

# 典型结构焊接接头疲劳性能研究

张健<sup>1</sup> 吴剑国<sup>1</sup> 冷建兴<sup>2</sup>

船舶工业学院船舶与海洋工程学院  
中国船舶科学研究中心

# 典型结构焊接接头疲劳性能研究

张健<sup>1</sup> 吴剑国<sup>1</sup> 冷建兴<sup>2</sup>

1. 船舶工业学院船舶与海洋工程学院

2. 中国船舶科学研究中心

**摘要:** 本文利用大型有限元分析软件 MSC. Patran、MSC. Nastran 建立四种焊接接头型式的几何模型, 模拟试验环境, 确立有限元力学模型, 分别计算结构应力, 找出热点并比较各型式的应力, 确定应力集中系数, 继而用名义应力有限寿命方法进行疲劳寿命估算; 再用有限元分析软件疲劳模块 MSC. Fatigue 对以上结构施加循环载荷, 计算疲劳寿命, 加以验证。通过比较, 可以了解不同焊接接头型式对疲劳寿命的影响。

**关键词:** 疲劳寿命 焊接接头 名义应力 有限元

## 0. 引言

在海洋中, 波浪翻腾起伏, 船舶在海上航行, 各种类型的海洋工程结构在海上作业, 都不同程度的受到风浪的作用, 不断变化的波浪载荷使结构内部产生了不断变化的应力。若一艘船舶或一座海洋平台的服务期是 20 年到 25 年, 那么, 结构内因波浪作用引起的交变应力的循环次数可达 10<sup>7</sup> 次之多, 这将造成结构的疲劳损伤。自钢制海船诞生至今, 因结构中疲劳裂纹的生成、扩展, 最后导致破坏的事例屡有报道。美国海岸警卫队船舶结构委员会 (Ship Structure committee, U. S. Coast Guard) 曾组织力量对六种不同类型的 77 艘民用船舶及 9 艘军舰中六十多万 个结构细部进行了调查研究和统计分析, 结果表明. 有约九分之一的破坏与疲劳有关, 而其中绝大部分又发生在焊接接头处。统计资料表明, 疲劳破坏是焊接结构破坏的重要形式, 约有 80% 的破坏是由疲劳引起的, 由于在焊接接头处具有应力集中, 焊接缺陷和焊接残余应力, 使其疲劳强度比母体金属降低, 因此焊接结构的疲劳失效多在焊接接头处产生, 所以开展焊接接头的疲劳性能研究具有重要意义。

## 1. 典型焊接节点系列模型的有限元应力计算

在船舶与海洋工程中, 存在大量 T 型或近似 T 型的焊接节点, 因此选用 T 型节点作为研究对象具有较强的代表性。利用 MSC. Patran 软件建立四种不同焊缝形式的 T 型焊接接头模型, 对其进行应力计算。材料参数 (材料选用潜艇用 980 钢) 如下:

弹性模量	$E=2.0 \times 10^{11} \text{pa}$
泊松比	$\mu = 0.3$
材料的屈服极限	$\sigma_s=9.60 \times 10^8 \text{pa}$
计算载荷	$P=1.38889 \times 10^7 \text{Pa}$

## 1.1 焊接接头型式一：

该型式为深度剖口焊，节点处焊角被打磨去除（如放大图所示）。网格划分情况：边界处划分了 11 等份，由于焊缝连接处可能会有应力集中，所以也划分了 11 等份，并在其厚度方向上分了 2 等份。共划分了 1408 个单元，有限元网格如图 1 所示。

### 1. 约束方式

(1) 左右对称，约束在上图中黑线所示节点处。

(2)  $\theta_x = \theta_z = 0, \mu_x = \mu_y = \mu_z = 0$

### 2. 加载情况及计算结果

(1) 加压应力情况：加在 z 方向的面单元上（既最外面的面上）的正压均布载荷为： $P=1.388 \times 10^7 \text{ pa}$ ，由 Nastran 计算可得其应力云图如图 2，从图中可知其最大应力点即危险点 1 的应力为：

$$\sigma_{1\text{压}} = -44.5 \text{ Mpa (压)}。$$

(2) 对同一结构加拉应力，z 方向面单元上（如图 3 所示）的正拉载荷为： $P=1.388 \times 10^7 \text{ Pa}$ ，由 Nastran 计算可得其应力云图如图 3，从图中可知其最大应力点即危险点 1 的应力为：

$$\sigma_{1\text{拉}} = 240.1 \text{ mpa (拉)}。$$

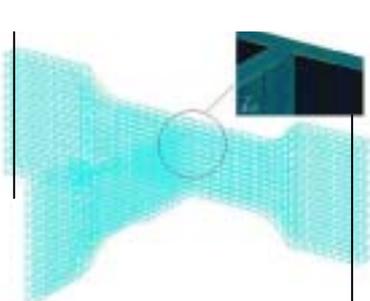


图 1

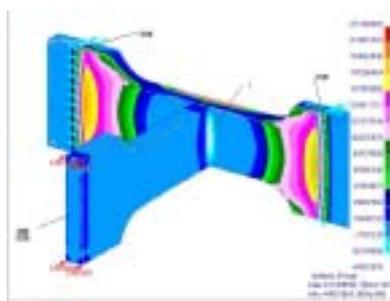


图 2

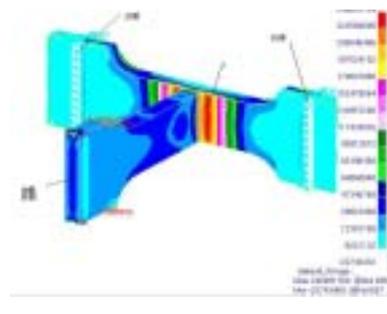


图 3

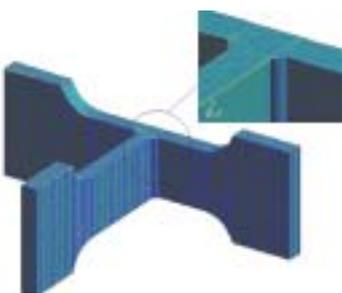


图 4

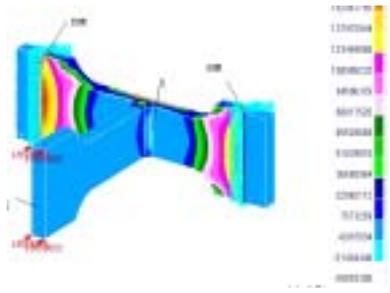


图 5

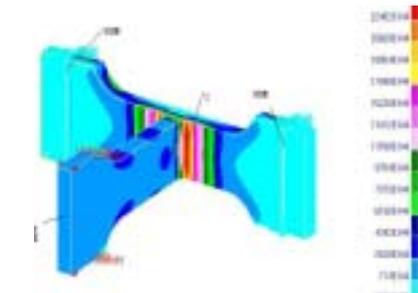


图 6

## 1.2 焊接接头型式二：

该接头焊脚为焊接后未加处理的凸圆弧，圆弧过度处共撒了 5 个种子，使其有限元划分更加细化，共划分了 11484 个单元，约束方式及加载情况同型式一，其有限元划分如图 4。

(1) 压载下的 MSC.Nastran 计算应力云图如图 5 所示，从图中可知，其最大拉应力  $\sigma_{\max} = -35.9 \text{ MPa}$  发生在焊缝边缘处的母材上而非焊缝上。

(2) 拉载下的 MSC.Nastran 计算应力云图如图 6 所示, 从图中可知, 其最大拉应力  $\sigma_{\max} = 243.0 \text{MPa}$ , 亦发生在焊缝边缘处的母材而非焊缝上。

### 1.3 焊接接头型式三:

该接头焊脚为焊接后施加处理的凹圆弧焊缝, 在其焊缝处也用了密集的有限元单元划分, 共划分了 11483 个单元。其有限元划分如图 7 所示, 该接头约束及加载方式同型式一。

(1) 压载下的 MSC.Nastran 计算应力云图如图 8 所示, 从图中可知其最大压应力  $\sigma_{\min} = -3.0 \times 10^7 \text{Pa}$  发生在焊脚处。

(2) 拉载下的 MSC.Nastran 计算应力云图如图 9 所示, 从图中可知其最大拉应力  $\sigma_{\max} = 3.5 \times 10^8 \text{Pa}$  亦发生在焊脚处。

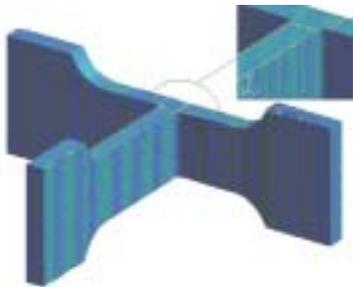


图 7

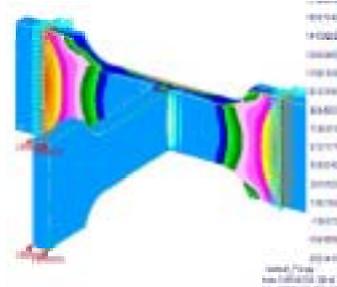


图 8

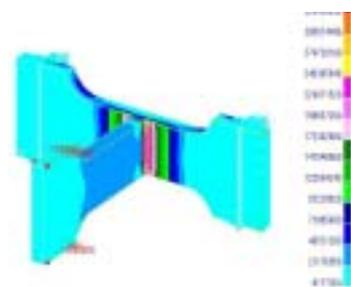


图 9

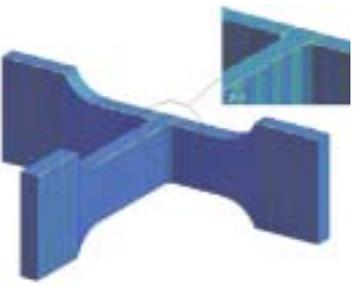


图 10

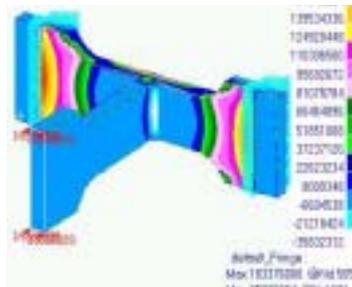


图 11

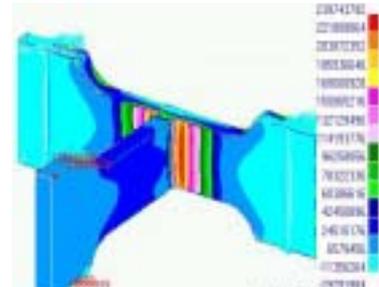


图 12

### 1.4 焊接接头型式四

型式四为直线焊缝的 T 型焊接接头, 共划分了 11308 个单元, 在其直角形焊缝处单元较为密集, 如图 10 所示。约束及加载方式同型式一。

(1) 压载下的 MSC.Nastran 计算应力云图如图 11 所示, 最大压应力  $\sigma_{\max} = -3.6 \times 10^7 \text{pa}$  出现在焊缝边缘处。

(2) 拉载下的 MSC.Nastran 计算应力云图如图 12 所示, 从上图中可知最大拉应力  $\sigma_{\max} = 2.4 \times 10^8 \text{pa}$  出现在直线焊缝边缘处而非焊缝上。

## 2. T 型焊接接头疲劳寿命估算

### 2.1 按名义应力有限寿命法计算

板厚  $b = 2mm$  , 钢号为 980 钢. 强度极限  $\sigma_b = 960MPa$  , 应力比  $R = -1$  , 考虑到船舶结构只需在一定的使用期限内安全使用 , 因此对该结构使用有限寿命设计法 , 在有限寿命设计法中选用由无限寿命设计法发展而来且有丰富使用经验的名义应力有限寿命设计法。

#### 2.1.1 作对称循环下的材料 $S-N$ 曲线

$$(1) \quad N = 10^3 \text{ 时}, \quad \sigma_{-1N} = 0.9 \sigma_b = 864 \text{ MPa} .$$

$$(2) \quad N = N_0 \text{ 时}, \quad \sigma_{-1N} = \sigma_{-1} = 0.44 \sigma_b = 422.4 \text{ MPa} .$$

(3)  $N$  在  $10^3 \sim N_0$  之间时 :

$$\begin{aligned} \lg \sigma_{-1N} &= \lg \sigma_{-1} + \frac{\lg N_0 - \lg N}{\lg N_0 - 3} [\lg(0.9 \sigma_b) - \lg \sigma_{-1}] \\ &= \lg 422.4 + \frac{6 - \lg N}{3} [\lg 864 - \lg 422.4] \\ &= 3.25 - 0.1 \lg N . \end{aligned}$$

#### 2.1.2 求修正系数

(1) 尺寸系数  $\varepsilon_N$

拉压时 , 查资料得  $\varepsilon_N = 1$  .

(2) 疲劳缺口系数  $K_{\sigma N}$

$$\text{查疲劳缺口系数曲线有 } K_{\sigma N} = \frac{K_T}{0.88 + A Q^b} .$$

$Q$ — 相对应力梯度

$A$ 、 $b$ — 与热处理方式有关的常数

式中 , 当结构为带台肩圆角的机械零件的理论应力集中系数受弯曲载荷时 :

$$K_T = 1 + \left[ \frac{\frac{B}{b} - 1}{5.37 \frac{B}{b} - 4.8} \frac{b}{2r} \right]^{0.85}$$

⊙  $B = 45 \text{ mm}$  ,  $b = 25 \text{ mm}$  ,  $r = 20 \text{ mm}$

$$\therefore K_T = 1 + \frac{\frac{45}{25} - 1}{5.37 \frac{45}{25} - 4.8} \left[ \frac{25}{2 \times 20} \right]^{0.85}$$

$$= 1.14$$

$$\text{又 } \frac{H}{h} \geq 1.5$$

$$\text{相对应力梯度 } Q = \frac{2.3}{r} + \frac{2}{h} = 0.22$$

对热轧钢  $A=0.336$ ,  $b=0.346$

$$K_{\sigma V} = \frac{K_T}{0.88 + A Q^b}$$

$$= \frac{1.14}{0.88 + 0.336 \times 0.22^{0.346}}$$

$$= 1.05$$

(3) 表面加工系数  $\beta_{1N}$

由表面加工系数曲线  $\beta_{1N} = a + b\sigma_b$

式中对粗车零件： $a=0.7715-0.0433 \lg N$

$$b = 4.137 \times 10^{-4} - 1.0994 \times 10^{-4} \lg N$$

由于本接头为粗车零件, 代入上式得  $\beta_{1N} = 1.02$ .

### 2.1.3 求对称循环下零件的 $S-N$ 曲线表达式

考虑到零件的以上各项参数, 可得  $10^3 < N < 10^6$  时, 零件  $S-N$  曲线表达式为

$$\lg \sigma_{-1DN} = \lg \sigma_{-1D} + \frac{\lg N_0 - \lg N}{\lg N_0 - 3} [\lg(0.9 \sigma_b) - \lg \sigma_{-1D}]$$

$$= 3.253 - 0.105 \lg N \quad (3-1)$$

$$\text{式中 } \sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D}, \quad K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon} + \frac{1}{\beta_1} - 1$$

### 2.1.4 疲劳强度校核

$$\text{工作安全系数: } n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1DN}}{\sigma_a}$$

对接头型式一, 通过应力图 2、图 3 有:

$$\sigma_{Max} = 2.4 \times 10^8 \text{ pa}$$

$$\sigma_{Min} = -4.45 \times 10^7 \text{pa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{Max} - \sigma_{Min}}{2}$$

$$= 142.3 \text{mpa}$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1DN}}{\sigma_a} = 2.07$$

许用安全系数  $[n]$  的确定：

由分解法有： $[n] = n_s n_l$ ， $n_s$ —强度安全系数， $n_l$ —应力安全系数。

当材料各种设计数据不精确时有： $n_s = 1.5$

当材料载荷及应力不精确时有： $n_l = 1.5 \sim 2$

$$[n] = 2.25$$

$$[n] > n_\sigma$$

在  $10^5$  次内不能安全使用。

### 2.1.5 疲劳寿命估算

1) 对于接头型式一有：

$$\sigma_g = [n] \sigma_a = 2.25 \times 142.3 = 320.2 \text{mpa}$$

$$k_{sn} \sigma_g = 1.9 \times 320.2 = 608.3 \quad (3-2)$$

将 (3-2) 式代入 (3-1) 式有：

$$\lg \sigma_{-1DN} = 3.253 - 0.105 \lg N$$

$$\lg 608.3 = 3.253 - 0.105 \lg N$$

计算得疲劳寿命为  $N_1 = 4.57 \times 10^4$  次，用同样的方法计算接头型式二、三、四分别得到

$$N_2 = 1.047 \times 10^4, N_3 = 1.41 \times 10^4, N_4 = 2.24 \times 10^4。$$

### 3. 结论

通过对以上四种焊接接头型式应力计算及应用名义应力有限寿命估算法估算, 可得如表一所示结果:

	型式一 (除根)	型式二 (凸弧)	型式三 (凹弧)	型式四 (直线)
载位置及方式	相同	相同	相同	相同
约束位置及方式	相同	相同	相同	相同
应力结果 (拉) 单位 Mpa	240.1	243.0	350	239.7
应力结果 (压) 单位 Mpa	-44.5	-35.9	-30.2	-35.8
手工估算寿命 单位 (次)	$4.57 \times 10^4$	$1.047 \times 10^4$	$1.41 \times 10^4$	$2.24 \times 10^4$

表 4-1

通过上表我们可以知道在其约束方式及加载情况完全相同时, 由于焊缝型式不同而导致的应力差别不是很大, 而导致的寿命结果差异却非常大, 本人又用 MSC. Fatigue 软件对结构二进行了疲劳寿命验证, 在不定义焊缝时, 其寿命为  $3.9 \times 10^5$  次, 而定义了焊缝时, 其寿命为  $1.2 \times 10^4$  次与名义应力有限寿命计算结果  $1.047 \times 10^4$  次基本相等, 有如此大的差别的原因是用名义应力法计算过程中考虑了焊缝的各种因素对疲劳寿命的影响, 而用 MSC. Fatigue 计算时不定义焊缝则软件认为整个结构为一个整体而非焊接结构。由此可见, 焊缝是决定构件疲劳寿命的主要因素之一。

以上结果中, 型式二 (凸弧焊缝) 的寿命最短, 表明焊缝的凸出部分是应力集中源, 如果焊后不进行机械加工, 将使其疲劳强度大大降低。如采用机械加工方法将凸出部分切除以后, 减小了应力集中, 可使其疲劳寿命大大提高。型式三焊接以后将焊缝处理成凹弧, 与同样进行了处理的型式四 (直线型) 相比寿命反而下降, 而显然型式三比型式四的焊接后处理工作量大的多, 可见直线型是较为理想的焊缝型式。

本文中计算了一系列焊接接头型式的应力分布情况, 进一步用名义应力有限寿命法进行了疲劳寿命估算, 同时用有限元 MSC. Fatigue 数值仿真加以验证, 为下一步进行的焊接接头疲劳可靠性研究打下了基础。

### 参考文献

- [1] 中国机械工程学会焊接学会 《焊接手册》
- [2] 傅祥炯 《结构疲劳》 西北工业大学出版社
- [3] 赵少汴 抗疲劳设计 机械工业出版社
- [4] T. R. 格尔内 [英] 焊接结构的疲劳 机械工业出版社
- [5] 胡毓仁 陈伯真 《船舶及海洋结构疲劳可靠性分析》 人民交通出版社
- [6] 曾春华 邹十践 《疲劳分析方法及应用》 国防工业出版社