



指导性文件
GUIDANCE NOTES
GD 09-2011

中 国 船 级 社

薄膜型液化天然气运输船检验指南

GUIDELINES FOR SURVEY OF MEMBRANE TANK LNG CARRIERS

2011

北 京

出版说明

《薄膜型液化天然气运输船检验指南》(2011)为《薄膜型液化天然气运输船检验指南(试行)》(2007)的换版。

针对薄膜型液化天然气运输船大型化的发展趋势,以及随着船舶大型化,关键技术重要性更加突出的技术特点,本次换版汲取了大型薄膜型液化天然气运输船相关课题研究成果和近年来审图及检验使用经验,在“薄膜型液化天然气运输船检验”、“船体温度场分布预报”、“虑及液货晃荡影响的液货舱结构局部强度分析和优化”以及“泵塔结构强度评估及设计”等技术专题方面进行了及时的更新和补充,使之适用于目前和今后大型薄膜型液化天然气运输船的设计、审图和检验。

本次换版修订的主要内容有:

第2章:入级与检验,增加了对隔离空舱加热系统的检验要求;

第3章:新增了船首舷侧结构加强的规定;补充了疲劳寿命不小于40年的薄膜型液化天然气运输船内壳处动弯曲应力范围的要求;

第4章:简化了水动力沿船长的分布系数和加水压头的计算公式;对有限元模型的端部约束和工况规定进行修改;

第5章:对晃荡载荷计算的水平一、水平二和水平三进行了校核和修订,并对相应的晃荡载荷数值计算方法进行了校正;在舱段有限元直接计算中引入晃荡计算工况;对泵塔在晃荡载荷下的结构强度衡准进行修订。

新增第6章“温度场及热应力计算”,对船体、泵塔结构进行温度场、热应力计算的一般要求、计算原理和计算步骤进行了规定;对稳态温度载荷作用下的泵塔结构温度应力计算进行了规定;对薄膜型液化天然气运输船船体结构温度场、温度应力计算中的计算工况、边界条件、钢级确定、强度衡准等做了规定;虑及不同装载工况下薄膜型液化天然气运输船货舱内存在较大温度分布梯度,增加了泵塔结构在大温差载荷条件下的温度应力计算要求,规定了计算工况、边界条件和强度衡准等。

中国船级社

目 录

第1章 总则	1
第1节 一般规定.....	1
第2节 附加标志.....	1
第3节 定义.....	1
第4节 有关公约与规范要求.....	2
第2章 入级与检验	3
第1节 一般规定.....	3
第2节 新建船舶的初次检验.....	3
第3节 保持船级的检验.....	11
第4节 液化天然气适装证书或符合证明的检验和发证.....	17
附录1 薄膜型液化天然气运输船货物围护系统的检验介绍.....	20
第3章 船体结构	41
第1节 一般规定.....	41
第2节 结构布置.....	43
第3节 总纵强度.....	44
第4节 外板.....	47
第5节 甲板.....	50
第6节 甲板结构.....	53
第7节 双壳结构.....	57
第8节 双层底结构.....	61
第9节 平面横舱壁结构.....	65
第10节 结构细节.....	67
第4章 船体结构直接计算强度评估	71
第1节 一般规定.....	71
第2节 载荷.....	72
第3节 结构模型.....	83
第4节 结果评估.....	86
第5章 晃荡载荷作用下的船体及泵塔结构强度评估	93
第1节 一般规定.....	93
第2节 晃荡载荷计算.....	96
第3节 晃荡载荷下液舱结构的尺度要求评估.....	101
第4节 晃荡载荷作用下的船体结构强度直接计算.....	106

第5节 晃荡载荷作用下的泵塔结构强度直接计算..... 108

附录1 管接头形式及类型判断..... 124

第6章 温度场及热应力计算..... 127

第1节 一般规定..... 127

第2节 结构模型..... 128

第3节 船体温度场及热应力计算..... 129

第4节 泵塔结构温度场及热应力计算..... 131

附录1 船体舱室内空气温度场预报分析的迭代计算方法..... 134

附录2 计算日蒸发率（BOR）..... 135



第1章 总 则

第1节 一般规定

1.1.1 适用范围

1.1.1.1 本指南适用于船长150m及以上、具有双舷侧、双层底、双层甲板和双层横舱壁，且机舱位于尾部、最大蒸气压力小于0.07MPa、采用薄膜型整体液货舱载运散装液化天然气的无限航区船舶。

1.1.1.2 本指南无规定者应满足CCS《钢质海船入级规范》、《材料与焊接规范》和《散装运输液化气体船舶构造与设备规范》的相关要求。

1.1.1.3 本指南涉及货物围护系统的相关要求仅供设计者参考。

第2节 附加标志

1.2.1 附加标志

1.2.1.1 对符合本指南要求的薄膜型液化天然气运输船舶，可授予LNG Carrier附加标志，如：

- ★ CSA LNG Carrier, Type 2G(Membrane Tanks), Max. Pressure 0.025MPa, Min. Temperature -163°C, 500 kg/m³,CCSS
- ★ CSM AUT-0

1.2.1.2 本指南规定的最小疲劳设计寿命至少为20年。但对于选取最小疲劳设计寿命在25年及以上的薄膜型液化天然气运输船舶，可以从25年开始计以5年为间隔授予附加标志：FL(最小疲劳设计寿命)，如FL(25)、FL(30)等。

第3节 定 义

1.3.1 一般要求

1.3.1.1 船长 L (m)：沿夏季载重线,由首柱前缘量至舵柱后缘的长度；对无舵柱的船舶,由首柱前缘量至舵杆中心线的长度；但均不应小于夏季载重线总长的96%,且不必大于97%。

1.3.1.2 上甲板：船体最高一层全船全通甲板（见图3.2.2.4）。

1.3.1.3 凸形甲板：在船体的货舱区域内且高于上甲板的连续露天甲板（见图3.2.2.4）。

1.3.1.4 内甲板：在船体的货舱区域内、上甲板以上的构成船舶内部第二层壳体的甲板（见图3.2.2.4）。

第4节 有关公约与规范要求

1.4.1 一般要求

1.4.1.1 薄膜型液化天然气运输船舶设计、建造和检验应满足以下公约、规则与规范的相关要求：

- (1) CCS《散装运输液化气体船舶构造与设备规范》（以下简称《液化规范》）；
- (2) CCS《钢质海船入级规范》及其修改通报（以下简称《钢规》）；
- (3) CCS《材料与焊接规范》及其修改通报；
- (4) IMO《1974年国际海上人命安全公约》及其修正案（以下简称《SOLAS 74》）；
- (5) IMO《1978/1983年防污染公约》及其修正案；
- (6) IMO《经1988年议定书修订的1966年国际载重线公约》；
- (7) IMO《国际散装运输液化气体船舶构造与设备规则》及其修正案（以下简称《IGC规则》）；
- (8) IMO《1969年国际船舶吨位丈量公约》；
- (9) 船旗国主管机关的有关法定要求；
- (10) CCS《双燃料发动机系统设计与安装指南》。

第2章 入级与检验

第1节 一般规定

2.1.1 一般要求

2.1.1.1 对拟申请入CCS船级的薄膜型液化天然气运输船，申请方应向CCS提交申请，同时还应提供相应的“建造合同日期”。

2.1.1.2 CCS经评审接受申请后，将承担船舶入级检验服务，并根据申请承担授权范围内的船舶法定检验服务。经CCS审图、建造中检验和建造后检验，确认船舶入级部分已符合CCS入级规范和本指南的要求，并满足相应的法定要求，CCS将签发相应的船舶入级证书和法定证书。

2.1.2 图纸资料审查

2.1.2.1 对拟入CCS船级的薄膜型液化天然气运输船，除提供CCS《钢规》、《液化规范》要求的图纸和资料外，尚应提供本指南第3章至第6章要求的图纸和资料。

2.1.2.2 开工前，申请方应将船舶图纸资料1式3份提交CCS审图单位进行审查。图纸分批送审时，至少首先要提交必要的船体图纸资料。

第2节 新建船舶的初次检验

2.2.1 一般要求

2.2.1.1 薄膜型液化天然气运输船建造中的入级检验应满足CCS《钢规》第1篇第4章的适用规定及本节要求。

2.2.2 建造精度的控制

2.2.2.1 船体构件重要结构节点的装配制作应有严格的对中精度控制要求，以减少应力集中和疲劳效应。对于斜底板、内底板、内底旁纵桁与肋板连接相交处的节点，施工中应遵循的一般原则如下：

- (1) 节点的装配应使斜底板、内底板和纵桁的中和轴相交于一点；
- (2) 在纵桁装配前，在内底下表面打出纵桁定位线和检查线，并将检查线从下表面检查线沿与板厚垂直方向反至内底上表面打出；

(3) 按下表面定位线完成纵桁装焊；

(4) 根据每一不同位置处的板厚及斜板与内底的夹角，计算出斜板上表面与内底上表面交点的位置，并得出交点与上表面检查线间的定位距离的理论值；

(5) 装配斜板，用卡尺沿板上表面量得其与内底上表面的交点，并检查其与检查线之间的距离是否为计算所得的理论值。应注意首先必须确保纵桁的实际装焊位置与内底下表面上的定位线的偏差控制在比较理想的误差之内；

(6) 斜板与内底板的焊缝采用全焊透型式，纵桁与内底的焊缝采用深熔焊，推荐加三角衬垫、采用手工焊或CO₂焊接工艺；

(7) 对斜板下端与内底之间的装配间隙加以控制。一般为5mm 左右，但无论如何不得小于3mm；

(8) 应注意节点的焊接顺序，即在完成钝角一面3条焊道的焊接后，必须到斜板的另一面将三角衬垫敲掉后进行4、5、6 三个焊道的焊接。检验时应特别注意，由于斜面两面分属不同舱室，而造成焊接工人在实际施工过程中，由于通行不便，则未按上述要求的焊接顺序进行焊接施工的可能；

(9) 肋板与上述结构角接的角隅处过焊孔的形状可采用在肋板角隅处切15×15斜角。待纵向焊缝焊接完毕后，应将过焊孔封堵。

2.2.2.2 重要节点装配精度的控制如下：

(1) 焊前装配检查

在结构的高应力区域的一些特殊节点，如图2.2.2.2（1）中的阴影圈所示，其装配的对中精度如图2.2.2.2（2）、图2.2.2.2（3）和图2.2.2.2（4）所示：

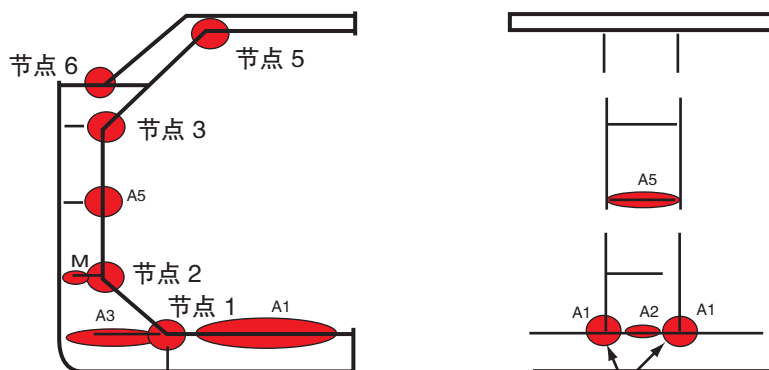
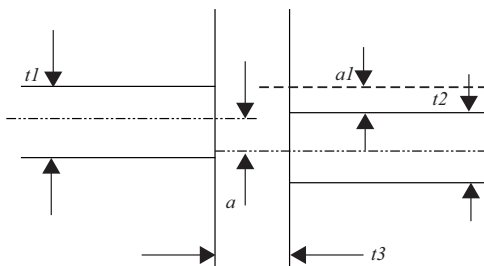


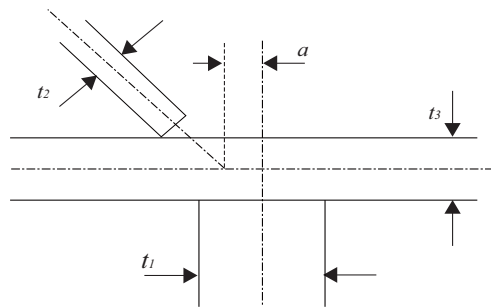
图2.2.2.2（1）



允许公差如下:

1. $a < t_1/T$ 或 5 mm, 板材中心线测量, 取小值;
2. 当 $t_3 < t_1$ 时, 用 t_3 替代 t_1 。

图2.2.2.2 (2)



允许公差如下:

1. $a < t_1/T$ 或 5 mm, 板材中心线测量, 取小值;
2. 当 $t_3 < t_1$ 时, 用 t_3 替代 t_1 。

图2.2.2.2 (3)

注: 参数 T 值由船级社提供, 一般取值“3”, 严格要求时取值“5”。

垂直方向的偏差:

允许的偏差量示意图:
水平方向的偏差:



图2.2.2.2 (4)

在这些结构节点的制作和检验时, 为了准确地测量其对中的情况, 经常需要采用一些特殊的样板。以斜底板和内底板的节点 (见图2.2.2.2 (5) 节点1) 为例, 该样板的制作见图2.2.2.2 (6)。

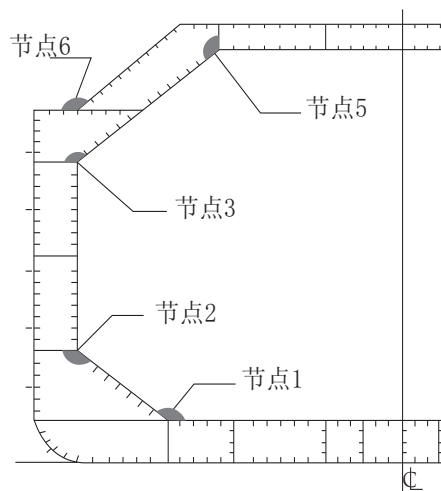


图2.2.2.2 (5)

斜底板与内底板的连接（内底板板厚24mm）

DETAIL 1

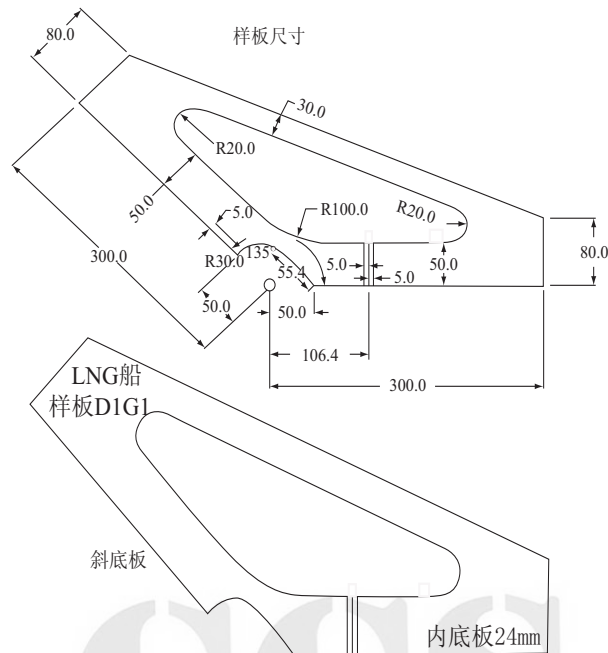


图2.2.2.2 (6)

(2) 建造精度控制检查

需要进行结构装配质量控制的区域见图2.2.2.2 (1)。验船师应要求船厂就上述区域的装配质量情况经检查后汇总，形成CM(Construction Monitoring)报告，并提交供验船师审核。报告中精度控制检查表应至少包括以下内容：

- ① 节点编号（如节点1）；
- ② 构件的位置（如某距舫13734mm的船底纵桁）；
- ③ 中心线偏差的计算值；
- ④ 允许最大偏差值；
- ⑤ 测量偏差值；
- ⑥ 测量点的位置（如某个大合拢的装配）；
- ⑦ 检查人员、测量人员、验船师及日期。

2.2.2.3 对于上述重要节点的焊接，一般均采用全焊透或深熔焊型式。在结构装配时，构件端部需预留坡口，根据批准的焊接工艺进行焊接。验船师应特别注意批准的结构节点详图，或者其他相关结构图纸上对上述节点位置的焊缝成形有特殊的要求。

2.2.2.4 对船体内壳，应具有液货舱尺度和平整度的较高精度要求。

2.2.2.5 货物围护系统的检验要求应按相应技术规定进行，有关要求可参见附录A。

2.2.2.6 泵塔的检验可作为产品检验，也可作为建造检验中的节点检验。一般在生产前，制造方应提供有关的结构制作、试验及检验计划（CTI计划）供CCS验船师审核并批准。

2.2.3 隔离空舱加热系统

2.2.3.1 一般要求

按照《IGC》规则4.8.4中规定：可采用认可的方法对横向船体结构材料进行加热，以确保其温度不会降低于最低允许值。加热措施应满足：

(1) 应有足够的热量可使船体结构的温度在《IGC》规则4.8.1 和4.8.2 所述条件下仍能保持最低许用温度；

(2) 应将加热系统布置成当该系统的任一部分失效时，备用加热设备仍能保持供给不低于100%的理论热负荷；

(3) 应考虑加热系统是一个必需的辅助设备；

(4) 加热系统的设计和构造应经CCS审核批准。

2.2.3.2 系统布置

(1) 每个隔离空舱应由两套相同且相互独立的加热系统组成；其中一套处于工作状态，另一套处于备用状态。每套的设计容量应确保达到加热所需的总容量。电加热器应作为应急加热器。

(2) 加热系统应确保隔离空舱的环境温度不低于《IGC》规则中所规定的5℃。

(3) 传热介质不能用纯水，可采用乙二醇/水加热系统，即二醇和水的混合液(Glycol)，其混合比例为45%体积的乙二醇和55%体积的淡水。

(4) 应在各个隔离空舱的前舱壁和后舱壁上设置温度传感器（每个舱壁上通常为3个），用以对隔离舱的乙二醇/水液体发生泄漏的处所进行报警，并对加热盘管的泄漏故障发出报警，提示应立即采取适当的措施。典型的隔离空舱加热系统布置如图2.2.3.2（1）所示。

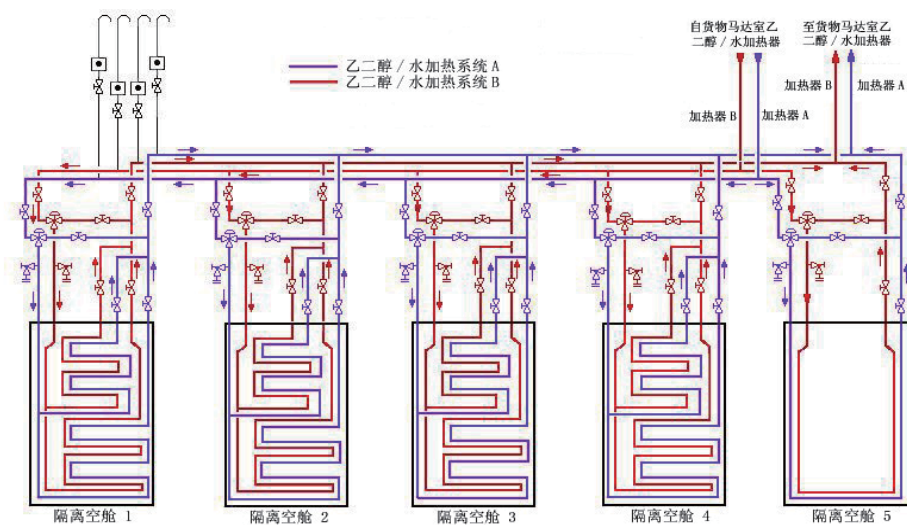


图2.2.3.2 (1) 典型的乙二醇/水隔离空舱加热系统布置图

(5) 系统组成

乙二醇/水加热系统一般应设有：

- ① 循环泵2台（1台运行，1台备用）；
- ② 备用电加热器1台；
- ③ 蒸汽加热器2台，并具有高流量蒸汽和低流量蒸汽调节阀；
- ④ 可移动的气动补给泵1台；
- ⑤ 乙二醇储存柜（如图2.2.3.2（2）所示）；
- ⑥ 乙二醇/水膨胀柜（如图2.2.3.2（3）所示）；
- ⑦ 乙二醇/水混合柜和两套相互独立的管路。

该系统的大部分设备均应位于货物区域的货物马达室内。



图2. 2. 3. 2 (2) 乙二醇储存柜



图2. 2. 3. 2 (3) 乙二醇/水膨胀柜和混合柜

(6) 系统控制

应在每一个乙二醇/水溶液加热器的出口和三通流量控制阀下游安装温度传感器，测取乙二醇/水溶液的实际温度，并转换成相关信号传递到集成自动化系统（Integrated Automation System, 简称IAS），由IAS处理后发送整定值到乙二醇/水溶液的温度控制阀，以维持所需温度（5℃或以上）。传感器温度的设定应基于环境温度。

(7) 实船布置及系统操作

- ① 应对两套蒸汽加热系统中每一套的循环泵和一台加热器保持长期加热。加热器出口最大温度应不高于90℃。电加热器仅在蒸汽加热器失效时使用；
- ② 可根据需要控制乙二醇/水混合物的温度；
- ③ 加热设备、阀和附件在正常工作时可由就地操作完成；
- ④ 每套系统应设置为可以单独开关；
- ⑤ 除了对隔离空舱加热外，该系统还应对液穹周围进行加热；
- ⑥ 货物马达室内和通向货物甲板的管路敷设有绝缘层，绝缘厚度一般应为30mm；
- ⑦ 膨胀柜允许在系统范围内的膨胀，同时也可以用于可移动的气动驳运泵将膨胀柜加满。

图2.2.3.2（4）所示为乙二醇/水系统示例图。

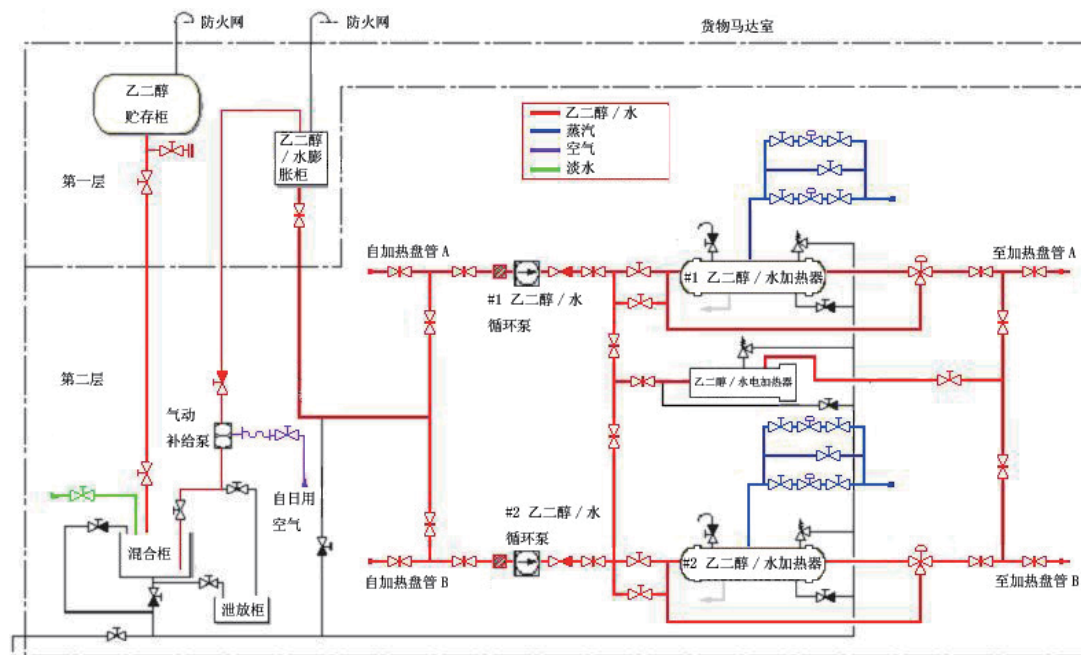


图2.2.3.2（4） 乙二醇/水系统图

2.2.3.3 检验

(1) 核实系统布置，确保应有两套相同且相互独立的系统，一套使用，一套备用，以满足IGC 4.8.4.2的要求（“应将加热系统布置成当该系统的任一部分失效时，备用加热设备仍能保持不低于100%的理论热载荷”）；

(2) 核实各隔离空舱的传感器布置及结构型式，以满足IGC 4.8.4.3的要求（“应考虑加热系统是一个必需的辅助设备”）。

(3) 管路、阀件和传感器的检验要求如表2.2.3.3。

(4) 加热设备及泵浦的试验检查

乙二醇/水循环泵试验：包括温度传感器和压力开关的试验，及泵的常规效用试验，同时检查泵的产品证书；

乙二醇/水蒸汽加热器试验：根据批准的系泊试验大纲，验证蒸汽加热器的仪器（压力开关，温度传感器，压力表）和蒸汽调节阀的工作良好性，并检查产品证书；

乙二醇/水电加热器：根据批准的系泊试验大纲，验证电加热器的仪器（压力开关，温度传感器，压力表）的工作良好性，并检查产品证书。

机械设备的检验要求

表2.2.3.3

项目	检验要求	备 注
隔离空舱加热系统中压力>10.3 bar的管子（工作温度范围：-50℃~+80℃）	MT, MS, FS, OB	
隔离空舱加热系统中压力≤10.3 bar的管子（工作温度范围：-50℃~+80℃）	OB, MT	
隔离空舱加热系统的控制阀	DA, OB, MD	若符合认可标准，无需DA
安装在次绝热层、压载水舱和隔离空舱的温度、压力传感器部件	OB, MD	

注：DA——设计认可；

MT——验船师见证材料试验；

MS——预制阶段，提交验船师检验；

FS——提交验船师检查，进行完工检验，运行和液压试验，无损检测；或其他需验船师在生产厂见证的试验；

OB——安装在船后，验船师见证运行和液压试验，进行无损检测或其他要求的试验；

MD——制造厂应提交保证材料或设备符合相关接受标准的文件（如标准测试报告或证书等）

第3节 保持船级的检验

2.3.1 一般要求

2.3.1.1 保持船级的各种检验应符合CCS《钢规》第1篇第5章第1至4节、第9节和第10节的规定。

2.3.1.2 船底外部及有关项目的定期检验、螺旋桨轴与尾管轴检验和锅炉检验应分别满足CCS《钢规》第1篇第5章第11和12以及13节的规定。

2.3.1.3 年度检验通常在装卸货期间进行。除另有规定外，液货舱或惰化货舱不需要进行除气。

2.3.1.4 中间检验通常不应在装卸货期间进行，检验应在除气状态下进行。

2.3.1.5 特别检验通常应在坞内和除气状态下进行。

2.3.2 年度检验

2.3.2.1 年度检验要点如下：

(1) CCS《钢规》第1篇第5章5.4.2、5.9.2和5.10.2要求应适用；

- (2) 确认及时在发生单项故障时，重新获得操舵能力的必要装置能够得以维护；
- (3) 确认所有针对破损残存条件下的特殊布置处于满意状态；
- (4) 确认驾驶室、上层建筑和甲板室面向货物区域端部的门、舷窗、窗均处于良好状态；
- (5) 检查货泵舱和货物压缩机室（如有时）；
- (6) 确认手动操作应急关闭系统，连同液货泵和气体压缩机的自动关闭是否合格；
- (7) 检查液货控制室；
- (8) 检查用于液货控制室的气体探测装置以及为排除那些非气体安全处所的着火源所采取的措施；
- (9) 确认空气闸布置得到适当维护；
- (10) 尽可能检查舱底水、压载和燃油布置；
- (11) 适用时，对于检查船首或船尾装卸装置应特别注意电气设备、消防设备以及货油控制室和岸上之间的通讯设施；
- (12) 确认气室上的密封装置合格；
- (13) 确认手提式或固定式滴盘或甲板液货漏泄绝缘装置合格；
- (14) 检查液货和处理管系，包括展开布置、与船体结构绝缘、压力释放和排放装置；
- (15) 确认液货舱以及屏壁间处所的压力和释放阀，包括安全系统和报警装置合格；
- (16) 确认任何液体和蒸气软管的形式认可型或标识试验日期适合于预定的用途；
- (17) 检查用于液货压力/温度控制的装置，包括（如设置）所有冷藏系统并确认所有相关报警装置合格；
- (18) 尽可能检查货物、燃料、压载和透气管系统，包括透气管桅和防护屏；
- (19) 确认已进行安排载运足够的惰性气体（或具有惰性气体发生器）以补偿正常损耗，且已配备用于舱室监控的装置；

- (20) 确认所有空气干燥系统以及屏壁间和货舱处所清除惰性气体系统合格；
- (21) 确认气体危险处所和区域内的电气设备处于良好状态并得到了适当保养；
- (22) 检查防火和灭火装置，并试验启动一台主消防泵的遥控装置；
- (23) 检查货泵舱（如有时）的固定式灭火系统，并确认其操作方式已清楚予以标明；
- (24) 检查用于冷却、消防和船员防护的水喷雾系统，并确认其操作方式已清楚予以标明；
- (25) 检查用于货物区域的化学干粉灭火系统，并确认其操作方式已清楚予以标明；
- (26) 检查用于气体危险处所的固定式装置，并确认其操作方式已清楚予以标明；
- (27) 尽可能检查在装卸操作时，通常需进入的货物区域的处所的机械通风装置，并确认其操作合格；
- (28) 检查装卸操作需进入处所之外，通常需进入处所的机械通风装置，并确认其操作合格；
- (29) 检查液位指示器、溢流控制、压力计、高压以及（如适用时）低压报警装置和液货舱的温度指示装置，并在适当时尽可能进行测试；
- (30) 检查气体探测设备，并在适当时对其进行测试；
- (31) 货物记录簿记录有货物相溶性，货物操作的正确性，每天货物进行液化时间或货物蒸发率；
- (32) 所有可接近的气密舱壁的穿透部位包括气密轴封应进行外观检查；
- (33) 驾驶室门、窗的气密性；所有要求为固定式（非开启型）的窗和舷窗的气密性；所有空气进口和起居处所、服务处所、机器处所、控制站的开口以及面向货物区域或首尾装卸货物装置的上层建筑和甲板舱室的认可的进口的关闭设施；
- (34) 货物操作系统：在货物操作期间对货物操作管系和机械装置，如货物管系、货物处理管系、热交换器、蒸发器、货泵、压缩机和货物软管等进行目视检查；

(35) 货物围护透气系统：液货舱、屏壁间处所和货舱处所的透气系统包括防火网进行总体目视检查，确认液货舱的压力释放阀已铅封，船上备有压力释放阀开启和关闭压力的证明文件；

(36) 仪表和安全系统：

① 货物装置的仪表包括压力表、温度表和液位指示器确认其处于良好工作状态；

② 检查航海日志以确认应急切断装置已进行过试验；

(37) 货物围护系统的环境控制：确认惰性气体/干燥空气装置包括防止蒸气回流至气体安全处所的装置处于满意的操作状态；

(38) 其他：

① 确认货物管路与船体电气接地；

② 尽可能目视检查甲烷蒸气燃烧装置，确认仪表和安全系统处于良好工作状态；确认货物操作计划、充装极限、制冷程序等有关说明和信息资料均在船上；气体危险处所和区域的机械通风机应进行外观检查。

2.3.3 中间检验

2.3.3.1 中间检验要点如下：

(1) CCS《钢规》第1篇第5章5.4.3、5.9.3和5.10.3要求应适用；

(2) 本指南2.3.2.1(2)至（38）项目；

(3) 适用时，确认管路和独立液货舱与船体电气接地；

(4) 普遍检查危险区域内诸如货泵舱以及邻近液货舱区域的电气设备和电缆，以检查设备、装置和线路的缺陷。应测试电路的绝缘电阻，在保持合适的试验记录情况下，可考虑接受最近的测试读数；

(5) 确认用于货物区域机械通风扇已备有备件；

(6) 确认用于钢结构的加热装置（如有时）合格；

(7) 仪表和安全系统：

- ① 货物装置关于压力、温度和液位的仪表应进行目视检查，并应通过改变压力、温度和液位来进行对比试验。可接受无法接近的传感器或位于液货舱或惰化货舱内的传感器进行模拟试验。此试验还应包括对报警和安全功能的试验；
- ② 气体探测系统的管路的腐蚀和损坏情况应尽可能地进行目视检查，应对吸入点与分析装置之间的管路的完整性尽可能地进行验证，气体探测器应用样气进行校准或验证；
- ③ 应急切断系统应对管路内没有液流的情况进行试验，以验证该系统将能够停止货泵和压缩机；

(8) 电气设备：危险处所和区域的电气设备应尽实际可能地进行下列方面检验：

- ① 接地保护（接地点检查）；
- ② 隔爆外壳完整性；
- ③ 电缆外护套损坏情况；
- ④ 正压型设备和相关报警设备的功能试验；
- ⑤ 空气闸保护处所（例如电动机室，货物控制站等）内的非合格防爆型电气设备电源切断系统试验；
- ⑥ 绝缘电阻测量。

(9) 其他：以货物为燃料的安全系统和仪表应进行检查。

2.3.4 特别检验

2.3.4.1 特别检验要点如下：

- (1) CCS《钢规》第1篇第5章5.4.4、5.9.4和5.10.4规定项目；
- (2) 本指南2.3.3.1(2)至(9)要求的项目；
- (3) 货物围护系统：
 - ① 所有液货舱应进行内部检验；
 - ② 特别注意液货舱和垫片、支承和锁固装置的绝热。为验证液货舱或绝热层本身的情况，必要时可要求去除绝热层；

- ③ 若不可能对绝热层进行检查时，则应对边舱、双层底舱和隔离舱的周围结构进行检查确认在液货舱冷态情况是否有冷点，除非航行记录连同仪器有足够的证据表明绝热系统是完整的；

(4) 无损检查

无损检查是对液货舱检验的补充，应特别注意主要构件、液货舱外壳和高应力部分(包括验船师认为必要的焊接接缝)的完整性。下列项目被认为是高应力部件：

- ① 强肋骨或强框架；
- ② 液货舱壳体与气室和集液槽连接根部；
- ③ 泵、塔和梯的底座；
- ④ 管子的连接端。

(5) 对所有液货舱应用适当的程序验证其密性。如果船舶气体探测设备的有效性已经确认，则可接受用该设备进行甲板下独立液货舱的密性试验；

(6) 如果上述(3)至(5)的检查结果或航行记录的检查对液货舱的结构完整性持有怀疑时，则应进行液压或气动液压试验。对整体液货舱的试验压力至少为最大允许调定值(MARVS)；

(7) 尽实际可能对所有货舱、船体绝热层、次屏壁以及液货舱支持构件进行目视检查。所有液货舱的次屏壁应通过压力/真空试验、目视检查或其他可接受的方法检查其有效性；

(8) 对薄膜液货舱系统，应根据对实际液货舱系统的经批准的方法而特别准备的程序进行检验和试验；

(9) 屏壁间处所和货舱处所的压力/真空释放阀、保护膜盘和其他压力释放装置应根据其设计情况打开、检查、试验和调整；

(10) 液货舱的压力释放阀应能打开进行检验、调整、功能试验和铅封。若液货舱的压力释放阀的主阀或引导阀设有非金属薄膜，则此非金属薄膜应能更换。若保存有单个确认的压力释放阀的连续检查和重新试验的适当记录，则可以考虑在通过选取在用的液体或蒸气代表性的释放阀包括每一规格和每一型号打开进行内部检验和试验的基础上给予接受，只要航海日志有证据表明其他的阀已经在上次特别检验时进行过检验和试验；

(11) 管系:

① 货物管系、液氮管系和处理管系包括阀、执行机构、补偿装置等在认为有必要时应打开检查。为了确认管子状况,必要时应移去绝热层。若目视检验对管系的完整性有怀疑时,应对管系以1.25倍最大允许调定值(MARVS)进行压力试验。安装后的整个管系进行泄漏试验;

② 压力释放阀应进行功能试验,应随机抽查阀打开检查和调整。

(12) 部件:与货物操作和甲烷蒸发燃烧相关的货泵、压缩机、处理用压力容器、液氮容器、热交换器以及其他部件包括原动机,应按CCS《钢质海船入级规范》第1篇有关机械装置的检验规定进行检查;

(13) 其他:

① 为屏壁间处所和货舱处所排水或卸货的系统应进行检验,必要时进行试验;

② 所有气密舱壁应进行检查,应确认气密轴封的有效性;

③ 用于分隔货物、惰性气体和舱底水的管系的软管和可拆短管应进行检验;

④ 确认所有货物管系与船体电气接地。

第4节 液化天然气适装证书或符合证明的检验和发证

2.4.1 一般要求

2.4.1.1 根据船旗国政府的授权,或船东或设计单位或建造厂的申请或合同/协议委托以及其提供的标准,检验合格后将签发散装运输液化气体适装证书或符合证明。本条所述的检验和发证是《IGC规则》规定的检验和发证,不属于入级的要求,但是法定证书的有效性将影响船级证书的签发。加入CCS船级的船舶,船舶入级检验应与适装证书或符合证明的检验结合进行。货物适装证书的签发根据船旗国政府授权的要求,并根据《IGC规则》和船旗国政府的有关要求进行检查。

2.4.2 检验要求

2.4.2.1 薄膜型液化天然气船舶的结构、设备、附件、装置和材料(不包括签发“货船构造安全证书”、“货船设备安全证书”和“货船无线电安全证书”或“货船安全证书”所需检验方面的项目)应经受下述检验:

(1) 初次检验

应在船舶被投入营运前或在第一次签发“国际散装运输液化气体适装证书”前进行此类检验。该检验应包括对结构、设备、附件、装置和材料的全面检查。初次检查时应确保结构、设备、附件、布置和材料完全符合《IGC规则》中适用的规定。

(2) 换证检验

对此类检验的间隔期,应由主管机关规定,一般不得超过5年。换证检验时应确保结构、设备、附件、装置和材料完全符合《IGC规则》中适用的规定。

(3) 中间检验

应在证书的第2个周年日前或后的3个月内或在此证书的第3个周年日前或后的3个月内进行此类检验,并应取代本节2.4.2.1(4)中规定的1次年度检验。中间检验应确保安全设备和其他设备以及附属的泵和管系完全符合《IGC规则》中适用的规定并处于良好的工作状态。对此种检验,应在按2.4.4签发的证书上签署。

(4) 年度检验

应在证书的每周年日前或后3个月内进行此类检验,包括对本节2.4.2.1(1)中所述的结构、设备、附件、装置和材料的总体检查,以确保按本节2.4.4的规定进行了维护并满足船舶的预定用途。对于此种年度检验,应在按本节2.4.4的规定签发的证书上签署。

(5) 附加检验

在经过2.4.3.3规定的调查后有要求时进行此类检验,根据情况可以是总体的或局部的检验,或在任何重大修理或更新时进行此类检验。此类检验时应确保必要的修理或更新有效,此种修理或更新的材料和工艺应是令人满意的,船舶适于出海航行,不会对船舶或船上人员产生危险或不会对海洋环境造成不当的危害威胁。

2.4.3 检验后状况的维持

2.4.3.1 应维持船舶及其设备的状况,使其符合《IGC规则》的规定,确保船舶适于出海航行,不会对船舶或船上人员产生危险或不会对海洋环境造成不当的危害威胁;

2.4.3.2 按2.4.2的要求对船舶的任何检验完成后,非经主管机关许可,经检验的结构、设备、附件、装置及材料不得作任何改变,但直接更换者除外;

2.4.3.3 每当船舶发生事故或发现缺陷已影响船舶安全或影响船舶的救生设备或其他设备的有效性或完整性时，该船的船长或船东应尽快向负责签发证书的主管机关、被指定的验船师或被认可组织报告，此时主管机关、验船师或组织应着手进行调查，以确定是否需要进行2.4.2.1(5)所要求的检验。如果船舶系在另一缔约国政府的港口内，则船长或船东亦应立即向港口国有关当局报告，而被指定的验船师或被认可组织应查明该报告确已提交。

2.4.4 “国际散装运输液化气体适装证书”的签发或签署

2.4.4.1 符合《IGC规则》有关规定从事国际航行的液化气体船，经初次检验或换证检验后，应给予签发名称为“国际散装运输液化气体适装证书”。

2.4.4.2 “国际散装运输液化气体适装证书”应按《IGC规则》附录给出的格式编制。如所用语言既不是英文、又不是法文或西班牙文，则其文本应包括其中之一的语言译文。

2.4.4.3 按本节规定签发的证书应存放在船上，供随时检查。



附录1 薄膜型液化天然气运输船货物围护系统的检验介绍^①

第1节 船舶主要特点

1.1 薄膜型液舱货物围护系统

1.1.1 LNG 船舶有别于常规液化石油气 (LPG) 船的一个主要技术难点, 就是如何使 LNG 货物在 -163°C 的极低温度下被安全装运, 并且避免低温对船体钢结构造成脆性破坏。为实现这一目的, 世界上不同的船厂或设计公司分别开发出不同类型的货物围护系统 (Cargo Containment System, 简称CCS), 并且用于实船建造。

1.2 舱室布置

1.2.1 以GTT NO 96 型液舱为例, 一般液化天然气运输船均布置有4~5个货舱。货舱区域的前部、后部以及各货舱之间布置有隔离空舱。中部的第2~3个货舱长度较长, 首尾两个货舱较短。

1.3 液货舱结构形式

1.3.1 薄膜型液化天然气运输船的液货舱结构形式为完整的双壳结构, 即具有双舷侧、双层底、双层甲板和双层横舱壁结构。向上凸起的凸形甲板可减少自由液面效应; 内壳与内甲板/内底板的两面角呈 135° , 以减少液货的晃荡效应。

1.3.2 由于货舱长度较长, 底部结构跨距较大, 因此增加双层底的高度以增加其结构强度, 并且万一搁浅或触礁时, 可使货舱遭受破损的危险性大大减小。

1.4 船体结构材料

1.4.1 由于液化天然气运输船装载极低温度 (-163°C) 的液货, 而货物围护系统的主、次屏壁系统尚不能完全屏壁低温的影响, 因此设计时, 应对船体结构的材料等级的选择有着相应的低温韧性要求。

1.4.2 通常, 应按照《IGC规则》或其他技术标准 (如USCG) 所规定的大气和海水的环境温度, 以及主、次屏壁工作假设分析条件进行热传导分析, 得出船体结构各处的温度场分布 (详见第6章), 进而根据温度值选择材料所用的钢级。

① 本附录主要介绍薄膜型LNG船货物围护系统的一般要求, 其中的有关信息引自GTT公司资料。

1.4.3 一般地，船体结构所处的环境温度基本在 -30°C 以上，可采用E级钢。但在货舱之间隔离空舱（cofferdam）的舱壁处，计算所得的温度为 -50°C 以下，因此一般采用在隔离空舱内安装加热装置的方式，使其温度达到 $+5^{\circ}\text{C}$ 以上（这一方式为《IGC 规则》所允许），故可选用A级钢。另外，管子穿越围护系统处、薄膜与船体结构连接的锚板处、货舱顶部气室（dome）以及泵塔（pump tower）支撑处的船体结构温度较低，应采用特殊的耐低温钢材制造。

第2节 货物围护系统

2.1 GTT NO 96 型薄膜液舱的基本结构型式

2.1.1 该系统主要由以下部件和结构型式组成：

(1) 树脂绳（Mastic rope 或称Resin rope）

该部件的主要作用是补偿内壳板的不平整，保证第二层绝热木箱安装后，木箱上表面处于同一平面内。使铺设于木箱表面的薄膜得到支持，并且仅受到薄膜平面内的应力作用，避免受到附加的剪力和弯矩。同时，该材料还应具有足够的强度，以承受通过薄膜和绝热木箱传递的货物载荷。为防止因邻近船体结构的变形而导致木箱损坏，在具体施工过程中，树脂绳直接与木箱底部粘结在一起，但其与内壳板之间铺有一层牛皮纸(kraft paper)，使得木箱与树脂绳可以通过特殊的系固螺栓布置，在与木箱平面垂直的方向上整体进行有限度的相对移动，从而使船体结构的变形不会导致木箱变形，并进而影响木箱顶面的平面度。

在横向舱壁与纵向舱壁连接的角隅处，绝热木箱与内壳板是通过树脂绳相互粘连的。这一方面是由于这一区域结构刚性较强，内壳结构不会发生较大变形而引起木箱损坏；另一方面是由于该处结构较复杂，薄膜及其预制件的安装精度要求较高。木箱与结构粘结为一体，有助于在受力情况下仍然保证各部件的相对位置不发生较大变化，从而使薄膜及邻近结构的受力接近理想状态。

在树脂绳施工时，采用半自动流水线，通过圆形喷嘴将调和好的树脂原料按一定位置铺在木箱底面。喷嘴的直径有多种规格，分别对应于舱内不同位置木箱所需的补偿量，该补偿量通过舱内各平面平整度测量并经计算得出。完成上述工序后，木箱底面的树脂材料截面为圆形，固化前可随意变形。在树脂绳未固化前，将木箱安装于对应位置，并采用螺栓固定。由于树脂绳可自由变形，因此可以补偿和填充木箱底面和内壳板之间的间隙。在固化后，树脂绳将变得非常坚硬，保证木箱得到内壳板的支持。

(2) 木箱四角调平垫块（Wedge）

该垫块由多层板制成，安装于第二层木箱四角固定螺栓的基座处。其作用是调节木箱四个底角的高度，使整个货舱长/宽/高度内木箱的顶面在一个比较光顺的曲面内。每一箱角处的垫块厚度是不同的，其厚度根据激光经纬仪对内壳表面平面度的测量结果经计算得出。垫块安装后，木箱只需就位后上紧四角的固定螺栓即可保证木箱顶面在同一平面内，避免了在每个木箱安装时均须进行的调平工作，方便了绝热木箱的安装。

(3) 绝热木箱 (Insulation box)

绝热木箱分为第一层和第二层绝热木箱，平面部分绝热木箱的尺寸为：第一层木箱：1200×1000×230mm；第二层木箱：1140×1000×300mm。绝热木箱的面板、附件及内部加强结构由特制的多层板 (Plywood) 拼成，用于木箱制作的多层板的材料性能需符合GTT 制定的标准的要求。绝热木箱加工制做的精度非常高，一般其尺寸精确至0.1mm。特别地，当木箱顶表面的薄膜结构存在厚度方向差异或以搭接方式连接时，还需在木箱表面做出相应的台阶，以便对薄膜提供妥贴支持，防止在薄膜厚度方向产生剪力和附加弯曲应力。在木箱的侧板及内部加强板上开有通气孔，以便于气体流通，使屏壁间处所惰化时，惰气能够均匀充满整个空间，并且能够在货舱内的天然气发生泄漏时，能够被安装在屏壁间处所固定位置的探头及时感知。木箱的内部装满珍珠岩 (Perlite) 颗粒作为绝热材料，珍珠岩颗粒的大小及含水量均有严格规定。珍珠岩向木箱内的填充是在专用振荡机上完成的，以保证填充的密实程度满足对绝热性能的要求。

由于在以前型式的GTT 型薄膜液舱上，曾发生因货物晃动载荷引起舱顶部分的绝热木箱破裂，因此，GTT 公司采用了一些改进方法，其中之一就是将舱高30%以上高度的顶部绝热木箱的强度加强，即制成所谓重箱 (Heavy box)。自采取此项措施后，舱顶木箱未再因液货晃动发生破坏。

(4) 木箱紧固装置

主、次层绝热木箱都是通过紧固装置与主船体结构作相对固定的。该装置是通过焊接在内壳板上的螺栓基座 (coupler base socket)，将螺栓 (coupler rod) 固定在内壳板上，然后通过螺栓顶部的螺帽、弹簧垫片 (spring washer)、压紧板 (setting plate) 等将紧固力传递到木箱侧面的固定耳板 (cleat) 上，进而将第二层木箱与内壳板之间相对固定。第一层绝热木箱的固定同样是通过紧固螺栓 (collar stud) 将紧固力传递到第一层木箱的固定耳板上实现的。该螺栓的基座通过螺栓与其下层的压紧板连接，进而将所有紧固装置连为一体，并将紧固力传递至船体结构。在这些紧固件中，邻近第二层薄膜的所有金属部件均要求有耐低温性能。

从以上布置可以看出，该紧固装置所承受的所有拉力均通过最下面的螺栓基座传递给船体结构。因此该基座与内壳板之间的焊缝质量有比较严格的要求，一般应通过GTT 和船级社的焊接工艺认可试验。实际施工过程中，该焊缝一般采用TIG自动焊完成，以保证焊接质量。在该装置中，第二层木箱固定用的弹簧垫片也起着非常重要的作用，它使得木箱可以在垂直方向发生较小的移动，以防止与其相邻的船体内壳结构的变形导致木箱承受较大弯曲应力而损坏 (见前面示意图)。在施工中，该弹簧垫片的数量可以为3~5个，其数量的选取需根据对货舱不同部位在压载水的压力下内壳结构变形量的不同选取，以保证在变形量较大的区域，木箱可以产生较大的相对位移。同时，为了保证弹簧垫片能够起到上述缓冲作用，紧固螺帽的紧固力也必须满足设计要求。

(5) 液舱薄膜(membrane)

液舱的薄膜是该系统中最重要的一部分，它构成了装载低温液货的完整界面，并与绝热层一起，共同保证船体结构不受低温侵害而产生脆性破坏。GTT NO 96 型液舱有两层完整的屏壁，两层薄膜的材质和结构型式完全相同，均采用殷钢（Invar），由0.7mm厚，500mm宽的板条拼接而成。殷钢为含镍36%的Fe-Ni合金，因其具有良好的低温冲击韧性、较小的温度膨胀系数以及较小的导热系数而成为LNG液舱薄膜的理想材料。该材料在-170~+100℃范围内的热膨胀系数小于 $1.8 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ ，是现有已知的、可用于LNG液舱建造的低温材料中最低的，可以最大限度降低因货舱温度变化引起的附加热应力。薄膜板条沿船舶纵向铺设，横向采用拼接。

① 板条纵向与船体结构的连接方式如下：

当殷钢板列纵向铺设至横舱壁角隅处时中断，通过搭接板与预制的殷钢管(Invar tube)的面板焊接，而殷钢管的另一面则通过搭接板与焊接在横舱壁上的锚板（anchoring bar）连接，从而使殷钢板列与相邻结构一起构成纵向连续结构。这样殷钢板列在纵向一方面与船体结构一起参与总纵弯曲，承受与船体纵向结构相同的应力；另一方面，还由于货舱温度的变化承受热应力，应力水平比较高。因此，搭接板与相邻结构的搭接焊缝的强度必须引起足够的重视。GTT 公司及相关船级社对该搭接焊缝的焊接工艺进行了认真研究，并对焊缝的断面形状做了严格规定。如果焊接严格按 GTT 公司规定的工艺完成，则该焊道的抗拉强度和疲劳强度均能满足相应要求。在与薄膜连接的构件中，锚板也同样参与总纵弯曲，并承受纵向的拉应力，其与横舱壁的角接焊缝的焊接质量也是检查和检验的重点。根据传热学计算，因薄膜的热传导作用，锚板处的温度较低，必须采用不锈钢等耐低温材料。

② 殷钢板的横向连接型式：

该结构型式是将536mm宽的殷钢列板折边成500mm，相邻板列的折边部分采用电阻焊（Seam resistance weld）与木箱上预先安装、并且相对固定的舌型板（Tongue）焊接，从而形成液密的界限，并且使殷钢板能够紧贴木箱表面，不发生过大的横向和垂向位移。采用这种结构型式使薄膜在船舶横向有一定的延展性，可以通过折边圆角半径的变形，减小作用在薄膜上的横向机械应力和热应力。在施工过程中，舌型板和殷钢板都是通过半自动折边机铺设的。GTT 公司对于殷钢板列折边的半径有比较严格的要求。比如0.7mm板的折角半径一般应为3~4mm 之间，如果R过小则会在折边时使材料发生过大的塑性变形，对提高材料的疲劳强度不利；如果R过大则会因为板列得不到木箱的有效支持，在货物载荷的作用下，在焊缝上产生附加弯矩。舌形板与两侧的殷钢板的焊接是由特别设计的自动电阻焊机来进行的，如果不存在设备缺陷，则按GTT 公司规定的焊接参数完成焊接后，焊缝一般不会出现缺陷。由于大量采用自动焊，因此薄膜的焊接效率高，焊缝质量有可靠保证，这也是GTT NO 96 型比Mark III型薄膜液舱具有优势的方面。

(6) 薄膜角隅处的连接型式

① 横舱壁两面角（90° corner）处的连接型式：

在这一结构型式中，最重要的结构就是殷钢管。通过殷钢管，分别将纵向平面以及横向平面的各两层薄膜与船体结构相连接，从而将整个薄膜系统与船体结构间相对固定。殷钢管是由1.5mm厚的殷钢板折边后，用电阻焊的方法加工制成。殷钢管的结构复杂，精度要求比较高，但同时由于板比较薄，焊接变形难以控制，因此焊接时需要专用平台和夹具，目前世界上只有极少数的厂家能够预制殷钢管。由于殷钢管连接两个方向的结构，因此其装配精度要求比较高，否则将影响邻近的平面结构的安装，并引起附加应力，使薄膜的受力情况恶化。因此其上、下、左、右的支撑木箱的安装要特别仔细，这是GTT NO 96型液舱施工时的难点之一。

② 纵向舱壁之间两面角（Longitudinal dihedral）处的连接型式。

与横舱壁处的90°两面角比较，纵向角隅的结构和施工相对简单。一般来讲，每舱有8个纵向角隅，其交线相互之间平行，整个液舱呈棱柱形，即液舱自首至尾纵向角隅的结构型式是相同的，这极大方便了施工。但在第1货舱处，由于船首线形变化原因，斜边板与顶板和底板的交线向内收敛，顶面和底面的形状变为梯形。自尾向首，殷钢板列每隔一定长度即减少1列。为减少因不同板列纵向受力差异而导致的应力集中，必须在纵向两面角处将薄膜与船体结构连接，使薄膜在纵向得到船体结构的支持。因而第一货舱的纵向两面角（Oblique dihedral）采用了以下形式：

为将薄膜与船体结构相连，采用了与横向两面角类似的锚板结构。为了将斜面上的木箱与船体相对固定，在斜面上两面角附近也采用了螺栓紧固装置，而且必须穿过第一层薄膜的延伸结构。为避免穿越处因应力集中导致薄膜与螺栓之间的焊缝开裂，穿越处开孔并不采用焊接封堵，而是在薄膜上开孔，使螺栓和薄膜间可相对移动，这种形式也并不妨碍二层薄膜的完整性。但此种型式结构的角隅处绝热木箱需要制作出两个方向的斜度，制造和装配精度不易保证，是LNG船液舱施工的难点之一。为解决上述建造困难的工艺问题GTT公司对该处的结构作了改进。在该结构中采用支柱代替了斜边板上的锚板，薄膜承受的纵向应力通过支柱传递给内底或顶板。同时，为了防止支柱穿过第二层薄膜穿越孔处的封焊焊缝因应力集中而开裂，GTT公司对该处的结构型式还作了特殊考虑。这样绝热木箱就可采用标准尺寸，大大降低了施工难度。

2.2 GTT NO 96型薄膜液舱的施工顺序及工艺

2.2.1 总体施工顺序如图2.2.1所示：

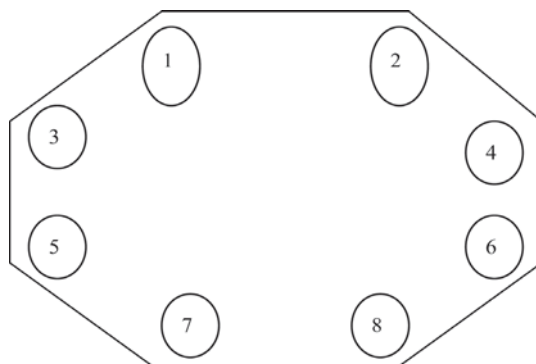


图2.2.1 NO 96 型薄膜液舱的施工顺序图

横舱壁上结构的施工一般采用自上而下的方式进行，但每道横舱壁可有两个工作小组在左右舷同时施工。同样地，货舱内的前后舱壁也可同时施工。具体施工顺序如下：

(1) ①、②处三面体（位于斜边板、内顶板和横舱壁交汇的角隅处的殷钢板预制件）的安装；

(2) 完成①、②处三面体安装后，这一工作小组可继续③、④处的三面体安装，另一小组可进行①、②之间横舱壁两面体结构的安装；

(3) 当前、后舱壁的①、②之间两面角均安装完毕后，另一小组可开始内顶面平面部分绝热层和薄膜的安装；

(4) ①-③，②-④两面角及斜边板上平面部分的施工依次类推，直至完成全部施工；

(5) 纵向二面角（135°）处绝热木箱及连接桥板的安装，应在相邻的平面部分施工结束后进行。需特别指出的是，施工顺序必须依照上述点→线→面的顺序进行，先完成最复杂结构的施工，以便在下道工序施工时，对上道工序施工产生的精度误差进行调整和补偿，使整个系统的施工精度控制在操作手册允许的误差范围内。

2.2.2 货物围护系统具体施工工艺：

(1) 船体结构完整性，尤其是内壳板结构的检查；

(2) 舱内各平面划线，定出所有锚板、紧固螺栓基座的位置；

(3) 各平面的平面度测量，并根据测量结果确定每一螺栓基座处调整垫块的厚度，以及第二层绝热木箱底面树脂绳加工时的喷嘴直径；

(4) 螺栓基座与内壳板的焊接。一般采用TIG 自动焊机完成；

(5) 横舱壁及纵向壁板上锚板的焊接。由于理论上锚板所在的平面应与薄膜平面平行，而薄膜的平面度要求非常高，因此锚板焊接时的直线度误差应尽量小。GTT 公司规定的误差为3mm/3m，实际施工经验表明，这一公差标准还应尽量减小。较高的精度将大大方便后续的三面体及二面角处殷钢管的安装；

(6) 三面体及其邻近绝热材料的安装。三面体（Trihedron）是为完成横舱壁、斜边板、内壳侧 / 顶 / 底板三个方向薄膜的连接而特制的预制件。由3mm 厚的殷钢板经手工TIG 焊接制成，其对工艺和精度的要求更高，目前也是只有少数厂家能完成三面体的加工。由于三面体要与横舱壁、斜底、侧 / 底板三个方向的薄膜同时连接，因此其装配定位在三个方向的精度都不能超过公差要求。由于三面体预制件及内壳板结构均存在制作误差，因此三面体的定位是十分困难的，需要非常熟练的工人才能完成。三面体安装定位后，通过搭板与焊接连接；

(7) 横舱壁上90°二面角处殷钢管及其邻近绝热层的安装。根据二面角所处位置的不同，二面角处绝热木箱主要有以下两种布置形式：

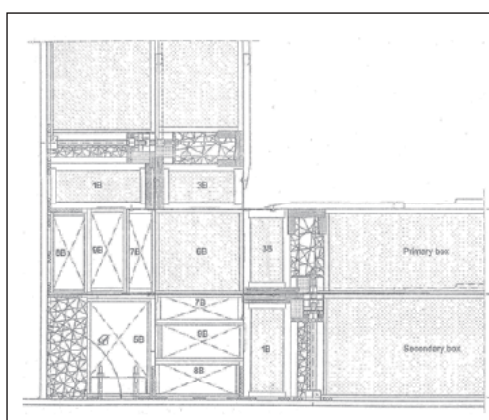


图2. 2. 2 (1)

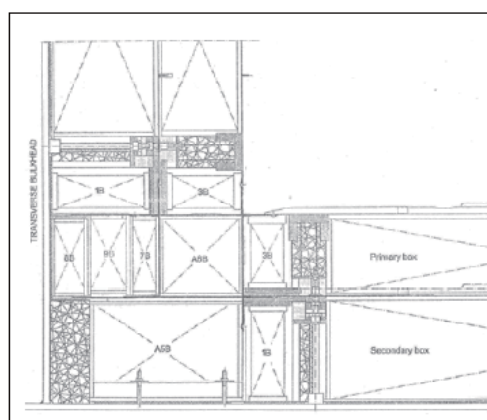


图2. 2. 2 (2)

图2.2.2(1)的结构型式用于横舱壁与斜板、垂直侧板相交的两面角处，图2.2.2(2) 的结构型式用于横舱壁与内顶板和内底板相交的两面角处。两者最主要的差别在于殷钢管 下面角隅处第二层绝热木箱的结构形式，图2.2.2(1) 结构属于常规的形式，而图2.2.2(2)是针对顶板和底板位置特点和受力情况作了适当的简化，将4 个绝热木箱合并为1 个，并省去了顶板平面上的两列锚板及搭接板，大大简化了安装工艺。在进行两面角的安装时，必须考虑以下因素：

- ① 殷钢管是横向舱壁与纵向舱壁平面上的薄膜之间相互连接，以及薄膜与船体结构之间的重要构件，因此其安装精度有严格的要求。一般其焊接完毕后，与舱壁上已经找好的平面之间距离误差应控制在1mm 范围内。
- ② 绝热木箱必须与殷钢管的所有板面良好贴合，以便对薄膜提供支持，将货物载荷传递至船体结构；同时木箱的支持也保证薄膜的安装位置，以防产生有害的附加应力。
- ③ 从工艺可行性角度考虑，绝热层的施工应遵循自船体内壳结构向货舱内部的顺序。为避免在一面舱壁上的施工对另一面舱壁上的结构定位产生不利影响，一般应按对称的结构同时施工的原则，以便及时调整安装误差，同时保证结构在两个平面方向的定位精度。
- ④ 为达到以上目的，图中的A5B、7B、8B、9B 木箱以及1B、3B 木箱的安装工艺均给予了特殊考虑，尤其是1B 和3B 木箱在液舱薄膜完整时，直接承受自第一层薄膜传递的液货载荷。因此其顶板与两层薄膜的贴和通过楔块的研配实现，类似于主机基座的研配要求，需要较高的精度。（3B 木箱的安装应在第一层薄膜全部焊接完毕后进行）；

(8) 横舱壁及相邻纵向舱壁平面部分第二层绝热木箱的安装。第二层绝热木箱直接提供对第二层薄膜的支持，并进而支持第一层绝热木箱。因第一层绝热木箱直接安装于第二层薄膜上，不能再次进行调平，因此第二层绝热木箱是整个薄膜系统的基础，其安装精度将决定整个系统其他部件的安装精度能否达到误差要求。在第二层绝热木箱的安装过程中，以下工艺要求应给予注意：

- ① 木箱的平面度要控制在误差范围内。比如，相邻木箱之间的高低差不能大于0.7mm（殷钢管附近不能大于0.5mm）；在整个木箱平面范围内，每1m长度范围内的高低差不能大于1.25mm（殷钢管附近不能大于1.0mm）。
- ② 木箱安装完毕后，要保证木箱上舌型板安装槽的直线度及相互之间的间距，以保证在采用半自动折边机穿舌型板时，能够使其沿安装槽顺利穿过整个舱长/宽的长度范围，并且保证标准宽度的折边殷钢板列能够准确装配在舌型板之间的区域并与之焊接。
- ③ 在安装木箱底部树脂绳时，除应按内壳结构平面度的测量结果对应选取树脂绳直径之外，还应注意树脂绳的位置应与木箱内部的加强筋板对准，以便对木箱提供更好的支持，防止应力集中导致木箱损坏；

(9) 纵向两面角处第二层绝热木箱及桥板的安装。该处的安装要点是调整木箱的顶面高度，使桥板安装后与其下方的木箱顶面紧密贴合，并且其上平面与其他区域的木箱顶面在同一平面内；

(10) 穿舌型板，铺设平面部分的殷钢板列并焊接。舌型板和殷钢板列分别用半自动折边机铺设，铺设后用专用的点焊机进行点焊。点焊时，采用专用机构将舌型板尽力上提，并将殷钢板列压紧在木箱表面，另有一对滚轮将舌型板与两侧的殷钢板折边夹紧后点焊，点焊完成后采用电阻焊自动焊机完成焊接；

(11) 殷钢板列端部与殷钢管之间的连接搭板（strake-end）的安装。该连接搭板与殷钢板列一样承受总纵应力和变温应力，因此，其与板列和殷钢管的搭接焊缝的强度也需要给予特别考虑。同时，因这一部分搭接焊缝以及板边的封焊焊缝多数只能采用手工TIG焊的方式完成，是整个薄膜系统中焊接质量最不易保证的部位，因此是薄膜施工的难点和检验的重点。为保证结构的连续过渡，防止出现应力集中，舌型板端部以及搭接板的端部均作了削斜处理。搭接焊缝的折角部分以及舌型板削斜处至搭接板端部的拼板封焊焊缝均采用手工TIG焊。与端列板相邻的所有焊缝完工后均需进行着色探伤，并进行仔细的目视检查，最后通过强度试验和氦气试验验证其密性；

(12) 第一层木箱固定螺栓（Collar stud）的安装。第一层木箱的固定螺栓通过第二层薄膜下的基座固定，进而通过下部的螺栓和基座连接到主船体结构上。为将其下部的螺柱旋入薄膜下的基座，需在第二层薄膜上冲孔，并在拧紧后将螺栓下部的凸台边缘与薄膜用TIG自动焊机焊接，以保证穿越孔处的密性；

(13) 第一层绝热木箱的铺装。由于第二层木箱的顶面已经调整为一个平面，因此，除与殷钢管相邻的木箱外，平面部分的第一层木箱安装时不必进行高度调整，只需将其放在第二层薄膜上紧固，并保证舌型板沟槽的直线度和间距即可；

(14) 第一层薄膜的铺装和焊接。第一层薄膜的铺装和焊接与第二层完全相同。

2.3 货物围护系统的检验要求

2.3.1 绝热层施工过程中的检查

绝热木箱的安装检查需要根据GTT公司操作手册中给出的安装精度标准严格执行，应包括对每一个木箱的安装位置的检查并保留记录。检查的重点除平面度和舌型板沟槽的安装精度外，第二层木箱底部树脂绳与木箱和内壳表面的贴合程度也是检查的重点，必要时将对部分已经安装就位的木箱拆下进行检查。

2.3.2 薄膜焊缝的目视检查

应对薄膜的所有焊缝进行目视检查，包括：

(1) 殷钢板列的电阻焊焊缝。电阻焊焊缝为宽度均匀的焊道，焊花的外观为连续覆盖的椭圆形。焊缝上每一点均应有3个椭圆形焊道连续覆盖。检查时如果发现任一点处覆盖的焊道数小于3个，即焊道局部中断时，就认为其存在缺陷，需进行修理。

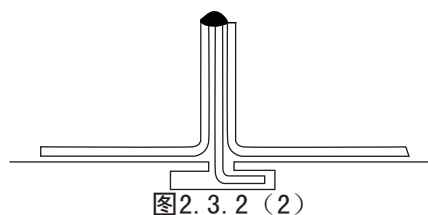
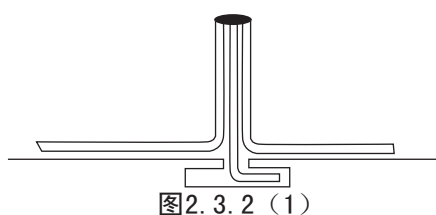
(2) 在横向和纵向两面角处殷钢板列端板的搭接焊缝。包括纵向两面角处殷钢板列与桥板上殷钢板的搭接焊缝、横向两面角处殷钢列板与殷钢管之间搭接板的焊缝，这些焊缝大部分采用TIG自动焊完成，但折边升高部分附近焊缝必须采用手工TIG焊接。焊缝断面形状需要在焊接工艺认可试验时检查，实船检查时，一般可以根据焊道宽度及焊缝成形的形状来判断焊缝是否存在缺陷。

常见的3种缺陷型式如下：

- 焊缝内凹，不利于应力过渡；
- 焊道宽度过窄，熔深不足；
- 焊道过宽，可能熔透，并在背面形成咬边。

以上缺陷均为不可接受缺陷，必须进行修理。

(3) 殷钢板列末端与殷钢管之间搭接板的折边升高部分板缝的封焊焊缝。这部分焊缝完全由手工TIG完成，焊接质量不稳定，是检验和检查的重点。该焊缝的正确形状如图2.3.2(1)所示：



最常出现的焊接缺陷如图2.3.2 (2) 所示，即封焊焊道焊偏。这种缺陷的危险性很大，因为在进行焊道的密性试验时，上述缺陷位置不会发生渗漏而被检测出来。但在营运过程中载货时，由于受到货物载荷的交变作用以及船体纵向应力的作用，该处极易产生疲劳裂纹，从而导致液货渗漏。因此对这一区域焊缝的检验必须极其认真细致。

2.3.3 薄膜焊缝的探伤检查

除上述提及的目视检查要求外，在所有薄膜系统的焊缝中，除拼板的电阻焊焊缝外，其他所有焊缝还必须进行着色渗透探伤，以发现焊缝表面的裂纹。

2.4 焊接设备和焊接操作人员的控制

2.4.1 对薄膜系统焊接缺陷的修理工艺是非常复杂的，需要耗费正常施工几倍的工时，并影响下一工序的施工进度。因此，薄膜的焊接可靠性应达到相当高的水平，以确保焊接质量检验一次通过。为实现这一目的，在LNG 船薄膜液舱的施工过程中，需要对焊接设备、操作人员以及焊接人员进行严格的控制：

(1) 应在LNG 船实船建造前，对焊工及焊接设备操作人员进行长期的培训和焊接实际操作，以便在实船上得到稳定的焊接质量；

(2) 最多应每隔4周对手工焊人员进行重新考核；

(3) 每台焊接设备在当日施工开始前，应焊接试样，并进行相关的焊接工艺检验和试验，以确认焊接设备处于良好状态。

2.5 泵塔的安装和检验

2.5.1 泵塔的检验可以作为产品检验，也可以作为建造检验中的节点检验。同时，泵塔作为一个相对独立且十分重要的设备，制造方一般在生产前，应提供CTI计划（结构制作、试验及检验计划）供GTT代表及验船师审核并批准。

泵塔是一个三角桅，由不锈钢管系构成（304L），悬挂在液体室。在舱底由泵塔基座前后和左右方向固定，高度方向可自由滑动，使之能热胀冷缩。

三角桅包括主卸货管路和应急泵井，形状是三角格架结构，用于支承液舱进出梯子、其他管系和仪器设备。

泵塔的主要外形见图2.5.1（1）：

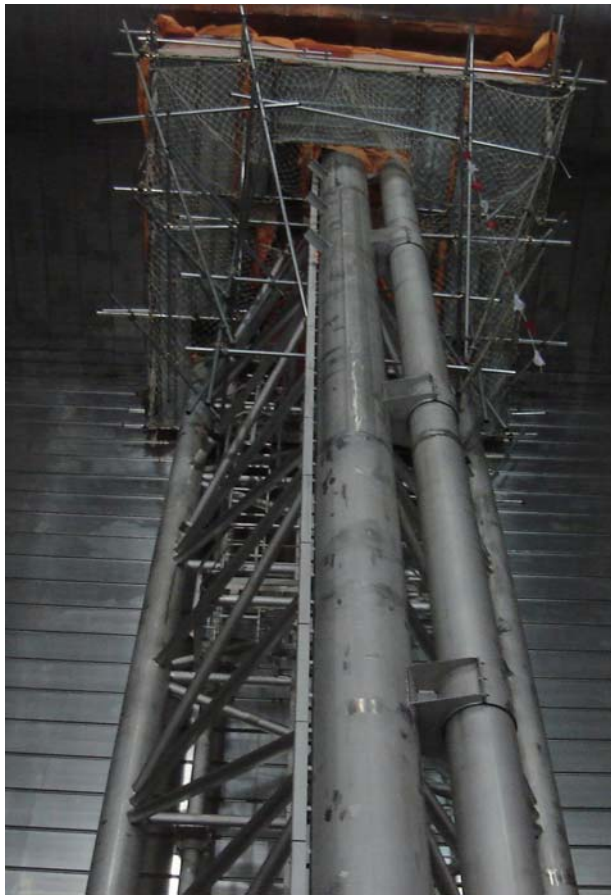


图2. 5. 1 (1)

泵塔的主要组成部分，即其主要管路(包括电缆管)见图2.5.1 (2)：(从甲板下向上看)

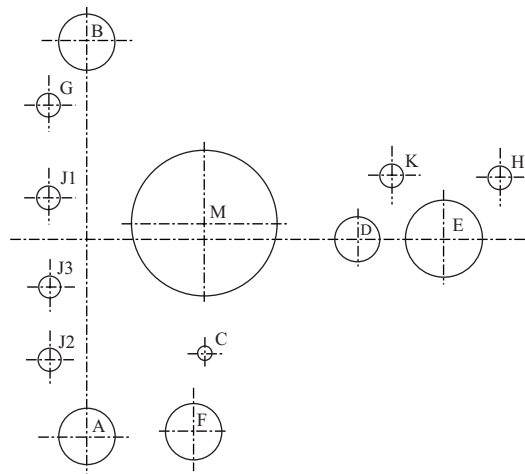


图2. 5. 1 (2)

图中标识符号注释如下：

- A: 左舷泵排出管 (Portside Pump Discharge Pipe)
- B: 右舷泵排出管 (Starboard Pump Discharge Pipe)
- C: 扫舱泵排出管 (Stripping Pump Discharge Pipe)
- D: 雷达液位测量管 (Radar Level Gauge Pipe)
- E: 应急泵排出管 (Emergency Pump Discharge Pipe)
- F: 注入管 (Filling Pipe)
- G: 浮子液位测量管 (Float Level Gauge Pipe)
- H: 高位报警 (High Level Alarms)
- J1,J2,J3: 电缆管 (Electrical Cables Pipe(Cargo Pumps))
- K: 仪表管和取样 (Instrumentation Cables and Sampling)
- M: 人孔 (Man Hole)

图2.5.1(3) 是某条薄膜型液化天然气运输船船舶的泵塔管系穿过甲板的开孔布置 (泵塔分段上)

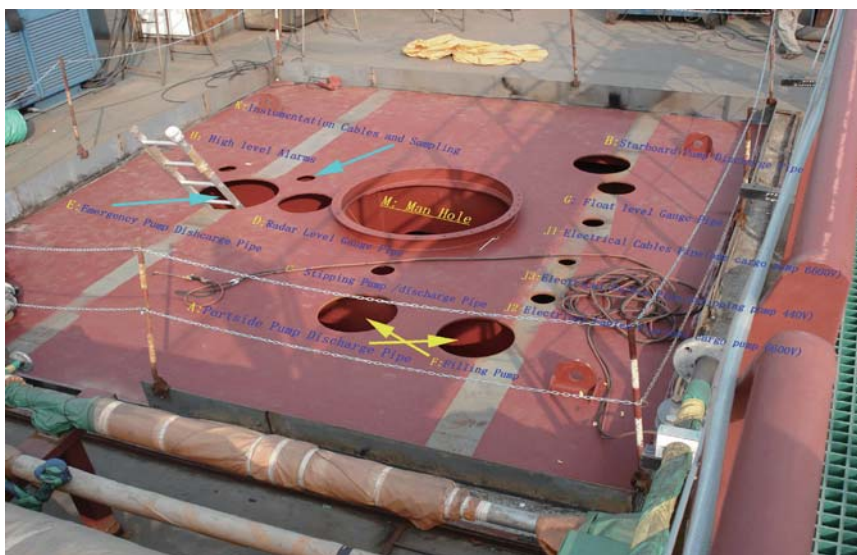


图2. 5. 1 (3)

2.5.2 与泵塔有关的图纸主要有：

- (1) 液舱穹顶穿舱件详图；
- (2) 泵塔布置总图；
- (3) 泵塔管结构图；
- (4) 泵塔底部；
- (5) 泵塔扶梯、平台详图；
- (6) 泵塔电缆导架详图；

(7) 泵塔其他设施详图；

(8) 泵塔导向装置；

(9) 泵塔货泵支座。

2.5.3 泵塔系统的制造主要有以下几个步骤：

(1) 舱高测量(HPC)。一般是在液穹区域，测量从内层甲板量至货舱内底板的基准平面；

(2) 泵塔主体的预制。主要分为以下几个步骤：

(3) 确定管件长度(HS)。一般是从舱内主屏壁层量至主甲板上的不锈钢加强法兰上面；

(4) 泵塔主管预装及焊接；

(5) 不锈钢连接套管的安装与焊接；

(6) 水压试验；

(7) 殷钢裙板(INVAR skirt)的安装与焊接；

(8) 根据GTT专利文件进行整体试验(Global test/氦气试验)；

(9) 泵塔底座的结构制作与安装；

(10) 泵塔导向机构的结构制作与安装；

2.5.4 泵塔的吊装主要有以下几个步骤：

(1) 泵塔定位；

(2) 安装液穹附近的绝热箱；

(3) 安装泵塔分段；

(4) 完成液穹附近的结构焊接；

(5) 完成不锈钢支撑法兰的安装与焊接。

2.5.5 安装与焊接的检验要点：

(1) 泵塔管系材料为304L，管件的对接一般采用带填充金属的TIG焊或者MIG焊，焊接过程中的层间温度应进行检查和控制；背面保护气体（比如氩气）浓度应始终保持在99%以上，并在整个焊接过程中进行浓度监控。

- (2) 管件的装配精度要求较高。一般采用激光进行直线校准，管壁对接错位量 $<1\text{mm}$ ；
- (3) 所有直径 $>70\text{mm}$ 的管子的对接焊缝需要100%的射线探伤进行检查，其余焊缝100%PT检查；
- (4) 管件对接焊缝的变形量应进行严格的检查和控制，以及焊缝余高的磨平工作（比如一般应在安装殷钢裙板之前完成磨平工作）；
- (5) 所有紧固件的拧紧及螺母的点焊的检查，一般应要求船厂提供此项工作的记录；
- (6) 泵塔整体尺寸检查，尤其是泵塔直线度的检查；
- (7) 平整度检查，尤其是泵塔底板及其上的泵塔支撑架的平面度检查，要求各支撑架的平面高低差 $<2\text{mm}$ ；
- (8) 泵塔完工前（即在安装殷钢裙板之前），须对三根主桅管进行水压试验。试验时应采用清水，压力一般为1.5倍的设计压力,并至少保持压力1小时后，进行检查；
- (9) 殷钢裙板的安装和焊接结束后，应进行100%PT检查；
- (10) 泵塔底座的安装焊接时，一般应进行焊前的装配检查，以及焊后的100%PT检查；
- (11) 泵塔基座导向机构的制作。导向设施的表面粗糙度的需满足相应的要求，一般制造方应提供表面粗糙度检查记录供验船师审核。（达到Ra3.2）。

2.6 薄膜液货舱系统的试验

2.6.1 每层薄膜完工后，需分别进行以下试验：

- (1) 强度试验：该试验是将薄膜与内壳板结构之间、或两层薄膜之间的空间抽成近似真空，靠大气压力将薄膜紧贴在木箱顶面，并将两者下压，以试验木箱顶面对薄膜的支持，以及内壳结构对木箱的支持。如果薄膜表面出现较大的高低差，或某一区域整体下陷或凸起，则表明木箱的安装存在问题，必须进行修理。
- (2) 机械应力试验：该试验是对薄膜与内壳板结构之间、或两层薄膜之间的空间进行加压、卸压的操作共3个周次，主要检查舌型板对薄膜的固定，以及紧固装置对绝热木箱的固定是否可靠。在检验上述结构的同时，使薄膜系统需要进行密性试验的焊缝承受交变载荷作用，从而使潜在的缺陷扩大，比如将焊缝背面的非穿透裂纹发展成为穿透裂纹，以便于下一步进行密性试验时发现缺陷。

(3) 氦气试验：该试验是在薄膜与内壳板结构之间、或两层薄膜之间的空间充入氦气，然后通过特殊的检测设备对焊缝进行检查。该设备的灵敏度极高，可以检测出极微小的氦气泄漏，从而发现焊缝的非密性缺陷。

2.7 货物驳运系统的安装和检验

2.7.1 一般特点

主要构成：浸没式液货泵、扫舱/喷淋泵、手提式应急液货泵、货物空压机室的空压机、气化器和加热器、管子接头、横跨管和阀件。

液货通过船中的两根横跨管进行装卸，并通过位于甲板上的连接各个货舱液穹的液相总管（沿船长布置）进行前、后驳运。船中的横跨管在每舷分成2个装/卸接头，使得在船舶的每舷有4个装/卸接头。

货舱气穹通过沿箱形甲板前后布置的气相总管保持着相互间的连接。气相总管道在船中设有横跨管（每舷有1个接头），以便在装卸货时控制货舱压力。

装货时，通过气相总管和横跨管，以及大功率货物压缩机将从货舱置换出的气体回收至码头设施。卸货时，气相总管和横跨管或蒸发器共同使用，向货舱补给气体以替换外流的液货。这样，装卸货状态中，货舱的压力可以控制在一个合理的范围内。

扫舱/喷淋管与液相横跨管相连，用于各货舱的泄空或冷却，也可以在卸货时，当回流蒸气不足的情况下用于喷淋（补充气体）。各液货舱的喷淋管包括了在货舱内部顶端的两个喷淋组件，用于将液体分散到各个喷嘴，以起到帮助蒸发从而加快冷却速度的目的。

气相总管将各个气穹顶部相连，以便蒸发气体的排放，多余蒸气通过1号透气桅向大气排放。气相总管还通过小功率压缩机和蒸发气体加热器，将蒸发的液货蒸气送入机舱燃烧。

位于机舱内的惰性气体和干燥空气系统，通过管系向液货舱提供惰性气体或干燥空气。这些管系与液相总管相连，并设置双止回阀以防止气体回流至机舱。

由于液货舱、管路均与船体结构之间设有热隔离，所以管路和液货舱需设置电气接地措施。具有密封垫片的管接头和软管接头均需作电气连接。（《IGC 规则》5.2.1.4）

货物管路应与其邻接的船体构件进行热隔离。以防止船体温度降低到船体材料的设计温度以下。当液体管路需经常被拆开或预计其可能有液体泄漏时（如通岸接头处和货泵轴封处等），则应对其下方的船体部分提供保护措施。（《IGC 规则》5.2.1.3）

所有货物管系采用焊接形式连接以减少接头渗漏的可能性。法兰连接处采用电气连接线，以避免因静电而导致货物管路和其他甲板管系、液货舱、阀门和其他设备间出现电位差。

液相、气相管路以及其余的处理用管系均设计（放样）成可其结构（布置形式）可以承担管路的膨胀和收缩。（不含有货物的用于仪表的管路可免除该要求。）这是通过分别在管路上设置环形管、弯管和波纹管等实现的。机械膨胀接头的数量应为最少。若膨胀接头位于液货舱的外面，应采用波纹管式的膨胀接头。波纹管膨胀接头，应设置防止机械损伤的措施。为了防止膨胀接头的过度膨胀和压缩，相邻管路应支撑和固定。（《IGC 规则》5.2.1.2）。

固定和滑动的支座及导轨的设置需确保管路中的应力保持在合适的范围内。

能被隔离的液相管，可能出现（两个关闭的阀之间）封闭空间残留液体的情况，因此需设置用于释放多余压力至最近的气穹的安全阀。这是一个安全装置，即便常规操作中允许在关闭这类阀门前用剩余液体进行预热和蒸发。

船中的总阀——也叫应急关闭系统（Emergency Shut Down System, ESDS）总阀、各货舱装卸阀和通往机舱的BOG阀门都可以从货物控制室进行遥控开关。这样，所有的常规货物操作就能够从中央管理控制中心完成（Centralized Administration and Control Centre, CACC）。

ESDS激活后，总阀关闭，装卸货操作终止。

一个止回阀安装在各货泵的出口法兰处。在阀盘上钻有一个5mm的小孔，使液货舱卸载管道由此泄放，气体由此排空。货物压缩机出口法兰处也装有止回阀。扫舱/喷淋管路以及应急货泵管路上，在液压控制排出阀后也设有止回阀。

一个直径6 mm的喷嘴安装在位于液货舱内的货泵出口管道的上部，以便冷却泵塔辅助支撑，以达到在卸载过程中保持低温的目的。（如果货舱内液货过少时，泵塔上部的温度可能会达到-50℃。）

2.7.2 液相管路

液相管路主要由采用对接焊连接在一起的低温不锈钢管制作。它们将各液货舱和船侧的装/卸总管相连（与常规管路一样）。每个货舱的液穹顶均有管路，将液货舱与装/卸管道连接，以实现装/卸货操作。

液货穹顶上的总管将左右舷货泵、装载管道、应急泵阱和喷淋管路与液货舱卸载管路相连。

通常，2号和3号液货舱配有设备，可在启动货泵前注满卸载管路以防止压力波动。

液相管路上，设有盲板法兰和取样点，以便在清舱和重新装货过程中进行系统的惰化和通风。

货舱外的液相管路采用覆盖有浇铸GRP封盖的坚固聚氨酯泡沫体绝缘，且作为防水的气密屏壁。

2.7.3 气相管路

气相管路主要由采用法兰连接在一起的低温不锈钢管制作，通过公用管路，将各个液货舱与船侧蒸气总管、货物压缩机室和艏部透气桅相连。进入压缩机舱的管路用于：

- (1) 装载货物时，通过大功率压缩机将蒸气传送上岸，以便控制液货舱内的压力；
- (2) 压载/装载航行中，通过小功率压缩机和加热器将蒸发气体送至机舱，作为锅炉的燃料使用；
- (3) 在修理过程，蒸发气体以清洗、干燥液货舱。

通向前透气桅的管道可作为所有液货舱的安全阀门，亦可在常规操作中用于控制液货舱压力。

在蒸气管道内设有盲板法兰和取样点，以便在清舱和重新装货过程中系统的惰化和通风。

液货舱外气相管路采用覆盖有浇铸GRP封盖的坚固聚氨酯泡沫体绝缘，作为防水和蒸气的气密屏壁。

2.7.4 喷淋管路

系统主要由对接焊的低温不锈钢管道(典型直径 2")组成，并将液货舱中的扫舱/喷淋泵和喷淋总管相连，通过供应液化气起到以下作用：

- (1) 各液货舱内的喷淋栏杆，用于液货舱的冷却和气体生成；
- (2) 主液货管道，用于在液货装卸前冷却管道；
- (3) 2号和3号液货舱卸载管道的缓冲，用以防止启动主货泵时管道压力波动；
- (4) 向蒸发器提供液体，用以压缩机和加热器的气体生成。

在喷淋管道内设有盲板法兰和取样点，以便在重新设置过程中系统的惰化和通风。液货舱外喷淋管道的所有分段采用覆盖有浇铸GRP封盖的坚固聚氨酯泡沫体绝缘，作为防水和蒸气的气密屏壁。

2.7.5 检验要点

因为装运货物的特殊性（低温、易燃），所以对管路的焊接、安装以及密性检查均需严格进行。需按照以下步骤进行控制：

- (1) 焊接工艺；
- (2) 焊接材料控制；
- (3) 焊前检查。检查内容包括：间隙、坡口、内外避错位、清洁等；
- (4) 完整性检查。检查内容包括：表面质量、焊接变形、支架定位、错位等；
- (5) 密性检查。为了防止管路内液体残留，导致装货时结冰的情况出现，一般采用气密；
- (6) 低温试验。

需要注意的是：由于低温管路温度变化范围大，变形大，所以在一般管路上出现的可以接收的缺陷在LNG船舶上应区别对待。例如：焊接产生的接头处的变形会导致此处的应力偏大，如果变形偏大的地方位于弯头或者尺寸变化处，焊接产生的变形可能导致破坏性的后果。内外避的错位也是需要严格控制的。

管材多数使用低温不锈钢焊接管，并采用氩弧焊进行焊接。

管路上的支架均应按图施工。

2.8 货舱通风和压力释放系统

2.8.1 液货舱安全阀和真空阀

每个液货舱根据IMO规则的要求，均安装有两个压力/真空安全阀。各液货舱的每个主屏壁和次屏壁由两个压力安全阀保护。

液货舱安全阀安装在各货舱液体穹顶处，并通过相应透气桅排气。安全阀为液控型(PORV型)。液货舱压力传感管路将压力直接传递至液控阀，通过这种方式，可确保货舱内低压情况下的准确操作。

最初液货安全阀系由制造厂根据船舶要求设置的。船员检修过阀门后，必须对阀门进行检查并恢复初始设置。

根据《IGC规则》8.2.5的要求，压力释放阀应由主管机关认可的机构进行调定和铅封，并将包含阀的调定压力的工作记录保存在船上。

最为重要的是，透气桅中应排空积水。这么做的目的是为了确保安全阀能够按照正确的设定运行。一旦透气桅中积水，并流到阀门组件上时，将结冰，从而影响其正常操作。

2.8.2 屏壁间处所安全阀

每个货舱的屏壁间处所由PORV安全阀保护。这种类型的安全阀的特点是：在极小的压差情况下，满足大流量的要求。

气体监测管道从各阀门以下导出气体至监测系统，持续监视屏壁间处所内的空气。

屏壁间处所的安全阀排出管路设有单独透气管路，不接入透气桅。该透气管通常是位于透气桅旁边。这样是为了防止当液货舱安全阀开启时，屏壁间处所的安全阀背压过高或者是气体倒流入屏壁间处所，也防止惰性气体倒流入屏壁间处所。

最为重要的是，透气桅中应排空积水。这么做的目的是为了确保安全阀能够按照正确的设定运行。一旦透气桅中积水，并流到阀门组件上时，将结冰，从而影响其正常操作。

次层绝热处所的安全阀通过开口向下的管路直接向甲板透气，而不是通过高大的透气桅排出，这是因为该处所存在LNG蒸气的可能性极小。

屏壁间处所安全阀系由制造厂根据船舶要求设置的。船员检修过阀门后，必须对阀门进行检查并恢复初始设置。

2.8.3 管道安全阀

可被两个阀门隔离的液货管路的每个部分均设有一个过压安全阀。液货总管的各个释放阀排向2号货舱的液穹，而液货压缩机区域的则排向3舱液穹。

2.8.4 透气管路

常规操作中，货舱内压力通过在锅炉内燃烧蒸发气体控制，或者通过前透气桅和蒸气管进行控制。

每个货舱还设有独立的透气装置。它包括两根导管，从货舱顶部排出至PORV阀，从这里将气体经由主管道送至透气桅，再由此排向大气。

所有透气桅由一个氮气灭火系统保护。采样点设在通风管道内以方便在重新装货时，进行系统的惰化和通风。

舱外的透气管路采用覆盖有浇铸GRP封盖的坚固聚氨酯泡沫体绝缘，作为防水和蒸气的密闭屏壁。

2.8.5 紧急透气管路(单个货舱操作)

该系统由法兰连接的管路制成。在要求单个货舱操作时，可与蒸气管路及前透气桅相连使用。

使用该管道可以将单个货舱隔开，从而在无须预热和惰化整个船舶的情况下实施修理工作。

与各个独立舱室的连接是通过把便携式软管安装在（位于气穹上的）气相管路上的盲板法兰和紧急透气管路之间。

在单个货舱操作中，可以通过便携式直角弯头将惰性气体/干燥空气和前透气桅连接。

在不太可能发生的液货溢入压载舱事故中，可以采用软管将惰性/干燥空气装置通过紧急透气管路与压载系统连接，并清洗压载舱。在紧急通风管内设有盲板法兰和采样点，以便在重新装货时进行惰化和通风。

2.9 用货物作燃料

2.9.1 布置特点

甲烷是唯一可以被用作A类机器处所的唯一货物。为了保证安全，A类机器处所的通风布置应能防止死角，并能对可能产生着火源的区域特别有效，并将这种区域的通风与其他区域分开。（《IGC 规则》16.2.1）

对于空气循环较差的区域应增设气体探测器。（《IGC 规则》16.2.2）

气体燃料供应的管路以及系统的布置要求详见《IGC 规则》。

第3章 船体结构

第1节 一般规定

3.1.1 一般要求

3.1.1.1 除本章规定外，船体结构的构件尺度和布置还应符合CCS《钢规》第2篇中的有关规定。

3.1.1.2 如船体结构的构件尺度和布置采用直接计算予以验证，送审方应将完整的计算资料送CCS审批。

3.1.1.3 钢级的使用和要求应满足CCS《钢规》第2篇中的有关规定。钢结构的防腐保护措施应符合CCS《钢规》第2篇中的相应规定。

3.1.1.4 船首外飘区域结构应满足CCS《钢规》第2篇第7章第8节船首舷侧结构加强的要求。

3.1.2 最小厚度

3.1.2.1 液货舱区域(包括边压载舱、液货舱区两端或液货舱间的隔离空舱)内主要构件的腹板和面板以及外板、甲板、舱壁板和内壳板的最小厚度 t ，应不小于按下式计算所得之值，且不必大于12.5mm。

$$t = 6.5 + L/50 \quad \text{mm}$$

式中： L ——船长，m。

次要构件的最小厚度也应满足上述公式的要求，但不必大于11 mm。

3.1.2.2 隔离空舱及其他空舱内的构件最小厚度可按本节3.1.2.1要求减小1 mm，但不小于7.5 mm。

3.1.3 总纵强度要求

3.1.3.1 应满足CCS《钢质海船入级规范》第2篇第2章第2节规定的总纵强度的相关要求。

3.1.3.2 应满足本指南第3章第3节的要求。

3.1.4 规范规定性要求

3.1.4.1 应满足CCS《钢规》第2篇第2章的相关要求和规定。

3.1.4.2 应满足本指南第3章的要求。

3.1.5 疲劳计算

3.1.5.1 应符合CCS《船体结构疲劳强度指南》要求。

3.1.6 船体梁极限强度要求

3.1.6.1 应满足本指南第3章第3节的要求。

3.1.7 直接计算

3.1.7.1 液货舱区域主要构件（纵向、横向）应采用直接计算方法进行强度校核和验证。直接计算应符合本指南第4章、第5章和第6章（有要求时）的相应规定。由直接计算确定的构件厚度还应符合本节要求和本章其他相关规定。

3.1.8 图纸资料

3.1.8.1 应将下列图纸资料提交CCS批准。对特殊结构和布置，如CCS认为必要，可要求增加送审图纸资料的范围：

- (1) 主要横剖面图；
- (2) 基本结构图,包括纵剖面、各层甲板、内底结构、上层建筑和甲板室结构图；
- (3) 首柱结构图；
- (4) 尾柱结构图；
- (5) 外板展开图；
- (6) 横舱壁图；
- (7) 主机基座和推力轴承座结构图；
- (8) 尾轴架结构图；
- (9) 锚设备布置图，包括舳装数计算；
- (10) 舵、舵杆和舵柄及其强度计算书；
- (11) 总纵强度计算书(适用时)；
- (12) 冰区加强结构图(适用时)；

(13) 焊接方式和规格;

(14) 估算及完工装载手册。

3.1.8.2 应将下列图纸资料提交CCS备查:

(1) 总布置图;

(2) 型线图或型值表;

(3) 肋骨型线图;

(4) 舱容图;

(5) 船体及设备说明书。

第2节 结构布置

3.2.1 一般要求

3.2.1.1 货物区域系指船上设有货物围护系统、货泵舱和压缩机舱的部分,并包括在上述处所上方的船上该部分的整个长度和宽度范围内的甲板区域。

3.2.1.2 每一液货舱应采用隔离空间将整体双壳进行分隔。这些隔离空间包括双层底、双舷侧、双层甲板和双层横舱壁。有关分舱、双舷侧间距、双层底高度应满足CCS《液化规范》第2章的有关要求。

3.2.1.3 货舱处所与机器处所、锅炉处所、起居处所、服务处所、控制站、锚链舱、饮用水舱、生活用水舱以及储物舱之间,或与其下面或外侧存在点火源或火灾危险的处所之间,应采用隔离舱或燃油舱予以分隔。如果相邻处所内不存在点火源或火灾危险,则可用单层A-0级气密舱壁予以分隔。

3.2.1.4 任何起居处所、服务处所或控制站不应位于货物区域内,并应将起居处所、服务处所或控制站面向货物区域的舱壁布置成为能够避免仅因甲板或舱壁的单一破损而导致货物舱气体进入这些处所的情况发生。

3.2.1.5 起居处所,服务处所、机器处所和控制站入口、空气进口和开口不应面向货物区域,它们应设置在不面向货物区域的端壁上,或设置在上层建筑或甲板室的外侧壁上。这些开口离开面向货物区域上层建筑或甲板室的端壁之间的距离至少应为船长的4%,且不小于3m,但不必超过5m。

3.2.1.6 船舶的开孔、舱口或人孔以及通道应符合CCS《钢规》第2篇第1章第12节的规定。

3.2.2 液货舱结构形式

3.2.2.1 薄膜型液化天然气运输船液货舱区域的各甲板骨架、船底骨架和内底骨架应为纵骨架式，舷侧和内壳也应为纵骨架式。货舱区域以外的船体结构可为横骨架式或纵骨架式。纵骨架式与横骨架式之间应有良好的过渡。

3.2.2.2 薄膜型液化天然气运输船的内甲板、上甲板、凸形甲板以及内部相互连接的纵向桁材和横向肋板构成双层甲板箱式骨架。

3.2.2.3 液货舱由双层底、双壳、隔离空舱和双层箱式凸形甲板围成。与液货舱绝热箱直接相邻的双层底内、双壳内、隔离空舱内和双层箱式凸形甲板内不允许装载燃油。

3.2.2.4 薄膜型液化天然气运输船的典型中横剖面和构件名称如图3.2.2.4所示。

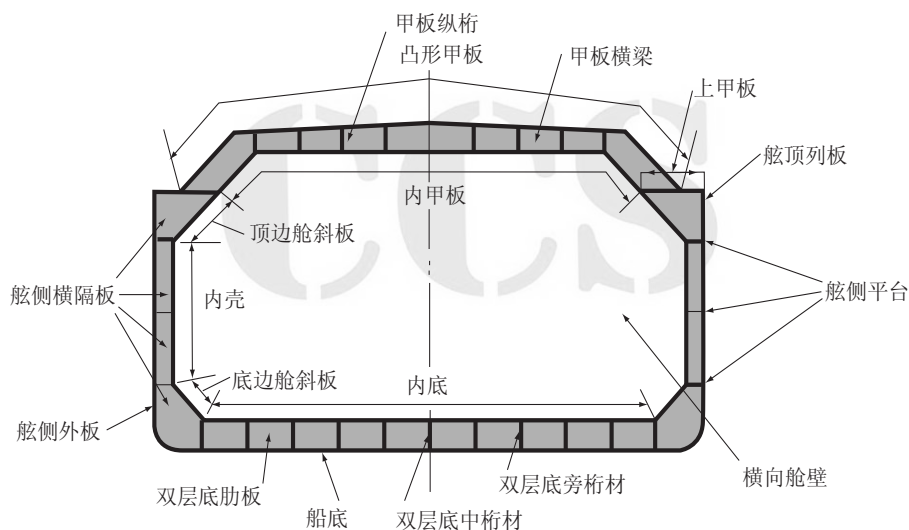


图3.2.2.4 典型中横剖面和构件名称

第3节 总纵强度

3.3.1 一般要求

3.3.1.1 本节要求适用于具有如图3.2.2.4所示典型横剖面形式的薄膜型液化天然气运输船。

3.3.2 总纵强度要求

3.3.2.1 本节未规定者还应满足CCS《钢规》第2篇第2章第2节的规定。

3.3.2.2 船体梁弯曲强度

(1) 除满足CCS《钢规》第2篇第2章第2节规定的船体梁弯曲强度要求以外，船体内壳的许用弯曲应力①还应满足货物围护系统设计单位的附加要求：

$[\sigma] = 120/K \text{ N/mm}^2$ 对GTT NO 96型货物围护系统，计算时最大静水弯矩取均匀装载工况、压载工况及其他经常使用的工况下的值

$[\sigma] = 185/K \text{ N/mm}^2$ 对MARK III型货物围护系统

式中： K ——材料系数，见CCS《钢规》第2篇第1章第5节。

(2) 对于设计疲劳寿命不小于40年②且采用GTT NO 96型货物围护系统的船舶，船体梁内甲板处的弯曲应力①还应满足下式要求：

$$\frac{|\sigma_{wv, H}| + |\sigma_{wv, S}|}{2} \leq 80 \text{ N/mm}^2$$

式中： $\sigma_{wv, H}$ ——由最大垂向中拱波浪弯矩引起的弯曲应力， N/mm^2 ；

$\sigma_{wv, S}$ ——由最大垂向中垂波浪弯矩引起的弯曲应力， N/mm^2 。

注：① 计算内甲板处的剖面模数时不应折减计算点至中和轴的距离；

② 疲劳载荷基于船舶航行于北大西洋波浪环境且营运20年的假定。

3.3.2.3 船体梁剪切强度

(1) 许用静水剪力应按下列公式计算：

$$\overline{F_s}(+) = [\tau] \frac{I\delta}{S} \times 10^{-2} - F_w(+) \quad \text{kN}$$

$$\overline{F_s}(-) = -[\tau] \frac{I\delta}{S} \times 10^{-2} - F_w(-) \quad \text{kN}$$

式中： F_w ——波浪剪力， kN ，按CCS《钢规》第2篇第2章的规定；

$[\tau]$ ——许用剪切应力，取 $110/K$ ， N/mm^2 ， K 为材料系数；

I ——计算横剖面对水平中和轴的惯性矩， cm^4 ；

S ——计算横剖面上，水平中和轴以上有效纵向构件对水平中和轴的静矩， cm^3 ；

δ ——取 δ_1 和 δ_2 的较小者， δ_1 和 δ_2 按下列各式计算：

$$\delta_1 = \frac{t_1}{f_1}, \quad \delta_2 = \frac{t_2}{f_2}$$

其中: t_1 —— 计算剖面上水平中和轴处舷侧外板的厚度, mm;

t_2 —— 计算剖面上水平中和轴处内壳板的厚度, mm;

$$f_1 = 0.154 + 0.08A_1/A_2 + 0.1b/B,$$

$$f_2 = 0.346 - 0.08A_1/A_2 + 0.1b/B$$

A_1 —— 如图3.3.2.3所示范围内外壳的水平投影的受剪切面积, cm^2 ;

A_2 —— 分别是如图3.3.2.3所示范围内的甲板纵桁、内甲板、内壳和双层底旁纵桁的水平投影的受剪切面积, cm^2 ;

b —— 双壳宽度, m;

B —— 船宽, m。

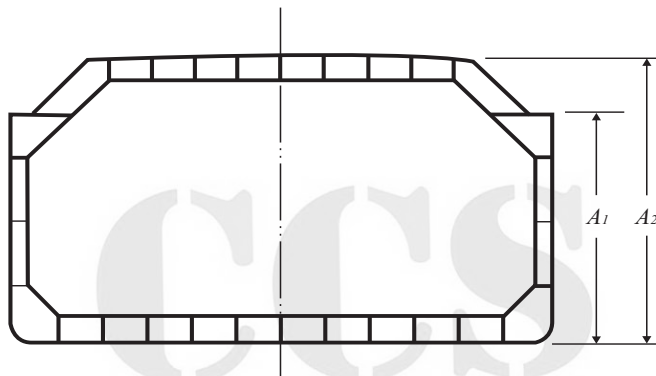


图3.3.2.3

(2) 剪切应力

(a) 舷侧外板上的剪切应力 τ 按下式计算:

$$\tau = \frac{|\overline{F_s} + F_w| S}{I \delta_1} \times 10^2 \quad \text{N/mm}^2$$

式中: F_s —— 许用静水切力, kN, 见本节3.3.2.3;

S —— 静矩, cm^3 , 如计算点在水平中和轴以上时, S 为通过计算点的水平线以上的所有纵向构件对水平中和轴的静矩, 如计算点在水平中和轴以下时, 则 S 为通过计算点的水平线以下的所有纵向构件对水平中和轴的静矩;

F_w 、 I 及 δ_2 —— 见本节3.3.2.3。

(b) 内壳板上的剪切应力 τ 按下式计算:

$$\tau = \frac{|\overline{F}_s + F_w|S}{I\delta_2} \times 10^2 \quad \text{N/mm}^2$$

式中: $\overline{F}_s$ 、 S ——同3.3.2.3;

F_w 、 I 及 δ_2 ——见本节3.3.2.3。

3.3.3 船体梁极限强度

3.3.3.1 适用于航行过程中、完整船体结构的船中0.4L区域内船体梁极限弯曲能力的评估。

3.3.3.2 船体梁垂向极限弯曲能力应满足以下衡准:

$$1.0M_{SW} + 1.35M_{WV} \leq \frac{M_U}{1.243}$$

式中: M_{SW} ——最大静水弯矩, kN·m。

M_{WV} ——船中部的垂向波浪弯矩, kN·m。

M_U ——船体梁垂向极限弯矩, kN·m。

第4节 外板

3.4.1 一般要求

3.4.1.1 薄膜型液化天然气运输船的船底板、平板龙骨、舷侧外板、舷顶列板等一般应为纵骨架式结构。

3.4.1.2 本节公式适用于船中部0.4L区域内纵骨架式船底板、平板龙骨、舳列板、舷侧外板和舷顶列板厚度的确定。

3.4.2 船底板

3.4.2.1 船中部0.4L区域内的船底板厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值:

$$t_1 = 0.052s(L_1 + 170)\sqrt{F_b} \quad \text{mm}$$

$$t_2 = 4.9s\sqrt{h_w + 0.85d} \quad \text{mm}$$

式中: s ——纵骨间距, m, 且应不小于纵骨标准间距;

d ——吃水, m;

L_1 ——计算船长, m, 取不大于190m;

F_b ——折减系数, 见CCS《钢规》第2篇第2章第2节;

$$h_w = 0.2B^{0.66} + \left(0.25 + \frac{0.82}{\sqrt{L}} \right) C$$

其中: B —— 船宽, m;

L —— 船长, m;

C —— 见CCS《钢规》第2篇第2章第2节。

3.4.2.2 在整个液货舱区域内, 平板龙骨的宽度 b 应不小于按下式计算所得之值:

$$b = 900 + 3.5L \quad \text{mm}$$

平板龙骨的厚度不小于相邻船底板的厚度。当平板龙骨的位置设置坞墩时, 其厚度 t 应不小于:

$$t = t_0 + 2.0 \quad \text{mm}$$

式中: t_0 —— 按本节3.4.2.1确定的船底板厚度, mm。

3.4.3 舦列板

3.4.3.1 船中部 $0.4L$ 区域内舦列板厚度应与船底板厚度相同。

3.4.3.2 当船底和舷侧为纵骨架式而舦部不设纵骨时, 该部位的骨架应符合本章第8节3.8.4.1的要求, 且舦列板厚度 t 还应满足:

$$t \geq \frac{rF_b}{165K} \quad \text{mm}$$

式中: r —— 舦部半径, mm;

K —— 材料系数, 见CCS《钢规》第2篇第1章第5节;

F_b —— 折减系数, 见CCS《钢规》第2篇第2章第2节。

3.4.4 舷侧外板

3.4.4.1 船中部 $0.4L$ 区域内舷侧外板厚度 t 应符合下述规定:

(1) 距基线 $\frac{3}{4}D$ 以上舷侧外板厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值:

$$t_1 = 0.058s(L_I + 110)\sqrt{F_d} \quad \text{mm}$$

$$t_2 = 7.2s\sqrt{h_w} \quad \text{mm}$$

式中: s —— 纵骨间距, m , 且应不小于纵骨标准间距;

L_1 —— 计算船长, 取不大于 $190m$;

F_d —— 折减系数, 见CCS《钢规》第2篇第2章第2节;

h_w —— 见本节3.4.2.1。

(2) 距基线 $\frac{1}{4}D$ 以下处舷侧外板厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值:

$$t_1 = 0.06s(L_1 + 110) \sqrt{F_b} \quad \text{mm}$$

$$t_2 = 5.2s \sqrt{h_w + 0.85d - 0.2D} \quad \text{mm}$$

式中: s —— 纵骨间距, m , 且应不小于纵骨标准间距;

d —— 吃水, m ;

F_b —— 折减系数, 见CCS《钢规》第2篇第2章第2节;

L_1 —— 计算船长, 取不大于 $190m$;

h_w —— 见本节3.4.2.1。

(3) 距基线 $\frac{1}{4}D$ 以上与距基线 $\frac{3}{4}D$ 以下区域的舷侧外板厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值:

$$t_1 = s [t_{11} + (t_{12} - t_{11})h] \quad \text{mm}$$

$$t_2 = s [t_{21} + (t_{22} - t_{21})h] \quad \text{mm}$$

式中: $t_{11} = \frac{t_1, z=0.25D}{s_{z=0.25D}}$

$$t_{12} = \frac{t_1, z=0.75D}{s_{z=0.75D}}$$

$$t_{21} = \frac{t_2, z=0.25D}{s_{z=0.25D}}$$

$$t_{22} = \frac{t_2, z=0.75D}{s_{z=0.75D}}$$

$$h = \frac{z - 0.25D}{0.5D}$$

其中: $s_{z=0.25D}$ —— $0.25D$ 处的纵骨间距, m ;

$s_{z=0.75D}$ —— $0.75D$ 处的纵骨间距, m ;

$t_1, z=0.25D$ —— $0.25D$ 处的 t_1 板厚, mm ;

$t_1, z=0.75D$ —— $0.75D$ 处的 t_1 板厚, mm ;

$t_2, z=0.25D$ —— $0.25D$ 处的 t_2 板厚, mm ;

$t_2, z=0.75D$ —— $0.75D$ 处的 t_2 板厚, mm ;

s —— 计算点处的纵骨间距, m ;

D —— 型深, m ;

z —— 计算点至基线的距离。

3.4.5 舷顶列板

3.4.5.1 舷顶列板宽度应不小于0.1D。

3.4.5.2 在船中部0.4L区域内，舷顶板厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值，且应不小于相邻舷侧外板的厚度和上甲板边板的厚度：

$$t_1 = 0.060s(L_1 + 110) \sqrt{F_d} \quad \text{mm}$$

$$t_2 = 0.9s \sqrt{L + 80} \quad \text{mm}$$

式中： s ——纵骨间距，m，应不小于纵骨标准间距；

L ——船长，m；

L_1 ——船长，取值不大于190m；

F_d ——折减系数，见CCS《钢规》第2篇第2章第2节。

3.4.5.3 舷顶列板与甲板边板的连接采用焊接时，舷顶列板上缘应平整，在船中部0.5L范围内应避免焊接其他装置；在此范围内或上层建筑间断处，如舷顶列板高出甲板，则在舷顶列板的甲板以上部分不应开流水孔。用圆弧舷板时，圆弧半径应不小于板厚的15倍。圆弧舷板厚度至少应等于上甲板板厚度。加工后应采取措施保证钢材应具有的性能。在船中部0.5L区域内的圆弧舷板上应尽量避免焊接甲板装置。

第5节 甲 板

3.5.1 一般要求

3.5.1.1 本节的公式适用于液货舱区域内凸形甲板板和上甲板板厚度的规范要求。

3.5.2 凸形甲板板

3.5.2.1 凸形甲板的平板厚度

(1) 船中部0.4L区域内凸形甲板的平板厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值：

$$t_1 = 0.060s(L_1 + 110) \sqrt{F_d} \quad \text{mm}$$

$$t_2 = 0.9s \sqrt{L + 80} \quad \text{mm}$$

式中： s ——纵骨间距，m；且应不小于纵骨标准间距；

L —— 船长, m;

L_1 —— 船长, 取值不大于190 m;

F_d —— 折减系数, 见CCS《钢规》第2篇第2章第2节。

(2) 船中部0.4L以外货舱区域内凸形甲板的平板厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值, 且由中部向货舱两端过渡:

$$t_1 = 0.060s(L_1 + 105) \sqrt{F_d} \quad \text{mm}$$

$$t_2 = 0.9s\sqrt{L + 80} \quad \text{mm}$$

式中: s —— 纵骨间距, m; 且应不小于纵骨标准间距;

L —— 船长, m;

L_1 —— 船长, m, 取值不大于190 m;

F_d —— 折减系数, 见CCS《钢规》第2篇第2章第2节。

3.5.2.2 凸形甲板的斜板厚度

(1) 船中部0.4L区域内凸形甲板的斜板厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值:

$$t_1 = 0.051s(L_1 + 110) \sqrt{F_d} \quad \text{mm}$$

$$t_2 = 0.9s\sqrt{L + 80} \quad \text{mm}$$

式中: s —— 纵骨间距, m; 且应不小于纵骨标准间距;

L —— 船长, m;

L_1 —— 船长, m, 取值不大于190 m;

F_d —— 折减系数, 见CCS《钢规》第2篇第2章第2节。

(2) 船中部0.4L区域内凸形甲板邻接平板的斜板厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值:

$$t_1 = 0.060s(L_1 + 110) \sqrt{F_d} \quad \text{mm}$$

$$t_2 = 0.9s\sqrt{L + 80} \quad \text{mm}$$

式中: s —— 纵骨间距, m; 且应不小于纵骨标准间距;

L —— 船长, m;

L_1 —— 船长, m, 取值不大于190 m;

F_d —— 折减系数, 见CCS《钢规》第2篇第2章第2节。

(3) 船中部 $0.4L$ 以外货舱区域内凸形甲板的斜板厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值, 且由中部向货舱两端过渡:

$$t_1 = 0.051s(L_1 + 110) \sqrt{F_d} \quad \text{mm}$$

$$t_2 = 0.9s\sqrt{L + 80} \quad \text{mm}$$

式中: s —— 纵骨间距, m; 且应不小于纵骨标准间距;

L —— 船长, m;

L_1 —— 船长, m, 取值不大于190 m;

F_d —— 折减系数, 见CCS《钢规》第2篇第2章第2节。

3.5.3 上甲板板

3.5.3.1 船中部 $0.4L$ 区域内上甲板厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值:

$$t_1 = 0.060s(L_1 + 110) \sqrt{F_d} \quad \text{mm}$$

$$t_2 = 0.9s\sqrt{L + 80} \quad \text{mm}$$

式中: s —— 纵骨间距, m; 且应不小于纵骨标准间距;

L —— 船长, m;

L_1 —— 船长, m, 取值不大于190 m;

F_d —— 折减系数, 见CCS《钢规》第2篇第2章第2节。

3.5.3.2 船中部 $0.4L$ 以外货舱区域内上甲板厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值, 且由中部向货舱两端过渡:

$$t_1 = 0.060s(L_1 + 105) \sqrt{F_d} \quad \text{mm}$$

$$t_2 = 0.9s\sqrt{L + 80} \quad \text{mm}$$

式中: s —— 纵骨间距, m; 且应不小于纵骨标准间距;

L —— 船长, m;

L_1 —— 船长, m, 取值不大于190 m;

F_d —— 折减系数, 见CCS《钢规》第2篇第2章第2节。

3.5.3.3 在船中部 $0.4L$ 区域内的上甲板边板宽度, 应不小于 $(6.8L+500)$ mm。其中 L 为船长, m, 但不必大于1800mm。上甲板边板在端部的宽度应不小于船中部宽度的65%。上甲板边板厚度应不小于上甲板厚度。

第6节 甲板结构

3.6.1 一般要求

3.6.1.1 本节公式适用于货舱区域内双层箱形凸形甲板结构布置方式和尺寸的确定。

3.6.2 结构布置

3.6.2.1 薄膜型液化天然气运输船的凸形甲板、内甲板、甲板横梁、甲板纵桁及其甲板纵骨构成纵骨架式的双层箱形凸形甲板结构。

3.6.2.2 双层箱形凸形甲板内与双层底肋板同一平面内应设置甲板横梁，与双壳内的横框架或横隔板和双层底的肋板构成横向强框架结构。

3.6.2.3 甲板纵桁的设置应尽量与双层底桁材的设置位于同一纵向垂直平面内，且应在内甲板上折角位置处设置甲板纵桁。

3.6.3 甲板纵桁

3.6.3.1 双层箱形凸形甲板内，在纵中剖面处应设置甲板中纵桁，在两侧还应设置甲板旁纵桁。在甲板中纵桁两侧至少各设包括折角线处甲板纵桁在内的2道甲板旁纵桁，桁材之间的间距一般不大于4m。甲板旁纵桁应尽可能均匀设置。

3.6.3.2 甲板中纵桁和甲板旁纵桁的腹板高度 h_1 应不小于按下式计算所得之值：

$$h_1 = 35B + 100 \text{ mm}, \text{ 且不小于 } 1000 \text{ mm}。$$

式中： B ——船宽，m。

3.6.3.3 甲板中纵桁的腹板最小厚度应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 0.006h_1 + 1.0 \text{ mm}, \text{ 但不必大于 } 16 \text{ mm}。$$

式中： h_1 ——同本节3.6.3.2规定。

3.6.3.4 甲板旁纵桁的腹板最小厚度应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 0.006h_1 + 0.5 \text{ mm}, \text{ 但不必大于 } 16 \text{ mm}。$$

式中： h_1 ——同本节3.6.3.2规定。

3.6.4 甲板横梁

3.6.4.1 甲板横梁腹板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值:

$$t = 0.006h_1 + 0.5 \text{ mm}, \text{ 但不必大于 } 16\text{mm}。$$

式中: h_1 —— 同3.6.3.2规定。

3.6.4.2 甲板横梁腹板在甲板纵桁处切断时应注意对中, 以确保其横向连续性。

3.6.4.3 甲板横梁腹板上的凸形甲板纵骨与内甲板纵骨之间应设置垂直扶强材。

3.6.5 凸形甲板纵骨

3.6.5.1 凸形甲板纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 30sl^2 \text{ cm}^3$$

式中: s —— 纵骨间距, m;

l —— 纵骨跨距, m, 但取值不小于2.5m。

3.6.5.2 凸形甲板纵骨连同它所附连的甲板一起, 在船中部0.4L区域以外, 可以逐渐向货舱区域端部过渡, 在货舱区域首、尾端处, 凸形甲板纵骨剖面模数应不小于按本节3.6.5.1计算所得之值的90%。

3.6.5.3 凸形甲板纵骨与水密横舱壁的连接应具有足够的刚性, 并应保证凸形甲板纵骨连续穿过甲板横梁腹板。凸形甲板纵骨应与甲板横梁腹板焊接, 当与甲板横梁加强筋相遇时, 应与加强筋焊接。

3.6.6 上甲板纵骨

3.6.6.1 上甲板纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 30sl^2 \text{ cm}^3$$

式中: s —— 纵骨间距, m;

l —— 纵骨跨距, m, 但取值不小于2.5m。

3.6.6.2 上甲板纵骨连同它所附连的甲板一起, 在船中部0.4L区域以外, 可以逐渐向端部过渡, 在离首、尾端0.075L处, 上甲板纵骨剖面模数应不小于按3.6.6.1计算所得之值的80%, 同时也应不小于CCS《钢规》第2篇第2章2.8.5.1所规定的端部甲板纵骨的要求。

3.6.6.3 上甲板纵骨与水密横隔板的连接应具有足够的刚性，并应保证上甲板纵骨连续穿过水密横隔板。

3.6.7 内甲板板

3.6.7.1 内甲板的平板厚度

(1) 船中部0.4L区域内内甲板的平板厚度 t 应不小于按下列各式计算所得之值：

$$\begin{aligned}t_1 &= 0.060s(L_1 + 110)\sqrt{F_d} & \text{mm} \\t_2 &= 0.9s\sqrt{L + 80} & \text{mm} \\t_3 &= 40s\sqrt{P_{eq}} + 1.0 & \text{mm}\end{aligned}$$

式中： s ——纵骨间距，m；且应不小于纵骨标准间距；

L ——船长，m；

L_1 ——船长，m，取值不大于190 m；

F_d ——折减系数，见CCS《钢规》第2篇第2章第2节；

P_{eq} ——液货舱内部压力，MPa，见《IGC规则》第4章4.3.2。

(2) 船中部0.4L以外液货舱区域内内甲板的平板厚度 t 应不小于按下列各式计算所得之值，且由中部向液货舱两端过渡：

$$\begin{aligned}t_1 &= 0.060s(L_1 + 105)\sqrt{F_d} & \text{mm} \\t_2 &= 0.9s\sqrt{L + 80} & \text{mm} \\t_3 &= 40s\sqrt{P_{eq}} + 1.0 & \text{mm}\end{aligned}$$

式中： s ——纵骨间距，m；且应不小于纵骨标准间距；

L ——船长，m；

L_1 ——船长，m，取值不大于190 m；

F_d ——折减系数，见CCS《钢规》第2篇第2章第2节；

P_{eq} ——液货舱内部压力，MPa，见《IGC规则》第4章4.3.2。

3.6.7.2 内甲板的斜板厚度：

(1) 船中部0.4L区域内内甲板的斜板厚度 t 应不小于按下列各式计算所得之值：

$$\begin{aligned} t_1 &= 0.060s(L_1 + 110)\sqrt{F_d} & \text{mm} \\ t_2 &= 0.9s\sqrt{L + 80} & \text{mm} \\ t_3 &= 40s\sqrt{P_{eq}} + 1.0 & \text{mm} \end{aligned}$$

式中: s —— 纵骨间距, m; 且应不小于纵骨标准间距;

L —— 船长, m;

L_1 —— 船长, m, 取值不大于190 m;

F_d —— 折减系数, 见CCS《钢规》第2篇第2章第2节;

P_{eq} —— 液货舱内部压力, MPa, 见《IGC规则》第4章4.3.2。

(2) 船中部0.4L区域内, 内甲板邻接平板的斜板厚度 t 应不小于按下列各式计算所得之值:

$$\begin{aligned} t_1 &= 0.050s(L_1 + 110)\sqrt{F_d} & \text{mm} \\ t_2 &= 0.9s\sqrt{L + 80} & \text{mm} \\ t_3 &= 40s\sqrt{P_{eq}} + 1.0 & \text{mm} \end{aligned}$$

式中: s —— 纵骨间距, m, 且应不小于纵骨标准间距;

L —— 船长, m;

L_1 —— 船长, m, 取值不大于190 m;

F_d —— 折减系数, 见CCS《钢规》第2篇第2章第2节;

P_{eq} —— 液货舱内部压力, MPa, 见《IGC规则》第4章4.3.2。

(3) 船中部0.4L以外液货舱区域内的内甲板斜板厚度 t 应不小于按下列各式计算所得之值, 且由中部向液货舱两端过渡:

$$\begin{aligned} t_1 &= 0.050s(L_1 + 105)\sqrt{F_d} & \text{mm} \\ t_2 &= 0.9s\sqrt{L + 80} & \text{mm} \\ t_3 &= 40s\sqrt{P_{eq}} + 1.0 & \text{mm} \end{aligned}$$

式中: s —— 纵骨间距, m, 且应不小于纵骨标准间距;

L —— 船长, m;

L_1 —— 船长, m, 取值不大于190 m;

F_d —— 折减系数, 见CCS《钢规》第2篇第2章第2节;

P_{eq} —— 液货舱内部压力, MPa, 见《IGC规则》第4章4.3.2。

3.6.8 内甲板纵骨

3.6.8.1 内甲板纵骨的剖面模数 W 应不小于按下列两式计算所得之值:

$$W_1 = 70sl^2 \quad \text{cm}^3$$

$$W_2 = 560sP_{eq}l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s —— 纵骨间距, m;

l —— 纵骨跨距, m, 但取值不小于2.5m;

P_{eq} —— 液货舱内部压力, MPa, 见《IGC规则》第4章4.3.2。

3.6.8.2 内甲板纵骨连同它所附连的甲板一起, 在船中部0.4L区域以外, 可以逐渐向货舱区域端部过渡, 在货舱区域首、尾端处, 内甲板纵骨剖面模数应不小于按本节3.6.8.1计算所得之值的90%。

3.6.8.3 内甲板纵骨与甲板横梁腹板的连接应具有足够的刚性, 并应保证内甲板纵骨连续穿过甲板横梁腹板。内甲板纵骨应与甲板横梁腹板焊接, 当与甲板横梁加强筋相遇时, 应与加强筋焊接。

第7节 双壳结构

3.7.1 一般要求

3.7.1.1 本节适用于液货舱区域双壳内骨架布置方式和尺寸要求。

3.7.1.2 双壳内的横隔板和平台应开人孔, 开孔要求见本章第10节的要求。

3.7.1.3 双壳内一般应为纵骨架式, 在舷侧板和内壳板上均应设置纵骨。双壳内与液货舱横舱壁平台同样高度处应设置纵向连续的平台。在底边舱顶部高度处和顶边舱底部高度处应设平台(如稳性有要求, 该平台也可不开人孔)。平台和液货舱横舱壁的平台和纵舱壁的水平桁材应形成水平强框架结构。

3.7.1.4 双壳内在液货舱横舱壁同一平面处应设置横框架或横隔板。

3.7.1.5 双壳内与双层底肋板同一平面内应设置横框架或横隔板, 并与液货舱甲板横梁和双层底肋板构成横向强框架结构。

3.7.2 舷侧纵骨

3.7.2.1 舷侧纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 7.2s(h + 1.2)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s —— 纵骨间距, m;

h —— 从计算纵骨量至舱顶的垂直距离, m, 但取值不小于0.25D;

l —— 纵骨跨距, m;

D —— 型深, m。

3.7.2.2 在离船底和上甲板0.1D范围内的舷侧纵骨应连续穿过水密横隔板。其他位置的舷侧纵骨在水密横隔板处切断时, 应用肘板与横隔板连接。肘板应有面板, 其臂长应较CCS《钢规》第2篇第1章1.2.6的要求增大20%。如面板采用折边, 则折边宽度还应不小于其厚度的8倍。

3.7.3 顶边舱斜板及其纵骨

3.7.3.1 顶边舱斜板的厚度应不小于按下列两式计算所得之值, 且不得小于相邻内甲板的厚度:

$$t_1 = 2.5s\sqrt{D + 100P} + 2.5 \quad \text{mm}$$

$$t_2 = 40s\sqrt{P_{eq}} + 1.0 \quad \text{mm}$$

式中: s —— 纵骨间距, m;

P —— 蒸气压力, MPa;

D —— 型深, m;

P_{eq} —— 液货舱内部压力, MPa, 见《IGC规则》第4章4.3.2。

3.7.3.2 顶边舱斜板纵骨的剖面模数应不小于按下列各式计算所得之值, 且应不小于相邻内壳板纵骨的剖面模数:

$$W_1 = 7.2s(h_1 + 1.2)l^2 \quad \text{cm}^3$$

$$W_2 = 4.2s(h_2 + 100P + 1.2)l^2 \quad \text{cm}^3$$

$$W_3 = 560sP_{eq}l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s —— 扶强材间距, m;

P —— 蒸气压力, MPa;

P_{eq} —— 液货舱内部压力, MPa, 见《IGC规则》第4章4.3.2;

h_1 —— 扶强材至型深处的垂直距离, m, 但不小于0.25D;

h_2 ——扶强材至纵中剖面处舱顶的垂直距离, m, 但不小于 $0.25D$;

l ——扶强材跨距, m。

3.7.3.3 在离船底和上甲板 $0.1D$ 范围内的顶边舱斜板纵骨应连续穿过水密横隔板。其他位置的顶边舱斜板纵骨在水密横隔板处切断时, 应用肘板与横隔板连接。肘板应有面板, 其臂长应较CCS《钢规》第2篇第1章1.2.6的要求增大20%。如面板采用折边, 则折边宽度还应不小于其厚度的8倍。

3.7.4 内壳板及其纵骨

3.7.4.1 内壳板的厚度应不小于按下列各式计算所得之值:

$$t_1 = 4.0s\sqrt{h_1} + 2.5 \quad \text{mm}$$

$$t_2 = 2.5s\sqrt{h_2 + 100P} + 2.5 \quad \text{mm}$$

$$t_3 = 40s\sqrt{P_{eq}} + 1.0 \quad \text{mm}$$

式中: s ——纵骨间距, m;

P ——蒸气压力, MPa;

P_{eq} ——液货舱内部压力, MPa, 见《IGC规则》第4章4.3.2;

h_1 ——板列下缘至型深处的垂直距离, m, 但不小于 $0.4D$;

h_2 ——板列下缘至纵中剖面处舱顶的垂直距离, m, 但不小于 $0.4D$;

D ——型深, m。

3.7.4.2 内壳板的纵骨间距与舷侧纵骨间距相同, 且剖面模数 W 应不小于按下列各式计算所得之值:

$$W_1 = 7.2s(h_1 + 1.2)l^2 \quad \text{cm}^3$$

$$W_2 = 4.2s(h_2 + 100P + 1.2)l^2 \quad \text{cm}^3$$

$$W_3 = 560sP_{eq}l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——扶强材间距, m;

P ——蒸气压力, MPa;

P_{eq} ——液货舱内部压力, MPa, 见《IGC规则》第4章4.3.2;

h_1 ——扶强材至型深处的垂直距离, m, 但不小于 $0.25D$;

h_2 ——扶强材至纵中剖面处舱顶的垂直距离, m, 但不小于 $0.25D$;

l ——扶强材跨距, m。

3.7.5 底边舱斜板及其纵骨

3.7.5.1 底边舱斜板的厚度应不小于按下列各式计算所得之值，且还应不小于相邻的内壳板要求的厚度：

$$\begin{aligned}t_1 &= \frac{s}{70} \times 10^3 && \text{mm} \\t_2 &= 4s\sqrt{h_1} + 2.5 && \text{mm} \\t_3 &= 2.5s\sqrt{h_2 + 100P} + 2.5 && \text{mm} \\t_4 &= 40s\sqrt{P_{eq}} + 1.0 && \text{mm}\end{aligned}$$

式中： s —— 斜板纵骨间距， m；

P —— 蒸气压力， MPa；

P_{eq} —— 液货舱内部压力， MPa， 见《IGC规则》第4章4.3.2；

h_1 —— 板列下缘至型深处的垂直距离， m， 但不小于 $0.4D$ ；

h_2 —— 板列下缘至纵中剖面处舱顶的垂直距离， m， 但不小于 $0.4D$ 。

3.7.5.2 斜板纵骨的剖面模数应不小于按下列各式计算所得之值，且应不小于相邻内壳板纵骨的剖面模数：

$$\begin{aligned}W_1 &= 8.4s(h_1 + 1.2)l^2 && \text{cm}^3 \\W_2 &= 4.5s(h_2 + 100P + 1.2)l^2 && \text{cm}^3 \\W_3 &= 560sP_{eq}l^2 && \text{cm}^3\end{aligned}$$

式中： s —— 斜板纵骨间距， m；

P —— 蒸气压力， MPa；

P_{eq} —— 液货舱内部压力， MPa， 见《IGC规则》第4章4.3.2；

h_1 —— 斜板纵骨至型深处的垂直距离， m；

h_2 —— 斜板纵骨至中纵剖面处舱顶的垂直距离， m；

l —— 扶强材跨距， m。

3.7.6 双壳平台

3.7.6.1 双壳内与液货舱横舱壁的平台同一高度设置的非水密平台的厚度 t 应满足本章第1节3.1.2.1的要求。

3.7.6.2 平台加强筋的尺寸应满足本章第10节3.10.3的要求。

3.7.6.3 水密平台板厚度和平台纵骨应满足CCS《钢规》第2篇第2章第13节的深舱要求。

3.7.7 双壳横隔板

3.7.7.1 双壳内的水密横隔板和扶强材应满足CCS《钢规》第2篇第2章第13节的深舱要求。

3.7.7.2 水密横隔板上舷侧纵骨与内壳板纵骨之间应设置加强筋，该加强筋应满足CCS《钢规》第2篇第2章第13节的深舱要求。

3.7.7.3 在双壳内与肋板同一肋位上应设置支持舷侧纵骨和内壳纵骨的非水密横隔板，非水密横隔板的厚度应满足本章第1节3.1.2.1的要求。舷侧纵骨和内壳纵骨应穿过该横隔板，在开口处应设置补板或其他等效措施将纵骨与横向结构相连接。横隔板上舷侧纵骨与内壳纵骨之间应设置加强筋，该加强筋的尺寸应满足本章第10节的要求。

第8节 双层底结构

3.8.1 一般要求

3.8.1.1 双层底应保持完整性，进入双层底的出入口应通至露天甲板。

3.8.1.2 肋板、旁桁材上应开人孔，开孔要求见本章第10节的要求。所有肋板、旁桁材、船底及内底纵骨上，均应有适当的流水孔和透气孔，并应考虑到泵的抽唧率，使自舱内各处到空气管和吸口的空气与水能自由流通。

3.8.1.3 除本节另有规定外，液货舱区域双层底结构的尺寸和布置应符合CCS《钢规》第2篇第2章第6节的要求。

3.8.2 船底桁材

3.8.2.1 双层底内在船纵中剖面处应设置中桁材或箱形中桁材，在两侧还应设置旁桁材。在中桁材两侧至少各设2道旁桁材，桁材之间的间距一般不大于4m。旁桁材应尽可能均匀设置。

3.8.2.2 底边舱斜板下应设置旁桁材。在平面横舱壁垂直纵隔板下的双层底内还应根据要求设置局部桁材，其厚度一般应不小于平面横舱壁垂直纵隔板最下列板的厚度，并应满足本节3.8.2.6条的规定。

3.8.2.3 中桁材的厚度应不小于按下式计算所得之值，同时也应满足CCS《钢规》第2篇第2章第13节深舱要求：

$$t = 0.008h_o + 1.0 \quad \text{mm}$$

式中： h_o ——中桁材计算高度，mm，应不小于：

$$h_o = 25B + 42d + 300 \quad \text{mm，且不小于650mm}$$

式中： B ——船宽，m；

d ——吃水，m。

3.8.2.4 箱形中桁材侧板的厚度应不小于按下式计算所得之值，同时也应满足CCS《钢规》第2篇第2章第13节深舱要求：

$$t = 0.008h_o \quad \text{mm}$$

式中： h_o ——同本节3.8.2.4规定。

3.8.2.5 旁桁材的厚度应不小于按下式计算所得之值，当旁桁材为水密时，同时也应满足CCS《钢规》第2篇第2章第13节深舱要求：

$$t = 0.007h_o + 1.0 \quad \text{mm，但不必大于14mm。}$$

式中： h_o ——同本节3.8.2.4规定。

3.8.2.6 中桁材、箱形中桁材和旁桁材上应设置水平加强筋，其剖面惯性矩应满足本章第10节的要求。实肋板之间中桁材两侧每隔一挡肋位应各设通达邻近纵骨的肘板，肘板厚度与实肋板相同。

3.8.2.7 箱形中桁材内部骨架应符合下列要求：

(1) 在箱形中桁材内每隔一挡肋位应设置横向船底骨材和内底骨材，其剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 22sdl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： s ——骨材间距，m；

d ——吃水，m；

l ——跨距，m；取箱形中桁材两侧板的间距。

(2) 横向船底骨材和内底骨材的两端应逐渐放大，并与箱形中桁材侧板连接，其放大后的高度应不小于骨材高度的1.5倍。同时，在侧板的外侧相应的位置上应设置与实肋板等厚的肘板，并与船底和内底纵骨连接。

(3) 箱形中桁材内也应设置间断的内底纵骨和船底纵骨。

3.8.3 船底肋板

3.8.3.1 横舱壁下的双层底内应设置实肋板，该实肋板厚度一般应不小于横舱壁下列板的厚度。

3.8.3.2 实肋板间距一般应不大于 $0.006L + 3.2\text{m}$ 或 4.2m （取小者），其中 L 为船长。

3.8.3.3 实肋板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值，当实肋板为水密时，同时也应满足CCS《钢规》第2篇第2章第13节深舱要求：

$$t = 0.007 + 1.0 \text{ mm}, \text{ 但不必大于 } 14 \text{ mm}.$$

式中： h_o ——同本节3.8.2.4规定。

3.8.3.4 肋板在桁材处切断时应注意对中，确保其横向连续性。

3.8.3.5 实肋板上船底纵骨与内底纵骨之间应设置垂直扶强材。

3.8.4 舳肘板

3.8.4.1 当船底和舷侧采用纵骨架式而舳部不设纵骨时，在实肋板间的舳部应设置适当数量与舳部上下端弯曲处纵骨相连接的中间舳肘板。舳肘板与实肋板或舳肘板之间距离 S 应不超过按下式计算所得之值：

$$S = 8 \times 10^6 \frac{t^2}{Dr} \sqrt{\frac{t}{r}} \quad \text{mm}$$

式中： t ——舳列板厚度，mm；

D ——型深，m；

r ——舳部半径，mm。舳肘板的厚度与实肋板厚度相同。

3.8.5 船底纵骨

3.8.5.1 船底纵骨的最大间距应不大于1m。

3.8.5.2 船底纵骨的剖面模数 W ，应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 11.5sdl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s —— 纵骨间距, m;
 d —— 吃水;
 l —— 纵骨跨距, m。

3.8.5.3 船底纵骨应连续穿过水密肋板。当纵骨穿过非水密肋板时, 纵骨应与肋板和该处肋板上的垂直加强筋焊接。

3.8.6 内底板及其纵骨

3.8.6.1 内底板的厚度 t 应不小于按下列各式计算所得之值:

$$t_1 = \frac{s}{70} \times 10^3 \quad \text{mm}$$

$$t_2 = 4s\sqrt{h_1} + 2.5 \quad \text{mm}$$

$$t_3 = 2.5s\sqrt{h_2 + 100P} + 2.5 \quad \text{mm}$$

$$t_4 = 40s\sqrt{P_{eq}} + 1.0 \quad \text{mm}$$

式中: s —— 内底纵骨间距, m;
 P —— 蒸气压, MPa;
 P_{eq} —— 液货舱内部压力, MPa, 见《IGC规则》第4章4.3.2;
 h_1 —— 板列计算点至型深处的垂直距离, m;
 h_2 —— 板列计算点至纵中剖面处舱顶的垂直距离, m。

3.8.6.2 内底纵骨应与对应的船底纵骨位于同一垂直剖面内。

3.8.6.3 内底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下列各式计算所得之值:

$$W_1 = 8.4s(h_1 + 1.2)l^2 \quad \text{cm}^3$$

$$W_2 = 4.5s(h_2 + 100P + 1.2)l^2 \quad \text{cm}^3$$

$$W_3 = 560sP_{eq}l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s —— 内底纵骨间距, m;
 P —— 蒸气压, MPa;
 P_{eq} —— 液货舱内部压力, MPa, 见《IGC规则》第4章4.3.2;
 h_1 —— 纵骨跨距中点至型深处的垂直距离, m;

h_2 ——纵骨跨距中点至纵中剖面处舱顶的垂直距离, m;

l ——纵骨跨距, m。

第9节 平面横舱壁结构

3.9.1 一般要求

3.9.1.1 薄膜型液化天然气运输船的液货舱之间设置双层平面横舱壁结构, 由舱壁间舱壁平台、垂直纵隔板和舱壁水平扶强材或垂直扶强材组成。垂直纵隔板和舱壁平台应开人孔, 开孔要求见本章第10节的要求。双层平面横舱壁间应设置成隔离空舱。

3.9.1.2 双层平面横舱壁下的双层底内应设置实肋板。双层平面横舱壁的垂直纵隔板应与双层底和双层箱形凸形甲板内的纵桁或局部桁材对齐。

3.9.1.3 双层平面横舱壁的舱壁平台应与双壳内的平台在同一平面内。双层平面横舱壁上的垂直扶强材应与内甲板纵骨和内底纵骨在同一纵向剖面上。双层平面横舱壁上的水平扶强材应与内壳纵骨、内甲板斜板纵骨、顶边舱斜板纵骨和底边舱斜板纵骨在同一水平剖面上。

3.9.2 舱壁板厚度

3.9.2.1 舱壁板厚度 t 应不小于按下列各式计算所得之值:

$$t_1 = 2.5s\sqrt{h_1 + 100P} + 2.5 \quad \text{mm}$$

$$t_2 = 4.0s\sqrt{h_2} + 2.5 \quad \text{mm}$$

$$t_3 = 40s\sqrt{P_{eq}} + 1.0 \quad \text{mm}$$

式中: s ——扶强材间距, m;

P ——蒸气压力, MPa;

P_{eq} ——液货舱内部压力, MPa, 见《IGC规则》第4章4.3.2;

h_1 ——板列下缘至纵中剖面处舱顶的垂直距离, m, 但不小于 $0.4D$;

h_2 ——板列下缘至型深处的垂直距离, m, 但不小于 $0.4D$ 。

3.9.2.2 舱壁板厚度 t 还应符合下列要求:

$$\text{舱壁上部3/4区域 } t \geq s/85 \quad \text{mm}$$

$$\text{舱壁下部1/4区域 } t \geq s/70 \quad \text{mm}$$

式中: s ——扶强材间距, mm。

3.9.3 舱壁平台和垂直纵隔板

3.9.3.1 舱壁平台的厚度 t 应满足本章第1节3.1.2.1的要求。舱壁平台加强筋的尺寸应满足本章第10节的要求。

3.9.3.2 垂直纵隔板的厚度 t 应满足本章第1节3.1.2.1的要求。垂直纵隔板加强筋的尺寸应满足本章第10节的要求。

3.9.4 垂直扶强材

3.9.4.1 垂直扶强材的剖面模数 W 应不小于按下列各式计算所得之值：

$$W_1 = 3.5s(h_1 + 100P + 1.2)l^2 \quad \text{cm}^3$$

$$W_2 = 7.2s(h_2 + 1.2)l^2 \quad \text{cm}^3$$

$$W_3 = 560sP_{eq}l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： s ——扶强材间距，m；

P ——蒸气压力，MPa；

P_{eq} ——液货舱内部压力，MPa，见《IGC规则》第4章4.3.2；

h_1 ——扶强材跨距中点至纵中剖面处舱顶的垂直距离，但取值不小于 $0.25D$ ，m；

h_2 ——扶强材跨距中点至型深处的垂直距离，但取值不小于 $0.25D$ ，m；

l ——扶强材跨距，m。

3.9.4.2 垂直扶强材两端应用肘板与内底及内甲板纵骨连接，肘板应符合CCS《钢规》第2篇第1章的相关规定。垂直扶强材穿过舱壁平台时应与舱壁平台板及其加强筋焊接。

3.9.5 水平扶强材

3.9.5.1 水平扶强材的剖面模数 W 应不小于按下列各式计算所得之值：

$$W_1 = 3.5s(h_1 + 100P + 1.2)l^2 \quad \text{cm}^3$$

$$W_2 = 7.2s(h_2 + 1.2)l^2 \quad \text{cm}^3$$

$$W_3 = 560sP_{eq}l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： s ——扶强材间距，m；

P ——蒸气压力，MPa；

P_{eq} ——液货舱内部压力，MPa，见《IGC规则》第4章4.3.2；

h_1 ——计算扶强材至纵中剖面处舱顶的垂直距离，m，但取值不小于 $0.25D$ ，m；
 h_2 ——计算扶强材至型深处的垂直距离，m，但取值不小于 $0.25D$ ，m；
 l ——扶强材跨距，m。

3.9.5.2 水平扶强材应用肘板应与内壳纵骨、内甲板斜板纵骨、顶边舱斜板纵骨和底边舱斜板纵骨连接，肘板应符合CCS《钢规》第2篇第1章的相关规定。水平扶强材穿过垂直纵隔板时应与垂直纵隔板及其加强筋焊接。

第10节 结构细节

3.10.1 一般规定

3.10.1.1 压载水线以下2m至满载水线以上2m之间的舷侧纵骨及内壳纵骨应尽可能采用对称剖面，对于纵舱壁上述范围内的纵骨，建议也采用对称剖面，以避免产生附加的扭转应力。如舷侧纵骨采用高强度钢，且横向主要构件腹板上的垂直加强筋或肘板直接与舷侧纵骨连接时，则上述范围内的加强筋或肘板的趾端应有良好的圆弧，见图3.10.1.1。但如满足的CCS疲劳评估要求，则其他的结构布置也将给予考虑。

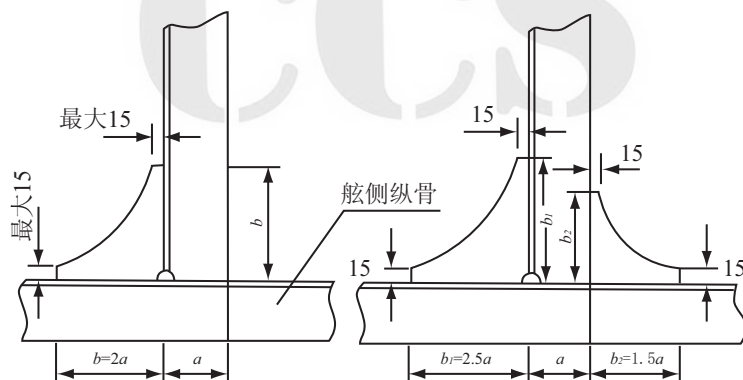


图3. 10. 1. 1

3.10.1.2 高强度钢的舷侧纵骨在液货舱区域穿过水密横隔板时，则在艉部上缘至 $0.8D$ 吃水线之间的舷侧纵骨，应用相同材料的圆弧形肘板安装在舱壁前后两侧，并确保舱壁前后的肘板对中。

3.10.1.3 无论何时在主要构件（外板、纵舱壁等）设置折角，应在折角处应设有足够的加强以传递横向载荷。这种加强形式为腹板、肘板或型材，并且应与传输载荷（剪力）的横向构件相连。对于纵向浅折角，可在折角上下的纵向构件之间，跨越折角装设间距紧密的短梁。由于不受到高的侧向载荷或通过折角的面内载荷作用，则短梁或其他加强形式则不必安装在浅折角区域，如甲板梁拱折角。

3.10.1.4 检验通道局部加强时，应考虑正确的位置和用于检验通道的船体结构上的附件强度。

3.10.1.5 在横向强框架剖面变化的开口处增加防倾肘板。并保持底边舱、顶边舱的折角线上斜板、垂向板和水平板的板厚中心线交汇在同一直线上。

3.10.1.6 底边舱、顶边舱折角线上的斜板、垂向板和水平板采用全焊透焊接。平面双横舱壁的下列板、双层底实肋板与内底板也采用全焊透焊接。

3.10.2 开口

3.10.2.1 开口应有良好圆角。人孔、减轻孔和其他类似开口应避免开在载荷集中处和高剪力区域。人孔和类似开口特别要避免开在高应力区域，除非板材应力和板格屈曲特征经计算认为满意。高应力区域的例子包括：

- (a) 狭窄隔离舱/离两端六分之一舱壁长度范围内双层舱壁的垂直或水平隔板；
- (b) 肋板或紧靠其跨距端部的双层底桁材；
- (c) 支柱的顶部以上及根部以下。

如果所开的开口大于3.10.2.2或3.10.2.3的规定，则对其布置和补偿将作特殊考虑。

3.10.2.2 对于不需加强单壳剖面中的人孔和减轻孔，应满足腹板开孔高度不超过腹板高度的25%且其边缘与面板的距离不小于腹板高度的40%，则一般不需加强。开口长度不得大于腹板高度或局部支撑构件间距的60%，取大者。开口边缘应与局部支撑构件切口各角有相等距离。

3.10.2.3 对于不需加强的双壳剖面中的人孔和减轻孔，应满足若开口高度不超过腹板高度的50%和其边缘远离供局部支撑构件通过的切口，则开在腹板且避开高应力区域的开口，不要求加强。

3.10.2.4 对于需要加强的人孔和减轻孔，可按图3.10.2.4的方法进行加强，即在计入纵向强度的构件上，其加强筋应沿开口自由边且平行于开口垂直和水平轴线装设。如果最短轴线短于400 mm，可在一个方向不设加强筋，而如果两条轴线长度均小于300 mm，则两个方向均可不设加强筋。边缘加强可用来取代加强筋。

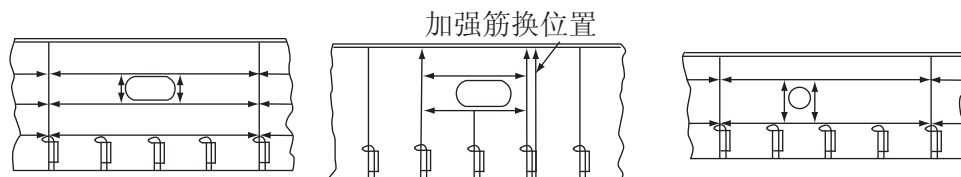


图3.10.2.4

3.10.3 加强筋或肘板

3.10.3.1 主要构件腹板加强筋的腹板高度应不小于75mm。当同时在面板的平行方向和垂直方向布置加强筋时，水平加强筋的尺寸应不小于垂直加强筋的尺寸。

3.10.3.2 垂直加强筋的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 0.175 \left(\frac{h}{s} \right) 2.4 s t^3 \quad \text{cm}^4$$

式中： h ——腹板高度，m；

s ——加强筋间距，m；

t ——腹板厚度，mm。

计算时，当 $h/s < 1$ 时，仍取1；当 $h/s > 3.3$ 时，仍取3.3。

3.10.3.3 水平加强筋剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

对各甲板、舷侧和船底纵桁：

$$I = 2.85 l^2 A \quad \text{cm}^4$$

对其他主要构件：

$$I = 2 l^2 A \quad \text{cm}^4$$

式中： l ——加强筋跨距，m；

A ——加强筋连同带板的横剖面积， cm^2 。

3.10.3.4 大肘板应设加强筋，使肘板无扶强的三角形边长不大于肘板厚的100倍。加强筋与面板平行，邻近面板的加强筋，距面板的距离不大于肘板板厚的30倍，其他加强筋间距可不大于肘板板厚的45倍。肘板的面板和加强筋应给予适当支持以防倾。肘板面板不与构件面板连续时，肘板面板的两端应削斜。

3.10.3.5 肘板加强筋的高度应不小于75mm，其剖面惯性矩 I 规定如下：

对甲板中桁材的肘板应不小于：

$$I = 3l^2A \quad \text{cm}^4$$

对其他主要构件的肘板应不小于：

$$I = 2l^2A \quad \text{cm}^4$$

式中： l —— 加强筋跨距， m；

A —— 加强筋及其带板的剖面积， cm^2 。

CCS

第4章 船体结构直接计算强度评估

第1节 一般规定

4.1.1 一般要求

4.1.1.1 本章适用于液货舱段区域船体结构直接分析与评估，其目的是针对液货舱区域船体结构的主要构件尺寸，包括对货物围护系统的支撑构件进行强度验证。船体构件的尺寸和布置应满足本指南第3章和其他章节，以及CCS《液化规范》和CCS《钢规》的有关要求。

4.1.1.2 晃荡载荷计算要求见本指南第5章。

4.1.1.3 液货区域和泵塔的温度场分析及热力学计算要求见本指南第6章。

4.1.1.4 直接计算所使用的程序应为工业界公认的软件。

4.1.2 送审文件

4.1.2.1 计算依据的图纸如下：

本指南第3章3.1.8.1中的(1)、(2)（上层建筑和甲板室结构除外）、(5)、(6)、(12)、(14)。

4.1.2.2 计算报告，应至少包括以下内容的详细说明：

- (1) 计算模型；
- (2) 设计载荷及其组合工况；
- (3) 结构模型范围、网格尺度、构件单元类型；
- (4) 边界条件；
- (5) 其他输入数据；
- (6) 各个工况下的计算结果：
 - ① 变形结果及图形；
 - ② 应力计算和板格屈曲校核结果及相应的结果云图；
 - ③ 衡准校核结果及汇总结果。

(7) 提交结构经修改后的评估结果（如有时）。

且应提交上述报告的电子文档。

4.1.3 定义

4.1.3.1 符号规定：

(1) 以下符号规定与CCS《钢规》第2篇第1章第1节的定义相同：

L —— 船长

B —— 船宽

D —— 型深

d —— 吃水

C_b —— 方形系数，但取值不小于0.6。

(2) 除非特别说明，下列符号在本章中的规定如下：

V —— 航速，kn；

g —— 重力加速度， $g=9.81\text{ m/s}^2$ ；

ρ_w —— 海水密度， 1.025 t/m^3 ；

ρ_{LNG} —— 液化天然气密度， 0.50 t/m^3 ；

ρ —— 液体密度，为适用时的 ρ_w 或 ρ_{LNG} ；

σ_e —— 板单元相当应力（即Von Mises应力）， N/mm^2 。该值基于单元形心处的膜应力；

σ_{rod} —— 杆单元的轴向应力或梁单元的正应力（不包括弯曲应力成分）， N/mm^2 ；

R_{eH} —— 材料屈服应力， N/mm^2 ；

K —— 材料系数，按CCS《钢规》第2篇第1章第5节规定；

E —— 材料弹性模量，对钢材， $E=2.06\times 10^5\text{ N/mm}^2$ 或 $E=2.06\times 10^{11}\text{ N/m}^2$ ；

ν —— 材料泊松比，对钢材， $\nu=0.3$ 。

4.1.3.2 坐标系统

本章中，除特殊说明外，采用的坐标系统取右手坐标系，即：

- x 方向为船体的纵向，以向船首方向为正；
- y 方向为船体的横向，以船纵中线向左舷为正；
- z 方向为船体的垂向，以基线向上为正。

第2节 载 荷

4.2.1 一般要求

4.2.1.1 在进行强度评估时，应考虑对船体梁弯矩、舱内外液体压力和其他局部作用压力、船舶运动惯性和货物围护系统绝热层自身重量等载荷作用。

4.2.1.2 如总纵弯矩、水动压力（外部）和惯性力以及附加压头（内部）采用直接计算方法得出，则应使用公认的计算原理和应用程序。

4.2.2 静载荷

4.2.2.1 船体梁静水弯矩 M_{sw} ——见CCS《钢规》第2篇2.2.2。其中，除另有规定外，装载模式按图4.2.4.1考虑。

4.2.3 波浪载荷

4.2.3.1 总纵垂向波浪弯矩

垂向波浪弯矩： $M_{w_sagging}$ （中垂）和 $M_{w_hogging}$ （中拱）

$$\begin{aligned} M_{w_sagging} &= k_w M_w (+) & \text{kN} \cdot \text{m} \\ M_{w_hogging} &= k_w M_w (-) & \text{kN} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

式中： k_w ——系数，一般取1.0。但对于局部细化模型，可要求取为1.1；
 $M_w(+)$ 、 $M_w(-)$ ——见CCS《钢规》第2篇2.2.3。

4.2.3.2 水平波浪弯矩

水平波浪弯矩 M_H ：

$$M_H = \pm 84 k_w C L^2 D (C_b + 0.7) \times 10^{-3} \quad \text{kN} \cdot \text{m} \quad (\text{左舷受拉为正})$$

式中： k_w ——见4.2.3.1（1）；
其余符号——见CCS《钢规》第2篇2.2.3。

4.2.3.3 舷外水压

(1) 舷外水压 p_{sea_side} ，由静水压头和水动压力两部分迭加组成，且按下式计算：

$$p_{sea_side} = p_{sea_static} + p_{sea_dynamic} \quad \text{N/mm}^2 \quad (\text{朝舱内方向作用为正})$$

若 p_{sea_side} 的计算值小于0时，取为0。

式中： p_{sea_static} ——静水压力， $p_{sea_static} = 10 h_s \text{ N/mm}^2$ ；
 $\quad \quad \quad = 0.01 h_s \text{ N/mm}^2$ ；

h_s ——静水压头，m，取计算工况下的吃水 d ；

$p_{sea_dynamic}$ ——水动压力， $p_{sea_dynamic} = 10 k_c h_{di} \text{ N/mm}^2$ ；
 $\quad \quad \quad = 0.01 k_c h_{di} \text{ N/mm}^2$ ；

k_c ——组合工况下的修正系数，见表4.2.4.1；

h_{di} ——横剖面上不同位置 i 处的水动压头， $h_{di} = 1.36 \lambda_i C_f C_w$ ，横剖面上的分布见图4.2.3.3(1)，

其中：

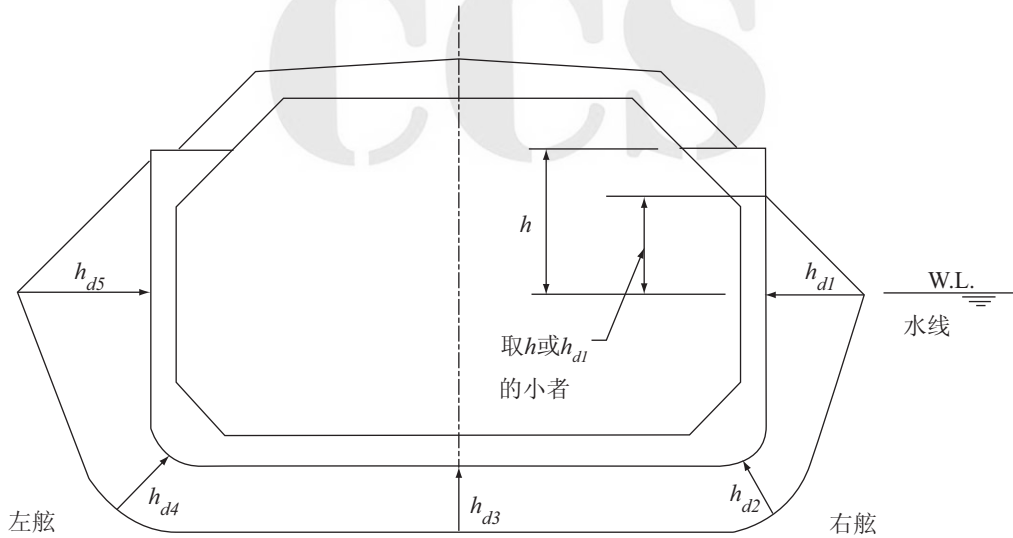
λ_i —— 横剖面上外壳*i*处的水动压头分布系数，按表4.2.3.3取用，其他各位置处可按线性插值取用；

C_f —— 水动压头沿船长的分布系数，取 $C_f = k_{f0}$ ；

k_{f0} —— 系数，按表4.2.4.1取用；

θ —— 浪向角，对于迎浪， $\theta = 0^\circ$ ；对于从右舷而来的横浪， $\theta = 90^\circ$ 。

水动压头分布系数 λ_i					表4.2.3.3
浪向角 θ°	$i = 1$ 右舷水线处	$i = 2$ 右舷舳部处	$i = 3$ 船底纵中线处	$i = 4$ 左舷舳部处	$i = 5$ 左舷水线处
0°（迎浪）	0.750	0.300	0.300	0.300	0.750
60°（斜浪）	0.875	0.350	0.127	-0.096	-0.333
90°（横浪）	1.000	0.400	0.100	-0.200	-0.500
任意角度	$1.00 - \frac{\cos \theta}{4}$	$\frac{2}{5} - \frac{\cos \theta}{10}$	$\frac{3}{10} - \frac{\sin \theta}{5}$	$\frac{2 - 4 \sin \theta + \cos \theta}{10}$	$\frac{3}{4} - \frac{5}{4} \sin \theta$



h —— 液舱的顶边舱顶甲板（凸形甲板下端部）至水线的距离，m。

注意：在右舷水线处，压头 h_{d1} 的取值应为 h 和上述 h_{d1} 公式计算值的小者。

图4. 2. 3. 3(1) 舷外水动压力分布

(2) p_{sea_side} 的分布，见图4.2.3.3（2）

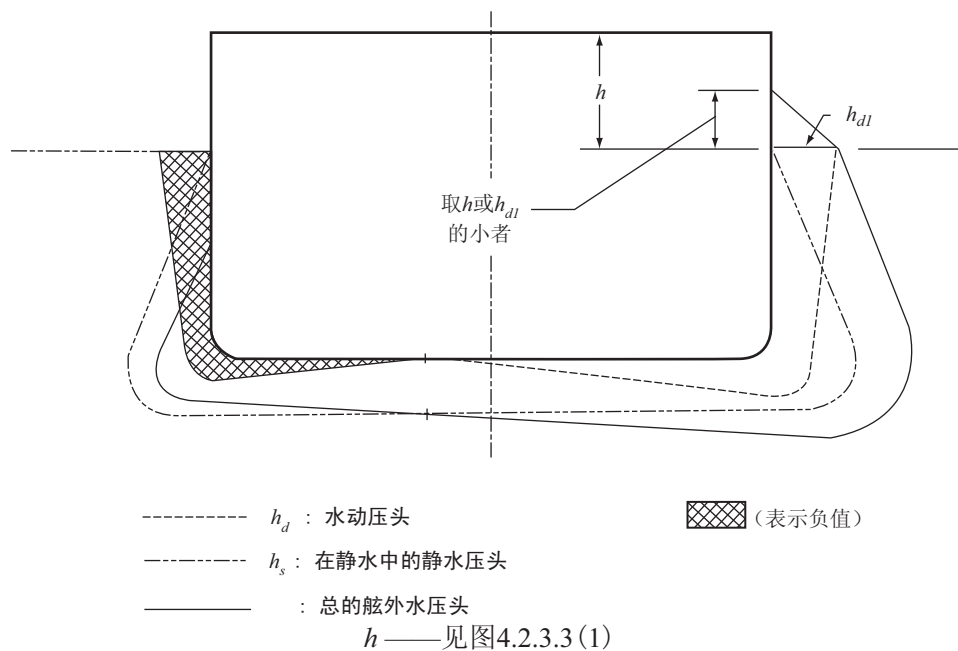


图4.2.3.3(2) 舷外水合成压力分布

4.2.3.4 液舱内部压力（不包括晃荡及冲击载荷）

(1) 船舶运动参数

在缺乏船舶耐波性分析或模型试验的有关数据情况下，可按以下规定计算船舶的运动参数：

① 纵摇（pitch）角：（首抬为正）

$$\psi = \frac{1030}{L} \left(\frac{V}{C_b} \right)^{0.25} (^\circ), \text{ 但取值不必大于 } 10^\circ$$

② 纵摇周期：

$$T_{pitch} = 3.5 \sqrt{C_b d_i} \quad \text{s}$$

式中： d_i ——相应工况（见表4.2.4.1）下的船中部吃水，m。

③ 横摇（roll）角：（右舷向下为正）

$$\varphi = \varphi_0 \lambda_T (^\circ), \text{ 但取值不必大于 } 30^\circ$$

式中： φ_0 ——基本横摇角，

$$\varphi_0 = (1.3 - 0.025V) \{ 35 - 5 \times 10^{-6} \times 10.05 \times [1.06 \left(\frac{d_i}{d} \right) - 0.06] LB d C_b \}$$

$$\lambda_T = \begin{cases} 0.8625 + 0.027T_{roll} & \text{当 } T_{roll} \leq 12.5 \\ 1.5375 - 0.027T_{roll} & \text{当 } 12.5 \leq T_{roll} \leq 12.5 \\ 1 & \text{当 } T_{roll} > 12.5 \end{cases} \quad \begin{matrix} s \\ s \\ s \end{matrix}$$

④ 横摇周期:

$$T_{roll} = \frac{2.0r_{roll_gyr}}{\sqrt{GM}} \quad s$$

式中: r_{roll_gyr} —— 横摇回转半径, m, 取值见表4.2.3.4 (1);

GM —— 初稳性高度, m, 取值见表4.2.3.4 (1);

d_i —— 见②。

初稳性高度 GM 和横摇回转半径 r_{roll_gyr} 取值 表4.2.3.4 (1)

装载及吃水	GM	r_{roll_gyr}
满载	0.12B	0.35B
0.75d	0.18B	0.38B

注: 晃荡工况下的上述参数另见本指南第5章。

⑤ 船舶运动加速度:

垂向加速度: $a_v = f_v k_v a_0 g \quad \text{m/s}^2$, 从上往下为正;

纵向加速度: $a_{longi} = f_l k_l a_0 g \quad \text{m/s}^2$, 从尾部指向首部为正;

横向加速度: $a_t = f_t k_t a_0 g \quad \text{m/s}^2$, 从左舷指向右舷为正;

式中: a_0 —— 公用加速度参数, $a_0 = (1.09 + 0.029V - 0.47C_b) \left(\frac{2.4}{\sqrt{L}} + \frac{34}{L} - \frac{600}{L^2} \right) (1 + 2.4 \frac{y}{B}) \sin \theta$

f_v —— 系数, $f_v = \cos \theta + \frac{(1 + 2.4 \frac{y}{B}) \sin \theta}{k_v}$;

k_v —— 系数, $k_v = \sqrt{1 + 0.65(5.3 - \frac{45}{L})^2 (\frac{x}{L} - 0.45)^2}$;

f_l —— 系数, $f_l = 0.35 - 5.0(L - 200) \times 10^{-4}$;

k_l —— 系数, $k_l = 0.5 + \frac{8z}{L}$;

f_t —— 系数, $f_t = 1.27 \sqrt{1 + 1.52(\frac{x}{L} - 0.45)^2}$;

k_t —— 系数, $k_t = 0.35 + \frac{z}{B}$;

x —— 从尾垂线量至计算站位的纵向距离, m;

y —— 从纵中剖面量至计算点的横向距离, m, 从左舷指向右舷为正;

z —— 从水线量至计算点的垂向距离, m, 向上为正;

上述计算点取各舱室的形心位置。

(2) 液舱内部压力

- ① 内部压力分布 p_i ，由液化气体的蒸气压力、液体压力和波浪诱导的水动惯性力及附加压力迭加组成。对于完全充装的液舱，按下式计算：

$$p_i = 0.001\rho g(z_{local_tank} + \Delta z_{local_tank} + h_{wave_induced}) + p_0 \quad \text{N/mm}^2$$

(从液舱几何形心朝液舱周界方向作用为正)

式中： p_0 ——蒸气压力，按下式计算：

$$p_0 = \begin{cases} p_{vp} - p_n & \text{对于液货舱，当计算值小于0时，取为0,} \\ 0 & \text{对于压载舱} \end{cases}$$

p_{vp} ——真空释放阀的最大调定值(MARVS)，MPa， $p_{vp} \leq 0.07$ MPa；

p_n ——标准设计蒸气压力值，取为0.025 MPa；

z_{local_tank} ——液舱周界压力作用点的局部垂向坐标，m，从液舱顶部量至液舱周界计算点，如图4.2.3.4 (2)；

Δz_{local_tank} ——取值如下：

- 对于舱室顶部延伸至上甲板或凸形甲板的液货舱或压载舱，取为0；
- 对于舱室顶部未延伸至上甲板的较低设置的液舱，取为相当于舱顶至溢流管顶距离的2/3。（暴露在空气中的高度最小值应取为干舷甲板以上760mm或上层建筑甲板以上450 mm。）

$h_{wave_induced}$ ——波浪诱导的舱内液货压头，m，其值由惯性力和附加压头组成，按下式计算：

$$h_{wave_induced} = k_c (z_{tan k_local} \frac{a_i}{g} + \Delta h_i)$$

k_c ——见4.2.3.3；

a_i ——计算点处的有效合成加速度，可由下式计算：

$$a_i = 0.71C_{dp} [w_v a_v + w_{longi} (\frac{l}{h}) a_{longi} + w_t (\frac{b}{h}) a_t] \quad \text{m/s}^2;$$

C_{dp} ——见表4.2.3.4 (2)；

a_v 、 a_{longi} 、 a_t ——见4.2.3.4 (1) ⑤；

w_v 、 w_{longi} 、 w_t ——重力作用系数，见表4.2.4.1；

l ——液舱长度，m；

b ——液舱宽度，m；

h ——液舱高度，m；

Δh_i ——由于纵摇和横摇运动产生的附加压头，m，按下述规定计算：

a) 对于首沉和右舷向下 ($\psi_e < 0, \phi_e > 0$) :

$$\Delta h_i = x_{\tan k_local} \sin(-\psi_e) + C_{ru} (y_{\tan k_local_e} \sin \phi_e \cos \psi_e + z_{\tan k_local_e} \cos \psi_e \cos \phi_e - z_{\tan k_local})$$

式中: $x_{\tan k_local}$ ——计算点在图 4.2.3.4 (2) 中所示局部坐标轴相关的长度坐标, m;

$y_{\tan k_local}$ ——图 4.2.3.4 (2) 中所示局部坐标轴相关的宽度坐标, m;

$z_{\tan k_local}$ ——计算点在图 4.2.3.4 (2) 中所示局部坐标轴相关的高度坐标, m;

$y_{\tan k_local_e}$ ——取为: $b - y_{\tan k_local}$

$z_{\tan k_local_e}$ ——取为: $z_{\tan k_local}$

b) 对于首抬和右舷向上 ($\psi_e < 0, \phi_e > 0$) :

$$\Delta h_i = (l - x_{\tan k_local}) \sin \psi_e + C_{ru} [y_{\tan k_local_e} \sin(-\phi_e) \cos \psi_e + z_{\tan k_local_e} \cos \psi_e \cos \phi_e - z_{\tan k_local}]$$

式中: $y_{\tan k_local_e}$ ——取为: $y_{\tan k_local} - \delta_b$

$z_{\tan k_local_e}$ ——取为: $z_{\tan k_local} - \delta_h$

δ_b 、 δ_h ——计算点在图 4.2.3.4 (2) 中所示局部坐标轴相关的坐标调整值, m;

C_{ru} ——见表 4.2.3.4 (2);

C_ψ 、 C_ϕ ——重力作用系数, 见表 4.2.4.1;

ψ_e ——取为: $0.71C_\psi \psi$;

θ_e ——取为: $0.71C_\theta \theta$

ψ 、 ϕ ——船舶运动的纵摇和横摇角, 见 4.3.3.4 (1)

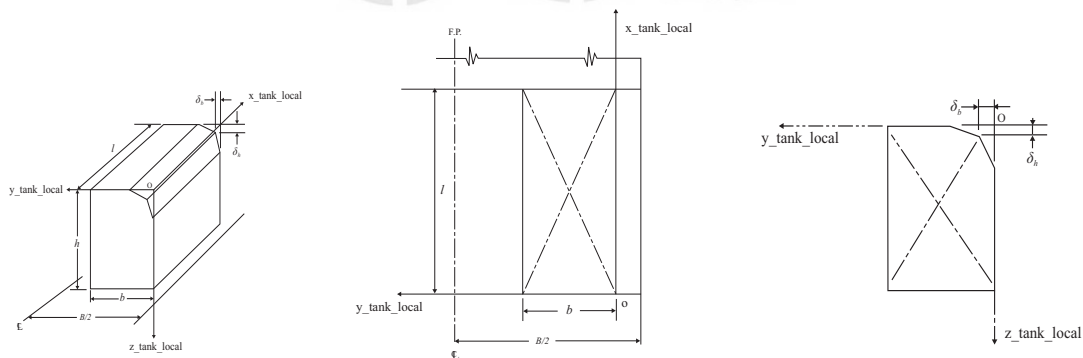


图4. 2. 3. 4 (2) 液舱局部坐标及几何标定

② 内部压力极值

对于设置在液舱周界上的构件, 其局部强度校核应基于内部压力极值。具体见载荷组合工况 (表4.2.4.1)。

③ 液舱晃荡运动水平 (水平一至水平三) 对应的晃荡载荷计算方法见本指南第5章。

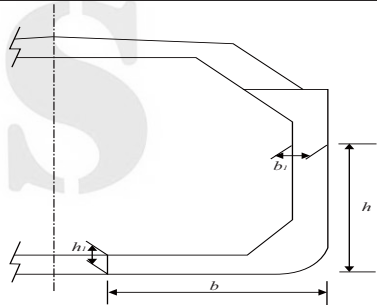
④ 同时作用的液舱内部压力

舱段分析中所采用的液舱内部压力应针对船体中段的液舱，按照上述①、②、③和④方法进行计算。

⑤ 液舱形状和相关系数的定义——见表4.2.3.4(2)

液舱形状和相关系数		表4.2.3.4(2)	
适用条件	液舱几何形状	C_{dp}	C_{ru}
$\frac{b}{b_1} \leq 3.0$ or $\frac{h}{h_1} \leq 3.0$	矩形液舱	1.0	1.0
$\frac{b}{b_1} \geq 5.0$ or $\frac{h}{h_1} \geq 5.0$	J形液舱	0.7	1.0
$3.0 < \min\left\{\frac{b}{b_1}, \frac{h}{h_1}\right\} < 5.0$	其他液舱	$1.0 - 0.15\left\{\min\left\{\frac{b_1}{b}, \frac{h}{h_1}\right\} - 3.0\right\}$	1.0

表中： b ——计算液舱的最大宽度，m；
 b_1 ——所计算液舱的顶边舱部分的最小宽度，m；
 h ——所计算液舱的最大高度，m；
 h_1 ——所计算液舱的双层底部分的最小高度，m；
 上述符号参见右图。



4.2.4 载荷工况组合

4.2.4.1 适用于本章直接计算强度评估的设计载荷工况由常规设计工况和特殊工况（见表4.2.4.1），以及晃荡工况（见本指南第5章）构成。若上述工况之中尚未包括可能发生的更为危险的工况，则应增加对该工况作用的分析。

4.2.4.2 按照载荷及强度准则的原则要求，应全面考虑船体在静载荷（S）和动+静载荷（S+D）的两大载荷分类作用下的受力响应。对于货物围护系统绝热层的自重也应考虑。此外，按照CCS《液化规范》的有关要求，将船舶“承受作用在液货舱上的碰撞力，此力相当于液货舱和货物的二分之一重量的向前冲力”作为特殊工况考虑，列入表4.2.4.1中。

4.2.4.3 对于船体梁的总纵垂向弯矩，按下述方式计入合成弯矩值：

$$M_V(+)=M_{sw}(+)+k_{cV}M_{w_sagging} \quad \text{中垂}$$

$$M_V(-)=M_{sw}(-)+k_{cV}M_{w_hogging} \quad \text{中拱}$$

式中: M_{sw} ——见4.2.2;

$M_{w_sagging}$ 、 $M_{w_hogging}$ ——见4.2.3;

k_{cV} ——施加在模型两端的船体梁垂向波浪弯矩系数, 见表4.2.4.1。

4.2.4.4 对于表4.2.4.1中的其他载荷, 在工况的载荷组合时, 其值应乘以相应的载荷系数。

4.2.4.5 表4.2.4.1图示的装载模式所考虑模型长度为完整的3个液货舱段。

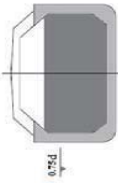
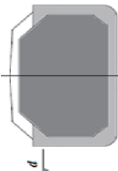
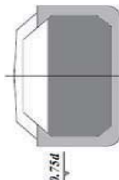
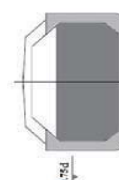
4.2.4.6 船体梁同一横剖面上各个位置处的合成的舷外压头分布, 见图4.2.3.3 (2)。

4.2.4.7 有限元模型端面弯矩修正可按照简单梁理论, 通过对模型端部的弯矩值进行调整, 使三舱段模型中的中间舱段中部产生的垂向及水平弯矩值等于目标值。



薄膜型液化气体运输船液货舱段有限元分析载荷工况表

表 4.2.4.1

工况 编号	装载模式	施加在 模型两端 的船体梁垂 向波浪弯 矩系数 $k_{\lambda,V}$	施加在 模型两端 的船体梁水 平波浪弯 矩系数 $k_{\lambda,H}$	舱外水压 系数			舱内水压系数					浪向及船舶运动					
				k_c	$k_{\theta 0}$	k_c	w_v	w_l	w_r	C_w ,纵 摇	C_{ϕ} ,横 摇	浪 向 角	垂 荡	纵 摇	横 摇		
常规设计工况（静载荷 + 动载荷）载荷组合（S + D）																	
LC1		中垂, 1.0	N/A	0.5	-1.0	0.4	0.75	前端 舱壁 0.25	后端舱 壁-0.25	N/A	-1.0	N/A	0	下 沉	首 沉	N/A	
LC2		中拱, 1.0	N/A	0.5	1.0	0.4	-0.75	前端 舱壁 -0.25	后端舱 壁 0.25	N/A	1.0	N/A	0	上 升	首 抬	N/A	
LC3		中垂, 0.7	N/A	0.5	-1.0	1.0	1.0	前端 舱壁 0.25	后端舱 壁-0.25	N/A	-1.0	N/A	0	下 沉	首 沉	N/A	
LC4		中拱, 0.7	N/A	1.0	1.0	0.5	-0.75	前端 舱壁 -0.25	后端舱 壁 0.25	N/A	1.0	N/A	0	上 升	首 抬	N/A	
LC5		中垂, 0.3	右舷受 拉, 0.3	0.5	-1.0	1.0	0.25	N/A	N/A	左舷 舱壁 -0.75	右舷舱 壁 0.75	N/A	90	下 沉	N/A	右舷 下沉	

LC6			中拱, 0.3	左舷受 拉, 0.3	1.0	1.0	0.5	-0.25	N/A	N/A	左舷 舱壁 0.75	右舷舱 壁-0.75	N/A	-1.0	90	上 升	N/A	右舷 上升
LC7			中垂, 0.4	右舷受 拉, 1.0	0.5	-1.0	1.0	0.4	前端 舱壁 0.20	后端舱 壁-0.20	左舷 舱壁 -0.4	右舷舱 壁 0.4	-0.7	0.7	60	下 沉	首 沉	右舷 下沉
LC8			中拱, 0.4	左舷受 拉, 1.0	1.0	1.0	0.5	-0.4	前端 舱壁 -0.20	后端舱 壁 0.20	左舷 舱壁 0.4	右舷舱 壁-0.4	0.7	-0.7	60	上 升	首 抬	右舷 上升
特殊工况 静载荷 (S)																		
LC9			仅考虑“液货舱和货物的二分之一重量的向前冲击力”作用在前端舱壁上。															

注:

— 装载 LNG;
 — 装载压载水;
 N/A — 不适用。

第3节 结构模型

4.3.1 一般要求

4.3.1.1 除屈曲评估外，本章中涉及的有限元模型构件尺寸（厚度、长度等）均取图纸标定值（即建造尺寸）计入。若采用净尺寸，则许用应力另作考虑。

4.3.2 结构模型化

4.3.2.1 模型的纵向范围应覆盖船中液货舱区域中的3个液货舱（No.2、No.3和No.4和/或No.3、No.4和No.5）长度，且当中舱段的长度应取为3个舱长的最大者，如图4.3.2.1所示；横向取整个船宽范围；垂向取整个型深范围；且不计舷侧在纵向上的型线变化。

实际建模时，建议将3舱段模型再稍加扩延，即从模型前、后的横舱壁端面各自再向外延伸至2个肋位的位置处。

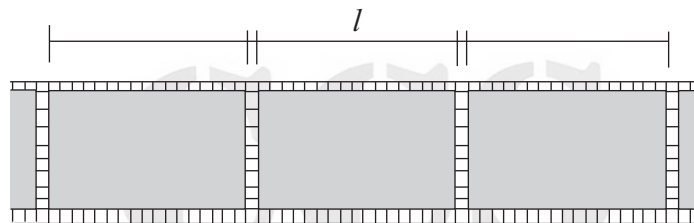


图4.3.2.1 液货舱段有限元建模范围

4.3.2.2 模型中应包括船体结构的所有纵向和横向主要构件，包括船底板、舷侧外板、甲板板（包括凸形甲板）、内甲板、内底板、内壳板、底边舱及顶边舱斜板、双层底纵桁、甲板纵桁、双壳边舱内平台板（连续和部分区段布置）和上述板列上连续布置的纵骨以及横向强框架、甲板横梁、双层底肋板、隔离空舱的横舱壁等横向主要支撑构件。此外，构件上所有的板材和骨材、包括腹板加强筋均应计入在模型之中。

4.3.2.3 所有的主要板材用板单元模拟。板材上的骨材用梁单元模拟，且其弯曲剖面特性应计入附连带板的影响（在程序中采用偏心设置）。

4.3.2.4 板单元网格的划分应尽可能表征骨材实际排列规律，正确地表示骨材之间的板格实际几何特征。划分原则如下：

- (1) 沿船体横向和垂向以该位置处的纵骨间距为1个单元。
- (2) 沿船体纵向以该位置处的肋位间距为1个单元，且单元长度应不大于2个纵骨间距；
- (3) 主要构件（包括横向强框架、双层底纵桁和肋板、舱壁的垂向、横向桁材等）腹板：每两相邻腹板加强筋之间为1个单元，且沿这些构件的腹板高度方向上至少划分为3个单元。

4.3.2.5 一般地，对于双壳间强框架腹板、甲板横梁，以及双层底肋板上的较小开孔可以用删除对应位置的单元来表征。对于强框架（腹板）在顶边舱、底边舱、甲板横梁等处的大开口，其边缘和周围的网格设置和划分应较为细致，以尽可能地描述开孔边缘的曲率变化程度。

4.3.2.6 一般情况下，板单元采用四边形的单元类型模拟而尽量减少对三角形板单元的使用。四边形单元的长宽比通常应控制在3以内。在可能产生高应力或高应力梯度的区域内，板单元的长宽比应尽可能接近1，并应避免使用三角形单元。

4.3.3 边界条件

4.3.3.1 舱段有限元模型端部施加的边界条件如下，且见表4.3.3.1：

(1) 模型后端面处保持平端面假设，在该剖面中和轴处建立一个独立点，端面上其他节点与独立点相关，在独立点上施加弯矩；

(2) 模型前端面处保持平端面假设，在该剖面中和轴处建立一个独立点，端面上其他节点与独立点相关，在独立点上施加弯矩。

模型端部的边界约束 表4.3.3.1

位置	平移			转动		
	δ_x	δ_y	δ_z	θ_x	θ_y	θ_z
后端面						
后端（所有纵向单元）	相关	—	—	—	相关	相关
后端独立点，见图4.3.3.3	约束	—	—	—	M_{v-end}	M_{h-end}
所有甲板，内底板和外板	—	弹簧	—	—	—	—
舷侧，内壳	—	—	弹簧	—	—	—
前端面						
前端（所有纵向单元）	相关	—	—	—	相关	相关
前端独立点，见图4.3.3.3	—	—	—	—	M_{v-end}	M_{h-end}
所有甲板，内底板和外板	—	弹簧	—	—	—	—
舷侧，内壳	—	—	弹簧	—	—	—
其中： — —— 不施加约束（自由）； 相关 —— 所有纵向单元节点与中心线中和轴处的独立点刚性连接； M_{h-end} —— 施加在模型端部的总体垂向弯矩； M_{v-end} —— 施加在模型端部的总体水平弯矩； δ_x —— 沿船纵向轴的线位移约束； δ_y —— 沿船横向轴的线位移约束； δ_z —— 沿船垂向轴的线位移约束； θ_x —— 绕船纵向轴的角位移约束； θ_y —— 绕船横向轴的角位移约束； θ_z —— 绕船垂向轴的角位移约束。						

4.3.3.2 在模型的前后两个端面上，除施加端部弯矩和自由度的约束关系外，还应在垂直和水平方向上设置若干个弹簧单元，以较为精确地表征与舱段模型邻接的前后船体结构对舱段模型两端提供的刚度支持情况。总体坐标系y自由度上有刚度的弹簧单元（即单元一端的所有6个自由度约束）应沿内、外甲板、内底板和外底板节点上施加，总体坐标系z自由度上有刚度的弹簧单元应沿舷侧板、内壳板的垂直部分处节点上施加，如图4.3.3.2所示。

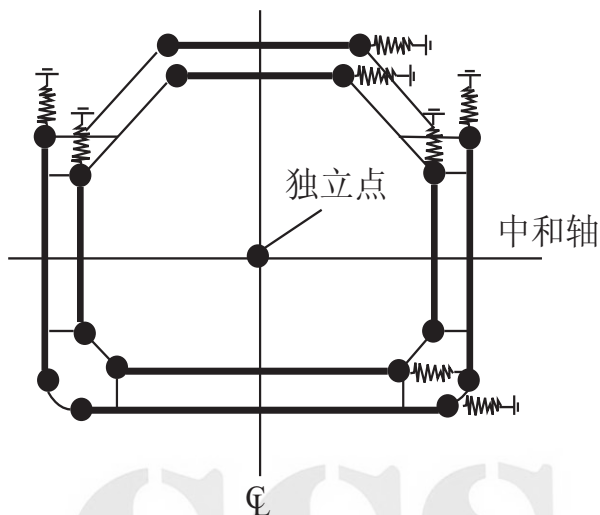


图4.3.3.2 有限元建模边界条件示意图

4.3.3.3 施加于舱段模型两端每个构件的独立弹簧单元的刚度 c ，由下式求得：

$$c = \left(\frac{E}{1 + \nu} \right) \frac{A_s}{l_{tk} n} = 0.77 \frac{AE}{l_{tk} n} \quad \text{N/mm}$$

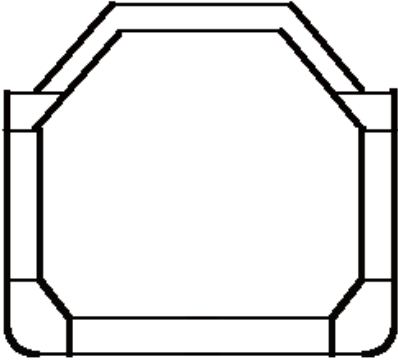
式中： A_s ——单一构件的剪切面积， mm^2 ，即甲板、凸形甲板、内底板、外底板、舷侧板、内壳纵舱壁等，详见表4.3.3.3（1）和（2）；

l_{tk} ——舱段有限元模型中部舱的横舱壁之间的长度， mm ；

n ——构件上施加弹簧单元的节点数目。

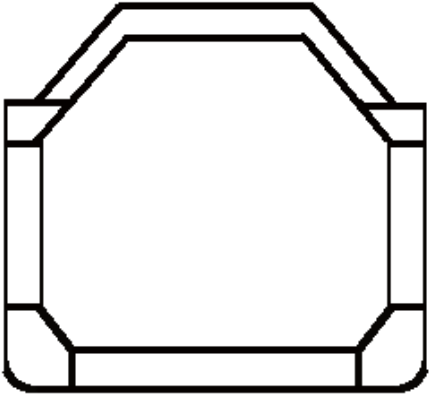
计算弹簧刚度时应考虑的剪切面积

表4.3.3.3(1)

垂 向 弹 簧	
	舷侧板: 舷侧板板材面积, 包括艀部
	内壳纵壁板: 内壳板材面积, 包括底边艀斜板和其下部的双层底旁纵桁
	凸形甲板: 凸形甲板板和内甲板板的倾斜板材部分面积
	注: 斜板按其垂直方向的投影面积计入。

计算弹簧刚度时应考虑的剪切面积

表4.3.3.3(2)

水 平 弹 簧	
	凸形甲板: 凸形甲板板和内甲板板的倾斜板材部分面积, 包括与其相连的水平桁材和上甲板
	内底板: 内底板板材面积, 包括底边艀斜板和相连水平桁材
	外底板: 外底板板材面积, 包括艀部
	注: 斜板按其水平方向的投影面积计入。

第4节 结 果 评 估

4.4.1 一般要求

4.4.1.1 评估区域基于3个艀段中的中部艀段, 包括从中部艀段的前艀壁的前端和后艀壁的后端各自向另一相邻艀段延伸1~2个肋位, 见图4.4.1.1。

4.4.1.2 应对评估区域的所有纵向构件、主要支撑构件和横艀壁构件的应力水平和板格的屈曲能力进行验证。尤其对于横艀壁处承受船体梁剪切载荷的舷侧板、底边艀与内壳相交处、双舷侧之中的各层平台, 以及双层底纵桁和肋板的尺寸和强度的评估予以重点关注。

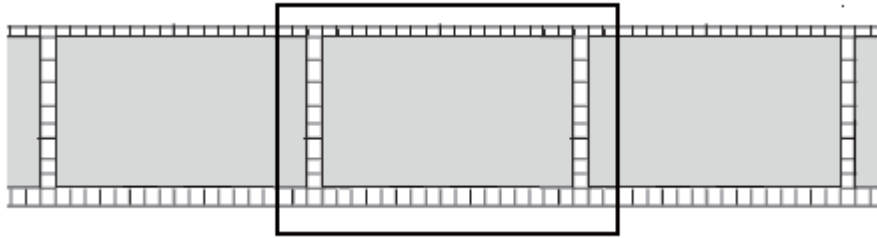


图4.4.1.1 强度评估区域

4.4.1.3 一般情况下，同一构件的强度判定准则在静载荷工况和静载荷与动载荷组合工况下有所不同。另外，在考虑货物围护系统的绝热层不致受到过大的应力应变作用下，对于某些构件还附加了特殊的许用应力限制条件。对于“液货舱和货物的二分之一重量的向前冲击力”的工况，本节给出了不同于前述的校核规定。在强度评估中，应对上述要点加以注意。

4.4.2 屈服评估

4.4.2.1 结构构件在任一校核工况下的屈服评估衡准见表4.4.2.1。

屈服强度评估衡准

表4.4.2.1

构件	屈服利用因子和许用应力限制
船体梁纵向板材构件及舱壁板	
舷侧板、舳部板、外底板、凸形甲板、上甲板、隔离空舱舱壁板、顶边舱舱壁板、底边舱舱壁板、甲板纵桁、双层底纵桁、舷边双壳间平台等	$\lambda_y^{S+D} \leq 0.90$ ，对于双层底纵桁，其值可适当增大至1.0。 $\lambda_y^S \leq 0.75$ $S+D$ ——静+动载荷工况； S ——静载荷工况
与次屏壁直接接触的内壳结构的内甲板板、内壳纵壁板、内底板、顶边舱斜板、底边舱斜板	任一工况下，需同时满足以下条件： 1) 单元的纵向应力不得大于185 N/mm ² ， 2) 对于内底板、底边舱斜板、内甲板板： $\lambda_y \leq 0.90$ 3) 对于内壳纵壁板、顶边舱斜板： $\lambda_y \leq 0.75$
凸形（顶）甲板板	任一工况下，需同时满足以下条件： 1) 单元的纵向应力不得大于 $0.85 \times 235/k$ N/mm ² ， 2) $\lambda_y \leq 0.90$
主要支撑构件板材	
主要横向支撑结构，如横向强框架、凸形甲板间横梁、隔离空舱的舱壁之间的垂直与水平桁材、双层底肋板，以及船体外壳和内壳之间的加强隔板、肘板等。	$\lambda_y \leq 0.75$

注：(1) 屈服利用因子：

$$\lambda_y = \frac{\sigma_e}{R_{eH}} \quad , \text{ 对板单元;} \\ = \frac{\sigma_{rod}}{R_{eH}} \quad , \text{ 对杆单元或梁单元;}$$

- (2) 对于应力集中处， R_{eH} 应取不大于 315 N/mm^2 （应力集中处是指：开孔角隅处、折角连接处、大型构件交汇连接处，以及主要支撑构件和骨材的趾部和根部）；
- (3) 对于承受水平三晃荡冲击载荷作用的构件，许用应力可取为该材料的屈服强度。

4.4.2.2 屈服变形控制为整个舱段的最大相对变形值不超过 $l/1000$ （ l 为舱长，m）。

4.4.3 屈曲评估

4.4.3.1 结构板材及桁材腹板的板格在任一校核工况下的屈曲评估衡准见表4.4.3.1。除此之外，对于与货物围护系统的绝热层（次屏壁系统）直接接触的板材，如内底板、舷侧内壳板、边舱斜板、内甲板和横舱壁板，应确保板格的变形在弹性屈曲范围内，以确保货物围护系统绝热层的功能不致受到损害。

4.4.3.2 屈曲评估基于基本板格（Elementary Plate Panel），即除周界以外，域中无任何骨材和加强构件的那一部分板材（ $a \times b$ ）。在板格的屈曲计算中，仅考虑矩形板格，见图4.4.3.2。

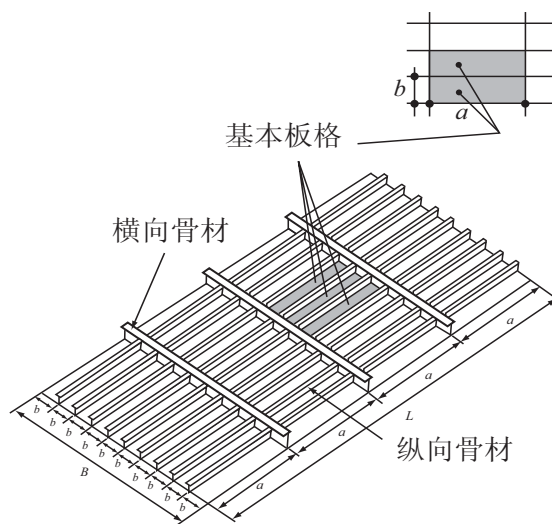


图4.4.3.2 屈曲评估中的基本板格

4.4.3.3 本章板格屈曲计算方法及衡准基于弹性屈曲范围。若采用其他理论、程序计算方法和评判准则，应经CCS同意。

屈曲评估衡准
 表4.4.3.1

构件	屈曲利用因子
双层船壳板及舱壁板	
作为承受侧向载荷的加筋板格板材和采用板单元或杆单元建模的主要支撑构件面板。包括凸形顶甲板板、内甲板板、上甲板、舷侧板、内壳板、内底板、顶边舱斜板、底边舱斜板、舭部板、外底板、隔离空舱舱壁板等。	$\eta \leq 1.00$
主要支撑构件板材	
主要支撑结构，如横向强框架、双层甲板间横梁和甲板纵桁、双舷侧之间的各层平台、隔离空舱的舱壁之间的垂直与水平桁材、双层底纵桁和肋板，以及船体外壳和内壳之间的加强隔板、肘板等。	$\eta \leq 0.90$

其中：屈曲利用因子：

$$\eta = 1/\lambda$$

λ —— 所表征的物理意义为“相关临界屈曲应力”与实际计算的“相关压应力”的比值，按CCS《油船结构强度直接计算指南》计算。

4.4.3.4 板格的屈曲能力应基于“净厚度”。在计算临界屈曲应力时，板厚应取建造厚度减去按表4.4.3.4的“标准厚度扣除值”所得的“净厚度”。

屈曲强度计算的标准厚度扣除值
 表 4.4.3.4

位 置	标准厚度扣除值 t_c (mm)
有水密部分要求，且水平布置的主要支撑构件的板材，如上甲板（水密部分）、双层底压载舱中的肋板和纵桁、双壳舷侧中的平台（水密部分）、两个横舱壁作为压载舱中的水平桁等。	1.5
其余部分	1.0

- 4.4.3.5 单向、双向压缩应力、剪应力等的各向组合及其相关性应包括在屈曲计算中。
- 4.4.3.6 有关板格屈曲计算方法可参见CCS《油船结构强度直接计算指南》。
- 4.4.3.7 对于计入晃荡载荷作用的工况，可不考虑校核屈曲强度。

4.4.4 细化模型及评估

4.4.4.1 为了较为准确细致地观察局部结构应力集中处的应力水平及分布情况，应进一步对以下关键部位，见图4.4.4.1(1)、(2)，以及横舱壁处纵向垂直桁和双层底纵桁以及甲板纵桁相交处等作细化模型分析和强度评估工作。需进行细化分析节点所在的典型横向强框架应至少包括舱段当中和前后舱壁的位置处。其他纵向位置处的选择可视舱段有限元计算结果（最大Von Mises应力处）而定。细化网格区域应能表征局部高应力区域。

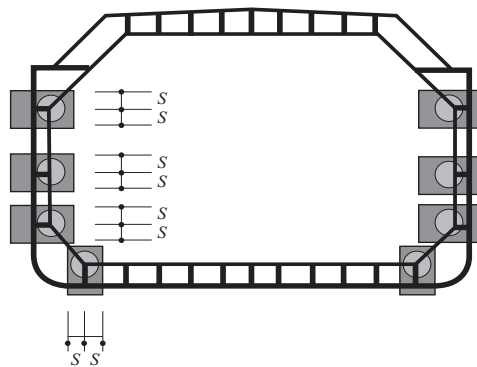


图4.4.4.1(1) 典型横向强框架中的细化区域

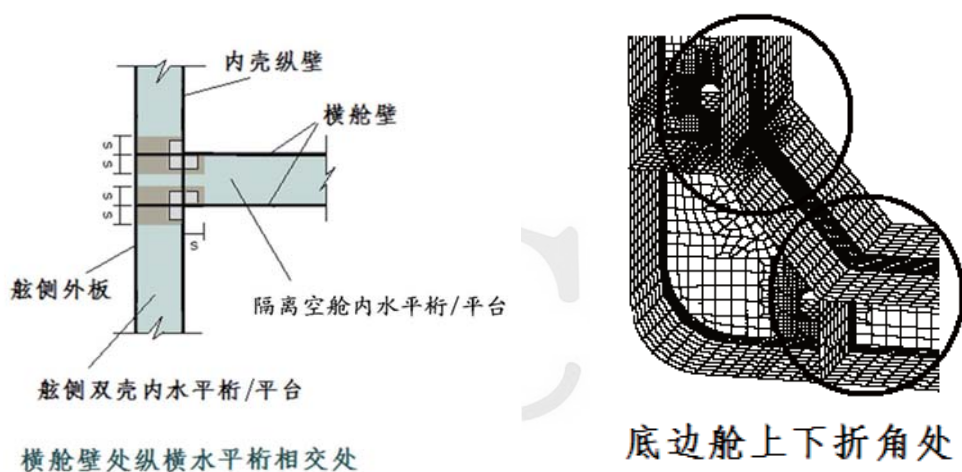


图4.4.4.1(2) 一些细化区域

4.4.4.2 细化网格分析可采用包括细化网格区域的单独局部有限元模型，其边界条件从舱段有限元模型得到，也可采用把细化网格模型嵌入舱段有限元模型中进行分析。

4.4.4.3 局部有限元模型的范围应使关注区域（即考察的应力集中处）的应力不会受到边界条件和施加载荷的显著影响。细化网格模型的边界应与舱段有限元模型中的主要支撑构件（比如桁材和肋板）相一致。

4.4.4.4 细化网格区域的网格尺寸应不大于 $50\text{mm} \times 50\text{mm}$ 。一般情况下，细化网格区域的范围在校核区域的所有方向上应不少于10个单元。

4.4.4.5 细化网格区域内的所有板材应以壳单元表示。网格密度的过渡应保持平稳。细化网格区域内单元的长宽比应尽可能保持接近1，应避免网格密度的变化和三角形单元的使用。任何情况下，单元的长宽比应不超过3。避免使用角度小于 60° 或大于 120° 的畸变单元。细化网格区域内的加强筋应使用板单元模拟。细化网格区外的加强筋可使用梁单元模拟。

4.4.4.6 对于横向强框架，如采用有限元子模型，则模型范围应至少有“1+1”个强框架间距，即被校核横向强框架向前后各延伸一个强框架间距，被校核强框架前后端的强框架可不必建模。除此之外，该模型应包括船舶的整个型深和型宽。

4.4.4.7 对于横舱壁水平桁，由于横舱壁、水平桁、强框架、甲板和底部的结构的相互作用影响，建议有限元子模型应包括整个剖面。沿纵向，模型端部应至少向被校核区域的前后各延伸一个强框架间距，且应包括船舶的整个型深和型宽。

4.4.4.8 细化网格详细应力分析应按照本章规定的设计工况进行。

4.4.4.9 细化网格详细应力分析中，如使用独立局部有限元模型，则从舱段有限元模型计算得到的节点位移应作为给定位移施加到局部模型的对应边界节点上。或者，也可采用从舱段模型计算得到的等效节点力施加到边界点的方法。

4.4.4.10 如局部模型边界上有节点与整体模型节点不重合，可在这些节点上使用多点约束施加给定位移。使用线性多点约束方程式连接两相邻重合节点即可。

4.4.4.11 所有局部载荷，如果位于独立局部有限元模型所代表的整体模型范围内时，应施加到局部有限元模型上。

4.4.4.12 细化网格分析的应力衡准校核及具体方法见表4.4.4.12及其说明。

细化网格分析的最大许用膜应力 表4.4.4.12

单元应力	屈服利用因子
非邻近焊缝的单元	$\lambda_y \leq 1.7$ （载荷组合 $S+D$ ） $\lambda_y \leq 1.36$ （载荷组合 S ）
邻近焊缝的单元	$\lambda_y \leq 1.5$ （载荷组合 $S+D$ ） $\lambda_y \leq 1.2$ （载荷组合 S ）

其中：(1) λ_y —— 屈服利用因子

$$= \frac{K\sigma_e}{235}, \text{ 板单元}$$

$$= \frac{K\sigma_{rod}}{235}, \text{ 杆单元或梁单元}$$

在载荷组合 $S+D$ 时， K 值应取不小于0.78；

(2) Von Mises平均应力应基于单元面积进行加权计算：

$$\sigma_{e-av} = \frac{\sum_1^n A_i \sigma_{e-i}}{\sum_1^n A_i}$$

式中： σ_{e-av} —— Von Mises平均应力；

σ_{e-i} —— 考虑区域的第*i*个板单元的Von Mises应力；

A_i —— 考虑区域内的第*i*个板单元的面积；

n —— 考虑区域内的单元的个数。

- (3) 舱段有限元模型中，如果位于应进行细化网格校核区域的单元的Von Mises应力超出表4.4.3.1规定的许用值，则由细化网格分析得到的，面积相当于舱段有限元模型网格大小的细化网格Von Mises应力计算结果的平均值应不超过表4.4.4.12规定的许用值；
- (4) 最大许用应力基于4.4.4.4规定的50mm×50mm的网格尺寸。如使用更小的网格尺寸，可使用与上述网格尺寸相当面积上的单元平均Von Mises应力与许用应力作比较。计算平均应力时，仅当单元的所有边界都在上述网格尺寸区域内才计入；
- (5) 平均应力的计算基于单元形心处应力，不使用内插法和/或外推法得到应力值；
- (6) 对结构不连续处和竖板结构处不得采用应力平均方法进行评估。

CCS

第5章 晃荡载荷作用下的船体及泵塔结构强度评估

第1节 一般规定

5.1.1 一般要求

5.1.1.1 本章规定了晃荡载荷的计算方法，以及货舱区域船体构件和泵塔结构在晃荡载荷作用下的评估方法和要求。

5.1.1.2 晃荡载荷的计算方法应满足本章第2节要求。

5.1.1.3 货舱区域船体构件在晃荡载荷下的规范尺度计算应满足本章第3节要求。

5.1.1.4 货舱区域船体构件在晃荡载荷下的舱段有限元直接计算应满足本章第4节要求。

5.1.1.5 泵塔结构在晃荡载荷下的强度评估应满足本章第5节要求。

5.1.2 目标舱及其结构形式

5.1.2.1 货舱区船体结构的规范尺度评估、舱段有限元分析以及泵塔结构强度评估应取货舱区靠船首的第二货舱作为目标舱。如船东提出对其他货舱进行评估，经CCS认可后作为附加目标舱进行评估。

5.1.2.2 液货舱舱室的主要结构形式名称如图5.1.2.2所示。

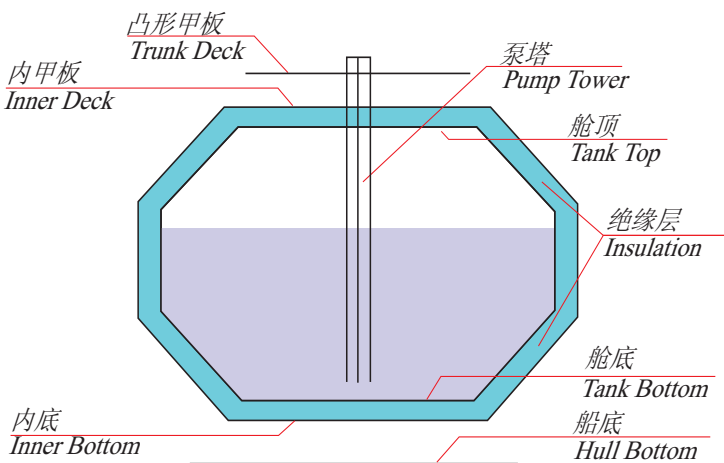


图5.1.2.2 液货舱舱室结构名称

5.1.2.3 舱室的几何形状如图5.1.2.3所示，基本参数的定义见表5.1.2.3。

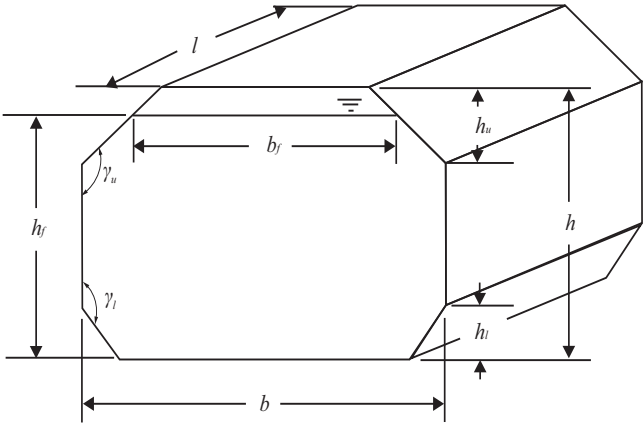


图5. 1. 2. 3 舱室各主要几何参数

舱室各几何参数定义 表5.1.2.3

序号	变量	定义	单位
1	l	舱长	m
2	b	舱宽	m
3	b_u	舱顶宽	m
4	b_l	舱底宽	m
5	h	舱高	m
6	h_f	装载高度	m
7	b_f	对应装载高度下的液面宽度	m
8	h_u	上斜面高度	m
9	γ_u	上斜面角度	deg
10	h_l	下斜面高度	m
11	γ_l	下斜面角度	deg

5.1.3 送审文件及图纸资料

5.1.3.1 除4.1.2提交的图纸资料以外，对于晃荡载荷下的液舱尺度评估和直接计算评估还应提交如下图纸资料：

计算结构强度直接报告，计算报告应至少包括以下内容的详细说明：

- (1) 计算模型；
- (2) 设计载荷及其组合工况；
- (3) 结构模型范围、网格尺度、构件单元类型；
- (4) 边界条件；
- (5) 其他输入数据；

- (6) 各个工况下的计算结果：
- ① 变形结果及图形；
 - ② 应力计算结果及相应的应力云图；
 - ③ 衡准校核结果及汇总结果；
- (7) 提交结构经修改后的评估结果（如有时）；
- (8) 应提交上述报告的电子文档。

5.1.3.2 除按5.1.3.1的要求外，对于晃荡载荷下的泵塔结构强度评估还应提交如下图纸资料：

- (1) 货物围护系统基本结构图和说明；
- (2) 泵塔布置图；
- (3) 泵塔基本结构图；
- (4) 泵塔基座结构图；
- (5) 泵基座的外形尺寸数据；
- (6) 特定海域海况资料。

5.1.4 参数及符号定义

5.1.4.1 除4.1.3.1的符号规定以外，本章的其他参数和符号按照本章第1节和相应条文定义。

5.1.5 参考坐标系

5.1.5.1 本章坐标系 x 、 y 和 z 轴定义按照4.1.3.2要求。船舶六自由度运动的方向和名称定义见表5.1.5.1。

船舶六自由度运动方向和定义

表5.1.5.1

方向	符号	说明	位移		速度		加速度	
			表达	单位	表达	单位	表达	单位
X轴方向	ζ_1	纵荡	ζ_1	m	$\dot{\zeta}_1$	m/s	$\ddot{\zeta}_1$	m/s ²
	θ_1	横摇	θ_1	rad	$\dot{\theta}_1$	rad/s	$\ddot{\theta}_1$	rad/s ²
Y轴方向	ζ_2	横荡	ζ_2	m	$\dot{\zeta}_2$	m/s	$\ddot{\zeta}_2$	m/s ²
	θ_2	纵摇	θ_2	rad	$\dot{\theta}_2$	rad/s	$\ddot{\theta}_2$	rad/s ²
Z轴方向	ζ_3	垂荡	ζ_3	m	$\dot{\zeta}_3$	m/s	$\ddot{\zeta}_3$	m/s ²
	θ_3	首摇	θ_3	rad	$\dot{\theta}_3$	rad/s	$\ddot{\theta}_3$	rad/s ²

第2节 晃荡载荷计算

5.2.1 一般规定

5.2.1.1 本节给出了由于船舶运动导致液舱内液体自由运动而产生的载荷，包括准静态载荷、动态载荷和冲击载荷的计算方法。

5.2.2 装载工况

5.2.2.1 货舱区船体构件的尺度评估、舱段直接计算和泵塔结构强度评估涉及到的装载工况见表5.2.2.1。

5.2.2.2 货舱区液舱结构在晃荡载荷作用下的尺度要求计算和舱段有限元直接计算应选取表5.2.2.1中的晃荡工况。

5.2.2.3 泵塔结构强度评估应选取表5.2.2.1规定的满载工况和压载工况。

装载状态和计算工况对应表

表5.2.2.1

序号	装载状态	计算工况	吃水	k	GM
1	满载	满载工况	d	$k = 0.35B$	$GM = 0.12B$
2	压载	压载工况	压载到港吃水	$k = 0.45B$	$GM = 0.33B$
3	—	晃荡工况	$2/3d$	$k = 0.39B$	$GM = 0.24B$

表中： d ——夏季载重线吃水，m；

k ——横摇半径，m；

GM ——初稳性高度，m。

5.2.3 船体运动固有周期

5.2.3.1 根据表5.2.2.1的计算工况，按4.2.3.4分别计算纵摇周期 T_p 和横摇周期 T_r 。

5.2.4 液舱运动固有周期

5.2.4.1 纵向运动周期 T_x ，按下式计算：

$$T_x = \sqrt{\frac{4\pi l}{g \tanh\left(\frac{\pi h_f}{l}\right)}} \quad \text{s}$$

5.2.4.2 横向运动周期 T_y ，按下式计算：

$$T_y = \sqrt{\frac{4\pi b_f}{g \tanh\left(\frac{\pi h_f}{b_f}\right)}} \quad \text{s}$$

5.2.5 装载计算高度

5.2.5.1 装载计算高度选取

(1) 用于晃荡载荷分析的液货舱液货装载高度，应按照装载手册中规定的装载工况选取。装载手册中所有装载高度应作为晃荡载荷分析的装载计算高度。

(2) 除(1)要求的装载计算高度以外，应选取以下4种装载水平进行晃荡载荷分析： $5\%h$ ， $10\%h$ ， $70\%h$ ， $95\%h$ 。

(3) 除(1)和(2)要求的装载计算高度以外，如船东有额外附加装载要求，应提供详细的装载水平数据，作为晃荡载荷分析的附加装载计算高度。

(4) 除以上装载计算高度要求以外，在进行泵塔结构强度计算时还应包括以下装载计算高度： $25\%h$ ， $30\%h$ ， $40\%h$ ， $50\%h$ ， $60\%h$ ， $80\%h$ ， $90\%h$ 。

5.2.5.2 装载计算高度的应用

(1) 本章第3节船体结构规范尺度评估按5.2.5.1(1)~(3)选取的装载计算高度计算各个高度下晃荡载荷最大值应用于尺度要求公式。

(2) 本章第4节船体结构强度直接计算按5.2.5.1(1)~(3)选取的装载计算高度计算各个高度下的晃荡载荷施加于有限元模型。

(3) 本章第5节按5.2.5.1(1)~(4)选取的装载计算高度来计算各个高度下的晃荡载荷施加于泵塔有限元模型。对于满载工况，选取5.2.5.1(1)~(4)中大于或等于 $50\%h$ 的装载水平；对于压载工况，选取5.2.5.1(1)~(4)中小于 $50\%h$ 的装载水平。

5.2.6 晃荡运动水平定义

5.2.6.1 水平一——静态或准静态过程，该水平下晃荡运动引起的载荷以静载荷为主，动态运动载荷可忽略。

5.2.6.2 水平二——晃荡运动的动态不放大过程，该水平下晃荡运动引起的载荷包括静载荷和动载荷，但动载荷还未达到冲击载荷形式。

5.2.6.3 水平三——晃荡运动的动态放大过程，该水平下晃荡运动引起的载荷包括静载荷和动载荷，其中动载荷是主要载荷，达到冲击载荷的作用形式。

5.2.7 水平一准静态晃荡载荷

5.2.7.1 由液货静水压力和液面线性变化引起的作用于液舱边界上的压力 P_1 按下式计算:

$$\text{纵向运动: } P_1 = \rho g h_L \quad \text{kN/m}^2$$

$$\text{横向运动: } P_1 = \rho g h_L \quad \text{kN/m}^2$$

式中: P_1 ——水平一晃动压力, kN/m^2 ;

$$h_L = h_f + \frac{l}{2} \tan\left(\frac{\pi\phi}{180}\right), \text{ 取值不大于 } h;$$

$$h_T = h_f + \frac{b}{2} \tan\left(\frac{\pi\theta}{180}\right), \text{ 取值不大于 } h;$$

$$\phi = (32.7 - 8.2C_b)e^{(-0.001L(4.9+C_b/2))};$$

$$\theta = (14.8 + 3.7L/B)e^{-0.0023L}。$$

5.2.8 水平二动态晃动载荷

5.2.8.1 由液货静水压力和晃动运动引起的作用于液舱边界上的平均晃动压力 P_2 按下式计算:

$$P_2 = P_0 + P_s \quad \text{kN/m}^2$$

式中: P_2 ——水平二晃动压力, kN/m^2 ;

5.2.8.2 静水压力 P_0 按下式计算:

$$P_0 = \rho g h_f \quad \text{kN/m}^2$$

5.2.8.3 平均晃动压力 P_s 按下式计算:

$$\text{纵向运动: } P_s = 2.38C_l\rho g l \left[1 - 2 \left(0.7 - \frac{h_f}{h} \right)^2 \right] \left[0.4 - \left(0.39 - \frac{1.7l}{L} \right) \frac{L}{350} \right] \quad \text{kN/m}^2$$

$$\text{横向运动: } P_s = 9.1C_l\rho g \left[1 - 2 \left(0.7 - \frac{h_f}{h} \right)^2 \right] \left(\frac{b_f}{B} - 0.3 \right) GM^{0.75} \quad \text{kN/m}^2$$

式中: $C_l = 0.9x_{01}/[1+9(1-x_0)^2]$, 取值不小于 0.25;

$$x_0 = T_x / T_p;$$

T_p ——船体纵摇运动周期, s, 见 5.2.3.1 定义;

$$x_{01} = \begin{cases} x_0 & x_0 \leq 1 \\ 1/x_0 & x_0 > 1 \end{cases}$$

$C_t = 0.9y_{01}/[1+9(1-y_0)^2]$, 取值不小于 0.25;

$$y_0 = T_y / T_r;$$

T_r ——船体横摇运动周期, s, 见 5.2.3.1 定义;

$$y_{01} = \begin{cases} y_0 & y_0 \leq 1 \\ 1/y_0 & y_0 > 1 \end{cases}$$

5.2.9 水平三晃荡冲击载荷

5.2.9.1 顶边舱斜板冲击压力

$$\text{横向运动: } P_3 = \frac{168\rho g}{B} \left(\frac{b_f}{B} - 0.3 \right) GM^{1.5} \sin^2 \gamma_u C_{t_imp1} \quad \text{kN/m}^2$$

式中: P_3 —— 水平三晃荡压力, kN/m^2 ;

γ_u —— 所计及板与垂直面的夹角;

$C_{t_imp1} = C_t$, 计算 C_t 时, h_f 取 $0.7(h - h_u)$ 。

5.2.9.2 舱顶冲击压力

$$\text{纵向运动: } P_3 = 1.24\rho g \left(\frac{220l}{L} - 7.5 \right) C_{l_imp2} \quad \text{kN/m}^2$$

$$\text{横向运动: } P_3 = \frac{164\rho g}{B} \left(\frac{b_f}{B} - 0.3 \right) GM^{1.5} \sin^2 \gamma_u C_{t_imp1} \quad \text{kN/m}^2$$

式中: $C_{l_imp2} = C_l$, 计算 C_l 时, h_f 取 $0.7h$;

γ_u —— 所计及板与垂直面的夹角。

5.2.9.3 舱顶冲击压力作用区域如图5.2.9.3所示。

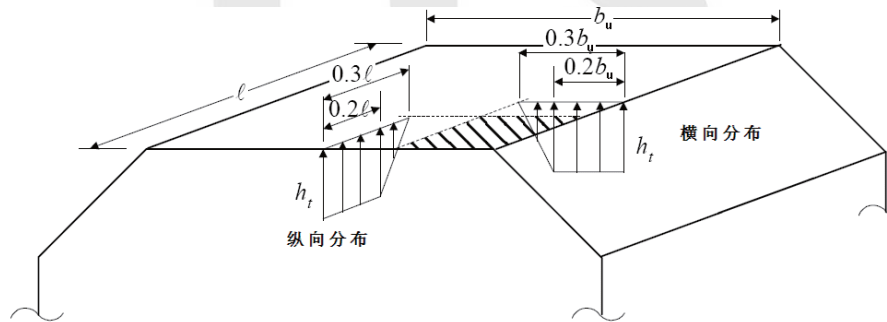


图5.2.9.3 舱顶冲击压力作用区域示意图

5.2.9.4 液舱下部冲击压力

(1) 内底板向上 $0.2b_f$ 或 $0.2l$ 高度区域内, 舱室底部区域所受的冲击载荷为:

$$\text{纵向运动: } P_3 = 1.42\rho gkl \sin^2 \delta \quad \text{kN/m}^2$$

$$\text{横向运动: } P_3 = 1.5\rho gb_f \sin^2 \delta \quad \text{kN/m}^2$$

$$\text{式中: } k = \begin{cases} 1 & L < 200 \\ 1.4 - 0.002L & L \geq 200 \end{cases}$$

δ —— 所计及板格与水平方向夹角, 度。

(2) 下部冲击载荷在内底板向上 $0.2b_f$ 或 $0.2l$ 高度区域内均匀分布，在此高度向上延伸1m范围内线性减小为0。

5.2.9.5 液舱纵向与横向结构拐角位置，在 $0.15b_f$ 或 $0.15l$ 范围内，冲击载荷由下式决定：

$$P_3 = \max \begin{cases} P_3(\text{纵向}) + 0.4P_3(\text{横向}) \\ P_3(\text{横向}) \end{cases}$$

5.2.10 晃荡载荷应用

5.2.10.1 液舱尺寸在 $l < 0.13L$ ， $b_f < 0.56B$ 范围，且液舱频率与船体固有频率相差 $\pm 20\%$ 以上，仅考虑水平一的晃荡运动；

5.2.10.2 液舱尺寸在 $l < 0.13L$ ， $b_f < 0.56B$ 范围，且液舱频率与船体固有频率相差 $\pm 20\%$ 以内，考虑水平一和水平二的晃荡运动；

5.2.10.3 液舱尺寸在 $l \geq 0.13L$ ， $b_f \geq 0.56B$ 范围，且液舱频率与船体固有频率相差 $\pm 20\%$ 以上，考虑水平一和水平二的晃荡运动，并考虑晃荡工况的直接计算；

5.2.10.4 液舱尺寸在 $l \geq 0.13L$ ， $b_f \geq 0.56B$ 范围，且液舱频率与船体固有频率相差 $\pm 20\%$ 以内，考虑水平一、水平二和水平三的晃荡运动，并考虑晃荡直接计算。

5.2.11 晃荡载荷直接计算

5.2.11.1 基本假定

采用流体体积法对液货舱的晃荡载荷进行直接计算。且假定如下：

- (1) 流体是不可压缩的、粘性流体；
- (2) 流体运动存在自由表面，且舱内流体在运动过程中不损失；
- (3) 不考虑温度的变化。

5.2.11.2 基本原理

由于基于二维 (x, y) 空间坐标系，如图5.2.11.2所示。其中 $O_0Y_0Z_0$ 是固定于地面的固定坐标系， oyz 是固定于液货舱边界的运动坐标系； $(y_0(t), z_0(t))$ 、 $\theta(t)$ 、 $\dot{\theta}(t)$ 和 $(y_0(t), z_0(t))$ 是分别运动坐标系相对于固定坐标系的位置、角度、角速度和线加速度。根据不可压缩流体动力学基本原理建立方程，采用有限差分法离散方程。

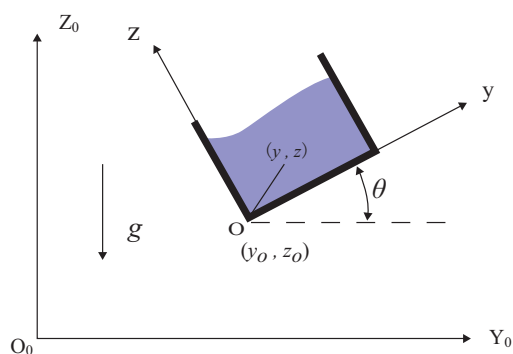


图5.2.11.2 二维空间的坐标系

5.2.11.3 晃荡计算程序

采用CCS晃荡直接计算软件对晃荡载荷及运动进行计算。计算模型以及网格分布见图5.2.11.3，具体操作参见程序使用手册。

网格大小建议取0.5~1倍的纵骨间距，混合因子一般取0.8。

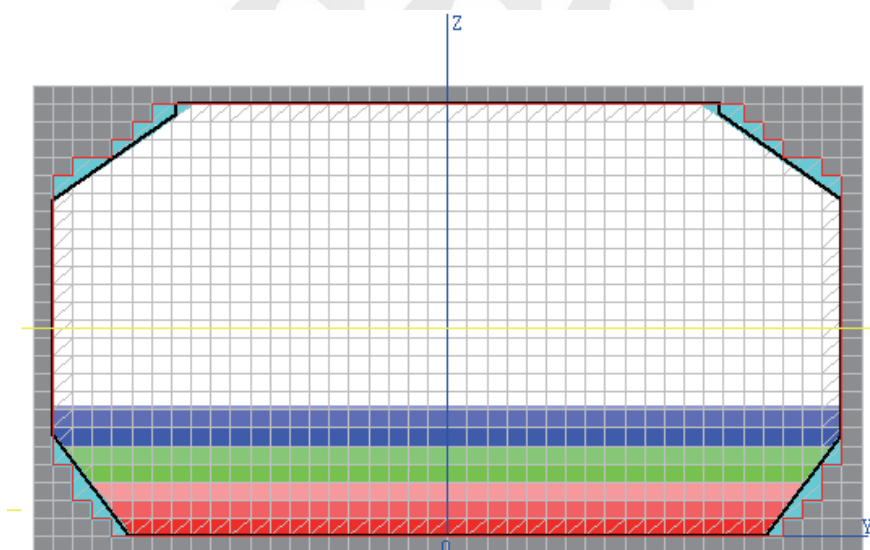


图5.2.11.3 晃荡计算网格示意图

第3节 晃荡载荷下液舱结构的尺度要求评估

5.3.1 一般要求

5.3.1.1 本节规定了晃荡载荷在货舱区船体构件的适用范围、尺度要求。本节所采用的晃荡压力是基于本章第2节的计算结果。

5.3.1.2 应对承受由于液体纵向运动产生的晃荡压力的下列构件进行评估：

- (1) 密性横舱壁；
- (2) 密性内甲板；
- (3) 主要支撑构件；
- (4) 横舱壁、内甲板扶强材。

5.3.1.3 应对承受由于液体横向运动产生的晃荡压力的下列构件进行评估：

- (1) 密性纵舱壁；
- (2) 底边舱斜板；
- (3) 顶边舱斜板；
- (4) 密性内甲板；
- (5) 主要支撑构件；
- (6) 上述构件的扶强材。



5.3.2 水平一、水平二晃荡载荷下液舱结构评估

5.3.2.1 构成液舱边界的板

承受晃荡压力的液舱边界板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 0.0174 \alpha_p s \sqrt{\frac{P}{C_a R_{eH}}} \quad \text{mm}$$

式中： $\alpha_p = 1.2 - \frac{s}{2100 l_p}$ ；

s —— 扶强材间距，mm；

l_p —— 板格长度，应取主要支撑构件的间距，除非设有短梁，m；

P —— 晃荡载荷，取 P_1 、 P_2 两者的大值，kN/m²；

C_a —— 板的许用弯曲应力系数，见表5.3.2.1；

R_{eH} —— 材料屈服应力，N/mm²。

用于板的晃荡评估的许用弯曲应力系数 C_a

表5.3.2.1

许用弯曲应力系数按下式计算：				
$C_a = \beta_a - \alpha_a \frac{ \sigma_{hg} }{R_{eH}}, \text{ 但不大于 } C_{a-\max}$				
式中： β_a ， α_a ， $C_{a-\max}$ ——许用弯曲因子，取值如下：				
结构构件		β_a	α_a	$C_{a-\max}$
货舱区纵向强力构件，包括但不限于： —内甲板； —内壳板； —纵桁及水平桁	纵向加强筋板	0.9	0.5	0.8
	横向或垂向加强筋板	0.9	1.0	0.8
其他强力构件，包括 —平面横舱壁； —横向水平桁和强框架；		0.8	0	0.8
σ_{hg} ——载荷计算点处的船体梁弯曲应力，按下式计算： $\sigma_{hg} = \left(\frac{(z - z_{NA}) M_{sw}}{I_v} \right) \times 10^{-3} \quad \text{N/mm}^2$				
z ——所考虑构件的载荷计算点处的垂向坐标，m； z_{NA} ——从基线到水平中和轴的距离，m； M_{sw} ——航行工况下船体梁中拱和中垂的许用静水弯矩加波浪弯矩，取两者的最大绝对值，kN.m； I_v ——计算纵向位置处的船体梁剖面垂向惯性矩，m ⁴ ； R_{eH} ——材料屈服应力，N/mm ² 。				

5.3.2.2 液舱边界板上的扶强材的要求

承受晃荡压力的液舱边界板上的扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = \frac{1.1 P s l_{bdg}^2}{f_{bdg} C_s R_{eH}} \quad \text{cm}^3$$

式中： l_{bdg} ——扶强材的有效弯曲跨距，m；

C_s ——许用弯曲应力系数，见表5.3.2.2；

P ——晃荡载荷，取 P_1 、 P_2 两者的大值，kN/m²；

s ——扶强材间距，mm，见《钢质海船入级规范》第9篇第4节2.2定义；

R_{eH} ——材料的最小屈服应力，N/mm²；

f_{bdg} ——弯矩因子，按下式要求：

$f_{bdg} = 12$ ，两端转动固定约束的扶强材，通常适用于所有连续的扶强材；

$f_{bdg} = 8$ ，一端或者两端可以自由转动的水平扶强材，通常适用于不连续的扶强材。

用于扶强材的晃荡评估的许用弯曲应力系数 C_s 表5.3.2.2

许用弯曲应力系数按下式计算： $C_s = \beta_s - \alpha_s \frac{ \sigma_{hg} }{R_{eH}}, \text{ 但不大于 } C_{s-\max}$				
式中： β_s ， α_s ， $C_{s-\max}$ 许用弯曲因子，取值如下：				
结构构件		β_s	α_s	$C_{s-\max}$
货舱区纵向强力构件，包括但不限于： —内甲板纵骨； —内壳板扶强材；	纵向加强筋	0.85	1.0	0.75
	横向或垂向加强筋	0.7	0	0.7
其他强力构件，包括 —横舱壁扶强材；		0.75	0	0.75
σ_{hg} ——载荷计算点处的船体梁弯曲应力，按下式计算： $\sigma_{hg} = \left(\frac{(z - z_{NA}) M_{sw}}{I_v} \right) \times 10^{-3} \quad \text{N/mm}^2$ z ——所考虑构件的载荷计算点处的垂向坐标，m； z_{NA} ——从基线到水平中和轴的距离，m； M_{sw} ——航行工况下船体梁中拱和中垂的许用静水弯矩加波浪弯矩，取两者的最大绝对值，kN·m； I_v ——计算纵向位置处的船体梁剖面垂向惯性矩，m ⁴ ； R_{eH} ——材料屈服应力，N/mm ² 。				

5.3.3 水平三晃荡压力下液舱构件评估

5.3.3.1 液舱边界的板

承受水平三晃荡压力的液舱边界板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = \frac{0.0174\alpha_p s}{C_d} \sqrt{\frac{P}{C_a R_{eH}}} \quad \text{mm}$$

式中： P —— 晃荡冲击载荷 P_3 ，kN/m²；

$C_d = 1.3$ ，板能力修正系数；

其他参数——同5.3.2.1。

5.3.3.2 液舱边界板上的扶强材

承受晃荡冲击压力的液舱边界板上的扶强材的塑性剖面模数 W_{pl} 应不小于按下式计算所得之值：

$$W_{pl} = \frac{1.1Ps l_{bdg}^2}{f_{bdg} C_s R_{eH}} \quad \text{cm}^3$$

式中: P —— 晃荡冲击载荷 P_3 , kN/m²;

$$C_s = 0.9;$$

f_{bdg} —— 弯矩因子, 按下式计算:

$$f_{bdg} = 8(1 + n_s / 2)$$

$n_s = 2.0$, 用于连续扶强材或者两端设有肘板的扶强材, 其他代替形式, 见5.3.3.3。

其他参数 —— 同5.3.2.2。

5.3.3.3 对于加强筋端部非连续穿透形式, 采用其他替代形式的, 加强筋塑性剖面模数 W_{pl-alt} 应不小于按下式计算所得之值:

$$W_{pl-alt} = \frac{16Z_{pl}}{f_{bdg}} \quad \text{cm}^3$$

式中: f_{bdg} —— 弯矩因子, 按下式计算:

$$f_{bdg} = 8(1 + n_s / 2)$$

其中, $n_s = 0$, 为两端简单固定(简支); $n_s = 1$, 为一端固定, 另一端简支。

5.3.3.4 液舱边界板上的主要支撑构件

主要支撑构件在其跨距范围内的任何位置处的腹板剪切面积 A_{shr} 应不小于按下式计算所得之值:

$$A_{shr} = 10 \frac{Q_{imp}}{C_t \tau_{yd}} \quad \text{cm}^2$$

式中: Q_{imp} —— 所考虑位置处由于冲击引起的最大剪力, kN, 按式5.3.3.5确定;

$C_t = 0.9$, 许用剪切应力系数;

$$\tau_{yd} = \frac{R_{eH}}{\sqrt{3}} \quad \text{N/mm}^2;$$

R_{eH} —— 材料屈服应力, N/mm²。

5.3.3.5 对于主要支撑构件, 剪力 Q_{imp} 按下式计算:

$$Q_{imp} = f_{pt} f_{dist} F_{imp}$$

式中: f_{pt} —— 作用于单个主要支撑构件上的块载荷的比例修正因子, 按下式计算:

$$f_{pt} = 0.5(f_{imp}^3 - 2f_{imp}^2 + 2)$$

f_{imp} —— 块载荷变换因子, 按下式计算:

$$f_{imp} = 0.5 \frac{b_{imp}}{S}, \text{ 但不大于 } 1.0$$

f_{dist} —— 最大剪力沿跨距方向的分布因子, 见图5.3.3.5;

s —— 加强筋间距, m;

l_{shr} —— 有效剪切跨距, m, 见CCS《钢质海船入级规范》第9篇第4节2.1.5定义。

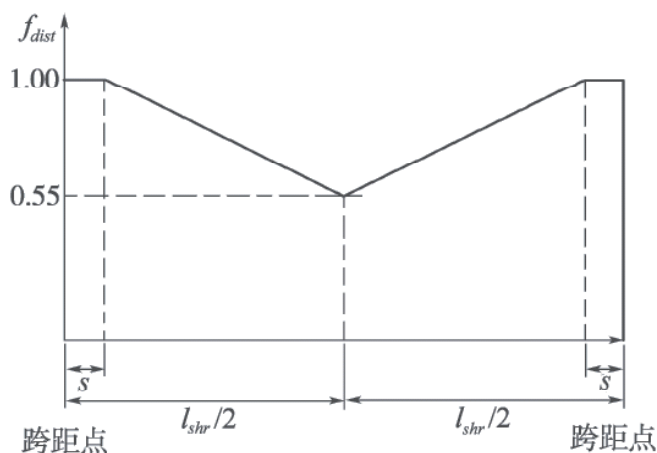


图5.3.3.5 分布因子 f_{dist} 沿跨距分布

$$F_{imp} = P_3 l_{imp} b_{imp}$$

其中: P_3 —— 晃荡冲击压力, kN/mm², 按5.2.9计算;

l_{imp} —— 沿跨距方向的冲击载荷区域长度, m, 应不大于 l_{shr} ;

b_{imp} —— 主要支撑构件的冲击区域宽度, m, 应不大于 S ;

S —— 主要支撑构件的间距, m, 见CCS《钢质海船入级规范》第9篇第4节2.1.5定义。

第4节 晃荡载荷作用下的船体结构强度直接计算

5.4.1 一般要求

5.4.1.1 本章适用于液货舱船体结构在晃荡载荷作用下的舱段有限元直接计算。

5.4.1.2 评估对象包括液货舱区域船体梁构件、主要支撑构件和横舱壁结构。此外包括货物围护系统的支撑构件的强度验证。

5.4.1.3 直接计算所使用的程序应为工业界公认的软件。

5.4.2 结构有限元模型

5.4.2.1 用于舱段区域强度直接计算分析的货舱有限元模型应满足本指南第4章第3节要求。

5.4.3 载荷

5.4.3.1 应考虑对船体梁弯矩、舱内外液体压力和其他局部作用压力、船舶运动惯性力等载荷作用。

5.4.3.2 船体梁弯矩、舱内外液体压力和其他局部作用压力、船舶运动惯性力等载荷按照本指南第4章第2节的要求。晃荡工况下的船体梁静水弯矩取70%最大设计静水弯矩值。

5.4.3.3 液货舱内液体晃荡压力按照本章第2节要求。

5.4.4 计算工况

5.4.4.1 晃荡载荷作用下的货舱区域舱段有限元计算工况按表5.4.4.1要求。

5.4.4.2 液舱内液货装载水平按第2节5.2.4.2要求确定。

晃荡载荷工况表

表5.4.4.1

工况	装载模式	吃水	船体梁垂向波浪弯矩系数 k_{cV}	船体梁水平波浪弯矩系数 k_{cH}	舷外水压系数		浪向及船舶运动			
					k_c	k_{f0}	浪向角	垂荡	纵摇	横摇
LCA_L		$2/3d$	中垂 1.0	-	0.5	-1.0	0	下沉	首沉	-
LCA_T		$2/3d$	中垂 0.3	左舷受拉 0.3	0.5	-1.0	90	下沉	-	右舷上升
LCB_L		$2/3d$	中拱 1.0	-	0.5	1.0	0	上升	首抬	-
LCB_T		$2/3d$	中拱 0.3	左舷受拉 0.3	0.5	1.0	90	上升	-	右舷上升

5.4.5 结果评估

5.4.5.1 晃荡载荷作用下的液货舱舱段有限元分析结果评估按照第4章第4节要求进行。

第5节 晃荡载荷作用下的泵塔结构强度直接计算

5.5.1 一般规定

5.5.1.1 适用范围

本节适用于晃荡载荷作用下的泵塔结构强度评估，同时考虑温度效应和船体惯性运动的影响。

5.5.1.2 主要结构

泵塔结构计算模型中应包括以下主要构件：

- (1) 左/右卸货管；
- (2) 应急管；
- (3) 充液管；
- (4) 横撑杆；
- (5) 充液管与应急管间的连接杆；
- (6) 底座；
- (7) 所有的泵。

主要构件位置分布如图5.5.1.2所示。

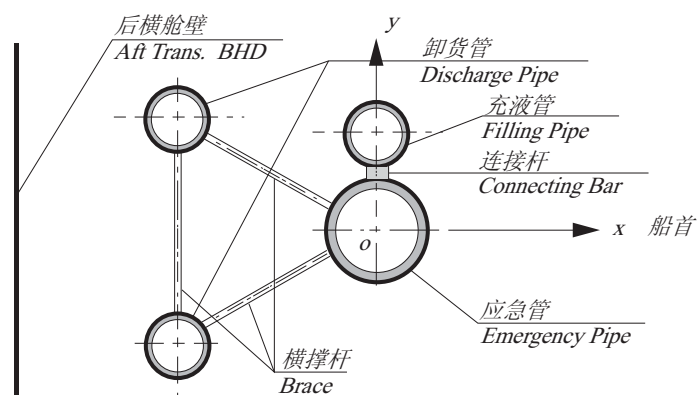


图5.5.1.2 泵塔结构主要构件位置分布

5.5.1.3 材料特性

泵塔一般是由300-系列不锈钢制成。常用的304L不锈钢的物理特性见5.5.1.3。

304L不锈钢特性		表5.5.1.3
1	屈服强度	170 N/mm ² 室温时 200 N/mm ² -30℃时 277 N/mm ² -160℃时
2	抗拉强度	485 N/mm ² 室温时
3	弹性模量	1.93×10 ⁵ N/mm ²
4	泊松比	0.3
5	热膨胀系数	16.8×10 ⁻⁶ /℃
6	参考温度	20℃

5.5.2 工况及主要载荷参数选取

5.5.2.1 计算工况

在本节中，按5.2.2.3有关规定，设定两种装载工况作为用于耐波性分析的计算工况，并根据5.2.5.2的要求分别对应不同的装载水平。

5.5.2.2 与晃荡运动相关的主要载荷参数

本节采用动态载荷分析方法进行计算分析，主要载荷参数选取如下：

(1) 横向运动

- 横摇运动，即 θ_1 ；
- 横向加速度，即：

$$\ddot{\xi}_2 + g\theta_1 - (Z_{CT} - Z_G)\ddot{\theta}_1$$

(2) 纵向运动

- 纵摇运动，即 θ_2 ；
- 纵向加速度，即：

$$\ddot{\xi}_1 - g\theta_2 + (Z_{CT} - Z_G)\ddot{\theta}_2$$

上述各式中，ZCT和ZG分别表示目标液货舱中心和船舶重心距基线的高度，m；其他各参数见5.1.5定义。

5.5.3 环境条件

5.5.3.1 环境数据

除非特殊考虑，一般应基于以下环境条件：

- 无限航区
- 北大西洋海况

其中，采用的北大西洋波浪数据是基于IACS Rec.No34的波浪散布图，见表5.5.3.1。表中， T_z 是零穿越周期，s； H_s 是典型波高（即三一波高），m。该波浪散布图的采样数目是100000。

IACS的北大西洋波浪散布图 表5.5.3.1

	T_z																	
H_s	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5	13.5	14.5	15.5	16.5	17.5	18.5	SUM	
0.5	1.3	133.7	865.6	1186.0	634.2	186.3	36.9	5.6	0.7	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	3050	
1.5	0.0	29.3	986.0	4976.0	7738.0	5569.7	2375.7	703.5	160.7	30.5	5.1	0.8	0.1	0.0	0.0	0.0	22575	
2.5	0.0	2.2	197.5	2158.8	6230.0	7449.5	4860.4	2066.0	644.5	160.2	33.7	6.3	1.1	0.2	0.0	0.0	23810	
3.5	0.0	0.2	34.9	695.5	3226.5	5675.0	5099.1	2838.0	1114.1	337.7	84.3	18.2	3.5	0.6	0.1	0.0	19128	
4.5	0.0	0.0	6.0	196.1	1354.3	3288.5	3857.5	2685.5	1275.2	455.1	130.9	31.9	6.9	1.3	0.2	0.0	13289	
5.5	0.0	0.0	1.0	51.0	498.4	1602.9	2372.7	2008.3	1126.0	463.6	150.9	41.0	9.7	2.1	0.4	0.1	8328	
6.5	0.0	0.0	0.2	12.6	167.0	690.3	1257.9	1268.6	825.9	386.8	140.8	42.2	10.9	2.5	0.5	0.1	4806	
7.5	0.0	0.0	0.0	3.0	52.1	270.1	594.4	703.2	524.9	276.7	111.7	36.7	10.2	2.5	0.6	0.1	2586	
8.5	0.0	0.0	0.0	0.7	15.4	97.9	255.9	350.6	296.9	174.6	77.6	27.7	8.4	2.2	0.5	0.1	1309	
9.5	0.0	0.0	0.0	0.2	4.3	33.2	101.9	159.9	152.2	99.2	48.3	18.7	6.1	1.7	0.4	0.1	626	
10.5	0.0	0.0	0.0	0.0	1.2	10.7	37.9	67.5	71.7	51.5	27.3	11.4	4.0	1.2	0.3	0.1	285	
11.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.3	3.3	13.3	26.6	31.4	24.7	14.2	6.4	2.4	0.7	0.2	0.1	124	
12.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	1.0	4.4	9.9	12.8	11.0	6.8	3.3	1.3	0.4	0.1	0.0	51	
13.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.3	1.4	3.5	5.0	4.6	3.1	1.6	0.7	0.2	0.1	0.0	21	
14.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.4	1.2	1.8	1.8	1.3	0.7	0.3	0.1	0.0	0.0	8	
15.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.4	0.6	0.7	0.5	0.3	0.1	0.1	0.0	0.0	3	
16.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	1	
SUM	1	165	2091	9280	19922	24879	20870	12898	6245	2479	837	247	66	16	3	1	100000	

5.5.3.2 波浪谱

对应于无限航区，采用推荐的双参数的如下Bretschneider谱函数 $S(\omega)$ 如下：

$$S(\omega) = \frac{1.25\omega_p^4 H_s^2 e^{-1.25\left(\frac{\omega_p}{\omega}\right)^4}}{4\omega^5}$$

式中： $S(\omega)$ ——波能密度， m^2/s ；
 ω ——角频率， rad/s ；
 ω_p ——波峰频率， rad/s ， $\omega_p = 2\pi/T_p$ ， T_p 定义见5.2.3.1。

5.5.3.3 分析方法

对于无限航区，应采用长期预报极值的方法确定该船舶营运期间所受到波浪载荷的最大值，一般对应于25年一遇的最大波浪载荷。应根据现有海浪统计资料，由短期预报组合成长期预报，计算波浪载荷的长期分布规律，从中截取 10^{-8} 超越概率水平的极值。

5.5.3.4 特定航区

对于有部分装载要求的LNG船，一般应进行特定航行区域下海况的分析。一般采用该航海区域的特定波浪散布图，波浪谱采用JONSWAP谱函数 $S(\omega)$ ，即：

$$S(\omega) = \frac{\alpha g^2}{\omega^5} \exp \left[-\frac{5}{4} \left(\frac{\omega_p}{\omega} \right)^4 \right] r \exp \left[\frac{1}{\sigma^2} \left(\frac{\omega - \omega_p}{\omega_p} \right)^2 \right]$$

式中： r ——波峰升高因子；

σ ——波峰形状因子；

α ——无因次常数；

其他参数定义——见5.5.3.2。

对于特定航区的分析，可采用短期预报极值的方法，即在给定的概率水平下，取得相对应该概率水平的波高最高的海况，根据该海况来求得短期预报极值。

5.5.4 晃荡运动中的等效波方法

5.5.4.1 定义

图5.5.4.1所示的是随船的平面运动坐标系XOY，原点O位于船舶的重心处，X轴位于中纵剖线上指向船首为正，Y轴指向左舷为正。图中为 β 浪向角，顶浪为 0° ，随浪为 180° ； λ 等效波波长，m； H_w 是等效波波高，m； V 为船舶运动速度，m/s； L_{crest} 是波峰离原点纵向等效距离，m； H_{crest} 是波峰离原点横向等效距离，m。

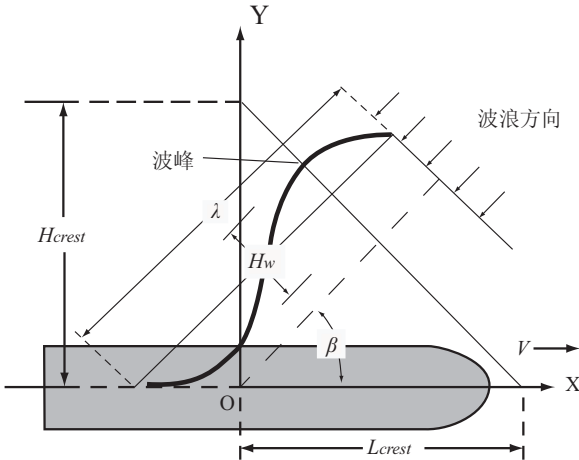


图5.5.4.1 等效波和船舶运动坐标系

在该坐标系中，正弦等效波的表达为：

$$A = a_w \cdot \sin(\omega_e t + \varepsilon)$$

式中： a_w —— 波幅， m；
 ω_e —— 波浪遭遇频率， rad/s；
 t —— 运动时刻， s；
 ε —— 相位角， rad。

$$\omega_e = \omega + \frac{\omega^2}{g} V \cos \beta, \quad \lambda = (2\pi g) / \omega_e^2$$

其中： ω —— 波浪频率， rad/s；

等效波峰离开原点的距离 L_{crest} 和 H_{crest} ， m， 分别为：

$$L_{crest} = \frac{\lambda \varepsilon}{2\pi \cos \beta}, \quad H_{crest} = \frac{\lambda \varepsilon}{2\pi \sin \beta} \quad \text{m}$$

5.5.4.2 危险晃荡工况的确定

根据耐波性的计算得到关于各个主要载荷参数的响应放大因子（RAO）的结果，并在浪向角 β 和频率 ω 的平面内确定危险晃荡工况。

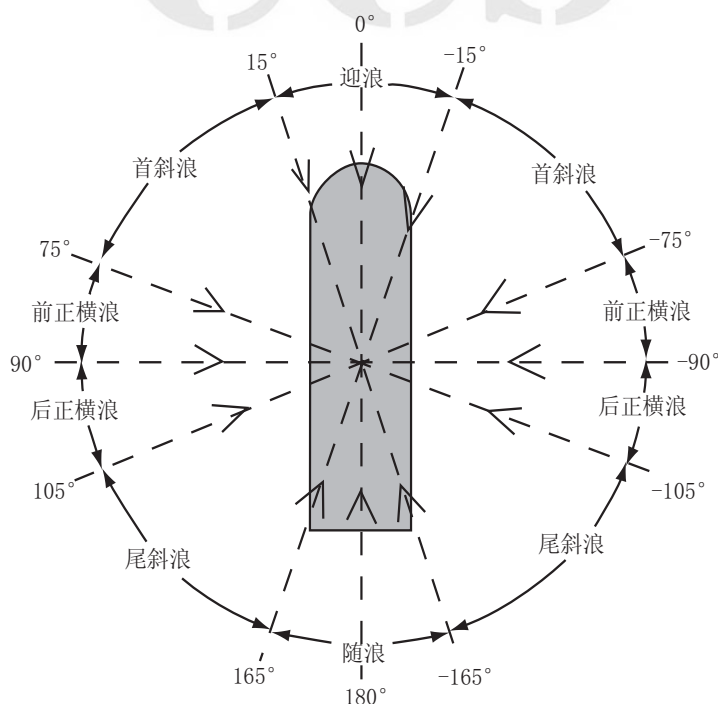


图5. 5. 4. 2 浪向角沿船舶周向的分布

如图5.5.4.2所示的是浪向角沿船舶周向的分布。确定危险晃荡工况时，应满足三个原则：

- 保证响应放大因子为最大；
- 晃荡运动周期和波浪遭遇周期一致；
- 浪向角处于影响最大的范围。

根据以上原则，危险晃荡工况需要满足的条件见表5.5.4.2。

确定危险晃荡工况的条件			表5.5.4.2
序号	运动	条件表达式	说明
1	横向运动	$ T_y - T_e < 0.3T_y$	式中： T_y 和 T_e 分别是晃荡横向运动周期和波浪遭遇周期。
		$RAO(\beta, \omega) > 0.7Max[RAO(\beta, \omega)]$	式中的响应放大因子是与主载荷参数相对应的。
		$60^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$	考虑前正横浪。
2	纵向运动	$ T_x - T_e < 0.3T_x$	式中： T_x 和 T_e 分别是晃荡纵向运动周期和波浪遭遇周期。
		$RAO(\beta, \omega) > 0.7Max[RAO(\beta, \omega)]$	式中的响应放大因子是与主载荷参数相对应的。
		$0^\circ \leq \beta \leq 30^\circ$	考虑迎浪。

在上表中，晃荡纵向运动周期 T_x 和横向运动周期 T_y 分别见5.2.4.1和5.2.4.2。

5.5.4.3 等效波各参数

(1) 波幅

由主要载荷参数的极限值和危险晃荡工况中主要载荷参数的最大响应放大因子决定等效波波幅。对于任一个主要载荷参数 a_w 来说，计算公式如下：

$$a_w(\beta_M, \omega_M) = \frac{M}{Max[RAO(\beta, \omega)]}$$

式中： M ——该主要载荷参数在某概率水平下的极值；
 $RAO(\beta, \omega)$ ——危险晃荡工况中满足条件所有的主要载荷参数集合；
 β_M 和 ω_M ——分别为最大响应放大因子所对应的浪向角和波浪频率。

(2) 波长、频率和相位

最大响应放大因子下的波浪遭遇频率 ω_{eM} 和等效波波长 λ_M 分别为：

$$\omega_{eM} = \omega_M + \frac{\omega_M^2}{g} V \cos \beta_M, \text{ rad/s}$$

$$\lambda_M = (2\pi g) / \omega_{eM}^2, \text{ rad/s}$$

(3) 波峰位置

对应于该主要载荷参数的等效波峰离开原点的距离 L_M 和 H_M 分别为：

$$L_M = \frac{\lambda_M \varepsilon_M}{2\pi \cos \beta_M}, \quad H_M = \frac{\lambda_M \varepsilon_M}{2\pi \sin \beta_M} \quad \text{m}$$

5.5.4.4 等效波参数及其他各运动参数和载荷成分

在危险晃动工况中，基于某一主要载荷参数的等效波为：

$$A_M = a_w(\beta_M, \omega_M) \cdot \sin(\omega_{eM} t + \varepsilon_M)$$

相应的各运动和载荷成分为：

$$M_i = RAO_i \cdot a_w(\beta_M, \omega_M) \cdot \sin(\omega_{eM} t + \varepsilon_i)$$

式中： M_i ——运动和载荷量；

RAO_i 和 ε_i ——分别是在浪向角 β_M 和频率 ω_M 下的响应放大因子和相位。

5.5.4.5 相关数值计算的设定范围

(1) 浪向角

规定浪向角的计算范围为 $0^\circ \sim 180^\circ$ ，计算间隔为 15° 。

(2) 频率

频率的计算范围必须覆盖波浪散布图的所有周期，一般从 0.1 rad/s 至 1.8 rad/s ，间隔为 0.05 rad/s 。

5.5.5 泵塔结构分析

5.5.5.1 基本模型

(1) 坐标系

泵塔的有限元模型的坐标系如图5.5.1.2所示。该坐标系为原点在应急管中心、x轴指向船首、y轴指向左舷和z轴是垂直向上的右手直角坐标系xyz-o。单元的局部坐标系采用右手直角坐标系法则，原点在节点上，x轴沿单元轴向并指向另一节点，y轴方向与单元所在平面垂直并向外，如图5.5.5.1(1)所示。

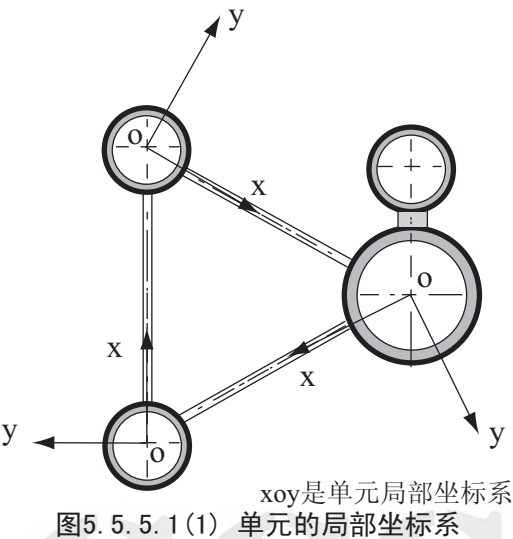


图5. 5. 5. 1 (1) 单元的局部坐标系

(2) 有限元单元

根据泵塔的结构特征，按表5.5.5.1对泵塔各个构件设定有限元单元类型。

有限元单元类型			表5.5.5.1
序号	结构名称	特征	单元类型
1	左/右卸货管、应急管、充液管、横撑杆	圆管状结构	梁单元
2	充液管与应急管的连接杆	刚性连接件	刚性杆单元
3	底座	类似“工”字梁结构	梁单元
4	所有的泵	圆柱状结构	梁单元

(3) 建模原则

按照表5.5.5.1所描述的4种构件类型，对泵塔整体结构进行有限元模型化，一般原则如下：

- (a) 左/右卸货管、应急管、充液管和横撑杆等圆管状结构以结构连接节点作为有限元单元节点；
- (b) 泵塔底座结构用“工”字梁模拟，其中，该“工”字梁的面板和腹板由泵塔基座板和连接肘板尺寸确定；

(c) 泵塔中一般设有两个泵，可用直径、高度和重量与其相同的圆柱壳单元来等效，如图5.5.5.1(2)所示。

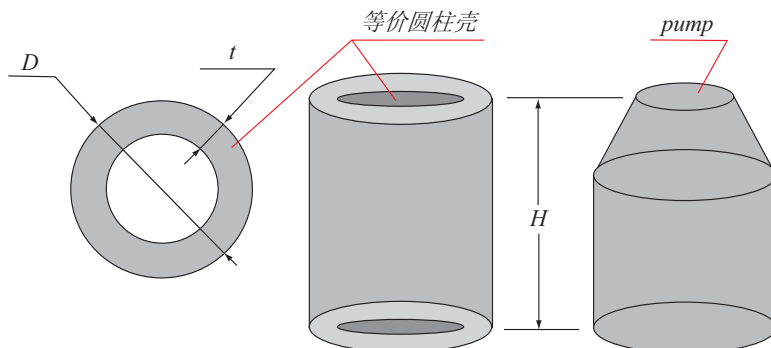


图5. 5. 5. 1 (2) 泵和等价圆柱壳

等效圆柱壳厚度可计算如下：

$$t = \frac{D}{2} - \sqrt{\frac{\pi \rho H D^2 - 4W}{4\pi \rho H}}$$

式中: t —— 等价圆柱壳厚度, mm;

D —— 泵直径, mm;

H —— 泵高度, mm;

W —— 泵重量, kg;

ρ —— 泵的材料密度, kg/mm³。

5.5.5.2 边界条件

(1) 顶部

顶部凸形甲板上和内壳甲板上的节点(即1、2、3、4、5、6、7和8)(图5.5.5.2(1)所示)的边界条件, 应按表5.5.5.2给定。

(2) 底部

泵塔有限元模型底部节点12(如图5.5.5.2(1)所示)的位移边界条件, 见表5.5.5.2。

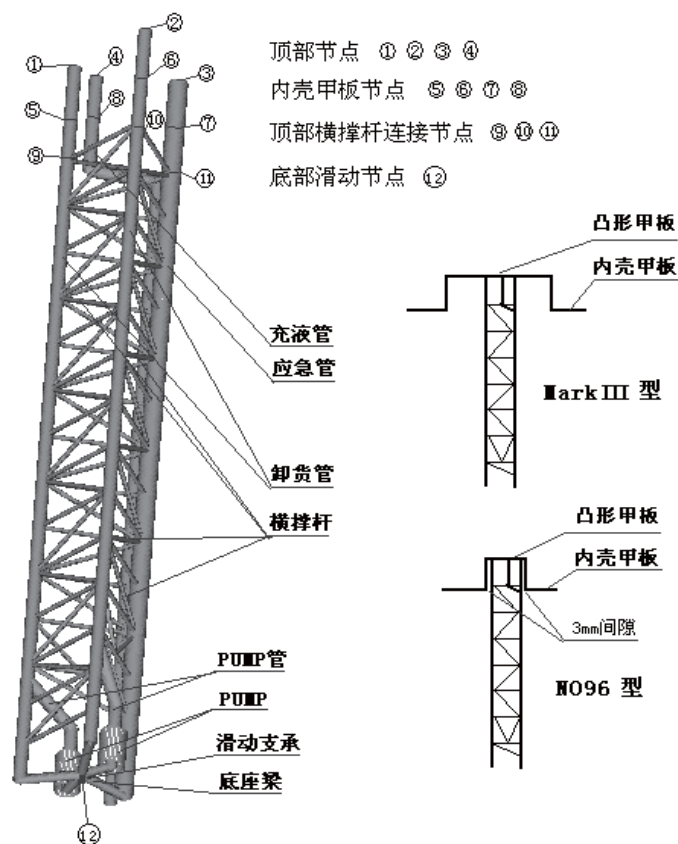


图5.5.5.2(1) 泵塔结构模型与节点

泵塔位移边界条件

表5.5.5.2

序号	位移方向		Mark III型 (节点)			NO96型 (节点)		
			1、2、3、4	5、6、7、8	12	1、2、3、4	5、6、7、8	12
1	X轴	位移	固定	—	固定	固定	固定	固定
2		转动	—	—	固定	—	—	固定
3	Y轴	位移	固定	—	固定	固定	固定	固定
4		转动	—	—	固定	—	—	固定
5	Z轴	位移	固定	—	—	固定	—	—
6		转动	固定	—	固定	固定	—	固定

注：表中“—”——节点自由运动。

(3) 单元之间的节点约束关系

对于泵塔有限元模型单元之间的一般连接，可模拟为梁元节点的一般连接形式（即6自由度约束连接）。对于如图5.5.5.2(2)所示的泵塔顶部处横向连接杆节点，它的位移条件是轴向运动自由、径向运动限制。对于这种端点连接形式，可以采用如图5.5.5.2(3)所示的滑动连接端部设置MPC（多点约束）的特殊处理。

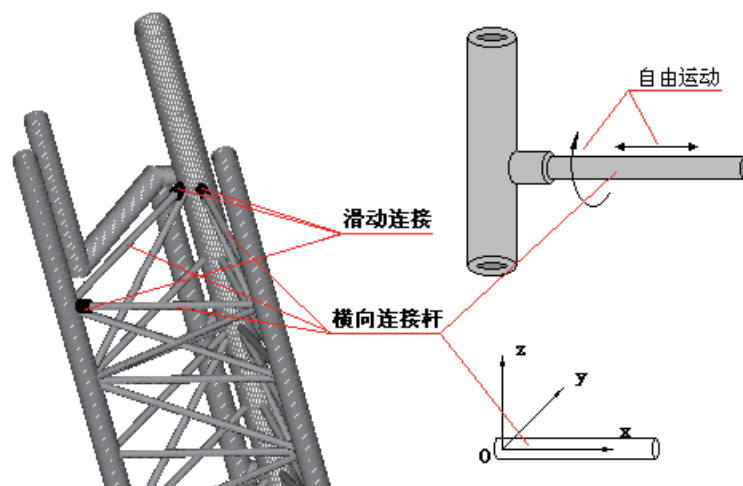


图5.5.5.2(2) 泵塔顶部处横向连接

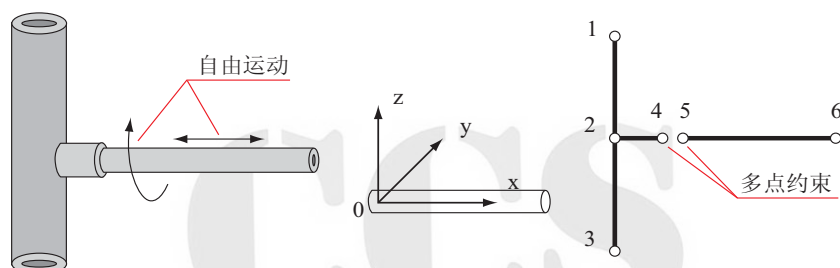


图5.5.5.2(3) 滑动连接端部的MPC处理

5.5.5.3 载荷

(1) 晃荡载荷

泵塔中心处随垂直方向变化的流体运动速度和加速度通过晃荡运动直接计算得到。流体晃荡运动作用在泵塔上的载荷，即Morison力 $\vec{F}_M$ 计算如下：

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

式中： ρ ——流体密度， kg/m^3 ；

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

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

D ——泵塔构件横向剖面直径， m ；

C_m ——Morison的惯性系数，一般取为2.0；

C_d ——Morison拖曳力系数，考虑到低装载水平时的液面变化和泵塔结构的复杂性，取1.2。

由于Morison力是沿构件长度方向分布、与垂向变化的流体速度和加速度有关的单位长度作用力，因此在加载时，应考虑到Morison力沿构件长度方向和垂直方向的变化，即作用在泵塔某一长度为 l 的结构构件上Morison合力 F_l 计算如下：

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

(2) 温度载荷

在有限元模型中应考虑温度变化引起的热应力结果。泵塔温度场的计算和加载应按第6章第4节的规定进行。

(3) 惯性力

在有限元模型中应考虑船舶运动和重力作用的影响，泵塔的惯性加速度为：

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

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

x_C 、 y_C 和 z_C ——计算点的三维坐标， m ；

x_G 、 y_G 和 z_G ——船舶重心的三维坐标， m 。

5.5.6 强度衡准

5.5.6.1 一般规定

(1) 应力

在指南中需校核各类管结构的管单元屈服强度、屈曲强度和管接头的抗冲剪力强度。主要应用管单元以下4种应力：

(a) 轴向压缩应力 σ_a

(b) 轴向拉伸应力 σ_t

(c) 面内弯曲应力 σ_i

(d) 面外弯曲应力 σ_o

(2) 基本参数

如图5.5.6.1所示为一典型管接头的示意图。图中粗管为主管或弦杆（Chord），细管为撑杆（Brace，包括水平撑杆和斜撑杆），其他各参数说明如表5.5.6.1。

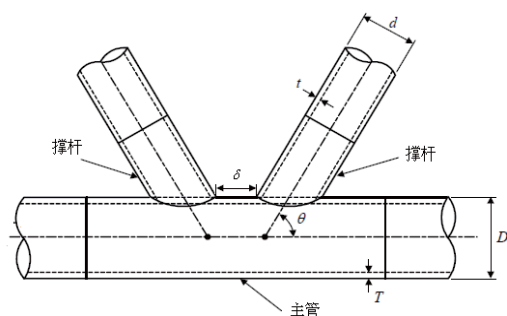


图5.5.6.1 典型管接头示意图

参数说明

表5.5.6.1

序号	几何参数	说明	单位	备注
1	l	无支撑长度	mm	
2	r	回转半径	mm	
3	θ	主管与撑杆夹角	($^{\circ}$)	
4	t	撑杆壁厚度	mm	
5	T	主管壁厚度	mm	
6	δ	缝隙间距	mm	只有1根撑杆时, $\delta = 0$; 有3根或3根以上撑杆时, δ 取相距最远的两根撑杆的隙缝间距。
7	d	撑杆直径	mm	
8	D	主管直径	mm	
9	τ_a	计算法向剪应力	N/mm ²	
10	τ_l	计算面内剪应力	N/mm ²	
11	τ_o	计算面外剪应力	N/mm ²	
12	$[\sigma]_a$	许用轴向压缩应力	N/mm ²	
13	$[\sigma]_T$	许用轴向拉伸应力	N/mm ²	
14	$[\sigma]_b$	许用弯曲应力	N/mm ²	
15	$[\tau]_a$	许用轴向冲剪应力	N/mm ²	
16	$[\tau]_l$	许用面内冲剪应力	N/mm ²	
17	$[\tau]_o$	许用面外冲剪应力	N/mm ²	
18	$[\sigma]_e$	许用欧拉应力	N/mm ²	即 $[\sigma]_e = \frac{\pi^2 E}{\lambda_2^2}$
19	f_{ca}	主管的轴向名义应力	N/mm ²	即 σ_a 或 σ_T
20	f_{cl}	主管的面内弯曲应力	N/mm ²	即 σ_l
21	f_{co}	主管的面外弯曲应力	N/mm ²	即 σ_o
22	f_{ba}	撑杆的轴向名义应力	N/mm ²	σ_a 或 σ_T
23	f_{bl}	撑杆的面内弯曲应力	N/mm ²	即 σ_l
24	f_{bo}	撑杆的面外弯曲应力	N/mm ²	即 σ_o
25	λ_1	管单元外径与厚度之比		即 d/t 或 D/T
26	K	有效长度系数		主管为1.0, 撑杆为0.8
27	k_s	$k_s = R_{eH}/235$		
28	η	$\eta = t/T$		
29	μ	$\mu = d/D$		
30	γ	$\gamma = D/(2T)$		
31	λ_2	$\lambda_2 = Kl/r$		

注: R_{eH} 为材料的屈服强度, N/mm²。

5.5.6.2 屈服强度和屈曲强度

(1) 管单元许用应力

① 许用轴向压缩应力 $[\sigma]_a$ 按下列各式确定:

(a) 当 $\lambda_1 \leq 60$ 时,

$$[\sigma]_a = \begin{cases} \frac{k_s \left[1 - 0.5 \left(\frac{\lambda_2}{C} \right)^2 \right] \times 10^4}{70.922 + 15.957 \frac{\lambda_2}{C} - 5.319 \left(\frac{\lambda_2}{C} \right)^3}, & \lambda_2 < C \\ \frac{5.147E}{\lambda_2^2}, & \lambda_2 \geq C \end{cases} \quad \text{N/mm}^2$$

式中: $C = 0.29 \sqrt{\frac{E}{k_s}}$

(b) 当 $\lambda_1 > 60$ 且 $\frac{k_s \lambda_1}{E} (642.34 - 90.08 \lambda_1^{1/4}) \leq 1$ 时,

$$[\sigma]_a = \begin{cases} \frac{k_s (1 - 0.14024 \lambda_1^{1/4}) \left[1 - 0.5 \left(\frac{\lambda_2}{C} \right)^2 \right] \times 10^4}{43.245 + 9.73 \frac{\lambda_2}{C} - 3.243 \left(\frac{\lambda_2}{C} \right)^3}, & \lambda_2 < C \\ \frac{5.147E}{\lambda_2^2}, & \lambda_2 \geq C \end{cases} \quad \text{N/mm}^2$$

式中: $C = \sqrt{\frac{E}{k_s (19.53 - 2.739 \lambda_1^{1/4})}}$

(c) 当 $\lambda_1 > 60$ 且 $\frac{k_s \lambda_1}{E} (642.34 - 90.08 \lambda_1^{1/4}) > 1$ 时,

$$[\sigma]_a = \begin{cases} \frac{\frac{E}{\lambda_1} \left[1 - 0.5 \left(\frac{\lambda_2}{C} \right)^2 \right] \times 10}{27.78 + 6.25 \frac{\lambda_2}{C} - 2.083 \left(\frac{\lambda_2}{C} \right)^3}, & \lambda_2 < C \\ \frac{5.147E}{\lambda_2^2}, & \lambda_2 \geq C \end{cases} \quad \text{N/mm}^2$$

式中: $C = 3.236 \sqrt{\lambda_1}$

② 许用轴向拉伸应力按下式确定：

$$[\sigma]_T = 141k_s \quad \text{N/mm}^2$$

③ 许用轴向弯曲应力按下式确定：

$$[\sigma]_b = \begin{cases} 176.25k_s, & \lambda_1 \leq \frac{44}{k_s} \\ \left(197.4 - \frac{408.9k_s\lambda_1}{E}\right)k_s, & \frac{44}{k_s} \leq \lambda_1 \leq \frac{88}{k_s} \\ \left(169.2 - \frac{136.3k_s\lambda_1}{E}\right)k_s, & \frac{88}{k_s} \leq \lambda_1 \leq 300 \end{cases} \quad \text{N/mm}^2$$

(2) 管单元强度衡准

① 轴向压缩和弯曲的强度应满足下列各式规定：

(a) 当 $\frac{\sigma_a}{[\sigma]} > 0.15$ 时：

$$\frac{\sigma_a}{[\sigma]_a} + \frac{([\sigma]_e - 0.4\sigma_a)}{([\sigma]_e - \sigma_a)} \cdot \frac{\sqrt{\sigma_l^2 + \sigma_o^2}}{[\sigma]_b} \leq 1.0$$

$$\frac{\sigma_a}{0.6[\sigma]_a} + \frac{\sqrt{\sigma_l^2 + \sigma_o^2}}{[\sigma]_b} \leq 1.0$$

(b) 当 $\frac{\sigma_a}{[\sigma]} \leq 0.15$ 时：

② 轴向拉伸和弯曲的强度衡准应满足下式规定：

$$\frac{\sigma_a}{[\sigma]_a} + \frac{\sqrt{\sigma_l^2 + \sigma_o^2}}{[\sigma]_b} \leq 1.0$$

5.5.6.3 抗冲剪力强度

(1) 管接头许用冲剪应力

① 许用轴向冲剪应力：

$$[\tau]_a = 522C_\varrho \cdot \left(1.0 - \frac{\gamma(f_{ca}^2 + f_{cl}^2 + f_{co}^2)}{1178133k_s^2}\right) \cdot \frac{k_s}{\gamma} \quad \text{N/mm}^2$$

② 许用面内冲剪应力：

$$[\tau]_l = 522C_\varrho \cdot \left(1.0 - \frac{\gamma(f_{ca}^2 + f_{cl}^2 + f_{co}^2)}{785422k_s^2} \right) \cdot \frac{k_s}{\gamma} \quad \text{N/mm}^2$$

③ 许用面外冲剪应力:

$$[\tau]_o = 522C_\varrho \cdot \left(1.0 - \frac{\gamma(f_{ca}^2 + f_{cl}^2 + f_{co}^2)}{1683047k_s^2} \right) \cdot \frac{k_s}{\gamma} \quad \text{N/mm}^2$$

上述公式中的 C_ϱ 按表5.5.6.3取值,但在计算许用轴向冲剪应力时,系数 C_ϱ 的取值应不小于 $(1.1+0.2/\mu)$ 。关于泵塔管接头形式及类型判断详见附录1。

管接头类型			系数 C_ϱ	表5.5.6.3
			K	T&Y
轴向拉伸/压缩			$\gamma \leq 20$	$\gamma > 20$
			$(1.1+0.2/\mu) \cdot (1.8-0.1\delta/T)$	$(1.1+0.2/\mu) \cdot (1.8-4\delta/D)$
弯曲	面内		$(3.72+0.67/\mu)$	
	面外	$\mu > 0.6$	$\frac{0.3}{\mu(1-0.833\mu)} \cdot \left(1.37 + \frac{0.67}{\mu} \right)$	
		$\mu \leq 0.6$	$\left(1.37 + \frac{0.67}{\mu} \right)$	

(2) 管接头计算冲剪应力

① 计算轴向冲剪应力:

$$\tau_a = \eta f_{ba} \sin\theta, \quad \text{N/mm}^2$$

② 计算面内冲剪应力:

$$\tau_l = \eta f_{bl} \sin\theta, \quad \text{N/mm}^2$$

③ 计算面外冲剪应力:

$$\tau_o = \eta f_{bo} \sin\theta, \quad \text{N/mm}^2$$

(3) 冲剪强度衡准

管接头冲剪强度应满足下列各式规定:

$$\left(\frac{\tau_l}{[\tau]_l} \right)^2 + \left(\frac{\tau_o}{[\tau]_o} \right)^2 \leq 1.0$$

$$\left| \frac{\tau_a}{[\tau]_a} \right| + \frac{2}{\pi} \arcsin \left(\sqrt{\left(\frac{\tau_l}{[\tau]_l} \right)^2 + \left(\frac{\tau_o}{[\tau]_o} \right)^2} \right) \leq 1.0$$

附录1 管接头形式及类型判断

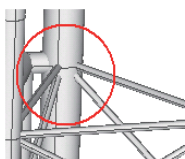
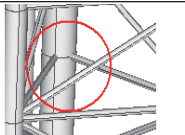
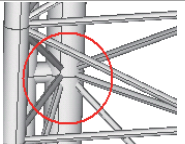
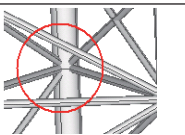
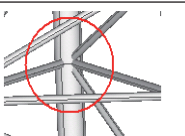
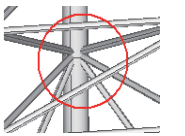
第1节 一般规定

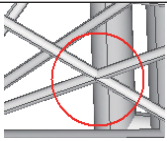
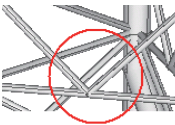
- 1.1 本附录适用于泵塔管接头连接形式定义及连接类型判断。
- 1.2 对于本附录中未涉及到的泵塔管接头连接形式，在进行类型判断及强度校核时，需经CCS认可。

第2节 管接头连接形式

2.1 管接头典型连接形式

泵塔中典型的管接头连接形式如附表2.1所示。

泵塔中典型的管接头形式			附表2.1
序号	典型图	说明	
1		(1) 应急管与横向撑杆间； (2) 管接头类型是K，T&Y； (3) 校核压缩弯曲、拉伸弯曲和抗冲剪强度。	
2			
3			
4		(1) 卸货管与横向撑杆间； (2) 管接头类型是K，T&Y； (3) 校核压缩弯曲、拉伸弯曲和抗冲剪强度。	
5			
6			

7		(1) 横向撑杆间; (2) 校核压缩弯曲、拉伸弯曲强度。
8		

2.2 在计算时，首先应根据结构形式确定分析对象，即主管和撑杆的关系，如几何尺寸、相对位置等；然后根据管接头各端的载荷大小和方向进行管接头连接类型的判断。

第3节 管接头类型判断

3.1 管接头类型判断

每一根主管和撑杆的连接都构成一个管接头，类型可以分为K型、T型、Y型三种。在一个计算平面内，主管与一根或多根撑杆构成一个或多个管接头，需根据各撑杆的轴向载荷大小和形式来判断管接头的类型，其中K型接头表征的是各撑杆轴向载荷的平衡关系，T型或Y型接头表征的是撑杆轴向载荷与主管剪切力的平衡关系。

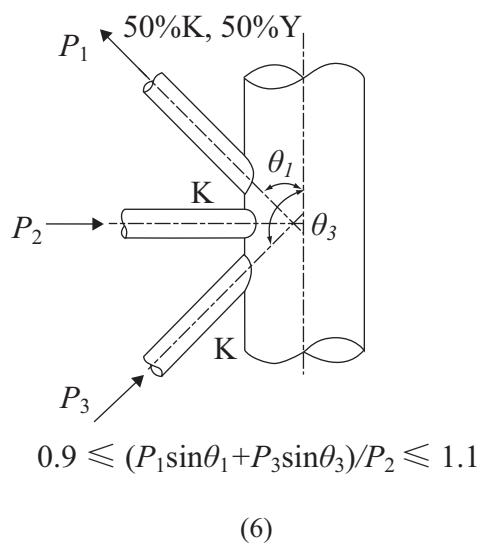
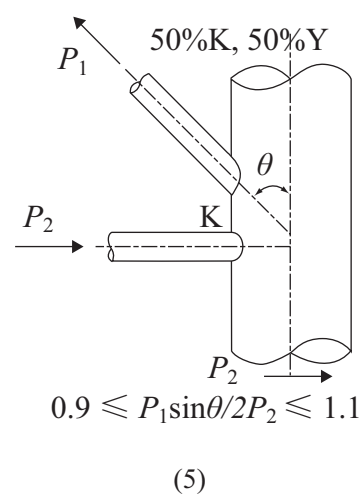
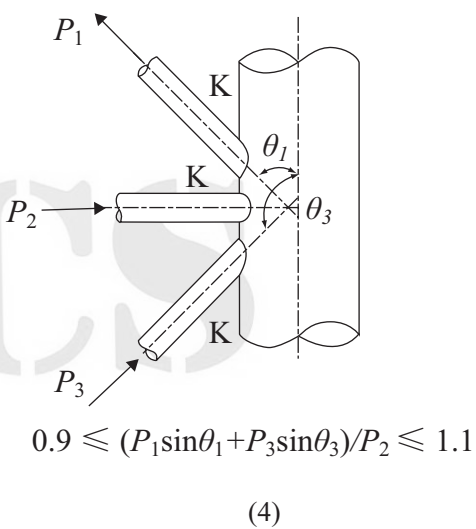
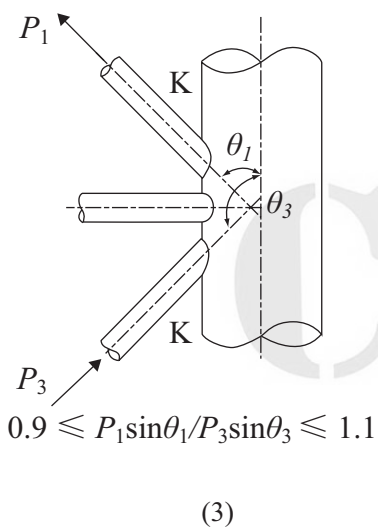
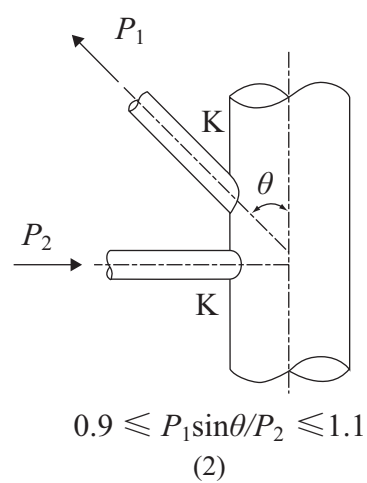
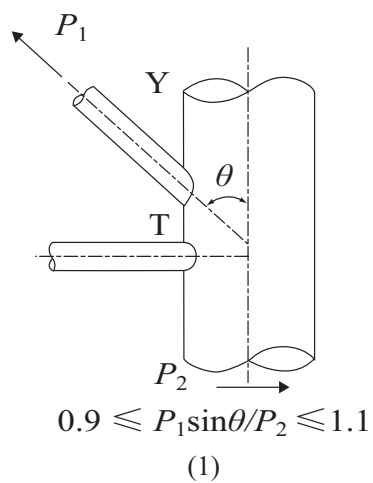
3.2 具体判断的标准如下：

(1) 对于一侧只有一根撑杆的管接头，由于撑杆的轴向载荷只与主管的剪力平衡，故此管接头必为T型或Y型。

(2) 对于一侧只有两根撑杆的管接头，若其中一根轴向载荷为0，则管接头必为T型或Y型（如附图3.2(1)所示）。

(3) 若各撑杆的轴向载荷能相互直接平衡，则所有管接头为K型（如附图3.2(2) (3) (4)所示）。

(4) 若各撑杆的载荷只有部分相互平衡，则需按照载荷的大小通过插值得到管接头类型的比例，并通过加权平均来计算许用应力。（如附图3.2(5) (6)所示）。



附图3.2 泵塔中典型的管接头类型定义

第6章 温度场及热应力计算

第1节 一般规定

6.1.1 一般要求

6.1.1.1 本章要求适用于航行于无限航区的薄膜型液化天然气运输船液货舱段区域船体结构和泵塔结构在液货低温作用下的温度场预报分析及热应力计算。对于航行于有限航区的船舶，其温度场预报及热应力计算需根据实际情况进行特殊考虑。

6.1.1.2 本节对薄膜型液化天然气运输船货舱区域和泵塔的三维空间温度场预报及其热应力分析方法作出规定。如采用其他计算方法，应经CCS同意。

6.1.1.3 温度场及热应力计算应使用公认的有限元热分析程序和有限元结构分析程序。

6.1.2 图纸资料

6.1.2.1 对于按本章要求的分析计算，应提交如下图纸和计算资料备查：

- (1) 绝热箱构造图；
- (2) 绝热层布置图及连接详图；
- (3) 船东或货物围护系统设计者指定的热工系数（如有时）；
- (4) 热分析和温度场预报计算报告；
- (5) 热应力计算报告，包括热应力与船舶相应海况及装载工况组合下的合成应力校核。
- (6) 与上述计算和结构有限元分析有关的船体结构图纸，另见第4章。

6.1.3 定义

6.1.3.1 除非特别说明，下列符号在本章中的规定如下：

k_e —— 等效导热系数，W/(mK)；

h —— 对流换热系数，W/(m²K)；

T —— 温度，°C；

α —— 线膨胀系数，（1/K）；
 σ_e —— 结构单元的相当计算应力，N/mm²，见本指南第4章4.1.3.1定义；
 R_{eH} —— 不同温度条件下的材料屈服强度，N/mm²，见表5.5.1.3，且其间之值由线性内插得到。

6.1.3.2 坐标系统

本章中，采用右手坐标系，具体定义参考4.1.3.2。

第2节 结构模型

6.2.1 温度场分析模型

6.2.1.1 温度场计算的有限元模型应包括所分析对象范围内（如首、中、尾部区域的各个液货舱）的船体结构和主、次绝热层。

6.2.1.2 分析模型应包含前、后隔离空舱、液货舱。当结构和边界条件为左右对称时，可取为1/2计算模型；当结构和边界条件为前后、左右对称时，可取为1/4计算模型。典型的1/4温度场分析有限元计算模型如图6.2.1.2所示。

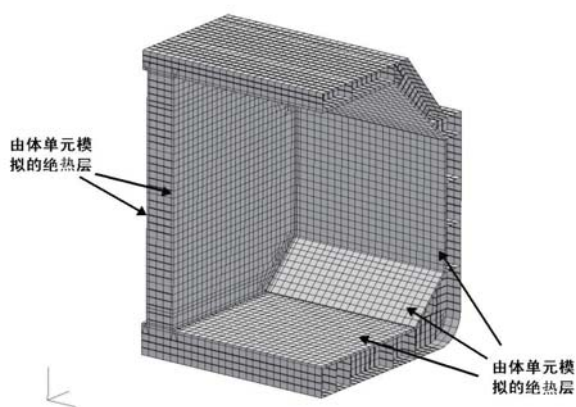


图6.2.1.2 温度场计算有限元模型

6.2.1.3 模型中船体结构有限元模型的单元类型和网格尺度应满足本指南第4章4.3.2的要求。

6.2.1.4 模型中液货舱主、次绝热层应采用体单元（Solid）模拟，且一般应采用6面体单元。

6.2.1.5 当采用体单元模拟多层不同材料构成的绝热层时，单元导热系数应采用等效导热系数。对于由N层材料组成的绝热层，其等效导热系数按下式计算：

$$k_e = \frac{\sum_{i=1}^N \delta_i}{\sum_{i=1}^N \frac{\delta_i}{k_i}}$$

式中： δ_i ——第*i*层材料厚度，m；
 k_i ——第*i*层材料导热系数，W/(mK)；

6.2.2 热应力分析模型

6.2.2.1 热应力分析中的船体结构有限元模型应满足本指南第4章4.3.2的要求，且模型范围与船体结构直接计算的舱段有限元模型的要求一致。

6.2.3 泵塔模型

6.2.3.1 泵塔热应力计算模型要求参考第5章5.5.5.1，材料系数的取值依据第5章表5.5.1.3。

第3节 船体温度场及热应力计算

6.3.1 一般规定

6.3.1.1 本节的温度场计算结果可作为船体钢级确定、结构热应力分析、货物围护系统热蒸发率计算的参考。

6.3.1.2 本节规定中，温度场及低温热应力计算包含两个分析流程：第1步，对于给定的环境温度和液货温度条件，通过热分析求出结构的温度场分布；第2步，将温度场作为输入温度载荷，进行低温热应力分析，求出温度场中任一结构由于温差引起的热膨胀应力。

6.3.1.3 本章的计算基于：

- (1) 三维空间定常稳态传热，且材料参数和边界条件不随温度变化的线性热传导分析方法；
- (2) 仅考虑温度场变化对结构机械场产生的影响，而忽略后者变化对前者的影响；
- (3) 船体结构内部及各个构件之间以热传导的方式进行热传递，空气、海水仅以对流方式和船体构件进行热交换。

6.3.2 传热方式

6.3.2.1 船体温度场计算中假定如下传热方式：

- (1) 船体板与舱内空气之间的对流传热；
- (2) 船体板与外界空气之间的对流传热，当有风速时应考虑强迫对流换热；
- (3) 船体板与海水之间的对流传热；
- (4) 船体板与外界之间的辐射传热（如需要时）；
- (5) 船体内外板之间的辐射传热（如需要时）。

6.3.3 计算工况

6.3.3.1 对于不同计算目的，计算船体温度场的外界条件如下：

- (1) 主绝热层完全失效，低温液货直接作用在次绝热层内表面上，用于计算船体结构最低温度分布、确定钢级和计算最大低温热应力。
- (2) 考虑赤道工况（见表6.3.3.2），且主、次绝热层完整，低温液货直接作用在主绝热层内表面上，用于评估薄膜型液化天然气运输船围护系统效率，计算热蒸发率（BOR-Boil Off Rate），详细计算方法见附录2。
- (3) CCS或船东认为需要考虑的其他计算目的。

6.3.3.2 外界环境温度工况至少应包括IGC工况、USCG工况和赤道环境工况，见表6.3.3.2。

各种环境工况

表6.3.3.2

	IGC	USCG	USCG (阿拉斯加海)	赤道
空气温度 (°C)	5	-18	-29	45
海水温度 (°C)	0	0	-2	32
风速 (kn)	0	5	5	0
液货 (°C)	-163			

6.3.4 边界条件

6.3.4.1 船体板与空气、船体板与海水之间采用对流换热边界条件，对流换热系数应按实际选取，当缺乏具体数值时可采用公认的热力学经验公式计算确定。

6.3.4.2 在计算船体板与空气之间的对流换热系数时，需考虑船体骨材对其附着船体板的影响，一般将船体骨材作为散热肋片考虑。

6.3.4.3 绝热层内表面和液货直接接触，可定义温度边界条件或对流换热边界条件，一般液货温度取 -163°C 。但当温度场计算结果用于热应力计算时，绝热层内表面温度边界条件应按6.4.2.2的相关规定。

6.3.4.4 船体各封闭舱室的空气温度应按实际值取用，也可参考本章附录1的推荐方法进行迭代直接计算获得。

6.3.4.5 如船体中存在热源时（如隔离空舱中设置的加热系统），应将该热源作为适当的边界条件施加到船体上。

6.3.5 钢级的选取

6.3.5.1 应将载货状态下最小吃水的船体温度场作为确定结构钢级的装载工况。

6.3.5.2 船体结构钢级确定应以低温环境、主绝热层失效情况下的温度场预报计算结果为依据。船体结构钢级标准见CCS《散装运输液化气体船舶构造与设备规范》第6章6.2的相关规定。

6.3.6 船体结构热应力计算

6.3.6.1 碳钢的线膨胀系数 α 计算参考取值为 1.1×10^{-6} （1/K）。

6.3.6.2 按本节上述温度场计算得到的三维空间温度场分布作为温度载荷，施加到本指南第4章对应的各个对应计算工况的船体模型中，虑及常规载荷和温度载荷的共同作用，进行船体结构强度计算。

6.3.7 强度衡准

6.3.7.1 对于按照6.3.6.2工况组合计算的船体结构有限元模型，许用应力按本指南第4章第4节评估标准进行。

第4节 泵塔结构温度场及热应力计算

6.4.1 计算工况

6.4.1.1 货舱内货物装载高度工况的确定见本指南第5章5.2.4.1中的相应规定。

6.4.1.2 泵塔热应力的计算工况可分为温度工况和组合工况。

6.4.1.3 温度工况下仅考虑不同装载工况下稳态温度载荷对泵塔结构的作用。

6.4.1.4 组合工况下的泵塔强度计算时，应包括如下计算载荷：

- (1) 不同装载工况下稳态温度载荷；
- (2) 对应装载工况下的晃荡载荷，见本指南第5章5.5.5.3（1）中的规定；
- (3) 惯性力，见本指南第5章5.5.5.3（3）中的规定；
- (4) 构件自重。

6.4.2 边界条件

6.4.2.1 泵塔节点的约束形式见本指南第5章5.5.5.2的有关规定。

6.4.2.2 在泵塔的温度场分析中，应考虑液舱内顶部与底部之间存在的一定温差，因此液舱内温度分布通常假定为：液货自由液面以下 -163°C ，舱顶温度 T_{top} 高于 -163°C ，且与环境温度和货物装载量有关。如无具体数值时，可假定为 $T_{top} = -30^{\circ}\text{C}$ ，两者之间温度按线性内插分布。沿泵塔中心线高度的温度分布如图6.4.2.2所示。

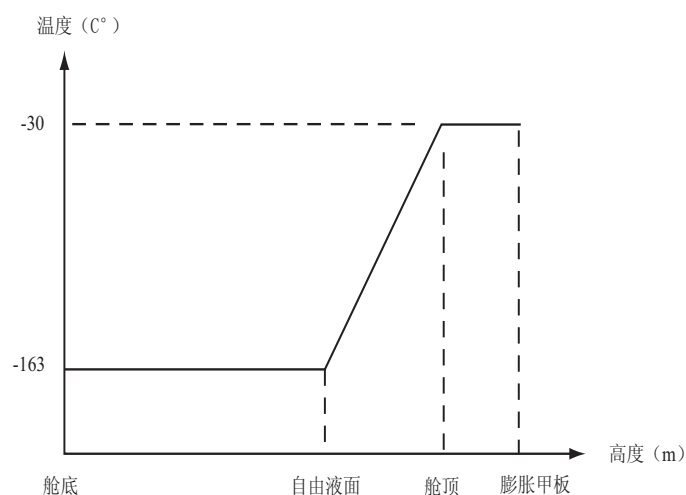


图6.4.2.2 泵塔中心线沿高度的温度分布假定

6.4.2.3 基于6.4.2.2，泵塔温度按下式计算：

$$T = \begin{cases} -163 & z \leq \varphi h \\ -163 + 133 \times \frac{(z - \varphi h)}{(1 - \varphi)h} & \varphi h < z \leq h \\ -30 & z > h \end{cases}$$

式中： z —— 计算点高度，m；

φ —— 货物装载高度系数，（取值范围为0.0～1.0，其中：0.0为空载，1.0为满载）；

h —— 货舱高度，m；

6.4.3 热应力计算衡准

6.4.3.1 当仅考虑温度载荷工况时，泵塔结构热应力校核衡准为：

$$\eta \leq 0.1$$

式中： η —— 利用系数， $\eta = \sigma_e / R_{eH}$

6.4.3.2 对于局部热应力集中部位，如撑杆与管系的连接处和泵塔顶部等，其强度衡准可给予特殊考虑。

6.4.3.3 组合工况下的泵塔强度计算的强度衡准按照第5章5.5.6相关规定执行。

附录1 船体舱室内空气温度场预报分析的迭代计算方法

第1节 一般规定

1.1.1 本附录为船体舱室内空气温度场预报分析提供一种较为有效和准确的推荐计算方法。该方法基于有限元数值分析，且通过实施迭代搜索计算出拟预报区域的温度场分布

第2节 迭代计算过程

1.2.1 某一舱室内的空气温度按下式计算：

$$T_c = \frac{\sum h_i A_i T_{si}}{\sum h_i A_i}$$

式中： T_c —— 舱室空气温度，℃；
 h_i —— 对流系数，W/(m²K)；
 A_i —— 与此舱室内空气接触的第*i*块板的面积（在计算*A*时，不需要考虑船体骨材所增加的表面积），m²；
 T_{si} —— 与此舱室内空气接触的第*i*块板的温度，℃。

1.2.2 船体舱室内空气温度的迭代计算流程如图1.2.2所示。

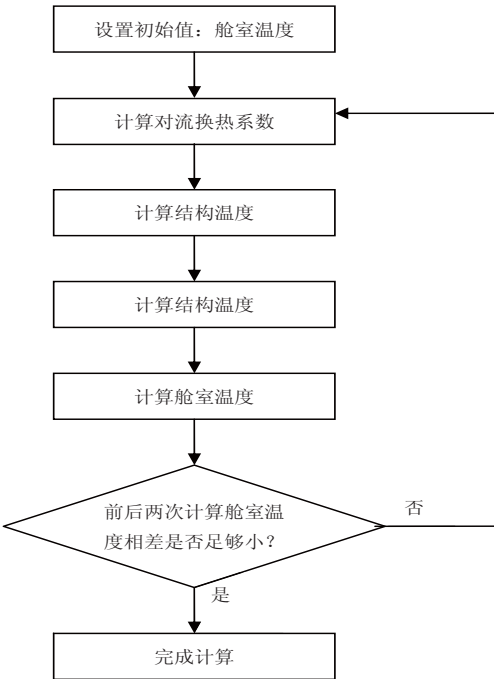


图1.2.2 舱室内空气温度的计算流程

附录2 计算日蒸发率（BOR）

第1节 一般规定

1.1.1 液货舱内液化天然气日蒸发率（Boil Off Rate）的计算及校核应基于船体温度场计算结果。

第2节 计算工况

1.2.1 在计算日蒸发率时，船体温度场计算的传热形式应参考6.3.2.1的要求，并需充分考虑各种传热方式，如6.3.2.1(4)和6.3.2.1(5)的规定要求。

1.2.2 计算工况应参考6.3.3.1(2)的规定。

第3节 计算方法

1.3.1 日蒸发率BOR按下式计算：

$$BOR = \frac{86400Q}{\gamma\rho V} \times 100\%$$

式中：Q —— 稳态条件下LNG船液货舱内液化天然气与外界热交换的总热流量，W。

γ —— 液化天然气的蒸发潜热，J/Kg，如缺乏具体数值，可取为 5.1×10^5 J/Kg；

ρ —— 液化天然气的密度，Kg/m³；

V —— 液货舱实际的最大装载舱容，m³。

1.3.2 热流量Q可通过下述数值计算方法得到：

(1) 对一个与液化天然气接触的体单元面，读取其相关联的各节点热流密度，取其平均值 q_i ，与此体单元面面积 A_i 的乘积即为此单元上的热流量 Q_i ，即 $Q_i = q_i A_i$ ，如图1.3.2所示。

(2) 将所有与液化天然气接触的体单元面的 Q_i 累加，即可得到： $Q = \sum_i Q_i$ 。

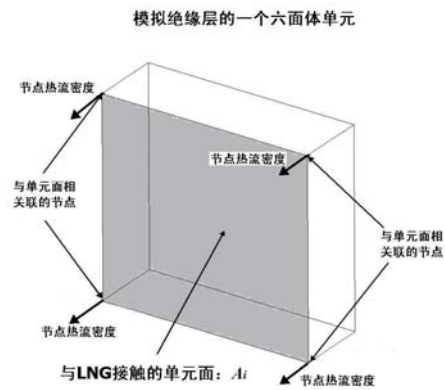


图1.3.2 热流量的计算

第4节 计算结果衡准

1.4.1 一般情况下，各温度工况下日蒸发率值的合理范围应在0.10%至0.15%之间。对于大型化薄膜型液化天然气运输船，*BOR*之值靠近其下限，较小者则反之。

1.4.2 最大日蒸发率限制值由货物围护系统设计者提供并保证。