中 国 船 级 社

内河船舶抗碰撞能力评估指南

中国船级社

二〇一二年七月

目　录

第 1 章　通则……1

第 1 节　一般规定……1

第 2 节　定义……1

第 3 节　抗碰撞设计要求……2

第 2 章　双壳油船、化学品船抗碰撞能力评估标准　……4

第 1 节　一般规定……4

第 2 节　双壳油船、化学品船抗碰撞能力评估标准……4

第 3 章　双壳油船、化学品船临界变形能计算方法……5

第 1 节　一般规定……5

第 2 节　简化分析方法……5

第 3 节　有限元法……8

附录：船舶抗碰撞能力评估算例……12

第 1 章　通 则

第 1 节　一般规定

1.1.1　目 的

1.1.1.1 为防止油船、化学品船泄漏而造成环境污染，特制定《内河船舶抗碰撞能力评估指南》（以下简称“本指南”）。以期为内河船舶抗碰撞能力评估提供技术支持，指导内河船舶抗碰撞设计和评估。

1.1.2　适用范围

1.1.2.1 本指南适用于船长 80m 及以上的航行于我国长江干线（宜宾至吴淞口）的新建双壳油船、化学品船。

1.1.2.2 船长 80m 以下和其它水域的双壳油船、化学品船可参照执行。

1.1.2.3 本指南的相关要求仅针对拟按照本指南进行抗碰撞设计和评估的船舶。

1.1.3　附加标志

1.1.3.1 按本指南对舷侧结构进行特殊加强的船舶，可在其入级符号后加注附加标志“抗碰撞　COLL ”。

第 2 节　定 义

1.2.1 定义

1.2.1.1 除另有规定外，CCS《钢质内河船舶建造规范》和《内河散装运输化学品船舶构造与设备规范》的相关定义适用本指南。

1.2.1.2 本指南定义如下：

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

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

满载水线长度系指船舶的满载水线面在中纵剖面上的投影长度。

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

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

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

（5）排水量Δ(t)——系指船舶满载时的总重量。

（6）初始撞击速度 V_{0s}（km/h）——系指发生碰撞时撞击船的速度。

（7）极限撞击速度 V_{cr}（km/h）——系指发生碰撞时被撞船舶所能承受的最大撞击船速度。如撞击船的船速超过该值，会发生预期的危险状态。

（8）抗碰撞能力 E_{0s}（MJ）——系指发生碰撞时被撞船舶自身应具有的吸收撞击能量的能力，其与撞击船的排水量和被撞船的排水量、船长有关。

（9） 临界变形能 E_{cr}（MJ）——系指发生碰撞时被撞船内舷板发生塑性大变形，但未出现破裂时船体结构所吸收的塑性变形能。超出该能量时，会发生预期的危险状态。

第 3 节　抗碰撞设计要求

1.3.1　一般要求

1.3.1.1 应采取可靠的安全措施保护船舶所装货物，即碰撞时允许双壳液货船的内舷板发生塑性变形，但不允许出现断裂破坏。

1.3.1.2 构成液货舱周界的内舷板距离船体外板的距离一般不小于：

(1) 1 型船：1.2m；

(2) 其它船舶：1.0m。

1.3.1.3 船舶舷侧内外舷板厚不小于《钢质内河船舶建造规范》和《内河散装运输化学品船舶构造与设备规范》中所规定厚度的 1.15 倍，加强范围为纵向

液货区，垂向自舭列板至舷侧顶列板；对于采用高强度船体结构钢的船舶应将高强度钢换算成一般强度船体结构钢，然后在此基础上加厚。

1.3.1.4 若舷侧结构满足下列要求，则 1 型船构成液货舱周界的内舷板距离船体外板可由 1.2m 减低至不小于 1.0m，其它船舶可由 1.0m 减低至不小于 0.76m：

（1）甲板边板的厚度较 1.3.1.3 要求增加 0.25 倍，和

（2）内外舷侧板的厚度较 1.3.1.3 要求增加 0.15 倍。

1.3.1.5 采用其他结构型式或舷侧结构的设置不满足本节上述要求时，船舶的抗碰撞能力应满足 2.2.1.4 的要求，抗碰撞能力可根据本指南第 3 章要求进行评估。

1.3.1.6 船舶舷侧结构之间的横隔板在满足规范要求的基础上，可以适当增加开孔或减小横隔板板厚，提高船舶抗碰撞能力。

第 2 章　双壳油船、化学品船抗碰撞能力评估标准

第 1 节　一般规定

2.1.1　一般要求

2.1.1.1 本指南所述的评估标准适用于完全非弹性（塑性）碰撞。

2.1.1.2 本指南所述的评估标准为假定边舱进水而内舷板发生塑性变形但不允许撕裂破坏。

第 2 节　双壳油船、化学品船抗碰撞能力评估标准

2.2.1 双壳油船、化学品船抗碰撞能力评估标准

2.2.1.1 船舶的抗碰撞能力 E_{0s} 由下式给出的数值确定：

$$E_{0S} = \frac{k \cdot (L/100)^2}{1 + 0.8 \cdot (\Delta_0/\Delta\Delta} \qquad MJ$$

式中：L——被撞船船长， m；

Δ_0——撞击船的排水量，取 3000t；

Δ——被撞船的排水量，t；

k——耐撞性系数， MJ/m^2，1 型船取 6.5，其它船舶取 5.0。

2.2.1.2 船舶临界变形能 E_{cr} 可按本指南第 3 章规定的简化分析方法或有限元方法计算确定，详细计算步骤参见本指南附录。

2.2.1.3 船舶极限撞击速度 V_{cr} 由下式确定：

$$V_{cr} = 43\left[\frac{10E_{cr}}{\Delta}(1 + 1.27\frac{\Delta}{\Delta_0})\right]^{0.5} \qquad km/h$$

式中：Δ_0——撞击船的排水量，取 3000t；

Δ——被撞船的排水量，t；

E_{cr}——被撞击船临界变形能， MJ 。

2.2.1.4 初始撞击速度 V_{os} 取 5 km/h 。

2.2.1.5 双壳油船、化学品船抗碰撞能力评估标准为：

（1） $E_{cr} > E_{0s}$ ，和

（2） $V_{cr} \geq V_{0s}$ 。

第 3 章　双壳油船、化学品船临界变形能计算方法

第 1 节　一般规定

3.1.1 一般要求

3.1.1.1 本章规定了双壳油船、化学品船临界变形能 E_{cr} 的计算的原则和方法。

3.1.1.2 对于撞击船已确定的双壳油船、化学品船的临界变形能的计算应按本章第 3 节相关要求进行，其撞击船的船首、初始撞击速度、撞击位置等可按实际情况选取。

第 2 节　简化分析方法

3.2.1　基本假定

3.2.1.1 撞击船首部假定为刚性球鼻艏。

3.2.1.2 球鼻艏简化为球形撞头，球形撞头直径假定为被撞船舷侧结构强骨材纵向、垂向间距小者的 0.8 倍。

3.2.1.3 能量计算时假定结构响应是准静态的，材料为理想刚塑性材料，撞击船动能全部转化为被撞船结构所吸收的塑性变形能。

3.2.2　被撞船撞击区域范围的确定

3.2.2.1 被撞船撞击区域取舷侧纵桁（或平台甲板）与内底板以及两相邻强肋骨间的舷侧结构部分。

3.2.3　碰撞位置的确定

3.2.3.1 碰撞位置取为由 3.2.2.1 定义的被撞船撞击区域的中点处。

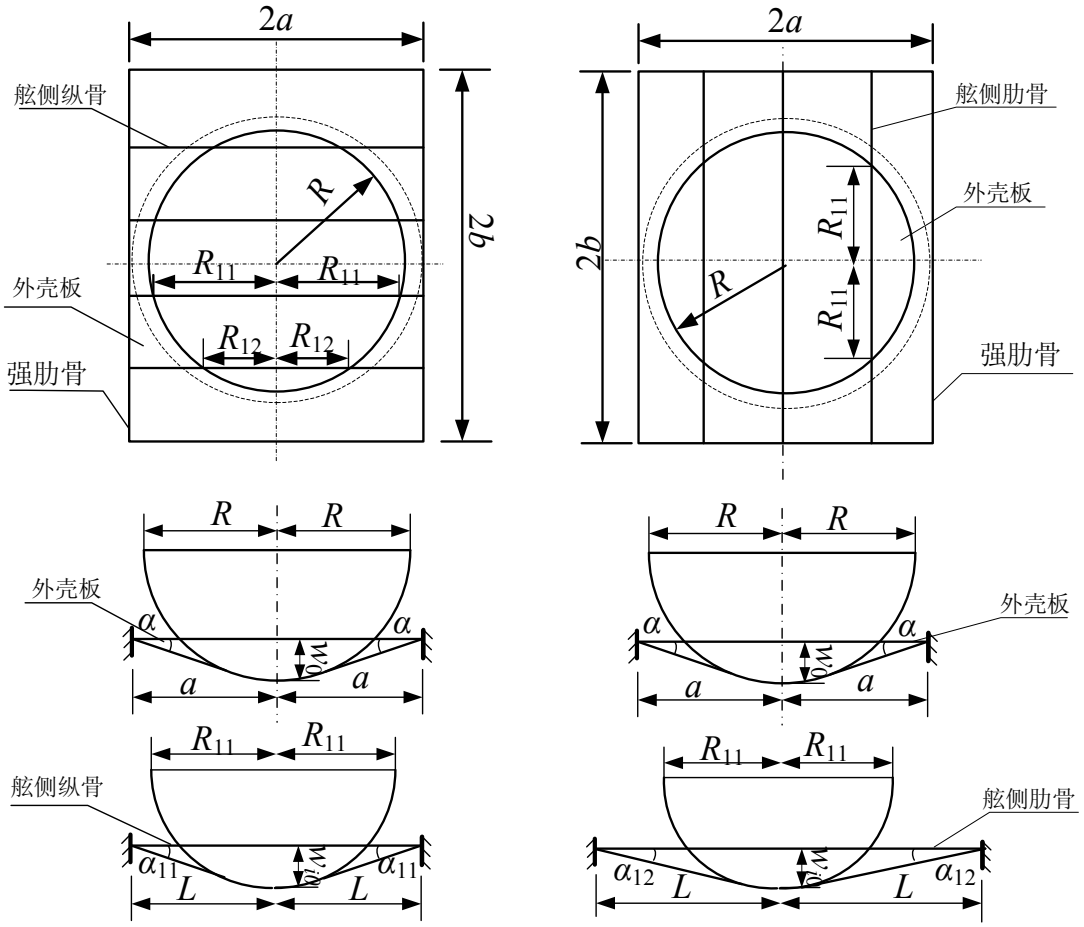
3.2.4　船舶临界变形能 E_{cr} 的确定

3.2.4.1 内河双壳油船、化学品船临界变形能 E_{cr} 计算，采用叠加法进行计算。

（1）外壳结构塑性变形能 $E_{外}$

按以下步骤计算外壳板以及外壳板上的纵骨发生断裂破坏时的横向变形值。

假设纵向强骨材间距大于横向强骨材间距，外壳结构变形模式计算示意图如图3.2.4.1。



（*a*）纵骨架式舷侧结构　　（*b*）横骨架式舷侧结构

图 3.2.4.1　外壳结构变形模式示意图

① 外壳板能量 $E_{外壳板}$ 的计算

外壳板断裂破坏时中点横向变形值 w_0 的计算

$$w_0 = \left\{ \tan\alpha + \frac{R}{a}\left(1 - \frac{1}{\cos\alpha}\right) \right\} a \qquad (1)$$

式中：w_0——外壳板发生断裂破坏时的中点横向变形值，m；

α——外壳板变形面与初始平面之间的夹角，rad；

R——球形撞头半径，m；

a——外壳板短边长度的一半，m。

其中α值根据外壳板材料的断裂应变值 ε_u 由下式确定：

$$\alpha = \arccos\frac{1}{1+\varepsilon_u}$$

由下式计算外壳板发生断裂破坏时所吸收的能量 $E_{外壳板}$，MJ

$$E_{外壳} = \pi\sigma_0 ta^2\{[\frac{1}{\cos\alpha} - \frac{R^2}{a^2}(\frac{1}{\cos\alpha} + \cos\alpha os - (1-2\frac{R^2}{a^2})\} \qquad (2)$$

式中：σ_0——为外壳板材料的流动应力，MPa，取其值等于材料屈服应力 R_{eH} 和极限应力 R_m 的平均值，$\sigma_0 = \frac{1}{2}(R_{eH} + R_m)$。简化计算中材料屈服应力 R_{eH} 取 235 MPa、极限应力 R_m 取 405 MPa、断裂应变 ε_u 取 0.1。

t ——外壳板厚度，m。

② 外壳板纵骨能量计算

外壳板第 i 根纵骨发生断裂破坏时中点横向变形值 w_{i0} 的计算

$$w_{i0} = \left\{\tan\alpha_{1i} + \frac{R_{1i}}{L}(1 - \frac{1}{\cos\alpha_{1i}})\right\}L \qquad (3)$$

式中，w_{i0}——第 i 根纵骨发生断裂时的中点横向变形值，m；

α_{1i}——第 i 根纵骨发生断裂时，纵骨变形后轴线与初始轴线之间的夹角（参见图 3.2.4.1），rad；

R_{1i}——第 i 根纵骨发生断裂时，球形撞头与纵骨接触区域撞头的半径，m；

L——纵骨长度的一半，m。

其中 α_{1i} 值根据纵骨材料的断裂应变值 ε_u 由下式确定：

$$\alpha_{1i} = \arccos\frac{1}{1+\varepsilon_u}$$

第 *i* 根纵骨发生断裂时所吸收能量 $E_{纵骨_i}$ 的计算

$$E_{纵骨i} = 2N_0L\left\{\frac{1}{\cos\alpha_{1i}} - \frac{R_{1i}}{L}(\tan\alpha_{1i} - \alpha_{1i}) - 1\right\} \text{ MJ} \qquad (4)$$

式中：$N_0 = \sigma_0 \cdot F$，为纵骨横截面的极限轴力值，MN；F 为纵骨横截面面积，m^2。

σ_0——为外壳板材料的流动应力，MPa，取其值等于材料屈服应力 R_{eH} 和极限应力 R_m 的平均值，$\sigma_0 = \frac{1}{2}(R_{eH} + R_m)$。简化计算中材料屈服应

力 R_{eH} 取 235 MPa、极限应力 R_m 取 405 MPa、断裂应变 ε_u 取 0.1。

③ 外壳结构总能量

$$E_{外} = E_{外壳} + \sum_{i=1}^{n} E_{纵骨i}$$

式中：n ——为纵骨的根数。

（2）计算内壳结构能量 $E_{内}$

内壳结能量计算与外壳结构有所不同，即整个碰撞计算进行到内壳板发生断裂破坏时为止，计算过程同（1）。

内壳板发生断裂破坏时吸收的能量按(2)式进行计算。内壳结构各纵骨吸收的能量亦按(4)式进行计算。式中各纵骨的 R_{1i} 值根据内壳板发生断裂破坏时球形撞头与内壳结构碰撞的相对位置图确定。

内壳结构总能量

$$E_{内} = E_{内壳板} + \sum_{i=1}^{n} E_{纵骨i}$$

（3）舷侧结构临界变形能 E_{cr}，MJ

$$E_{cr} = E_{外} + E_{内}$$

第 3 节　有限元法

3.3.1　计算程序

3.3.1.1 本节有限元法可采用通用有限元分析程序，如采用非通用程序时，计算单位应提供所采用的计算程序及有关说明文件供本社确认计算的准确性。

3.3.2　定义

3.3.2.1 撞击船总质量定义：考虑附连水质量的影响，取撞击船总质量为 1.1 倍的撞击船排水量。

3.3.2.2 被撞船质量定义：不考虑被撞船附连水质量的影响，取被撞船质量为其排水量。

3.3.3 基本假定

3.3.3.1 假定撞击船艏部的刚度无穷大，即刚性艏。

3.3.3.2 撞击船船首与被撞船舷侧垂直相遇。

3.3.4 坐标系和单位制

3.3.4.1 坐标规定

X——沿船长方向，指向船首为正；

Y——沿船宽方向，指向左舷为正；

Z——沿型深方向，指向上方为正。

3.3.4.2 本指南所采用的单位制为：

质量：吨（t）；

长度：米（m）；

时间：秒（s）；

力：牛顿（N）或千牛顿（kN）；

应力：牛/毫米^2（N/mm^2）；

压力：千牛/米^2（kN/m^2）。

能量：焦耳（J）。

3.3.5 模型建立

3.3.5.1 被撞船模型取为局部舷侧有限元模型，模型纵向为两横舱壁之间的范围，横向为内外壳板之间的范围，垂向为型深范围（如图 3.3.5.1 所示），建模范围内的结构构件均应真实模拟，肘板除外。

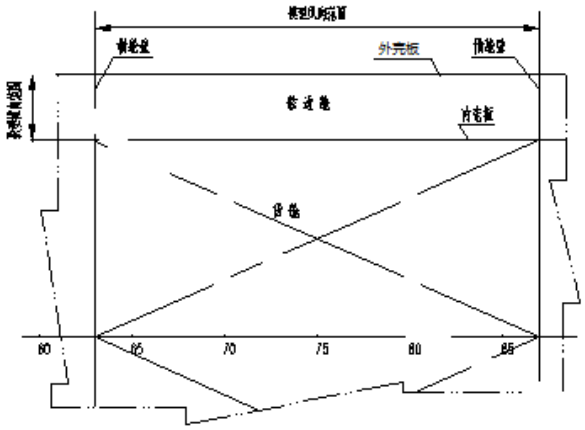


图 3.3.5.1 被撞船有限元模型范围示意图

3.3.5.2 若撞击船未确定，撞击船模型采用球头进行模拟，球头直径取被撞船强框架间距短边长的 0.8 倍，纵向范围取 0.05L（如图 3.3.5.2 所示），L 为撞击船船长；若撞击船已确定，则撞击船模型取首防撞舱壁向船首的立体舱段。撞击船和被撞击船的有限元模型示意图见图 3.3.5.3。

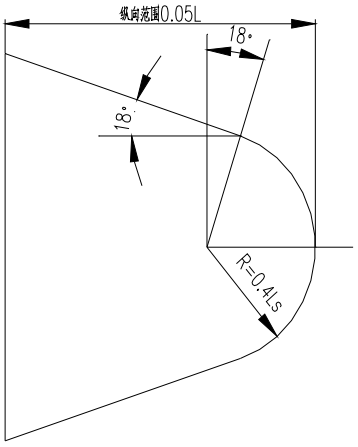


图 3.3.5.2 撞击船球头有限元模型范围（Ls 为被撞船强框架间距短边长）

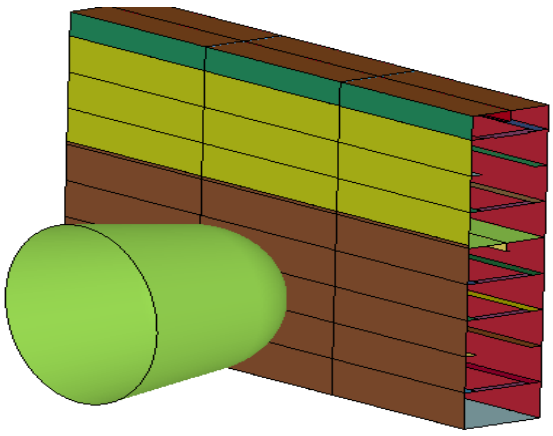


图 3.3.5.3 撞击船和被撞船有限元几何模型示意图

3.3.5.3 单元选取：

一般地，船体甲板、舷侧外板、内壳板、船体外底板、内底板被撞击区域的骨材等一般应采用 4 节点板壳单元模拟，尽量避免使用三角形单元。

3.3.5.4 网格划分：

撞击区域网格尺寸取为 50mm，单元失效应变取 0.22。

3.3.6 载荷及其施加

撞击船艏以速度 V_0 撞向被撞船，将撞击船的总质量和初速度 V_0 施加在球鼻艏上（如图 3.3.6 所示）；被撞船初始状态为静止状态。碰撞位置取为模型中间两相邻强肋骨之间中线与舷侧纵桁（纵向平台）与内底板之间中线的交点处。如计算时缺少实际数据，可假定 V_0=10m/s。

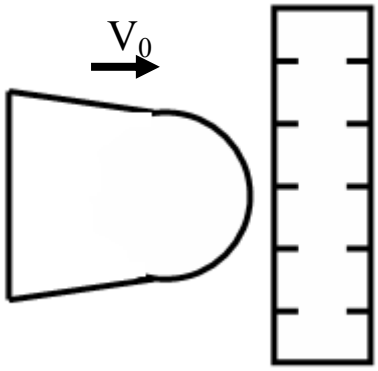


图 3.3.6　载荷施加示意图

3.3.7　边界条件

3.3.7.1 被撞船舷侧两端横舱壁所有节点上施加线位移和角位移约束，即 δx=δy=δz=0，θx=θy=θz= 0。

3.3.8 船舶临界变形能 E_{cr} 的确定

3.3.8.1 当双壳结构的内壳板出现断裂时，计算终止，此时计算得到的能量即为被撞船所吸收的塑性变形能，即 E_{cr} 。

附录：船舶抗碰撞能力评估算例

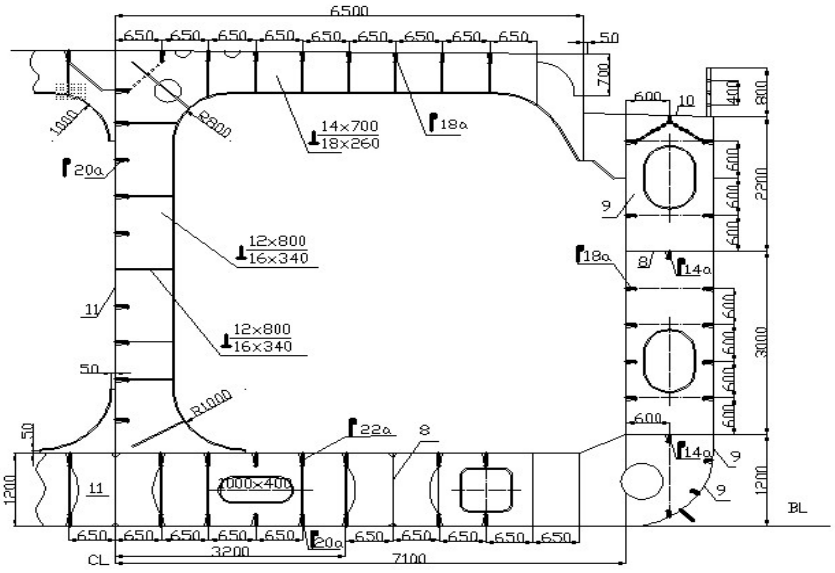
针对4000吨级油船/化学品船的防碰撞能力评估进行简化分析方法评估和有限元分析方法评估。

（一）基于简化分析方法的船舶抗碰撞能力评估算例

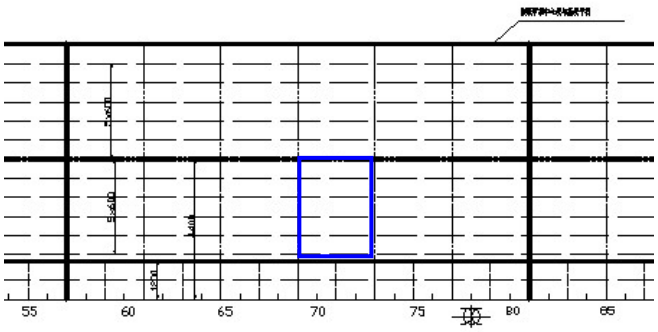
1、 被撞船和撞击船主要参数

总长：106.60m；垂线间长：98.60m；水线长：101.60m；设计吃水：4.80m；型宽：16.60m；型深：6.80m；纵骨间距：0.60m ；肋距0.65m（中部），每隔4个肋位设置强肋骨。假设撞击船首部为刚体，根据球鼻艏形状，将其简化为直径为2.08m的球形撞头。

被撞船中间舱段的中纵剖面基本结构和横剖面基本结构图如附图1、2所示。被撞区域沿船长方向为两强肋骨间距即FR69—FR73肋位，沿型深方向为双壳内的中间纵向平台与内底平台之间即BL1200—BL4200范围，如附图2所示。



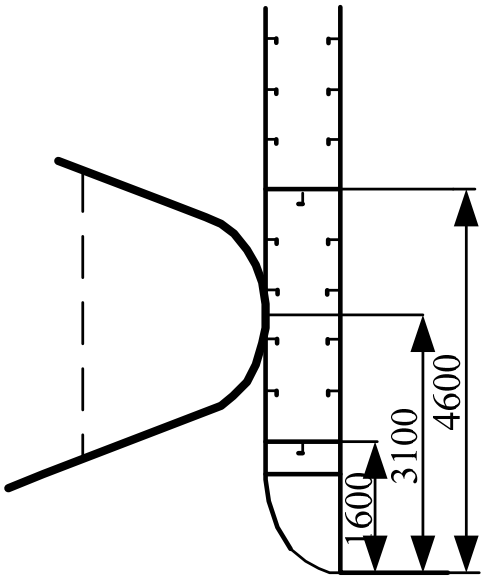
附图1 横剖面结构图



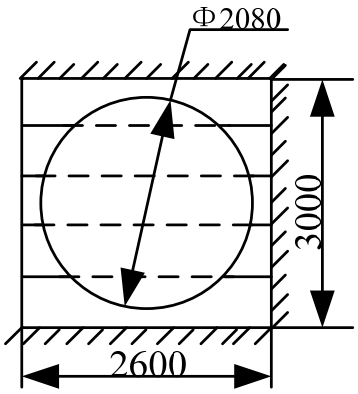
附图2 中纵剖面结构图

2、碰撞位置的确定

如附图 3 所示。撞击船球鼻艏的直径假定取为 2.08m 的球头，计算模型示意图如附图 4 所示。



附图 3 相撞船舶位置示意图



附图 4 计算模型示意图

3、临界变形能的计算

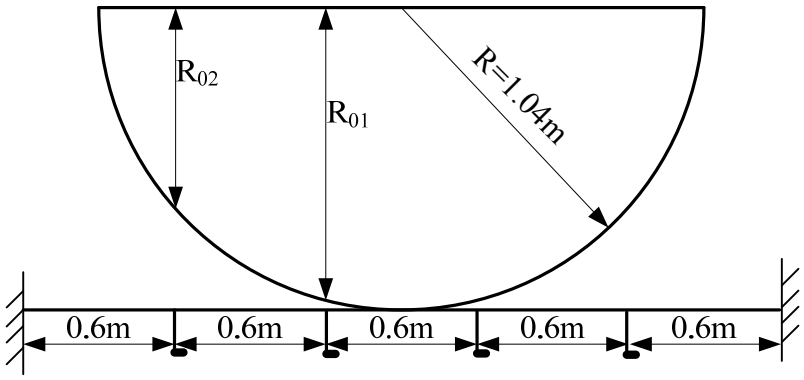
已知条件：外壳板厚度 t =9mm，球形撞头半径 $R=1.04\,m$，$\varepsilon_u=0.1$ 为断裂应变大小，$a=1.30\,m$ 为计算模型短边长度的一半，$b=1.50\,m$ 为计算模型长边长度的一半，$L=1.30\ m$ 为纵骨长度的一半，外壳结构纵骨尺寸为 180mm×12mm（18_a 球扁钢），间距 s=600mm。内壳板厚度 t =9mm，内壳结构纵骨尺寸为 180mm×12mm（18_a 球扁钢），间距 s=600mm。材料屈服应力为 235MPa，材料极限应力为 405MPa，故材料的流动应力为 320MPa。

3.1 外壳结构的临界变形能计算

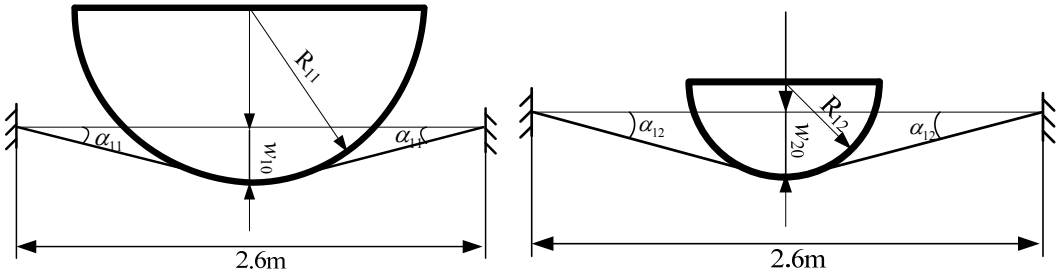
3.1.1 球形撞头撞击外壳板结构过程示意图及参数计算说明

假设球形撞头撞击外壳板结构过程中，壳板及纵骨均出现断裂。则撞击外壳板的球形撞头半径为 R，撞击中间两根纵骨的球形撞头半径为 R_{11}，撞击外侧两根纵骨的球形撞头半径为 R_{12}，如附图 5、6 所示。R_{11} 和 R_{12} 的计算表达式为：

$$R_{11}=\sqrt{R^2-\left(\frac{s}{2}\right)^2}=0.996\ \ m;\qquad R_{12}=\sqrt{R^2-\left(\frac{3s}{2}\right)^2}=0.521\ \ m。$$



附图 5　球形撞头撞击外壳板示意图



附图 6　球形撞头撞击中间和外侧纵骨示意图

撞头的撞击点位置位于计算模型的中央。按近似公式计算外壳板以及纵骨发生断裂时的横向变形值 w_0 以及外壳结构吸收的总能量 $E_{外}$。

3.1.2　外壳板发生断裂破坏时的能量计算

R=1.04m，$a_0=1.3$m，L=1.3m，$\sigma_0=320$ MPa，t=9mm，$\varepsilon_u=0.1$。

外壳板发生断裂时的 α 值：　$\alpha=\arccos\dfrac{1}{1+\varepsilon_u}=0.4294$

外壳板发生断裂时的横向变形值 w_0：

$$w_0=\left[\tan\alpha+\frac{R}{a}(1-\frac{1}{\cos\alpha})\right]a=\left[0.4578+\frac{1.04}{1.30}\times(1-\frac{1}{0.9092})\right]\times1.30=0.491\text{m}。$$

外壳板发生断裂时吸收的能量 $E_{外壳壳}$：

$$E_{外壳壳}=\pi\sigma_0 ta^2\{[\frac{1}{\cos\alpha}-\frac{R^2}{a^2}(\frac{1}{\cos\alpha}+\cos\alpha os-(1-2\frac{R^2}{a^2})\}$$

$$=\pi\times320\times9\times10^{-3}\times1.30^2\times\{[\frac{1}{0.9092}-\frac{1.04^2}{1.30^2}\times(\frac{1}{0.9092}+0.9092)]-(1-2\times\frac{1.04^2}{1.30^2})\}$$

=1.438 MJ。

3.1.3 外壳结构中间两根纵骨发生断裂时的能量计算

外壳结构中间两根纵骨发生断裂时的α_{11}值：$\alpha_{11}=\arccos\frac{1}{1+\varepsilon_u}=0.4294$

外壳结构中间两根纵骨发生断裂时的横向变形值w_{10}：

$$w_{10}=\left[\tan\alpha_{11}+\frac{R_{11}}{L}(1-\frac{1}{\cos\alpha_{11}})\right]L=\left[0.4578+\frac{0.996}{1.30}\times(1-\frac{1}{0.9092})\right]\times1.30$$

= 0.496m。

外壳结构中间两根纵骨发生断裂时吸收的能量$E_{纵骨1}$：

$$E_{纵骨1}=2N_0L\left[\frac{1}{\cos\alpha_{11}}-\frac{R_{11}}{L}(\tan\alpha_{11}-\alpha_{11})-1\right]$$

$$=2\times21.6\times10^{-4}\times320\times1.30\times\left[1.0998-\frac{0.996}{1.30}\times(0.4578-0.4294)-1\right]$$

= 0.140MJ。

3.1.4 外壳结构外侧两根纵骨发生断裂时的能量计算

外壳结构外侧两根纵骨发生断裂时的α_{12}值：$\alpha_{12}=\arccos\frac{1}{1+\varepsilon_u}=0.4294$

外壳结构外侧两根纵骨发生断裂时的横向变形值w_{20}：

$$w_{20}=\left[\tan\alpha_{12}+\frac{R_{12}}{L}(1-\frac{1}{\cos\alpha_{12}})\right]L=\left[0.4578+\frac{0.521}{1.30}\times(1-\frac{1}{0.9092})\right]\times1.30$$

= 0.543m。

外壳结构外侧两根纵骨发生断裂时吸收的能量$E_{纵骨2}$：

$$E_{纵骨2}=2N_0L\left[\frac{1}{\cos\alpha_{12}}-\frac{R_{12}}{L}(\tan\alpha_{12}-\alpha_{12})-1\right]$$

$$=2\times21.6\times10^{-4}\times320\times1.30\times\left[\frac{1}{0.9092}-\frac{0.521}{1.30}\times(0.4578-0.4294)-1\right]$$

= 0.159MJ。

3.1.5 外壳结构临界变形能$E_{外}$

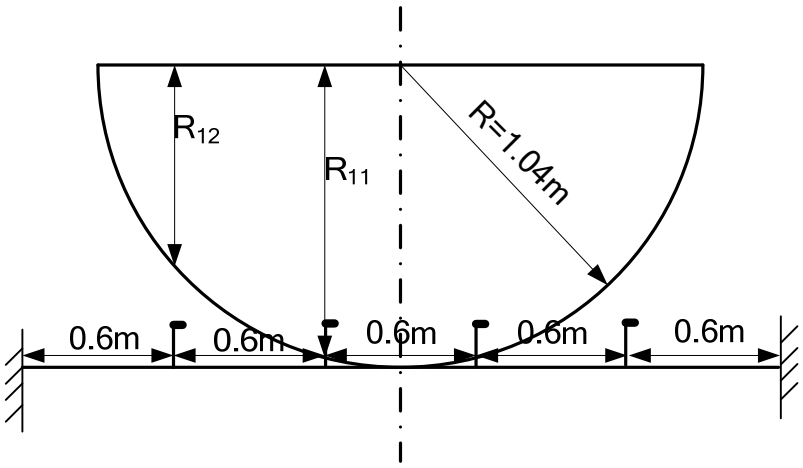
$E_{外}=E_{外壳壳}+2E_{纵骨1}+2E_{纵骨2}=1.438+0.280+0.318=2.04$ MJ。

3.2 内壳结构的临界变形能计算

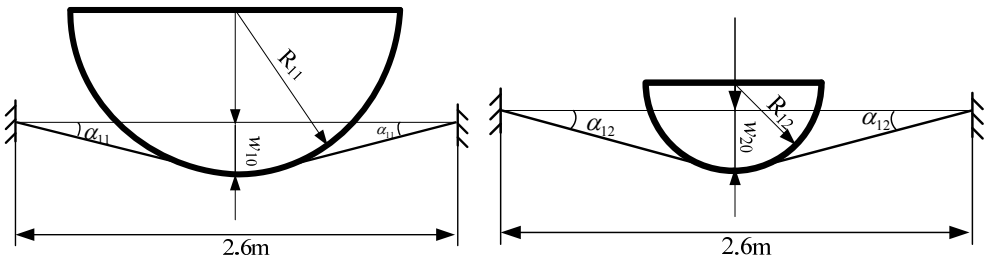
3.2.1 球形撞头撞击内壳结构过程示意图及参数计算说明

假设球形撞头在撞击内壳结构过程中，内壳板一旦出现断裂，计算随即终止。撞击内壳板的球形撞头半径为R，撞击中间两根纵骨的球形撞头半径为R_{11}，撞击外侧两根纵骨的球形撞头半径为R_{12}，如附图 7、8 所示。则R_{11}和R_{12}的计算式为：

$$R_{11}=\sqrt{R^2-\left(\frac{s}{2}\right)^2}=0.996\ \ m\quad ;\qquad R_{12}=\sqrt{R^2-\left(\frac{3s}{2}\right)^2}=0.521\ \ m$$



附图 7　球形撞头撞击外壳板示意图



附图 8　球形撞头撞击中间和外侧纵骨示意图

撞头的撞击点位置位于内壳结构的中央。按近似公式计算内壳板发生断裂破坏时的横向变形值w_0以及内壳结构吸收的总能量$E_{内}$。

3.2.2　内壳板发生断裂破坏时的能量计算

内壳板发生断裂破坏时的α值：$\alpha=\arccos\frac{1}{1+\varepsilon_u}=0.4294$

内壳板发生断裂时的横向变形值w_0：

$$w_0=\left\{\tan\alpha+\frac{R}{a}\left(1-\frac{1}{\cos\alpha}\right)\right\}a=\left[0.4578+\frac{1.04}{1.30}\times\left(1-\frac{1}{0.9092}\right)\right]\times1.30=0.491\ \text{m}。$$

内壳板发生断裂时吸收的能量 $E_{内壳壳}$：

$$E_{内壳壳}=\pi\sigma_0 ta^2\{[\frac{1}{\cos\alpha}-\frac{R^2}{a^2}(\frac{1}{\cos\alpha}+\cos\alpha os-(1-2\frac{R^2}{a^2})\}$$

$$=\pi\times320\times9\times10^{-3}\times1.30^2\times\{[\frac{1}{0.9092}-\frac{1.04^2}{1.30^2}\times(\frac{1}{0.9092}+0.9092)]-(1-2\times\frac{1.04^2}{1.30^2})\}$$

=1.438 MJ。

3.2.3 内壳结构中间两根纵骨的能量计算

内壳结构中间两根纵骨在内壳板发生断裂时的横向变形值 w_{10}：

$$w_{10}=w_0-(R-R_{11})=0.491-(1.04-0.996)=0.447\quad m$$

已知中间两根纵骨的横向变形值 w_{10}，便可由公式（1）确定中间两根纵骨两端的转角：$\alpha_{11}=0.384$。

内壳结构中间两根纵骨吸收的能量 $E_{纵骨1}$：

$$E_{纵骨1}=2N_0L\left[\frac{1}{\cos\alpha_{11}}-\frac{R_{11}}{L}(\tan\alpha_{11}-\alpha_{11})-1\right]$$

$$=2\times180\times12\times10^{-6}\times320\times1.30\times\left[\frac{1}{0.9272}-\frac{0.996}{1.30}\times(0.404-0.384)-1\right]$$

= 0.114MJ。

3.2.4 内壳结构外侧两根纵骨的能量计算

内壳结构外侧两根纵骨在内壳板发生断裂时的横向变形值 w_{12}：

$$w_{20}=[s-(b-a)]\tan\alpha=[0.60-(1.50-1.30)]\times\tan0.384=0.183\,m。$$

已知外侧两根纵骨的横向变形值 w_{12}，便可由公式（1）确定外侧两根纵骨两端的转角：$\alpha_{12}=0.1431$。

内壳结构中间两根纵骨吸收的能量 $E_{纵骨2}$：

$$E_{纵骨2}=2N_0L\left\{\frac{1}{\cos\alpha_{12}}-\frac{R_{12}}{L}(\tan\alpha_{12}-\alpha_{12})-1\right\}$$

$$=2\times180\times12\times10^{-6}\times320\times1.30\times\left[\frac{1}{0.9898}-\frac{0.521}{1.30}\times(0.1441-0.1431)-1\right]$$

= 0.018MJ。

3.2.5 内壳结构临界变形能 $E_{外}$

$E_{内} = E_{内壳壳} + 2E_{纵骨1} + 2E_{纵骨2} = 1.438 + 0.228 + 0.036 = 1.70\,MJ$。

3.3 舷侧结构在内壳板发生断裂时临界变形能 E_{cr}

$$E_{cr} = E_{外} + E_{i内} = 2.04 + 1.70 = 3.74\,MJ$$

4、防碰撞能力 E_s 的计算

$$E_{0S} = \frac{k \cdot (L/100)^2}{1 + 0.8 \cdot (\Delta_0/\Delta\Delta} \quad MJ$$

式中：L——被撞船船长，取 98.6 m；

Δ_0——撞击船的排水量，取 3000 t；

Δ——被撞船的排水量，取 4000 t；

k——耐撞性系数，MJ/m^2，取 5.0。

$$E_{0S} = \frac{5.0 \times (98.6/100)^2}{1 + 0.8 \cdot (3000/4000)} = 3.04\ MJ$$

5、极限撞击速度 V_{cr} 的计算

$$V_{cr} = 43\left[\frac{10E_{cr}}{\Delta}(1 + 1.27\frac{\Delta}{\Delta_0})\right]^{0.5} \quad Km/h$$

式中：E_{cr}——临界变形能，取 3.74MJ；

Δ_0——撞击船的排水量，t；

Δ——被撞船的排水量，取 4000 t。

已知被撞船的临界变形能 E_{cr} 值，便可给出撞击船排水量 Δ_0 与撞击船极限撞击速度 V_{cr} 的对应关系表，如附表 1 所示。

Δ_0 与 V_{cr} 对应关系表（Δ=4000t） 附表 1

撞击船排水量 Δ_0 (t)	5000	4000	3000	2000
撞击船极限撞击速度 V_{cr} （km / h）	5.90	6.26	6.82	7.82

6、抗碰撞能力校核

综上所述，4000 吨级油船/化学品船的临界变形能为 $E_{cr}=3.74MJ$，满足本指南关于 $E_{cr}=3.74MJ>E_{0S}=3.04MJ$ 的要求。

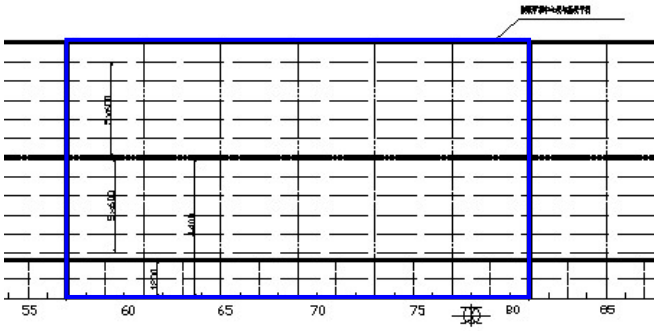
为了满足本指南关于 $V_{0s}\le V_{cr}$ 的要求，必须根据撞击船排水量的大小，将撞击船的初始撞击速度 V_{0s} 限制在附表 1 规定的范围内。

（二）基于有限元分析方法的船舶抗碰撞能力评估算例

1、 被撞船和撞击船主要参数

总长：106.60m；垂线间长：98.60m；水线长：101.60m；设计吃水：4.80m；型宽：16.60m；型深：6.80m；纵骨间距：0.60m ；肋距 0.65m（中部），每隔 4 个肋位设置桁板肋骨。为方便简化分析起见，假设撞击船首部为刚体，根据球鼻艏形状，将其简化为直径为 2.08m 的球形撞头。

被撞船中间舱段的横剖面结构图如附图 1 所示。有限元分析被撞区域沿船长方向为两横舱壁之间即 FR57—FR81 肋位，沿型深方向为船底到甲板边板即从基线至 BL6400mm 范围，如附图 9 所示。

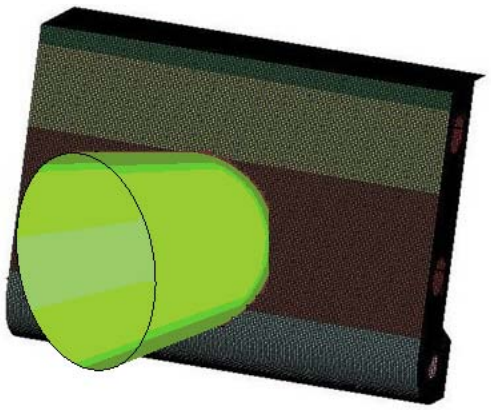


附图 9　中纵剖面结构图

2. 碰撞仿真分析模型

2.1 建立模型

根据被撞船舷侧结构形式，建立舷侧结构模型如附图 10 所示。



附图 10　简化球形撞头撞击下局部模型

2.2 定义的材料和单元属性

材料属性：撞头采用刚性材料模拟；考虑附连水质量的影响，定义球头质量为1.1 倍的撞击船总质量。被撞船舷侧结构材料采用线性随动硬化材料模拟（弹性模量为 206GPa，泊松比为 0.3，硬化模量为 1.18GPa，屈服应力为 235MPa）。

单元选择：所有构件均采用壳单元进行模拟。

2.3 网格划分

对于本案例的仿真分析模型，模型碰撞区域的单元尺寸为 50mm，其它区域单元尺寸为 100mm。

2.4 断裂应变选取

临界断裂应变值 $\varepsilon_u = 0.22$ 。

2.5 接触定义

采用自动单面接触。

2.6 载荷的施加

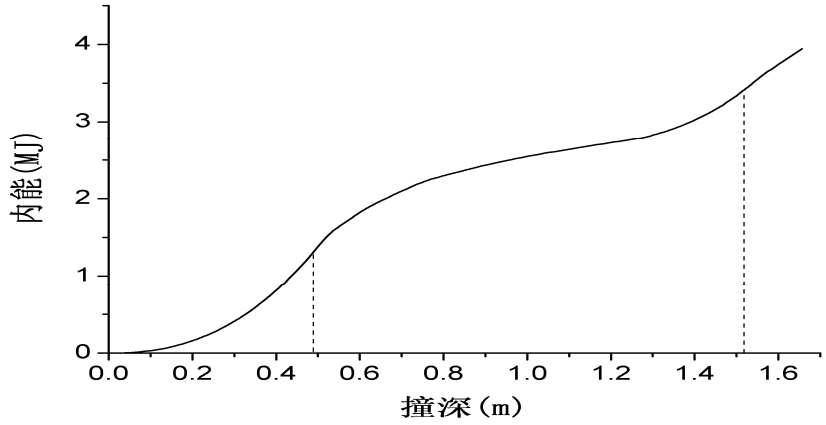
撞击船初始速度为 10m/s，质量为 1.1 倍撞击船排水量。被撞船初始状态为静止状态。

2.7 边界条件

被撞船舷侧两端横舱壁所有节点上施加线位移和角位移约束，即 $\delta x=\delta y=\delta z=0$，$\theta x=\theta y=\theta z=0$。。

2.8 计算结果

输出能量——位移曲线，如附图 11 所示。



附图 11　总吸收能——撞深曲线

外壳板临界破裂时刻的撞深为 0.495m，撞头撞到 1.52m 时，内壳板开始破裂，内壳板临界破裂时刻的撞深为 0.32m，舷侧结构总吸能为 3.57MJ 。

故舷侧结构在内壳板发生断裂时临界变形能 E_{cr} 为 3.57MJ。

3、防碰撞能力 E_{0s} 的计算

$$E_{0S}=\frac{k\cdot(L/100)^2}{1+0.8\cdot(\Delta_0/\Delta\Delta} \qquad MJ$$

式中：L——被撞船船长，取 98.6 m；

Δ_0——撞击船的排水量，取 3000 t；

Δ——被撞船的排水量，取 6600 t；

k——耐撞性系数， MJ/m^2，取 5.0。

$$E_{0S}=\frac{5.0\times(98.6/100)^2}{1+0.8\cdot(3000/6600)}=3.56 \qquad MJ$$

4、极限撞击速度 V_{cr} 的计算

$$V_{cr}=43\left[\frac{10E_{cr}}{\Delta}(1+1.27\frac{\Delta}{\Delta_0})\right]^{0.5} \qquad Km/h$$

式中：E_{cr}——临界变形能，取 3.56MJ；

Δ_0——撞击船的排水量，取 3000 t；

Δ——被撞船的排水量，取 6600 t；

$$V_{cr} = 43 \times [\frac{10 \times 3.56}{6600}(1 + 1.27\frac{6600}{3000})]^{0.5} = 6.15 \quad \text{Km / h}$$

5、防碰撞能力校核

综上所述，4000 吨级油船/化学品船的临界变形能为 $E_{cr} = 3.57MJ$，极限撞击速度 $V_{cr} = 6.15Km/h$，满足：

（1） $E_{cr} = 3.57\,MJ > E_{0s} = 3.56\,MJ$，和

（2） $V_{cr} = 6.15Km/h > V_{0s} = 5Km/h$

故本船的防碰撞能力满足要求。