运转时应不超过其许用变动扭矩值；在瞬时运转时应不超过其许用最大扭矩值。

8.4.6 发电机的附加要求

8.4.6.1 在额定工况下，交流发电机转子处的合成振幅应不大于3.5°（电角）。

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

8.4.7 转速禁区

8.4.7.1 符合下列情况之一者应设“转速禁区”：

(1) 扭振应力超过持续运转许用应力值的转速范围；

(2) 齿轮啮合处振动扭矩因扭振而引起齿击或弹性联轴器的振动扭矩超过其许用变动扭矩值的转速范围；

(3) 因扭振而引起的船体或其他装置剧烈振动的转速范围。

8.4.7.2 转速禁区的规定如下：

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

式中符号意义与本节8.4.4.2中相同。

8.4.7.3 如扭振应力接近[τ_t]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。

8.4.7.4 在常用转速或特殊使用的转速范围内不应产生危险的共振转速；在r=0.8～1.0范围内一般不设转速禁区；在r=0.9～1.0范围内应尽可能不使用减小振幅的方法来消除转速禁区。

8.4.7.5 所设转速禁区应在转速表上用红色标示，并应在操纵处设告示牌。转速表在转速禁区的读数误差应在±2%以内。

8.4.8 其它

8.4.8.1 共振上波坡产生的扭振应力，应不超过r =0.8时本节8.4.4.2中的[τ_c]。

8.4.8.2 在r =0.8~1.0范围内，扭振的合成应力应不超过本节8.4.4.2中[τ_c]的1.5倍。

8.4.9 扭振测量

8.4.9.1 本社可根据所送审轴系扭振计算书中计算的方法、扭振应力和扭矩的大小等资料，决定是否应进行实船轴系扭振测量。对要求实测的船舶，其测试报告应提交本社批准。

8.4.9.2 对应进行扭振测量的船舶，若第一艘船的测量结果经本社批准，则其余同型的船舶可不进行扭振测量。

8.4.9.3 扭振测量应在全部工作转速范围内分档测试；发电机组还应在额定转速、额定电压和额定负荷下进行扭振测量。

8.4.9.4 扭振测量所采用仪器的型式、测点位置和转速间隔，应能正确反映所测振动的特性。测点位置一般应布置在曲轴的自由端。

8.4.9.5 当实测与计算的固有振动频率的相对误差小于±5%时，可用实测振幅按计算振型推算系统各处的应力、扭矩，否则应对当量系统参数予以调整，重新计算。

8.4.9.6 对轴系中有大阻尼（高阻尼联轴器、扭振减振器等）部件或较复杂的系统，实测与计算的固有振动频率的相对误差可小于±8%；用实测振幅或应力按计算振型推算系统各处的应力、扭矩时，亦可调整有关阻尼参数，使测点处的计算振幅与实测振幅相一致，用强迫振动的计算结果来评价系统的扭振特性。

8.4.9.7 扭振测量报告应包括测量布置简图（含测点位置）、各测量转速下测点的主（或副）谐次的振幅或应力变化曲线、角振幅或应力的数据，以及计算应力的角振幅或应力的原始测量信号、轴系扭振固有频率、各轴段的扭振应力、各弹性联轴器和齿轮啮合处的振动扭矩、规范许用值和结论。

第5节 回旋振动

8.5.1 适用范围

8.5.1.1 本节规定适用于单机额定功率等于或大于220kW的具有尾轴架的轴系、尾轴轴承的间距（L）与尾轴直径（D）的比值L/D大于40的轴系和具有万向节联轴器的轴系。

8.5.2 一般要求

8.5.2.1 对主机轴系，应保证在常用转速范围内没有因回旋振动而产生船体尾部结构、支承轴承过大振幅的振动和尾轴管后轴承衬套及密封装置早期损坏的机械故障，否则应设转速禁区或采取必要的调频措施。

8.5.2.2 回旋振动的计算方法等可参照本社《船上振动控制指南》的有关规定。

8.5.3 回旋振动计算书

8.5.3.1 回旋振动计算书应包括下列主要内容：

(1) 主机额定转速、减速比（若有时）、轴系布置图（轴系基本几何尺寸、轴承位置和长度等）、轴承材料、轴承刚度、螺旋桨的桨叶数、质量和在空气中的转动惯量等。

(2) 1 次和叶片次正回旋振动的共振转速。

8.5.4　应避开的转速范围

8.5.4.1　对要求计算的船舶轴系，1次正回旋振动的共振转速应大于1.2倍轴系额定转速，一般叶片次正回旋振动的共振转速不应出现在0.85～1.0倍轴系额定转速范围。

8.5.5　回旋振动测试

8.5.5.1　若轴系因布置等原因不能满足本节8.5.4.1中叶片次正回旋振动的共振转速的要求时，则应进行回旋振动测试，以确定共振转速和振动的幅值，必要时应设转速禁区。

8.5.5.2　若能提交相似的动力装置运行良好的证明，经本社同意，则可免除测试的要求。

第6节　螺旋桨

8.6.1　一般要求

8.6.1.1　螺旋桨应进行表面质量和尺寸偏差的检查，并进行静平衡试验。

8.6.1.2　螺旋桨及其附件的固定螺栓、螺母等，均应有可靠的防止松动和防蚀措施。

8.6.2　螺旋桨桨叶厚度

8.6.2.1　在0.25R剖面处的桨叶厚度t应不小于按下式计算所得之值：

$$t=\sqrt{\frac{3.4\times10^5(1.5+3.5\frac{D}{P_{0.7}}+\frac{D}{P_{0.25}})N_e}{Zbn_e[K-(0.035\varepsilon+0.25)(\frac{n_eD}{1000})^2]}}\quad \text{mm}$$

式中：D——螺旋桨直径，m；

$P_{0.25}$——0.25R剖面处的螺距，m；

$P_{0.7}$——0.7R剖面处的螺距，m；

N_e——主机的额定功率，kW；

Z——桨叶叶数；

b——0.25R剖面处的桨叶宽度，mm；

n_e——螺旋桨在主机额定功率时的转速，r/min；

ε——桨叶后倾角（º）；

K——材料系数，见表8.6.2.1。

螺旋桨材料系数K　　表8.6.2.1

材　料	铜合金				铸钢			灰铸铁	
	锰黄铜	铝黄铜	锰铝青铜	镍铝青铜	碳钢、碳锰钢	不锈钢			
						奥氏体	铁素体或马氏体		
抗拉强度 R_m (N/mm^2)	440	610	650	637	400	450	500	200	250
材料系数K	1.00	1.38	1.47	1.44	0.91	1.02	1.24	0.60	0.76

注：① 对表以外的材料，K值可以参照上表确定，但应经本社同意。

② 材料的性能应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

8.6.2.2 叶梢处的厚度$t_{1.0}$应不小于按下式计算所得之值：

对铜质、钢质：

$$t_{1.0}=C_0D \qquad \text{mm}$$

式中：D——螺旋桨直径，m；

C_0——系数，对普通螺旋桨取3；对导流管平头螺旋桨取5。

对铸铁的$t_{1.0}$较上式增加25%。

8.6.2.3 其他半径处的桨叶切面厚度按直线或等强度厚度分布规律决定。

8.6.2.4 对3～4个桨叶的螺旋桨，其叶面与叶背向桨毂过渡处的填角圆半径应不小于0.035倍螺旋桨直径；对4个桨叶以上的螺旋桨，其填角圆半径应尽量加大，且应不小于0.0375倍螺旋桨直径。

8.6.2.5 可采用其他计算方法来确定螺旋桨桨叶厚度，但应提供试验结果或使用经验的相关资料。

8.6.3 螺旋桨的安装

8.6.3.1 螺旋桨应可靠地固定在螺旋桨轴上。桨毂孔前缘应倒成圆角。

8.6.3.2 螺旋桨桨毂应有精确的锥度，桨毂前端配合面长度一般不小于螺旋桨轴的直径。装配螺旋桨紧固螺母的螺纹轴端，其外径应不小于螺旋桨轴锥体大端直径计算值的60%。

8.6.3.3 对用键安装螺旋桨，应能满足下列要求：

(1) 键应有足够的强度来传递扭矩，其受剪切的有效截面积应符合下式的规定，且键材料的抗拉强度应不小于轴材料的抗拉强度：

$$BL \geq \frac{d^3}{2.35d_m} \qquad \text{mm}^2$$

式中：B——键的宽度，mm；

L——键的有效长度，mm；

d——按本章8.2.2.1确定的中间轴直径，mm；

d_m——在键中部处轴的直径，mm。

(2) 若用键安装螺旋桨时进行过盈推入，则键的尺寸可适当减小，但应提供试验结果或使用经验的相关资料，并经本社同意。

(3) 螺旋桨轴的圆柱体与圆锥体交界处，不应有凸肩或圆角。

(4) 轴上键槽的底部应与轴锥部的坡度相平行，且前端应平滑，一般宜呈匙式雪橇形；当桨轴直径大于 200mm 时，键槽应呈匙式雪橇形。其形状和尺寸一般可按图 8.6.3.2(5)。图中；$r_1 < r_2 < r_3$；AB =BC =CD = x（x 为键槽深度）。r_1、r_2、r_3可参考下列数值：

① $r_1 = x/8$、$r_2 = 3x/8$、$r_3 = 3x/4$；

② r_5的值按表 8.6.3.2（5）选取。

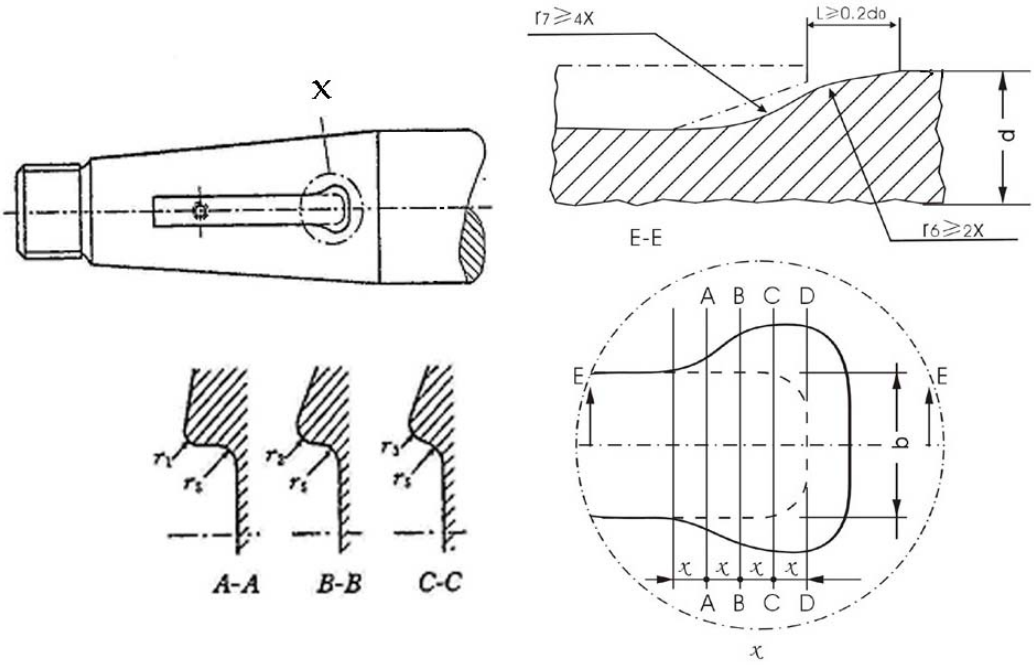


图 8.6.3.2（5）

r_5 的值　　表 8.6.3.2（5）

$d\,(mm)$	$r_5\,(mm)$
$d \le 150$	3
$150 < d \le 250$	4
$250 < d \le 450$	5

(5) 键应用螺钉固定在轴上。螺钉孔不应位于距前端键长 1/3 的范围内；对汤匙形键槽，螺钉孔不应位于从其大端计算起的 1/3 锥形轴长度以内。螺钉孔的深度应不大于螺钉的直径，螺钉孔口应略微倒角。

(6) 轴上键槽的前端到轴锥部大端的距离应不小于 0.2 倍锥部大端的直径，对汤匙形键槽，轴上键的前端到轴锥部大端的距离 L 应不小于 0.2 倍锥部大端的直径。

(7) 桨毂和键的顶端一般应有 0.3~1.0mm 的间隙。键槽底部应有光滑的圆角，圆角半径应不小于锥部大端直径的 1.25%。键的两侧应与轴和桨毂的键槽稍过盈配合，一般用 0.03mm 塞尺检查时不应插入。

8.6.3.4 对用油压无键安装螺旋桨，螺旋桨直接套合到轴上的轴向推入量S应满足下述(1)或（2）的要求：

(1) 螺旋桨套合到轴上的轴向推入量 S 可满足按下式要求：

$$S_1 \leqslant S \leqslant S_2$$

$$S_1 = \frac{1}{K}\left[47750 \times 10^4 \frac{N_e}{An_e}\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right) + (a_2 - a_1)(35 - t)d_1 + 0.03\right] \qquad \text{mm}$$

$$S_2=\frac{1}{K}[0.7R_{eH}d_1\frac{K_2^2-1}{\sqrt{3K_2^4+1}}(\frac{C_1}{E_1}+\frac{C_2}{E_2})-(a_2-a_1)d_1t] \qquad \text{mm}$$

式中：S_1——最小轴向推入量，mm；

S_2——最大轴向推入量，mm；

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；

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

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

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

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

d_0——轴中孔直径，mm；

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；

μ_1——螺旋桨轴材料的泊松比，对锻钢一般可取μ_1=0.30；

μ_2——桨毂材料的泊松比，对铜质一般可取μ_2=0.34；

E_1——螺旋桨轴材料的弹性模数，对锻钢一般可取$E_1=20.6\times10^4$ N/mm^2；

E_2——桨毂材料弹性模数，对铜质一般可取E_2=11.77×10^4 N/mm^2；

t——螺旋桨套合时的温度，℃；

a_1——螺旋桨轴材料的线膨胀系数，对锻钢一般可取a_1=11×10^{-6} 1/℃；

α_2——桨毂材料的线膨胀系数，对铜质一般可取$a_2=18\times10^{-6}$ 1/℃；

R_{eH}——桨毂材料的屈服强度，N/mm^2。

(2) 对实心螺旋桨轴与桨毂间无轴套的螺旋桨套合，其轴向推入量 S 也可满足下式要求：

在35℃时最小表面压力：

$$P_{35}=\frac{S_FT}{AB}\left[-\frac{S_FK}{2}+\sqrt{\mu^2+B\ (\frac{F_v}{T})^2}\right] \qquad N/mm^2$$

在35℃时最小推入量：

$$S_{35}=P_{35}\frac{d_1}{K}\left[\frac{1}{E_2}(\frac{K_2^2+1}{K_2^2-1}+\mu_2)+\frac{1}{E_1}(1-\mu_1)\right] \qquad \text{mm}$$

温度t（t＜35℃）时的最小推入量：

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

温度t时相应最小表面压力：

$$P_t = P_{35}\frac{S_t}{S_{35}} \qquad \text{MPa}$$

温度t时最小推入负荷：

$$W_t = AP_t（\mu + \frac{K}{2}） \qquad \text{N}$$

温度0℃时最大许用表面压力：

$$P_{\max} = \frac{0.7R_{eH}\left(K_2^2 - 1\right)}{\sqrt{3K_2^4 + 1}} \qquad \text{MPa}$$

0℃时，作用在桨毂上的最大等效单轴向应力应不大于其屈服强度的70%或0.2%非比例伸长应力。对于铸铁，应不大于各义抗拉强度的30% 。温度0℃时最大推入量：

$$S_{\max} = \frac{P_{\max}}{p_{35}}S_{35} \qquad \text{mm}$$

温度t（0℃＜t＜35℃）时最大推入量：

$$S_t = S_{\max} - \frac{d_1}{K}(\alpha_2 - \alpha_1)t \qquad \text{mm}$$

式中：S_F——在35℃时防止滑移的摩擦安全系数，应不小于2.8；

$$B = \mu^2 - \frac{S_F^2 K^2}{4}$$

式中：T——自由航行时船舶发出的持续推力，$T = 3263.2\frac{N_e}{V}$ N；

V——功率为N_e时航速，km/h ；

μ——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，$F_V = \frac{2000CM_e}{d_1}$ N ；

M_e——对应于N_e和n_e的额定扭矩，N．m ；

C——常数，对柴油机直接驱动螺旋桨时C=1.2，其他情况时C=1.0 。

其余符号意义与本节8.6.3.3(1)中相同。

8.6.3.5 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%。一般可着色进行检查,不接触带不应环绕整个桨毂或延伸到整个桨毂全长。

8.6.3.6　在套合之前，应使螺旋桨与轴的的温度相等，配合表面应清洁、无油脂。螺旋桨的配合情况应在车间内进行验证。

8.6.3.7　在套合之后，应用螺母将螺旋桨固定在桨轴上。

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

8.6.3.9　采用其他方法固定螺旋桨时，其安装工艺应经本社的同意。

8.6.4　可调螺距螺旋桨的防护

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

8.6.4.2　桨毂内应充填润滑油脂。

第9章　甲板机械

第1节　操舵装置

9.1.1　适用范围

9.1.1.1　本节规定适用于内河航行船舶的动力和人力操舵装置。

9.1.2　定义

9.1.2.1　本节所涉及的名词、术语定义如下：

(1)　操舵装置（舵机）：系指在正常航行情况下，为驾驶船舶而使舵产生动作所必需的设备，包括操舵装置控制系统、舵机装置动力设备及其附属设备和转舵机构。

(2)　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系列设备。操舵装置控制系统通常由发送器、接受器、控制装置的动力设备及其控制器、管件和电缆等组成。

对机械控制型舵机，系指由机械传动链、索或杆等组成。

(3)　应急操舵装置控制系统：系指应急操舵动力设备的控制系统。

(4)　动力执行系统：系指提供动力以转动舵杆的设备，由舵机装置动力设备，连同有关的辅助管路和附件以及转舵机构所组成。各个动力执行系统可共用一个转舵机构。

(5)　舵机装置动力设备：

①　电动液压舵机：系指电动机及其辅助的电气设备，以及与电动机相连接的泵。

②　电动舵机：系指电动机及其辅助的电气设备。

③　人力舵机：系指人力机械或人力液压舵机。

④　其他液压舵机：系指主（或辅）机及其相连接的泵。

(6)　应急操舵动力设备：系指与应急能源相连接的电动机及其相连的电气设备，以及与电动机相连接的泵等。

(7)　转舵机构：系指将电力、液力转变为机械动作转动舵的部件，即舵柄、舵扇和舵杆，或有同样用途的部件。

(8)　最大工作压力：系指操舵装置在按本节 9.1.4.6 或 9.1.7.1 的规定进行操舵时，系统中的最大压力。

(9)　最大营运前进航速：系指船舶在最大吃水情况下，螺旋桨转速为最大值以及相应的主机为最大持续功率时保持营运的最大设计航速。

9.1.3　图纸和资料

9.1.3.1　应将下列图纸和资料一式3份提交本社批准：

(1)　舵机结构详图；

(2)　舵机液压系统原理图（包括安全阀的布置及排量说明等资料）；

(3)　重要部件的强度计算书；

(4)　舵机操作说明书（备查）；

(5)　本社认为必需的其他图纸和资料。

注：凡经本社认可的产品，上述的图纸和资料可不必重复送审。

9.1.4　操舵装置的配置与基本性能

9.1.4.1　自航船舶应根据其用途和航区设置1套动力或人力（机械或液压）操舵装置。

9.1.4.2　动力操舵装置应具有2台操舵能力相同的舵机装置动力设备。

9.1.4.3　2台舵机装置动力设备的布置应：

（1）对转舵扭矩大于16kN •m的电控型舵机，其动力设备的管系和附件应互相独立设置，仅在油缸入口隔离阀处汇合。当其管系或1台动力设备发生单项故障时，此缺陷能被隔离，且能迅速转换至另1台使用，转换时间应不大于10s，并应设有转换的信号标识；

（2）对转舵扭矩不大于16kN •m的电控型舵机，如动力设备的管系和附件非互相独立设置，则共用部分的管路尽可能短，并应在换向阀处设置手动转向器。当1台动力设备发生故障时，此缺陷能被隔离，且能迅速转换至另1台使用，转换时间应不大于10s，并应设有转换的信号标识；当换向阀发生故障时，此缺陷能被隔离，操纵手动转向器，使操舵能力能够保持。

9.1.4.4 对航行于非急流航段的船舶转舵扭矩大于16kN • m的液控型和机械控型舵机，均应设置备用换向阀，正常操舵的换向阀与备用换向阀之间应能有效地隔离，并设有转换装置进行切换。

9.1.4.5 舵机装置动力设备可采用由2台主（或辅）机分别驱动液压泵的形式，也可采用1台液压泵由主（或辅）机驱动，另1台液压泵由独立的动力驱动。

主（或辅）机驱动的液压泵应采用恒流泵，否则应另设蓄压器或手动泵。

9.1.4.6 对动力操舵装置，船舶在最大营运前进航速时，每台操舵装置动力设备的转舵时间应满足下列要求：

(1) 对转舵角度为±35°的舵机，舵从一舷 35°至另一舷 30°时：

① 急流航段的船舶≤12s，对于船长小于30m的船舶≤15s；

② 非急流航段的船舶≤20s。

（2）对转舵角度为±45°的舵机，舵从一舷45°至另一舷40°时：

① 急流航段的船舶≤15s；

② 非急流航段的船舶≤25s。

9.1.4.7 对人力（机械或液压）操舵装置，船舶在最大营运前进航速时，舵从一舷35°至另一舷30°的操纵手轮的力和转舵时间应符合表9.1.4.7的规定。

操纵手轮的力和转舵时间 **表9. 1. 4. 7**

	急流航段船舶	非急流航段船舶
操纵手轮的力，N	≤147	≤147
转舵时间，s	≤15	≤20

9.1.5 操舵装置控制系统

9.1.5.1 电控型舵机应设置2套均能在驾驶台操作的独立操舵装置控制系统，但并不要求设2套操舵手轮或操舵手柄。

9.1.5.2 对电控型和液控型舵机，除能在驾驶室遥控操舵外，还应能在舵机处所设操纵手柄或按钮进行操纵。对于电控型舵机，驾驶室和舵机处所的操纵应互相联锁，且以舵机处所就地操纵优先。

9.1.5.3 转舵机构转动到所需角度时，应能保持舵的角度不变。

9.1.5.4 当采用非随动操纵方式时，阀控型液压操舵的冲舵角应不大于2°，舵在任何位置均不应有明显的跑舵现象。

9.1.5.5 当采用液压或机械操纵方式时，滞舵时间应不大于1s，操舵手轮（如有时）的空转应不大于半圈。

9.1.5.6 电动和电动液压舵机的电动机及控制装置应符合第3篇第7章第2节的有关规定。

9.1.6 急流航段船舶的附加要求

9.1.6.1 急流航段船舶的电动或电动液压操舵装置，除满足本节9.1.4.2的要求外，还应

设置应急能源；转舵扭矩大于16kN·m的船舶还应设置应急操舵装置控制系统、应急操舵动力设备。其配置和性能应满足下列要求：

(1) 除转舵扭矩大于 16kN·m 的船舶应采用蓄电池组作应急能源外，其余船舶可采用蓄压器或手动液压泵作应急能源。其蓄电池组应符合第 3 篇第 4 章和第 5 章的有关规定；其蓄压器应符合本节 9.1.12 的有关规定。

(2) 转舵扭矩大于 16kN·m 的船舶的应急操舵装置控制系统及应急操舵动力设备的管系和附件，应与正常操舵装置互相独立设置，仅在油缸入口隔离阀处汇合。其应布置成当正常动力设备或管路发生单项故障时，能被迅速有效隔离，并自动启动应急操舵系统，使操舵能力继续保持。

9.1.6.2 对转舵扭矩大于16kN·m的应急操舵动力设备，其转舵时间应满足本节9.1.4.6中（1）① 或（2）① 的要求；对转舵扭矩不大于16kN·m的操舵装置动力设备的应急能源，应能满足船舶在60%最大营运前进航速时（一般相当36%的转舵扭矩），舵从一舷15°至另一舷15°的转舵时间不大于15s。

9.1.7 三峡库区船舶的附加要求

9.1.7.1 三峡库区船舶的转舵时间应满足下列要求：

(1) 需通过三峡大坝的船舶，应分别符合本节 9.1.4.6（1）①、9.1.4.6（2）①及 9.1.4.7 中对急流航段船舶的规定。

(2) 航行于三峡库区非急流航段且不通过三峡大坝的船舶，船舶在最大营运前进航速时，应分别符合下列规定：

① 对转舵角度为±35°的舵机，舵从一弦35°至另一舷30°时的船舶：

a. 动力操舵装置的船≤15s；

b. 人力操舵装置的船≤18s。

② 对转舵角度为±45°的动力舵机，舵从一弦45°至另一舷40°时的船舶≤18s。

9.1.7.2 通过三峡大坝的船舶以及航行于三峡库区长江干流非急流航段的客船（包括Ⅰ型客滚船、Ⅱ型客滚船、车客渡船）、油船、散装运输液化气体船、散装运输危险化学品船的电动和电动液压操舵装置，应备有应急能源。应急能源应符合本节9.1.6.1（1）的有关规定，其中，蓄电池组可由应急发电机替代，并应符合第3篇第4章和第5章的有关规定。

9.1.8 材料

9.1.8.1 操舵装置的部件，如缸体、转叶式舵机承压壳体、管路、阀门、法兰和附件，以及将机械力传递到舵杆的部件(如舵柄、舵扇或类似的部件)，均应为钢质或其他塑性材料制成，并应按本社《材料与焊接规范》的有关规定进行试验。一般此类材料的伸长率应不低于12%，抗拉强度应不超过650N/mm^2。舵机机座不应使用灰铸铁。

9.1.9 结构和设计

9.1.9.1 操舵装置所有承受内压的部件的设计压力应不低于1.25倍的最大工作压力。

9.1.9.2 操舵装置承受内压的部件，如液压缸体和蓄压器等部件的设计应符合本篇第5章中I级压力容器的有关规定，其承受内压构件的许用总薄膜应力$[\sigma]$，应按下式确定，取其较小值：

$$[\sigma]=\frac{R_m}{A} \qquad [\sigma]=\frac{R_{eH}}{B}$$

式中：R_m——材料在环境温度下的抗拉强度，N/mm^2；

R_{eH}——材料在环境温度下的屈服强度或0.2%条件的规定非比例延伸强度，N/mm^2；

A或B——安全系数，按表9.1.9.2选取。

安全系数A或B　　表9.1.9.2

安全系数	钢	铸钢	球墨铸铁
A	3.5	4	5
B	1.7	2	3

9.1.9.3　操舵装置的所有承受内压部件和传递机械负荷部件的焊接接头应为全焊透型或应具有等效强度。焊接详图和施焊工艺应经本社同意。

9.1.9.4　操舵装置部件的结构应尽量减少局部应力集中。

9.1.9.5　操舵装置的柱塞、柱塞销、舵柄、连杆和其它受力部件应进行强度校核，其计算出的应力一般应不超过其材料屈服强度的40%。

9.1.9.6　转舵机构各部件的设计，应符合第1篇第3章第2节的有关规定。对非双套配置的任何重要部件的可靠性均应特别考虑，如适用，应采用耐磨轴承或设有润滑附件的轴承。

9.1.9.7　操舵装置应设计成船舶在后退航行时不致损坏。

9.1.9.8　液压舵机的密封装置应有可靠的密封性、较长的使用寿命和小的磨擦损失。

9.1.9.9　构成外压力界面的非运动部件之间的油封应为金属对金属的型式或为等效的型式；构成外压力界面的运动部件之间应为2道油封，亦可采用等效的密封装置。

9.1.10　保护

9.1.10.1　液压系统中由于动力源或外力作用可能产生过高压力且能被隔断的任何部位，均应设置安全阀。安全阀的整定压力应不低于最大工作压力的1.25倍，但应不超过设计压力；安全阀的最小排量应不低于通过安全阀排放的泵的容量的110%，在此情况下，其压力的升高应不超过整定压力的10%。

9.1.10.2　人力机械操舵装置均应设弹簧缓冲器或其他等效装置，其结构应不致对操舵手轮产生破坏性的反冲作用。

9.1.11　管路、阀件和附件

9.1.11.1　液压传动管路应符合本篇第2章第4节和第4章第8节的有关规定。

9.1.11.2　在要求具有挠性，且在正常运转工况下不承受扭曲的两点之间，方可安装经认可的挠性软管组件。

9.1.11.3　管路连接法兰应有放置密封圈的凸凹槽，管路应采用焊接式接头或认可的机械接头连接。

9.1.11.4　紧固件、接头、调整部件均应有相应的防松措施。

9.1.11.5　操舵装置的液压系统，应设有放气装置。

9.1.11.6　操舵装置的液压系统，应具有保持液压油清洁的滤油器和液压油滤油器压力差过高的报警装置，报警装置应符合第4篇的有关规定。

9.1.11.7　舵机装置动力设备的油泵的吸入端一般应位于舵机工作油箱的正常工作液面以下。

9.1.11.8　舵机工作油箱应设液位计和低液位报警装置，报警装置应符合第4篇的有关规定。

9.1.11.9　若设置2个工作油箱，则两油箱间应设置高位连通管。

9.1.11.10　应设置带有液位计的固定储存油柜，其容量应至少可通过固定管路为一个动力执行系统（包括工作油箱）进行再充液。

9.1.12　蓄压器

9.1.12.1　用作应急能源的蓄压器容量应能满足船舶在最大营运前进航速60%时，从一舷满舵至另一舷满舵操作不少于6次，转舵时间应符合本节9.1.6.2的有关规定，并建议加设低压报警装置。

9.1.12.2　蓄压器应在进油端装设溢流阀，空气端或进气管路上应装有安全阀或易熔塞。

9.1.12.3　用于应急控制系统和应急能源的蓄压器，不应装有易熔塞。

9.1.13　安装

9.1.13.1　舵机应以紧配螺栓或以普通螺栓和止推块等方法紧固在基座上，基座应为坚固的结构。

9.1.14　舵角限制

9.1.14.1　操舵装置应设置坚固的机械舵角限制器。机械的舵角限制器可位于液压缸内部或外部，当其位于液压缸外部时，液压缸内部的空隙应不小于10mm。

9.1.14.2　对电控型舵机，还应设有可靠的舵角限位开关。限位开关的数量或型式，应能断开和接通各动力设备的供电电路。

9.1.14.3　机械的舵角限制器应设置在大于最大舵角1.5°处；舵角限位开关应设置在最大转舵角处。

9.1.15　舵角指示

9.1.15.1　驾驶室内和需在舵机处所操舵时，均应在操舵处所分别设有便于观察的舵角指示器，其电源应独立于操舵装置控制系统。

9.1.15.2　舵角指示器应能正确显示舵的实际转角。以0°舵角为标准基点，其他位置的最大误差，对电舵角指示器应不超过±1°；对其他舵角指示器应不超过±1.5°。当采用随动操舵方式时，舵的实际转角与驾驶室舵角指示器指示的舵角最大误差不应超过±1°。

9.1.15.3　在转舵机构上应设机械舵角指示器，其分度值应不大于1°，每5°应用数字表示，满舵刻线及数字应涂红色，其最大刻度应大于或等于机械舵角限位器的止舵角。

9.1.16　通信

9.1.16.1　对可以在舵机处所实施操舵的船舶，在驾驶室与舵机处所之间应设有通信设备。

9.1.17　试验

9.1.17.1　液压试验

(1)　对液压操舵装置的液压缸、液压管系中的管路、阀及其他附件的试验压力，应符合本篇第 2 章第 4 节及第 4 章第 8 节的有关规定。

9.1.17.2　电动液压舵机的型式试验：

(1)　密性试验；

(2)　空载运转，包括操舵、记录操舵方式下的数据（电动机的电压、电流、功率、转速、油压、油温和转舵时间）；

(3)　试运转，包括行程和舵角检查、最低启动压力、校正舵角指示器与随动操舵仪舵角指针位置、全松溢流阀使加载系统处于空载状态、操舵时的冲舵角、应急手轮操舵、记录各种操舵方式下的数据（转舵时间、转换时间、油温、油压、电动机电压、电流和温度）；

(4)　负载试验（输出转舵扭矩及转舵时间）；

(5)　稳舵试验；

(6) 负扭矩操舵试验（如系统设计具有克服负扭矩工况时）；

(7) 安全阀性能验证试验；

(8) 对新型结构的转舵机构应增加 50h 或 100h 的耐久试验。

9.1.17.3 操舵装置应按本社同意的试验大纲进行系泊和航行试验，试验应包括以下各项：

(1) 操舵装置，包括验证本节 9.1.4.6 和 9.1.4.7 规定的各项性能。对于可调螺距螺旋桨，操舵装置试验时，螺距应处于螺旋桨保持最大前进持续转速时的最大设计螺距，若船舶不能在最深的吃水下进行试验，则替代的试验条件可给予特别考虑。操舵装置试验时，船舶的航速应对应于主机所能提供的最大持续功率时的数值；

(2) 操舵装置各动力设备的转换；

(3) 切断一个动力执行系统，以确定重新获得操舵能力需要的时间；

(4) 液压流体介质的再充注系统（如适用时）；

(5) 本节 9.1.6.1、9.1.7.2 中的应急能源供送；

(6) 操舵装置各控制器，包括驾驶室控制与就地控制之间的转换；

(7) 在驾驶室和舵机室之间的通信设施；

(8) 本节规定的报警和指示器。

除(1)、(5)和(6)外，其余试验可在系泊试验时进行。

第2节 锚机装置

9.2.1 适用范围

9.2.1.1 本节的规定适用于内河船舶的锚机装置。

9.2.2 定义

9.2.2.1 本节所涉及的名词、术语定义如下：

（1）工作负载：系指在锚链轮出链处测得的拉力，并按本节9.2.5.5计算得出；

（2）过载负载：系指起锚机必需的短时过载能力；

（3）支持负载：系指锚链轮制动装置应能承受的锚链上最大静负载；

（4）破断负载：系指锚链逐渐受力，直至断裂时所承受的负载；

（5）试验负载：系指锚链进行拉力试验时所采用的负载。

9.2.3 图纸和资料

9.2.3.1 应将下列图纸和资料一式3份提交本社批准：

(1) 锚机结构详图（含重要零部件强度计算及所选材料等资料）；

(2) 锚机装置液压动力系统图；

(3) 锚机操作和使用说明书（备查）。

注：凡经本社认可的产品，图纸和资料可不必重复送审。

9.2.4 材料

9.2.4.1 锚机装置的主要受力部件（如：主轴、传动齿轮、锚链轮、链滑轮、制动杆等）一般应由钢制成，止链器应采用塑性材料制成。材料的化学成份、机械性能和试验应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

9.2.5 设计和要求

9.2.5.1 起锚机一般应由独立的原动机或电动机驱动。对于液压起锚机，若其液压管路

与其他甲板机械液压管路相连接时，则应保证起锚机的正常工作不受影响。

9.2.5.2 对于动力和人力都可操纵的起锚机，其结构上应能使动力驱动与人力驱动相分离。当手动控制时，操纵装置应能自动恢复到制动和停止的位置。

9.2.5.3 单锚质量不超过表9.2.5.3中相关规定时，可设人力起锚机。人力起锚机应设有防止手柄打伤人的措施。

表9.2.5.3

	A、B级航区	C级航区
自航船	300kg	400kg
非自航船	400kg	400kg

9.2.5.4 动力操纵的起锚机均应能倒转。

9.2.5.5 起锚机应具有在工作负载（F_1、F_2、F_3）下以本节9.2.5.7中规定的平均速度连续工作30min的能力。对不同水深（D）的工作负载规定如下：

（1）当D≤45m时，工作负载（F_1）按下式计算：

A1级锚链：$F_1 = 28.7d^2$ N

A2级锚链：$F_1 = 32.5d^2$ N

（2）当45m＜D≤82.5m时，工作负载F_2按下式计算：

A1级锚链：$F_2 = 37.5d^2$ N

A2级锚链：$F_2 = 42.5d^2$ N

（3）当D＞82.5m时，工作负载F_3按下式计算：

$F_3 = F_2 + (D - 82.5) \times 0.27d^2$ N

上述式中：d ——锚链直径，mm；

9.2.5.6 起锚机应能在过载负载下连续工作至少2min，此时不规定速度。其过载负载应不小于1.5倍的工作负载。

9.2.5.7 起锚机的平均速度应不小于9 m/min。

对C级航区船舶以及所有非自航船舶，其起锚速度可适当降低；对急流航段船舶，若对其起锚速度有特殊要求，起锚速度可增加到12 m/min以上。

9.2.5.8 兼作系泊绞车的起锚机应设置卷筒，其保护设施应符合本节9.2.6的有关规定。

9.2.6 装置和保护

9.2.6.1 液压起锚机的液压装置应设置安全阀。

9.2.6.2 起锚机的链轮与驱动轴之间应设置离合器。动力操作的离合器应能手动脱开，且应有可靠的锁紧装置。

9.2.6.3 锚机装置应装有有效的止链器。

9.2.6.4 起锚机的链轮或卷筒应装有可靠的制动装置。当锚链轮脱开，制动装置制动时，不应有打滑现象。

9.2.6.5 链轮至少应有5齿。

9.2.6.6 电动起锚机的电力拖动装置，应符合第3篇第7章第3节的有关规定。

9.2.6.7 起锚机的液压系统应符合本篇第2章第4节、第4章第8节的有关规定。

9.2.6.8 制动装置的刹车带禁止使用对操作人员和环境有害的材料。

9.2.7 锚机装置的强度

(1) 锚机装置受力各部件的计算应力应不超过所用材料的屈服强度，计算时作用在各部件上的负载可按如下选取：

① 当锚链轮啮合时，取工作负载的 1.6 倍；

② 当锚链轮脱开，制动装置制动时，取锚链破断负载的 20%。

(2) 止链器应能承受锚链的试验负载，其计算应力应不超过所用材料屈服强度的 90%。

(3) 卷筒的轴应能承受钢索的破断负载，其计算应力应不超过所用材料屈服强度的 95%。

(4) 锚机的制动装置应能承受锚链上的支持负载。

9.2.8 安装

9.2.8.1 锚机装置应以适当数量的紧配螺栓或以普通螺栓及止推块安装在与船体牢固连接的有足够强度和刚度的基座上（对产品说明书已作规定者，则按说明书要求），基座应为坚固的结构，锚机固定螺栓的强度要求应符合本社的有关规定。

9.2.9 试验

9.2.9.1 锚机装置型式试验和出厂试验，应符合本社《内河船舶入级规则》的有关规定。

9.2.9.2 锚机装置应在系泊和航行状态下进行试验，以检验是否满足设计要求和符合规范规定。试验应按经本社同意的试验大纲进行。

第10章　油船管系

第1节　一般规定

10.1.1　适用范围

10.1.1.1　本章规定适用于载运闪点不超过60℃(闭杯试验)的原油及石油产品的油船（含油驳）。

对于载运闪点高于60℃(闭杯试验)货油的油船（含油驳）(以下简称闪点＞60℃油船)，亦作了有关规定。

10.1.1.2　油船管系除应符合本章规定外，尚应符合本篇第2～4章的有关规定。

10.1.2　布置

10.1.2.1　柴油机或其他能构成着火源的设备，均不应位于货油舱、货泵舱、隔离空舱或其他可能有货油或易爆气体的危险区域或处所之内以及直接与货油舱或污油水舱相邻的处所或区域之内。

10.1.2.2　货泵舱应位于货油区域之内或邻接货油舱区域，并应设有从开敞甲板上易于进出的通道。货泵舱严禁与机舱直接相通，以防止易燃易爆气体进入机舱。

10.1.3　防止产生火源

10.1.3.1　危险区域或处所之内应防止火源的产生。

10.1.3.2　货油管系应有可靠的电气接地措施。如采用法兰接头时，则各管段之间应加导线做可靠的电气连接，连接的要求见第3篇的有关规定。

10.1.3.3　货油管系的阀件、传动杆及货油泵的挠性联轴器等的摩擦部分应选用在动作时不致产生火花的材料制成。

10.1.3.4　主、辅机、锅炉以及其他燃烧设备的排气管出口与货油区域的水平距离应不小于10m。如主、辅机排气管设有经认可的火星熄灭器，锅炉和其他燃烧设备的排气管也设有火星熄灭器，则该距离可减至5m。

10.1.3.5　油船的舱口结构应能防止在开启或关闭舱口盖时产生火花。

10.1.3.6　货油管路和加热管路的支架与管子之间应设置垫片，以防止产生火花。

10.1.3.7　货油管路的吸油口的支承螺栓端面应加焊黄铜，以防止产生火花。

10.1.4　甲板洒水管系

10.1.4.1　货油区域的开敞甲板可按需要设置甲板洒水管系。洒水管系应由动力泵供水，并使喷洒的水珠能浸湿整个货油舱甲板。

10.1.4.2　油驳甲板上的洒水系统，如无动力泵供水时，应安装由推(拖)船供水的接头。

10.1.4.3　洒水管系的最低处应设有泄放残水的旋塞。

10.1.5　隔离空舱的空气管和测量管

10.1.5.1　隔离空舱应设有内径不小于50mm的空气管和测量管。空气管应引至甲板开敞部分，其可能进水的最低点离干舷甲板的高度应不小于500mm。

10.1.5.2　隔离空舱的空气管和测量管应尽可能避免穿过货油舱。否则，穿过货油舱的管子应为壁厚不小于表10.1.5.2的钢管，并应采用焊接接头。

货油舱内管子壁厚　　表10.1.5.2

管子外径（mm）	管子壁厚（mm）
50	6.3
100	8.6
125	9.5
150	11.0
200及以上	12.5

10.1.5.3　货油舱下的双层底舱以及舷边舱若为空舱，则应作为隔离空舱对待，其空气管和测量管应符合本篇10.1.5.1和10.1.5.2的规定。

10.1.6　闪点＞60℃油船

10.1.6.1　货油管系的电气接地应符合本篇10.1.3.2的规定。

10.1.6.2　隔离空舱的空气管和测量管的布置应符合本篇10.1.5的规定。

第2节　货油装卸管系

10.2.1　一般要求

10.2.1.1　油船应设置固定的货油管路。

10.2.2　货油泵

10.2.2.1　货油泵除可兼用于货泵舱的排水外，不应兼作其他用途。货油泵不应与货油区域以外的舱室有任何管路连接。

10.2.2.2　非潜液式货油泵应位于独立泵舱内。

10.2.2.3　驱动潜液式货油泵（潜水泵或深井泵）的电动机可置于货油区域甲板上方，但应满足第3篇第13章的有关要求。

10.2.2.4　当潜液式货油泵由液压马达驱动时，应使液压马达的工作介质在正常工作条件下不会受到货油污染。

10.2.2.5　当货油泵由穿过货泵舱舱壁或甲板的轴系驱动时，应在货泵舱的一侧安装轴的气密填料函，该填料函能在货泵舱外侧进行润滑，其结构应设计成能防止轴产生过热现象，填料函的密封部件应由不致产生火花的材料制成。如果采用波纹管贯通附件时，则应在安装前进行压力为 0.34MPa 的液压试验。

10.2.2.6　货泵舱内货油泵除能就地关停外，还应能在货泵舱以外的适当地点关停。

10.2.2.7　每台货油泵出口端和货油泵控制站附近均应设有货油压力表。

10.2.3　货油管系

10.2.3.1　货油管路只能敷设在货油区域之内。

10.2.3.2　货油管系应涂以橙色标记以区别于其他管系。

10.2.3.3　货油管系应有能将管内和泵内的货油排至货油舱、污油水舱或岸上的设施。

10.2.3.4　货油管路应按需要设置膨胀接头或弯头。

10.2.3.5　货油管路若与货泵舱内的海水箱连通时，则在海水箱和连通的货油管路间应装设2只阀，其中1只应能在关闭状态下予以锁住或采用其他等效设施。

10.2.3.6 对非潜液式货油泵，若需要通过吸入管路装油，则应设旁通管，绕过货油泵将吸入管路与输出管路接通，旁通管上还应设截止阀。

10.2.4 货油装卸接岸管、阀件及其他附件

10.2.4.1 与接岸软管直接连接的货油装卸管路的终端接管、阀件及其附件均应为钢质或延性材料制成，并具有坚固的结构和牢固的支撑。

每根货油装卸接岸管均应装设截止阀。与软管连接处应设有货油收集盘或等效设施。

10.2.5 货油舱管系的连接

10.2.5.1 当货油舱设有直接注入管时，则注入管应伸入舱内，其出口应尽可能接近舱底，以减少静电的产生。

10.2.5.2 在相邻油舱之间可装设隔舱阀。货油舱内的阀门传动装置应引至开敞甲板上，在穿过甲板处应设密封填料函，其结构应能在货油舱外面更换填料。传动装置应设有指示阀门开或闭的标志。

10.2.6 遥控阀

10.2.6.1 甲板上和泵舱内的阀如为遥控时，则应设有与遥控机构无关的就地手动操作装置或装设在甲板上主液压回路损坏时能操纵阀件执行器的应急装置，例如在尽量靠近阀件执行器的管路上装有带载止阀的的连接管，供船上备有的可携式泵连接之用。

10.2.6.2 当遥控阀及其执行器位于货油舱内时，应设置以液压驱动此阀的执行器。

10.2.6.3 当遥控阀及其执行器位于货油舱内时，应设有在执行器产生故障时能抽空货油的应急设施。

阀件执行器的供液管一般应由甲板垂直引入货油舱内，并在甲板上的管路设有带载止阀的连接管，以便主液压回路损坏时，能连接船上备有的可携式泵作应急操纵阀件之用。

10.2.6.4 所有执行器均应设计成当工作介质失压时，阀件仍能保持关闭状态，并在正常工作情况下，执行器内的工作介质不被货油污染。

10.2.6.5 在遥控站应设有指示遥控阀开、闭状态的标志。

10.2.7 闪点＞60℃油船

10.2.7.1 货油装卸管系应满足本篇10.2.1.1、10.2.2.6、10.2.2.7和10.2.3.2～10.2.3.6、10.2.4、10.2.5、10.2.6的要求。

第3节 货油舱的透气装置

10.3.1 一般要求

10.3.1.1 每个货油舱均应设有透气装置。

10.3.1.2 货油舱的透气装置应与船舶其他舱室的空气管完全隔开。

10.3.1.3 货油舱的透气装置应具有如下的功能：

(1) 在正常航行中，由于货油舱内温度变化产生的少量油气、空气都能够流经压力／真空阀；

(2) 在装油或卸油过程中产生的大量油气、空气应能通过。

10.3.1.4 压力／真空阀应能调整货油舱内的压力在大气压以上的正压不大于0.021MPa和低于大气压的负压不大于0.007MPa。

10.3.1.5 本篇10.3.1.3(1)所述的压力真空系统和本篇10.3.1.3(2)所述的透气系统可以是分开的，也可以是合一的。若是分开布置，则压力／真空阀的出口应符合本篇10.3.2.2的

规定，且管路的布置应符合本篇10.3.1.6的规定。若是合一布置，则压力／真空阀应有手动开启装置。

10.3.1.6　当自每一货油舱（或几个货油舱）引出的管子集中于1根总管时，则应在各舱与总管之间的连接管上装设隔断装置。

10.3.1.7　每一货油舱的透气管及压力／真空阀的竖管应自货油舱的最高部位引出，在连接处还应装设防火网。

10.3.1.8　通向压力／真空阀的管子上不应装设截止阀，但可装设旁通阀。

10.3.2　油气出口的布置

10.3.2.1　透气管的出口端应装有可拆换耐腐蚀金属丝防火网或其他等效设施。每1cm^{2}防火网应不少于64格，防火网格的净面积应不小于透气管的横截面积。

10.3.2.2　在本篇10.3.1.3(1)中所述压力／真空阀的出口应布置在货油舱甲板以上不低于2m处，该出口与含有着火源的围蔽处所的最近进气口或开口以及可能引起着火危险的甲板机械和设备的水平距离均应不小于5m。

10.3.2.3　在本篇10.3.1.3(2)中所述的透气出口，应满足下列要求：

(1)　允许蒸气混合气自由流通或排放蒸气混合气节流速度不小于 30m/s；

(2)　其布置应使蒸气混合气垂直向上排出；

(3)　当采用蒸气混合气自由排出方式时，其出口应布置在货油舱露天甲板以上不小于6m 处（其中，当出口位于距步桥 4m 范围之内时，则出口应布置在步桥以上不小于 6m 处），且与含有着火源的围蔽处所的最近进气口或开口以及可能引起着火危险的甲板机械和设备的水平距离均应不小于 10m。

船长在40m以下的油船，其出口应布置在货油舱露天甲板以上不小于3m处，且与含有着火源的围蔽处所的最近进气口或开口以及可能引起着火危险的甲板机械和设备的水平距离均应不小于5m。

(4)　当采用高速排气方式时，其出口应布置在货油舱露天甲板以上不小于 2m 处，且与含有着火源的围蔽处所的最近进气口或开口以及可能引起着火危险的甲板机械和设备的水平距离均应不小于 10m，这些出口应设有认可型的高速排气装置。

船长在40m以下的油船，其出口应布置在货油舱露天甲板以上不小于2m处，且与含有着火源的围蔽处所的最近进气口或开口以及可能引起着火危险的甲板机械和设备的水平距离均应不小于5m，这些排气出口应设有认可型的高速排气装置。

10.3.2.4　货油舱透气管内径应不小于表10.3.2.4的规定。

表10.3.2.4

最大设计装油速度×1.25（m^3/h）	透气管内径（mm）
500以下	80
501～600	85
601～840	100
841～1200	150
1201～2500	200

10.3.3　闪点>60℃油船

10.3.3.1　透气管出口应布置在货油舱露天甲板以上不小于500mm处，该出口离含有着火源的围蔽处所的最近进气口或开口以及可能引起着火危险的甲板机械和设备的水平距离

均应不小于2m。

10.3.3.2　透气管的出口端应按本篇10.3.2.1的要求装设防火网。

10.3.3.3　透气管的内径应符合本篇10.3.2.4的规定。

第4节　货油舱的液位测量装置和防溢设施

10.4.1　测量装置

10.4.1.1　每个货油舱都应装有适宜的测定货油舱液位的装置。

10.4.1.2　观察孔可作为测量货油舱液位的代用装置。

10.4.1.3　在封闭处所内禁布置有油气逸出的测量装置。

10.4.2　封闭液位显示装置

10.4.2.1　货油舱安装封闭型液位显示装置时，该装置在使用中不应有油气逸出，并应能在现场或控制室对相应的货油舱方便地读出液位的读数。

10.4.2.2　若采用不穿透货油舱舱壁的间接探测液位的显示装置，应经本社同意。

10.4.3　防止满、溢设施

10.4.3.1　每一货油舱均应留有膨胀容积，膨胀容积与其货油舱容积之比应不小于2％。

10.4.3.2　建议设置货油舱的货油高位听觉和视觉报警装置，以便货油被灌装到95％的液位时，能发出警报。

10.4.4　闪点＞60℃油船

10.4.4.1　货油舱的液位测量装置和防溢设施应符合本篇10.4.1.1、10.4.1.2、10.4.3.1的规定外。

第5节　货油加热管系

10.5.1　加热介质

10.5.1.1　加热货油的介质温度应不超过220℃。

10.5.2　加热回路

10.5.2.1　加热货油的凝水总管应接至专用的凝水观察柜。该柜应位于机舱内具有良好通风和照明的位置，且应尽可能远离锅炉、柴油机的排气管和电气设备。柜的上排污管应接至污油水柜。

10.5.2.2　加热货油的蒸汽管和凝水管应敷设在露天甲板上，且只能通过货油舱的顶部进入货油舱。

10.5.2.3　每一货油舱加热管路的进、出口处均应设有截止阀或旋塞，每一货油舱的凝水支管出口处应设有检查加热盘管有否泄漏的阀或旋塞，该阀和旋塞的开口应位于开敞甲板上。

10.5.3　隔断设施

10.5.3.1　加热货油舱的蒸汽管和凝水管应在货油区域适当地点设有盲断设施。

10.5.4　闪点＞60℃油船

10.5.4.1 货油舱的加热管系亦应满足本节的要求。

第6节 舱底水、压载水管系

10.6.1 货油区域以外的处所泵及管系的布置

10.6.1.1 货油区域以外的管系与货油区域内的管系应相互独立。

10.6.1.2 与船舶首、尾部的泵、 舱柜或舱室相连接的舱底水和压载水管路不应通过货油舱或与货油舱及货油管路相连接。

10.6.1.3 机舱的舱底水总管及直通舱底泵的舱底水管内径，应不小于本篇第3章3.2.5.3所计算的支管内径的1.42倍。

10.6.2 货泵舱的排水

10.6.2.1 货泵舱的排水应由设在货泵舱的舱底泵排到污油水舱（柜）。若用货油泵或扫舱泵排水，则应在舱底水管吸入端装设截止止回阀，在泵的吸入管与舱底水阀箱之间装设截止阀。 船长在40m以下的油船的货泵舱的舱底水可用吸入管内径大于 50mm 的手动泵排水。

污油水舱（柜）的透气布置、液位测量装置、加热管系及含油污水和货油输送管系等均应符合货油舱的规定。

10.6.2.2 在甲板下的泵舱内一般应设置报警装置，以便在舱内液位达到予定高度时进行报警。

10.6.2.3 货泵舱的舱底水吸入管不应进入机器处所。

10.6.3 隔离空舱的排水

10.6.3.1 隔离空舱可用安装在货泵舱的舱底泵进行排水。若用喷射水泵排水，应采用盲板法兰或其他有效措施防止隔离空舱内可能积聚的易燃气体进入机舱。

船长在 40m 以下的油船的隔离空舱可用手动泵进行排水。

10.6.3.2 隔离空舱舱底水管系不应通过货油舱或与货油管系相连接。

10.6.4 货油舱下的双层底舱和舷边舱的排水

10.6.4.1 货油舱下的双层底舱和舷边舱的排水应符合10.6.3的规定。若能用有效设备排除舱内的积水，则可不设固定舱底水管系。

10.6.5 货油区域内的压载水管系

10.6.5.1 货油区域内的压载舱应有独立的压载管路，压载泵应设在货泵舱内或货油区域内的其他适当处所。

10.6.5.2 压载管路可以在货泵舱内通过活动短管与货油管路连接作应急排放之用，但应在压载管路的接管上装设止回阀和截止阀，在货油管路的接管上装有截止阀。

10.6.6 闪点＞60℃油船

10.6.6.1 舱底水管系应符合10.6.2.1的规定，但舱底泵不必设在货泵舱。

10.6.6.2 压载水管系应符合10.6.5.2的规定，但压载泵不必设在货泵舱。

第7节　货泵舱的通风

10.7.1　货泵舱的通风

10.7.1.1　货泵舱和在货油区域内的压载泵舱，应设有固定的机械抽吸式通风系统。该通风系统应不与其他处所的通风系统相连接。

10.7.1.2　通风系统应保证货泵舱换气不少于20次／h。

10.7.1.3　通风机应能在货泵舱的外面进行操作，并在该舱室的出入口附近设置告示牌，说明至少在通风系统工作 15min 以后方可入内。

10.7.1.4　通风管的布置应能从货泵舱舱底附近抽气，泵舱上部的空气进口与出风口的布置，应使排出可燃气体发生再循环的可能性减至最小。

10.7.1.5　通风管上应设置可更换的防火网。

10.7.1.6　应设置发生火灾时能关闭空气进口和吸风管的装置，该装置应能在甲板上货泵舱外进行操作。

10.7.1.7　通风管的排气出口应至少高出干舷甲板 3m ，与甲板舱室和封闭工作处所的空气进口或开口以及可能着火源的最近水平距离至少为 3m ，否则至少应高出该甲板室 1m ，同时与甲板室顶上的各种灯具应保持不小于 3m 的距离。

10.7.1.8　应将驱动风机的电动机安装在通风管之外。

10.7.1.9　货泵舱通风机应满足第6篇第2章第2节的有关要求。

10.7.2　闪点＞60℃油船

若设有货泵舱，其通风可用通风筒从上部引入空气进行换气。

第11章　工程船的补充规定

第1节　一般规定

11.1.1 一般要求

11.1.1.1 除本章另有规定者外，工程船尚应符合本篇其他章节的有关要求。

11.1.1.2 起重船、打桩船的起重设备应符合本社《船舶与海上设施起重设备规范》的有关规定。

11.1.2 图纸和资料

11.1.2.1 对工程船还应将下列图纸和资料一式3份提交本社批准：

(1) 机房布置图，包括动力机组及其说明；

(2) 控制室／控制站布置图；

(3) 水封泵及其管系图；

(4) 机械设备明细表(含设备资料)；

(5) 泥泵舱通风系统图；

(6) 本社认为必要的图纸资料。

11.1.3 出入口及舱室布置

11.1.3.1 非自航工程船机舱出入口可参照本篇第1章1.2.1.1的规定执行。

自航挖泥船应在泥泵舱及其原动机舱各设1个出入口。

11.1.3.2 自航耙吸式挖泥船的泥泵若位于单独舱室内，则泥泵与其原动机之间应有水密舱壁，其水密门应在舱室内外侧均能启闭。

泥泵轴通过舱壁处应保证水密。

11.1.4 通道

11.1.4.1 工程船专用设备的布置应满足操作、维护和检修的需要。

11.1.5 照明

11.1.5.1 泵机舱及其他工作处所应有充分的照明。

11.1.6 通信

11.1.6.1 非自航工程船机舱(包括机房、控制室／控制站)与驾驶室之间应设1套通信设备。泵机舱与驾驶室之间也应设1套通信设备。

11.1.7 起吊设备

11.1.7.1 工程船的泵机舱应备有适当的起吊设备。

11.1.8 过载保护及推进装置

11.1.8.1 柴油机或电动机带动专用设备时，传动系统中应有过载保护装置。

11.1.8.2 自航挖泥船应设双主机推进装置。

第2节　泵与管系

11.2.1 船舶管系

11.2.1.1 工程船的海水箱可设在首尾两端或两舷，如设在两舷，一般应设高低吸口。

11.2.1.2 挖泥船、打桩船的海水箱应设在远离挖泥和打桩的部位。

若挖泥船的泥泵位于单独舱室内，则泵舱的海水箱应与机舱的海水箱相互接通，并应装设截止阀。

11.2.2 舱底水管系

11.2.2.1 舱底泵数量应符合表11.2.2.1的规定。

表11.2.2.1

适用范围	独立动力泵	主机带动或独立动力泵
主辅机总功率＞440kW	1	1
主辅机总功率≤440kW		1

11.2.2.2 舱底水总管的内径d_1应按下式计算，实际值按所接受标准的最接近的尺寸取整。

无泥舱的挖泥船和其他工程船：

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

有泥舱的挖泥船：

$$d_1 = 25 + 2.5\sqrt{L_1(B+D)} \qquad \text{mm}$$

式中：L——船长，m；

L_1——排水分舱的长度之和，m；

B——船宽，m；

D——型深，m。

11.2.2.3 机器处所和泥舱的舱底水支管的内径d_2应按下式计算，实际值按所接受标准的最接近的尺寸取整。

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

式中：l——各排水分舱的长度，m；

B——船宽，m；

D——型深，m。

11.2.2.4 机舱、泵机舱或其他辅机舱的舱底水吸口应不低于表11.2.2.4的规定，泵机舱还应设应急舱底水吸口。

表11.2.2.4

吸口位置 / 船舶种类	机　舱		泵（辅）机舱		泥泵舱
	支管吸口	直接吸口	支管吸口	直接吸口	支管吸口
耙吸挖泥船	3	1	2	1	1
其他工程船	1～3	1	1～2	1	

11.2.2.5 挖泥船的边浮舱应设舱底水吸口或用手动泵排水。

11.2.2.6 泵机舱内泥浆的排除，建议用喷射水泵或其他适用的泵排出。

11.2.3 冷却水管系

11.2.3.1 挖泥船动力设备的柴油机一般应采用闭式冷却。闭式冷却的柴油机，其淡水系统应设置膨胀水箱，且一般应设置高温报警器。其膨胀水箱一般应装设注入管、空气管、溢流管、放泄阀及液位计。高速机自带者除外。

11.2.4 燃油管系

11.2.4.1 双层底以上的燃油舱柜的供油管上的阀件，除能就地切断外，尚应能在机器处所之外易于到达位置予以切断。

主、辅机总功率不大于440kW的船舶，可免除此项规定。

11.2.4.2 主、辅机总功率大于440kW的船舶，若燃油驳运泵是独立动力驱动，则该动力源除能就地切断外，尚应能在机器处所之外易于到达的位置予以切断。

11.2.5 专用设备的固定

11.2.5.1 专用设备的固定应符合本篇1.2.5和6.3.1的有关规定。

11.2.5.2 泥泵、气胎离合器，其固定紧配螺栓的数量应不少于总数的25％，但应不少于4只。

11.2.6 水封泵及管系

11.2.6.1 水封泵的压力应高于泥泵出口压力，一般应为泥泵出口压力的1.05～1.2倍。

11.2.6.2 若泥泵串联工作，其水封装置应由2个不同扬程的水封泵供水，并分别高于泥泵的出口压力。

11.2.6.3 水封泵兼作消防用途时，应在管路上加装减压装置。

11.2.7 液压传动系统

11.2.7.1 液压系统应符合本篇第2章第4节、第4章第8节和第4篇中的有关规定。

11.2.7.2 表11.2.7.2所列专用设备一般应设有独立动力驱动的备用油泵。

表11.2.7.2

船　型	专用设备	备　注
耙吸挖泥船	耙头、中间管、弯管	泥舱容量≥500m^3
对开泥船、开底泥驳	泥门油缸、开闭油缸	
链斗挖泥船	斗桥、定位绞车	生产量≥150m^3/h
绞吸、吹泥、斗轮挖泥船	绞刀架、定位桩、绞车	生产量≥200m^3/h
抓斗、铲斗挖泥船	抓斗、铲斗、升降	
起重船、打桩船	起重、升降、定位桩、绞车	

若表中专用设备有2个独立动力驱动的油泵，则可免设备用油泵。若专用设备未设备用油泵，建议设置手动应急装置。

11.2.7.3 若液压传动系统中采用电动低压油泵和电动高压油泵联合使用，则低、高压油泵的起动和停止应有联锁装置，联锁装置应有以下功能：

(1) 低压油泵起动后，才能起动高压油泵；

(2) 低压油泵失电时，高压油泵应能自动停车。

11.2.8 泥泵

11.2.8.1 泥泵应设盘车机构，如手柄上的力超过200N时，应配置机动盘车机构。

11.2.8.2 泥泵吸泥管应装设保护格栅。

若在吸入管路中设有沉石箱或捡石孔，则沉石箱应有足够的容积。

11.2.8.3 若2台泥泵串连工作时，应在串连管路上加装放气装置。

11.2.8.4 泥泵吸入端和排出端应分别装设真空压力表和压力表，并在操纵室也同时安装。

中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

2009

第3分册

中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

2009

第3分册

第3篇 电气设备
第4篇 机舱自动化
第5篇 货物冷藏
第6篇 消 防
第7篇 其 它

北 京

总 目 录

第1分册

总 则…… 0－1

第1篇　船体…… 1－1

第2分册

第2篇　轮机…… 2－1

第3分册

第3篇　电气设备…… 3－1

第4篇　机舱自动化…… 4－1

第5篇　货物冷藏…… 5－1

第6篇　消防…… 6－1

第7篇　其它（待定）…… 7－1

中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

2009

第3篇　电气设备

2009年1月1日生效

目　录

第1章　通则…… 3－1

第1节　一般规定…… 3－1

第2节　环境条件…… 3－2

第3节　电源质量…… 3－2

第4节　设计、制造和安装…… 3－3

第5节　试验…… 3－10

第2章　系统设计的一般规定…… 3－14

第1节　配电系统、电压和频率…… 3－14

第2节　需用系数…… 3－15

第3节　系统的保护…… 3－15

第4节　动力、照明及其他设备供电…… 3－18

第3章　主电源…… 3－20

第1节　一般规定…… 3－20

第2节　主电源装置…… 3－20

第3节　接岸电或接其他外表电源…… 3－23

第4章　应急电源、临时应急电源…… 3－24

第1节　应急电源…… 3－24

第2节　临时应急电源…… 3－25

第5章　蓄电池…… 3－26

第1节　一般规定…… 3－26

第2节　蓄电池室的设备和通风…… 3－27

第6章　配电板和配电电器…… 3－29

第1节　配电板的结构和安装…… 3－29

第2节　配电电器…… 3－29

第7章　电力拖动装置…… 3－34

第1节　一般规定…… 3－34

第2节　操舵装置的电动机及其控制…… 3－34

第3节　锚机、绞缆机的电动机及其控制…… 3－35

第4节　其他辅机的电动机及其控制…… 3－36

第8章　照明、电热器具…… 3－37

第1节　照明…… 3－37

第2节　电热器具…… 3－38

第9章　航行灯、信号灯…… 3－40

第1节　一般规定…… 3－40

第2节　航行灯、信号灯、闪光灯及其控制…… 3－40

第10章　船内通信、扩音（广播）系统及信号报警装置…… 3－41

第1节　一般规定…… 3－41

第2节　船内通信、扩音（广播）系统…… 3－41

第3节　信号报警装置…… 3－42

第11章　电缆…… 3－43

第1节　电缆的选择…… 3－43

第2节　电缆的安装…… 3－46

第12章　避雷…… 3－51

第1节　船舶避雷…… 3－51

第2节　设备避雷…… 3－52

第13章　油船（驳）的附加要求…… 3－53

第1节　载运闪点（闭杯）不超过60℃的原油和石油产品的油船（驳）…… 3－53

第2节　载运闪点（闭杯）超过60℃的货油且不加热温度低于其闪点15℃以上的油船（驳）…… 3－57

第3节　载运闪点（闭杯）超过60℃的货油且将其加热至其闪点以上或加热至与其闪点之差小于15℃的油船（驳）…… 3－57

第14章　推（拖）油驳的推（拖）船的附加要求…… 3－58
第1节　一般规定…… 3－58
第2节　电气设备的设置…… 3－58
第15章　油运船队的附加要求…… 3－60
第1节　一般规定…… 3－60
第2节　油运船队危险区域或处所的划分…… 3－60
第3节　油运船队的电气设备…… 3－60
第16章　趸船的附加要求…… 3－62
第1节　一般规定…… 3－62
第2节　低压配电系统…… 3－62
第3节　交流高压系统…… 3－63
第4节　油趸船…… 3－65
第5节　餐饮趸船…… 3－66
第6节　接岸电和对他船供电…… 3－67
第7节　试验…… 3－68
第17章　滚装船的附加要求…… 3－70
第1节　一般规定…… 3－70
第2节　电气设备的设置…… 3－70
第18章　工程船的附加要求…… 3－72
第1节　一般规定…… 3－72
第2节　工程机械的电力拖动…… 3－74
第19章　载有冷藏集装箱的集装箱船的电气设备附加要求…… 3－77
第1节　一般规定…… 3－77
第2节　电气设备的设置…… 3－77

第1章　通 则

第1节　一般规定

1.1.1　一般要求

1.1.1.1　本篇规定适用于内河水域钢质船舶的电气设备。对于非钢质材料建造的船舶，除特殊规定外亦应符合本篇的有关规定。

1.1.1.2　电气设备的设计、制造、安装和试验，均应符合本篇的有关规定。

1.1.1.3　除本篇涉及的保证船舶安全航行所必须的电气设备外，其他电气设备的制造和安装至少应符合本社接受的有关标准。

1.1.1.4　船上的电气设备应能安全操作，并应确保旅客、船员及船舶的安全，免受电气事故的危害。

1.1.1.5　对于本规范未作规定的新型设备、新技术以及将核定为某种特定航线或特殊用途的船舶，本社可考虑在不影响安全航行时作适当处置。

1.1.2　图纸和资料

1.1.2.1　应将下列图纸和资料一式3份提交本社批准：

(1)　主电源、应急电源、临时应急电源电力负荷计算书或蓄电池组容量计算书；

(2)　短路电流计算书(适用于可并联连接的发电机总容量大于250kVA / 200kW的船舶)；

(3)　主配电板原理图（可为单线图），图中应标明：

① 保护电器（例如短路、过载、逆功率和卸载保护等）的型号、规格和整定值；

② 测量仪表；

③ 同步装置；

④ 遥控切断；

⑤ 接地故障监视和/或报警；

⑥ 联锁。

(4)　应急配电板、临时应急电源蓄电池充放电板原理图（可为单线图），图中应标明；

① 保护电器（例如短路、过载保护等）的型号、规格和整定值；

② 测量仪表；

③ 接地故障监视和/或报警

④ 联锁。

(5)　电力设备布置图；

(6)　电力系统图，图中应标明；

① 电机、变压器、蓄电池组和电力电子设备的主要额定参数；

② 主配电板和应急配电板引出的所有馈电线；

③ 分配电板；

④ 电缆的型号、截面积和负载电流；

⑤ 断路器和熔断器的型号和主要额定参数。

(7)　主照明、应急照明、临时应急照明、附加应急照明布置图和系统图；

(8)　船内通信、扩音（广播）和信号报警系统布置图和系统图；

(9)　主干电缆走向图（适用于客船和油船）；

(10)　危险区域划分图（适用于油船等载运有爆炸性危险货物的船舶）；

(11)　电视监视装置布置图和系统图（适用于Ⅰ型客滚船）。

1.1.2.2　应将全船电气说明书提交本社备查。

1.1.2.3　本社认为必要时，可要求增加送审图纸和资料的范围。

第2节　环境条件

1.2.1　环境空气温度

1.2.1.1　电气设备在下列环境空气温度中应可靠地工作。

封闭处所内　　0～40℃

开敞甲板　　-25℃～40℃

温度超过40℃和低于0℃处所内　　按这些处所的温度

1.2.1.2　适用于船用电子设备的环境空气温度的上限为55℃。

1.2.2　冷却水温度

1.2.2.1　适用于船舶电气设备的初次冷却水温度为25℃。

1.2.3　倾斜

1.2.3.1　电气设备的结构和布置应能保证船舶处于下列倾斜情况仍能正常工作。

横倾　10°

纵倾　5°

1.2.3.2　应急电气设备在船舶横倾15°或／和纵倾10°时，应能有效地工作。

1.2.4　其他条件

1.2.4.1　电气设备在船舶所能受到的冲击、振动情况下应能可靠地工作。

1.2.4.2　电气设备应能耐受水上潮湿空气的影响。

1.2.4.3　电气设备应考虑船上可能产生的油雾和霉菌环境的影响。

第3节　电源质量

1.3.1　电压和频率波动

1.3.1.1　电气设备应能在表1.3.1.1规定的电源电压和频率偏离额定值的稳态和瞬态情况下可靠地工作。

电压和频率偏离额定值　　表1.3.1.1

电气设备	电源参数	稳　态	瞬　态	
		（%）	（%）	恢复时间（s）
一般交流电气设备	电压	+6～-10	±20	1.5
	频率	±5	±10	5
一般直流电气设备	电压	+6～-10		

1.3.1.2　对于由蓄电池供电的电气设备，其电压偏离额定值+20%～-25%时，应能可靠地工作。对于蓄电池充电期间接有的电气设备，则应考虑由于充放电特性引起的电源电压偏离额定电压+30%和−25%的影响。

1.3.2　电源的谐波成分

1.3.2.1　交流电气设备应能在供电电源的谐波成分不大于5%的情况下正常工作。

1.3.2.2　由半导体变流器供电的电气设备，应能在供电电源可能产生较大的谐波成分的

情况下正常工作。

第4节　设计、制造和安装

1.4.1　一般要求

1.4.1.1　电气设备的设计、制造和安装应特别考虑安全和便于管理维修。

1.4.1.2　电气设备应用耐久、滞燃和耐潮的材料制造；所有金属部件应有良好的耐蚀性能和可靠的防护层。

1.4.1.3　电气设备不同电位的带电部件之间和带电部件与接地金属之间，应具有适应其工作电压的足够的电气间隙和爬电距离；穿越绝缘材料的金属部件之间距离，应按其绝缘材料的性质、绝缘型式和工作条件决定，并能承受所规定的耐电压试验。

1.4.1.4　电气设备导电部件一般应用铜或铜合金制成。

1.4.1.5　电气设备的非载流金属部件必须有效地接地。若需使用接地连接件时，则连接件应用铜或其他导电良好的耐蚀材料制成，同时要防止遭受损坏，必要时还应防止电解腐蚀作用。

1.4.1.6　电气设备的连接件和紧固件均应有防止其受振动而松动的措施。

1.4.1.7　应急报警装置的控制器应有红色标志及标明其用途的耐久铭牌。

1.4.1.8　电气设备铭牌上字迹应清晰，内部接线端头应有耐久的标志，并应附有电路原理图或接线图。

1.4.1.9　可携电气设备应符合本篇表2.1.3.1的有关规定。

1.4.1.10　电气设备不应贴近燃油舱、油柜或双层底储油舱等外壁上安装。若电气设备必须在此类舱壁外表面安装时，则其与舱壁表面至少应有50mm距离。

1.4.1.11　调节电阻、启动电阻、充电电阻、电热器具以及其他在工作时能产生高温的电气设备，在安装时应有防止导致附近物体过热和起火的措施，上述设备严禁在燃油舱、油柜或双层底储油舱等外壁表面安装。

1.4.1.12　当电气设备的外壳温度高于80℃时，应有隔热防护措施。

1.4.1.13　工作电压大于50V的电气设备应有防止偶然触及的安全防护措施。

1.4.1.14　除整步开关外，电气设备经开关断开电源后，不应经控制电路或指示灯继续保留电压。

1.4.1.15　在水密或防火的舱壁、甲板和甲板室的外围壁上，不应钻孔以螺钉紧固电气设备及电缆，不应破坏舱壁或甲板原有的防护性能及强度。

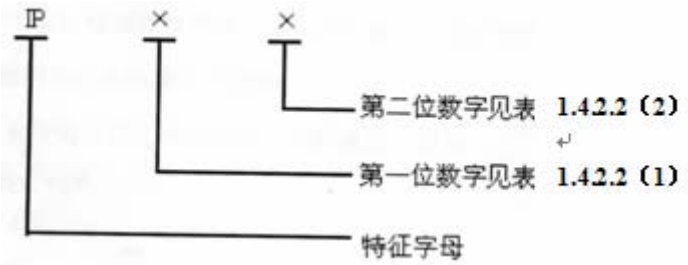
1.4.1.16　电气设备及电缆，不应直接安装在船壳外板上。

1.4.1.17　发电机组应尽可能沿船舶纵向安装，在发电机组转轴带有其他机械设备的情况下可不作要求。电动机的安装应符合本篇7.1.3的规定。

1.4.2　外壳防护

1.4.2.1　电气设备应根据其工作场所选择相应的防护型式，以防止外来物体和水进入。

1.4.2.2　电气设备的外壳防护型式，应符合GB4208《外壳防护等级（IP代码）》的规定。表示防护等级的标志符号由IP字母后面加两位数字组成:



第一位数字所代表的防护等级　　表1.4.2.2(1)

第一位数字	防 护 等 级	
	简要说明	定　义
0	无 防 护	没有专门的防护
1	防护大于50mm的固体	人体大面积部分如手（但对有意识的接触并无防护），直径超过50mm的固体。
2	防护大于12mm的固体	手指或类似物，长度不超过80mm，直径超过12mm的固体
3	防护大于2.5mm的固体	直径或厚度大于2.5mm的工具、电线等，直径超过2.5mm的固体。
4	防护大于1.0mm的固体	厚度大于1mm线或片状物，直径超过1mm的固体
5	防尘	并不防止全部尘土进入，但进入量不能达到妨碍设备正常运转的程度。
6	尘密	无尘土进入

第二位数字所代表的防护等级　　表1.4.2.2(2)

第二位数字	防 护 等 级	
	简要说明	定　义
0	无 防 护	没有专门的防护
1	防　滴	垂直滴水应无有害影响
2	15°防滴	设备与垂直线成15°角时，滴水应无有害影响
3	防 淋 水	与垂直线成60°角范围的淋水应无有害影响
4	防　溅	任何方向溅水应无有害影响
5	防 冲 水	任何方向冲水应无有害影响
6	防猛烈海浪	猛烈海浪或强烈冲水时进入机壳水量应无有害影响
7	防 浸 水	浸沉在规定压力的水中经规定的时间后，进入水量应无有害影响。
8	防 潜 水	能长期潜水，其技术条件由制造厂规定 注：通常设备应完全密封，但对某些类型设备，在不产生有害影响的前提下，可允许水进入设备。

1.4.2.3　电气设备的外壳防护形式的选择，应与安装的场所相适应。其最低防护等级应符合本节表1.4.2.3的规定。

1.4.3　防爆

1.4.3.1　若需在可能出现爆炸性气体、蒸气而有爆炸危险的处所安装电气设备，则应是适合于爆炸气体环境用的合格防爆电气设备。

1.4.3.2　船上通常使用下列几种类型的合格防爆电气设备：

(1)　本质安全型Ex“i”；

(2)　隔爆型Ex“d”；

(3)　增安型Ex“e”；

(4)　正压型Ex“p”；

(5)　浇封型Ex“m”；

(6)　充砂型Ex“q”。

外壳防护等级的最低要求　　表1.4.2.3

（1）处　所	（2）环境条件	（3）防护等级	（4）设　备							
			配电板，控制设备，电动机起动器	发电机	电动机	变压器半导体变换器	照明设备	电热器具	电炊设备	附具(例如开关，接线盒)
干燥的居住处所	只有触及带电部分的危险	IP20	×	--	×	×	×	×	--	×
干燥的控制室			×	--	×	×	×	×	--	×
控制室（驾驶室）	滴水和（或）中等机械损伤危险	IP22	×	--	×	×	×	×	--	×
机炉舱（花钢板以上）			×	×	×	×	×	×	×	IP44
舵机室			×	×	×	×	×	×	--	IP44
冷藏机室（氨装置室除外）			×	--	×	×	×	×	--	IP44
应急机械室			×	×	×	×	×	×	--	IP44
一般储藏室			×	--	×	×	×	×	--	×
配膳室			×	--	×	×	×	×	×	IP44
粮食库			×	--	×	×	×	×	--	×
浴室	较大的水和（或）机械损伤危险	IP34	--	--	--	--	×	IP44	--	IP55
机炉室（花钢板以下）			--	--	--	--	--	--	--	IP55
围蔽的燃油分离器室			IP44	--	IP44	--	×	IP44	--	IP55
围蔽的滑油分离器室			IP44	--	IP44	--	×	IP44	--	IP55
压载泵舱	较大的水和（或）机械损伤危险	IP44	×	--	×	×	IP34	×	--	IP55
冷藏舱			--	--	×	--	×	×	--	IP55
厨房和洗衣间			×	--	×	×	×	×	×	×
双层底中的轴隧或管隧	喷水危险、货物粉尘存在、严重机械损伤、腐蚀性气体	IP55	×	--	×	×	×	×	--	IP56
干货舱			--	--	--	--	×	--	--	×
露天甲板	大量浸水的危险	IP56	×	--	×	--	IP55	×	--	×

注：① 表中“×”表示按(3)栏要求，表中“－”表示一般不应安装此种设备。
② 设备本身不能达到防护要求时，应采用其他措施或改善安装场所条件来确保本表要求。
③ 按本篇第6章的规定制造、安装的主配电板和应急配电板，可不按本表规定。
④ 若在有爆炸性粉尘存在的处所中安装电气设备，则应符合本节1.4.3.7的规定。

1.4.3.3　船用合格防爆电气设备应符合下列规定：

(1) 防爆电气设备的制造和试验应符合国家标准GB3836《爆炸性气体环境用电气设备》或IEC60079出版物《爆炸性气体环境中使用的电气设备》的规定；

(2) 应具有本社认可的防爆试验机构核发的防爆合格证；

(3) 安装在不同场所的防爆电气设备的外壳防护型式应满足本节1.4.2的要求。

1.4.3.4 若需在蓄电池室、油漆间、油灯间等有爆炸危险处所中安装电气设备则应符合下列规定：

(1) 安装本节1.4.3.2（1）~（4）所列合格防爆型设备，其防爆类、级别和温度组别应不低于表1.4.3.4的要求；

(2) 电缆（包括路过电缆和终端电缆）应为铠装电缆或敷设在金属管中；

(3) 电气设备的开关、控制设备等应能分断所有极或相，且安装在非危险处所。

防爆电气设备的类、级别与温度组别 **表1.4.3.4**

处　所	防爆类、级别①	温度组别①
蓄电池室	ⅡC②	T1
油漆间	ⅡB②	T3
油灯间	ⅡA②	T3
氨制冷装置室	ⅡA	T1
乙炔储藏室	ⅡC	T2
危险品货舱	按载运的危险品货物类别选取	按载运的危险品货物类别选取
不超过60℃闪点的油管管隧	ⅡA	T3

注：① 本表和本篇以下章节所列防爆电气设备的类、级别及温度组别，采用GB3836《爆炸性气体环境用电气设备》的有关规定。

② 本表和本篇以下章节防爆电气设备类、级别ⅡA、ⅡB、ⅡC仅适用于隔爆型电气设备及本质安全型电路和电气设备，若采用其他类型防爆电气设备，则应采用Ⅱ类设备。

1.4.3.5 对油船（驳）、推（拖）油驳的推（拖）船、油趸船、滚装船的有关要求详见本篇其他章、节。

1.4.3.6 除另有规定者外，在有爆炸危险的处所中不应安装插座。

1.4.3.7 需要在有爆炸性粉尘沉积的处所中安装电气设备，则这些电气设备应符合下列规定：

(1) 外壳防护等级至少为IP55；

(2) 在连续工作情况下，其最高表面温度，应至少比5mm厚该类粉尘层的引燃温度低75K。

1.4.3.8 防爆电气设备的标志应符合国家标准GB3836《爆炸性气体环境用电气设备》的有关规定。

1.4.4 指示用信号灯颜色

1.4.4.1 电气设备的指示用信号灯颜色可采用表1.4.4.1的要求或本社接受的标准。

指示用信号灯颜色　　表1.4.4.1

颜　色	白　色	红　色	绿　色
含　义	任一附加指示	电源开关断开	电源开关接通
		过　载	工　作
	放电	报　警	充　电
	在中间位置	在左舷位置	在右舷位置
	任一附加指示	上　升	下　降
		禁　止	允　许
		紧　急	正　常
		倒　车	正　车

1.4.5　电磁兼容性

1.4.5.1　应采取适当的措施，以减少由于电磁能量所产生的干扰，从而保证所有电气设备和电子设备在船舶电磁环境中能正常工作。

1.4.5.2　各类电气设备和电子设备所产生的干扰电压(电流)允许值和抑制干扰的措施，参照本社接受的标准[①]的有关规定。

1.4.6　接地

1.4.6.1　电气设备的带电部件以外的所有可接近的金属部件均应接地；但下列情况可除外：

(1)　灯头；

(2)　安装在非导电材料制成或覆盖的灯座或照明设备上的灯罩、反光镜和防护件；

(3)　设在非导电材料上的金属部件和拧入或贯穿非导电材料的螺钉，这些金属部件和螺钉并以非导电材料与带电部件和接地的非带电部件相隔离时；

(4)　具有双重绝缘和（或）加强绝缘的可携式设备；

(5)　为防止轴电流的绝缘轴承座；

(6)　荧光灯管的紧固件；

(7)　工作电压（交流电压为方均根值）不超过50V的设备，且不应使用自耦变压器取得此项电压；

(8)　电缆紧固件。

1.4.6.2　当电气设备直接紧固在船体的金属结构上或紧固在与船体金属结构有可靠电气连接的底座（或支架）上时，可不另设置专用导体接地。

1.4.6.3　不论是专用导体接地或靠设备底座（或支架）接地，其接触面均须光洁平贴，保证有良好的接触，并应有防止松动和生锈的措施。

1.4.6.4　若采用专用导体接地，则其导体应用铜或导电良好的耐蚀材料制成，必要时应有防止机械损伤及防蚀措施。不同型式的铜接地导体的标称截面积不应小于表1.4.6.4的规定。

[①]参见IEC60533出版物《船舶电气设备和电子设备的电磁兼容性》或相应标准。

接地导体的截面积　　表1.4.6.4

接地导体的型式	相关的载流导体截面积，S（mm^2）	铜接地导体的最小截面积，Q（mm^2）
软电缆或软电线中的连续接地导体	S≤16	Q=S
	S＞16	Q=S/2，但不小于16
固定敷设电缆中的连续接地导体	S≤16	Q=S，但不小于1.5
	S＞16	Q=S/2，但不小于16
单独固定的接地导体	S≤2.5	Q=S，但不小于1.5
	2.5＜S≤120	Q=S/2，但不小于4
	S＞120	Q=70

1.4.6.5　可移动和可携电气设备的不带电的裸露金属部分，应以附设在软电缆或软电线中的连续接地导体，并通过插头和插座接地，其接地导体的截面积应符合本节表1.4.6.4的规定。

1.4.6.6　电缆的金属护套或金属外护层应于两端作有效接地，但最后分路允许只在电源端接地。对于控制和仪表设备的电缆，由于技术上的原因，若一端接地较为有利时，则无需两端接地。

1.4.6.7　电缆的金属护套或金属外护层可采用下列方式之一进行接地：

(1)　用金属夹箍夹住，并以专用铜接地导体连接至船体的金属结构上。该接地导体的截面积Q与电缆导体截面积S间的关系应符合下列规定：

当S≤25mm^2时，Q≥1.5mm^2；

当S＞25mm^2时，Q≥4 mm^2；

(2)　用专用接地填料函接地，这种填料函能保证有效的接地连接；

(3)　用电缆紧固件接地，这些电缆紧固件应以耐腐蚀的金属材料制成，　并应能使电缆金属护套或金属外护层与接地金属之间有良好的接触。

1.4.6.8　应保证电缆的金属护套或金属外护层在其全长上，特别是在连接处和分支处保证电气上的连续性。

1.4.6.9　不能只用电缆的铅护套作为接地的唯一措施。

1.4.6.10　利用船体作回路的工作接地线的截面积，应与绝缘敷设极（或相）的导线相同，并不应用裸线。

1.4.6.11　用于平时不载流的工作接地线，其截面积应为载流导线的截面积的一半，但不应小于1.5mm^2。

1.4.6.12　接地配电系统的系统接地应与电气设备的平时不带电部分的接地分开。

1.4.6.13　连续接地导体或单独接地导体与船体结构的各连接点，应位于船上易于到达之处，并应以直径不小于4mm的黄铜或其他耐腐蚀材料制成的螺钉紧固，该螺钉应仅作接地之用。

1.4.6.14　为防止静电放电危害，凡用作易燃液体和能发出可燃气体和/或产生易燃粉尘固体的货舱（柜）、处理装置和管系，除直接或通过支承件焊接固定安装在船体上外，应加专门的接地搭接片，采用法兰接头的各管段之间亦应加搭接片，该接地搭接片应用铜或导电良好的耐腐蚀材料制成，其截面积应不小于10mm^2，其与船体连接应符合本节1.4.6.3和1.4.6.13的规定。

1.4.6.15　非金属船体的船舶电气设备的接地应符合下列要求：

(1) 电气设备的金属外壳及带电部件以外的所有可接近的金属部件应采用连接导体联在一起，以形成一个连续和完整的接地系统，连接至面积不小于$0.2m^2$、厚度不小于2mm的金属接地板上，该金属接地板的安装位置应保证在任何航行状况下均能浸没在水中，且应具有防腐蚀性能。

(2) 各接地系统的连接导线不应用作配电系统的导电回路。

(3) 应尽可能使船上所有金属部件（如管路、栏杆、油箱等）采用连接导体与上述（1）所述接地板连在一起。

(4) 所有该接地系统的连接点应充分地考虑到不同金属之间的电化作用，或采取相应的措施。

第5节 试 验

1.5.1 系泊和航行试验

1.5.1.1 电气设备在船上安装完工后，应按本社审查同意的系泊和航行试验大纲进行检查和试验。

1.5.1.2 试验大纲根据船舶设计情况，可按国家标准GB/T3221《柴油机动力内河船舶系泊和航行试验大纲》有关要求进行制定，且应符合本规范的有关规定。

1.5.2 电气设备产品制造和试验

1.5.2.1 除本条要求外，电气设备产品制造和试验尚应满足本篇各章的有关要求和符合本社《内河船舶入级规则》有关规定，且应向本社申请检验。

1.5.2.2 电气设备的热态绝缘电阻应符合表1.5.2.2的规定。

电气设备最低热态绝缘电阻值 表1.5.2.2

设 备 名 称	最低热态绝缘电阻（MΩ）
旋转电机	1.0
配 电 板	1.0
变 压 器	5.0
电力拖动控制设备	1.0
电热器具	0.5

注：① 绝缘电阻测量应在耐压试验之后，立即用直流绝缘试验法进行，工作电压大于或等于100V时，应采用500V或大于500V的直流高阻计测量，工作电压小于100V时，推荐采用250V直流高阻计测量。

② 旋转电机的绝缘电阻应在接近工作温度测量，或者用适当的方法将其折算至工作温度。

③ 配电板的绝缘电阻应测量所有载流部分对地以及载流部分的极间或相间的绝缘电阻。

④ 变压器绝缘电阻测量应依次测量每绕组对地的绝缘电阻，测量时，所有其余绕组、铁芯、框架、箱或外壳一起接地；表中所列变压器其最低绝缘电阻值为干式变压器。

1.5.2.3 旋转电机和变压器在环境空气温度为45℃时，运行于额定工况下的温升限值应不超过表1.5.2.3（1）、表1.5.2.3（2）的规定。

空气间接冷却电机绕组的温升限值（K）　　表1.5.2.3（1）

绝缘等级		E			B			F			H		
测量方法		Th	R	ETD	Th	R	ETD	Th	R	ETD	Th	R	ETD
项号	电机部件												
1a）	输出5000kW（或kVA）及以上电机的交流绕组	—	—	—	—	75	80	—	95	100	—	120	125
1b）	输出200kW（或kVA）以上但小于5000kW（或kVA）电机的交流绕组	—	70	—	—	75	85	—	100	105	—	120	125
1c）	项1d）或项1e）以外的输出为200kW（或kVA）及以下电机的交流绕组①	—	70	—	—	75	—	—	100	—	—	120	—
1d）	额定输出小于600W（或VA）电机的交流绕组①	—	70	—	—	80	—	—	105	—	—	125	—
1e）	无扇自冷式电机（IC410）的交流绕组和/或囊封式绕组①	—	70	—	—	80	—	—	105	—	—	125	—
2	带换向器的电枢绕组	60	70	—	65	75	—	80	100	—	100	120	—
3	除项4外的交流和直流电机的磁场绕组	60	70	—	65	75	—	80	100	—	100	120	—
4a）	同步感应电动机以外的用直流励磁绕组嵌入槽中的圆柱形转子同步电机的磁场绕组	—	—	—	—	85	—	—	105	—	—	130	—
4b）	一层以上的直流电机静止磁场绕组	60	70	—	65	75	85	80	100	105	100	120	130
4c）	交流和直流电机单层低电阻磁场绕组以及一层以上的直流电机补偿绕组	70	70	—	75	75	—	95	95	—	120	120	—
4d）	表面裸露或仅涂清漆的交流和直流电机的单层绕组以及直流电机的单层补偿绕组②	75	75	—	85	85	—	105	105	—	130	130	—
5	永久短路的绕组	这些部件的温升或温度应不损坏该部件本身或任何与其相邻部件的绝缘											
6	换向器和集电环及其电刷和电刷机构	这些部件的温升或温度应不致于损坏其本身或任何与其相邻部件的绝缘。此外，换向器或集电环的温升或温度应不超过由电刷等级和换向器或集电环材质组件在整个运行范围内能承受的电流的温升或温度值。											
7	无论与绝缘是否接触的结构件（轴承除外）和轶芯	这些部件的温升或温度应不损坏该部件本身或任何与其相邻部件的绝缘											

注：① 对200kW（或kVA）及以下，绝缘等级为B、E和F级的电机绕组，如用叠加法，温升限值可比电阻法高5*K*。

② 对于多层绕组，如下面各层均与循环的初级冷却介质接触，也应包括在内。

③ 表中Th—温度计法，R—电阻法，ETD—埋置检温计法。

1.5.2.4　当旋转电机和变压器的运行环境空气温度高于45℃时，则其温升限值可按规定值减去实际环境空气温度与45℃之差值；若低于45℃时，则其温升限值可按规定值增加实际环境空气温度与45℃之差值，但此增加值不得大于15*K*。

1.5.2.5 当旋转电机按预定工作方式（连续、短时或断续）以额定参数工作时，其温升应不超过表1.5.2.3（1）的规定。

变压器的温升限值（K） **表1.5.2.3（2）**

变压器部位		温升限值	测量方法
线圈	B级绝缘	75	电阻法
	F级绝缘	95	
	H级绝缘	120	
铁心及结构零件表面		最大不得超过与其接触的绝缘材料的允许温升	温度计或热电偶法

1.5.2.6 旋转电机和变压器的耐电压试验应分别符合表1.5.2.6（1）、1.5.2.6（2）的规定。

电机的耐电压试验电压 **表1.5.2.6（1）**

项号	电机或部件	试验电压（均方根值）
1	功率小于1kW（或1kVA）或额定电压不超过36V的电机绝缘绕组，但第3至7项除外	500V+2倍额定电压
2	功率小于10000kW（或10000kVA）的电机绝缘绕组，但第3至7项除外①	1000V+2倍额定电压，但最低值为1500V②
3	直流电机的他励磁场绕组	1000V+2倍最高额定励磁电压，但最低为1500V
4 *a*） *b*） *c*）	同步发电机，同步电动机及同步调相机的磁场绕组 同步发电机的磁场绕组 额定励磁电压为500V及以下 当电机起动时，磁场绕组短路或并联一小于绕组电阻10倍的电阻 当电机起动时，磁场绕组并联一等于或大于绕组电阻10倍的电阻或采用带（或不带）磁场分段开关而磁场绕组开路	10倍额定励磁电压，但最低为1500V 10倍额定励磁电压，但最低为1500V最高为3500V 1000V+2倍最高电压的有效值（此电压在规定的起动条件下存在于磁场绕组的线端间，如分段磁场绕组则存在于任一段的线端间），但最低为1500V③
5 *a*） *b*）	非永久短路（例如用电阻起动）的异步电动机或异步结构的同步电动机的次级（通常为转子）绕组。 不可逆转或仅在停止后才可逆转的电动机 在运转时将电源反接而使逆转或制动的电动机	1000V+2倍静止时转子绕组开路电压 1000V+4倍静止时转子绕组开路电压

续表1.5.2.6（1）

项号	电 机 或 部 件	试验电压（均方根值）
6	励磁机（下列2种除外）	与其连接的绕组相同
a）	同步电动机（包括异步结构的同步电动机）接地的或在起动时不与磁场绕组连接的励磁机	1000V+2倍励磁机额定电压，但最低为1500V
b）	励磁机的他励磁场绕组	同本表3项
7	成套设备	应尽量避免再做以上第1至6项的试验。但如对新的成套设备作试验，而其每一组件已事先通过耐电压试验，则试验电压应为成套装置任一组件中最低试验电压的80%④

注：① 对具有分级绝缘的电机，试验应按专门协议。

② 对有1个共同出线端的两相绕组，表中的额定电压为运行时任意2个线端之间所出现的最高电压有效值。

③ 在规定的起动条件下，磁场绕组或其分段的线端间所产生的电压可用下法求得：适当降低电源电压进行测量，再将测得的电压按规定的起动电压与降低的电压之比来折算。

④ 对1台或多台电动机作电连结的绕组，其电压应为绕组对地实际存在的最高电压。

变压器的耐电压试验电压　　表1.5.2.6（2）

试 验 项 目	试 验 电 压	试 验 要 求
初、次级绕组及各绕组与地之间	1000V+2倍额定电压，但最低为2000V。	试验电压频率可以是25Hz至100Hz之间的任一频率，历时1min应无击穿或闪络现象

注：① 进行温升试验的变压器，该项试验应在温升试验结束后立即进行。

② 一般不应重复进行耐压试验，但如有必要时允许再进行一次试验，试验电压应降低为首次试验电压的75%。

第2章　系统设计的一般规定

第1节　配电系统、电压和频率

2.1.1　配电系统

2.1.1.1　可采用下列配电系统:

(1)　直流：

①　双线绝缘系统；

②负极接地的双线系统；

③利用船体作负极回路的单线系统。

(2)　交流单相：

①　双线绝缘系统；

②　一线接地的双线系统；

③　一线利用船体作回路的单线系统。

(3)　交流三相：

①　三线绝缘系统；

②　中性点接地的四线系统；

③　利用船体作中性线回路的三线系统。

2.1.1.2　长途客船（自出发港至终点港其延续航行时间超过24h的客船，下同）、Ⅰ型客滚船、Ⅱ型客滚船、滚装货船、油船（驳）、散装运输液化气体船、散装运输危险化学品船、载运危险货物的船舶的配电系统应采用对地绝缘配电系统。

2.1.1.3　绝缘配电系统应满足下列要求：

(1)　对地绝缘的配电系统中，各发电机的中性点不应连接在一起。

(2)　对地绝缘的配电系统，不论是一次系统还是二次系统，均应在主配电板和应急配电板上设有指示绝缘系统对地绝缘情况的兆欧表或指示灯或连续监测绝缘电阻的监测装置。当采用指示灯时，其功率应不大于15W，并应用按钮控制；本节2.1.1.2所述船舶应采用连续监测绝缘电阻的监测装置，并应在绝缘电阻异常低时发出听觉和视觉报警信号。

2.1.1.4　高压的供电和配电系统应符合本篇第16章第3节的有关规定。

2.1.1.5　钢铝混合结构的船舶的配电系统不应利用铝质部分作导电回路和接地。

2.1.1.6　船体外壳可分离的船舶的配电系统不应采用船体作回路。

2.1.1.7　船队的推船向驳船供电时，应采用绝缘电缆且应包括所有的绝缘极。

2.1.1.8　采用船体作回路的配电系统，所有的最后分路的所有极或相均应是绝缘的，其船体回路导体应连接至相应分配电板中的绝缘汇流排上，该汇流排应与船体有良好的连接。

2.1.1.9　采用其他配电系统须经本社批准。

2.1.2　负载的平衡

2.1.2.1　对采用本节2.1.1.1(3)规定的交流三相配电系统，应在最后分路上将用电设备加以组合，以便在正常情况下，使主电源(包括发电机和变压器)的各相负载尽可能平衡在其各自额定负载的15％以内，且各相负载应不超过其额定值。

2.1.3　电压和频率

2.1.3.1　除另有规定外，直流和交流配电系统的最高电压应不超过表2.1.3.1的规定。

2.1.3.2　交流配电系统的标准频率为50Hz或60Hz。

配电系统的最高供电电压　　表2.1.3.1

序号	用电设备的类型	最高电压（V）	
		直流	交流
1	固定安装并连接于固定布线的动力设备、电炊设备和除室内取暖器以外的电热设备。	250	500
2	狭窄处所、潮湿舱室、露天甲板、储藏室、机舱以及其他机器处所的可携设备： （1）一般设备 （2）具有加强绝缘或双重绝缘的设备 （3）由安全隔离变压器仅对一个设备供电的设备。	 50 250	 50 250 250
3	居住舱室和公共舱室的照明设备、取暖器、信号及内部通讯设备以及除上列1、2项外的其他设备。	250	250

注：① 锅炉点火装置、蓄电池充电设备等，在有安全保护措施条件下，允许超过表2.1.3.1所规定的电压。
② 特种设备允许采用500V以上，1000V以下的电压。
③ 本篇第16章要求的交流高压设备允许采用1000V－11500V的电压。

第2节　需用系数

2.2.1　一般要求

2.2.1.1　供电给2个或2个以上最后分路的电路其电流定额可以根据总负载乘以一个合理的需用系数来确定。当在主配电板或分配电板上留有备用分路时，则在采用需用系数之前，必须把将来增添负载所留的余量加到总负载中去。

2.2.1.2　需用系数可以用于计算电缆规格、开关设备及熔断器的定额。

第3节　系统的保护

2.3.1　一般要求

2.3.1.1　配电系统的所有电路均应设置合适、完善而协调的包括短路在内的偶然过电流的保护，以保证：

(1)　在某一处发生故障时，保护装置应具有选择性保护，即仅分断故障电路，　而不影响非故障电路的连续供电。

(2)　消除故障影响，以尽可能减少对系统的损坏和导致火灾危险的因素。在保护装置动作时间内，系统中的所有元件应能承受可能出现的过电流（包括短路）所产生的热效应和电动力。

(3)　对系统允许的非正常工作状态，如电动机的启动电流和变极电机的换接电流等，保护装置应具有合理的延时。

2.3.1.2　在配电系统的每一不接地的极(或相)上均应设有短路保护。

2.3.1.3　过载保护应设置在：

(1)　直流双线绝缘或/和交流单相绝缘系统的至少一个绝缘极(或相)上；

(2)　交流三相绝缘系统的至少二相上；

(3)　接地系统的每一不接地的极(或相)上。

2.3.1.4　配电系统的接地极(或线)不应设置熔断器以及与绝缘极不联动的开关。

2.3.2 短路电流计算

2.3.2.1 船舶发电站的配电系统应按本社接受的计算方法进行短路电流计算。在计算最大预期短路电流时，应考虑到：

(1) 满足最大需要功率的可能并联运行(包括转移负载在内)的所有发电机；

(2) 需同时运行的所有电动机。

2.3.2.2 一般应计算下列各处的短路电流:

(1) 发电机输出端；

(2) 主汇流排；

(3) 应急配电板，区配电板以及分配电板的汇流排；

(4) 电力或照明变压器次级。

2.3.3 短路和过载保护装置的选择

2.3.3.1 配电系统的用电设备的短路保护应根据该安装点的短路电流计算值来选择合适的保护装置。

2.3.3.2 配电系统的用电设备的过载保护装置的选择应与被保护设备的热容量相适应。

2.3.3.3 保护装置应采用断路器或熔断器，其整定值和熔断曲线应覆盖可能出现的故障范围。

2.3.3.4 短路保护装置若采用断路器，其短路分断能力,应不低于该装置安装点的预期最大短路电流。对于交流系统,其分断能力应不小于安装点的预期对称短路电流(方均根值)。对于可能在短路情况下接通的断路器或其他开关,其接通能力应不低于其安装点的预期短路电流的最大峰值。

2.3.3.5 过载保护若采用断路器，应具有与被保护对象的过载能力以及与系统的选择性要求相适应的(过电流—脱扣时间)脱扣特性。

2.3.3.6 对于200A以下的线路，可采用具有合适特性的熔断器作为过载保护。

2.3.4 发电机的保护

2.3.4.1 容量大于24kW（或kVA）的发电机应采用能同时分断所有绝缘极的断路器进行过载和短路保护，其保护装置应能满足:

(1) 过载保护

当电流在发电机额定电流的110％～150％之间时，断路器应能延时分断，其延时时间应不超过2min。建议过电流保护整定值为发电机额定电流的125％～135％，延时15～30s断路器分断。

(2) 短路保护

当电流大于发电机额定电流的150％，但小于发电机稳态短路电流时，短路保护装置应能使断路器短延时分断，并同时应与系统的选择性保护相协调。建议整定值为发电机额定电流的200％～300％，延时时间对直流最长为0.2s，对交流最长为0.6s。

2.3.4.2 容量小于或等于24kW（或kVA）且不并联运行的发电机，可采用多极联动开关，并在每一绝缘极上设置熔断器进行保护。

2.3.4.3 并联运行发电机除应满足本节2.3.4.1的要求外，还应设置下列保护：

(1) 发电机主开关应具有欠电压保护；防止发电机在电压不足时闭合其断路器；当电压降至额定电压的70％～35％之间时，发电机主开关应能自动分断；欠电压保护装置用于开关脱扣时应具有延时，并与本节2.3.4.1(2)规定的短路保护延时相协调。

(2) 应具有逆电流(直流)或逆功率(交流)保护。当原动机为柴油机时，整定值可调整在额定电流（直流）或额定功率（交流）8％～15％范围内、逆功率延时整定时间在3～10s范围内动作，逆电流应瞬时或少于1s的短延时。

(3) 对于动力操舵装置、为主机服务的各种辅机、消防泵、舱底泵等，以及船舶安全航行所必须的设备均为电力拖动和供电情况下，则在发电机过载时应能自动卸除非重要负载，此种负载的卸除可按一级或多级进行。

(4) 与蓄电池组并联供电的直流发电机应具有一不带延时的逆电流保护，保护装置的选择和整定值应与原动机特性相适应，其整定值为发电机额定电流的4％～10％。

2.3.5 馈电线路的保护

2.3.5.1 每一馈电线路均应设置能同时分断所有绝缘极的断路器或多级开关加熔断器作过载和短路保护。

2.3.5.2 供电给具有独立过载保护的用电设备(例如电动机)的线路可仅设短路保护。

2.3.5.3 岸电箱至主配电板间的线路应在岸电箱内设有短路保护。

2.3.5.4 操舵装置馈电线路应仅设短路保护。

2.3.6 电动机的保护

2.3.6.1 额定功率等于或大于1kW的电动机（生活、维修设备除外），均应设有独立的过载保护、短路保护和欠电压保护装置。

电动机及其专用馈电电缆允许采用公共的短路保护。

2.3.6.2 保护装置应设计成允许在正常条件下，电动机在启动加速期间的过电流通过。如过载保护装置的电流/时间特性与电动机的启动条件不相适应（如：具有超长启动周期的电动机）则在电动机加速期间，可允许采取适当措施使过载保护装置短暂失效，但短路保护仍然保持有效。

2.3.6.3 对连续工作制的电动机的热过载保护装置应具有延时特性，其最大持续电流应不超过电动机额定电流的125％。

2.3.6.4 对断续工作制的电动机保护装置的整定电流和延时特性，应在考虑了电动机实际使用情况后选定。

2.3.6.5 当三相交流电动机采用熔断器保护时，应设置防止电动机单相运行的保护措施。

2.3.6.6 欠电压保护装置应允许电动机在超过额定电压的85％时启动，当电压低于额定电压的20％左右，且在额定频率下，保护电器应分断电路，同时在需要时应有一定的延时。

2.3.6.7 当电源失电后又恢复供电时，要求电动机自动再启动的情况下，尤其是较大容量的电动机的自动再启动不应对系统产生过大的电压降;若多台电动机均要求自动再启动应采取相应的措施，如采取顺序启动方式。

2.3.6.8 操舵装置、锚机等拖动电动机的保护应满足本篇第7章的有关要求。

2.3.7 电力和照明变压器的保护

2.3.7.1 电力和照明变压器的初级电路应采用断路器或多极联动开关加熔断器作短路和过载保护。

2.3.7.2 并联运行的变压器次级电路应设有隔离装置。

2.3.8 照明分路的保护

2.3.8.1 每一照明分路均应设有过载和短路的保护。

2.3.9 测量仪表、指示灯及控制电路的保护

2.3.9.1 电工测量仪表的电压线圈、控制和保护用的电器装置的电压线圈、接地指示装置、指示灯以及它们的连接导线应采用熔断器作保护，该熔断器应装设在接近被保护分路的

分支处。

2.3.9.2　若指示灯与设备、控制和保护电器电压线圈与设备安装在同一壳体内，且由具有公共熔断器作保护的控制电路供电，可不设单独的熔断器保护。

2.3.10　电力电子设备的保护

2.3.10.1　电力电子设备应设有过载和短路保护。

2.3.11　蓄电池组的保护

2.3.11.1　除在发动机起动线路中可省略短路保护外，蓄电池组的各馈电线路绝缘极均应设有短路保护。

2.3.11.2　应急蓄电池组给应急舵机馈电线路应只设短路保护。

第4节　　动力、照明及其他设备供电

2.4.1　动力供电

2.4.1.1　下列设备应由主配电板设单独馈电线供电:

(1)　每一舵机装置的动力设备(包括Z型推进装置)；

(2)　锚机；

(3)　绞缆机；

(4)　消防泵；

(5)　总用泵；

(6)　舱底泵；

(7)　为推进装置服务的电动辅机的分配电板；

(8)　油船货油泵；

(9)　起货机；

(10)　冷藏船的冷藏电动装置。

2.4.1.2　当船舶设有应急发电机组作为应急电源时，在主电源失效状态下，为使其应急发电机组能对操舵装置供电，对电动或电动液压操舵装置的2套互为备用的动力设备和控制装置应由应急配电板至少设一路单独馈电线对其供电，且应满足主电源和应急电源的自动转换。

2.4.1.3　功率大于1kW的电动机应由电力分配电板设独立分路供电。

2.4.1.4　每一独立的空调设备应由分配电板设独立分路供电。

2.4.2　照明及其他设备供电

2.4.2.1　下列设备应由主配电板设单独馈电线供电:

(1)　主照明变压器；

(2)　航行灯、信号灯控制箱；

(3)　探照灯分配电板；

(4)　舱室照明分配电板；

(5)　机舱和机器处所照明分配电板；

(6)　雷达；

(7)　助航设备分配电板。

2.4.2.2　驾驶室内的电气设备，如助航设备分配电板、信号灯控制箱、工作灯和探照灯分配电板、室外照明分配电板等集中设置在驾驶室集中控制板内时，若采用集中供电，应由

主配电板设2路单独馈电线对其供电。每路馈电线的电流定额均应满足驾驶室控制板内电气设备满负载时的用电，并应保证其中一路馈电线故障时，另一路应能通过自动或手动转换使驾驶室控制板得到供电。

当设有应急电源时，尚应由应急配电板设一路单独馈电线对所需应急设备供电。

当采取高、低压隔离措施后，驾驶室的直流低压分配电板允许设在驾驶室集中控制板内。

2.4.2.3 独立安装或设在驾驶室集中控制板（台）上的航行灯控制箱均应由两路供电，对不要求设置应急电源的船舶，两路电源之一必须由主配电板直接供电，另一路可由主配电板供电的分电箱供电。对必设应急电源的船舶，其中一路应由主配电板供电，另一路应由应急配电板供电。

对主电源符合本篇3.1.2.2（1）、3.1.2.3规定的船舶,当其航行灯、信号灯均由1只控制箱供电时，可不设两路电源。

2.4.2.4 船舶的正常照明线路不应兼作应急照明线路。

第3章　主电源

第1节　一般规定

3.1.1　一般要求

3.1.1.1　主电源装置应能确保为保持船舶处于正常操作状态和满足正常居住条件所必需的所有电气设备供电。

3.1.1.2　自航船舶应至少设置两组主电源装置。非自航船舶可按使用所需设置主电源装置。

3.1.1.3　主电源装置可采用：

(1)　由独立的原动机驱动的发电机组；

(2)　由推进主机驱动的发电机；

(3)　蓄电池组。

3.1.1.4　对设有交流发电机组时，应能保证在任何情况下起动本船最大容量电动机所产生的系统电压的降低，不致引起运行中的任何电机失速和其他设备失效。容量特大的侧推装置电动机，可以在所有发电机投入工作情况下起动，但不应导致运行中的任何电机失速和其他设备失效。

3.1.2　主电源的配备

3.1.2.1　对于动力操舵装置、为主机服务的各种辅机、消防泵、舱底泵等船舶正常运行所必需的设备均为电力供电时，应至少设置2台与主机独立的发电机组。

这些发电机组的台数和容量，应能在任一发电机组停止工作时，仍能继续对保障船舶正常航行、船舶安全及冷藏货物所必需的设备供电。同时，最低舒适的居住条件也应得到保证，至少应包括适当的炊事、食品冷冻、机械通风、卫生和淡水设备的供电。

3.1.2.2　船舶在下列情况之一时，可只设1台与主机独立的发电机组：

(1)　由推进主机带动一套下列设备：舵机油泵、为主机服务的各种辅机、消防泵、舱底泵，且船舶安全所必需的用电设备如航行信号设备、通信和报警设备及照明等能由蓄电池供电时；

(2)　当设置的主机轴带发电机符合本章3.2.3.1及3.2.3.2的规定时。

3.1.2.3　对于船舶安全其全船动力设备不依靠电力供电时，应设置2组蓄电池作船舶主电源。

3.1.2.4　对于本节3.1.2.2（1）、3.1.2.3所述每组蓄电池组的容量应能在整个航程相适应的时间内，足以对维持船舶安全所必需的用电设备供电，至少能维持其用电设备4h的供电。

3.1.2.5　船舶上应设置足够容量的对蓄电池组充电的设备。

第2节　主电源装置

3.2.1　交流发电机组

3.2.1.1　交流发电机应采用自励恒压式或具有手动的和自动的电压调整器的发电机。

3.2.1.2　交流发电机连同其调整装置，在原动机正常速度特性情况下，当发电机的负载自空载至满载之间的任一负载时，并使功率因数保持额定值，发电机的稳态电压变化率应不超过±2.5％。应急发电机的稳态电压变化率可允许不超过±3.5％。稳态电压变化率δ_U的计算公式为：

$$\delta_U = \frac{U - U_N}{U_N} \times 100\%$$

式中：U ——最高电压或最低电压；

U_N ——额定电压。

3.2.1.3 自励恒压交流发电机励磁装置中的硅半导体元件，应有过电压保护措施，元件的耐电压数值较大者可例外。

3.2.1.4 自励恒压交流发电机励磁装置若为硅晶闸管励磁时，则应有抑制无线电干扰的措施。

3.2.1.5 并联运行的交流发电机组，除设有调频调载装置或发电机带有无功功率自动调整器以及只用作并联转移负载外，均应使发电机励磁绕组经均压线进行连接。均压线截面积应不小于励磁回路导线截面积的50％。

3.2.1.6 并联运行的交流发电机组，当负载在总额定功率的20％～100％范围内变化时，应能稳定运行。其功率分配的误差应符合下列要求：

(1) 各发电机组所承担的有功功率与实际总有功负载按机组定额比例分配值之差，在发电机组额定功率不相同时，应不超过最大发电机组额定有功功率的±15％或最小发电机组额定有功功率的±25％（取其较小者）；当发电机组额定功率相同时，则应不超过额定有功功率的±15％。

(2) 各发电机组所承担的无功功率与实际总无功负载按机组定额比例分配值之差，在发电机组额定功率不相同时，应不超过最大发电机组额定无功功率的±10％或最小发电机组额定无功功率的±25％（取其较小者）；当发电机组额定功率相同时，则应不超过额定无功功率的±10％。

3.2.2 直流发电机组

3.2.2.1 直流发电机应采用复励式或带有自动电压调整器的发电机。

对于充电发电机或主要负载为照明的发电机可不作要求。

3.2.2.2 直流发电机的串励绕组应接于电枢的负极；发电机的电流表应接于正极。

3.2.2.3 直流发电机应在其控制屏上单独设置励磁变阻器。在发电机负载自空载至额定负载，电压在额定值的80％～105％范围内时，电压调整精确度应在额定电压的1％以内。励磁变阻器手轮顺时针方向旋转时，应为发电机电压升高，反之则为下降。

3.2.2.4 复励式直流发电机组在原动机正常速度特性及满载和额定转速情况下，复励式直流发电机热态时的电压负载特性应为：

当负载为满载时，发电机的电压偏差值应保证在额定电压的2.5％以内；当负载为20％时，其电压偏差值应在额定电压的1％以内，在20％负载至满载之间，电压负载特性的上升曲线和下降曲线的平均曲线值与额定电压的偏差应不大于4％。

额定功率小于50kW的复励式直流发电机组，亦应尽实际可能满足上述要求。

3.2.2.5 复励式直流发电机并联工作时，采用的均压线截面积应不小于主回路线导线截面积的50％。

3.2.2.6 并联运行的直流发电机组，当负载在总额定功率的20％～100％范围内变化时，应能稳定运行，且各台发电机实际承担的功率与总负载按发电机组额定功率比例分配的计算值之差，当发电机组功率相同时，应不超过发电机组额定功率的±12％；当最小发电机组的额定功率小于最大发电机组额定功率的50％时，应不超过最大发电机组额定功率的±12％或最小发电机组额定功率的±25％，且不应引起最小发电机组过载运行。

3.2.3 主机轴带发电机

3.2.3.1 对于不可换向的主机轴带发电机，在主机转速变化范围内，能通过机械、液压和电气调节装置使其电压波动符合本节3.2.1的有关规定，频率变化符合本篇1.3.1.1的规定时，且当主机的转速小于设计转速变化范围的低限值时，设有下列之一措施，可允许用作船舶主电源。

(1) 能使独立于主机的发电机组自动起动和自动供电；

(2) 能使用作主电源的蓄电池组自动供电；

(3) 能使临时应急电源用的蓄电池组自动供电，且能在机舱和监控室（设有时）进行听觉和视觉报警。

3.2.3.2 作为主电源的主机轴带发电机的容量，应能在任一其他发电机发生故障，仍符合本节3.1.2.1的有关规定。

3.2.3.3 当主机轴带发电机的输出电压、频率等随主机运行工况而导致不符合本节3.2.3.1的要求时，该发电机只允许作为蓄电池的充电装置，且应满足下列要求：

(1) 主机轴带发电机应装有逆电流保护装置和过电流保护装置。

(2) 当采用浮充电工况或在充电工况且负载接至蓄电池上时，充电的最大电压应不超过任何连接设备的安全值。如设备不能在最大允许充电电压下运行时，应装设电压调整器或其他电压控制装置。

(3) 当主机轴带发电机用于浮充电工况时，该发电机的容量应为蓄电池充电功率和接入负载功率的总和。

3.2.4 变电设备

3.2.4.1 若变压器构成本章3.1.2.1要求的主电源供电系统的必要部分时，则其容量和台数应能在其中1台停止工作的情况下，仍能保证向航行安全所要求的设备供电，且最低舒适居住条件也应得到保证，至少应包括照明及适当的炊事、食品冷冻、机械通风、卫生和淡水等设备供电。

当船舶按照本章3.1.2.2（1）的规定设置电源时，允许只设1台变电设备。

3.2.4.2 电力和照明变压器应采用双绕组式，且绕组间无电气连接。

3.2.4.3 变压器一般应采用空气冷却的干式变压器；当采用油浸式变压器时，则应符合本篇第16章第3节的有关要求。

3.2.4.4 每一变压器均应具有外壳或等效的分隔，以能形成一独立单元，且其初级和次级侧均应设有独立的电路。

3.2.4.5 交流三相照明变压器，在正常情况下，其次级各相负载应尽可能平衡在各相额定电流的15％以内，且各相电流不应超过其额定值。

3.2.4.6 变流机输出端的电压及频率的变化,应满足本篇1.3.1.1的要求。

3.2.4.7 半导体变流器应安装在易于检修的处所。

3.2.4.8 若半导体变流器设有强迫冷却装置时，则冷却装置应与变流器电源联锁或联动。只有在冷却装置工作时，变流器方能投入运行，当冷却装置工作失效时，应能自动的分断变流器电源。

3.2.4.9 半导体变流器应能承受连接系统的过电压。

3.2.4.10 半导体变流器应设有过载和短路保护。

3.2.4.11 半导体变流器的电源变压器应符合本节3.2.4.2和3.2.4.3的规定。

第3节　接岸电或接其他外来电源

3.3.1　一般要求

3.3.1.1　若船上的电气设备由岸电或其他外来电源供电时，船上应设有岸电或外来电源供电的固定连接装置。其连接电缆应采用足够电流定额的耐油、滞燃护套的软性电缆。电缆的连接端头不应承受外力。

3.3.1.2　对于接岸电的船舶，应设有将船体与岸地(或囤船上接地装置)相连接的设施。当配电系统为以船体作回路的直流系统时，须将岸电的负极接于船体。

3.3.1.3　对于驳船和符合本章3.1.2.3规定设置主电源的船舶，可采用船用插头插座接外来电源。

3.3.2　岸电箱

3.3.2.1　用作连接岸电或其他外来电源的岸电箱应具有下列设施:

(1)　用于连接软电缆的合适的接线柱和将船体与地(岸地或零线)相连的接地接线柱;

(2)　检查岸电或其他外来电源与船舶配电系统的相序(三相交流)或极性(直流)是否相符的装置;

(3)　用于外来电源对船上电气设备供电时的过载和短路保护的断路器或多极联动开关加熔断器(仅适用于负载小于50kW);

(4)　标明型号、额定电压及频率(交流)的铭牌。

3.3.2.2　安装在室外的岸电箱的结构应具有不低于防护等级IP55的防护措施。

第4章　应急电源、临时应急电源

第1节　应急电源

4.1.1　一般要求

4.1.1.1　应急电源应选用独立的蓄电池组或发电机组。

4.1.1.2　应急电源应能在主电源失效时自动供电。在主配电板或机舱主机操纵台附近应设有标明应急电源正在供电的听觉和视觉信号，并附有消声装置。

4.1.1.3　当应急电源为发电机组时，在主电源失效的情况下，应急发电机组应能自动起动、自动投入电网供电。

应急发电机组的自动起动和自动投入电网供电的全过程应不超过30s（起动次数不限制），自动起动失败和自动投入电网失败后，应发出听觉和视觉报警信号。

4.1.1.4　应急发电机组柴油机的冷机起动应符合本规范第2篇6.4.6.1的规定。

4.1.1.5　应急电源的容量必须保证在主电源失效时，应至少向本节4.1.4所述的应急负载同时供电至少1h。若应急电源为蓄电池组时，该蓄电池组应能承载应急负载而不必充电，在整个供电期间蓄电池的电压变化应能保持在其额定电压的±12%之内。

4.1.1.6　在应急照明线路上不应设置开关（驾驶室除外）。应急照明灯应有明显的红色标志，或在结构上与一般照明灯不同。

4.1.2　应急电源的设置

4.1.2.1　航行于急流航段的船舶，应按照本规范第2篇9.1.6的有关要求设置蓄电池组作应急电源。

4.1.2.2　航行于三峡库区及通过三峡大坝的船舶，应按照本规范第2篇9.1.7的有关要求设置应急电源。

4.1.2.3　长途客船（包括Ⅰ型客滚船、Ⅱ型客滚船）应设置应急电源。

4.1.3　应急电源的安装

4.1.3.1　应急发电机组或应急蓄电池组及其配电装置应安装在防撞舱壁以后、机炉舱以外，干舷甲板上或干舷甲板以上的舱室内。

4.1.3.2　应急蓄电池组与应急配电板和充电装置不应安装在同一舱室内，但应尽量靠近。当主配电板所在处所发生火灾或其他事故时，不致妨碍应急配电板的功能。

4.1.3.3　应急发电机组应与应急配电板安装在同一舱室内。

4.1.4　应急电源供电范围

4.1.4.1　应急动力负载应特别考虑下列各项：

(1)　操舵装置的动力及控制设备；

(2)　供电给通信导航设备、应急照明负载等的变流机组（若设有时）；

(3)　电动消防泵之一(设有应急发电机组时)。

4.1.4.2　其他应急负载应特别考虑下列各项：

(1)　下列处所的应急照明负载：

①　主机操纵台的上方；

②　主配电板及应急配电板的前后方；

③　机炉舱及其出入口处，应急逃生出口处；

④　广播室及无线电室；

⑤　所有服务及起居处所内的通道、梯道、出口；

⑥　通往救生艇、救生舢板存放处、登乘处的通道、梯道、出口；

⑦ 救生艇、救生舢板的存放处及登乘处；
⑧ 公共场所及超过16人的客舱；
⑨ 舵机舱；
⑩ 驾驶室；
⑪ 机舱集中控制处所及机舱集中监视处所；
⑫ 灭火控制室；
⑬ 开式滚装/车辆处所、闭式滚装/车辆处所。
(2) 下列设备的应急电源供电：
① 航行灯和信号灯；
② 磁罗经；
③ 传令钟；
④ 二氧化碳释放预告报警装置；
⑤ 探火和失火报警系统、手动失火报警按钮装置；
⑥ 紧急（集合）报警装置；

第2节 临时应急电源

4.2.1 临时应急电源的设置

4.2.1.1 当按照本篇3.1.2.1的规定设置主电源的船舶，应至少设置一组蓄电池用作临时应急电源，已设置蓄电池组作为应急电源的船舶除外。

4.2.1.2 临时应急电源(蓄电池组)在主电源失效时，应能自动接入本节4.2.2.1所规定的设备，且应能承载临时应急负载在整个供电期间保持其电压变化在额定电压的±12%以内而不必再充电。

4.2.1.3 临时应急电源蓄电池组及其配电装置应安装在防撞舱壁以后、机炉舱以外、干舷甲板上或干舷甲板以上的舱室内。

4.2.1.4 在临时应急照明线路上不应设置开关（驾驶室除外），且临时应急照明灯应有明显的红色标志或其灯具在结构上与一般照明灯不同。

4.2.2 临时应急电源的供电范围

4.2.2.1 临时应急电源(蓄电池组)的容量应足够至少向下列设备同时供电0.5h：
(1) 临时应急照明；
(2) 紧急（集合）报警装置；
(3) 探火和失火报警装置、手动报警按钮装置；
(4) 机电设备故障检测报警系统；
(5) 船内通信系统；
(6) 操舵控制系统；
(7) 失控信号灯。

4.2.2.2 临时应急照明的设置应特别考虑下列处所：
(1) 主机操纵台处；
(2) 主配电板(应急配电板)的前后方；
(3) 公共处所以及超过16人的客舱；
(4) 所有服务及起居处所内的通道、梯道、出口；
(5) 机舱集中控制处所及集中监视处所；
(6) 驾驶室。

第5章　蓄电池

第1节　一般规定

5.1.1　一般要求

5.1.1.1　本章规定适用于固定安装的蓄电池，不适用于移动式蓄电池。

5.1.1.2　船用蓄电池可采用酸性铅板型或碱性镍板型。

5.1.1.3　蓄电池的设计和结构应保证在倾角40°时无电解液溢出，并应防止散发酸雾或碱雾。

5.1.1.4　蓄电池应能承受船舶的摇摆和振动。

5.1.2　蓄电池的容量

5.1.2.1　按照本篇3.1.2.2（1）、3.1.2.3、4.1.2及4.2.1.1的要求设置的蓄电池组，在规定的供电时间内，该蓄电池组的放电终止电压应至少为其标称电压的88％。

5.1.2.2　柴油机起动用蓄电池组的容量应符合本规范第2篇6.4.5.1的规定。起动用蓄电池组在放电间歇时间不大于15s,最后一次起动过程中该蓄电池组的放电终止电压应至少为其标称电压的50％。

5.1.3　蓄电池的布置和安装

5.1.3.1　柴油机起动用蓄电池组应尽可能靠近柴油机安装，以减小电压降。

5.1.3.2　蓄电池组的布置应便于更换、检测、充液和清理。在蓄电池组的上方应至少留有300mm的空间。

5.1.3.3　铅酸蓄电池和碱性蓄电池不应安装在同一舱室、箱或柜中。

5.1.3.4　蓄电池组应安装在不受高温、低温、水溅、蒸汽、其他损害其性能或加速其性能恶化影响的处所内。

5.1.3.5　每只蓄电池周围间隙必须大于20mm，并应用不吸潮、耐电解液腐蚀的绝缘材料楔隔、衬垫和固定。

5.1.3.6　蓄电池组的托盘、箱、架等内部结构，均应具有防止电解液腐蚀的防护措施，并应有防止漏出的电解液与船体接触的有效措施。

5.1.3.7　在布置蓄电池时，除本节5.1.3.9要求外，尚应考虑到各组蓄电池充电装置的充电功率（充电功率为蓄电池标称电压值与最大充电电流值的乘积）：

(1)　充电功率大于2kW的蓄电池组应安装在专用的舱室内或安装在开敞甲板上的箱或柜中。

(2)　充电功率等于和小于2kW但大于0.2kW的蓄电池组可以安装在专用的箱、柜中或敞开安装在通风良好的机器处所内。如机舱通风良好，且在蓄电池组上方对落下物体有防护措施时，在机舱内可敞开安装蓄电池组。

(3)　充电功率等于和小于0.2kW的蓄电池组，可以敞开安装在通风良好的处所。

蓄电池组不应安放于起居处所内。如果充电时不会产生有害气体的气密蓄电池可以例外。

5.1.3.8　蓄电池专用舱室的门以及蓄电池的箱、柜的外面，应有明显的“严禁烟火”标志。

5.1.3.9　应急电源蓄电池组的安装位置应符合本篇4.1.3的有关规定。临时应急电源蓄电池组的安装位置应满足本篇4.2.1.3的要求。

5.1.4　蓄电池的保护和充放电设备

5.1.4.1　蓄电池组(除柴油机起动蓄电池外)均应设有保护装置，其保护装置应符合本篇

2.3.11的规定。

5.1.4.2　应急电源蓄电池组、临时应急电源蓄电池组及柴油机起动用蓄电池组等均应配有足够容量的、且设有逆电流保护的充电装置。该充电装置应能将蓄电池组从完全放电状态开始在不超过10h的时间内充至额定容量。

半导体充电设备应有抑制无线电干扰的措施。

5.1.4.3　当采用浮充电工况或充电时负载接至蓄电池上时，应符合本篇3.2.3.3（2）的规定。

5.1.4.4　蓄电池充放电箱(板)上应装设能指示充放电的电流表和电压表各1只，且电压表的刻度盘上应有一表示蓄电池允许放电低限值的明显标志。

第2节　蓄电池室的设备和通风

5.2.1　蓄电池室的设备

5.2.1.1　蓄电池的专用舱室、箱、柜内，除蓄电池外应避免安装电气设备。若必需安装时，则应符合本篇1.4.3.4的规定。

5.2.1.2　蓄电池室内应尽可能不穿越与其无关的电缆，若不可避免时，须穿管敷设或采取其他安全措施。

5.2.1.3　蓄电池的连接导线和接线端头应有防止电解液腐蚀的性能或措施。

5.2.1.4　蓄电池室的门应开向外走道。蓄电池室与其他舱室应作有效封闭，以防止有害气体窜入其他舱室。

5.2.2　通风

5.2.2.1　蓄电池室、箱、柜均应通风，以避免可燃气体积聚，其出风口在顶部，进风口在底部，并有防止水和火焰进入的措施，出风管应通至开敞处所且无点燃源处。

5.2.2.2　除本节5.2.2.4要求外，如果所需的换气量较小，出风管道能从蓄电池室、箱或柜的顶部直接向上通至开敞处所，而出风管的任何部分与铅垂线的夹角均不大于45°，则可采用自然通风。

5.2.2.3　采用自然通风时，出风管的截面积A应不小于：

$$A=\frac{50\times U_n\times Q\times n}{1000}\qquad \mathrm{cm}^2$$

式中：U_n——蓄电池标称电压，V；

Q——蓄电池容量，Ah；

h——蓄电池数量。

进风口的截面积应不小于出风管截面积。

5.2.2.4　蓄电池组的专用舱室、箱或柜，如果蓄电池组的总充电功率大于2kW时，则应设有机械通风装置。机械通风的电动机的控制设备和开关应置于蓄电池室、箱或柜外的非危险处所。

5.2.2.5　蓄电池组的专用舱室、箱或柜的机械通风装置的排气量Q应不小于：

$$Q=0.11In\qquad \mathrm{m^3/h}$$

式中：I——产生气体期间的最大充电电流，但不小于充电设备能够输出的最大充电电流的

25%，A；

n——蓄电池数量。

5.2.2.6　蓄电池室、箱、柜采用机械通风装置时，应有防止通风叶片偶然与机壳发生摩擦产生火花的措施。非金属的通风叶片应用抗静电材料制成。

第6章　配电板和配电电器

第1节　配电板的结构和安装

6.1.1　结构

6.1.1.1　配电板的构架及面板应有足够的机械强度，在振动和倾斜情况下应不产生有害变形，配电板用的绝缘材料应具有滞燃性、耐潮性。

6.1.1.2　主配电板顶部应设有挡水板，总体的两侧面均应设有金属封闭板，前面应设有坚固的绝缘扶手，后面应设有水平安装的绝缘扶手。

6.1.1.3　电缆进入配电板处应有能防止漏水沿着电缆进入配电板内部的措施。装在机舱花钢板上的主配电板，底部须封闭或采取其他有效措施以防止主配电板底下油水的浸入。

6.1.1.4　主配电板和应急配电板的顶部防护等级应达到IP22的要求，其两侧应有不低于防护等级IP2X的防护措施。分配电板应具有符合本篇表1.4.2.3规定的防护等级。

6.1.2　安装

6.1.2.1　配电板应设置在易于到达、通风良好、无可燃性气体聚积的处所，特别应能避开水的进入和机械损伤的处所。

6.1.2.2　主配电板和应急配电板的后面和上方不应设置油柜，以及其他液体容器，当蒸汽、液体等压力管路必须通过时，其法兰接头应远离配电板，或采取可靠的防护措施。

6.1.2.3　主配电板和应急配电板前通道宽度应不小于0.8m，后通道宽度应不小于0.6m。如可在前面或侧面进行维修，则可不设后通道。

对主电源采用本篇3.1.2.3规定的船舶，若配电板安装处所具有便于操作和维修的空间时，可不按上述要求。

6.1.2.4　主配电板和应急配电板前后应铺有防滑和耐油的绝缘垫或绝缘处理过的木格栅。工作电压小于50V的可免设。

6.1.2.5　主配电板总宽度等于或大于4m时，除安装在机舱集控室内的主配电板外，其后通道两侧应装有带锁的金属制成的出入门。若主配电板具有后封闭板则可不按此要求。

6.1.2.6　主配电板相对于发电机组的位置，应尽可能具有正常供电的完整性，且便于观察和操作，使其只有在同一处所发生火灾或其他事故才会受到影响。主配电板若设置在机舱集控室内，不视作配电板与发电机隔开。

6.1.2.7　在主配电板和应急配电板附近应设有电路原理图。

第2节　配电电器

6.2.1　一般要求

6.2.1.1　安装在配电板上的断路器、开关、指示灯、按钮、操作手柄和手轮、仪表测量用的转换开关等均应有标明其用途和操作位置的耐久标志。并且应标明每个电路的用途、过载保护装置的定额或其相应整定值的耐久标志，这些标志应设在该保护装置的所在位置。电气设备的铭牌应以滞燃材料制成。

6.2.1.2　安装在配电板面板上的发电机主开关操作手柄及控制按扭，一般需高于配电板底部0.8m；对其他电气设备的操作手柄，一般需高于配电板底部0.3m。

6.2.1.3　在工作电压大于50V的配电板背面安装的电气设备及元器件，应不超过配电板的背面。

6.2.1.4　若工作电压大于50V的配电板或配电箱的面板上装有电气设备，其活动面板与

构架之间应通过专用接地柱进行良好的电气连接。

6.2.1.5 当主配电板每屏设有照明灯具时，发电机控制屏的照明电源应由本身发电机经独立熔断器不通过主开关直接供电，其他配电屏照明电源可由汇流排经独立熔断器供电。

6.2.1.6 若主配电板安装处所有应急电源或临时应急电源供电的足够的照明灯时，则板面照明灯允许设在板外，并允许由汇流排或者由相近的照明分电箱供电。

6.2.1.7 并联运行的交流发电机组应在发电机控制屏上设有对原动机的转速在额定转速的±10％范围内进行遥控的调速装置，并在原动机上设有执行机构。

6.2.1.8 直流发电机的控制屏上应设有充磁装置,充磁电源一般应取自蓄电池。

6.2.1.9 对需并联运行的交流发电机组，不论采用何种方式进行并联(如自动、手动)均应设有手动同步装置。

6.2.1.10 对地绝缘的配电系统，应在主配电板和应急配电板上设有满足本篇2.1.1.3（2）要求的监测系统绝缘电阻的监测装置。

6.2.1.11 发电机控制屏应设有指示发电机主开关接通与分断的指示灯，在配电板上应设有岸电供电的指示灯。

6.2.1.12 主配电板上应设有船电与岸电供电的联锁装置。

6.2.1.13 不同电流种类和不同电压等级的电气设备应尽量不安装在同一配电板内。如不可避免时，应采取隔离措施。

6.2.2 测量仪表

6.2.2.1 安装在配电板上的测量仪表的精确度等级应按仪表用途及安装条件进行选择，但应不低于1.5级。

6.2.2.2 电压表的上量限应约为该线路额定电压的120％；电流表的上量限应约为该线路中额定电流的130％。

6.2.2.3 电压互感器和电流互感器的次级绕组应可靠接地。与测量仪表配套使用的电压和电流互感器应满足测量仪表所需精确度等级。电流互感器次级回路在通过转换开关转换过程中应保证处于短路状态。

6.2.2.4 功率表的上量限应约为该线路额定功率的120%，供并联运行的直流发电机用的电流表和供并联运行的交流发电机用的功率表，应能分别指示出-15％的额定电流或额定功率。

6.2.2.5 频率表应具有±10％额定频率的刻度。

6.2.2.6 在电压表、电流表及功率表的刻度盘上应有表示相应额定值的明显标志。

6.2.2.7 发电机控制屏应至少按表6.2.2.7的要求设置测量仪表。

发电机控制屏测量仪表　　表6.2.2.7

发电机种类	运行状态	仪表名称	每台发电机配备仪表数量（个）	备　　注
直流	单机运行	电流表	1	接于正极
		电压表	1	
	并联运行	电流表	1	接于正极
		电压表	1	可通过转换开关能分别测量发电机和汇流排电压
交流	单机运行	电流表	1	可通过转换开关能分别测量各相（线）电流
		电压表	1	可通过转换开关能分别测量各相（线）电压
		功率表	1	发电机额定功率小于50kW时可免装
		频率表	1	
	并联运行	电流表	1	同单机要求
		电压表	1	可通过转换开关能分别测量发电机各相（线）电压和汇流排电压
		功率表	1	
		频率表	1	
		整步表	1	各发电机共用一个

6.2.2.8　主配电板上应考虑设置能测量大容量负载的电流表。

6.2.3　断路器和其他开关

6.2.3.1　断路器和其他开关应符合本节的规定。本节未作规定者，则应符合本社接受的有关标准。

6.2.3.2　断路器和开关装置的选择不仅应根据环境条件、额定电压、电流，还应考虑其耐热性能和机械强度，以及短路时的通断能力。

6.2.3.3　断路器和其他开关应能使其处于“分断”位置时不致由于意外的运动而导致电路闭合。

6.2.3.4　用于发电机的断路器的过电流脱扣器以及自动卸载电器的整定值应可调。

6.2.3.5　由伺服电动机或电磁机构驱动的断路器，应有手动操纵机构，以便在驱动装置发生故障后使用，并应能在板前进行操纵。

6.2.3.6　断路器应有标明其额定电压、过电流脱扣器额定电流及其整定值等的耐久标志。

6.2.4　熔断器

6.2.4.1　配电板上熔断器的选择应符合本节的规定。本节未作规定者，则应符合本社接受的有关标准。

6.2.4.2　熔断器应为封闭式，其结构应于熔体熔断时，外壳不会破裂或损坏，熔化的金属或者所发散的气体应不损坏邻近的绝缘。

6.2.4.3　熔断器应便于更换其备件，而不致在取下或装上熔断器时发生触电或烧伤的危险。

6.2.4.4　熔断器在额定电流下长期工作时，其电缆连接端头的温度不应超过所连接电缆的允许最高工作温度。

6.2.4.5　熔断器应有标明其额定电压、额定电流、额定分断能力等的耐久标志。

6.2.4.6　额定电流等于或大于100A的管式熔断器应备有专用绝缘手柄取下和装上熔断器的工具。

6.2.5　汇流排

6.2.5.1　汇流排及其连接件应为电解铜或铜包复的铝合金材料制成，汇流排连接处应作防腐蚀和氧化的处理，汇流排的最大允许温升为45K。

6.2.5.2　汇流排及支承件的安装应保证在短路时，能承受最大短路电流引起的热效应和电动力而不致损坏。

6.2.5.3　汇流排的油漆颜色一般应符合下列规定：

(1)　直流汇流排及裸线：

正极.....红色；

负极.....蓝色；

接地线.....绿色和黄色间隔。

均压汇流排的颜色应与引出极的颜色相同，再涂以白圈以资区别。

(2)　交流汇流排及裸线：

第1相.....绿色；

第2相.....黄色；

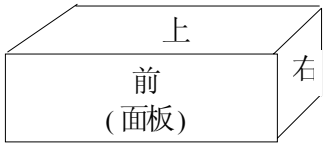
第3相.....褐色或紫色；

接地线.....绿色和黄色间隔；

中性线.....浅蓝色。

6.2.5.4　配电板内汇流排的安装排列次序应符合表6.2.5.4的规定(配电板正视方向为准)。

汇流排相序或极性安装排列　　表6.2.5.4

汇流排	相序或极性	汇流排安装的相互位置			附图
		垂直布置	水平布置	引下线	
交流	第1相	上	前	左	 配电板正视方向示意图
	第2相	中	中	中	
	第3相	下	后	右	
直流	正极	上	前	左	
	均压极	中	中	中	
	负极	下	后	右	

注：交流中性线汇流排放在适当的位置。

6.2.5.5　三相四线系统的中性线截面积及中性线汇流排截面积一般应与相线截面积相同；或者至少应为相线截面积的一半。均压汇流排的载流能力，应不小于电站中最大发电机额定电流的50％。

6.2.5.6　主配电板和应急配电板不同极(相)间的裸主汇流排(不包括主汇流排至引出线之间的导体)，应具有如表6.2.5.6所列的最小电气间隙和最小爬电距离。

最小电气间隙和爬电距离　　表6.2.5.6

额定工作电压（V）	最小电气间隙（mm）	最小爬电距离（mm）
250及以下	15	20
251~690	20	25
691~1000	25	35

6.2.6　试验

6.2.6.1　配电板应在制造厂进行下列试验：

(1)　温升试验

在规定的负载电流下进行（参照GB/T 11634）。

(2)　效用试验；

检查配电板上的仪表、配电电器的效能。

(3)　耐电压试验；

耐电压试验应按表6.2.6.1（3）规定的电压进行。

试验电压　　表6.2.6.1（3）

额定电压（V）	试验电压（V）
$U_n \leqslant 60$	1000
$60 < U_n \leqslant 300$	2000
$300 < U_n \leqslant 690$	2500
$690 < U_n \leqslant 800$	3000
$800 < U_n \leqslant 1000$	3500
$1000 < U_n \leqslant 1500$①	3500

注：① 仅指直流。

② 在进行耐电压试验时，半导体器件应拆除，同时允许不接测量仪表、电容器、指示灯等附属设备。

③ 耐电压试验应在所有带电部分与机壳间和各相（或极）相互之间进行。

(4)　在温升和耐电压试验之后，应立即用至少500V的直流高阻计测量其所有载流部分对地以及载流部分的极间或相间的绝缘电阻，其值应不低于1MΩ。

第7章　电力拖动装置

第1节　一般规定

7.1.1　电力拖动装置的供电

7.1.1.1　电力拖动装置的供电应符合本篇第2章的有关规定。

7.1.1.2　额定功率等于或大于1kW的电动机(生活、维修设备除外)，均应由独立的最后分路供电。

7.1.2　电动机及其控制装置

7.1.2.1　应设有电源控制装置，此装置应能切断电动机及其控制线路(包括断路器)的电源。

7.1.2.2　应设有运转指示装置。

7.1.2.3　每台电动机应设有独立的起动和停止控制装置，其位置一般在电动机旁，且便于操纵。

7.1.2.4　如果采用公共控制系统(即以一套控制装置逐个起动多台电动机)时，此系统中每台电动机均须配备欠电压保护、过电流保护、切断设施和运转指示装置，其有效程度不应低于每台电动机单独使用一套控制装置时的要求。若控制系统属于自动类型，则应另备适当的手动操作设施。

7.1.2.5　当电力拖动装置设计有自动控制时，应另有一套手动控制装置。

7.1.2.6　可逆运行的电动机应设有正反转的联锁装置。

7.1.2.7　控制设备的操作手轮或手柄,当顺时针转动或向后时，应为“加速”、“上升”、“起锚”、“收缆”等等；反之应为“减速”、“下降”、“抛锚”、“放缆”等。

7.1.2.8　电动甲板机械的电磁制动器，应附有人工释放装置。

7.1.2.9　电动机及其控制装置的防护等级应符合本篇表1.4.2.3的有关规定。

7.1.2.10　电动机的馈电线路保护应符合本篇2.3.5.1和2.3.5.2的有关规定。

7.1.2.11　电动机的欠电压、过载及短路等保护应符合本篇2.3.6的有关规定。

7.1.2.12　船舶机舱电动辅机若按机舱自动化要求设计时，应符合本规范第4篇的有关规定。

7.1.3　电动机的安装

7.1.3.1　卧式电动机的转轴应尽可能与船舶纵中剖面平行安装，立式电动机的转轴应与船舶水线面垂直安装。

7.1.3.2　电动机的联轴器及皮带或链轮等传动部分，必须装有可拆的防护罩，以防止偶然触及。

7.1.3.3　电动机及其控制装置的安装应留有适当的空间，以便维修和操作。

7.1.3.4　机舱辅机的电动机应安装在花钢板以上。

第2节　操舵装置的电动机及其控制

7.2.1　操舵装置的电动机

7.2.1.1　操舵装置电动机的配备等，应符合本规范第2篇第9章的有关规定。

7.2.1.2　操舵装置的电动机应为连续工作制。

7.2.2 操舵装置电动机的控制

7.2.2.1 操舵装置的电动机应设有短路和欠电压保护装置，不应设置过载保护装置。

7.2.2.2 工作电动机及其控制装置，在电源失电后又恢复供电时，应能自动地恢复工作(只设单台电动机者除外)。

7.2.2.3 当舵机室能操舵时，在舵机室内应设置转换驾驶室或舵机室操舵的转换开关。

7.2.2.4 设有电动操舵装置且设有互为备用的2套(或2套以上)电动机的船舶，在2套(或2套以上)控制装置之间，应设有互为联锁的装置。

7.2.2.5 电动操舵装置及由电磁阀控制的电动液压操舵装置应设有舵位限制装置。

7.2.3 操舵装置的应急电动机及其控制装置

7.2.3.1 当操舵装置的工作电动机及其控制装置发生故障时，操舵装置的应急电动机及其控制装置应能自动投入工作。

7.2.3.2 操舵装置的电动机控制装置与应急电动机控制装置，应互为联锁。

7.2.3.3 操舵装置的应急电动机应保证在1h的应急供电时间内能有效地运行。

7.2.3.4 操舵装置的应急电动机馈电分路，应设有短路保护而不应设置过载保护。

7.2.4 操舵装置的报警信号

7.2.4.1 任一操舵装置的电源发生故障时，应在驾驶室和机舱发出视觉和听觉报警。

7.2.4.2 任一操舵装置的电动机过载时，应在驾驶室发出视觉和听觉报警。其过载值应不大于电动机工作电流最大允许值。

7.2.4.3 每一舵机工作油箱在液位低时，应在驾驶室和机舱发出视觉和听觉报警。

7.2.5 舵角指示装置

7.2.5.1 驾驶室应至少设置一台舵角指示装置。且应在任何操舵状态下，能保证正确的舵角指示。

7.2.5.2 舵角指示装置应由助航分配电板设独立分路供电。

7.2.5.3 舵角指示装置与实际舵角的误差精度应符合第2篇9.1.15的规定。

7.2.5.4 驾驶室的舵角指示装置应有亮度可调的照明灯或夜光刻度。

第3节 锚机、绞缆机的电动机及其控制

7.3.1 锚机、绞缆机的电动机

7.3.1.1 当电动机功率大于或等于10kW时，其控制器上应设有监视其工作的电流表，且应有适当的照明或亮度。

7.3.1.2 锚机和绞缆机的电动机应设有电磁制动装置。

7.3.1.3 锚机和绞缆机的电动机，如技术条件中未作特殊要求时，其工作定额应不小于30min。

7.3.2 锚机和绞缆机的电动机的控制装置

7.3.2.1 锚机和绞缆机的电动机的控制装置应设置零位保护。

7.3.2.2 当交流三速锚机电动机的高速挡用过流继电器作过载保护时，其电流整定值可取高速挡额定电流的1.1～1.25倍。

7.3.2.3 直流锚机电动机用负载继电器作过载保护时，其整定值可取2～2.5倍额定电流，且当电流降低至额定电流时，应能自动复位。

第4节　其他辅机的电动机及其控制

7.4.1　Z型推进装置回转系统

7.4.1.1　每台Z型推进装置若设有两套互为备用的回转系统的电动机及其控制系统，每台电动机仍应由主配电板敷设独立的馈电线供电。两套电动机的控制装置之间亦应电气联锁。

7.4.1.2　回转电动机及其控制系统应符合本章7.2.1、7.2.2的有关规定。

7.4.1.3　回转电动机的馈电线路应符合本篇2.4.1.1的有关规定。

7.4.1.4　回转电动机及其控制装置应设有控制装置电源故障和过载的听觉和视觉报警装置，且应符合本章7.2.4的有关规定。

7.4.2　起艇机

7.4.2.1　起艇机的电动机控制装置应与其手动操作装置联锁。当使用手动操作装置时，应能自动切断电动机控制装置的电源；当使用电动机控制装置时，应便于观察艇位。

7.4.2.2　起艇机电动机的制动装置应与手动制动器联锁。当使用手动制动器时，应能自动切断电源。

7.4.2.3　应设有当艇复至原位时的限位开关。

7.4.3　通风机

7.4.3.1　至少应设有两个能切断全部机舱风机的电动机及其控制装置电源的总控制装置，其中之一必须设置在主甲板上的机舱出口处外面。

7.4.3.2　客船除满足本节7.4.3.1及7.4.3.4的要求外，还应设置两个尽量远离的电源总控制装置，其中任何一个均能切断其他所有动力通风电动机及其控制装置的电源。

7.4.3.3　蓄电池室的风机的电动机及其控制装置应符合本篇第5章第2节的有关规定。

7.4.3.4　用于货物处所的动力通风电动机，应能在该处所外面的一个安全、便于操作的地点关停。

7.4.3.5　厨房排气管道的抽风机应能在厨房内予以关停。

7.4.4　燃油锅炉

7.4.4.1　燃油锅炉的自动控制装置应设有故障报警装置。

7.4.5　制冷装置

7.4.5.1　冷藏船制冷装置的压缩机、通风机及冷藏舱风机等电动机的应急控制设备均应设置于舱外适当处所。

7.4.6　燃油泵及燃油分离器

7.4.6.1　主机燃油输送泵、锅炉燃油泵以及燃油分离器等的电力拖动装置，应在主甲板上的机舱出口处外面设置紧急切断装置。

7.4.7　货油泵

7.4.7.1　油船货油泵的电动机的控制装置应在泵舱以外的适当位置设置紧急切断装置。

第8章　照明、电热器具

第1节　照 明

8.1.1 一般要求

8.1.1.1 主照明系统应向全船供旅客和船员容易到达和使用的全部处所和空间提供充分的照明，并应由主电源供电。

8.1.1.2 照明电路的供电应满足本篇第2章第4节的有关要求及本节的规定。

照明电路的保护应符合本篇2.3.8的规定。

船上各种处所所安装的照明灯具及附件应具有本篇表1.4.2.3的防护等级。

8.1.1.3 安装在货舱、外走道及其他易受机械损伤处所的灯具应具有坚固的保护栅。

安装在振动较大处所的灯具应采取减振措施。

直接固定在木板或其他可燃材料上的灯具应采取防火隔热措施。

8.1.1.4 专用蓄电池室、油漆间、冷藏舱、消防设备控制站、行李舱、邮件舱、粮食舱及其他类似舱室的照明开关不应设置在室内。

在行李舱、邮件舱、粮食舱、冷藏舱的照明开关处，应装有接通指示灯。

8.1.1.5 潮湿处所及有爆炸危险处所，其照明开关应能切断电源的所有绝缘极。

8.1.1.6 对于影响夜间航行安全的照明（如露天甲板及外走道的照明）应由驾驶室集中控制或采取相应措施使之不影响安全航行。

8.1.1.7 荧光灯灯具及附件不应安装在有高温的外表面上。

8.1.1.8 机舱、舵机舱、冷藏舱、轴隧及主配电板后面等主要检修处所，应设有安全电压插座。

8.1.1.9 若在有爆炸危险处所采用隔舱照明时，照明窗的结构应坚固及气密，并设有防止机械损伤的保护栅。

8.1.2 照明电路的供电及控制

8.1.2.1 照明分配电板每一分路的负载电流不大于16A时，其灯点数(包括风扇、电钻及容量不大于100W的小型日用电器、插座等)应不超过下列数目：

(1) 50V及50V以下的电路.....10点；

(2) 51V至120V的电路.....14点；

(3) 121V至250V的电路.....24点。

8.1.2.2 床头灯、镜灯、壁灯、彩灯、电标志灯等灯点的分路，若其最大工作电流不超过10A时，则可不受本节8.1.2.1规定的灯点数目的限制。

8.1.2.3 容量为300W及300W以上的工作灯、探照灯等照明灯具，均应由分配电板的独立分路供电。

8.1.2.4 机舱、泵舱、舵机舱、通道(包括出入口)、通向艇甲板的梯道、公共处所及客船上超过16人的客舱的照明，应至少有两个最后分路供电。当其中一路不能供电时，另一路仍能保持上述处所必要的照明。机舱、泵舱各路灯点应交错布置。

8.1.2.5 机器处所若采用荧光灯照明，除应满足本节8.1.2.4的要求外，各分路应由不同的相(线)供电。

8.1.2.6 货舱内固定照明应由专用照明控制板(箱)控制，每一货舱的照明应由独立的分路供电，每一分路除应设有能切断所有绝缘极的开关和熔断器外，必须装有电源接通指示灯，控制板（箱）应安装在货舱以外的适当位置。

8.1.2.7 采用船体作导电回路的配电系统，从照明分配电板引出的每一分路应采用双芯电缆，并将所接地的一极通过分配电板的汇流排进行总的接地。

8.1.3 可携式照明

8.1.3.1 有爆炸危险的处所内不应使用电缆供电的可携式照明灯。应按其处所要求采用带有自给式蓄电池的本质安全型、隔爆型、增安型、正压型的可携式灯具。

8.1.3.2 除本节8.1.3.1规定以外的可携式灯具应有坚固的保护栅，且应能使操作者无触电危险，还应选用下列之一方式：

(1) 用供电电缆的连续接地线接地；

(2) 双重绝缘或加强绝缘；

(3) 用不大于50V的电压供电；

(4) 由只对一盏灯具供电的隔离变压器供电。

8.1.4 照明灯具及附件

8.1.4.1 照明灯具结构应保证在最不利条件下的工作温度不超过可选电缆的许用温度。

8.1.4.2 荧光灯应有防护外罩，其所属附件(如镇流器、电容等)应在结构上与灯具连在一起。

8.1.4.3 高压气体放电灯、强光灯、工作灯等灯具结构应坚固、耐振动。

高压气体放电灯的高压触发装置应安装在金属箱内，金属箱及灯具的金属外壳应可靠接地。并应设置提醒人们注意的“高压危险”的警告标志。

8.1.4.4 不同电压等级的插头、插座，其结构形式应有明显的区别。

8.1.5 应急照明

8.1.5.1 应急照明、临时应急照明应符合本篇第4章的有关规定。

8.1.5.2 主照明系统和应急照明系统各自的电源、相关的变换设备（设有时）、主和应急配电板和照明配电板（不包括区配电板和分配电板）不应安装在同一处所内，以使设有这些设备的任一处所发生火灾或其他事故时，两系统不致同时失效。

8.1.5.3 应急照明和临时应急照明不应采用气体放电灯。

8.1.5.4 客船（客渡船除外）、Ⅰ型客滚船、Ⅱ型客滚船、船长50m及以上的餐饮趸船均应在包括梯道和出口在内的脱险通道全线（包括拐弯和叉路口）距甲板高度不超过0.3m处，应设置本社接受的标准的灯光或光致发光条显示标志。该显示标志应使乘客能辨认出整个脱险通道出口。

若采用灯光，则应由应急电源或临时应急电源供电。

8.1.5.5 Ⅰ型客滚船的附加应急照明的设置应符合本篇17.2.8的规定；餐饮趸船的临时急照明的设置应符合本篇16.5.3的规定。

第2节 电热器具

8.2.1 一般要求

8.2.1.1 每个具有成套装置的电热器和电炊设备，均应由相应的分配电板设独立馈电线供电，并应由固定安装的能切断所有绝缘极的多极联动开关进行控制。若电热器和电炊设备通过插座连接时，多极控制开关应安装在插座之前或者选用带开关联锁插座。

8.2.1.2 电热器和电炊设备的安装应保证对甲板、舱壁或其他周围的物品不致产生过热和火灾的危险。禁止使用加热元件外露的电热器和电炊设备。

8.2.1.3 在有可燃性气体和尘埃积聚的处所，不得装设电热器和电炊设备。

8.2.2 电取暖器

8.2.2.1　所有电取暖器必须固定安装，并应满足本节8.2.1的有关规定。

8.2.2.2　电取暖器的结构、防护和安装应使得衣服和易燃物品与之接触时不会引起火灾。其顶部结构应使物品不可能在其上搁置。

8.2.2.3　当电取暖器的温度超过允许极限时应能自动切断电源。

8.2.2.4　当电取暖器安装在舱壁衬板里面时，应用不燃材料制成的护板分隔以防止热量在衬板里层积聚。

电取暖器后面与舱壁之间应至少留有25mm的自由空间，以使舱壁不致过热和供空气循环流通。

8.2.3　厨房电炊设备

8.2.3.1　厨房电炊设备应有坚固的防护罩，电炊设备及电缆应固定安装。

对可移动的电炊设备应符合本节8.2.1的有关规定。

8.2.3.2　电炊设备的结构应保证当有液体或食品溢出时，不致损坏绝缘和发生短路。

第9章　航行灯、信号灯

第1节　一般规定

9.1.1　航行灯、信号灯的一般要求

9.1.1.1　航行灯、信号灯的设置、安装应符合《内河船舶法定检验技术规则》中信号设备的有关规定。

9.1.1.2　航行灯、信号灯的防护等级至少应为IP55。

第2节　航行灯、信号灯、闪光灯及其控制

9.2.1　航行灯

9.2.1.1　航行灯控制箱应设在驾驶室内易于接近之处。

9.2.1.2　每只航行灯均应由航行灯控制箱引出的独立分路供电，且应设有每只航行灯发生故障的听觉和视觉报警信号装置。

对主电源采用本篇3.1.2.3规定的船舶，且航行灯、信号灯由同一只控制箱控制时，允许只设视觉报警信号装置。

9.2.1.3　每只航行灯(在控制箱上)应设有单独的控制开关、熔断器进行控制和保护。并应设有相应铭牌或标志。

9.2.1.4　航行灯控制箱的供电应符合本篇2.4.2.3的有关规定。

9.2.1.5　航行灯控制箱上应设有两路电源的转换开关，其转换开关亦可在驾驶室的适当位置设置；并应设有航行灯控制箱电源故障的听觉和视觉报警。

9.2.2　信号灯、闪光灯

9.2.2.1　每只信号灯应由设在驾驶室的信号灯控制箱引出的独立分路进行控制和保护。信号灯控制箱上应设有颜色与信号灯一致的工作指示灯（该指示灯可兼作每只信号灯故障报警视觉信号）。

9.2.2.2　闪光灯控制箱应装于驾驶室内，其箱上应设有电源指示灯和工作指示灯。

闪光灯的电源指示灯和工作指示灯应设置在面对驾驶员便于观察的位置。

闪光灯应设有自动控制装置。当自动控制装置失效时，应能手动控制。

9.2.2.3　对驳船、非自航工程船、趸船等其他无驾驶室的船舶，其信号灯控制箱可设置在值班室或便于管理的场所。

第10章　船内通信、扩音（广播）系统及信号报警装置

第1节　一般规定

10.1.1　一般要求

10.1.1.1　不同用途的音响信号应具有不同的音色。

10.1.1.2　在机舱等噪声较大的舱室或处所的报警装置，应具有声光信号，其声响信号至少应高于背景噪音10dB以上。

10.1.1.3　各种自动听觉和视觉报警装置均应设有消音、测试等装置。

10.1.1.4　船内通信、信号报警装置，若有多台设备并联工作，当其中任1台设备发生故障或切除时，应不影响其余设备的正常工作。

第2节　船内通信、扩音（广播）系统

10.2.1　传令钟

10.2.1.1　船内通信若采用灯光传令钟、（直流或交流）电动传令钟应符合下列规定：

(1)　发信器和收信器应具有双向功能，以满足发信器发出的信号在收信器上的显示，由收信器发出的信号应同样应立即在发信器上显示。

(2)　发信器和收信器均应配备听觉呼叫信号发生器，该信号发生器应维持自发送命令开始直至得到正确回令为止，该听觉信号应在驾驶室和机舱内任何位置均能听到。

(3)　发信器和收信器的数量应按驾驶操机部位和主机的台数确定，设有一台主机时可采用单联单主机；设有两台主机时可采用单联双主机或双联双主机。

(4)　若采用灯光传令钟时其发信器上的灯光的亮度应为可调。

10.2.1.2　若需在多个操机位置分别设有发信器，则各发信器之间应设有机械或电气联动装置；以满足收信器的回令在多个位置上的发信器同时显示；若通过转换开关对发信器进行有选择性的操机，则应设有那个控制位置正在使用的附加指示。

10.2.1.3　传令钟应由独立最后分路供电，并在驾驶室内设有失电的听觉和视觉报警器。

10.2.2　指挥电话

10.2.2.1　下列处所之间若以电话为主要通信工具时，则应为声力电话或蓄电池供电的电话：

(1)　驾驶室——舵机室（该室能操舵时）；

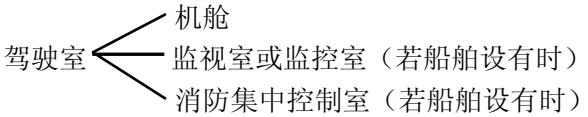
(2)　驾驶室——机舱；

(3)　驾驶室——监视室或监控室（若船舶设有时）；

(4)　驾驶室——消防集中控制室（若船舶设有时）。

上述（1）应为直通电话。

若在通信系统中能具备插入忙线通话时，则（2）、（3）、（4）可采用如下方式，否则，（2）应为直通电话。



10.2.2.2　安装在机舱等噪音较大的舱室或处所的电话，若影响通话时，则应采用适当的隔音措施(如装设在隔音室或隔音罩内)。

10.2.3 扩音（广播）系统

10.2.3.1 自航船舶均应在驾驶室设有对外联络的扩音装置。

扩音装置应有足够的功率（至少为25W），以便使该船驾驶员的指令有效地传至附近的他船；对推（拖）船，驾驶室的命令能有效地传至整个船队。

10.2.3.2 客船应设有在驾驶室和消防控制站（设有时）发出广播信息的广播系统。

10.2.3.3 长途客船的广播系统应能按不同的信息分别对船员及旅客广播，亦可对船员和旅客同时广播；当客舱的扬声器被关闭时，应能强迫广播（传令）。

10.2.3.4 广播系统的扬声器应至少在下列处所设置：

(1) 船员居住的舱室、通常有人的工作处所；

(2) 旅客起居处所、公共处所。

第3节 信号报警装置

10.3.1 紧急(集合)报警装置

10.3.1.1 自航船舶应设有单向发信的通用报警器，其布置应能在全船所有起居处所、通常船员工作处所及对客船还应包括开敞甲板上均能听到该报警信号。

对主电源符合本篇3.1.2.3规定的船舶可免除此要求。

10.3.1.2 紧急(集合)报警装置应由驾驶室和消防控制站（设有时）集中控制，并应在任何状态下均能报警。其报警信号应能维持到人为将其关闭。

10.3.1.3 长途客船应设有旅客紧急(集合)报警装置和船员紧急(集合)报警装置。两组装置的音响应有区别。

10.3.1.4 报警信号的音响应至少高出背景噪音10dB。

10.3.1.5 无线电室和广播室只应设红色警灯。

10.3.1.6 机舱和监控(监视)室应同时设有警灯和警铃。

10.3.2 探火和失火报警装置

10.3.2.1 探火和失火报警装置的设置应符合《内河船舶法定检验技术规则》的有关规定。

10.3.3 二氧化碳灭火剂释放预告报警

10.3.3.1 设有二氧化碳灭火剂系统的船舶，应设有施放灭火剂的自动听觉报警系统，该报警系统应对所保护处所发出报警信号，并在灭火剂施放前至少工作20s，其报警信号应异于其他信号。

10.3.4 伙食冷藏舱报警装置

10.3.4.1 若冷藏货舱和伙食冷藏库等冷藏处所的门不能从其内部开启时，则应在该冷藏处所内部设有误关报警装置，并将其报警信号传送至通常有人的处所。

10.3.5 其他报警装置

10.3.5.1 主机、辅机、轴系的油压、水温等报警装置的设置，应符合第2篇的有关规定。

第11章　电 缆

第1节　电缆的选择

11.1.1　一般要求

11.1.1.1　船舶应采用符合国家船用标准或本社接受标准的电缆（电线）。

11.1.1.2　应根据敷设处所的环境条件、敷设方式、电流定额、工作定额、需用系数和允许电压降等因素确定电缆的型号和规格。

11.1.1.3　任何电缆的额定电压应不低于它所在电路的额定电压。

11.1.2　电缆的绝缘材料

11.1.2.1　绝缘材料的最高工作温度应至少比电缆安装场所可能存在或产生的最高环境温度高10℃以上。

11.1.2.2　电缆绝缘材料一般应根据表11.1.2.2进行选用。

绝缘材料及其最高工作温度　　**表11.1.2.2**

绝　缘　材　料		导体最高工作温度（℃）	
		正常工作	短路
弹性或热固性复合物	乙丙橡皮	85	250
	交联聚乙烯	85	250
	硅橡皮	95	350
	无卤乙丙橡皮	85	250
	无卤交联聚乙烯	85	250
	无卤硅橡皮	95	350
热塑性复合物	聚氯乙烯	60	150
	耐热聚氯乙烯	75	150
其他材料	矿物	95	——

注：① 硅橡皮和矿物绝缘，当它们在船员不易接触的地方时，可允许较高的工作温度（如硅像皮为150℃；矿物绝缘则不作限制），但应经本社同意。

② 导体的温度系环境温度与负载所产生的温升之和。

11.1.3　保护层的选择

11.1.3.1　固定敷设在露天甲板、浴室、货舱、冷藏舱、机器处所以及其他可能产生有凝结水或有害气体（例如：油蒸汽）等处所的电缆应具有金属不透性护套或非金属不透性护套（例如：聚氯乙烯、氯丁橡皮、氯磺化聚乙烯等）。护套的性质应满足环境条件的要求。在永久性潮湿处所，应采用不吸潮绝缘材料的电缆或者采用金属护套。

11.1.3.2　船用电缆（电线）至少应为滞燃型。

11.1.3.3　可携式电气设备及岸电供电电缆均应采用软电缆。

11.1.3.4　客船（客渡船除外）上的旅客起居处所、公共处所和服务处所应采用无卤电缆。

11.1.3.5　需在失火状况下工作的设备的电缆[①]，包括其供电电缆[①]，如穿过较大失火危

[①] 在电缆用于需在失火状态下工作设备的情况下，该耐火电缆应从控制/监视屏延伸至用于相关处所或区域

险处所[②]和客船上的主竖防火区，则除了这些区域本身的电缆以外，应采用耐火电缆。但下列设备可以除外：故障安全系统；有自我检测功能的系统；双套设备，且其电缆是远离分开敷设的。

需在失火状况下维持工作的设备包括：紧急（集合）报警装置；探火和失火报警装置；二氧化碳释放预告报警装置；扩音（广播）系统；应急照明；本篇8.1.5.4所述的低位照明（若为灯光照明时）。

11.1.3.6 Ⅰ型客滚船在车辆处所失火情况下需继续工作的设备的车辆处所电缆，包括其供电电缆，应采用耐火电缆。这类电缆至少应包括本节11.1.3.5所述的设备及电视监视系统、舵机系统、指挥电话、应急消防泵的供电电缆和控制电缆。

11.1.4 导体截面积的确定

11.1.4.1 电缆所承载的最大连续负载应不大于该电缆经过校正后的许用电流，在估算最大连续负载时，允许计入各个负载需用系数和最大负载的持续时间。

11.1.4.2 当电缆在正常工作条件下承载电气设备所需的最大电流时，从主配电板或应急配电板的汇流排到任何安装点的电压降，应不大于额定电压的6%。由蓄电池供电，其电压不大于50V者，线路的总电压降应不大于标称电压的10%，但航行灯、信号灯及操舵电磁阀线路的电压降应不大于蓄电池标称电压的6%。

11.1.4.3 在确定照明电路的功率定额时，每一灯具必须按能与它连接的最大负载计算，但最小为60W。若灯具的结构只能装接低于60W的灯泡，则可按实计算。每个照明插座应按2个灯头容量计算。

11.1.4.4 馈电给起货机或旋转起重机、起锚机及绞缆机的电缆定额，应与工作制相适应。

11.1.4.5 交流三相四线系统的中性线截面积应至少为相线的50%，当相线截面积小于或等于16mm^{2}时，中性线截面积应与相线截面积相等。直流发电机均压线电缆的截面积应不小于主回路电缆截面积的50%。

11.1.5 连续工作制的电流定额

11.1.5.1 环境温度45℃时，电缆连续工作时的电流定额应不超过表11.1.5.1所规定的数值。

11.1.5.2 按下列方式之一敷设的电缆，若能保证每束电缆周围冷却空气自由循环，则可直接采用表11.1.5.1所列的电流定额：

(1) 不超过6根的电缆成束敷设在导板上、管道、管子或电缆槽内。

(2) 超过6根的电缆按下列方式组合：

在任何2组6根束集之间的距离应至少等于最粗电缆的直径

○○○○○○　　○○○○○○　　○○○○○○

或在任何2组3根束集之间的水平及垂直距离应至少等于最粗电缆的直径

○○○　○○○　○○○

○○○　○○○　○○○

的最接近的分配电板。

[①] 在供电电缆用于需在失火状态下工作设备的情况下，该耐火电缆应从装有这些设备的供电点延伸至用于相关处所或区域的最接近的分配电板。

[②] 这里的“较大失火危险处所”系指机器处所、具有失火危险的服务处所、要求安装合格防爆电气设备的围蔽或半围蔽危险处所。

电缆连续工作时的电流定额（基准环境温度45℃）（A）　　表11.1.5.1

绝缘	通用聚氯乙烯			耐热聚氯乙烯			乙丙橡皮和交联聚乙烯			硅橡胶和矿物绝缘		
导体最高工作温度	60℃			75℃			85℃			95℃		
导体截面积mm^2	单芯	双芯	三芯或四芯	单芯	双芯	三芯或四芯	单芯	双芯	三芯或四芯	单芯	双芯	三芯或四芯
1	8	7	6	13	11	9	16	14	11	20	17	14
1.5	12	10	8	17	14	12	20	17	14	24	20	17
2.5	17	14	12	24	20	17	28	24	20	32	27	22
4	22	19	15	32	27	22	38	32	27	42	36	29
6	29	25	20	41	35	29	48	41	34	55	47	39
10	40	34	28	57	48	40	67	57	47	75	64	53
16	54	46	38	76	65	53	90	77	63	100	85	70
25	71	60	50	100	85	70	120	102	84	135	115	95
35	87	74	61	125	106	88	145	123	102	165	140	116
50	105	89	74	150	128	105	180	153	126	200	175	140
70	135	115	95	190	162	133	225	191	158	255	217	179
95	165	140	116	230	196	161	275	234	193	310	264	217
120	190	162	133	270	230	189	320	272	224	360	306	252
150	220	187	154	310	264	217	365	310	256	410	349	287
185	250	213	175	350	298	245	415	353	291	470	400	329
240	290	247	203	415	353	291	490	417	343	570	485	400
300	335	285	235	475	404	333	560	476	392	660	560	460

11.1.6　电流定额的校正系数

11.1.6.1　当已知环境温度不同于45℃时，应采用表11.1.6.1所示的校正系数。

不同环境温度的校正系数　　表11.1.6.1

环境温度（℃） 导体最高工作温度（℃）	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
60	1.29	1.15	1.00	0.82	—	—	—	—	—	—	—
65	1.22	1.12	1.00	0.87	0.71	—	—	—	—	—	—
70	1.18	1.10	1.00	0.89	0.77	0.63	—	—	—	—	—
75	1.15	1.08	1.00	0.91	0.82	0.71	0.58	—	—	—	—
80	1.13	1.07	1.00	0.93	0.85	0.76	0.65	0.53	—	—	—
85	1.12	1.06	1.00	0.94	0.87	0.79	0.71	0.61	0.50	—	—
90	1.10	1.05	1.00	0.94	0.88	0.82	0.74	0.67	0.58	0.47	—
95	1.10	1.05	1.00	0.95	0.89	0.84	0.77	0.71	0.63	0.55	0.45

11.1.6.2　成束电缆敷设时，对于可能以额定负载同时工作而又靠紧在一起且周围无空气自由循环的6根以上的电缆束，则应采用0.85的校正系数。

11.1.6.3　电缆0.5h和1h工作制的校正系数及重复短时工作制的校正系数可采用图

11.1.6.3（1）至图11.1.6.3（3）所给出的相应的校正系数。

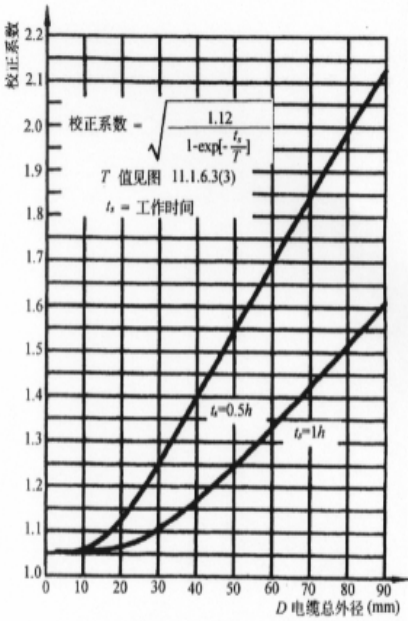


图 11.1.6.3(1)
"0.5h"和"1h"工作制的校正系数

注:图 11.1.6.3(1)中所给出的校正系数,仅在停止工作的时间超过临界持续时间(临界持续时间等于电缆时间常数的 3 倍)的情况下才适用。

11.1.7 电缆的并联

11.1.7.1 导电线芯截面积等于或大于10mm^{2}时，才允许作并联使用。进行并联使用的所有电缆应为相同型号和规格，其电流定额为所有并联导电线芯的定额之和。

11.1.8 短路容量及最小截面积

11.1.8.1 电缆及其绝缘导电线芯应能耐受最大短路电流所产生的机械应力和热效应。

11.1.8.2 电力及照明电缆的最小截面积应不小于1mm^2。电信电缆及用于自动控制的信号电缆应具有足够的机械强度，最小截面积应不小于0.5mm^2。

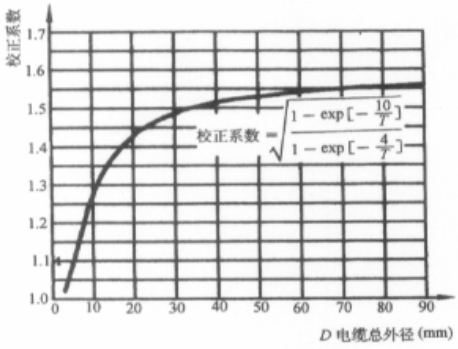


图 11.1.6.3(2) 重复短时工作制的校正系数

注:图 11.1.6.3(2)所给出的校正系数是按 10min 为周期的粗略计算,其中 4min 为恒定负载,6min 为空载。

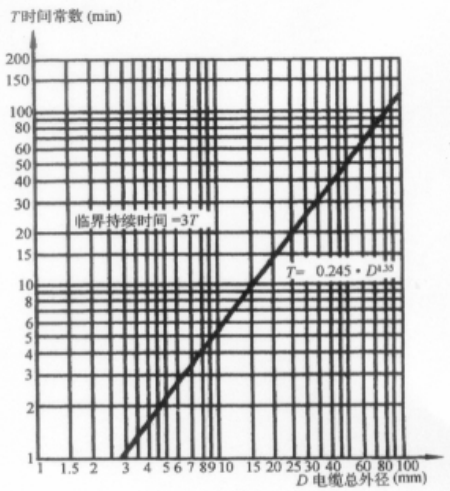


图 11.1.6.3(3) 电缆的时间常数

第2节 电缆的安装

11.2.1 一般要求

11.2.1.1 电缆的安装应尽可能平直且易于检修。

11.2.1.2 电缆的敷设应远离高温、油污、潮湿、易受机械损伤、有爆炸性气体和腐蚀性气体等场所，如不可避免时应满足下列要求：

(1) 如电缆敷设在有热源的场所应采用耐高温的电缆。电缆与蒸汽管、排气管及锅炉等热源的空间距离应不小于100mm；

(2) 如电缆敷设在有油污的场所应采用耐油电缆。电缆与油舱（柜）壁的空间距离应不小于50mm；

(3) 如电缆敷设在潮湿场所，应符合本章11.1.3.1的有关规定，且电缆离潮湿舱壁应至少有20mm的空间距离；

(4) 如电缆敷设在易受机械损伤的场所，应符合本节11.2.2的有关规定；

(5) 如电缆敷设在有爆炸性气体和腐蚀性气体等场所，应符合本篇13.1.3的有关规定。

11.2.1.3 最高工作温度不同的电缆不应敷设在一起。如成束敷设不可避免时，则该束任何一根电缆允许的工作温度应不超过该束电缆中温度定额最低的电缆所允许的温度。

11.2.1.4 具有不同护套或覆盖层的电缆，若敷设时可能损坏其他电缆的护套或覆盖层时，应尽可能分束敷设。

11.2.1.5 电缆严禁穿越油舱。电缆一般也应不穿越水舱，如必须穿越水舱时，可用无缝钢管穿管敷设，管子通过水密舱壁时应保证舱壁的水密完整性不受损害，并应有防蚀措施。

11.2.1.6 操舵装置的干线电缆在其全长上应保持连续性，但具有可靠电气连接的船体分段拼装船舶例外。

11.2.1.7 暗式敷设的成束干线电缆应不直接埋在隔热材料内，应在敷设途径上分段设置可开启的封闭板，以便检修。

11.2.1.8 对要求2路供电的电气设备的电源电缆以及组成互为备用的2套设备的电源电缆及控制电缆，应尽最大可能在水平及垂直方向远离敷设。

11.2.2 电缆的机械保护

11.2.2.1 容易受到机械损伤的电缆，应以金属缆槽或罩壳或钢管来保护，除非外护层足以承受这种可能的损坏者则可例外。

11.2.2.2 货舱内和其他特别易受机械损害处的电缆，即使具有铠装，仍应加以适当保护。如船体钢质结构具备了电缆的保护则可例外。

11.2.2.3 保护电缆的金属罩壳应具有有效的防腐蚀措施。

11.2.2.4 电缆通过机舱等舱室的花钢板下敷设时，应通过敷设在金属管道内等措施来防止油水浸渍和机械损伤。

11.2.3 电缆穿过舱壁和甲板

11.2.3.1 电缆穿过水密舱壁或甲板时，应符合本规范第1篇2.12.1.4的有关规定。当采用单独水密填料函或采用多根电缆成束通过的水密填料箱，或采用其他措施时，均不应影响舱壁或甲板的防护性能。

11.2.3.2 电缆穿过甲板处应采用适当高度的甲板围框或导管来保护。

11.2.3.3 当电缆通过非水密舱壁或结构钢时，其孔口应当用铅或其他认可的材料做成防护套以防电缆被割伤，若钢板及钢材厚度等于或大于6mm，则允许在孔口周围加工适当的圆角以保护电缆不受割伤。

11.2.3.4 用于填料函和防护套的材料不应导致产生腐蚀危险。

11.2.3.5 电缆穿过防火舱壁和甲板时，应保持甲板和舱壁的防火完整性。

11.2.3.6 若在舱壁或结构钢中切割成方形孔时，则孔角应有一定的曲率半径，并应符合本节11.2.3.3的规定。

11.2.4 电缆在金属管子或管道或电缆槽中敷设

11.2.4.1 安装电缆的金属管子或管道应可靠接地，并在其连接处保持机械上和电气上连续性。

11.2.4.2 管子和管道内壁应光滑，其端部应有防止电缆的护套或覆盖层不受损伤的措

施，管子内外表面均应有防蚀措施。

11.2.4.3 管子或管道的内径和弯曲半径，应允许所容纳的电缆容易拉进和拉出。

11.2.4.4 穿管系数（电缆横截面的总和与管子或管道内横截面积之比）不应大于0.4。

11.2.4.5 必要时，应设有膨胀接头，以及在最低点和最高点开有通风孔以供空气流通和避免积水。

11.2.4.6 非金属导管应由滞燃材料制成，且只能用于居住舱室的工作电压小于或等于250V的生活设备。聚氯乙烯管子一般不应用于冷藏舱室或露天甲板上，除非该种聚氯乙烯混合物适合于低温条件下使用。

11.2.5 电缆在冷藏处所中的敷设

11.2.5.1 敷设在冷藏舱内的电缆应具有水密的或不透性的护套，而且应有防止机械损伤的保护措施。聚氯乙烯绝缘或护套的电缆不得在冷藏舱内使用。除非该种聚氯乙烯混合物适合于低温条件下使用。如果铠装是由不耐腐蚀材料制成的，则应采用耐潮和耐低温覆盖层来防止铠装被腐蚀。

11.2.5.2 冷藏处所中的电缆应全部明线敷设。

11.2.5.3 如电缆必须穿过冷藏处所的热绝缘层，则电缆应敷设在金属管子里垂直穿过，管子两端应设置水密填料函。

11.2.6 单芯电缆的敷设

11.2.6.1 交流电力系统中应避免采用单芯电缆，在某些情况下不可避免时，单芯电缆应按下列规定敷设和安装：

(1) 电缆应为非铠装，如有铠装应为非磁性材料。

(2) 属于同一线路的电缆应安装在同一管道内。

(3) 当装有2根、3根或4根单芯电缆分别构成单相、三相或三相四线电路时，这些电缆应尽可能相互紧贴敷设。

(4) 当额定电流为250A及以上的单芯电缆，必需靠近钢质舱壁敷设时，该电缆与舱壁之间的距离应不小于50mm。

(5) 在电缆穿越钢板时，应将同一线路的所有电缆通过同一填料函或者同一块钢板，其布置应使电缆之间无磁性材料存在。电缆和磁性材料之间的间隙应不小于75mm。此外，如有可能应设置足够尺寸的非磁性板来消除和减少涡流发热。

11.2.7 电缆金属护套或金属外护层的接地

11.2.7.1 电缆金属护套或金属外护层的接地应符合本篇第1章第4节的有关要求。

11.2.8 电缆端头的处理

11.2.8.1 截面积大于4mm^{2}的导线的两端应加设有接头，接头与芯线可采用冷压连接。如采用焊接连接，则不应使用腐蚀性焊剂。

11.2.8.2 具有吸潮性绝缘（即矿物绝缘等）的电缆，必须将其端部密封，以防潮气进入。

11.2.9 电缆的弯曲半径

11.2.9.1 在敷设电缆时，电缆弯曲最小内半径应符合表11.2.9.1的规定。

电缆弯曲最小内半径　　表11.2.9.1

电 缆 结 构		电缆总外径D	最小弯曲内半径
绝缘	外层覆盖		
热塑性材料和弹性材料	金属护套、铠装和编织	任意	6D
	其他保护层	≤25mm ＞25mm	4D 6D
矿物	硬金属护套	任意	6D

11.2.10　电缆的紧固

11.2.10.1　电缆除用于可携式设备以及敷设在管子、管道、电缆槽或特别罩壳内以外，均应有效地加以支承和紧固。

11.2.10.2　电缆紧固件或扎带应坚固，并应具有足够的表面积和一定的形状，使电缆能保持紧固而不损伤其护套或外护层。

11.2.10.3　电缆紧固件、支承和附件均应用耐蚀材料制成，或在安装前进行适当的防蚀处理。

11.2.10.4　支承件之间的距离，应按电缆的类型和振动可能性适当地选择，距离一般应符合表11.2.10.4的规定。

电缆外径与支承件距离　　表11.2.10.4

电缆外径 D（mm）	支承间距离（mm）	
	非铠装电缆	铠装电缆
$D<8$	200	250
$8\leqslant D<13$	250	300
$13\leqslant D<20$	300	350
$20\leqslant D<30$	350	400
$D\geqslant 30$	400	450

11.2.10.5　电缆采用非金属电缆紧固件或扎带固定，且未敷设在水平电缆托架或支承件之上时，应以最大不超过1m的间隔附加金属电缆紧固件或扎带予以加强固定。

11.2.11　电缆的连接和分支

11.2.11.1　电缆的敷设通常不应有接头，如由于维修或分段造船需要连接头时，这种接头的导电连续性、绝缘性、机械强度和防护性、接地和耐火或滞燃等特性均应不低于对电缆的相应要求。

11.2.11.2　电缆应在适当的接线盒内进行连接和分支，且应对所有的导线加以适合地紧固和绝缘，并防止大气的作用。接线端或汇流排应具有适合于电缆定额的尺寸。

11.2.11.3　连接和分支处应有清晰的标志。

11.2.12　接线盒

11.2.12.1　接线盒应用滞燃材料制成，导电部分应架设在坚固耐久、滞燃和耐潮的材料上，并具有永久性的高介电强度的绝缘电阻。

11.2.12.2　接线盒内的导电部分之间应用滞燃绝缘材料作适当阻隔，以使不同极性的导线间或导线和接地金属之间不致发生短路。

11.2.12.3　所有接线盒应有说明其用途的铭牌或与敷设图上相一致的耐久编号标志。若接线盒的安装为暗式，则封闭板应便于开启。

第12章　避 雷

第1节　船舶避雷

12.1.1 避雷装置

12.1.1.1 船舶防雷电损害的保护，可采用接闪器（避雷针）、引下线和接地装置组成的避雷装置。

12.1.1.2 下列船舶必需在船舶距水面最高处（通常是指桅杆）设有避雷装置：

(1) 金属结构的船舶，但船舶桅杆采用非金属材料时；

(2) 金属结构的船舶，金属桅杆，但桅杆顶上安装有电气设备或其他设备时；

(3) 非金属船体和非金属桅杆；

(4) 非金属船和未接至水中（地）的金属桅杆。

12.1.1.3 避雷装置应采用铜质、钢质和其他导电性能良好的金属（如铝合金）制成，避雷装置（包括接闪器、引下线）的规格应不小于表12.1.1.3的要求。

避雷装置（接闪器、引下线）的规格　　表12.1.1.3

材 料	接闪器（避雷针）直径（mm）	引下线截面积（mm^2）
铜	12	70
钢	25	100
铝合金	16	84

12.1.1.4 接地装置可以是金属船体或接至水中的专用接地板。

12.1.1.5 对非金属船舶，避雷装置的引下线应与永久接至水中的专用接地板进行连接，该接地板的面积应不小于$0.2m^2$，且厚度应不小于2mm的具有防腐蚀性能的金属制成，且应保证在任何情况下均能浸没在水中，并应与电气设备接地用金属接地板之间至少有1m的边缘距离。

12.1.2 避雷装置的安装

12.1.2.1 对船舶设有的金属桅杆，接闪器（避雷针）可直接焊接或铆接在桅杆上，如桅杆与船体采用焊接，此时可不另设引下线。

12.1.2.2 当船舶采用活动桅杆时，如系非金属桅杆，其引下线应采用不小于表12.1.1.3规定的规格，并应采用足够强度的软金属导线与船体或专用接地板连接；如系金属桅杆，其活动桅杆与船体应有可靠的电气连接，其连接导线可采用合适规格和足够强度的软金属导线。

12.1.2.3 接闪器与引下线的连接以及引下线与接地端子的连接当采用不同金属导体时，应有防止电化腐蚀的措施。

12.1.2.4 接闪器（避雷针）的顶端的安装高度应至少高出桅顶或桅顶上电气设备300mm。

12.1.2.5 对非金属桅杆，接闪器（避雷针）和引下线应采用紧固件与桅杆固定安装，且其引下线在全长上尽可能避免直角出现，以减少雷电产生的各种应力。

12.1.2.6 避雷装置的连接点的连接电阻应尽可能小，若采用铆接或压接，其接触面应光滑、平贴且不应有锈蚀及缺陷。

12.1.2.7 制造接闪器的材料应光滑，其表面不应有凹坑出现。

第2节　设备避雷

12.2.1　一般要求

12.2.1.1　对钢质船舶，安装在室外露天甲板尤其是驾驶顶蓬甲板的设备其外壳应可靠接地；对非金属船舶，所有电气设备应通过全船所有金属部件连接的接地网进行有效地接地。

12.2.1.2　所有无线电通信、导航设备的室外装置（如天线）应尽可能设置在由避雷装置保护的范围内，并应将由天线感应的任何雷电能量泄放至地的措施，例如：安装有火花放电器或浪涌分流器等。

12.2.1.3　若引下线固定安装在木质桅杆上时，应避免在其附近敷设电缆，贴近引下线的电缆不可避免时应安装在接地的金属管道中。

12.2.1.4　若船舶设有2根或2根以上的非金属桅或2根或2根以上的金属桅杆顶上装有电气设备或其他设备时，均应在桅杆上装设避雷装置。

第13章　油船（驳）的附加要求

第1节　载运闪点（闭杯）

不超过60℃的原油和石油产品的油船（驳）

13.1.1　配电系统

13.1.1.1　油船（驳）应采用下列配电系统：

(1)　直流双线绝缘系统；

(2)　交流单相双线绝缘系统；

(3)　交流三相三线绝缘系统。

13.1.1.2　供电给油船（驳）的外来电源亦应符合本节13.1.1.1的规定。

13.1.1.3　不同电压的配电系统不应有电气上的直接连接。

13.1.1.4　发电机电路、供电及配电电路均不应接地，也均不应使用以船体作导电回路。但下列情况可例外：

(1)　本质安全型电路；

(2)　控制和仪表电路，如因技术上或安全上的原因不能使用不接地系统，且在正常和故障情况下可能产生的船体电流均不超过5A；

(3)　有限和局部的利用船体作回路的系统（例如：启动柴油机用的蓄电池组的负极的接地），但由此可能产生的任何电流不应流过危险处所；

(4)　在系统绝缘最不利的情况下，系统绝缘电阻监测装置的循环电流应不大于30mA的接地。

13.1.2　电气设备

13.1.2.1　油船（驳）的危险区域和处所应采用本篇第1章规定的合格防爆电气设备。所采用的防爆电气设备的防爆类别、级别和温度组别应不低于ⅡA，T3。

13.1.2.2　电气设备的外壳防护形式应与其安装场所相适应。

13.1.2.3　在危险区域或处所内安装的合格防爆电气设备，其电源开关和保护装置应能分断所有的极或相，且应设置在安全区域或处所内。设备、开关和控制装置应有清晰而耐久的标志，以便于识别。

13.1.2.4　对危险区域或处所的电气设备的保护禁止采用可换熔体式熔断器。

13.1.3　电缆和电缆敷设

13.1.3.1　敷设在危险区域中的所有电缆应具有下列之中的一种护套：

(1)　非金属不透性护套，加金属编织层或其他金属保护层；

(2)　矿物绝缘电缆应具有铜或不锈钢护套。

(3)　本质安全型电路的电缆应具有金属屏蔽，并应外加非金属不透性外护套。

13.1.3.2　当电缆通过对电缆有腐蚀的处所，应在电缆的金属编织层、铠装层或金属护套外加上非金属不透性外护套。

13.1.3.3　若在露天甲板上危险区域敷设电缆，必须穿管敷设，其电缆管距甲板的高度应不小于200mm，并尽量远离油舱开口和有爆炸性气体的出口处，管子接头应密封，且应与蒸汽加热管道有足够的空间距离。

13.1.3.4　敷设在首尾步桥上的电缆应设有防止遭受机械损伤的保护，且在考虑到船体结构的膨胀或移动情况下对电缆应留有适当的余量。当设有膨胀弯头时，应能接近，以便维护。

13.1.3.5 电缆敷设时应与甲板、舱壁、油舱以及各种管子离开足够的距离。电缆穿过舱壁时与蒸汽管道法兰的距离应满足下列要求：

(1) 当蒸汽管直径大于75mm时，应不小于450mm；

(2) 当蒸汽管直径等于或小于75mm时，应不小于300mm。

13.1.3.6 电缆或电缆管穿越分隔危险与非危险区域或处所的气密舱壁或甲板时，其布置应不破坏舱壁或甲板的气密完整性。

13.1.3.7 每个本质安全电路应具有各自的专用电缆，并应与非本质安全电路的电缆分开敷设（例如：不应束聚在一起，不应放在同一罩壳或管道内，也不应用同一夹板来固定）。本质安全电路电缆的外护套应为蓝色或具有蓝色条纹标识，蓝色条纹应清晰可见。

13.1.3.8 连接可移式电气器具的软电缆不应通过危险区域或处所，但本质安全电路的软电缆或电线可以除外。

13.1.4 系统绝缘监测装置

13.1.4.1 应设有连续监测系统绝缘电阻异常低时发出报警的装置。此项装置的监测范围应包括接往安装在危险处所的电气设备或路过危险处所的所有电路（本质安全电路和不设发电站的油驳除外）。

13.1.5 测量、监视、控制和通信设备及电路

13.1.5.1 处于危险区域或处所的测量、监视、控制和通信设备（包括便携式无线电设备）及电路均应为本质安全型。

13.1.5.2 包含在本质安全电路中的简单电器和元件（例如热电偶、光电元件和限位开关等），若不能储存或产生超过本社接受的标准限制的电能或能量，且在正常工作状态下具有可忽略的表面温升，则可安装在危险区域或处所内。

13.1.5.3 发射天线和所属索具的安装位置应充分离开油蒸汽出口。

13.1.6 危险区域或处所的照明灯具

13.1.6.1 固定安装的照明灯具，应采用：

(1) 隔爆型灯具；

(2) 增安型灯具；

(3) 正压型灯具。

13.1.6.2 可携式照明灯具，应采用：

(1) 带有独立蓄电池的本质安全型、增安型、隔爆型灯具；

(2) 具有正压外壳的空气驱动型灯具

13.1.7 危险区域或处所中的电气设备

13.1.7.1 危险区域或处所原则上不应安装电气设备和敷设电缆。如确属需要时，则应符合本节的有关规定。

13.1.7.2 各危险区域或处所中可安装的电气设备及电缆敷设应符合下列规定：

(1) 货油舱、含有货油的管路和设备的内部：

ia等级的本质安全型电气设备。

(2) 毗邻货油舱的隔离空舱：

① ia等级的本质安全型电气设备；

② 电测深装置的传感器。其传感器应为全封闭型且应放在1个离开货油舱舱壁的坚固气密围阱内。接至传感器的电缆应离开油舱壁敷设在镀锌厚壁钢管内。从传感器至上甲板上面之间的管子，其接头应气密。在电缆进入隔离空舱处，管道内应以填料封隔。

(3) 货泵舱：

① 本节13.1.7.2（2）中所允许安装的设备；

② ib等级的本质安全型设备；

③ 照明应至少由2个最后分路供电，2分路的灯点应交错布置，并符合如下要求：

a）货泵舱内部可安装隔爆型或正压型灯具；

b）除应急照明外，其照明应与通风联锁，使得在开启照明时即开始通风。通风系统的故障不应使照明熄灭。

④ 包含在本质安全电路内，具有烧结型限焰器保护的可燃气体探测器；

⑤ 隔爆型通用紧急报警发声器，但其内部应无产生火花的触点；

⑥ 仅限在其入口处路经敷设电缆，但应敷设在接头为气密的厚壁钢管内；

⑦ 安装在货泵舱内的设备，其驱动电动机应以气密舱壁或甲板使之与货泵舱分隔。在电动机和被其驱动的设备之间的轴上，应装有挠性联轴器或保持对中的其他设施。

此外，在轴穿过舱壁和甲板之处，应装有良好润滑的气密填料函。

(4) 直接在货油舱上方的围蔽或半围蔽处所（例如甲板间处所）或其舱壁在货油舱舱壁之上并与之成一直线的围蔽或半围蔽处所；直接在货泵舱上方或在毗邻于货油舱的垂直隔离空舱上方彼此未以气密甲板分隔，且无适当的机械通风的围蔽或半围蔽处所；贮放输油软管的舱室：

① 本质安全型设备；

② 隔爆型、增安型或正压型灯具；

③ 路经电缆。

(5) 装有货油管路的围蔽或半围蔽处所：

① 与本节13.1.7.2（2）相同的设备；

② 只要该处所有适当的机械通风，则可安装下列电气设备：

a）ib等级的本质安全型设备；

b）隔爆型或正压型灯具；

c）路经电缆。

(6) 除隔离空舱以外其他与货油舱毗邻而且在货油舱顶板下面的处所（例如围壁通道、走道和杂货舱）以及货油舱下面的双层底和管隧：

① 与本节13.1.7.2（2）相同的设备；

② ib等级的本质安全型设备；

③ 隔爆型或正压型灯具。照明应至少由2个最后分路供电；

④ 包含在本质安全电路内，具有烧结型限焰器保护的可燃气体探测器；

⑤ 隔爆型通用紧急报警发声器，但其内部应无产生火花的触点；

⑥ 路经电缆。

(7) 离任何有少量气体或蒸气混合物排出的（例如由于温度变化形成）货油舱出口或者其他出口（例如货油舱舱口、观察孔、洗舱开口、测深口、货泵舱或隔离空舱的通风出口和货泵舱入口）3m范围以内的露天甲板区域，或露天甲板上的半围蔽处所；

在装卸货油或压载过程中通过大量气体或蒸气混合物的货油舱出口向上，以6m为半径、无限高度的垂直圆柱内；以及自该出口向下，以6m为半径的半球面内的露天甲板区域，或露天甲板上的半围蔽处所：

① 合格防爆电气设备（见本篇1.4.3）；

② 路经电缆，但不应设置电缆膨胀弯头。

(8) 货油舱前后向首尾各延伸3m，宽度为船的全宽（包括在货油舱范围内的所有压载舱）上面的露天甲板区域，离甲板高度为2.4m以内的区域：

① 合格防爆电气设备（见本篇1.4.3）；

② 路经电缆。

(9) 有开口直接通向上述危险区域之一的围蔽或半围蔽处所内，应只安装符合该开口所通达区域所要求的电气设备。

(10) 在13.1.7.2（7）规定的任何有少量气体或蒸气混合物排出的货油舱出口，或者其他出口周围3m半径的球面之外2m的露天甲板上的区域或露天甲板上的半围蔽处所：

① 合格的防爆电气设备（见本篇1.4.3）；

② 无火花型设备（Ex“n”）；

③ 在正常工作时不产生火花或电弧，且其表面不可能达到不可接受温度的设备；

④ 路经电缆；

(11) 在13.1.7.2（7）规定的通过大量气体或蒸气混合物的货油舱出口周围的6m半径的球面之外4m的露天甲板上的区域或露天甲板上的半围蔽处所，应安装与本节13.1.7.2（10）相同的设备。

13.1.7.3 某些危险区域或处所，例如有开口直接通向危险区域或处所的区域或处所，如果其通风、增压（正压保护）、开口处门的设置以及其他安全保护措施符合本社接受标准[①]的有关规定，则该区域或处所的危险性可以降低，或者作为非危险区域或处所。

13.1.8 其他

13.1.8.1 在危险区域或处所禁止安装插座。在非危险区域室外安装的插座应为气密（或水密）带开关联锁式，使开关在接通位置时插头不能插入和拔出，且联锁开关应能分断所有的极或相。如采用气密（或水密）接线箱时，应符合本篇14.2.3.2的规定。

13.1.8.2 围壁和半围壁危险处所通风机的驱动电动机应设在通风管道外面。

13.1.8.3 厨房内的电炊设备，应为全封闭型，其防护等级应不小于IP44，电源电缆和电炊设备应固定安装，且应满足本篇8.2.1.1的规定。禁止采用可携式电炊设备。

13.1.8.4 居住舱室禁止使用可携式电气设备（包括可携式电炊设备和电热设备）。

13.1.8.5 油船（驳）禁止挂饰彩灯。

13.1.9 接地和防静电

13.1.9.1 在危险区域或处所中的所有电气设备，不论其工作电压如何，其金属外壳均应可靠接地。

13.1.9.2 为防止静电放电危害，货油舱（柜）、处理装置和管系应按本篇1.4.6.14的规定进行接地。

13.1.9.3 油船（驳）不允许在透气口附近设置避雷针。

13.1.9.4 油船（驳）上的各种钢质桅索均应与船体有可靠的电气连接。

13.1.10 家用电器

13.1.10.1 油船（驳）不得随意安装家用电器，若确有必要安装时，应安装在危险处所以外的处所。

13.1.10.2 家用电器在安装时应采取相应的安全措施，以确保家用电器所带的温控器、控制器等不产生火花或电弧。

13.1.10.3 家用电器应不采用插头插座连接，其电源应采用接线盒与电源固定连接。

13.1.10.4 窗式空调器或分体空调器的室外机禁止面向危险区的围壁上安装。

[①] 参见IEC60092-502“船用电气设备——油船”。

第2节　载运闪点（闭杯）超过60℃的货油且不加热或加热温度低于其闪点15℃以上的油船（驳）

13.2.1　一般要求

13.2.1.1　此类油船（驳）原则上不存在危险区域或处所，但应避免由于电气设备可能产生的引燃源发生火灾的危险。其电气设备应满足下列要求：

(1)　除与货油舱内必要的设备相连，且至主甲板上的电缆敷设在厚壁、气密的管道中的电缆外，在货油舱中不允许敷设电缆。

(2)　在货油舱和货油管道中仅允许设置本质安全型的遥控监视设备和电路。且本质安全电路的电缆应符合本章13.1.3的有关规定。

(3)　货泵舱的电气设备，应保证在正常工作时不产生火花或电弧，且表面温度不会达到不允许程度的设备。或者采用合格防爆电气设备。货泵舱的照明应由2个独立分路供电，灯点应交错布置。

(4)　用于货油舱中的可携式电气设备应为合格防爆电气设备。

13.2.1.2　此类油船（驳）尚应满足本章13.1.1、13.1.2.2、13.1.3.3、13.1.4.1、13.1.9、13.1.10的规定。

第3节　载运闪点（闭杯）超过60℃的货油且将其加热至其闪点以上或加热至与其闪点之差小于15℃的油船（驳）

13.3.1　一般要求

13.3.1.1　该类油船（驳）应符合本章第1节对载运闪点（闭杯）不超过60℃货油油船（驳）的规定。

第14章　推（拖）油驳的推（拖）船的附加要求

第1节　一般规定

14.1.1 适用范围

14.1.1.1 本章适用于推（拖）闪点（闭杯）不超过60℃的原油和石油产品的油驳的推（拖）船。本章未涉及的内容应符合本篇其他章节的有关规定。

14.1.2 配电系统

14.1.2.1 配电系统应符合本篇13.1.1的有关规定。

14.1.2.2 配电系统中应设有连续监视系统绝缘电阻异常降低时发出警报的装置。

第2节　电气设备的设置

14.2.1 电气设备的设置原则

14.2.1.1 推（拖）油驳的推（拖）船的电气设备的设置应充分考虑到由油驳产生的易燃易爆的蒸汽或气体有可能扩散到推（拖）船上，在此情况下，应合理的选择电气设备或采取相应安全措施，以避免可能由电气设备而产生的引燃（爆）源。

14.2.2 电气设备的设置

14.2.2.1 设置在主甲板室外的电气设备应按其用途采取下列任一措施：

(1) 采用合格防爆电气设备；

(2) 采用在工作时不会产生火花和电弧、具有故障时自动脱开装置，且表面不会产生不允许的温度的电气设备；

(3) 在编解队时需进入装卸油、洗舱、除气的码头时，应限制使用非防爆型电气设备，其中包括不使用的电气设备应在驾驶室或适当处所设有集中切断的设施。

14.2.2.2 两舷外走道的照明应采用下列任一措施：

(1) 采用合格的防爆灯，若控制开关采用非防爆型，则开关应安装在安全处所；

(2) 可采用隔舱照明，但应符合本篇8.1.1.9的规定；

(3) 若采用非防爆照明灯，其外壳防护等级至少应为IP55，并应能集中控制，且控制开关应安装在驾驶室或其他安全处所。

14.2.2.3 贯穿主甲板两舷外走道的内走道不应设置非防爆型控制设备及插座，其照明应满足本节14.2.2.2的要求。

14.2.3 其他

14.2.3.1 邻近两舷外走道的所有舱室内的电气设备不应采用插头插座连接，如室内的电风扇及台灯等应采用接线盒与电源线固定连接。

14.2.3.2 对油驳供电若采用插头插座连接时，插座应为气密（或水密）带开关连锁式；若采用气密（或水密）电源箱连接时，则应能开门时切断电源，合上门后，电源才能接通。插座、电源箱的开关均应能分断电路的所有极或相。且插座、电源箱应安装在推（拖）船的上甲板或上甲板以上的适当处所。

14.2.3.3 对油驳供电的跨接电缆不应承受有损于电缆的拉力，建议设置当供电连接电缆由于外力断开时及时消除电缆电压的装置；并应以本船航行区域的最高环境温度为依据选择电缆的截面积。

14.2.3.4 禁止采用可换熔体式熔断器。

14.2.3.5 可携式照明应符合本篇8.1.3.1的规定。

14.2.3.6 居住舱室内的电热器具应符合本篇13.1.8.4的规定。

第15章　油运船队的附加要求

第1节　一般规定

15.1.1　适用范围

15.1.1.1　本章规定适用于内河载运闪点（闭杯）不超过60℃的原油和石油产品的由油驳和油推（拖）船组成的油运船队的电气设备。

15.1.1.2　对于组成油运船队的单独油驳的危险区域或处所的划分及电气设备的设计和建造仍应符合本篇第13章的有关规定；油推（拖）船电气设备的设计和建造仍应符合本篇第14章的有关规定。

第2节　油运船队危险区域或处所的划分

15.2.1　划分原则

15.2.1.1　对多艘油驳按各种编队形式航行时，在划分危险区域或处所时应充分地考虑到各驳的相对位置（即编队队型），及其相互产生的油蒸气的影响及油蒸气可能扩散的范围，为此，应特别考虑到油驳各舱口的漏气的影响和由透气管排气的影响，在此基础上可对油运船队从整体上进行危险区域或处所的划分。

15.2.1.2　在进行危险区域或处所划分时，尚应特别注意到经常会积聚油蒸气的场所的具体位置对船员生活区的位置的相互影响。

15.2.2　油运船队危险区域或处所

15.2.2.1　整体危险区域或处所如下：

(1)　各驳的货油舱；

(2)　毗邻货油舱的隔离空舱、货泵舱及贮藏输油软管的舱室；

(3)　所有货油舱（包括在货油舱范围内的所有压载舱及空舱）上面的露天甲板且宽度为向左右各延伸3m，前后向首尾各延伸3m，离甲板高度为2.4m以内的区域；

(4)　离任何油蒸气出口（例如；货油舱口、观察孔、洗舱开口、测量管口、货泵舱入口、隔离空舱入口、泵舱通风机出口、输油软管接口等）至少3m以内的区域；

(5)　货油舱透气口或呼吸阀出口的周围和上面半径为10m以及从该处向下直至甲板为止的圆柱体区域。

第3节　油运船队的电气设备

15.3.1　危险区域或处所的电气设备

15.3.1.1　油运船队不论以何种编队形式航行时，均应充分考虑本章15.2.1所述油运船队整体危险区域或处所的划分原则，以避免在整体危险区域或处所内安装不适宜在危险区域或处所内使用的电气设备，且应尽可能的使单船（驳）状态下的非危险区在编队时处于整体危险区域以外。

15.3.1.2　出于对编队的需要，如不可避免的使单船（驳）状态的非危险区域或处所处于船队整体危险区域或处所内时，应对该油驳或油推（拖）船上的电气设备采取相应的安全措施，如：采用适合于危险区域或处所使用的电气设备或限制使用该设备。

15.3.2　油运船队油驳电气设备的供电

15.3.2.1　由油推（拖）船供电应满足下列要求：

(1)　油船队的油驳当采用油（拖）推船对其供电时，应按其编队形式合理的供电，当采用梭形编队时，应在每一驳上设有合适的接线箱，且应考虑到驳船对驳船的供电，为此，建议每驳应设有输入和输出接线箱各1个，接线箱应安装在安全处所和便于接线的位置。

(2)　除推（拖）船供电给油驳的电缆和由一驳再供另一驳的电缆可采用软电缆供电外，各驳其余的电缆均应固定安装，且应符合本篇13.1.3.3的规定。

(3)　由油推（拖）船供油驳的供电电缆的截面积或容量应满足多艘油驳可能同时用电的要求，除此尚应满足外界最高环境温度的影响和足够的机械强度的要求。

(4)　接线箱内应设有相序指示装置和过载、短路保护装置。

15.3.2.2　当采用某一油驳发电机对其余各油驳相互供电时应满足下列要求：

(1)　每艘油驳所设置的船舶发电机应有足够的容量，供给各油驳的接线箱每1分路均应设有过载和短路保护装置。

(2)　采用更替油驳发电机相互供电时，若不拆线应先停止正在供电的发电机之后，再启动另一驳的发电机；若需拆线应在所有发电机断电情况下进行。

(3)　供电电缆应有足够的容量，应考虑到供电电缆对各驳电气设备同时用电的可能，各驳的电缆应有防止机械损伤的措施。

15.3.3　油运船队使用家用电器的操作要求

15.3.3.1　油运船队的各油驳及油推（拖）船使用家用电器应充分地考虑到油运船队的编队形式，当所安装的家用电器处在油运船队整体危险区域或处所之内时，禁止使用。

15.3.3.2　油运船队或船队解队后，若使用家用电器，油运部门应制定在各种工况下相应的操作规程，安全合理地使用家用电器。

第16章　趸船的附加要求

第1节　一般规定

16.1.1　适用范围

16.1.1.1　本章适用于由岸电供电的趸船以及为岸上或水上工程供电的发电趸船。

16.1.2　一般要求

16.1.2.1　趸船配电系统应与岸电配电系统一致。船岸之间的输电线路和船上电气设备的设计、制造、试验和安装，均应符合本篇和本章的有关规定和符合本社接受的标准。

16.1.2.2　趸船应设有将船体与岸上的接地装置进行可靠电气连接的措施。

16.1.2.3　系泊趸船应设有一个足够分路和容量的配电箱，以供停靠船舶用电；配电箱中应设有接地端子，接地端子螺栓应用直径不小于6mm的铜或其他耐腐蚀良导体制成。

16.1.2.4　工程机械（如起重机）安装上船时，其电气设备的结构性能应充分考虑内河水上作业的特点，并应取得本社的同意。

第2节　低压配电系统

16.2.1　一般要求

16.2.1.1　本节规定适用于由1kV以下岸电供电的趸船配电系统。本节未作规定者，则应符合本篇其他章节的有关规定。

16.2.1.2　由岸上交流三相四线中点接地系统供电时，配电板的零线汇流排截面积应不小于相线截面积的一半，并应可靠接地(船体)。

16.2.1.3　由岸上交流三相四线中点接地系统供电时，应设有将船体与岸电零线进行可靠电气连接的措施。当工作零线兼作接零保护时，零线截面积应不小于相线截面积的一半。

16.2.1.4　当采用交流三相三线绝缘系统供电时，应在配电板上装设指示对地绝缘的兆欧表或指示灯或连续监测绝缘电阻且在绝缘电阻异常低时发出听觉和视觉报警信号的监测装置。当采用绝缘指示灯时，指示灯的功率应不大于15W，并用按钮控制。

16.2.1.5　由岸上交流三相三线绝缘系统供电时，必须有将船体与岸地相连接的设施。船体接地保护连接的铜导线截面积应不小于16mm^2，岸地接地电阻应不大于4 Ω。

16.2.2　配电板

16.2.2.1　配电板上应设有检测外来电源相序(三相交流)或极性(直流))的装置，当设有岸电箱，且已具有相序或极性检测装置者除外。

16.2.2.2　配电板上应设有电源主开关及其通断指示灯。

16.2.2.3　配电板上应至少装设下列测量仪表：

能分别测量各相(线)电流的电流表1只；

能分别测量各相(线)电压的电压表1只。

16.2.2.4　配电板主开关的电流定额可以根据趸船总负载乘以一个合理的需用系数来确定。当配电板上留有备用线路和供停靠船舶用电线路时，则在采用需用系数之前，必须把为将来增添负载所留的余量，加到总负载中去。

16.2.2.5　配电板电源回路（由岸电直接供电或由岸电通过船上变压器供电）主开关短路保护和过载保护的整定值，应根据岸电系统的具体情况和正常船舶负荷运行情况确定动作的整定值和延时。当由岸电直接供电时，主开关过载和短路保护整定值应小于岸电供电的开

关整定值；当由船上变压器供电时，主开关过载和短路保护的整定值应与变压器容量相适应。

第3节　交流高压系统

16.3.1　一般要求

16.3.1.1　本节适用于额定电压1～10kV的交流高压系统。

16.3.1.2　高压电气设备的选择和布置应充分考虑满足船用条件。

16.3.1.3　高压电力系统应有防止大气过电压和/或内部过电压的措施。

16.3.1.4　高压配电装置、低压配电装置与高压变压器应分开设置。配电室和变压器室内应配有消防用品。

16.3.1.5　高压配电室及装有高压电气设备的舱室等处所出入口附近应标有“高压电，危险！”等醒目字样的标记，并有保障人身安全的防护措施。

16.3.1.6　高压变压器应安装在通风良好的舱室里，该室及门应以不燃材料制成。高压变压器的门应向外开，并能锁闭。

油浸式变压器的基座下应设有集油盘或接收容器，以容纳并冷却可能从破损油箱中漏出的全部液体，还应设有排出泄漏液体的措施，用于防止污染。

16.3.2　高压发电及配电

16.3.2.1　交流高压系统可采用三相三线绝缘系统或中性点经限流装置（限流电阻或限流电抗器）接地的三相三线系统。

16.3.2.2　对交流高压中性点接地的三相三线系统，当交流高压发电机的中性点采用经限流装置接地时，则限流装置的限流数值的选择，应使接地故障电流限制在发电机额定电流以内，同时应不小于任何接地故障保护装置动作所要求的最小电流的3倍。

16.3.2.3　对地绝缘的交流高压三相系统，应设有能连续监测接地故障的保护装置或绝缘监测装置。

接地故障保护装置可用于电源开关跳闸或用于报警；绝缘监视装置应具有接地故障报警，报警器应设在值班处所。

16.3.2.4　高压发电机除应设有本篇第2章要求的发电机保护装置外，尚应设有与其容量相称的防止定子绕组相间短路的保护装置及定子绕组单相接地保护装置。

16.3.2.5　高压开关柜应符合国家标准GB3906《3～35kV交流金属封闭开关设备》的有关规定。

16.3.2.6　高压断路器应为可抽出式，或用等效的设施或布置使在汇流排带电时能对断路器进行维修。

16.3.2.7　高压开关柜上的所有开关装置均应设有表示其通断的明显标志。

16.3.2.8　高压装置的非绝缘部件的相与相和相与地之间的电气间隙，不应小于表16.3.2.8的规定值。

最小电气间隙　　表16.3.2.8

额定电压（kV）	最小电气间隙（mm）
3（3.3）	55
6（6.6）	90
10（11）	120

若电压为所列额定电压的中间值,则应取下一档次的较高值。必要时，这些电气间隙应予以增加，以便能承受所产生的电动应力。

若电气间隙低于表16.3.2.8所列值，则应进行适当的冲击电压试验。

16.3.2.9 带电部件之间及带电部件对接地金属部件之间的爬电距离，按绝缘材料的特性和开关及故障时产生瞬间过电压加以考虑，应能适应系统的额定电压。

16.3.2.10 高压开关柜的布置应有足够的通道，以便于操作和维护。其通道宽度应不小于表16.3.2.10所列数值。

通 道 宽 度 表16.3.2.10

通道分类 配电装置布置方式	维护通道（m）	操作通道（m）
一侧有开关柜时	0.8（侧，后）	1.5（面板前）
相对有开关柜时	0.8（侧，后）	2（面板中间）

当采用手车式开关柜时，操作通道的宽度应不小于下列数值：

一侧有开关柜时，单车长+1.0m；

相对有开关柜时，双车长+0.8m。

高压配电装置的维护通道和操作通道上均应铺设耐高压绝缘垫，以利安全操作。

16.3.2.11 高压电气设备的栅栏高度应不低于1.2m，不高于1.7m，遮栏网孔应不大于15mm×15mm。

栅栏门应能锁闭。

16.3.3 高压变压器

16.3.3.1 高压变压器应符合国家标准GB1094《电力变压器》的有关规定。

16.3.3.2 高压变压器的一次绕组侧建议采用多极断路器进行短路保护。当变压器并联运行时，二次绕组侧应设有隔离开关。

16.3.3.3 高压变压器应尽可能采用干式变压器。若采用油浸式高压变压器，则应在本篇1.2.3.1规定的船舶倾斜条件下能正常工作，无溢油的危险；且应采取措施使变压器油不与空气直接接触或采用防止变压器油老化的措施。

16.3.3.4 高压降压变压器低压侧为1kV以下的绝缘系统，应在低压侧装设击穿式保险器或低压避雷器，以防止高压侧漏电而窜入低压侧。

16.3.3.5 高压降压变压器低压侧为1kV以下的中性点接地系统，中性点应可靠接地。

16.3.3.6 安装在趸船上的高压变压器与变压器室舱壁的距离应不小于表16.3.3.6所列数值。

高压变压器与舱壁距离 表16.3.3.6

变压器容量（kVA）	1000及以下	1250及以上
变压器与后壁，侧壁之间（m）	0.8	1.0
变压器与门壁之间（m）	1.0	1.2

16.3.4 高压电力拖动

16.3.4.1 高压电动机的外壳防护等级应与安装处所相适应，且应设有防止触及转动部分的安全措施。

16.3.4.2 高压电动机的接线端应安装在接线盒内，且所有导体均应作有效的绝缘处理。

16.3.4.3　高压电动机应设有短路保护、过载保护和失压保护。

16.3.4.4　相对于发电站或变电站容量较小的高压电动机，可采用手动开关起动、停止和保护装置作用于开关跳闸的操作控制方式。

16.3.5　高压电缆

16.3.5.1　高压电缆应采用具有金属护套或铠装的电缆，否则应安装在金属管道或电缆槽内。

16.3.5.2　高压电缆的金属护套或铠装、金属管道或电缆槽的两端必须可靠接地。并应保持电缆的金属护套或铠装、金属管道或电缆槽在其全长上接地的连续性。

16.3.5.3　高压电气设备的布置应具有足够的空间，以便高压电缆的端头安装和试验。端头的安装必须牢固可靠，必要时应加以机械固定。

16.3.5.4　高压电缆的端头必须经过绝缘处理及耐电压试验，缆芯之间应能承受本章16.7.3.3规定的工频试验电压。当击穿发生在端头部分时，允许另做端头，并重新进行试验。

16.3.5.5　高压电缆应有明显标志，并与低压电缆至少相距250mm进行敷设，若不可避免时，则所有不同电压等级的电缆均应选用其中最高电压等级。

16.3.5.6　高压电缆的敷设应考虑到外界机械冲击和热辐射损害的影响，并有适当的防护措施。

16.3.5.7　高压电缆不应通过生活居住舱室敷设。

16.3.5.8　交流高压电缆应尽可能采用双芯或多芯电缆。若采用单芯电缆时，则应满足下列要求：

(1)　电缆的护套应为非铠装的或为以非磁性材料铠装和覆盖的；

(2)　属于同一线路的各单芯电缆应安装在同一管道或金属电缆槽内；

(3)　单芯电缆的金属护套或金属覆盖层，只能在一点接地。

第4节　油趸船

16.4.1　适用范围

16.4.1.1　本节规定适用于装卸闪点不超过60℃(闭杯试验)的原油及石油产品的油趸船。

16.4.1.2　对储存原油及石油产品的油趸船应满足本篇第13章的有关要求。

16.4.2　一般要求

16.4.2.1　油趸船的配电系统应符合本篇第13章和本章的有关规定。

16.4.2.2　设有配电装置、电力变压器等电气设备的配电间、控制室应设置正压通风系统，机械通风设备的排量应不小于每小时更换空气20次，其进风口应位于最高一层甲板以上的开敞地点。

16.4.2.3　对电力和照明系统，不论是一次侧还是二次侧配电系统，均应设有符合本篇13.1.4.1及本章16.3.2.3规定的监测对地绝缘的装置。

16.4.2.4　室外照明应为合格的防爆灯具，且应在配电室或值班室集中控制。各分路开关应能分断全部绝缘极。室外电缆应穿管敷设。

16.4.2.5　油泵及所有电动风机，应在其处所外适当位置设有紧急切断装置，以便当其所在处发生火灾时能将其切断。

16.4.2.6　货泵舱的通风，应符合第2篇第10章第7节的有关规定。

16.4.2.7　货泵舱内的电气设备均应采用合格防爆电气设备。

第5节　餐饮趸船

16.5.1　适用范围

16.5.1.1　本节规定适用于餐饮、娱乐、住宿趸船（简称餐饮趸船）的电气设备。

16.5.1.2　本节未作明确规定者，应满足本篇的其他章节的有关规定。

16.5.2　主电源装置

16.5.2.1　主电源装置可采用：

(1)　由独立的原动机驱动的发电机；

(2)　蓄电池组；

(3)　岸电。

16.5.2.2　禁止采用利用船体作回路的单线系统。

16.5.2.3　采用柴油发电机组作餐饮船的主电源时，其所处的环境条件和工作条件以及发电机组的保护和选择应满足本篇第1章第2节、第2章第3节和第3章第2节的要求。

16.5.2.4　采用岸电做餐饮船主电源时应满足本章第2节的要求。

16.5.2.5　由岸电供电的餐饮船均应设置岸电箱。

16.5.3　临时应急电源

16.5.3.1　对船长≥50m的餐饮船，应设有蓄电池组作为船舶临时应急电源。临时应急电源应能在主电源失电时，足以自动向下列负载同时供电至少0.5h。

(1)　下列处所的临时应急照明：

①　厨房；

②　超过16人的客房和娱乐场所；

③　所有走道、梯道；

④　锚泊灯。

(2)　探火和失火报警系统、手动报警按钮装置；

(3)　扩音（广播）系统（设有时）；

(4)　紧急（集合）报警装置（设有时）；

(5)　二氧化碳灭火剂释放预告报警装置（设有时）。

16.5.3.2　对船长不超过50m的餐饮船，可不设临时应急电源，但应设置本节16.5.3.1(1)所要求的临时应急照明，其临时应急照明可采用自带蓄电池（可充电）的照明灯具。

16.5.4　电力设备

16.5.4.1　餐饮船设有如下电力设备时，应由主配电板设单独馈电线供电：

(1)　消防泵；

(2)　厨房风机；

(3)　集中空调；

(4)　各照明分电箱。

16.5.4.2　对分体空调或窗式空调器以及电取暖器可由专用的分配电板设单独馈电线供电。

16.5.4.3　风机、集中空调应在下列处所设置紧急切断装置：

(1)　船长＜50m 的餐饮趸船，应在配电间或值班室（设有时）和防火控制处所各设一套集中切断装置，其中任何一套均能切断全船风机、空调及其控制装置的电源。

(2)　船长≥50m 的餐饮船如认为集中切断不符合实际情况，可按甲板层次和防火区要

求，在每层甲板的适当处所设置分区切断装置。但仍应在防火控制处所设有总切断装置。

(3) 厨房、机器处所、蓄电池室的风机以及为设有发电站提供燃油供给的燃油泵等的紧急切断装置应设置在进入该处所的门口外面。

16.5.5 照明

16.5.5.1 船长≥50m的主照明应按甲板布置、分别由各照明分电箱供电。

16.5.5.2 照明灯具的选择应保证在最不利条件下的工作温度不超过所选电缆的许用温度。

16.5.5.3 荧光灯应有防护外罩，其所属附件（如镇流器、电容等）应在结构上与灯具连在一起。

16.5.5.4 每一装饰灯和彩灯分路，若其最大工作电流不超过10A时，其灯点数可不受限制。

16.5.5.5 超过16人的客房和公共娱乐场所应由照明分电箱设2路电源供电，其灯点应交错布置。

16.5.6 生活与娱乐设备

16.5.6.1 各单相分体空调器或窗式空调器应合理分配供电，以保证各相负载的平衡最大不超过各相负载的15％。

16.5.6.2 连接各空调器的插头插座应具有接地极的3眼或4眼插头插座。

16.5.6.3 音响、视频的电源，若采用插头插座供电，应选择带有接地极的插头插座。

16.5.6.4 电动玩具应采用安全电压等级的电源供电。

16.5.6.5 厨房各灶具的供电应采用与主配电板进行隔离的变压器供电。

16.5.7 电缆

16.5.7.1 餐饮趸船电缆的选择和安装应满足本篇第11章的有关要求。

16.5.7.2 餐饮趸船厨房内，各电气灶具的电缆应具有金属不透性护套或非金属不透性护套。且灶具和电缆应固定安装。

16.5.8 避雷装置

16.5.8.1 各种餐饮船均应设有避雷装置。

第6节 接岸电和对他船供电

16.6.1 船岸之间电源电缆（包括由岸电供电给趸船及趸船供电给岸上用电的电缆）及由趸船对他船（水上工程）供电的电缆，均应采用相应额定电压等级的电缆，电缆的导线截面积应根据允许载流量选择，并应具有足够的机械强度。采用架空线的导线截面积应不小于下列数值：

高压架空线

钢芯铝线：35mm^2

铜线： 25 mm^2

低压架空线；

铝线： 16mm^2

铜线： 10mm^2

16.6.2 电缆及架空线的安装

16.6.2.1 船岸之间电缆或导线的引入线应紧固在船上适当的构架上，以使电缆或导线及其接线端不承受机械应力。

16.6.2.2 高压岸电必须通过安装在趸船上的高压隔离开关方可接入高压开关柜；当趸船上设有高压岸电接线箱时，从接线箱至高压开关柜的线路应固定敷设。

16.6.2.3 高压接岸电电缆或架空线通过跳趸敷设时，应考虑跳趸波动、位移等的影响。

16.6.2.4 由趸船供电给他船(水上工程)时，在趸船上应设有对他船供电的供电箱，其连接电缆应满足本节16.6.1、16.6.2.1的规定。

16.6.2.5 供电箱采用岸电箱时应符合本篇3.3.2及本节的规定。

16.6.3 变压器

16.6.3.1 连接岸电的变压器，除用于电动机降压起动的以外，应为双绕组式，且绕组间无电气连接。

第7节 试 验

16.7.1 一般要求

16.7.1.1 电气设备安装完工后，应按经本社批准的试验大纲进行检查和试验。

16.7.1.2 校核继电保护装置的动作值，且应符合配套设备的要求。

16.7.1.3 校核高压电气设备的电气间隙和安全距离。

16.7.1.4 检查高压电气设备的接地工艺、接地电阻及接地连续性。

16.7.2 绝缘电阻测试

16.7.2.1 高压旋转电机的热态绝缘电阻应不小于按下式计算所得之值：

$$\text{绝缘电阻值}(M\Omega)=\frac{3\times\text{额定电压}(V)}{1000+\text{额定容量}(kVA\text{或}kW)}$$

测试使用的兆欧表其工作电压应为2500V。

16.7.2.2 高压旋转电机各励磁绕组应分别进行热态绝缘电阻的测量，其值应不小于5MΩ。测试使用的兆欧表其工作电压应与励磁装置的额定电压相适应。

16.7.2.3 高压电器(断路器、负荷开关、隔离开关、电流互感器、电压互感器)、高压成套配电装置、电力变压器及高压电缆等的热态绝缘电阻应符合其产品标准的要求。在无资料情况下，绝缘电阻应大于5MΩ/kV，橡皮绝缘高压电缆的绝缘电阻应大于2MΩ/ *k*V。

16.7.3 耐电压试验

16.7.3.1 高压电气设备应按国家标准GB311.1《高压输变电设备的绝缘配合》进行短时(1min)工频耐压试验。

16.7.3.2 高压电气设备安装完工后，应按表16.7.3.2工频试验电压的0.75～0.90倍的1个试验电压进行交接试验1min而无击穿或闪络现象。

16.7.3.3 高压电线电缆安装完工后，应进行工频耐压交接试验。交接试验电压应符合表16.7.3.3的规定，试验时间至少5min，且试验时无闪络或击穿现象。

工频试验电压(kV，有效值)　　表16.7.3.2

额定电压	最高工作电压	试　验　电　压				
		电力变压器	高压电器	成套配电装置	单独试验的套管母线支柱绝缘子	旋　转　电　机
3	3.5	18	18	18	25	2.5倍额定电压
6	6.9	25	23	23	32	3000V+2倍额定电压。
10	11.5	35	30	30	42	

电线电缆交接工频试验电压(kV，有效值)　　表16.7.3.3

电缆形式	导电线芯接线试验方式	交接试验电压	备注
单芯	导线芯对屏蔽层接地	2.2E	1、E为相电压； 2、橡皮绝缘电缆的交接试验电压均为1.6E
2芯及2芯以上	1、1芯对另外缆芯及屏蔽层接地	1.65E	
	2、无金属护层和屏蔽层的电缆为1芯对另外缆芯及船体	1.65E	

第17章　滚装船的附加要求

第1节　一般规定

17.1.1 适用范围

17.1.1.1 本章适用于装运在油箱内备有自用燃料车辆的Ⅰ型客滚船、Ⅱ型客滚船、车客渡船、滚装货船的电气设备。本章未涉及的内容应符合本篇其他章节的有关规定。

17.1.2 定义

17.1.2.1 除另有规定外，本章的定义如下：

(1) 载车处所：系指用于装载油箱内备有自用燃料的车辆的货物处所。

(2) 露天载车处所：系指在上方并至少有两侧完全暴露在露天的载车处所。

(3) 开式载车处所：系指两端开口或一端开口的载车处所，该处所通过在舱壁或上部甲板固定开口或从上部提供遍及整个长度的充分有效的自然通风，固定开口的总面积至少为处所侧面总面积的 10%。

(4) 闭式载车处所：系指既不是开式载车处所，也不是露天载车处所的载车处所。

17.1.3 配电系统

17.1.3.1 配电系统应采用对地绝缘的配电系统（车客渡船除外）。

17.1.3.2 配电系统应设有连续监视绝缘电阻异常降低时发出警报的装置。若发电机单机容量等于或小于15kW时，允许采用兆欧表或指示灯作绝缘监视装置。

17.1.4 防爆

17.1.4.1 安装在有爆炸危险处所内的电气设备，若需采用防爆电气设备时，则应符合本篇1.4.3的规定；安装的防爆电气设备的防爆类、级别应不低于ⅡA，温度组别应不低于T_3。

第2节　电气设备的设置

17.2.1 每小时换气率不少于10次的闭式载车处所

17.2.1.1 在车辆甲板和可能积聚爆炸性蒸汽的甲板或装车平台（如设有时）上，电气设备尽可能安装在车辆甲板或装车平台以上至少450mm处。

17.2.1.2 安装在高于车辆甲板或装车平台450mm以上的电气设备，如不使用合格防爆电气设备，其外壳防护等级至少为IP55，且正常工作时不会产生火花、电弧和表面温度不超过200℃。

17.2.1.3 若必须在离车辆甲板或装车平台小于450mm的区域安装电气设备，则该设备应为合格防爆电气设备。

17.2.1.4 该处所的排气通风导管内应安装合格防爆电气设备。

17.2.2 每小时换气率少于10次的闭式载车处所

17.2.2.1 该处所及其排气通风导管内应安装合格防爆电气设备。

17.2.3 开式载车处所

17.2.3.1 在离车辆甲板450mm高度以内的电气设备应采用合格防爆电气设备。

17.2.3.2 安装在离车辆甲板450mm高度以上的电气设备，如不使用合格防爆电气设备，则应安装外壳防护等级至少为IP55的电气设备，且正常工作时不会产生火花、电弧和表面温度不超过200℃。

17.2.3.3 在该处所内终止的所有电路中，均应在该处所之外设有多极联动隔离开关，并应有可将该开关锁定在分断位置的设施。但这一要求不适用于火警、烟雾或可燃气体探测等电路。

17.2.4 露天甲板载车处所

17.2.4.1 在该处所安装电气设备，其外壳防护等级应符合本篇第1章表1.4.2.3的有关规定，且正常工作时不会产生火花、电弧和表面温度不超过200℃。

17.2.5 电缆

17.2.5.1 敷设在车辆处所的电缆应符合本篇第13章13.1.3.1的规定。

17.2.5.2 敷设在车辆处所的电缆应有防止机械损伤的保护措施。

17.2.5.3 电缆穿过防火舱壁和甲板时，应保持其舱壁和甲板的防火完整性。

17.2.6 车辆跳板

17.2.6.1 若设置车辆跳板控制站，其位置应布置于使操作人员能观察到跳板的运动状态。

17.2.6.2 车辆跳板设备若发生运转动力故障时，跳板应自动保持在原有位置，当供电恢复时，应有复位后才能继续进行操作的设施。

17.2.6.3 应设有当跳板复至原位时的限位装置。

17.2.6.4 收放跳板时应在跳板处发出连续的听觉和视觉信号。

17.2.7 监视

17.2.7.1 闭式载车处所及Ⅰ型客滚船的开式载车处所内应设有电视监视装置，以便在船舶航行时，驾驶室能观察到车辆的移动或未经允许乘客的进入。

17.2.8 附加应急照明

17.2.8.1 本条适用于Ⅰ型客滚船。

17.2.8.2 旅客公共处所和通道应设置附加应急照明，在所有其他电源故障及任何倾斜状态下，应能连续工作1小时。

17.2.8.3 提供的照明应能容易见到到达逃生的紧急出口。

17.2.8.4 附加应急照明的电源应是设置于灯具内的蓄电池，该蓄电池应能连续充电且保证在所有其他电源故障时自动投入使用。

17.2.8.5 附加应急照明设备应有明显的故障指示。

17.2.8.6 设置在灯具内部的蓄电池应定期更换，其间隔期应考虑到蓄电池在使用中所经受的环境条件规定的使用寿命。

17.2.8.7 在每一船员处所通道、娱乐场所和通常有人的工作处所，除非设有上述要求的附加应急照明，否则应配备可携式充电电池灯。

第18章　工程船的附加要求

第1节　一般规定

18.1.1 适用范围

18.1.1.1 除本章规定外，自航或非自航工程船电气设备的设计、制造、安装、试验等，均应符合本篇电气设备的有关规定。

18.1.1.2 工程船专用电气设备应符合本社接受的有关标准。

18.1.1.3 自航或非自航工程船的机舱自动化部分，应参照第4篇机舱自动化的有关规定。

18.1.1.4 自航或非自航工程船若采用交流高压系统应参照本篇第16章第3节的有关规定。

18.1.2 电源

18.1.2.1 工程船可由岸电供电。

18.1.2.2 自航工程船应至少设置2台与主机独立的发电机组，以保证：

(1) 在自航时，若任一发电机组失效时，仍能对船舶正常安全航行所要求的设备供电；

(2) 在作业时，对工程机械的合理供电。

18.1.2.3 工程船电源装置容量和台数的选择应考虑最大容量工程机械的作业起动频繁等特点，以免造成电网电压过大波动而影响其他受电设备的正常运行。

18.1.2.4 自航工程船应按本篇第4章的规定设置应急电源或临时应急电源，其供电范围除应符合本篇第4章的有关规定外，还应特别考虑下列处所应急照明或临时应急照明：

(1) 泵舱；

(2) 工程机械作业处所。

18.1.3 配电

18.1.3.1 下列工程机械应由主配电板或专用配电板敷设单独馈电线供电：

(1) 定位绞车；

(2) 斗桥架绞车；

(3) 绞刀架绞车；

(4) 定位桩绞车；

(5) 耙臂（耙头、耙中、耙弯）绞车；

(6) 泥泵；

(7) 斗链；

(8) 绞刀；

(9) 起重机；

(10) 抓斗；

(11) 铲斗；

(12) 打桩卷扬；

(13) 打桩变幅；

(14) 平衡水泵；

(15) 高压冲水泵；

(16) 泥门。

18.1.3.2 工程用专用仪表应由分电箱的独立分路供电，该分电箱应安装在操纵室内。

18.1.3.3 液压系统的电源应符合本篇18.2.4.1的规定。

18.1.4 照明

18.1.4.1 在各夜间作业机械的上方或四周应安装有足够数量的照明灯具。

18.1.4.2 安装在龙口架上，斗链及绞刀近旁等机械振动较大的处所的照明灯具，必须装设减震装置。

18.1.4.3 工程船的作业号灯（包括对空红色警戒灯、交通部颁布的现行《内河船舶避碰规则》规定的有关环照灯等）可通过设置在露天的水密插座与电源控制箱连接。电源控制箱应设置在操纵室内。

18.1.5 电缆

18.1.5.1 工程船仪表用的活动伸缩电缆应采用软电缆。

18.1.5.2 各自动仪表传感器的连接电缆，应采用金属编织层电缆或专用通信电缆。

18.1.6 通信

18.1.6.1 挖泥船根据挖泥作业的需要，自操纵室至机舱、作业处等之间应设置必要的通信联络设备。

18.1.6.2 打桩船的桩架作业塔层与主甲板之间应设有电话或对讲机等通信联络工具。

18.1.6.3 自航工程船的无线电通信设备应符合《内河船舶法定检验技术规则》第9篇2.2.1.1规定；非自航工程船的无线电通信设备的配备应符合《内河船舶法检验技术规则》第9篇2.2.1.6的规定。

18.1.7 信号报警

18.1.7.1 打桩船的桩架电控变幅装置应满足下列要求：

(1) 当桩架前倾到达最大容许倾角时，应停止工作，并自动报警；

(2) 当桩架倾斜与抱桩器同时动作时，应发出灯光指示信号。

18.1.7.2 挖泥船的分泥门，应设有分泥门在“左”或“右”的位置信号指示灯。当分泥门转经中央位置时，应发出瞬时灯光信号至操纵台。

18.1.7.3 建议将挖泥船泥门启闭信号装置及闸阀启闭信号装置设置在操纵台上。

18.1.8 安装

18.1.8.1 电气设备应尽量安装在振动较小的处所，必须安装在振动较大处所的电气设备应加设减振装置。

18.1.8.2 控制系统中各反馈回路的可调元件，必须可靠锁定，并应有明显的锁定标志。

18.1.8.3 工程船泥泵附近及泥管周围的电气设备，应尽可能地远离泥泵和泥管的适当位置安装，否则，应采取防水措施。

18.1.9 集中操纵台

18.1.9.1 集中操纵台应尽量布置在操纵人员能清晰观察到工程作业现况的处所，且便于遥控各工程机械的作业，随时反映作业的机电工况。

18.1.9.2 若工程机械设有1个以上的操纵站时，则各操纵站之间必须互为电气联锁。各操纵站上应设有正在工作的操纵站的信号装置。

18.1.9.3 集中操纵台应至少设置下列的仪表及信号装置：

(1) 电源指示灯；

(2) 主工程机械（绞刀、泥泵、斗链等）电动机的电流表、变压调速表及转速表；

(3) 主工程机械电动机的过载及堵转时的听觉和视觉信号装置；

(4) 各工程机械工作的信号指示装置。

第2节　工程机械的电力拖动

18.2.1　拖动电机

18.2.1.1　拖动斗链、泥泵、绞刀的电动机应采用连续工作制；其他工程机械的电动机，其工作制应根据作业工况选定。

18.2.1.2　泥泵电动机设计容量应具有10%的过载能力，建议具有10%～30%额定转速的调速性能。

18.2.1.3　绞刀电动机的选择应考虑能承受挖泥工作时所产生的振动，并在结构上应保证电机在长期纵向倾斜45°时可靠运转。

18.2.1.4　下列重要工程设备的拖动电机的调速应特别考虑：

(1)　绞刀、斗链电动机的调速及低速反转；

(2)　定位绞车电动机的调速；

(3)　耙臂升降电动机的调速；

(4)　起重、打桩、抓斗的起吊电动机的调速与反转性能。

18.2.1.5　韧性提吊的定位桩电动机应具有足够的起动转矩。

18.2.1.6　甲板作业机械的升降、旋转、变幅、启闭等的拖动电机均应设有电磁制动器。电磁制动器应有手动释放装置。

18.2.2　保护装置

18.2.2.1　拖动电机应设有失压、短路和过载延时保护装置。

18.2.2.2　直流拖动电机的励磁回路，至少应设有下列保护措施：

(1)　并激或复激直流电动机应设有保证电机不在弱磁场状态下起动的欠励磁保护；

(2)　串激电动机不允许在空载状态下起动和运行，必要时，对轻载运行状态设置限速保护。

18.2.2.3　直流制的发电机一电动机拖动系统，在拖动电机主回路内应设过电流保护装置，并在操纵台上设置过电流的听觉和视觉报警信号。

18.2.2.4　当多台拖动电机与2台以上发电机作串联运行时，则在控制系统中，必须具有下列安全措施：

(1)　串联运行时，当主回路由一种串联运行形式转换成另一种运行形式时，必须首先断开发电机的励磁回路电源，然后方能进行主回路的转换；

(2)　串联运行时，当任一组原动机发生故障时，为了防止该组发电机进入电动机运行状态，必须设有适当的保护措施。

18.2.2.5　拖动系统中，具有负反馈量的控制放大装置的主回路应设有过电流保护装置，以保证一旦当系统失去反馈量时，控制放大装置应立即停止工作。该过电流保护装置应为手动复位。

18.2.2.6　根据挖泥能力，下列电力拖动系统应考虑具有过载堵转的工作特性：

(1)　链斗及绞吸挖泥船的定位绞车；

(2)　泥泵、链斗、绞刀、抓斗及铲斗的拖动电动机。

18.2.2.7　当泥泵电动机由主机轴带发电机供电时，应注意到：

(1)　在主机已承担一定负荷时（70%额定负荷左右），泥泵电动机不能起动；

(2)　当轴带发电机处于非挖泥工况运转时，应考虑设置灭磁装置。

18.2.3　控制装置

18.2.3.1 当多台工程作业机械均由1台绞车装置传动时，则应在控制线路中设总停车按钮1个，以便随时停止任一正在运行机械的工作。

18.2.3.2 主工程机械的电力拖动系统（泥泵除外），应在操纵室内设有紧急停车装置。耙头绞车应设紧急起动按钮。

18.2.3.3 横移绞车，定位桩绞车以及喷泥管、封水泵、溢流门绞车等甲板辅助机械装置，如为操纵室遥控时，则在各机械装置附近应设置紧急停车按钮或其他开关装置。

18.2.3.4 泥泵电动机应能在操纵室和泵舱处所分别进行控制，其转换开关应设在机旁。

18.2.3.5 泥泵电动机与封水泵电动机，在工作上应为电气联锁控制。只有当封水泵电动机工作后，泥泵电动机才能运转；当封水泵电动机停止运转时，应发出听觉和视觉报警。

18.2.3.6 拖动位能性负荷的直流电动机，应设有欠磁场保护和电枢欠电压保护，以免当负荷装置失去转动力矩时产生自行下落的危险。

18.2.3.7 绞吸挖泥船的横移绞车电动机，当绞车发生作业滚刀、钢缆松驰而有被绞断危险时，应能立即停止工作。

18.2.3.8 起重船变幅机械力矩限制器的设置，应保证在一定的变幅角度下发生超重时，能自动报警或切断控制线路，停止运行。

18.2.3.9 设有强制冷却通风装置和润滑装置的电动机，应保证只有在风机和滑油泵工作后，电动机才能投入运行。当风机失电和滑油高温及滑油低压时应报警。

18.2.3.10 打桩船的龙口升降电梯，除在升降台上设置操纵开关外，尚应在电梯绞车附近设置与升降台上的操纵开关互为联锁控制的遥控开关。

18.2.3.11 下列电动机械应设终端电气限位装置：

(1) 耙臂弯头、耙头及耙中吊杆、定位桩起吊、抓斗起吊、铲斗起吊、起重钩起吊、桩架倾斜（前限位），均应设上限位装置；

(2) 耙头、耙中、耙弯下放绳索应设下限位装置；

(3) 斗桥起落、溜泥槽升降、弯幅俯仰、绞刀架起落及喷泥管起落均应设上、下限位装置。

(4) 溢流门及泥门闭合限位装置；

(5) 耙头波浪补偿装置的上、下限位装置；

(6) 其他工程机械视其工作状况，设置必要的限位装置。

18.2.4 液压电控

18.2.4.1 液压电气控制系统的控制电源以及液压油泵电动机的电源，分别应由主配电板上独立分路或由专用配电板供电。

18.2.4.2 在液压操纵台上至少应设有：

(1) 电源指示灯；

(2) 由电磁阀控制的表示主要用途阀件开闭的指示装置。

18.2.4.3 电控系统的液压油泵电动机除在操纵台上进行控制外，亦应能在液压油泵舱内进行控制，其转换开关应设在机旁，且在操纵台上应设有其工作信号灯。

18.2.4.4 互为备用的两台电动液压油泵应根据系统工作特点，设置必要的转换或联锁装置，且在操纵台上设有任一台油泵电机正在工作的灯光信号装置。

18.2.5 电子控制

18.2.5.1 工程船上的电子元件、线路、仪表及系统除应符合国家有关电子、电气标准外，尚应保证工程机械在作业时产生剧烈振动情况下仍能正常工作。

18.2.5.2 电子控制电路与照明、动力电路的电缆应尽量分开敷设。

18.2.5.3 电子元件及部件的安装应考虑其周围有良好的散热条件。强制冷却的电子元

件，当冷却装置停止工作时，电子元件也应立即停止工作。

18.2.5.4 组合式的电子元件尽可能装置成插件式结构，插件结构应坚实牢靠，安装时有锁紧装置，插口连接点处应无锈蚀斑点，保证电接触良好。

根据实际需要，插件应配备一定数量的备件。

硅晶闸管元件及其他整流元件，无论从元件本身及控制线路方面，均应有能承受来自电源侧、负载侧及外来干扰等所产生的过电压而不致损坏的措施。

硅晶闸管元件同时应具有过电流保护措施。

第19章　载有冷藏集装箱的集装箱船电气设备的附加要求

第1节　一般规定

19.1.1　适用范围

19.1.1.1　本章规定适用于载有冷藏集装箱的集装箱船的电气设备。

19.1.1.2　载有冷藏集装箱的船舶，其电气设备的设计、制造、安装和试验等，除应符合本章规定外，尚应满足本篇其他章节的有关规定。

第2节　电气设备的设置

19.2.1　主电源

19.2.1.1　若冷藏集装箱需由船舶主电源供电时，船舶应至少设置两台与主机独立的发电机组，以保证：任一发电机组失效时，仍能对船舶正常航行、船舶安全所需的设备及对冷藏集装箱供电。

19.2.1.2　每台发电机组的容量，在考虑冷藏集装箱所需容量时，如冷藏集装箱的电源插座既可供电给20′的冷藏集装箱，也可供电给40′的冷藏集装箱，每只插座应按11kW进行负荷计算；仅能供给20′的冷藏集装箱的电源插座，每只插座应按7.5kW进行负荷计算。

19.2.1.3　载有多只冷藏集装箱时，可以采用冷藏集装箱的总功率乘以一个合理的需用系数来确定冷藏集装箱所需的实际功率。该需用系数应按冷藏集装箱的实际用电情况及主电源容量配置情况进行选取。

19.2.1.4　在缺乏确切资料的情况下，冷藏集装箱供电电路的需用系数可采用0.8（20个及以下插座时）或0.65（20个以上插座时）；对只载有3只及以下冷藏集装箱时，不应采用需用系数的方式确定冷藏集装箱所需的总功率。

19.2.1.5　若在线路上保证冷藏集装箱可以交替供电，则可按实际的功率确定。

19.2.1.6　在确定发电机组容量时，尚应考虑冷藏集装箱的备用线路所需的功率。

19.2.2　对冷藏集装箱的供电

19.2.2.1　冷藏集装箱用插座应由专用的分配电板供电。在该分配电板上应能指示出其是否有电和哪些馈电线处于接通状态。

19.2.2.2　数个冷藏集装箱用插座可以组合在一起由一根电缆供电，但各插座连接线应有各自的过载和短路保护，而公共的供电电缆应按总功率需求确定，必要时可采用本节19.2.1.4规定的需用系数。

19.2.3　供电给冷藏集装箱的电源插座

19.2.3.1　供电给冷藏集装箱的电源插座，应采用与标准集装箱插头相配套的船用专用插座，并应符合本社接受标准的规定。

19.2.3.2　冷藏集装箱的插座应与开关连锁，当开关处于“接通”位置时，插头不能插入或拔出。

19.2.3.3　插座的结构或插头的结构应满足当插头插入插座时，应首先接通地线或零线插孔。

19.2.4　其他

19.2.4.1　若船舶载有自带发电机组供电的冷藏集装箱时，应在船舶合适位置上设有自带发电机组及冷藏集装箱外壳接地的装置。

中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

2009

第4篇　机舱自动化

2009 年 1 月 1 日生效

目　录

第 1 章　通则…… 4－1

第 1 节　一般规定…… 4－1

第 2 节　环境条件…… 4－1

第 2 章　控制、监测、报警和安全系统的基本要求…… 4－3

第 1 节　一般规定…… 4－3

第 2 节　控制处所…… 4－3

第 3 节　控制系统…… 4－4

第 4 节　报警系统…… 4－4

第 5 节　安全系统…… 4－5

第 6 节　控制、监测、报警和安全系统的供电…… 4－5

第 7 节　电气和电子设备…… 4－6

第 8 节　电子计算机…… 4－7

第 9 节　液压和气动控制…… 4－7

第 3 章　电站自动化…… 4－8

第 1 节　一般规定…… 4－8

第 2 节　供电连续性…… 4－8

第 4 章　主推进装置驾驶室遥控的自动化要求…… 4－9

第 5 章　机舱设监视室或监控室的自动化要求…… 4－12

第 6 章　机舱监控室一人值班的自动化要求…… 4－16

第1章　通 则

第1节　一般规定

1.1.1　适用范围

1.1.1.1　本篇适用于内河钢质船舶机舱自动化系统。

1.1.1.2　自动化系统包括控制系统、安全系统和报警系统（包括显示）。

1.1.1.3　不同自动化等级的船舶其安全性应与机电设备有人直接看管的船舶相同。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。

1.1.1.4　除本篇规定外，机舱自动化系统尚应符合其它各篇章的有关规定。

1.1.2　图纸和资料

1.1.2.1　应将下列图纸和资料一式3份提交本社批准：

(1)　所有自动控制和遥控系统的图纸，包括原理、功能及操作说明书；

(2)　自动控制的参数（包括控制原理）；

(3)　测量显示点；

(4)　报警点（包括报警信号显示的控制站、室、报警方式），报警系统的检查方法和自检功能说明；

(5)　安全系统项目，工作原理；

(6)　监控点传感器的安装位置及数量；

(7)　控制室、站、屏、台的布置及监控功能（包括控制转换）的说明；

(8)　自动化系统的动力源（包括电力、气压、液压）系统图；

(9)　电子计算机系统（若设有时）的安装位置，组成框图，功能示意图，自检功能说明，操作方法说明及电源配置图。

1.1.2.2　应将机舱自动化系统有关设备清单提交本社备查。

1.1.2.3　本社认为必要时，可要求增加送审图纸和资料的范围。

1.1.3　产品

1.1.3.1　船舶自动化系统的设备和装置等产品的设计和制造，应向本社申请检验。

1.1.4　试验

1.1.4.1　新安装的或经过重大改装的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，以查明自动化设备是否已正确安装以及整个系统能否正常工作。

1.1.4.2　试验前应编制试验大纲，并经本社审查同意。

第2节　环境条件

1.2.1　环境条件

1.2.1.1　自动化系统应能在表1.2.1.1所述环境空气温度下正常工作。

1.2.1.2　自动化系统应能在表1.2.1.2所述振动条件下正常工作。

1.2.1.3　自动化系统应能在下述相对湿度下正常工作：

温度达 40℃时，相对湿度为 95%±3%；

温度高于 40℃时，相对湿度为 70% ±3%。

环境空气温度　　表 1.2.1.1

安 装 位 置	温　度（℃）
一般封闭处所和有空调的封闭处所	+5～+55
有散热设备且无空调的封闭处所	+5～+70
开敞甲板、无保温措施的甲板室	-25～+70

振　动　　表 1.2.1.2

安 装 位 置	振 动 参 数	
一般处所	2.0～13.2H_Z —振幅±1mm	13.2～100H_Z —加速度±0.7g
往复机械上例如柴油机、空压机上及其他类似处所	2.0～25 H_Z —振幅±1.6mm	25～100H_Z —加速度±4.0g
其他特殊部位，例如柴油机（特别是中、高速柴油机）的排气管上	40～2000H_Z —加速度±10.0g（温度 600^0 C）	

1.2.1.4　自动化系统应能在船舶横倾15°或/和纵倾10°时正常工作。

1.2.1.5　自动化系统应能适应船上油雾、霉菌及灰尘等环境。

1.2.1.6　自动化系统应具有必要的电磁兼容性。

第2章　控制、监测、报警和安全系统的基本要求

第1节　一般规定

2.1.1　一般要求

2.1.1.1　机舱内的各项机（包括锅炉、下同）、电设备、当安装控制、监测、报警和安全系统时，这些系统的设计应符合本章的规定。

第2节　控制处所

2.2.1　控制处所位置

2.2.1.1　本章涉及的控制处所系指驾驶室、监控室(监视室)、机旁控制处。

2.2.1.2　监控室(监视室)一般应位于机舱或与机舱相邻、船舶运行时振动尽可能小的地方。若布置在上述以外的地方，应经本社同意。

2.2.2　控制处所的结构

2.2.2.1　监控室(监视室)应为闭式结构，且应设计成具有隔声性能。

2.2.2.2　监控室(监视室)应设有2个进出口通道，小于30m的船舶可允许为1个进出口通道，其进出口应便于通至船舶的开敞处。室的围壁、门及窗的框架应为钢质或金属结构，壁上的玻璃应采用防碎型。室内应有良好的通风及应急照明。

2.2.3　监控台

2.2.3.1　监控室(监视室)内的监控台应做成独立结构，监控台内部的线路、管路和控制元件的布置应便于检修。

2.2.3.2　监控台附近应尽量避免敷设与控制无关的管路，如必需敷设，管路应无可拆接头，并应采取措施防止管路内的油、水滴漏而使监控台受到影响或造成损坏。

2.2.3.3　驾驶室操纵台的操作开关、仪表应易于辨别，带照明的仪表、指示灯和可见报警灯光信号的亮度应不妨碍值班人员夜间正常操作。

2.2.4　控制的转换

2.2.4.1　当船舶在任何状态航行时，对设有遥控主推进装置的各控制处所之间，应能进行控制的有效转换，且转换时应不影响船舶的运行状态。

2.2.4.2　机旁控制转换为遥控或自动控制，或者遥控、自动控制转换为机旁控制，应只能在机旁控制处进行。监控室(若设有主推进装置遥控时)与驾驶室之间的控制转换应只能在监控室进行。控制转换应在得到应答后，方可进行转换。

2.2.4.3　若几个控制处所均可对机械和附属设备进行控制时，在同一时间应只能由1个控制处所进行控制。

各控制处所都应设有表示某控制处所正在进行控制的指示。

2.2.5　控制处所的报警显示和控制

2.2.5.1　报警装置应设有显示器和控制器，该装置应对有关设备进行监视和便于查出故障。

2.2.5.2　报警的显示器和控制器一般应设在监视室或监控室，亦可设在被监测设备的附近。

2.2.6 通信

2.2.6.1 机舱、监视室或监控室与驾驶室之间应设有通信设备。具体要求应符合本篇第4章至第6章的有关规定。

第3节 控制系统

2.3.1 控制系统的性能

2.3.1.1 控制系统应使机、电设备在其工作范围内稳定运行。

2.3.2 仪表及参数显示

2.3.2.1 当设有遥控和自动控制时，应在有关的控制处所装设相应的显示仪表，以便进行可靠地监视和控制。

显示仪表应直接指出所监测的参数值，而不需进行任何换算，且按其用途应具有适当的准确度。

2.3.2.2 主机的机旁控制处所应设有必要的显示仪表，以便进行值班监视，保证机械有效运行。

2.3.3 机旁控制

2.3.3.1 遥控和自动控制系统的机、电设备，仍应设有机旁控制,以便在遥控和自动控制系统失灵时能进行控制。

2.3.4 控制系统的报警与安全

2.3.4.1 控制系统的动力源失效时，应进行听觉和视觉报警。

2.3.4.2 控制系统的执行器在动力失效时，应不致使被控设备出现不安全状态。

第4节 报警系统

2.4.1 报警系统的独立性

2.4.1.1 报警系统的设计应尽可能与控制系统独立。当控制系统发生任何故障时，不应妨碍报警动作。

2.4.2 报警系统的性能

2.4.2.1 报警系统的警报应同时发出听觉和视觉信号，且应装设警报的应答消声装置。报警系统发出的警报经值班人员应答消声后，光信号必须保留到故障消失为止。排除故障后，听觉和视觉报警器应能自动复位。

2.4.2.2 报警装置的各个光警报信号应设有显见的报警点地址；报警系统发出的警报经值班人员应答消声后，在第一个故障尚未排除而又发生了第二个故障时，听觉和视觉报警器要能再次动作。

2.4.2.3 机械及其安全和控制系统的故障报警信号能向多个处所发出警报的报警装置，当在机舱、监控室或监视室以外对该报警进行应答消声时，则机舱、监控室或监视室内的听觉和视觉警报信号不应被消除。

2.4.2.4 机械及其安全和控制系统的故障警报声信号应与其他正常的信号、电话信号和噪声易于区别；火警的声响警报及二氧化碳施放预告声响报警应与其他警报具有明显的区别。

2.4.2.5　报警系统应有自检功能，应考虑在报警系统自身电源线路的熔丝熔断及传感器至报警装置的线路短路或断路等情况发生时，能进行报警。

报警系统对设备进行监视时，应能对报警装置的所有听觉和视觉信号进行试验。

2.4.2.6　报警系统应有对无意义的信号进行自动闭锁的设施。如对柴油机正常的停机过程中的滑油低压信号设置自动闭锁装置。

2.4.2.7　对设备的故障点设有自动补救设施时，为了便于对自动纠正的短期故障进行查找，报警系统应在应答前使报警信号予以锁定。

第5节　安全系统

2.5.1　安全系统的性能

2.5.1.1　机、电设备设有安全系统时，当发生危及机、电设备的严重故障情况，安全系统应自动或手动地产生保护性动作，使其:

(1)　恢复正常的运行情况，如起动并投入备用设备，或使机电设备暂时调节至可以勉强运行的状态，如降低功率或转速等;

(2)　切断燃油或电源，使其设备停止运行。

当安全系统动作时，应发出听觉和视觉报警,以显示安全系统动作的原因。

2.5.2　安全系统的独立性

2.5.2.1　安全系统应尽可能设计成与控制系统和报警系统分开。控制和报警系统失效或发生误动作时，应不致妨碍安全系统的工作。

2.5.2.2　机电设备各安全系统的构造，应使所装设的某一个安全系统失效时，不致妨碍机、电设备其他安全系统的工作。

2.5.2.3　安全系统应设置手动复位，以便当安全系统起作用使某一设备停止运行时，在未进行手动复位前，该设备不应自动再起动。

2.5.3　越控设施

2.5.3.1　越控系指撤消控制过程中的某一程序或某一安全功能，在短时间内强制机电设备继续运行以保证船舶安全的特殊控制措施。

2.5.3.2　为保证船舶安全，船舶主推进装置一般应设有越控功能。

2.5.3.3　如设有越控设施以解除安全系统的某些保护动作时，此设施应能防止由于疏忽而触动。当安全系统的越控设施投入工作时，在有关控制处所应予以指示并发出报警。当越控结束后，安全系统的保护功能应能自动恢复。

第6节　控制、监测、报警和安全系统的供电

2.6.1　一般规定

2.6.1.1　主机控制系统的电源应由2路独立专用的馈电线供电，其中1路应从主配电板供电，另1路可由应急配电板或重要用途的分电箱供电。2路电源可用装在控制台内或其附近的手动或自动转换的开关进行转换。

2.6.1.2　对长途客船和航行于急流航段的船舶，其主机控制系统在主电源供电中断时，应自动转换为应急电源或临时应急电源或应急变流机组供电，并应能继续有效地工作。

2.6.1.3　报警系统和柴油发电机组的控制系统，于主电源供电中断时应能自动从蓄电池电源获得持续供电，并应对蓄电池的供电予以指示。

对于安全和监测系统，于主电源供电中断时，亦应能自动接通蓄电池电源。

2.6.1.4　对本节2.6.1.1～2.6.1.3所述各系统，于主电源供电中断时均应予以听觉和视觉报警。

第7节　　电气和电子设备

2.7.1　一般规定

2.7.1.1　对于由交流电源供电的自动化设备，当电压和频率在表2.7.1.1规定的限度内偏离额定值变化时应能可靠地工作。

电压和频率波动　　表 2.7.1.1

电源参数	变化范围		
	稳　态 %	瞬　态	
		%	恢复时间（s）
电压	交流　+6～－10%	±20	1.5
	直流　±10		
频率	±5	±10	5

对于由蓄电池供电的自动化设备，其电压偏离额定值-25％～+20％时，应能可靠工作。对于蓄电池充电期间接有的控制设备，则应考虑由于充放电特性引起的+30%和−25%的电压变化，包括充电装置引起的波动电压。

2.7.1.2　所有装置的可更换和可调节的部件应易于接近。参数整定部件应装设紧固装置。应有措施防止用插头插座连接的可移动部件(如插件板、模块、微型继电器)在更换时造成误装，可采用对可更换件的安装位置作出清楚标记或使可更换件的结构具有排除装错位的可能，且应有紧固措施。

2.7.1.3　传输低电平或信息电平信号的电缆应选用有屏蔽的电缆或装设电磁干扰抑制电路。

2.7.1.4　自动化电子设备及部件的抗电磁干扰性能应不低于国家标准GB1497《低压电器基本标准》的规定。

2.7.1.5　自动化电子设备的绝缘要求应符合国家标准GB3783《船用低压电气基本标准》的规定。

2.7.1.6　自动化电气设备的螺纹接线柱应有防止自行松开的装置。

2.7.2　传感器

2.7.2.1　传感器应能长期稳定地正常工作，其量程及频率特性(必要时)应与被测参数的最大变化范围及变化速率相适应，并应具有适当的精度和灵敏度。

2.7.2.2　传感器应坚固耐用或具有良好的机械保护，并应有良好的电气绝缘性能和可靠的电气连接端子。

2.7.2.3　传感器的布置应能真实地反映出被监测参数，并应易于接近和检修。在难以更换传感器的位置，还应加装一个备用传感器。

第8节　电子计算机

2.8.1　一般要求

2.8.1.1　用于船舶机舱自动化系统的电子计算机均应符合本节规定。用于科研或营运管理的电子计算机可参照本节有关规定执行。

2.8.1.2　电子计算机应满足本篇1.2.1.1的要求。置于有空调的舱室内的计算机及其外部设备，最高环境温度允许为+45℃。

2.8.2　系统设计

2.8.2.1　自动化系统的电子计算机应能正确地实现预定的自动化监控功能。

2.8.2.2　电子计算机应具有良好的电磁兼容性。与其连接的监控系统的电子设备（如传感器、执行器及电源等）均应有良好的电磁兼容性。

2.8.2.3　电子计算机应具有自检功能，检出故障后，应指示出故障的位置，并发出报警。

2.8.2.4　输入电子计算机的操作指令的方式，应尽可能简单、方便。

2.8.2.5　对于具有多种监控功能的电子计算机，当其中某些功能由人工选择退出时，应予以指示。

2.8.2.6　当用显示器取代指示灯报警显示时，则应满足下列要求：

(1)　显示器应能清楚地显示出同时出现的所有报警；

(2)　显示器应以适当的方式显示出故障报警在应答前后的区别，但不允许仅用不同颜色显示这种区别；

(3)　主电源失效时，显示器应仍能正常工作；

(4)　当参数显示与报警合用一个显示器时，显示与报警应不互相妨碍。

第9节　液压和气动控制

2.9.1　一般要求

2.9.1.1　液压和气动控制系统应符合第2篇第2章、第4章的有关规定。

2.9.2　液压和气动控制系统

2.9.2.1　液压和气动控制设备，在系统内压力变化为额定压力的±20％时应能正常工作，且在瞬时压力升高至1.5倍额定压力时应不致造成损坏。

2.9.2.2　液压控制系统的液压泵应有备用，液压泵的出口端应装有释压保护。输出管路上应装有双联滤器，便于清洗。液压泵的吸入布置应避免吸入空气。

液压用液应为非易燃性的液体。

2.9.2.3　气动控制系统的气动空气可由主机起动空气瓶或专用空气瓶供气，且应自动维持所需要的控制空气压力。供气管上应设有安全阀，安全阀的开启压力应不大于工作压力的1.1倍。

气动控制系统的空气应保持清洁、干燥。

2.9.2.4　液压和气动控制管路应妥善固定和便于检修，使其不发生振动和免受机械损伤，管路上应有标明用途的恰当标志。

2.9.3　密性试验

2.9.3.1　液压和气动控制管路安装或分组安装后，应以1.25倍的设计压力进行密性试验。试验所用的介质，应分别为工作液体和干燥空气。

第3章　电站自动化

第1节　一般规定

3.1.1　一般要求

3.1.1.1　电站自动化设备除满足第3篇的规定外，尚应符合本章的规定。

3.1.1.2　电站自动化除应满足本章的规定外，尚应符合本篇第1章及第2章的有关规定。

3.1.1.3　航行于急流航段的船舶，应急电源的设置尚应符合本规范第3篇第4章的规定。

第2节　供电连续性

3.2.1　控制和报警

3.2.1.1　船舶发电站经常使用2台及2台以上发电机组并联供电，则当运行中的一台发电机组的断路器脱扣而引起运行中的其余发电机组过载时，应能自动卸除非重要用途的负载，且应进行报警。

3.2.1.2　能自动起动的多台发电机组应设有程序系统或人工选择开关，程序系统在某机组起动失效时，应能自动的将起动指令转移至另1台机组，且应发出某机组起动失灵时的报警。

3.2.1.3　当电站发生失电、运行中的发电机组发生故障、发电机组自动起动失败和自动投入电网失败等情况时，应进行报警。

3.2.1.4　发电机组的柴油机在运行中发生超速及滑油压力降低到低限值时应进行报警，且安全系统应使其自动停车。

3.2.1.5　供电中的船舶电站发生失电、发电机组的柴油机在运行中发生超速、滑油压力低及冷却水温度高等情况时，均应自动起动备用发电机组，并应迅速自动投入电网供电。

3.2.1.6　当要求船舶电站具有紧急供电性能时，如本篇6.1.7.2的要求，供电中的电站发生失电、发电机组的柴油机在运行中发生超速及滑油压力降低到低限值时，备用发电机组的紧急起动和投入电网供电的全过程应不超过15s，且失败后应进行报警。

备用发电机组的柴油机冷机起动应符合第 2 篇 6.4.5.1 的规定。

3.2.1.7　设有按负载大小自动增减发电机组的船舶电站，当负载的增加达到使运行中的发电机组不能保持其预定的负荷贮备量时，应自动起动备用发电机组，并迅速自动投入电网供电。

3.2.2　安全

3.2.2.1　发电机组的断路器由于电网短路而脱扣时，应进行报警。在这种情况下，自动起动并自动投入电网供电的备用发电机组，其断路器的自动合闸仅限制为一次，以免造成更大的损坏。

3.2.2.2　应采取适当的措施以防止瞬态信号（如电动机的起动电流等）使备用发电机组进行不必要的自动起动。

第4章　主推进装置驾驶室遥控的自动化要求

4.1.1　适用范围

4.1.1.1　本章适用于主推进装置由驾驶室遥控，机舱连续有人值班的船舶。

4.1.2　一般要求

4.1.2.1　按本章要求的船舶，驾驶室应设有主推进装置的操纵台，机舱应设有主推进装置的机旁控制。

驾驶室操纵台的设置应符合本篇 2.2.3 的规定。

4.1.2.2　驾驶室与机旁控制处在同一时间内，只能由一个控制处进行控制，其控制的转换装置应设在机旁控制处。

4.1.3　监测和报警

4.1.3.1　按本章要求的船舶，驾驶室及机舱应分别按本章表4.1.3.1(1)、4.1.3.1(2)的规定设置显示仪表和听觉和视觉报警。

驾驶室的显示仪表和报警项目表　　4.1.3.1(1)

项　目		显　示	报 警	备　注
一、主柴油机及轴系				
1	主机或螺旋桨的转速及转向	转速 转向		
2	主机起动空气压力	压力		带有离合器的 主机可不设置
3	主机超速		超速时	参见 4.1.6.10 的规定
4	主机或离合器的转向		错向	
5	控制系统的动力（电力、气压、液压）		失效	
6	离合器的动力（电力，气压、液压）		失效	参见 4.1.6.9 的规定
二、舵机系统				
1	舵机电力		失电	1～4 可为综合报警
2	舵机过载		过载	
3	舵机油箱油位		低	
4	舵机控制系统的电力，液压动力		失效	

机舱的显示仪表和报警项目　　表 4.1.3.1(2)

项　目		显　示	报　警	备　注
一、主柴油机及轴系				
1	主机或螺旋桨的转速及转向	转速 转向		
2	主机起动空气压力	压力		
3	滑油进机压力	压力	低	
4	滑油进齿轮箱压力	压力	低	
5	冷却水出机温度	温度	高	
6	齿轮箱滑油温度或冷却水温度	温度	高	
7	主机超速		超速时	参见 4.1.6.10 的规定
8	主机或离合器的转向		错向	
9	驾驶室遥控主机、离合器的换向指示	前进 后退		
10	主机紧急停车		动作时	
11	控制系统的动力 （电力、气压、液压）	电力指示灯 气、液压力表	失效	
12	离合器的动力 （电力、气动、液压）	电力指示灯 气、液压力表	失效	参见 4.1.6.9 的规定
二、舵机系统				
1	舵机电力		失电	
2	舵机过载		过载	
3	舵机油箱油位		低	
4	舵机控制系统的电、液压动力		失效	

注：一项中 2、3、4、5、6、7 等如有随机显示仪表及报警装置可不需重复设置。

4.1.4　紧急停车

4.1.4.1　驾驶室应设有主机的紧急停车装置，该装置应与驾驶室控制系统完全独立。紧急停车装置失电时，应自动转换至蓄电池供电。

4.1.4.2　紧急停车装置应设有防止误操作的设施。

4.1.4.3　操作紧急停车时，应给予机舱听觉和视觉报警指示。

4.1.5　通信

4.1.5.1　驾驶室与机舱之间，应设有两套通信设备，其中之一为传令钟，另一通信设备为独立于主电源的声力通信系统。

4.1.6　主机、轴系的控制和安全

4.1.6.1　主推进装置遥控应能可靠、灵活地从遥控状态转换到机旁控制。

4.1.6.2　主推进装置遥控的操作应只由简单的动作组成。遥控系统的设计应满足主推进装置的操作程序。对于能换向的主柴油机应使其先换向而后起动，且应在主机低于换向转速时才能进行换向；对于带有离合器的主推进装置，脱开离合器时应使主机转速降至转速预定值运转，而合上离合器亦应在相应的主机转速预定值时进行。

4.1.6.3　主推进装置遥控系统失效时，应不致使主机(或螺旋桨轴)增加速度、改变运转方向及主机的误起动，并应使主机(或螺旋桨轴)转速基本保持不变，直至操纵转换到机旁控制为止。

4.1.6.4　遥控操纵主机或可倒、顺的传动离合器从最低转速转换到开始反向运转的时间，应不超过15s。

4.1.6.5　遥控操纵的调速范围应不超过主机额定转速的1.03倍，并应能维持主机最低工作稳定转速。

4.1.6.6　主推进装置遥控应采取措施避开或防止主机长期在临界转速范围内运转。

4.1.6.7　若主机的控制系统，具有起动失败时能自动再起动的程序，则起动失败的连续次数应不多于3次，当第3次起动失败时，即应自动停止起动，并在驾驶室、机舱进行听觉和视觉报警。

4.1.6.8　应设置有效的联锁机构，以防止在“转车机啮合”、“轴被制动器刹住”的情况下，遥控主机的起动。

4.1.6.9　电磁、气动或液压离合器，在电力、气压或液压不足时，应在驾驶室及机舱发出报警,此报警应尽可能在装置仍可运转时发出。

4.1.6.10　设有离合器的主推进轴系，当主机超速时应能自动停车(柴油机额定功率等于或小于220kW可免设)，并在驾驶室和机舱进行报警。

4.1.6.11　对设有可调螺距螺旋桨的主推进轴系，在螺距控制的液压系统的压力及电液控制系统的电力不足时，应在驾驶室和监控室（或监视室）发出报警，此报警应尽可能在装置仍可运转时发出。此外，尚应在驾驶室和监控室（或监视室）设有调距桨的螺距或桨角、液压系统的液压及电液系统的供电等的显示。

第5章　机舱设监视室或监控室的自动化要求

5.1.1　适用范围

5.1.1.1　本章适用于主推进装置驾驶室遥控，监视室或监控室至少有一人值班，且机舱尚应有人进行巡回检查的船舶。

5.1.2　一般要求

5.1.2.1　按本章要求的船舶，其主机、发电机组、燃油辅助锅炉以及燃油、滑油、冷却水和空气压缩机系统，应按本章有关要求设置控制、监测、报警和安全系统。

5.1.2.2　驾驶室操纵台的设置、驾驶室与机旁控制处的控制及其转换应符合本篇4.1.2的规定。

5.1.2.3　监视室、监控室及监控台的设置应符合本篇2.2.1～2.2.3的规定。

5.1.3　监测和报警

5.1.3.1　驾驶室的显示仪表和报警项目应符合本篇表4.1.3.1(1)的规定。

5.1.3.2　监视室或监控室的显示仪表和报警项目应按本章表5.1.3.2 的规定设置。

5.1.4　紧急停车

5.1.4.1　驾驶室和监视室（或监控室）均应设有主机的紧急停车装置，紧急停车装置的设置应符合本篇4.1.4的规定。

监视室或监控室的显示仪表和报警项目　　表 5.1.3.2

项　目		显示	报警	备　注
一、主柴油机及轴系				
1	主机或螺旋桨的转速及转向	转速 转向		
2	主机起动空气压力	压力		
3	滑油进机压力	压力	低	
4	滑油进齿轮箱压力	压力	低	
5	滑油进增压器压力	压力	低	指独立润滑系统
6	冷却水出机温度		高	
7	冷却水膨胀箱水位		低	
8	齿轮箱滑油温度或冷却水温度		高	
9	排气温度	温度		每缸及排气总管设置缸径小于 200mm 的各缸可免设
10	主机超速		超速时	参见 4.1.6.10 的规定
11	主机或离合器的转向		错向	
12	驾驶室遥控主机、离合器的换向指示	前进 后退		
13	主机紧急停车		停车	
14	控制系统的动力 （电力、气压、液压）		失效	
15	离合器的动力（电力、气压、液压）		失效	参见 4.1.6.9 的规定
二、柴油发电机组				
（1）发电机组的原动机				
1	滑油进机压力	压力	低	
2	冷却水出机温度		高	
（2）发电机				
1	自动卸载装置		动作时	参见 5.1.7.6 的规定
2	设有电站自动化时的报警			参见 5.1.7.7 的规定
三、燃油辅助锅炉				
1	炉水水位		极限低位	
2	燃烧器火焰		熄灭	
3	燃烧器点火		点火未成	
4	重油油柜加热温度		高	
四、舵机系统				
1	舵机电力		失电	
2	舵机过载		过载	
3	舵机油箱油位		低	
4	舵机控制系统的电力，液压动力		失效	
五、其他				
1	监测报警系统的动力（电力、气压、液压）		失效	
2	主电源		失效	

5.1.4.2　操作紧急停车时，应在驾驶室或监视室(监控室)给予听觉和视觉报警指示。

5.1.5　通信

5.1.5.1　驾驶室和监视室（或监控室）之间，应设有一套独立于主电源的声力通信系统。驾驶室和机舱之间的通信应符合本篇4.1.5.1的规定。

5.1.6　主机、轴系的控制和安全

5.1.6.1　主机及轴系的控制和安全应符合本篇4.1.6的规定。其监测和报警应符合本章表5.1.3.2的规定。

5.1.7　发电站的控制和监测报警

5.1.7.1　主配电板一般应安装于监视室或监控室，且配电装置应符合第3篇的有关规定。

5.1.7.2　若主配电板安装在机舱，则监视室或监控室应装设如下仪表装置：

(1)　每台交流发电机：

每相一只电流表或靠转换开关可转换到其他各相的 1 只电流表；

1 只电压表；

1 只频率表。

(2)　对于交流发电机组在监控室有并联要求的尚应装设：

一只同步指示器和同步指示灯或其他同功能的仪表；

每台发电机有 1 只功率表。

(3)　每个绝缘的一次侧和(或)二次侧配电系统装设1套绝缘指示装置或绝缘测量装置。

5.1.7.3　在监控室一般应能遥控主电源的发电机的原动机起动、调速、停车及遥控或手动控制发电机组投入电网供电及脱离电网。

对需要发电机组并联运行或不停电转移负载的电站，应考虑在监控室控制发电机组的并车、调载和解列。

5.1.7.4　发电机组的监测和报警应按本章表5.1.3.2设置。

5.1.7.5　发电机组的柴油机在遥控或自动控制状态时，应能灵活可靠地转换至机旁手动控制。

5.1.7.6　当发电机组需要并联运行，且船舶安全航行所必须的设备为电动的情况下，应设置自动卸载装置(单机容量为50kW或kVA以下可不设此装置)，在卸载装置动作时，应在监视室或监控室进行报警。

5.1.7.7　若电站自动化或发电机组的部分为自动控制时，则应符合本篇第3章的有关规定。

5.1.7.8　航行于急流航段的船舶，供电的持续性尚应符合本规范第3篇的有关规定。

5.1.8　燃油辅助锅炉

5.1.8.1　燃油辅助锅炉应设置水位、燃烧以及燃油温度或粘度(仅对重质燃油)的自动控制，以保证在各种工况下，燃油辅助锅炉能保持稳定状态和工作安全。

5.1.8.2　燃油辅助锅炉的水位控制，应保证在所有工况下锅炉水位自动保持在规定的范围内。

5.1.8.3　燃油辅助锅炉的燃烧控制应满足下列要求：

(1)　锅炉炉膛的烟道在喷油器开始点火前应进行定时的前扫气；

(2)　点火应在空气进入燃烧室并完成前扫气后方可进行，喷油器应在点火火花出现后方可开启，如果点火不着，点火装置和喷油器进油阀应自动关闭；

(3) 喷油器进油阀关闭之后，空气通风方可停止。

5.1.8.4 燃油辅助锅炉燃油供给管上的总切断阀当发生下列故障之一时应能自动关闭。

(1) 炉膛熄火(指所有喷油器的火焰都熄灭)；

(2) 进入炉膛的空气失压(或鼓风机故障)。

5.1.8.5 燃重油的辅助锅炉，应设有能直接点燃经加热到预定温度的重油点火器，或采用先点燃柴油的燃烧器，再由它引燃重油燃烧器的装置。

5.1.8.6 燃油辅助锅炉的监测和报警应符合本章表5.1.3.2的规定，若燃油辅助锅炉就地设有全部单项报警，则监视室或监控室可只设一个组合报警。

第6章　机舱监控室一人值班的自动化要求

6.1.1　适用范围

6.1.1.1　本章适用于主推进装置驾驶室遥控，机舱、监控室仅一人值班的船舶。

6.1.2　一般要求

6.1.2.1　按本章要求的船舶，其主机、发电机组、燃油辅助锅炉以及燃油、滑油、冷却水和空气压缩机系统，应按本章及本篇第2章的有关要求设置控制、监测、报警和安全系统。

6.1.2.2　驾驶室操纵台的设置，驾驶室与机旁控制处的控制及其转换应符合本篇4.1.2的规定。

6.1.2.3　监控室的设置除应符合本篇2.2.1～2.2.2的规定外，尚应能使值班人员直接目视到主机的运行，且其中1个通道应能直接通往机舱，以便值班人员迅速到达机旁控制处。

6.1.2.4　监控台的设置应符合本篇2.2.3的规定。

6.1.3　监测和报警

6.1.3.1　驾驶室的显示仪表和报警项目除应符合本篇表4.1.3.1(1)的规定外，还应设有主机及齿轮箱滑油系统压力过低的报警。

6.1.3.2　监控室的显示仪表和报警项目应符合表6.1.3.2的规定。

机舱监控室(一人值班)的显示仪表和报警项目　　表 6.1.3.2

项　目		显 示	报 警	备　注
一、主柴油机及轴系				
1	主机或螺旋桨的转速及转向	转速 转向		
2	主机起动空气压力	压力		
3	滑油进机压力	压力	低	
4	滑油进机压力		过低	参见6.1.6.3的规定
5	滑油进齿轮箱压力	压力	低	
6	滑油进齿轮箱压力		过低	参见6.1.6.3的规定
7	滑油进增压器压力	压力	低	指独立润滑系统
8	冷却水出机温度	温度	高	
9	冷却水膨胀箱水位		低	
10	冷却水进机压力	压力	低	
11	齿轮箱滑油温度或冷却水温度	温度	高	
12	排气温度	温度		每缸及排气总管设置 缸径小于200mm的各缸可免设
13	主机超速		超速时	参见4.1.6.10的规定
14	推力轴承滑油温度		高	
15	油润滑尾管轴承滑油温度		高	
	油润滑尾管轴承油箱油位		低	
16	主机或离合器的转向		错向	

续表 6.1.3.2

项　　目		显 示	报 警	备　注
17	驾驶室遥控主机、离合器的换向指示	前进 后退		
18	主机紧急停车		停车	
19	控制系统的动力(电力、气压、液压)		失效	
20	离合器的电力、气动或液压动力		失效	参见4.1.6.9的规定
21	日用轻柴油柜油位		低	
22	重柴油柜油位		低	
23	滑油循环油柜油位		低	
24	重柴油柜油温		高、低	
二、柴油发电机组				
(1)发电机组的原动机				
1	滑油进机压力	压力	低	
2	滑油进机压力		过低	
3	冷却水出机温度	温度	高	
4	超速		超速时	参见6.1.7.3的规定
5	控制系统的动力(电力、气压、液压)		失效	
(2)发电机				
1	自动卸载装置		动作时	参见5.1.7.6的规定
2	设有电站自动化时的报警			参见5.1.7.7的规定
三、燃油辅助锅炉及废气锅炉				
1	炉水水位		极限低位	
2	燃烧器火焰		熄灭	
3	燃烧器点火		点火未成	
4	重油油柜加热温度		高	
四、舵机系统				
1	舵机电力		失电	
2	舵机过载		过载	
3	舵机油箱油位		低	
4	舵机控制系统的电力、液压动力		失效	
五、舱底水水位				
1	舱底水位		高	
六、机舱探火				
1	有失火征兆或失火时		失火征兆或失火	参见6.1.10.1的规定
2	探火系统本身故障		故障时	参见6.1.10.2的规定
七、其他				
1	监测报警系统的动力(电力、气压、液压)		失效	
2	主电源		失效	

6.1.3.3　本章表6.1.3.2规定的报警项目，经过一定时间后，若未消音，则应在机舱进行

听觉和视觉报警,此报警可为综合报警。

6.1.3.4 主机及齿轮箱滑油系统压力过低、主机超速及舵机系统故障等报警,应同时延伸到轮机长室和有关的公共处所。

6.1.4 紧急停车

6.1.4.1 驾驶室和监控室均应设有主机紧急停车装置，紧急停车装置的设置应符合本篇4.1.4的规定。

6.1.4.2 操作紧急停车时，应在驾驶室或监控室给予听觉和视觉报警指示。

6.1.5 通信

6.1.5.1 驾驶室和监控室之间，应设有1套独立于主电源的声力通信系统。

6.1.5.2 驾驶室和机舱之间的通信应符合本篇4.1.5.1的规定。

6.1.5.3 监控室和轮机长室之间应设有声力通信。

6.1.6 主机、轴系的控制和安全

6.1.6.1 若监控室设有主推进装置遥控时，其监控室与驾驶室、机旁控制处的控制转换和控制应符合本篇2.2.4的规定。

6.1.6.2 主机、轴系的控制和安全应符合本篇4.1.6的规定。其监测和报警应符合本章6.1.3.2的规定。

6.1.6.3 主机、齿轮箱的滑油系统压力过低时，备用滑油泵应能自动起动，投入工作。并应在监控室和驾驶室同时进行报警。

备用滑油泵除能自动起动外，并应能进行遥控起动。

6.1.6.4 主机的燃油、滑油和冷却水系统应设置温度自动调节，以使在主机工作范围内，它们能保持稳定状态。

6.1.7 发电站的控制和监测报警

6.1.7.1 在监控室应能遥控主电源的发电机组的原动机起动、调速、停车及遥控或手动控制发电机投入电网及脱离电网。

对需要发电机组并联运行或不停电转移负载的电站,应能在监控室控制发电机组的并车、调载和解列。

6.1.7.2 航行于非急流航段的船舶，其安全航行所必须的用电设备(此处指舵机、推进机械的遥控)需要紧急供电以保证连续运行，且电力仅由主电源的发电机组或应急发电机组供电时，船舶电站应符合本篇3.2.1.6的规定。

6.1.7.3 柴油发电机组的监测和报警应按本章表6.1.3.2设置。发电机组容量在220kW以下时，可考虑免设柴油机超速的自动停车及报警。

6.1.7.4 船舶发电机站的控制和监测报警尚应符合本篇5.1.7.1、5.1.7.2、5.1.7.4及5.1.7.8等的规定。

6.1.8 燃油辅助锅炉和废气锅炉

6.1.8.1 燃油辅助锅炉的控制和安全应符合本篇5.1.8的规定，其监测和报警应符合本章表6.1.3.2的规定。

6.1.8.2 大于2t/h的燃油辅助锅炉在监控室应设有紧急切断锅炉燃油供给的设施。

6.1.8.3 废气锅炉应设置有符合本篇5.1.8.2规定的水位自动控制装置，以及本章表6.1.3.2规定的极限低水位的听觉和视觉报警。

6.1.9 舱底水位检测

6.1.9.1　机舱应设有舱底水位监测系统，当舱底水位达到预定水位时，应在监控室进行报警。

6.1.10　探火及灭火

6.1.10.1　机舱应设有固定式自动探火报警系统。当发现失火征兆及失火时，应向驾驶室及监控室进行听觉和视觉报警, 并以光信号指示火警的部位，其警报声响应与其他警报具有明显的区别，并一直保持到人为消除为止。

6.1.10.2　固定式自动探火报警系统应满足《内河船舶法定检验技术规则》的有关规定。

探火系统正常供电的电源发生故障时，应自动接至蓄电池电源，且应在驾驶室发出听觉和视觉报警。

探火系统本身的故障报警应和火警有所区别。

6.1.10.3　火警探测器在机舱内安装的位置，应使可能发生的失火点都可以检测到。机舱内设置的探测器，其型式应不受机舱内通常的灰尘、气流、油雾或热气的影响而产生误报警。

6.1.10.4　机舱内的消防灭火系统及消防用品的配备除应满足《内河船舶法定检验技术规则》的有关要求外，尚应在机舱出口处或监控室能遥控消防泵的起动。

中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

2009

第5篇　货物冷藏

2009年1月1日生效

目　录

第1章　通则…… 5－1

第2章　制冷装置…… 5－3

第1节　制冷机组…… 5－3

第2节　制冷机…… 5－3

第3节　管路及辅助设备…… 5－5

第4节　制冷机室或制冷机组安装处所…… 5－9

第5节　安全设备…… 5－10

第3章　冷藏货舱…… 5－12

第1节　货舱结构及附属件…… 5－12

第2节　绝 热…… 5－13

第4章　舱内载运冷藏集装箱…… 5－14

第1节　一般规定…… 5－14

第2节　布 置…… 5－14

第3节　舱内通风…… 5－15

第4节　电气装置…… 5－16

附录1　货物冷藏装置的试验…… 5－17

第1章　通 则

1.1.1 适用范围

1.1.1.1 本篇规定适用于设有货物冷藏装置的船舶。

1.1.2 工作条件

1.1.2.1 在船舶处于横倾10º 及纵倾5º 的条件下制冷系统应能正常工作。

1.1.3 制冷剂

1.1.3.1 本篇规定适用于下列制冷剂：

R717　　氨（NH_3）

R22　　一氯二氟甲烷（$CHClF_2$）

R134a　　四氟乙烷（CH_2F-CF_3）

如采用其他制冷剂时，应提供相应有关资料，并应经本社同意。

1.1.4 电气设备

1.1.4.1 本篇所涉及的电气设备，应符合第3篇的有关规定。

1.1.5 材料

1.1.5.1 本篇所涉及的材料应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

1.1.6 直接蒸发系统限制条件

1.1.6.1 冷藏船冷藏货舱总舱容小于500m^3时，经本社同意可使用氨直接蒸发的排管冷却系统；总舱容小于1000m^3时，可使用氟代烃类直接蒸发的排管冷却系统。

1.1.7 新型装置及结构

1.1.7.1 若制冷机组或冷藏货舱的结构拟采用新型的设计或使用非一般的材料，则应经本社同意，必要时可要求进行特殊的试验。

1.1.8 图纸和资料

1.1.8.1 应将下述图纸和资料一式3份提交本社批准。必要时，本社可要求增加送审图纸和资料的范围：

(1) 冷藏货舱（包括邻近舱柜）总布置图；

(2) 冷藏货舱绝热层敷设结构图；

(3) 制冷机舱总布置图；

(4) 空气冷却系统布置图；

(5) 空气冷却器融霜装置图；

(6) 冷藏货舱内盐水排管或制冷剂排管布置图和安装结构图；

(7) 制冷剂盐水和冷却水的管系图；

(8) 冷藏货舱内泄水及通风布置图；

(9) 冷藏货舱内温度测量管及（或）感温器布置图；

(10) 制冷压缩机剖面图及往复式压缩机的曲轴详图；

(11) 冷凝器、空气及盐水冷却器、油水分离器、贮液器和其他压力容器图；

(12) 自控、安全和报警系统原理图（注明设备的规格、型号和功能）；

(13) 备件明细表。

1.1.8.2　应将下列图纸和资料提交本社备查：

(1)　制冷装置(包括集中控制和监控)及货舱绝热说明书；

(2)　制冷能量计算书。

注：凡经本社认可的产品，可不必重复送审。

第2章　制冷装置

第1节　制冷机组

2.1.1　一般要求

2.1.1.1　1套制冷机组应包括能独立工作的1台(或几台)制冷压缩机及其驱动电动机和1只冷凝器。若使用盐水载冷剂时还应包括1只盐水冷却器。

2.1.1.2　除经本社同意外，冷藏货物制冷机组应和空调制冷机或生活用制冷机组完全分开。

2.1.2　机组数目

2.1.2.1　船舶运输冷藏货物时，应尽可能设置2套制冷机组。如仅设1套时，则应增设1台备用制冷压缩机。

2.1.3　制冷能量

2.1.3.1　制冷机组的制冷量应按船舶航行区域的最高水温及各冷藏货舱所需维持的最低温度进行计算。

2.1.3.2　若制冷装置设有2套制冷机组，则当其中的1套制冷机组停止工作时，另1套机组应能在24h连续工作的情况下，维持各冷藏货舱内设计所规定的最低温度。

2.1.3.3　若制冷装置仅设有1套制冷机组和1台备用制冷压缩机，则当其中任何1台制冷压缩机停止工作时，另1制冷压缩机应能在24h连续工作的情况下，维持各冷藏货舱内设计所规定的最低温度。

2.1.3.4　为了补偿制冷压缩机的制冷量和绝热材料性能在使用中下降的可能，实际所配置的制冷机组制冷量应至少比设计的最大输出能量大5％。

2.1.4　制冷装置设计压力

2.1.4.1　制冷装置高压侧及低压侧的设计压力应分别不小于表2.1.4.1的规定。

制冷装置设计压力　　表2.1.4.1

制冷剂	高压侧①设计压力（MPa）	低压侧②设计压力（MPa）
R717	2.2	1.7
R22	2.2	1.7
R134a	1.4	1.1

注：① 高压侧：系指压缩机排气侧至膨胀阀之间的受压部件；
② 低压侧：系指膨胀阀之后至压缩机吸入阀之间的受压部件；但若装置的切换(如为了热融霜)可能使它们处于高压，则这些零部件也应作为高压侧的组成部分。

2.1.4.2　使用本社认可的其他制冷剂时，其制冷装置高压侧和低压侧的设计压力应分别不小于56℃和46℃时的饱和蒸气压力。

第2节　制冷机

2.2.1　往复式制冷压缩机

2.2.1.1　往复式制冷压缩机的曲轴，当其所有曲柄都支承在2道主轴承之间时，其直径d应不小于按下式计算所得之值：

$$d = C\sqrt[3]{\frac{D^2 P\left(\frac{S}{16}+\frac{ab}{a+b}\right)Z}{7.55}} \qquad \text{mm}$$

式中：D——压缩机气缸直径，mm；

P——设计压力，MPa，见本章表2.1.4.1；

S——活塞行程，mm；

a——1只主轴承的内边缘和最接近跨距中点的曲柄销中心线之间的距离，mm；

$a+b$——2只主轴承内边缘之间的跨距；

Z——材料强度系数，按下列公式计算：

对于钢材：

$$Z = \frac{560}{\sigma_b + 160}$$

对于球墨铸铁：

$$Z = \frac{700}{\sigma_b + 260 - 0.059 d_p}$$

对于灰铸铁：

$$Z = \frac{700}{\sigma_b + 260 - 0.069 d_p}$$

式中：σ_b——曲轴材料的抗拉强度，N / mm^2；

d_p——曲轴的估计最小直径，mm；

C——常数，根据曲柄和气缸的具体布置确定，见表2.2.1.1。

曲柄和气缸布置　　表2.2.1.1

曲柄销数目	每一曲柄的气缸数	相邻气缸的夹角（º）
1或2	2	45　60　90
3	2	45　60
4	2	45　60
1	3	45　60　90
2	3	45　60
3	3	45
1	4	45　60
2	4	45

对于每只曲柄有1只气缸的曲轴：

C=1.0

对于同1只曲柄销有几只气缸，其相邻气缸布置成90º夹角的曲轴：

C=1.05

对于同1只曲柄销有几只气缸，其相邻气缸布置成60º夹角的曲轴：

C=1.18

对于同1只曲柄销有几只气缸，其相邻气缸布置成45º夹角的曲轴：

$$C=1.25$$

2.2.1.2　若曲轴另加1中央主轴承进行支承，其直径应根据中央主轴承和外档主轴承内边缘之间的半根曲轴进行计算，这样算得的是半根曲轴的直径，对于整根长度的曲轴直径应增大6%。

2.2.1.3　在确定曲柄臂的尺度时，应使bt^2不小于按下式所得的值：

靠近主轴承的曲柄臂：

$$bt^2=0.4d^3$$

中间曲柄臂：

$$bt^2=0.75d^3$$

式中：b——曲柄臂的宽度，mm；

t——曲柄臂的轴向厚度：

靠近主轴承的曲柄臂应不小于0.45d，mm；

中间的曲柄臂应不小于0.60d，mm；

d——按本节2.2.1.1所算得的曲轴最小直径，mm。

2.2.1.4　曲柄臂过渡到曲柄销或主轴颈处的圆角半径r应不小于0.05d。如果曲轴的直径不小于c乘d的积，则可做成较小的圆角，但此圆角应不小于0.025d。本条内$c=1.1-2\left(\frac{r}{d}\right)$，但不小于1.0。

2.2.1.5　曲轴上的过渡圆角和油孔应光滑圆顺。

2.2.1.6　压缩机的曲轴箱，应设计成能承受不小于制冷系统最大工作压力的内压力。

2.2.2　制冷压缩机曲轴材料强度

2.2.2.1　曲轴的铸、锻件，其抗拉强度应在下列范围内：

(1)　碳钢和碳锰钢锻件，若经正火加回火：400～600N／mm^2；

(2)　碳钢和碳锰钢锻件，若经淬火加回火：不超过700N／mm^2；

(3)　碳钢和碳锰钢铸件：400～550N／mm^2；

(4)　球墨铸铁件：370～800N／mm^2；

(5)　灰铸铁件：不小于300N／mm^2。

若采用上述所列以外的材料时，应经本社同意。

第3节　管路及辅助设备

2.3.1　压力容器

2.3.1.1　钢质焊接圆筒形的R717及R22制冷剂压力容器，应符合本规范第2篇第5章及本社《材料与焊接规范》的有关规定，其设计压力应符合本章表2.1.4.1的规定。

2.3.1.2　若压力容器的筒体由钢管制成，则所用的钢管应为无缝的或电阻焊的或纵向埋弧焊的。对接锻焊的和螺旋形焊接的钢管不应采用。

2.3.1.3　设计温度低于-40℃的所有压力容器及设计温度低于0℃而其压力与饱和温度的关系不相适应者，应由机械性能（包括缺口韧性）与其厚度和最低设计温度相适应的钢材制造。上述钢材的性能应经本社核查。

2.3.2　压力管路

2.3.2.1　制冷装置各种压力管的壁厚应按第2篇第2章的有关规定确定。

2.3.2.2　冷凝器管应以耐蚀材料制成。对适用于R22及R134a制冷剂的冷凝器，其管子应由耐蚀铜管制成。

冷凝器的管板接触江水的部分应以耐蚀材料制成，或采取其他有效的措施防蚀。

2.3.2.3　制冷剂、盐水或江水冷却管路及其附件的材料应与管内的流体相适应。铜、黄铜、青铜和其他铜合金材料不适用于氨制冷剂，镁合金材料不适用于氟代烃类制冷剂，锌不适用于氨和氟代烃类制冷剂。

2.3.2.4　制冷剂、盐水管路应采用无缝管，其中氨及盐水的管路应为无缝钢管。

氨装置的管路附件应由钢制成，也可采用可锻铸铁。氟代烃制冷装置的管路附件应由钢或青铜制成。

2.3.2.5　制冷剂钢管的连接应以电焊对接，如果此钢管为镀锌管，则应在焊接前将管子端头的镀锌层去除干净。铜管的对接连接则应使用硬钎焊。必要时，个别管段的连接可采用焊接法兰(法兰面应有槽和凸肩填装垫片)或用外套螺母连接。

管接头的垫片材料，应经本社认可。

2.3.2.6　制冷剂管路截止阀的结构，应保证能安全地更换填料函的填料，而不需排出制冷剂。R22及R134*a*制冷剂管路的截止阀应为无填料函阀。如采用软填料函的阀应装有封紧盖。

2.3.3　油分离器

2.3.3.1　制冷剂管路应装设合适的油分离器，该油分离器应装有泄油管；若油分离器内装有金属丝滤网，其结构应坚固并加以支撑，以防散失。

2.3.4　滤器

2.3.4.1　制冷剂管路的下列部位应装设合适的过滤器：

(1)　压缩机的吸入管路上；

(2)　膨胀阀前的制冷剂管路上。

滤器内的金属丝滤网结构应坚固并加以支撑，以防散失。滤网材料应能耐制冷剂腐蚀。滤器与油分离器可结合在一起。

2.3.5　干燥器

2.3.5.1　R22及R134*a*制冷剂系统中均应装设干燥器，其布置应使干燥器能旁通并关断，以便在拆开时不妨碍系统的运行。

2.3.6　温度计

2.3.6.1　制冷装置各系统的下述部位应装设温度计：

(1)　制冷压缩机的吸入和排出管路上；

(2)　冷凝器的冷却水进、出管路上；

(3)　盐水进、出管路上；

(4)　直接蒸发冷却的空气冷却器的制冷剂回流管上。

2.3.7　压力表

2.3.7.1　制冷装置各系统的下述部位应装设压力表：

(1)　制冷压缩机的吸入和排出管路上；

(2)　盐水泵排出管上；

(3)　所有空气冷却器的制冷剂回流管上；

(4) 压力润滑制冷压缩机的滑油进口处。

2.3.8 液位指示

2.3.8.1 贮液器上应装有制冷剂液体的液位指示器。液位指示器应能关闭，以防止液位指示器发生破损事故时，制冷剂大量流失。

2.3.9 冷却设备

2.3.9.1 冷藏舱的冷却可采用装在侧壁和顶板上的冷却排管或经过空气冷却器的空气循环冷却。

2.3.9.2 除按本篇1.1.6.1规定采用直接蒸发排管的冷藏货舱外，冷藏货舱的冷却应采用盐水循环。每一冷藏舱的盐水排管应做成不少于2个分段，每个分段均应装设阀或旋塞以便关闭。冷藏货舱净舱容在300m^{3}以下者，经本社同意可允许做成1个分段。

2.3.9.3 冷藏货舱内的钢质盐水管路或输送制冷剂的管路，包括装在绝热层内的部分，其外表面均应镀锌，这些管路外表面也可采用其他防蚀措施，但具体方法应经本社同意。

盐水管路及盐水柜接触盐水的壁面不应镀锌。若盐水系统与盐水接触的部分已经镀锌，当盐水冷却和回流柜是闭式时，则应设有透气管或者设有使排出气体引到大气中的管子。引出管出口端的地点应使管子排出的气体不致引起事故，且管子出口端要装有便于更换的金属丝网。

当盐水柜为开式时，则设置盐水柜的舱室应有有效的通风。

2.3.9.4 制冷剂和载冷剂钢管若由电焊对接或由螺纹套管连接时，管接头处没有镀锌层的部分在水压试验后应作适当涂刷和包扎以减少腐蚀。当管路包有绝热层时，此项接头的部位应在绝缘外表面作出标记。

2.3.9.5 通过水密舱壁或水密甲板的冷却管路，其穿过处应设有耐火和水密的贯通配件和压盖填料。

2.3.9.6 每一冷藏货舱的空气冷却器的冷却盘管可使用盐水循环或制冷剂直接蒸发进行冷却。此项冷却盘管应布置成不少于2组，且每组盘管应装阀，并在必要时可迅速关闭。舱内至少应设一路风管和2个相对远离的格栅。如空气冷却器的盘管不分组，则应至少设置2只单组盘管的冷却器作为替代措施。

冷藏货舱净舱容小于300m^{3}时，经本社同意可设置1只单组盘管的空气冷却器。

2.3.9.7 空气冷却器应设有有效的融霜措施。其下面应设置盛凝水的底盘，凝水盘底部应装有当制冷工作时能排除全部凝水的泄水管。泄水管的内径应不小于40mm。

2.3.9.8 空气冷却器包括风机及电动机的安装处应尽量和装货空间分隔，且应留有足够大小的通道以便风机及电动机能拆出修理或进行更换，不被货物阻塞。若1个舱内装有几台风机和电动机时，则只需留供人员进出的检修通道。

2.3.9.9 为了减少货物脱水和冷藏舱内冷却设备结霜，制冷装置的设计应使冷却介质和货舱处于最小温差的情况下，能维持冷藏货舱所需的最低温度。

2.3.10 加热设备

2.3.10.1 冷藏货舱运载水果时，若环境温度可能低于所需载货温度而对水果造成不利影响时，冷藏货舱应设有加热设备。

2.3.11 货舱换气装置

2.3.11.1 冷藏货舱用于运载需要更换新鲜空气的货物时，应设有空气换新的设备。新鲜空气吸入口的位置应注意设在没有污染空气进入的地方。

各冷藏货舱应单独设置各自的空气进入和排出管。每一进、排气管应装有可靠的气密关

闭阀。为保证换气的质量，建议进、排气管口之间至少相距3m。

2.3.12 泵

2.3.12.1 制冷机组应设有不少于2台独立的冷却水泵，2台冷却水泵中的1台可作为备用并可作其他用途。当作其他用途时，此泵应具有足够排量且应不致妨碍制冷机组的冷却水供水。

2.3.12.2 若制冷剂系统和(或)载冷剂系统系用泵进行循环，则应各设1台备用泵。该备用泵不应用于其他用途，且应能供所有冷藏货舱使用。

2.3.13 通海接头

2.3.13.1 制冷剂气体冷凝器的冷却水泵，应由分设在左、右舷的2只海底阀供水。

2.3.14 动力

2.3.14.1 制冷装置若为电力驱动时，其电力至少应由2台发电机供送。当发电机的任一台停止工作时，其余发电机的功率应在本章2.1.3.1所述的海水温度下使制冷机组按本章2.1.3.2或本章2.1.3.4的规定维持冷藏货舱所要求的最低温度，同时还应保证为船舶推进和安全所必需的其他重要设备能同时工作。

2.3.15 制冷装置的自动监控

2.3.15.1 设有自动监控的制冷装置，仍应设有手动控制机构，以便当自动监控失效时能进行手动控制。制冷装置的自动监控应符合本节2.3.15.2～2.3.15.6的规定。

2.3.15.2 制冷装置自动监控设备的基本性能，应符合第4篇的有关规定。

2.3.15.3 制冷装置的自动监控应包括下述各项：

(1) 使冷藏货舱内的温度控制在设定的低温范围以内；

(2) 空气冷却冷藏货舱时，冷空气从风管出口的温度控制在不低于最低允许温度。

2.3.15.4 由本节2.3.15.3(1)所述的自动温控转换成手动控制时，自动温控设备应能旁通和关断。但作为替代措施，自动温控的控制阀可设置2只，每只控制阀应在另1只失效时能承担所要求的全部功能。

2.3.15.5 制冷装置的检测和报警项目，应不少于表2.3.15.5的规定。制冷装置的故障报警应在适当的站(室)发出听觉和视觉信号。

制冷装置的显示和报警项目表　　表2.3.15.5

序号	项　目	显示内容	报　警
1	冷藏货舱空气温度	温度	高和低
2	空气冷却循环风机失效	-	失效时
3	冷藏货舱舱底水水位	-	高
4	制冷剂液体蒸发压力	压力	-
5	冷凝器内压力	压力	高
6	制冷压缩机滑油压力	压力	低
7	制冷压缩机吸入侧压力	-	低
8	制冷压缩机排气压力	压力	高
9	江水冷却循环泵失效	-	失效时
10	制冷机室氨制冷剂泄漏	-	泄漏时

注：对于无人值班的制冷机舱，故障报警尚应延伸到轮机员起居处所或有轮机员值班的其他处所。

2.3.15.6　制冷装置应设置下列安全系统；

(1)　制冷压缩机吸入侧压力过低时自动停机；

(2)　制冷压缩机排气压力过高和冷凝器压力过高时自动停机；

(3)　制冷压缩机的滑油压力过低时自动停机；

(4)　若制冷机室氨制冷剂泄漏，当漏出气体的浓度达到爆炸浓度之前自动停机；

(5)　江水冷却循环泵失效时自动停机。

第4节　制冷机室或制冷机组安装处所

2.4.1　制冷机室

2.4.1.1　安装R717制冷机的舱室，应以气密的舱壁和甲板与居住舱室或其他工作处所分开。此制冷机室的门应向外开并能自闭。

2.4.1.2　R22及R134a制冷机的安装处所，一般不受限制。但如机组能量相当大，则仍应安装在独立的制冷机室内。

2.4.1.3　安装R717制冷机的舱室出入口门外，应备有过滤式防毒面具，数量不少于2只。防毒面具应放置在装玻璃门的箱内，以便需要时立即取用。

2.4.1.4　制冷机的布置应易于接近进行检修操作。盐水冷却器和冷凝器的安装处应留有足够的空间，以便进行清洁及更换管子。

2.4.2　通风

2.4.2.1　制冷机舱室应进行有效的机械通风。风机的排量应使制冷机室的换气次数不少于30次／h。

R717制冷机室的通风系统应和其他的通风系统分开。

通风系统的吸入管道，应以钢或其他等效材料制成，其排出口应位于船上不会造成危害的地方。若为R22或R134a的制冷机室，应设置抽风机，其抽风管路的吸口应装在舱室内的

最低位置。

2.4.2.2　R717制冷机室应装有应急通风机。应急通风机的排量应使制冷机室的换气次数不少于40次／h。若制冷机室的正常通风机排量增大到能使舱室的换气次数不少于40次／h，则可不再另设应急通风机。

2.4.2.3　R717制冷机室设置应急洒水系统时，则应急通风机可以不设。应急洒水系统应能在制冷机室外进行操纵。

2.4.2.4　制冷机室的机械通风机，应能在两个地点进行控制。其中之一应位于制冷机室外适当的地点。

2.4.3　氨制冷剂的使用

2.4.3.1　氨制冷机械应安装在专用的气密舱室。除小型舱室外，至少应设2扇检修门。

2.4.3.2　装有氨制冷机械(包括处理容器)的舱室应设置：

(1)　1个独立于其他船舶处所通风系统的负通风系统，并依据该处所总容积具有不少于30次／h的换气能量；其他合适装置可予考虑；

(2)　1个在舱室内、外带有报警装置的固定式氨探测系统；

(3)　在舱室外可人工操作的位于所有检修门上方的水冷壁；

(4)　1个独立的舱室排水系统。

2.4.3.3　应至少配备2套呼吸器和防护服可供使用。

2.4.3.4　氨管系不应穿过居住处所。

2.4.3.5　制冷装置中氨的总量不超过25kg的氨制冷机械可允许安装在其他机器处所，但需满足如下条件：

(1)　安装氨制冷机械的区域应装设负压通风罩，以防止泄漏的氨气扩散到该处所的其他区域；

(2)　安装氨制冷机械的区域应装设水喷淋系统保护；

(3)　本节2.4.3.2(2)、2.4.3.3及2.4.3.4的要求。

第5节　　安全设备

2.5.1　安全阀

2.5.1.1　制冷压缩机和其排气截止阀之间应设有安全阀和／或安全膜片。当制冷剂的压力过高时安全阀开启和／或膜片爆破，并应使制冷剂回流至吸入管路内。在回流管上不应装设任何关闭设备。

压缩机排出端安全阀和／或安全膜片的开启或爆破压力，根据制冷剂的不同应不大于本章表2.1.4.1中所规定的高压侧的设计压力。

当制冷压缩机的原动机功率不超过10kW时，压缩机输出端的安全阀和／或安全膜片可以不设。

2.5.1.2　制冷剂系统的所有压力容器或其他可能充进液态制冷剂并予以关闭的制冷剂系统的部件，均应装设串联安装的安全膜片和安全阀，它们的排出物应引至甲板以上的安全地点。串装的膜片与安全阀之间应装设指示中间压力的压力表。

氟代烃制冷剂系统中，上述容器的容量在100L以下者，可采用溶点为65℃的易熔塞代替安全膜片和安全阀。

2.5.1.3　本节2.5.1.2中所要求的安全阀和／或安全膜片的开启或爆破压力，根据制冷剂的不同应不大于表2.1.4.1所规定的该系统或部件的设计压力。

2.5.1.4　冷凝器的冷却水侧和蒸发器的盐水侧，当系统中冷却水泵和盐水循环泵的排出

压力可能会超过它们的设计压力时，应设有合适的安全阀。

2.5.2 应急泄放

2.5.2.1 R717制冷装置的制冷剂系统应装有从系统引至舷外的专用泄放管，以便在发生事故时能迅速将氨排除。泄放管的截止阀应安装在制冷机室外有铅封的玻璃箱内。泄放管在舷旁的排出孔应低于水线，并应装有止回阀。

2.5.3 应急停车装置

2.5.3.1 R717制冷剂的制冷机组，其压缩机的原动机应在制冷机室外设有应急停车装置，此装置应设有防止无关人员触动的措施。

2.5.4 货舱报警按钮

2.5.4.1 冷藏货舱内应设有能向制冷机室及机舱报警的按钮，以便危急时进行求援报警。

第3章　冷藏货舱

第1节　货舱结构及附属件

3.1.1　冷藏货舱气密性

3.1.1.1　每一独立的冷藏货舱应完全为钢质气密结构，并以消防水枪作冲水试验或充气试验。

3.1.1.2　冷藏货舱货舱口的关闭设备、出入口的门、污水沟和人孔盖均应做成气密。出入口的门应向外开启。

3.1.1.3　穿过冷藏货舱舱壁或甲板的制冷管路，不应与钢结构直接接触，且管子穿过的孔应进行加工并采用有效的方法进行密封，以使舱壁或甲板保持气密。

所服务的货舱以外的制冷管路，均应进行有效地绝热。

3.1.1.4　穿过温度为0℃或低于0℃的冷藏货舱的所有非制冷管路，安装时不应与钢结构直接接触，但若该处的钢结构温度主要受外界影响者除外。

穿过冷藏货舱的所有非制冷管路，均应妥善包扎绝热层，进行有效的绝热且穿过处均应保证气密。

3.1.2　货舱测温

3.1.2.1　冷藏货舱内应设有通向制冷机室或机舱的遥测温度计，并在适当部位设置测温管。测温管的内径应不小于50mm，且安装不应与钢板直接接触并进行有效的绝热。

当测温管的开口位于露天甲板时，其布置应使在测温时水不致流入管中。

3.1.3　测温精度

3.1.3.1　冷藏货舱所测得的温度，对于装运冷冻货物的货舱，其读数应精确到±0.5℃以内。对于装运冷却货物的货舱，其读数应精确到+0.2℃至-01℃。

3.1.4　空气循环

3.1.4.1　运载冷却货的货舱，应保证货箱之间具有足够的空气循环。

3.1.4.2　运载冻结货的货舱，绝热层覆盖板和货物之间应留有使空气进行循环的通道。

3.1.4.3　为了保持冷藏货舱内的空气循环通道，可以采用固定于覆盖层上的垫货板条，或者在装货时另加垫舱板于绝热层的覆盖层的垂直或近似垂直的外表面，其布置应适于空气流通。

3.1.5　系固件

3.1.5.1　所有支撑或系固冷却设备、绝热层等的螺栓、螺母、钩子和支架、托架等均应镀锌。

3.1.6　冷藏货舱的泄水

3.1.6.1　冷藏货舱和冷却器集水盘的残水，应能够连续泄放。

3.1.6.2　冷藏货舱应设有污水沟。

3.1.6.3　冷藏货舱及冷却器集水盘的残水，流入污水沟处应设有液封装置。

3.1.6.4　若各分舱的泄水接到一根公共水管上，则各支管均应设有液封装置。

3.1.6.5　液封槽应具有足够的深度，且其布置应易于到达，以便进行清洁和补充盐水。

3.1.6.6　污水沟应设置透气管、测量管及排水管，排水管端须装设滤网。

3.1.6.7　冷藏货舱以外的其他舱室的污水不应泄入冷藏货舱。

第2节　绝 热

3.2.1　绝热材料及其敷盖

3.2.1.1　冷藏货舱所采用的绝热材料，须经本社同意。

3.2.1.2　冷藏货舱的所有金属舱壁、船体外板的内壁都应敷盖绝热材料，敷设前，钢结构表面应进行清洁并涂刷合适的防锈涂料，绝热层的外表面应装有覆盖板，其结构应能防止流动的冷风不致进入绝热层。

3.2.1.3　绝热材料敷设时应填塞紧密。

3.2.1.4　若冷藏货舱的绝热材料为就地喷涂发泡的泡沫塑料，则此项材料和工艺应经本社同意。

3.2.1.5　所有覆盖板、密封件和油漆涂层，应不致释放出会引起货物腐败变质的气味。

3.2.1.6　舱柜顶板上的人孔和污水沟处的绝热层应设有水密的钢质围板，以防水渗进绝热层内。

3.2.2　绝热封盖

3.2.2.1　为便于对污水沟、舱柜人孔盖等处进行检查，这些处所的绝热层上均应设有可拆的绝热封盖。

3.2.2.2　绝热层的覆盖板、污水沟盖板、舱口盖和出入口的门，应以防水和防潮的材料制成，或者以这种材料包覆。并且对其暴露在污水沟或外界条件的1面进行密封。

3.2.3　耐油涂层

3.2.3.1　油柜的顶板及侧壁上敷装绝热层时，应先涂刷1层不透油的涂层。

第4章　舱内载运冷藏集装箱

第1节　一般规定

4.1.1 适用范围

4.1.1.1 本章适用于舱内载运冷藏集装箱的船舶。

4.1.2 图纸资料

4.1.2.1 舱内载运冷藏集装箱的船舶应增加下列图纸资料一式3份提交本社批准：

(1) 货舱通风量的计算书；

(2) 货舱通风系统的布置图；

(3) 冷藏集装箱电源插座的布置图；

(4) 舱内温度探测、监控系统的布置图(如设有)；

(5) 冷藏集装箱的布置图；

(6) 人员安全通道的布置图。

第2节　布 置

4.2.1 一般要求

4.2.1.1 在横舱壁的每层箱高相应部位应设置操作人员的走道或操作平台，其宽度应不小于两档肋位或1m，选小者。并在走道外侧应设栏杆或活动拦杆以保护人员安全。

4.2.1.2 当利用抗扭箱作为风道时，纵舱壁的开口面积应尽可能小，以免影响总纵强度的要求。

4.2.1.3 操作人员走道或平台的甲板应尽可能采用大孔网格板，以利空气流动。

4.2.2 通风设备的布置

4.2.2.1 一般在货舱前端布置进风机和进风口，在货舱后端布置排风机和排风口。

4.2.2.2 甲板上的进风口和排风口应尽可能远离，甲板上通风筒的围板高度应符合载重线的有关要求。通风筒如果设置在桅屋内，则桅屋前后端壁上应考虑足够面积的通风开口，并设置百叶窗保护该开口，以防止桅屋内进水，并尚需考虑桅屋内有适当的排水措施，以防止桅屋内积水。

4.2.2.3 必要时，进风机或排风机可以布置在舱内。

4.2.2.4 通风管道应尽可能合理地均匀布置，进风管道尽可能向下延伸到最下面一层冷藏集装箱的制冷机组或舱底，并尽可能在每一层集装箱堆层处均设有通风口。该通风口尽可能正对集装箱的冷凝器排风扇位置。上下风口之间的间距要按常用的箱型尺寸而定，如不明确装超高冷藏箱，则按标准箱定，即2.5m左右。

4.2.2.5 舱内的通风管道及进出风口应尽量均匀布置，使得舱内所有空间均有良好的通风效果。

4.2.2.6 通风设备的开启和关闭应能在驾驶室内遥控操作，并应具有能清晰显示开或关状态的功能。

4.2.3 舱内冷藏集装箱的布置

4.2.3.1 舱内冷藏集装箱与纵舱壁之间的距离一般不少于250mm。

4.2.3.2 当冷藏集装箱与非冷藏箱混装时，冷藏箱尽可能布置在下层，并且尽可能布置

在横舱壁的两端，冷藏集装箱的制冷机组应面向横舱壁。

第3节　舱内通风

4.3.1　一般要求

4.3.1.1　本节规定适用于舱内载运冷藏集装箱的货舱，除本节规定外，还应符合本篇的相应规定。

4.3.1.2　载运冷藏集装箱货舱的通风主要由冷藏集装箱的尺寸、类型、数量，以及拟载运的冷藏货物的种类和船舶服务航区来决定。

4.3.1.3　通风设计应满足下列基准条件：

外界环境：空气温度35℃，相对湿度60%，江水温度25℃

货舱温度：允许的最高温度45℃

4.3.2　载运风冷式冷藏集装箱的货舱所需供风量

4.3.2.1　按热平衡法计算，应遵循下列规定：

(1)　每只冷藏集装箱所需的最低功率：

20’　7.5kW

40’　11.0kW

(2)　货舱进风机损耗的有效功率也应计入。

4.3.2.2　按每只冷藏集装箱所需供风量计算，可参考下列值：

20’　3100m^3 / h

40’　4500m^3 / h

4.3.2.3　制冷装置的同时使用系数一般情况下取1。如果货舱的通风系统是专门为载运低温冷冻产品的冷藏集装箱而设计，同时使用系数可取0.7～0.8。

4.3.3　载运水冷式冷藏集装箱的货舱所需供风量

4.3.3.1　按热平衡法计算，应遵循下列规定：

(1)　每只冷藏集装箱的最低散热功率：

20’　1.5kW

40’　2.1kW

(2)　货舱进风机损耗的有效功率也应计入。

4.3.3.2　按每只冷藏集装箱所需供风量计算，可参考下列值：

20’　460m^3 / h

40’　700m^3 / h

4.3.4　空气导入和分配

4.3.4.1　空气导入和分配的设计应保证冷藏集装箱在与装载条件无关的情况下能有效地进行排热，并应避免出现热点。对本节4.3.2所述的设计情况，建议货舱的供风口布置和分配能使供风气流直接对着冷藏集装箱的制冷机组；对本节4.3.3所述的设计情况，供风应导入货舱最低区域。

4.3.5　甲板上的进风口和排风口

4.3.5.1　货舱通风系统的进出口应布置成能确保全气候条件下对货舱冷藏集装箱进行供气，并应避免进出口的气流短路。

4.3.6 舱底水布置

4.3.6.1 载运冷藏集装箱的货舱，若其长度超过12m，货舱前后均应布置舱底水排除装置。

4.3.7 舱内温度探测

4.3.7.1 载运冷藏集装箱的货舱应设置舱内温度探测装置，一般在每舱二层柜以上的前、后、左、右各设置一个探测点。

第4节 电气装置

4.4.1 一般要求

4.4.1.1 在舱内或甲板上载有箱式冷藏集装箱的船舶，其电气设备的设置应符合本规范第3篇的相关规定。

附录1：

货物冷藏装置的试验

1　压力试验

1.1　制造完工后的压力试验

1.1.1　制冷剂系统承受制冷剂压力的各个零部件制成后，应按表1.1.1的压力进行强度试验和密性试验。

试验压力　　表 1.1.1

部件或零件	强度试验	密性试验
压力容器	1.5*P*	1.0*P*
压缩机：		
气缸	1.5*P*	1.0*P*
曲轴箱	1.5*P*	1.0*P*
阀或附件	2.0*P*	1.0*P*
压力管路、焊接集管、空气冷却器等	1.5*P*	1.0*P*

注：① 表中*P*为设计压力，见本篇表2.1.4.1。
　　② 密性试验一般使用压缩空气，试验时将部件浸没在水中进行检查。

1.1.2　承受盐水或冷却水压力的部件，应进行1.5*P*的水压试验，但其试验压力应不小于0.34MPa。

1.2　安装上船后的压力试验

1.2.1　在船上就地焊装的压力管路，其焊缝处(段)应以1.5*P*的压力进行水压试验，若焊接经超声波或*X*射线拍片检测合格，则可免除该项试验。

当使用超声波检测时，工厂应向本社提交超声波检测报告，证明管路的焊接质量良好，无任何影响工作的缺陷。

1.2.2　在上述试验或检测完成后，应进行气密试验，试验压力为设计压力。

1.3　系统的干燥

1.3.1　密性试验以后充灌制冷剂及冷冻机油前，制冷压缩机及其系统应以抽真空法进行干燥。抽真空时先将系统内的压力抽到尽可能小的绝对压力，并予以保持，使系统内的水分蒸发，如此反复进行以除去水分。

2　效用试验

2.1　冷风机试验

2.1.1　空气冷却系统安装完成后，冷风机应进行工作试验。试验时应记录空气排出静压力、空气排量、风机转速及所耗功率，并检查货舱内的布风情况。

试验结束后应将各舱的试验报告提交给验船师。

2.2　制冷试验

2.2.1　冷藏装置的所有制冷机组，应在工作条件下进行制冷效用试验。冷藏装置的试验时间，在冷藏货舱温度降至所要求的低温时，至少应为 12h,但从制冷开始到试验结束时的总时间应不少于 24h。

2.2.2　冷藏装置试验时冷藏货舱一般可为空舱。冷藏货舱的舱口盖，出入的门和换气管关闭装置应密闭，落水口液封槽应充足盐水。

2.2.3　冷藏装置的制冷试验开始时，应使所有机组都投入工作。待冷藏货舱温度降低到所要求的设计低温后，即可按本篇2.1.3的规定，轮流停用一台机组，但应始终保持舱内要求的温度，直到试验结束。在此期间，各台制冷机组的工作时间应大致相同。

2.3　热平衡试验

2.3.1　新设计的货物冷藏装置在制冷试验时应进行热平衡试验，以确定冷藏货舱温度达到设计要求的最低温度并与机组制冷量平衡时的运行情况。

冷藏装置的热平衡试验应在验船师参加下进行。

2.3.2　热平衡试验应在冷藏货舱达到设计所要求的最低温度，并消除绝热层等的潜在热量和使舱温经一段时间稳定后开始，热平衡试验时间为8h。

2.3.3　热平衡试验时冷藏货舱温度应保持在设计要求的最低温度，如有减小则不应多于1℃。

2.3.4　热平衡试验结束后，应进行热平衡计算，并提交计算书。

2.4　数据测量记录

2.4.1　冷藏装置从开始制冷到试验结束的整个试验过程中，应详细记录下列各项：

(1)　冷藏货舱温度；

(2)　冷藏货舱外大气温度；

(3)　冷却水进、出水温度；

(4)　制冷剂系统和盐水系统的温度和压力；

(5)　空气冷却器空气进、出口温度；

(6)　制冷压缩机的运行时间；

(7)　制冷压缩机和冷风机的转速及所耗功率；

(8)　冷却水泵、盐水泵所耗功率。

上述各项在试验开始阶段约每2h测量1次，但冷藏货舱外大气温度在试验的最后18h内应每小时测量记录1次，其余各项在最后12h内应每小时各测量记录1次。

2.5　冷藏货舱温度回升试验

2.5.1　冷藏货舱在达到设计的最低温度情况下，对冷藏货舱的壳板外表应进行外观检查，壳板外表面应无严重漏冷迹象，并应记录6h的舱温回升值，以检查绝热层的绝热效能，舱温回升值应每小时记录1次。按照舱温回升试验开始时冷藏货舱温度与外界大气温度的初温差，经6h以后的冷藏货舱温度(按各测点平均)的总回升值应不大于表2.5.1的规定。

冷藏货舱总回升值　　表 2.5.1

冷藏货舱舱温与外界大气温度初温差（℃）	60	55	50	45	40	35	30	25	20	15
冷藏货舱温度总回升值（℃）	14.4	13.2	12	10.8	9.6	8.4	7.2	6	4.8	3.6

2.6　其他试验

2.6.1 空气换新装置(若设有时)应进行效用试验。

2.6.2 冷藏货舱内的报警按钮应进行效用试验。

2.6.3 制冷试验前或试验结束以后，空气冷却器的融霜装置应进行融霜的效用试验。

中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

2009

第6篇　消 防

2009 年 1 月 1 日生效

目 录

第 1 章　通则…… 6－1

第 1 节　一般规定…… 6－1

第 2 章　防火安全措施…… 6－2

第 1 节　货泵舱保护…… 6－2

第 2 节　其它要求…… 6－3

第1章　通 则

第1节　一般规定

1.1.1 适用范围

1.1.1.1 本篇适用于内河水域钢质船舶的消防。船舶的消防除应符合本篇的规定外，尚应符合《内河船舶法定检验技术规则》的规定。

1.1.1.2 除本篇明确规定者外，燃油、润滑油和其他易燃油类的布置，以及消防系统中有关机械、管系及压力容器等，尚应符合第2篇的有关规定；消防系统的有关电气及电子设备，尚应符合第3篇及第4篇的有关规定。

1.1.2 图纸资料

1.1.2.1 应将下列图纸资料一式3份提交本社批准：

(1) 防火区域及舱室防火分隔图；
(2) 防火舱壁、甲板及门的结构图；
(3) 防火门控制原理图；
(4) 通风系统布置及防火风闸控制图；
(5) 固定式灭火系统布置图及灭火剂量计算书；
(6) 水灭火系统布置图及计算书；
(7) 固定式探火及失火报警系统布置图；
(8) 防火控制图或消防设备布置图；
(9) 灭火设备及消防用品清单；
(10) 石油液化气炉灶和气瓶包括管系布置图（如有时）；
(11) 燃油炉灶包括管系布置图（如有时）；
(12) 油漆间和易燃液体物料间的灭火装置布置图（如有时）；
(13) 氧气、乙块气瓶包括管子布置图（如有时）；
(14) 本社认为必要的其他图纸资料。

1.1.3 认可

1.1.3.1 凡用于船舶消防的主要材料、设备和装置等，应持有本社的相应产品证件。

1.1.4 代用品的采用

1.1.4.1 本篇对船舶所规定的特定型式的设备、用具、灭火剂或装置，在不降低效能的情况下，可允许使用其他型式的设备等来代替，但应提供有关计算，试验或使用经验等资料。

1.1.5 其他

1.1.5.1 对采用喷水系统或浸水系统保护的处所，其排水和泄水装置应能防止自由液面的产生。否则，应考虑增加的重量和自由液面对稳性的不良影响。

1.1.5.2 灭火设备应保持良好状态，可随时立即使用。

第2章　防火安全措施

第1节　货泵舱的保护

2.1.1　油船货油泵舱的防爆措施

2.1.1.1　下列2.1.1.2~2.1.1.4的要求适用于油船的货泵舱，对拟专门用于压载驳运的泵舱不必满足该要求。

2.1.1.2　除应急照明外，货泵舱的照明应与通风联锁，使得在开启照明时即开始通风。通风系统的故障不应影响正常照明。

2.1.1.3　应配备一个可携式设备，以便在人员进入货泵舱前能对货泵舱内的碳氢化合物气体浓度进行测量。当碳氢化合物气体的浓度达到预先设定的不高于可燃气体爆炸下限10%时，该设备应能显示并发出报警。

2.1.1.4　500总吨及以上油船的货泵舱应安装舱底水位监测装置及布设在适当位置的报警装置。可以接受舱底水高位报警作为水位监测装置的一种替代措施。

2.1.2　货泵舱/机舱舱壁处的照明和观察孔

2.1.2.1　如货泵舱通过舱壁上镶有玻璃的开孔照明，则该镶有玻璃的开孔应作有效保护，以防机械损伤。且应在安全处所一面的舱壁上，该开孔应设有牢固的罩壳加以保护。

2.1.2.2　镶有玻璃的开孔的结构应使窗玻璃和密封装置不会因船舶营运而遭到损坏。

2.1.2.3　玻璃和灯具的保护不应破坏舱壁的完整性，且应与舱壁有同等的强度。

2.1.2.4　照明和观察装置应与未破坏的舱壁具有相同的防火、防烟效果。

2.1.3　货泵舱舱壁处的压盖密封

2.1.3.1　在传动轴穿过货泵舱舱壁处或甲板处应设有气密压盖，压盖应在货泵舱外部进行有效润滑。

2.1.3.2　压盖密封部分的材料应不致产生火花。压盖的构造和安装应符合水密舱壁上所附装置的有关规定。若压盖的设计含有波型管，则应在安装之前进行压力试验。

2.1.4　货泵舱的通风

2.1.4.1　货泵舱通风系统应根据货泵舱的总容积，保证换气不少于20次/*h*。

2.1.5　货泵舱内蒸气和热介质温度

2.1.5.1　货泵舱内蒸气和热介质温度应不超过220℃。

2.1.6　货泵舱的无火花风机

2.1.6.1　货泵舱通风机应为无火花型风机，即风机在任何情况下都不会产生火花。

2.1.6.2　无火花风机的设计应满足下述要求：

(1)　叶轮和风机罩壳之间的间隙应不小于叶轮轴承处的轴直径的0.1倍，但应不小于2mm，也可不大于13mm。

(2)　在开敞甲板的通风入口和出口应设置正方形网格宽度不大于13mm的防护网，以防止物体进入风机壳内。

2.1.6.3　无火花风机所用材料应满足下述要求：

(1)　叶轮及其罩壳均应通过适当试验，由不产生火花的材料制成。

(2)　应采用防静电材料，以防旋转体及罩壳上的静电荷。此外，在船上安装通风设备时，要保证设备本身壳体安全接地。

(3) 对下列组合情况，可不对风机进行火花试验：

① 叶轮和/或罩壳为非金属材料，并适当考虑到静电的排除；

② 叶轮和罩壳为有色金属材料；

③ 叶轮为铝合金或镁合金材料，而罩壳为黑色金属（包括奥氏体不锈钢），在罩壳上于叶轮处镶有一环适当厚度的有色金属材料；

④ 叶轮及罩壳由任何黑色金属组合（包括奥氏体不锈钢），但叶轮端部设计间隙不小于 13mm。

(4) 下列叶轮和罩壳会产生火花，不应使用：

① 叶轮为铝合金或镁合金材料，而罩壳为黑色金属，无论端部间隙大小；

② 罩壳为铝合金或镁合金材料，而叶轮为黑色金属，无论端部间隙大小；

③ 叶轮及罩壳由任何黑色金属组合，但叶轮端部设计间隙小于 13mm。

(5) 风机生产后的型式试验应满足本社接受标准的要求。

第2节　其它要求

2.2.1 应急消防泵

2.2.1.1 应急消防泵应满足下述一般要求：

(1) 对要求设置应急消防泵的船舶，应设置1台由独立动力操作的固定式应急消防泵。

(2) 若设有动力操作应急消防泵时，其燃料和动力的布置应使应急消防泵在消防泵所在舱室发生火灾时不易受到火灾的影响。

(3) 应急消防泵也可用于其他适当的用途。但每一种情况都能不影响消防系统的及时供水。

(4) 应急消防泵及其原动机应符合第2篇的有关规定。

2.2.1.2 应急消防泵的布置应满足下述要求：

(1) 应急消防泵及其动力源应位于安全、易于到达并远离消防泵及其动力源所在舱室的位置。如有需要，应急消防泵可设在与消防泵相邻的舱室，但分隔两个舱室的舱壁和甲板应隔热至A—30级标准。隔热应至少延伸至连接舱壁和甲板以外450mm处。

(2) 在机器处所和应急消防泵舱室之间，不允许有直接的入口，但通过气锁或水密门保护的入口可以接受。

(3) 当应急消防泵为电动时，其动力源不应使用消防泵的动力源，并位于机舱外面，与机器处所以A级分隔隔开，且有关的电缆不应穿过消防泵所在的舱室。

(4) 应急消防泵原动机应布置成在所有普遍的温度条件下能立即起动。超过15kW的柴油机应配备认可的辅助起动装置，例如具有足够能量使应急消防泵至少起动6次的起动电池或独立液压系统或独立空气起动系统。对于15kW及以下的柴油机可仅设置人工起动装置。

(5) 机器处所外储备的燃油应保证应急消防泵能至少运行3h。

(6) 泵的海水吸入口位置，应在所有纵横倾状态下，处于任何水线以下的安全深度处。应急消防泵的设计应为自动引水式。泵所处的位置，应使其在所有纵横倾吃水状态下，都可泵吸。海底阀应能在靠近泵的位置进行操作。如认为有必要将应急消防泵的海水箱设在消防泵所在舱室内，则应急消防泵海底阀应能在易于到达的位置进行操作，该位置应不受消防泵舱室内所发生的火灾的影响。

(7) 设置有应急消防泵原动机的舱室，应由应急动力源提供照明并有良好的通风。若该舱室是由机械通风，则应由应急动力源提供动力。通风装置的布置应尽可能防止机器处所着火时的烟气进入或被吸入到该处所。

2.2.1.3 应急消防泵应具备下述能力：

(1) 应急消防泵应能通过所提供的消火栓、软管和喷嘴，提供至少2股水量充足的水柱，其能量至少应达到25m^3/h。

(2) 除上述2.21.3（1）所要求的能量外，应急消防泵还应能向保护消防泵舱室的固定式灭火系统提供所需的水量。

2.2.1.4 应急消防泵的试验应满足下述要求：

(1) 应急消防泵安装完毕后，应进行运行试验，并经本社同意。

(2) 应急发电机及其原动机和任何应急蓄电池组的布置，应保证它们在直立时、或横倾任何角度达到且包括15°时，或纵倾达到且包括10°时，或上述两种极限角度以内的任意角度组合时，能达到其总额定功率。

2.2.2 挠性软管的防火试验

2.2.2.1 带有要求用防火材料制成的端接件的挠性软管，应承受800℃高温的燃烧试验30min，此时管子内的水是以最大工作压力循环流动的。在出口处的水温应不低于80℃。试验过程中或试验后应无管子泄漏的记录。

2.2.2.2 上述2.2.2.1的替代措施可以是挠性软管在管子内以至少0.5MPa 的流动水压条件下进行防火试验，以及以2倍的设计压力进行随后的压力试验。

2.2.3 油船首部和尾部装载和卸载的布置

2.2.3.1 当在货油舱区域以外布置货油软管接头时，在货油区域通向此接头的管路上应设置分段设施，如盲断法兰、可拆短管或等效装置。就电器设备或点火装置而言，在此集合管3m以内应视为危险区域。

2.2.4 连续监测可燃气体的分析仪的安装要求

2.2.4.1 本要求适用于采样型的可燃气体分析仪，该装置主要位于可燃气体危险区外和安装在油船上。

2.2.4.2 带有非防爆测量装置的气体分析仪安装在前舱壁时，若满足下列要求，可安装在货物区域以外的区域，如货物控制站、驾驶室或机舱内：

(1) 除非是下述（5）所允许的区域，采样管不应穿过可燃气体安全区；

(2) 可燃气体采样管应装设防焰器，采样气体应能从布置在安全位置的出口排放至大气中；

(3) 在安全和危险区域之间穿过横舱壁的采样管应与所穿过的分隔具有同样的耐火完整性，在有关可燃气体安全一侧的舱壁上的每条采样管上应安装一手动隔离阀；

(4) 气体探测装置，包括采样管、采样泵、电磁线圈、分析装置等应安装在一适当气密的封闭处所（如带有垫片密封门的全闭式钢质柜），该柜由其本身的采样点进行监测，当钢质柜内的气体浓度达30%LFL以上时，整个气体分析仪应能自动停止运行；

(5) 若该钢质柜不能直接布置在舱壁上，采样管应是钢质的或其他等效的材料，且无可拆卸的连接件，但位于舱壁和分析仪隔离阀上的连接点可以除外，所有这些采样管都应以最短路线布置。

2.2.5 氧、乙炔气瓶的布置

2.2.5.1 氧、乙炔气瓶的存放应满足下述要求：

(1) 氧、乙炔固定管系的设计、制造和试验应符合适用的标准和规则；

(2) 如每种气体有两瓶或以上，则应为每种气体配备独立的储存室；

(3) 储存室应用钢材建造，不应位于露天甲板以下，通风良好，且有通向开敞甲板的出入口，通风布置应独立于船舶的通风系统；

(4) 乙炔储存室内不应设有电气装置或其他可能的着火源；

(5) 气瓶紧固装置应能容易而快速地松脱，以便在发生火灾时能将气瓶迅速移走；

(6) 气瓶储存室应有显著而永久的“严禁吸烟”的标志；

(7) 如气瓶存放在露天场所，则应采取下列措施：

① 保护气瓶及其管路免受损坏；

② 尽可能少地暴露于碳氢化合物之中；

③ 确保适当的排水。

2.2.6 易燃液体储藏室和油漆间的灭火装置

2.2.6.1 船长50m及以上客船的易燃液体储藏室和油漆间应设有本节2.2.6.2所要求的灭火装置，其设置应使船员不需进入这些处所就能灭火。

2.2.6.2 对油漆间，甲板面积为$4m^2$或更大的易燃液体储藏室以及可以通往起居处所的易燃液体储藏室，应设有下列规定的灭火装置之一：

(1) CO_2灭火系统，按该处所总容积的40%进行设计；

(2) 干粉系统，按干粉至少为$0.5kg/m^3$进行设计；

(3) 压力水雾系统或自动喷水器系统，按$5L/m^2 \cdot min$ 进行设计。

2.2.6.3 压力水雾系统可以和船上的消防总管相连接。

2.2.6.4 若提供相关的技术资料和试验资料，本社也可以接受除上述2.2.6.2（1）、（2）、（3）以外的系统或装置。

2.2.6.5 对于不通往起居处所的甲板面积小于$4m^2$的易燃液体储藏室，可用手提式CO_2灭火器代替上述2.2.6.2所要求的固定式灭火系统，但其应能至少放出相当于所保护处所总容积40%的自由气体。它可以通过储藏室壁上的开口施放。所需的手提式灭火器应存放在该开口处附近，亦可为此提供一个开口或消防水带接头，以方便使用消防水。

中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

2009

第7篇　其 它

2009 年 1 月 1 日生效