

## 第9章 有限元法在船体结构设计中的应用

### 9.1 概述

近年来，由于新型船舶的建造、船舶的大型化以及新结构、新材料不断出现，船舶结构的屈曲、弹塑性破坏、疲劳和断裂等问题日趋受到重视，迫使我们寻找新的、有效的船体结构分析方法。

有限元法是一种基于变分原理的把连续体离散化的数值解法，具有适应性强，效能较高等优点。有限元法的实质是把求解区域分为有限个单元，这些单元只在求解区域的节点处和单元的边界上互相连接，这样求解区域被离散了，并且表示为有限个单元的组合物。有关有限元的理论可参见有关教材。

应用有限元分析方法，可将船体结构离散为能精确模拟其承载模式和变形情况的有限个单元，可详尽地表述船体结构的微观细节，真实地表达出各个构件间的协调关系与变化，可以求出各个关心构件或区域的实际变形与应力。这种方法是目前船体强度分析最准确、最完善的方法，也是在理性结构设计中，最能精确预报结构对载荷响应的结构分析方法。

有限元软件就是有限元方法的计算机程序或程序系统，有通用和专用两种。自20世纪70年代后期，引入我国的各种大、中型专用和通用有限元著名软件有ABAQUS, ANSYS, ADINA, SAP, MARC, NASTRAN<sup>[24]</sup>等。船舶行业中主流的有限元软件是NASTRAN，它具有开放式的、全模块化的组织结构使其不但拥有很强的分析功能而又保证很好的灵活性，使用者可针对自己的工程问题和系统需求通过模块选择、组合获得最佳的应用系统。针对工程实际应用，NASTRAN中有近70余种单元独特的单元库。所有这些单元可满足NASTRAN各种分析功能的需要，且保证求解的高精度和高可靠性。模型建好后，NASTRAN即可进行分析，如动力分析、非线性分析、灵敏度分析、热分析等。此外，NASTRAN的新版本中还增加了更为完善的梁单元库，同时新的基于P单元技术的界面单元的引入可有效地处理网格划分的不连续性(如实体单元与板壳单元的连接)，并自动地进行MPC约束。

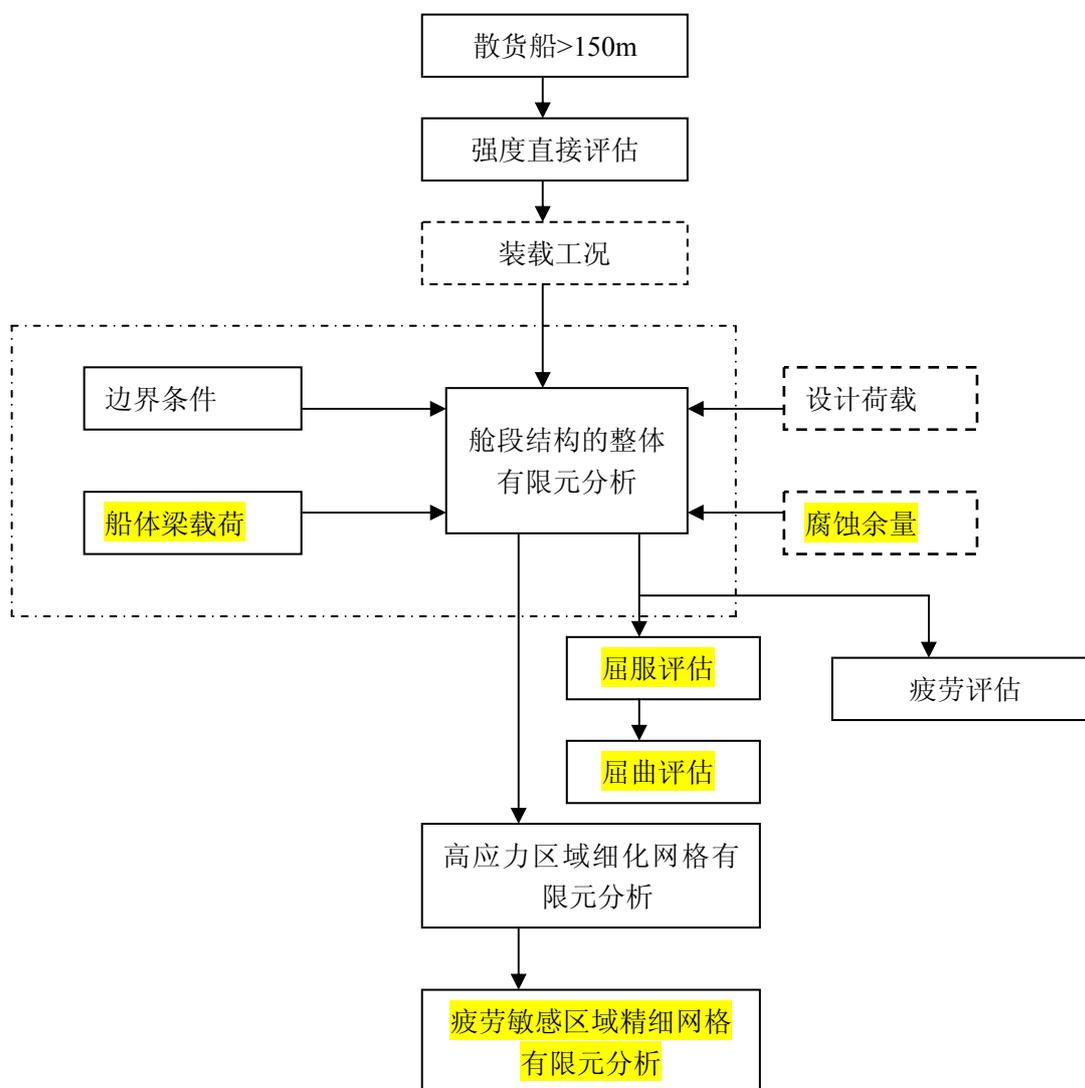
除了通用有限元软件外，世界上各主要造船国家都进行了巨额投资，经过长期的开发，在20世纪90年代后期陆续推出了各自集成的设计计算系统，已经发表的可以应用的代表性系统有：英国劳氏船级社的SHIPRIGHT系统，美国船级社的SAFEHULL系统，挪威船级社的NAUTICUS系统和法国船级社的VERISTAR系统等，这标志着船体结构分析技术进入了新的阶段。

对船体结构进行有限元分析，必须先建立有限元模型。它是由技术人员根据船舶的结构型式、受力情况、精度要求和计算的最终目的，运用结构力学和有限元知识，对实际结构进行简化，选用适当类型的单元加以模拟而得出的模型。一般而言，根据要求不同，船体结构的有限元分析可以分为以下三个不同层次：

- 1) 整船分析。目的是为了获得船体应力和变形的整体情况，主要是对大开口型船舶(如集装箱船)等特殊船型进行强度分析时采用。

- 2) 舱段分析。它不仅能用于分析甲板、舷侧、船底和舱壁等结构在局部载荷作用下的强度，而且再叠加船体梁的载荷后，同样能够进行船体总强度的评估。还可为舱口角隅等需要细化的局部结构分析提供边界条件。
- 3) 局部有限元分析。通常在对船体进行舱段分析的基础上，为了更精确地获知主要结构构件或关键部位的应力水平和应力分布时采用，可用于计算局部应力以确定应力集中系数。也用于分析受集中力作用的结构强度，如系泊装置、锚机、克令吊基座的船体支撑结构强度分析。

国际船级社协会(IACS)于2006年4月发布的散货船共同规范(简称CSR)，规定船长大于150m的散货船需要进行有限元分析,图9-1是CSR规定的有限元分析流程。本章将结合1条2万吨级船长大于150m的散货船,介绍船舶结构屈服和屈曲评估分析,疲劳分析将在另一章中介绍。



## 9.2 船体结构有限元模型

全船的有限元模型化必须建立在对船体结构的承载模式、载荷传递和相应的变形特征正确分析的基础上，合理地布置单元网格线和简化纵骨等小构件，运用杆元、梁元、膜元和板壳元等结构单元的恰当组合，做到既要保证计算结构的真实、有效、可信，又要控制模型的规模。在模型简化过程中，主要遵循以下原则：

- 1) 若采用舱段分析，即仅对船体的某些舱段建立有限元模型。各个船级社基于各自的考虑，模型范围并不完全相同。主要包括两种模型，一种是中间舱段各向前后延伸一个舱共三个舱，即三舱段模型，如CSR、ABS和IACS采用的就是三舱段模型，如图9-2所示；另一种则是船中的一个舱段各向前后延伸半个舱，即两舱段模型，如DNV，LR，GL及CCS采用的是两舱段模型。无论是三舱段模型还是两舱段模型，模型的垂向范围都为船体型深。

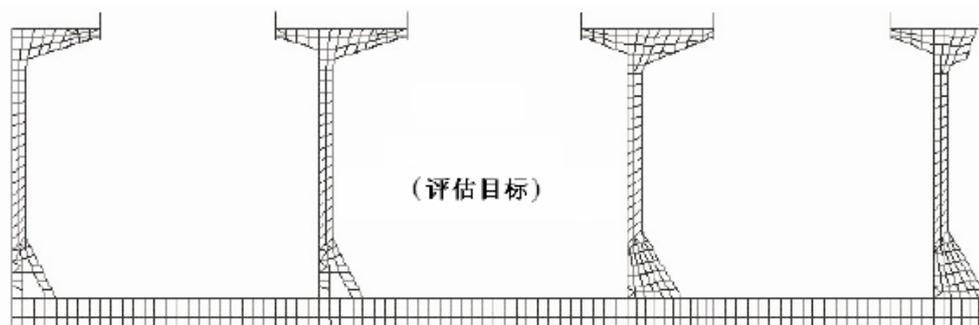


图 9-2 有限元模型的纵向范围

- 2) 主要的结构构件，如肋板、舷侧肋骨、甲板横梁、纵骨、纵桁、底部纵桁及其他相当构件等要合理地模型化。
- 3) 有限元网格的划分应根据计算目标和精度的要求，过细会给建模和计算工作带来困难；过粗又会使计算结果不能表达细部的变形和应力。主要有两种做法：一种是粗网格(如ABS)，即根据主要结构构件来布置单元格子线；另一种是细网格，即根据骨材的间距来划分单元，目前DNV，LR，BV和CCS等都采用细网格模型。
- 4) 粗网格的有限元模型在表达船体结构的总纵弯曲和局部板架弯曲时是恰当的，但是它关于加强筋和板格的弯曲的描述却是不完备的。有鉴于此，粗网格模型通常采用膜单元和杆单元来模拟船体结构。由于梁单元与膜单元的贴和连接存在单元间变形的不相容，所以一般不采用梁单元。但是在有些情况下，为了使结构具有面外刚度，梁单元被用来支撑膜单元，以便承受横向载荷。如双层底上的纵骨通常采用杆单元，但在横舱壁的支墩附近则处理为梁单元。
- 5) 细模型的板构件(主要结构构件)选用板壳单元，加强筋选用梁单元。在主要构件之间布置这种单元，以承受压力载荷并把它们传递给主要构件。对于仅在板的一侧布置的加强筋应采用偏心梁元。否则梁的弯曲刚度应该计入有效带板的影响。另外对于较薄的板构件，考虑到它的承载能力，可以用平面应力单元来代替板壳元。

- 6) 单元主要采用四种类型:杆单元、梁单元、膜元和板壳元。并且通常只采用简单单元,即仅在角点处布置节点,采用高阶单元被认为是不必要的。对于膜元和壳元,应仅采用图9-3所示的线性四边形单元或三角形单元。

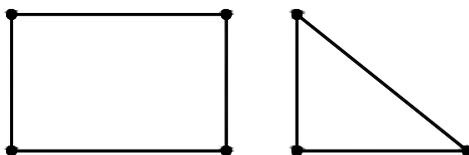


图 9-3 线性四边形和三角形的膜、壳单元

- 7) 一般来讲,船体的外板结构,强框架、纵桁、平面舱壁的析材、肋骨等的高腹板,以及槽型舱壁和壁凳采用四节点板壳单元模拟,在高应力区和高应力变化区尽可能避免使用三角形单元,如减轻孔、人孔,舱壁与壁凳连接处,邻近肘板或结构不连续处,尽量少用三角形单元。单元长宽比应不大于4:1。
- 8) 对于承受水压力和货物压力的各类板上的扶强材用梁单元模拟,并考虑偏心的影响。纵桁、肋板上的加强筋、肋骨和肘板等主要构件的面板和加强筋可用杆单元模拟。若考虑到网格的布置和大小划分的困难,部分区域一个线单元可以用来模拟一根或多根梁/杆单元。船底纵桁和肋板在垂直方向布置应不少于3个板单元。舱壁最底部的单元一般情况下应尽量划分为正方形单元,如图9-4所示。

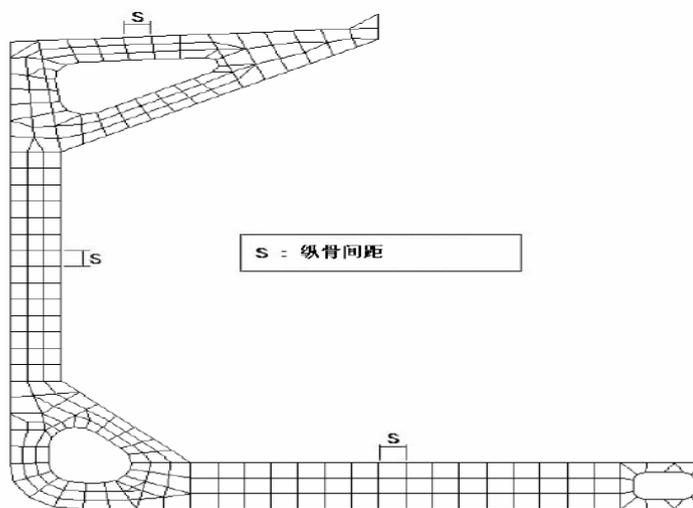


图 9-4 一个强框架的典型网格

- 9) 槽型舱壁和壁凳:每一个翼板和腹板至少应划分一个板单元;在槽型舱壁下端接近底凳处的板单元和凳板的邻近单元,其长宽比系数接近1。主要构件的减轻孔、人孔,特别是双层底邻近舱壁处桁材和邻近底凳肘板肋板的开孔,可以采用等效板厚的板元来替代这些开孔的影响。
- 10) 在板厚有突变的地方应作为单元的边界。如果单元跨越板厚突变,则应相应地调整单元数据以得到等效刚度。板单元应位于相应板构件的中面上,但对于在整体强度分析中,板单元可以近似置于外部轮廓的平面内。

- 11) 加筋板可用能恰当表示板格刚度的二维 (2D) 正交异性单元建模。当有限元模型中加筋板用正交异性单元表示时:
- 对于双层底纵桁或肋板构件, 单元高度应为双层底高度。
  - 如扶强材位于两个正交异性单元间的边缘, 扶强材既可使用梁/ 杆元建模, 也可将扶强材刚度赋到两个正交异性单元上来虚拟建模。
  - 如果扶强材位于一个正交异性单元和一个膜/ 壳单元间的边缘, 扶强材应以梁/ 杆单元建模。
  - 如果扶强材位于两个膜/ 壳单元间的边缘, 扶强材应使用梁/ 杆单元建模。
  - 如设置双壳, 主要支撑构件的腹板沿高度应以一个单元建模。
  - 如没有设置双壳, 至少三档肋骨应有一根建模, 肋骨与其相连的端部肘板的腹板应以壳单元建模, 面板应以壳/ 梁元建模。
  - 单元长宽比应不大于2:1。
- 12) 结构有限元分析的构建尺寸大都采用建造厚度, 基于CSR规范的有限元模型的构件的厚度  $t_{FE}$  应取作下列给出的厚度:

$$t_{FE} = t_{as\_build} - t_{voluntary\_addition} - 0.5t_c \quad (9-1)$$

式中:  $t_{as\_build}$  ——建造厚度;  $t_{voluntary\_addition}$  ——船东要求的可能的附加厚度;  $t_c$  ——规范规定的腐蚀裕量。

- 13) 由于船体结构的复杂性, 在模型化时要做必要的简化。在整体分析时, 最通常的简化就是将几个次要构件合并(如加强筋等), 合并的构件应位于相关构件的几何中心, 还要具有相同的刚度。甚至一些贡献较小的次要构件可以不计入模型, 例如短的防止屈曲的加强筋和小的开孔。对于大的开孔, 则必须计入模型。

### 9.3 CSR 载荷计算

作用在船体结构上的载荷, 按其对结构的影响, 可分为: 总体性载荷和局部性载荷。总体性载荷是指引起整个船体的变形或破坏的载荷和载荷效应, 例如, 总纵弯曲的力矩、剪力、应力及纵向扭矩等; 局部性载荷是指引起局部结构、构件的变形或破坏的载荷, 例如, 水密试验时的水压力, 机器的不平衡所造成的惯性力、局部振动, 海损时水的压力等。而对于最基本的载荷—装载的货物、油、水等重力及舷外水压力(静水或波浪下), 显然既引起局部结构构件的变形或破坏, 同时又是引起船体梁总纵弯曲或扭转的基本载荷。

在造船中, 自 19 世纪中叶以来一直沿用将船舶静置在波浪上的纵强度计算的标准方法。由于所有船舶的强度都是在同一计算原理的基础上进行比较, 而作为比较标准的许用应力又是以大量安全航行的总纵弯曲应力计算、海损事故的纵强度分析以及实船测量所得的大量应力数据为基础, 并按照安全要求制定出来的。实践表明, 采用这种方法在一定范围内仍可以比较、判断船体强度, 并且简单、方便。



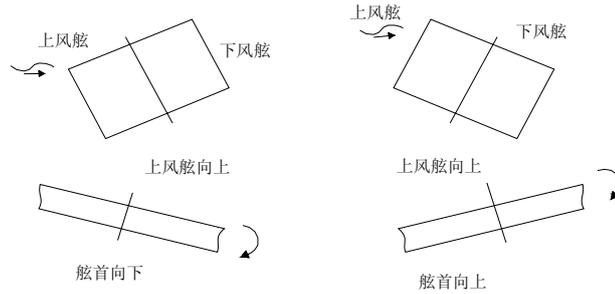


图 9-6 船舶运动定义

2) 载荷工况

等效设计波 (EDWs) 的相应载荷工况定义见表 9-1。相应的船体梁载荷和船舶运动见表 9-2。

表9-1 载荷工况定义

荷载工况	H1	H2	F1	F2	R1	R2	P1	P2
EDW	“H”		“F”		“R”		“P”	
首向	迎浪		随浪		横浪 (左舷: 上风舷)		横浪 (左舷: 上风舷)	
结果	最大弯矩		最大弯矩		最大横摇		最大外部压力	
	中垂	中拱	中垂	中拱	(+)	(-)	(+)	(-)

表9-2 参考船体梁载荷和船舶运动

荷载工况	H1	H2	F1	F2	R1	R2	P1	P2
垂向弯矩和剪力	是		是		—		是	
水平弯矩	—		—		是		—	
垂荡	向下	向上	—	—	向下	向上	向下	向上
纵摇	船首向下	船首向上	—	—	—	—	—	—
横摇	—	—	—	—	右舷向上	右舷向下	右舷向上	右舷向下
纵荡	船尾	船首	—	—	—	—	—	—
横荡	—	—	—	—	—	—	向左舷	向右舷

船体梁载荷和加速度分量在载荷工况H1,H2,F1,F2,R1,R2,P1和P2中均应计及，用每一分量的基准绝对值乘以表9-3所定义的相对载荷组合因数LCF得出。静水垂直弯矩应与用载荷组合因数计算的船体梁波浪载荷相加。内部载荷是所携负荷(包括甲板所携负荷)引起的静压力或静力与这些负荷的加速度产生的惯性压力或惯性力(以载荷组合因数计算)之和。

表9-3 载荷组合因子LCF

	LCF	H1	H2	F1	F2	R1	R2	P1	P2
$\underline{M_{WV}}$	$C_{WV}$	-1	1	-1	1	0	0	$0.4 - \frac{T_{LC}}{T}$	$\frac{T_{LC}}{T} - 0.4$
$\underline{Q_{WV}}$	$C_{QW^*}$	1	-1	-1	1	0	0	$0.4 - \frac{T_{LC}}{T}$	$\frac{T_{LC}}{T} - 0.4$
$\underline{M_{WH}}$	$C_{WH}$	0	0	0	0	$1.2 - \frac{T_{LC}}{T}$	$\frac{T_{LC}}{T} - 1.2$	0	0
$\underline{a_{surge}}$	$C_{XS}$	-0.8	0.8	0	0	0	0	0	0
$\underline{a_{pitch-x}}$	$C_{XP}$	1	-1	0	0	0	0	0	0
$\underline{g \sin \Phi}$	$C_{XG}$	1	-1	0	0	0	0	0	0
$\underline{a_{sway}}$	$C_{YS}$	0	0	0	0	0	0	1	-1
$\underline{a_{roll-y}}$	$C_{YR}$	0	0	0	0	1	-1	0.3	-0.3
$\underline{g \sin \theta}$	$C_{YG}$	0	0	0	0	1	-1	0.3	-0.3
$\underline{a_{heave}}$	$C_{ZH}$	$0.6 \frac{T_{LC}}{T}$	$-0.6 \frac{T_{LC}}{T}$	0	0	$\frac{\sqrt{L}}{40}$	$-\frac{\sqrt{L}}{40}$	1	-1
$\underline{a_{roll-Z}}$	$C_{ZR}$	0	0	0	0	1	-1	0.3	-0.3
$\underline{a_{pitch-Z}}$	$C_{ZP}$	1	-1	0	0	0	0	0	0

注： $C_{QW}$ 的LCF仅用于在船中剖面以后的部分。其符号相反的值应用于在船中剖面以前的部分。

### 9.3.4 外部压力

- 1) 对舷侧外板和船底板的外部海水压力
  - a) 静水压力

对各装载工况，外板上任何一点对应于静水中吃水的静水压力  $p_s$ ， $\text{kN/m}^2$ ，由表9-4中公式得出（图9-7）。

表9-4 静水压力  $p_s$ 

位置	静水压力 $p_s (\text{kN/m}^2)$
水线处及以下的点 $p_s (\text{kN/m}^2)$	$\rho g (T_{LCi} - z)$

水线以上的点 $Z > T_{LCi}$	0
----------------------	---

注:表 9-4 中  $T_{LCi}$  为所计及横剖面在相应装载工况下的吃水, m。

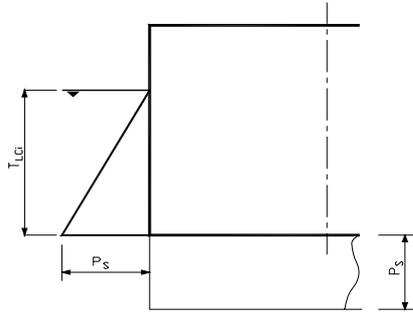


图 9-7 静水压力  $P_s$

b) 水动压力

对载荷工况 H1, H2, F1, F2, 船体水线以下任一点的水动压力由表 9-9 得出, 其余工况详见规范。压力  $p_{F2}$  分布示意图见图 9-8。

表 9-5 载荷工况 H1、H2、F1 和 F2 的水动压力

荷载工况	水动压力
H1	$p_{H1} = -kk_p p_{HF}$
H2	$p_{H2} = kk_p p_{HF}$
F1	$p_{F1} = -p_{HF}$
F2	$p_{F2} = p_{HF}$

式中:

$$P_{HF} = 3f_p f_{nl} C \sqrt{\frac{L + \lambda - 125}{L}} \left( \frac{z}{T_{LCi}} + \frac{|2y|}{B_i} + 1 \right); \quad (9-2)$$

且  $\frac{2y}{B_i} \leq 1.0$ ,  $z$  取值  $\leq T_{LCi}$

$f_{nl}$ ——考虑非线性影响的系数, 取:  $f_{nl}=0.9$ , 对  $10^{-8}$  概率水平;  $f_{nl}=1.0$ , 对  $10^{-4}$  概率水平;  $\lambda$ ——波长, m, 取:

$$\lambda = 0.6 \left( 1 + \frac{T_{LC}}{T_S} \right) L, \text{ 对载荷工况 H1 和 H2} \quad (9-3a)$$

$$\lambda = 0.6 \left( 1 + \frac{2T_{LC}}{3T_S} \right) L, \text{ 对载荷工况 F1 和 F2} \quad (9-3b)$$

$k$  ——沿船舶纵向的幅值系数，取：

$$k = 1 + \frac{12}{C_B} \left( 1 - \sqrt{\frac{|2y|}{B}} \right) \left| \frac{x}{L} - 0.5 \right|^3, \text{ 对 } 0.0 \leq x/L \leq 0.5 \quad (9-4a)$$

$$k = 1 + \frac{6}{C_B} \left( 3 - \frac{|4y|}{B} \right) \left| \frac{x}{L} - 0.5 \right|^3, \text{ 对 } 0.5 \leq x/L \leq 1.0 \quad (9-4b)$$

$k_p$  ——沿船舶纵向的相位系数，对局部强度分析（非满载工况），直接强度分析和疲劳强度评估， $k_p = -1.0$ ，对局部强度计算（满载工况）

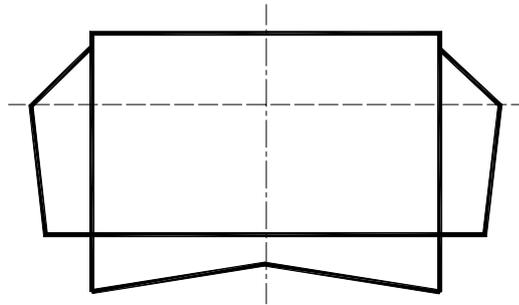


图 9-8 船中处水动压力  $P_{F2}$  的分布

2) 对露天甲板的外部压力

对载荷工况 H1, H2, F1, F2, 露天甲板任一点的外部压力  $P_D$ ,  $kN/m^2$ ，由下式得出：

$$P_D = \varphi P_W \quad (9-5b)$$

式中：  $P_W$  ——由表9-6 公式得出的压力；

$\varphi$  ——露天甲板压力系数，对于舷甲板和首楼甲板  $\varphi$  取 1。

表 9-6 载荷工况 H1、H2、F1 和 F2 的露天甲板压力

位置	压力 $p_w (kN/m^2)$	
	$L_{LL} \geq 100m$	$L_{LL} < 100m$
$0 \leq x/L_{LL} \leq 0.75$	34.3	$14.3 + 0.195 L_{LL}$
$0.75 < x/L_{LL} \leq 1$	$34.3 + (14.8 + a(L_{LL} - 100)) \left( 4 \frac{x}{L_{LL}} - 3 \right)$	$12.2 + \frac{L_{LL}}{9} \left( 5 \frac{x}{L_{LL}} - 2 \right) + 3.6 \frac{x}{L_{LL}}$

### 9.3.5 内部压力和力

1) 干散货造成的侧向压力

a) 静水中的干散货压力  $p_{CS}$ ,  $\text{kN/m}^2$ , 由下式得出:

$$p_{CS} = \rho_c g K_c (h_c + h_{DB} - z) \quad (9-7)$$

其中:  $\rho_c$ ——干散货密度,  $\text{t/m}^3$

$K_c = \cos^2 \alpha + (1 - \sin \psi) \sin^2 \alpha$ , 对内底、底边舱、横舱壁和纵舱壁、底凳、垂直

顶凳、内壳和舷侧板;  $K_c = 0$ , 对顶边舱, 上甲板和倾斜顶凳。

$\alpha$ ——所计及板格与水平面的角度, 度

$\psi$ ——散货的假定休止角,  $\text{deg}$ ; 如无更精确的值, 可取以下数值:

$\psi = 30^\circ$ , 一般情况;  $\psi = 35^\circ$ , 铁矿砂;  $\psi = 25^\circ$ , 水泥。

$h_c$ ——内底至散货上表面垂直距离,  $\text{m}$ ;  $h_c, h_0, h_{HUP}$  和  $S_0$  的定义见图9-9。

$h_{DB}$ ——中线处双层底高,  $\text{m}$ 。

$z$ ——载荷点相对于坐标原点的坐标值。

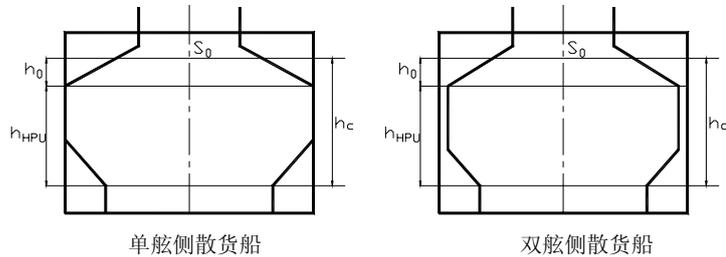


图 9-9  $h_c, h_0, h_{HUP}$  和  $S_0$  的定义

b) 干散货造成的惯性压力

各载荷工况, 干散货引起的惯性压力  $p_{CW}$ ,  $\text{kN/m}^2$ , 由以下各式得出:

载荷工况 H:

$$p_{CW} = \rho_c [0.25 a_x (x - x_G) + K_c a_z (h_c + h_{DB} - z)] \quad (9-8)$$

载荷工况 F:

$$p_{CW} = 0 \quad (9-9)$$

其中:  $a_x$ ——所计及货舱或液舱重心纵向加速度,  $\text{m/s}^2$

$a_y$ ——所计及货舱或液舱重心横向加速度,  $\text{m/s}^2$

$a_z$ ——所计及货舱或液舱重心垂向加速度,  $m/s^2$

$x_G, y_G, z_G$ ——所计及货舱或液舱重心相对于坐标原点的坐标值。

c) 干散货造成的剪切载荷

i. 为估算垂直方向总力, 应计及倾斜构件处的干散货造成的剪切载荷。

静水中干散货沿倾斜构件的作用力引起的剪切载荷  $p_{CS-S}$  (向下至内底板为正值),  $kN/m^2$ , 由下式得出:

$$p_{CS-S} = \rho_c g \frac{(1 - K_c)(h_c + h_{DB} - z)}{\tan \alpha} \quad (9-10)$$

波浪中干散货沿倾斜构件的作用力引起的剪切载荷  $p_{CW-S}$  (向下至内底板为正值),  $kN/m^2$ , 由下式得出:

载荷工况 H、R 和 P:

$$p_{CW-S} = \rho_c a_z \frac{(1 - K_c)(h_c + h_{DB} - z)}{\tan \alpha} \quad (9-11)$$

$$\text{载荷工况 F: } p_{CW-S} = 0 \quad (9-12)$$

ii. 为估算纵向和水平方向总力, 应计及内底板处的干散货造成的剪切载荷。

波浪中干散货引起的纵向剪切载荷  $p_{CW-S}$  (向前为正值),  $kN/m^2$ , 由下式得出:

$$\text{载荷工况 H: } p_{CW-S} = 0.75 \rho_c a_x h_c \quad (9-13)$$

$$\text{载荷工况 F、R 和 P: } p_{CW-S} = 0 \quad (9-14)$$

波浪中干散货引起的横向剪切载荷  $p_{CW-S}$  (上风舷为正值),  $kN/m^2$ , 由下式得出:

$$\text{载荷工况 H 和 F: } p_{CW-S} = 0 \quad (9-15)$$

2) 液体造成的侧向压力

a) 液体造成的静水压力

静水中液体压力  $p_{BS}$ ,  $kN/m^2$ , 取以下两式之大者:

$$p_{BS} = \rho_L g(z_{TOP} - z + 0.5d_{AP}) \quad (9-16a)$$

$$p_{BS} = \rho_L g(z_{TOP} - z) + 100P_{PV} \quad (9-16b)$$

式中:  $P_{PV}$ ——所考虑安全阀的设定压力, bar, 如有时; 对局部强度评估, 静压力  $p_{BS}$

应取不小于25 kN/m<sup>2</sup>。

b) 液体造成的惯性压力

对各载荷工况，液体引起的惯性压力  $p_{BW}$ ，kN/m<sup>2</sup>，由以下各式得出：

$$\text{载荷工况 H: } p_{BW} = \rho_L [a_z(z_{TOP} - z) + a_x(x - x_B)] \quad (9-17)$$

$$\text{载荷工况 F: } p_{BW} = 0 \quad (9-18)$$

## 9.4 边界条件

端部两剖面的纵向构件节点应与位于中心线上中和轴处的独立点刚性关联，见表9-7。两端独立点应按表9-8约束。

表9-7 两端的刚性关联

模型两端的纵向构件节点	平移			旋转		
	D <sub>x</sub>	D <sub>y</sub>	D <sub>z</sub>	R <sub>x</sub>	R <sub>y</sub>	R <sub>z</sub>
所有纵向构件	相关	相关	相关	—	—	—
“相关”是指与独立点的相关自由度刚性关联。						

表9-8 独立点的支撑条件

独立点的位置	平移			旋转		
	D <sub>x</sub>	D <sub>y</sub>	D <sub>z</sub>	R <sub>x</sub>	R <sub>y</sub>	R <sub>z</sub>
模型后端的独立点	—	固定	固定	—	—	—
模型前端的独立点	固定	固定	固定	固定	—	—

## 9.5 强度准则

结构分析结果应满足屈服强度、屈曲强度和主要构件挠度的衡准。

### 9.5.1 屈服强度评估

1) 参考应力

参考应力应为有限元分析中得到的平面单元（壳或膜）中心的von Mises相当应力，或线单元（梁或杆）的轴向应力，有限元分析应考虑船体梁载荷。

如果有限元模型中没有考虑开孔效应，开孔周围的参考应力应按照腹板高度和开孔高度之比调整剪切应力的方法适当修正。

2) 相当应力

von Mises 相当应力按照下式计算：

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (9-19)$$

式中： $\sigma_x, \sigma_y$ ——单元正应力， $N/mm^2$ ； $\tau_{xy}$ ——单元剪应力， $N/mm^2$ 。

### 3) 许用应力

有限元模型中没有正交各向异性单元时，参考应力应不超过 $235/k N/mm^2$ ，其中 $k$ 为材料系数，定义见表9-9。

有限元模型中包含正交异性单元时，参考应力应不超过 $205/k N/mm^2$ ， $k$ 为材料系数。

表9-9 材料系数  $k$

最小屈服应力 $R_{eH}(N/mm^2)$	$k$
235	1.0
315	0.78
355	0.72
390	0.68

## 9.5.2 主要支撑构件的挠度

有限元分析中得到的双层底和前部（或后部）横舱壁之间的最大相对挠度应不超过以下衡准：

$$\delta_{\max} \leq \frac{i}{150} \quad (9-20)$$

式中： $\delta_{\max}$ ——双层底和前部（或后部）横舱壁之间的最大相对挠度， $mm$ ；

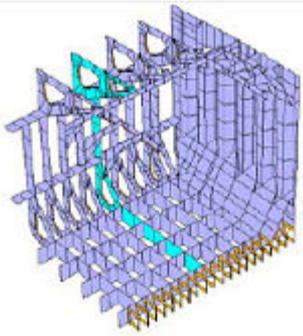
$i$ ——双层底平坦部分的长度或宽度， $mm$ ，取小者。

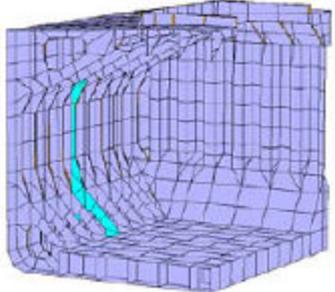
## 9.6 详细应力评估

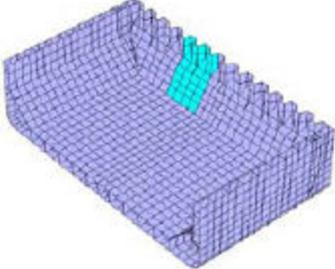
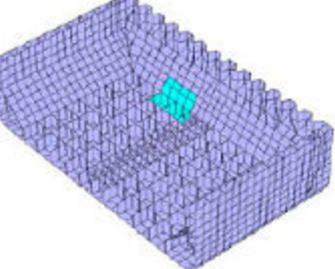
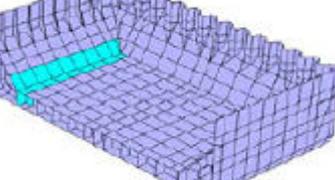
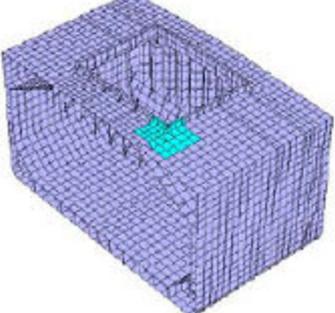
### (1) 细化区域

主要支撑构件的高应力区域。表 9-10 给出了应细化的典型结构细节。

表 9-10 应细化的典型结构细节

构件	关注的区域	附加规定	说明
主要支撑构件	双舷侧散货船应力最大的横向主要支撑构件	应力最大的横向主要支撑构件的细化，在以下处所： <ul style="list-style-type: none"> <li>● 双层底</li> <li>● 底边舱</li> <li>● 双舷侧</li> <li>● 顶边舱</li> </ul>	

	<p>单舷侧散货船应力最大的横向主要支撑构件</p>	<p>应力最大的横向主要支撑构件的细化，在以下处所：</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>● 双层底</li> <li>● 底边舱</li> <li>● 顶边舱</li> <li>● 有端肘板并与顶边舱和底边舱相连的舷侧肋骨</li> </ul>	
--	----------------------------	--	--

构件	关注的区域	附加规定	说明
横舱壁及相关底凳	槽条和底凳的连接部应力最大之处	高应力单元（包括底凳隔板）应制作模型	
	底凳和内底的连接部应力最大之处	高应力单元应制作模型	
内底和底边舱斜板及相关支撑构件	内底和底边舱斜板的连接部应力最大之处	<p>下列应力最大构件的细化</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>● 内底</li> <li>● 底边舱斜板</li> <li>● 肋板</li> <li>● 桁材</li> </ul>	
甲板板	应力最大的舱口角处的甲板板	高应力单元应制作模型	

## (2) 高应力区域的细化方法

- 细化区域可直接包含在整体舱段分析，如图 9-10。

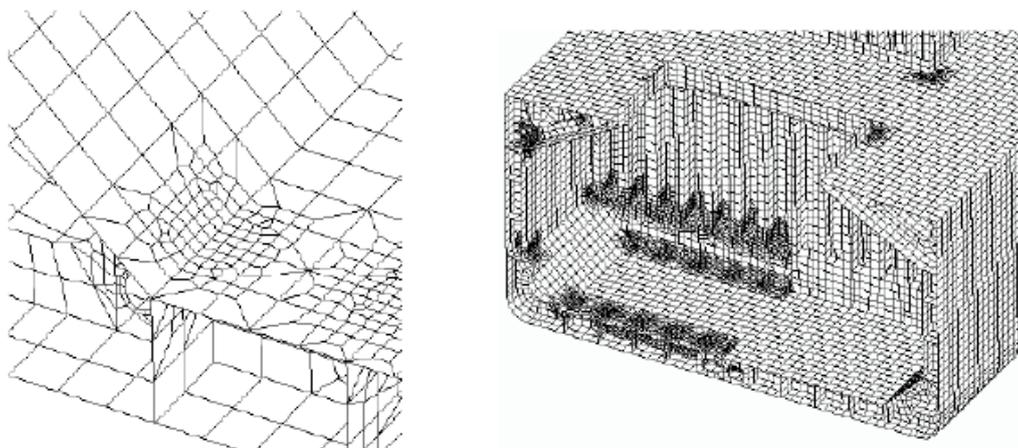


图 9-10 应细化区域“直接”模型

- 细化区域的详细应力可用单独的子模型分析，模型边界与支撑构件的位置相一致，如图 9-11。

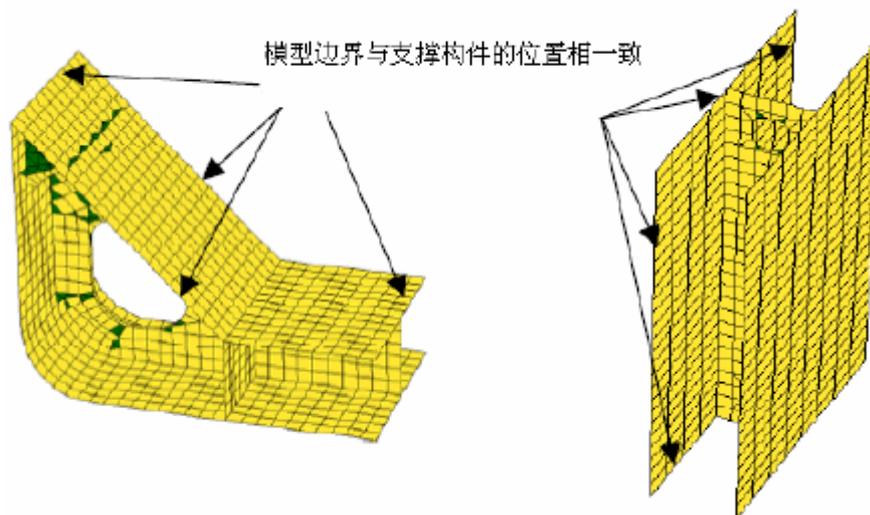


图 9-11 子模型的边界

## (3) 网格大小

细化区域的单元尺寸应为相应区域普通扶强材间距的四分之一左右，例如：对普通扶强材间距为800mm的结构，单元尺寸为200mm×200mm。另外，主要支撑构件腹板和单舷侧散货船舷侧肋骨腹板的高度方向至少应划分3个单元。单元的长宽比不超过3，四边形单元的角应尽可能为90°，或应在45°和135°之间。

#### (4) 边界条件

对于细化区域直接包含在整体舱段分析的，边界条件同整体舱段有限元分析边界条件相同。

对于子模型，将整体舱段分析得到的节点力或节点位移施加到子模型上。如给出节点力，位于子模型边界上的支撑构件应包含在子模型中。如给出节点位移并且子模型中有附加节点，附加节点的节点位移用合适的内插法求得。

#### (5) 应力衡准

细化区域内的板单元的 Von Mises 相当应力和线单元的轴向应力应不超过  $280/k$  N/mm<sup>2</sup>， $k$ 为材料系数。

## 9.7 屈曲分析

由于甲板及双层底距离船中横剖面的中和轴位置最远，当船舶出于中垂状态时，甲板承受较大的总纵弯曲面内压力，因而可能丧失其稳定性；而在中拱状态下，船底也会承受较大的总纵弯曲面内压力，同样可能丧失其稳定性。所以最先可能出现的船体损坏便是上甲板或船底结构的受压屈曲破坏，其次是内壳板、双层底肋板和桁材系统、横框架和垂直桁材、水平纵桁以及横舱壁和纵舱壁等。虽然局部板格单元的失效不会明显地削弱整个船体的总纵强度，但是随着总纵弯矩的增大，失效的板格单元会不断增多，最终导致船体发生整体破坏。

### 9.7.1 板格屈曲模型

基本板格屈曲模型如图9-12所示，图中的单个区域为基本板格。通常，基本板格的边界认为是简支，可根据应力分布（如图9-13），选择表9-13中的屈曲工况1、2、5 或6 施加上到屈曲板格上，如果实际边界条件与简支条件有明显不同，将表9-11中的其他工况可施加上到屈曲板格上。

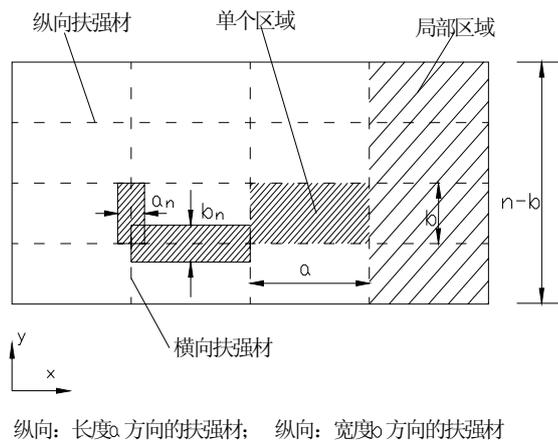


图 9-12 板格总体布置

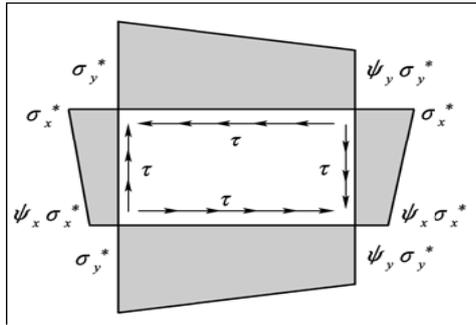


图 9-13 用于屈曲评估的板格应力

### 9.7.2 基本板格的屈曲衡准

$$\left(\frac{|\sigma_x|S}{\kappa_x R_{eH}}\right)^{e_1} + \left(\frac{|\sigma_y|S}{\kappa_y R_{eH}}\right)^{e_2} - B \left(\frac{\sigma_x \sigma_y S^2}{R_{eH}^2}\right) + \left(\frac{|\tau|S\sqrt{3}}{\kappa_\tau R_{eH}}\right)^{e_3} \leq 1.0 \quad (9-21)$$

此外，每个压应力  $\sigma_x$  和  $\sigma_y$ ，以及剪应力  $\tau$  应满足下列公式：

$$\left(\frac{|\sigma_x|S}{\kappa_x R_{eH}}\right)^{e_1} \leq 1.0 \quad (9-22)$$

$$\left(\frac{|\sigma_y|S}{\kappa_y R_{eH}}\right)^{e_2} \leq 1.0 \quad (9-23)$$

$$\left(\frac{|\tau|S\sqrt{3}}{\kappa_\tau R_{eH}}\right)^{e_3} \leq 1.0 \quad (9-24)$$

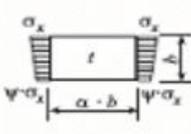
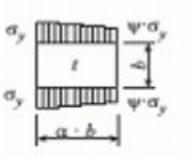
式中：应力的每个分量 ( $\sigma_x, \sigma_y$ ) 应理解为局部坐标之值， $\sigma_x$ ：x 方向的膜应力， $N/mm^2$ ； $\sigma_y$ ：y 方向的膜应力， $N/mm^2$ ； $\tau$ ：x-y 平面的剪应力， $N/mm^2$ 。S：安全因子，一般取为  $S=1.0$ 。 $R_{eH}$  为材料屈服极限。系数  $e_1$ 、 $e_2$ 、 $e_3$  以及系数  $B$  按表 9-12 中的定义。折减因数  $\kappa_x$  和  $\kappa_y$  由表 9-13 给出，当  $\sigma_x \leq 0$ （拉应力），则  $\kappa_x = 1.0$ ；当  $\sigma_y \leq 0$ （拉应力），则  $\kappa_y = 1.0$ 。

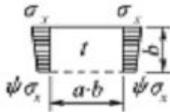
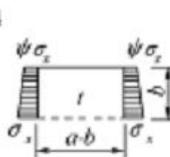
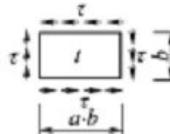
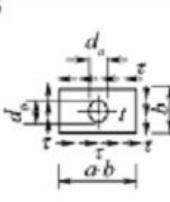
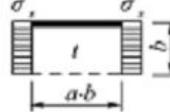
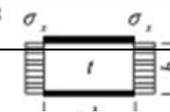
表 9-12 系数  $e_1$ 、 $e_2$  和  $e_3$  和系数  $B$

指数 $e_1 - e_3$ 和系数 $B$	板格	
	平面	曲面
$e_1$	$1 + k_x^4$	1.25
$e_2$	$1 + k_x^4$	1.25

$e_3$	$1 + k_x k_y k_z^2$	2.0
$\sigma_x$ 和 $\sigma_y$ 为正值	$(k_x k_y)^5$	0
$\sigma_x$ 和 $\sigma_y$ 为负值 (拉应力)	1	-

表9-13 基本板格的屈曲和折减系数

屈曲荷载工况	板边应力 $\psi$	长宽比 $\alpha = a/b$	屈曲系数 $K$	折减系数 $k$	
<p>1</p> 	$1 \geq \psi \geq 0$	$\alpha \geq 1$	$K = \frac{8.4}{\psi + 1.1}$	$k_x = 1$ 对 $\lambda \leq \lambda_c$	
	$0 > \psi > -1$		$K = 7.63 - \psi(6.26 - 10\psi)$	$k_x = c\left(\frac{1}{\lambda} - \frac{0.22}{\lambda^2}\right)$ 对 $\lambda \leq \lambda_c$	
	$\psi \leq -1$		$K = (1 - \psi)^2 \cdot 5.975$	$c = (1.25 - 0.12\psi) \leq 1.25$ $\lambda_c = \frac{c}{2}\left(1 + \sqrt{1 - \frac{0.88}{c}}\right)$	
<p>2</p> 	$1 \geq \psi \geq 0$	$\alpha \geq 1$	$K = F_1\left(1 + \frac{1}{\alpha^2}\right)^2 \frac{2.1}{(\psi + 1.1)}$	$k_x = c\left(\frac{1}{\lambda} - \frac{R - F^2(H - R)}{\lambda}\right)$	
	$0 > \psi > -1$	$1 \leq \alpha \leq 1.5$	$K = F_1\left[\left(1 + \frac{1}{\alpha^2}\right)^2 \frac{2.1(1 + \psi)}{1.1} - \frac{\psi}{\alpha^2}(13.9 - 10\psi)\right]$	$c = (1.25 - 0.124) \leq 1.25$ $R = \lambda\left(1 - \frac{\lambda}{c}\right)$ 对 $\lambda < \lambda_c$ $R = 0.22$ 对 $\lambda \geq \lambda_c$	
		$\alpha > 1.5$	$K = F_1\left[\left(1 + \frac{1}{\alpha^2}\right)^2 \frac{2.1(1 + \psi)}{1.1} - \frac{\psi}{\alpha^2}\left(5.87 + 1.87\alpha^2 + \frac{8.6}{\alpha^2} - 10\psi\right)\right]$	$\lambda_c = \frac{c}{2}\left(1 + \sqrt{1 - \frac{0.88}{c}}\right)$	
	$1 \geq \psi \geq 0$	$1 \leq \alpha \leq \frac{3(1 - \psi)}{4}$		$K = F_1\left(\frac{1 - \psi}{\alpha}\right)^2 \cdot 5.975$	$F = \left[1 - \frac{K - 1}{\lambda_p^2}\right] \cdot c_1 \geq 0$
		$\alpha > \frac{3(1 - \psi)}{4}$		$K = F_1\left[\left(\frac{1 - \psi}{\alpha}\right)^2 \cdot 3.9675 + 0.5375\left(\frac{1 - \psi}{\alpha}\right)^4 + 1.87\right]$	$\lambda_p^2 = \lambda^2 - 0.5$ 对 $1 \leq \lambda_p^2 \leq 3$ $c_1 = 1$ , 对直接荷载引起的 $\sigma_y$ $c_1 = \left(1 - \frac{F_1}{\alpha}\right) = 0$ , 对弯曲 (一般情况下) 引起的 $\sigma_y$ $c_1 = 0$ , 对极端工况下 (如水密舱壁) 的弯矩

				引起的 $\sigma_y$ $H - \lambda - \frac{2\lambda}{c(T + \sqrt{T^2 - 4})} \geq R$ $T = \lambda + \frac{14}{15\lambda} + \frac{1}{3}$
3 	$1 \geq \psi \geq 0$	$\alpha > 0$	$K = 4 \frac{\left(0.425 + \frac{1}{\alpha^2}\right)}{3\psi + 1}$	$k_x = 1$ , 对 $\lambda \leq 0.7$
	$0 > \psi \geq -1$		$K = 4 \left(0.425 + \frac{1}{\alpha^2}\right) (1 + \psi) - 5\psi(1 - 3.42\psi)$	
4 	$1 \geq \psi \geq -1$	$\alpha > 0$	$K = \left(0.425 + \frac{1}{\alpha^2}\right) \frac{3 - \psi}{2}$	$k_x = \frac{1}{\lambda^2 + 0.51}$ , 对 $\lambda > 0.7$
5 		$\alpha \geq 0$	$K = K_r \sqrt{3}$	$k_x = 1$ , 对 $\lambda \leq 0.84$
		$0 < \alpha < 1$	$K_r = \left[4 + \frac{5.34}{\alpha^2}\right]$	
6 			$K = K' \gamma$ $K' = K$ , 按照载荷工况 5 $\gamma = \text{折减因子}$ $\gamma = \left(\frac{1 - d_a}{a}\right) \left(\frac{1 - d_b}{a}\right)$ 且 $\frac{d_a}{a} \leq 0.7$ 和 $\frac{d_b}{a} \leq 0.7$	$k_x = \frac{0.84}{\lambda}$ , 对 $\lambda > 0.84$
7 		$\alpha \geq 1.64$	$K = 1.28$	$k_x = 1$ , 对 $\lambda \leq 0.7$
		$\alpha < 1.64$	$K = \frac{1}{\alpha^2} + 0.56 + 0.13\alpha^2$	$k_x = \frac{1}{\lambda^2 + 0.51}$ , 对 $\lambda > 0.7$
8 		$\alpha \geq 2/3$	$K = 6.97$	$k_x = 1$ , 对 $\lambda \leq 0.83$

		$\alpha < 2/3$	$K = \frac{1}{\alpha^2} + 2.5 + 5\alpha^2$	$k_r = 1.13 \left[ \frac{1}{\lambda} - \frac{0.22}{\lambda^2} \right]$ , 对 $\lambda > 0.83$
		$\alpha \geq 4$	$K = 4$	
		$1 < \alpha < 4$	$K = 4 + \left[ \frac{4-\alpha}{3} \right]^4 \cdot 2.74$	
		$\alpha \leq 1$	$K = \frac{4}{\alpha^2} + 2.07 + 0.67\alpha^2$	
		$\alpha \geq 4$	$K = 6.97$	
		$1 < \alpha < 4$	$K = 6.97 + \left[ \frac{4-\alpha}{3} \right]^4 \cdot 3.1$	
		$\alpha \leq 1$	$K = \frac{4}{\alpha^2} + 2.07 + 0.4\alpha^2$	
边界条件说明 <div style="text-align: right;">                     - - - - - 板边自由                      ————— 板边简支                      ————— 板边固定                 </div>				

注： $\alpha$ ：基本板格的长宽比，取为： $\alpha = a/b$ ，其中 a 为单个或局部板格的长度，b 为基本板格的宽度。

$\lambda$ ：基准细长度，取为： $\lambda = \sqrt{\frac{R_{eff}}{k\sigma_e}}$ ，其中， $\sigma_e = 0.9E(\frac{t}{b})^2$

$\psi$ ：边缘应力比，取为： $\psi = \sigma_2 / \sigma_1$ ，其中  $\sigma_1$  为最大压应力； $\sigma_2$  为最小压应力或拉应力。

### 9.7.3 基本板格应力

本节给出了从有限元计算得到基本板格（EPP）的屈曲应力和边缘应力比的方法。该方法称为“位移法”。

由于有限元网格一般不与屈曲板格相对应，基本板格的节点可以映射到有限元网格对应，这些节点的位移可从有限元计算中得到。可能有以下三种不同的节点位置：

- (1) 当屈曲板格的节点位于有限元节点上时，位移可以直接转换。
- (2) 当屈曲板格的节点位于平面应力单元的边界上时，位移可在边界上的有限元节点之间采用线性内插得到。
- (3) 当屈曲板格的节点位于单元内时，位移可以在单元所有节点之间采用双向线性内插得到。

将节点位移从总体有限元系统转换至屈曲板格局部系统应按下式进行：

$$(u) = [\lambda] \cdot (ug) \tag{9-25}$$

式中： $(u)$  ——局部位移矢量； $(ug)$  ——总体位移矢量； $[\lambda]$  ——转换矩阵（ $2 \times 3$ ），由两组坐标轴所形成夹角的方向余弦组成。

在基本板格的角上获得的位移应视为获得特定点应力值的输入。由于大部分EPP 的长宽比小于3 且沿EPP 纵向的纵向应力差别较小时，可以使用4 节点板格。否则应使用8 节

点板格。对于4节点屈曲板格，这些点相同，位置和编号规律可按图9-14；而对于8节点屈曲板格，这些点不同，详见规范有关规定。

4节点屈曲板格的应力位移关系（压应力为正）：

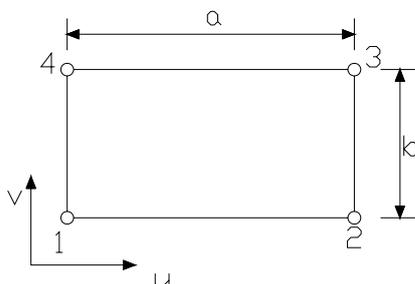


图 9-14 4节点屈曲板格

通过下式可由EPP角节点的位移得到这些节点的应力：

$$\begin{bmatrix} \dot{\sigma}_{1x} \\ \dot{\sigma}_{1y} \\ \dot{\tau}_1 \\ \dot{\sigma}_{2x} \\ \dot{\sigma}_{2y} \\ \dot{\tau}_2 \\ \dot{\sigma}_{3y} \\ \dot{\sigma}_{3y} \\ \dot{\tau}_3 \\ \dot{\sigma}_{4y} \\ \dot{\sigma}_{4y} \\ \dot{\tau}_4 \end{bmatrix} = -C \cdot \begin{bmatrix} -2/a & -2v/b & 2/a & 0 & 0 & 0 & 0 & 2v/b \\ -2v/a & -2/b & 2v/b & 0 & 0 & 0 & 0 & 2/b \\ -m/b & -m/a & 0 & m/a & 0 & 0 & m/b & 0 \\ -2/a & 0 & 2/a & -2v/b & 0 & 2v/b & 0 & 0 \\ -2v/a & 0 & 2v/a & -2/b & 0 & 2/b & 0 & 0 \\ 0 & -m/a & -m/b & m/a & m/b & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -2v/b & 2/a & 2v/b & -2/a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -2/b & 2v/a & 2/b & -2v/a & 0 \\ 0 & 0 & -m/b & 0 & m/b & m/a & 0 & -m/a \\ 0 & -2v/b & 0 & 0 & 2/a & 0 & -2/a & 2v/b \\ 0 & -2/b & 0 & 0 & 2v/a & 0 & -2v/a & 2/b \\ -m/b & 0 & 0 & 0 & 0 & m/a & m/b & -m/a \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \\ u_4 \\ v_4 \end{bmatrix} \quad (9-26)$$

式中： $(\dot{\sigma}_{1x} \ \dot{\sigma}_{1y} \ \dot{\tau}_1 \ \dots \ \dot{\sigma}_{4x} \ \dot{\sigma}_{4y} \ \dot{\tau}_4)^T = (\dot{\sigma})$ ，为单元的应力矢量； $(u_1 \ v_1 \ \dots \ u_4 \ v_4)^T = (u)$ ，

为局部节点的位移矢量。 $a$ ：板格长边的长度； $b$ ：板格短边的长度； $x$ ：平行于 $a$ 的方向，取为纵向； $y$ ：平行于 $b$ 的方向，取为横向； $C$ ：系数，取为：

$$C = 0.5E/(1-\nu^2); \nu: \text{泊松比}; m: \text{系数}; \text{取为: } m=1-\nu。$$

对于屈曲评估，用有限元法求解的应力应予以折减，这是因为泊松效应在两个分析方法中均被计入。修正应在局部和整体载荷引起的应力累加之后进行以应用于按下列公式进行的应力折减：

$$\sigma_x = (\sigma_x^* - 0.3\sigma_y^*)/0.91 \quad (9-27)$$

$$\sigma_x = (\sigma_x^* - 0.3\sigma_y^*)/0.91 \quad (9-28)$$

式中： $\sigma_x^*$ ， $\sigma_y^*$  ——含有泊松效应的应力：

若压应力满足条件  $\sigma_y^* < 0.3\sigma_x^*$ ，则  $\sigma_y = 0.3$  和  $\sigma_x = \sigma_x^*$

若压应力满足条件  $\sigma_x^* < 0.3\sigma_y^*$ ，则  $\sigma_x = 0.3$  和  $\sigma_y = \sigma_y^*$

这样可以导出以下应力矢量：

$$(\sigma) = (\sigma_{2x}, \sigma_{1y}, \tau_1, \dots, \sigma_{4x}, \sigma_{4y}, \tau_4)^T \quad (9-29)$$

最后，相关屈曲应力和边缘应力比按下式得出：

LC1：纵向受压

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \max\left(\frac{\sigma_{1x} + \sigma_{4x}}{2}, \frac{\sigma_{2x} + \sigma_{3x}}{2}\right) \\ \Delta\sigma_1 &= \frac{1}{2}(-\sigma_{1x} + \sigma_{4x} - \sigma_{2x} + \sigma_{3x}) \\ \sigma_x &= \sigma_1 + 0.5|\Delta\sigma_1| \\ \psi_x &= 1 - |\Delta\sigma_1|/l\sigma_x \end{aligned} \quad (9-30)$$

LC2：横向受压

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= 0.25 \sum_{i=1}^4 \sigma_{iy} \\ \Delta\sigma_1 &= \frac{1}{2}(-\sigma_{1y} - \sigma_{4y} + \sigma_{2y} + \sigma_{3y}) \\ \sigma_y &= \sigma_1 + 0.5|\Delta\sigma_1| \\ \psi_y &= 1 - |\Delta\sigma_1|/l\sigma_y \end{aligned} \quad (9-31)$$

LC3：剪切

$$\tau = 0.25 \sum_{i=1}^4 \tau_i \quad (9-32)$$

## 9.8 实船分析

一艘 2 万吨级载重量散货船，船长 166.50m 船体采用船用普通钢、AH36 高强度钢。第 1、2、3、4 货舱区域为单舷侧结构，肋骨间距为 750mm；设有顶边舱和底边舱；双层底高 1650mm，实肋板间距 2250mm；并设有 8 根双层底纵桁；横舱壁采用槽型舱壁结构，并设有顶凳和底凳。

### 9.8.1 结构有限元模型

采用三维有限元模型，根据 CSR-BC 规范的要求，有限元模型的纵向范围取覆盖三

个货舱长度和四个横舱壁。模型端部的横舱壁应连同各自壁墩包括在模型中。模型端部应形成垂直平面，任何位于端面位置的强框架应包括在模型中。有限元模型应覆盖船舶的两舷，以考虑横向波浪载荷的不对称性。舱段模型的纵向范围从肋位 Frame35 到肋位 Frame 162，其中 Frame35、76、119、162 为横舱壁所在肋位；横向范围为船体型宽；垂向范围为船体型深；有限元模型见图 9-18。

该计算模型中共采用三类单元：板单元（plate）主要用来模拟甲板、外底板、双层底纵桁、舷侧板、内底板、底边舱斜板、顶边舱斜板、双层底实肋板、底边舱隔板、舷侧肋板、顶边舱隔板、甲板横梁、横舱壁、卸货板、底墩和顶墩的壁板、面板、横隔板、舱口围板及其面板、肘板等构件中的板壳结构，板单元主要以四边形单元为主，在构件连接和圆弧过渡的地方采用少量的三角形单元；梁单元（beam）主要用来模拟各种构件上的尺寸较大且连续的纵骨、加强筋、扶强材等，按照实际情况考虑梁截面和偏心；杆单元（rod）主要用来模拟诸如开孔处面板、间断且尺寸较小的加强筋等。船体的开孔采用等效板厚的方法处理。

坐标系采用右手坐标系，见图 9-15 所示，原点 O 位于 Fr35 号船底中线处，x 轴向船首为正方向，y 轴向左舷为正方向，z 轴向上为正方向。

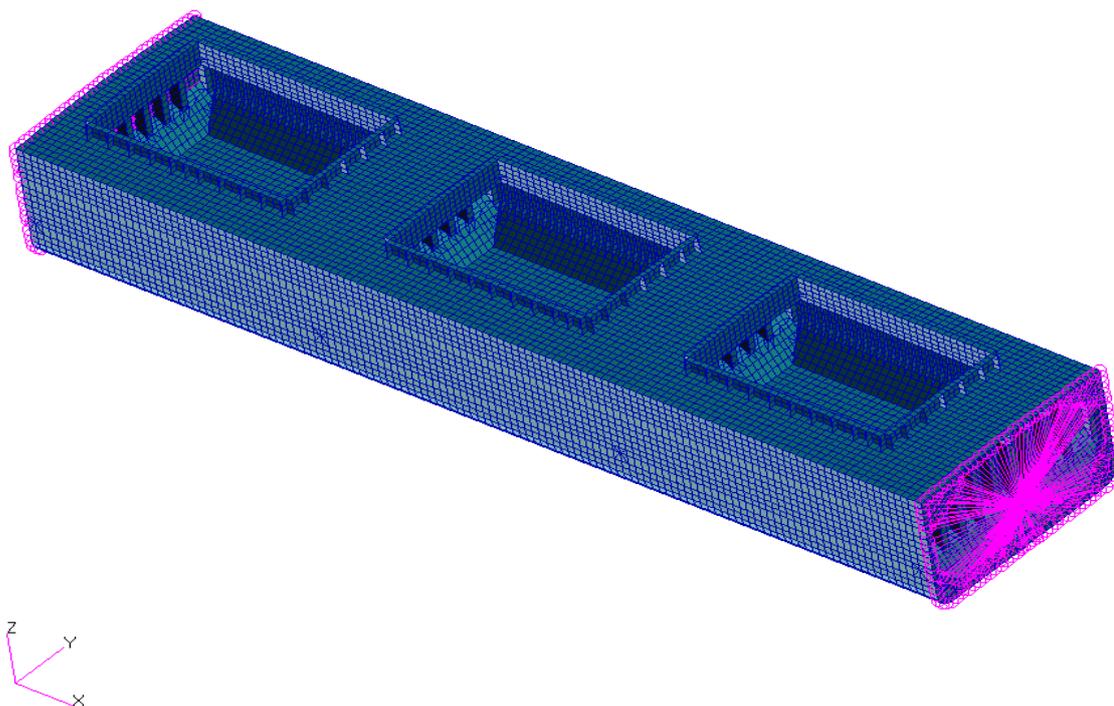


图 9-15 货舱段（NO.3）有限元模型示意图

根据 CSR-BC 规范的要求，边界条件采用直接法：模型两端简支，端部两剖面的纵向构件节点与位于中心线上中和轴处的独立点刚性相关，见表 9-7 两端独立点的约束见表 9-8。

### 9.8.2 计算工况

本船型为 BC-B，具有 NO MP 标识，无压载舱，无隔舱装载。根据 CSR-BC 规范的

要求，有限元直接强度分析所适用的标准装载工况如下，总共 13 种工况，如下表所示。

表 9-14 计算工况

编号	描述	吃水	装载模式			后	中	前	装载工况 (设计波)
			后	中	前				垂向静力 弯矩
LC_1	满载	Ts							P1
			工况1 满载 P1 吃水 $T_s = 0.5M_{sw,s}$ BC_A(L)_1//L_1//EC_B_1	$0.5M_{sw,s}$					
LC_2	满载	Ts							P1
			工况2 满载 P1 吃水 $T_s = 0.5M_{sw,s}$ BC_A(L)_2//L_2//EC_B/C_2	$0.5M_{sw,s}$					
LC_4	不足 装载	Ts							P1
			工况4 不足载荷 P1 吃水 $T_s = 0$ BC_A(L)_3//BC_B/C_3	0					
LC_1 2	正常 装载	TNB							R1
			工况12 正常压载 R1 吃水 $TNB = 0$ A(L)_5/A(L)_4//E/C_4	0					
LC_1 3	正常 装载	TNB							P1
			工况13 正常压载 P1 吃水 $TNB = 0$ A(L)_5/A(L)_4//E/C_4	0					
LC_4 7	泊港	0.67 Ts							Msw,p,h
工况47 泊港 吃水 $0.67T_s = M_{sw,p,h}$ BC_A(L)_16//BC_B/C_12									
LC_4 8	泊港	0.67 Ts							Msw,p,s
工况48 泊港 吃水 $0.67T_s = M_{sw,p,s}$ BC_A(L)_16//BC_B/C_12									
LC_4 9	泊港	0.67 Ts							Msw,p,h
工况49 泊港 吃水 $0.67T_s = M_{sw,p,h}$ BC_A(L)_17//BC_B/C_13									

LC_5 0	泊港	0.67 Ts		Msw,p,s
LC_5 1	泊港	0.67 Ts		Msw,p,h
LC_5 2	泊港	0.67 Ts		Msw,p,s
LC_5 3	泊港	0.67 Ts		Msw,p,h
LC_5 4	泊港	0.67 Ts		Msw,p,s

### 9.8.3 应力云图

有限元计算结果的应力云图如下

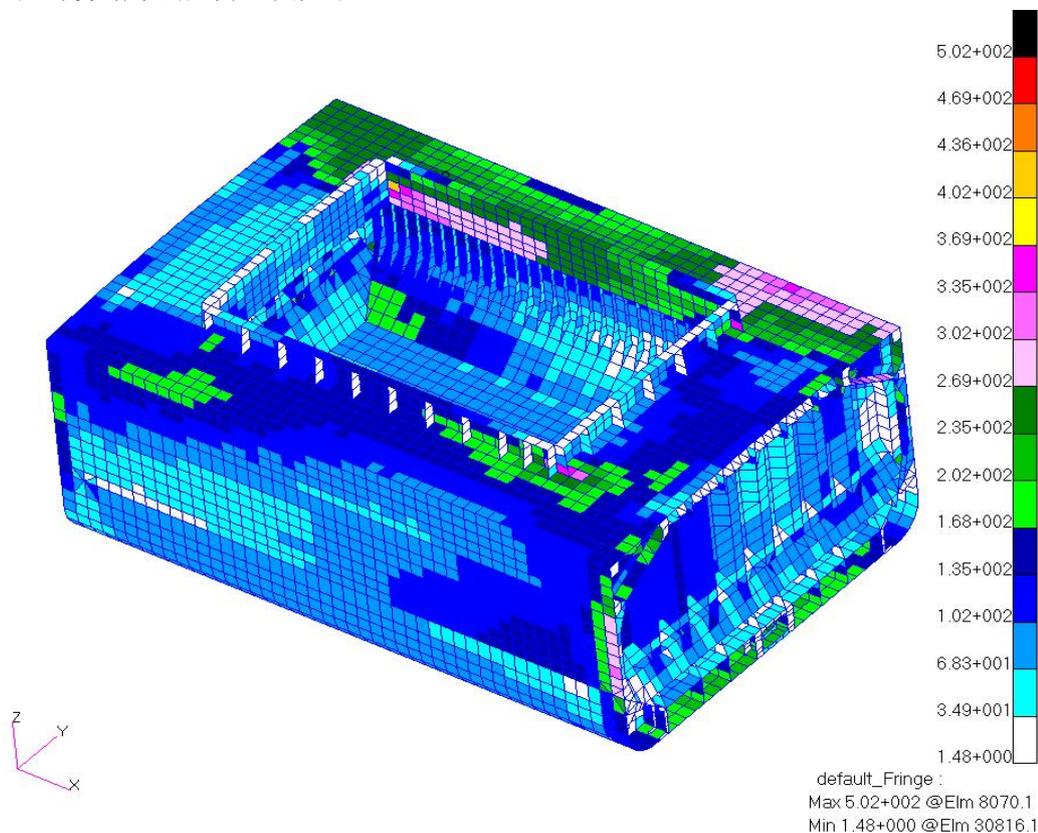


图 9-16 分析舱段应力图 (LC1)

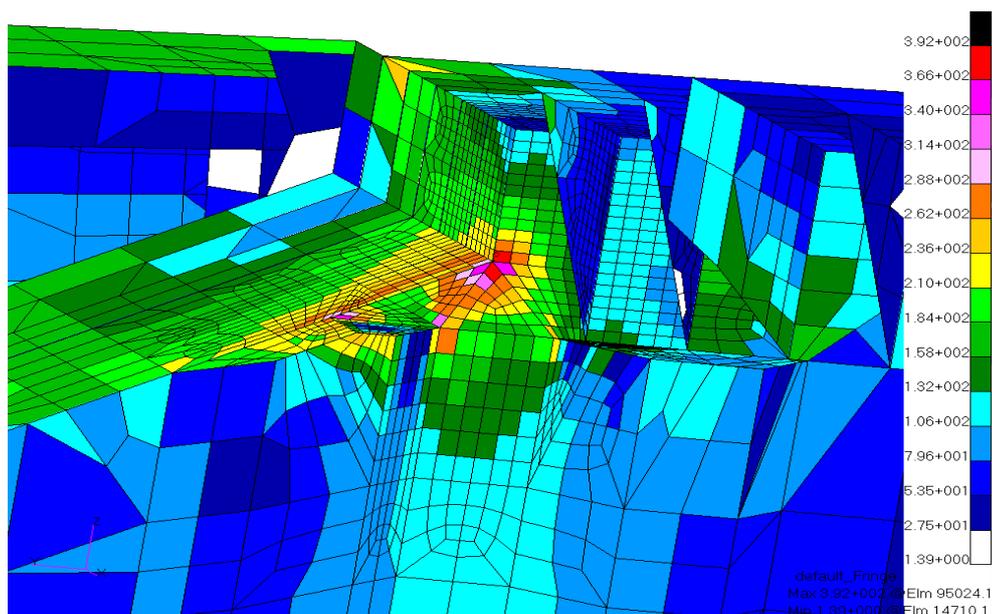


图 9-17 顶凳斜板和垂直板加强后的相当应力 (LC1, 细化 加强)

#### 9.8.4 屈曲计算结果分析和屈曲结果云图

1) 汇总表

表 9-15 各工况屈曲因子结果汇总表

校核部位	最大屈曲因子	对应的最危险工况	结果
甲板	0.636	LC1	合格
双层底纵桁	0.75	LC1	合格
内底板	0.242	LC1	合格
外底板	0.79	LC1	合格
顶边舱斜板	0.935	LC4	合格
底边舱斜板	0.342	LC2	合格
横舱壁	0.613	LC1	合格
顶边舱垂向板	0.587	LC4	合格
舷侧板	0.763	LC1	合格
实肋板	0.33	LC4	合格

2) 屈曲结果云图

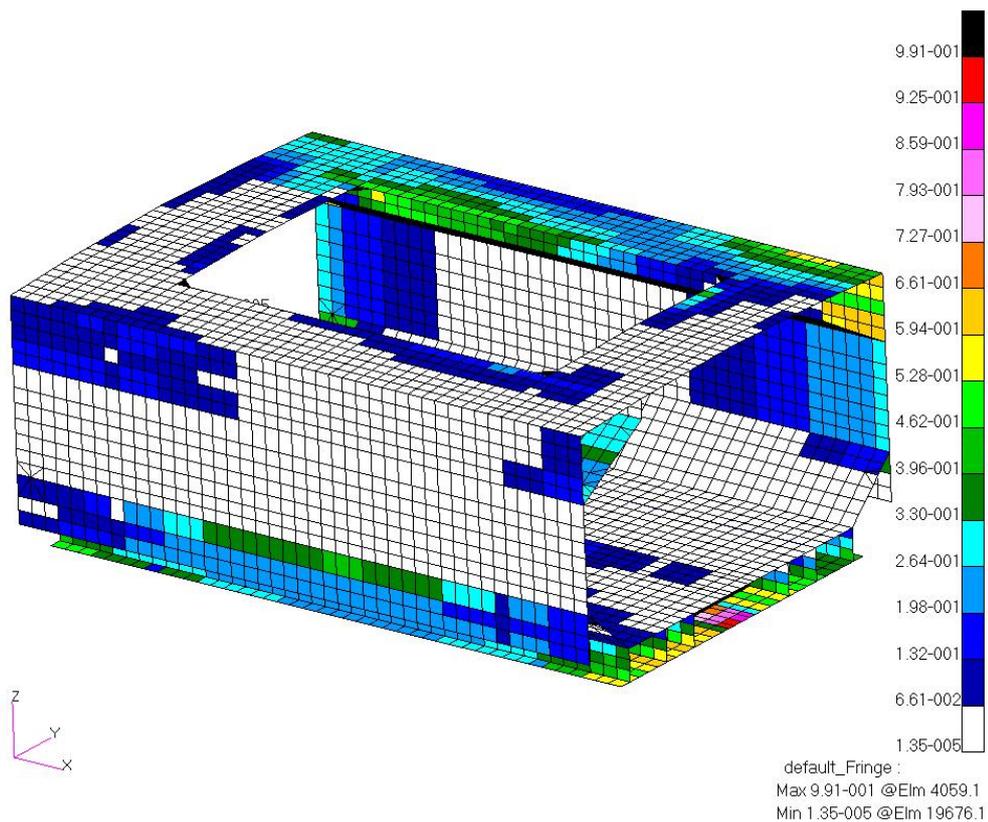


图 9-18 整舱段最大屈服因子 (LC1)

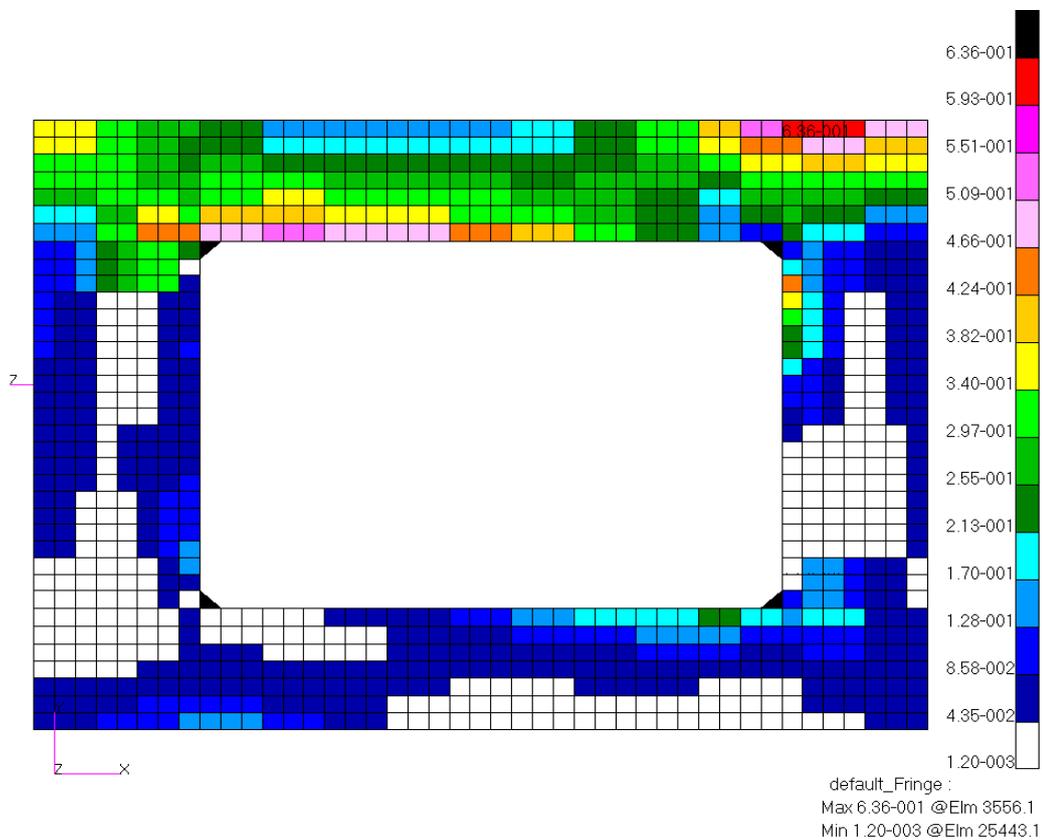


图 9-19 甲板最大屈服因子 (LC1)

屈服强度结果符合要求。