

# T 型管焊节点疲劳寿命的估算\*

束继兴 沈怡民 丁遂栋

(上海交通大学)

(郑州工学院)

**摘 要:** 本文用固有缺陷法推导出估算 T 型管焊节点疲劳寿命的有关公式, 并将计算结果与试验值进行比较, 还提供了一些可供应用的曲线。

**关键词:** 裂纹, 断裂, 疲劳寿命, 应力强度因子

近年来, 随着海洋工程的发展, 焊接管节点广泛应用于海洋钢质平台结构中。管节点在支管与弦管交线处的焊接高应力区, 由于受到交变的波浪载荷或其它环境载荷的作用往往产生裂纹, 裂纹一旦出现, 就需要确定其剩余寿命。大量的管状节点的疲劳试验指出, 裂纹的起始寿命仅占总寿命的 25% 左右<sup>[1]</sup>, 因此估算管节点的剩余寿命是受到人们普遍重视的研究课题。

管节点裂纹尖端的应力状态属于三维问题, 由于支管与弦管交线处的几何形状复杂, 使得用断裂力学进行精确的理论分析十分困难, 然而利用简化的物理模型, 结合试验结果加以适当的修正, 可以得到较为满意的近似解答<sup>[2][3]</sup>。固有缺陷法就是一种较为简单而有效的方法之一。

## 1 固有缺陷法

固有缺陷法从分析试验的结果出发, 将 T 型管节点焊趾的局部屈服区虚构或假想为初始裂纹。试验表明, 这样的局部屈服区相当于 1mm 深度的等效裂纹。由于引用“虚构”的或“假想”的初始缺陷的概念提出简单的物理模型, 因此这个方法也可称为虚构缺陷法。

焊接管节点疲劳寿命的测定应用了裂纹增长速率与裂纹深度无关的试验结果, 其研究步骤为:

1.1 计算热点应力幅值  $\Delta\sigma$ ;

1.2 利用公式

$$\Delta K = 1.1 \Delta\sigma \sqrt{\pi a} \quad (1)$$

计算应力强度因子幅值  $\Delta K$ , 式中  $a = 0.001\text{m}$  为等效裂纹深度, 或为所测定的实际裂纹深

\* 收稿日期: 1989.11.10

度。

1.3 假设裂纹直到穿透管壁以前, 其扩展速率为常数, 即:

$$\frac{da}{dN} = 4.5 \times 10^{-12} (\Delta K)^{3.3} \quad (2)$$

1.4 利用公式

$$N = \frac{t-a}{da/dN} \quad (3)$$

来计算疲劳寿命或剩余寿命。

## 2 不同厚度管节点的疲劳寿命评估

用壁厚为 16mm 的管节点进行疲劳试验, 由试验得到  $\Delta\sigma \sim N$  关系曲线, 并近似地用下式表示其疲劳寿命。

$$N = \frac{1}{1.39 \times 10^{-13} (\Delta\sigma)^{3.0}} \quad (4)$$

此时, 初始裂纹深度取 1mm。由此式可推出不同厚度管节点疲劳寿命的表达式。

对于不同厚度的管节点, 通常在计算应力强度因子的幅值时, 应考虑修正系数  $Y_s$  和  $Y_\sigma$ 。  $Y_s$  取决于裂纹形状,  $Y_\sigma$  取决于外载荷及节点的几何形状, 即:

$$\Delta K = Y_s Y_\sigma (\Delta\sigma) \sqrt{\pi a}$$

若不考虑  $Y_s$  的修正, 即取  $Y_s = 1$ , 则有:

$$\Delta K = Y_\sigma (\Delta\sigma) \sqrt{\pi a} \quad (5)$$

根据试验, 管壁厚度对  $Y_\sigma$  的影响可表示为:

$$\frac{Y_{t(\sigma)}}{Y_{16(\sigma)}} = \left(\frac{t}{0.016}\right)^{0.25} \quad (6)$$

式中  $Y_{t(\sigma)}$ 、 $Y_{16(\sigma)}$  分别表示厚度为  $t$  和 0.016 米时的修正系数。利用下式:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_t)^m$$

来表示壁厚为  $t$  时管节点的裂纹扩展速率。式中  $\Delta K_t$  为厚度为  $t$  时的应力强度因子幅值。

将式(5)、(6)代入上式, 且取  $m = 3.0$ , 得:

$$\frac{da}{dN} = C Y_{16(\sigma)}^3 \left(\frac{t}{0.016}\right)^{0.75} (\sqrt{\pi a})^3 (\Delta\sigma)^3 \quad (7)$$

由上式可见, 当应力幅值  $\Delta\sigma$  相同时, 管壁越厚裂纹扩展速率越高, 寿命越短。

将(6)式代入(5)式, 得:

$$\Delta K_t = Y_{16(\sigma)} \left(\frac{t}{0.016}\right)^{0.25} (\Delta\sigma) \sqrt{\pi a}$$

令:  $(\Delta\sigma_t) = \left(\frac{t}{0.016}\right)^{0.25} (\Delta\sigma)$ ,

并参照(4)式可推得不同厚度  $t$  时管节点疲劳寿命的表达式,

$$N_t = \frac{1}{1.39 \times 10^{-13} \left(\frac{t}{0.016}\right)^{0.75} (\Delta\sigma)^{3.0}}$$

对于使用中的管节点,若检测出初始裂纹深度为 $a$ 时,则剩余寿命为:

$$N_s = \frac{t-a}{1.39 \times 10^{-13} (t-0.001) \left(\frac{t}{0.016}\right)^{0.75} (\Delta\sigma)^{3.0}} \quad (8)$$

这里推出的(8)式与文献[2]中的结果一致。图1中给出厚度分别为6mm, 16mm, 32mm和72mm时T型管节点受轴向载荷的 $\Delta\sigma-N$ 关系曲线。至于对其它型式的管节点及加载情况未涉及。

### 3 应力分布对疲劳寿命的影响

#### 3.1 对管壁厚度为16毫米的情况

前面所述是根据试验得到的 $\Delta\sigma-N$ 曲线,用热点应力来评估疲劳寿命,试验表明,节点的疲劳寿命还与节点的应力分布有关,热点应力对起始开裂和早期扩展影响较大,而后期裂纹扩展则平均应力(名义应力)起着突出作用,即平均应力越高,寿命越短。由于平均应力与加载方式有关,即与轴向、面内弯曲、面外弯曲等受载方式有关,因此同一节点,在同样的热点应力下,对寿命的评估尚需考虑载荷模式的影响。根据这一观点,下面将讨论更一般的评估方法。

这里对焊接管节点的修正系数 $Y_e$ 随壁厚的变化关系可用函数<sup>(3)</sup>

$$Y_e = A(t/a)^j \quad (9)$$

来描述。根据分析,  $A$ 、 $j$ 值除取决于几何形状的应力集中系数以外,还应考虑①支管与弦管交线周围的平均应力或力;②在拉伸载荷作用下断面的百分比或裂纹数;③裂纹形状的演变;④任意一个断面的净断面效率(裂纹面积/总面积);⑤节点的力或位移控制。以上所列五点中,第一点是至关重要的,因为其余四点均取决于第一点。

图2表示T型管节点在承受轴向载荷,面内弯曲载荷及面外弯曲载荷情况下焊接交线周围的应力分布。由图可以看出,对轴向载荷在大部分交线上应力都是比较高的。然而,对面外载荷只在一个较小的范围内应力较高,离开此范围以后,应力则迅速下降。因此,一旦有裂纹出现,由于受较大范围的高应力区的影响,承受轴向载荷的节点其裂纹的

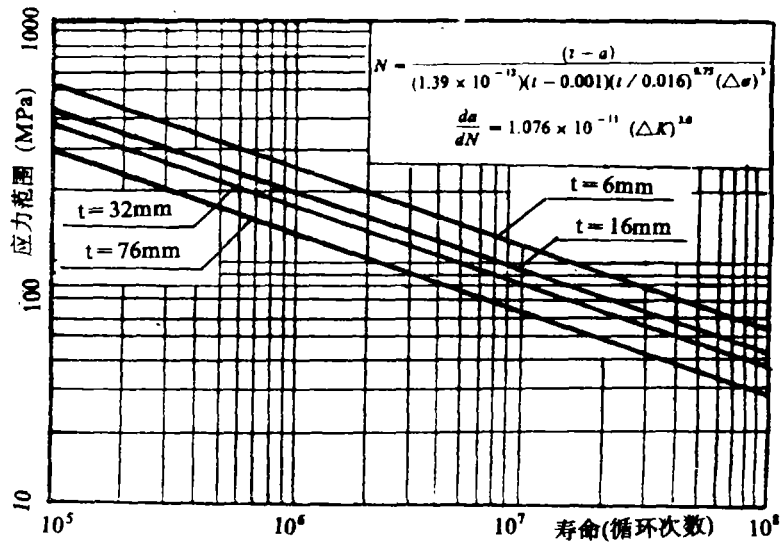


图1 T型管节点受轴向载荷的 $\Delta\sigma-N$ 曲线

增长速率要比承受面外弯曲、面内弯曲载荷的节点之裂纹增长速率高得多。由此可见, (9) 式中的  $A$ 、 $j$  值与交线上的平均应力和热点应力有关。文献[4]中已作出  $A$ 、 $j$  与  $S$  (热点应力与平均应力之比) 的关系曲线 (见图 3)。我们可以利用这个关系曲线求出  $A$ 、 $j$  值, 再由(9)式, (5)式以及下式求出裂纹增长速率。

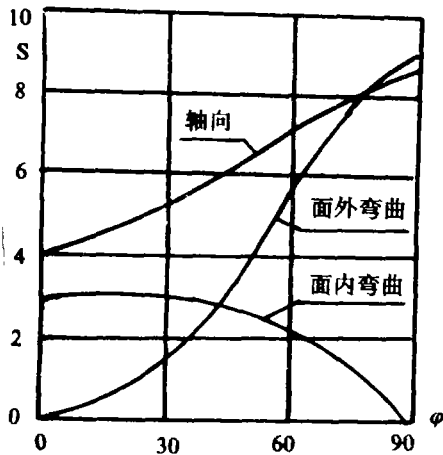
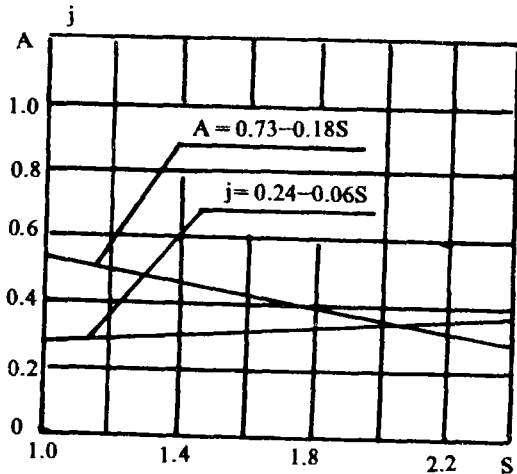


图2 T型节点交线周围的应力分布

图3  $A$ 、 $j$  随热点应力与平均应力之比的变化曲线

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m = C[A t^j (\Delta \sigma) a^{(0.5-j)} \pi^{0.5}]^m \quad (10)$$

式中  $C$ 、 $m$  为材料常数。积分上式, 得:

$$N = \frac{t^{1+m(j-0.5)} - a_i^{1+m(j-0.5)}}{[1+m(j-0.5)]CA^m t^{mj} (\Delta \sigma)^m \pi^{0.5m}} \quad (11)$$

令  $q = 1 + m(j - 0.5)$ , 并将上式写成对  $2 \times 10^6$  循环次数的疲劳强度, 有:

$$\sigma_t^m = \frac{t^q - a_i^q}{qCA^m t^{mj} \pi^{0.5m} (2 \times 10^6)} \quad (12)$$

### 3.2 对管壁厚度为 $T$ 毫米的情况

由上所述, (12)式只适用于管壁厚  $t = 16\text{mm}$  的情况, 如果管厚不是  $16\text{mm}$ , 而是任意厚度  $T$  毫米时, 则相应的疲劳强度可以表示为:

$$\left(\frac{\sigma_t}{\sigma_T}\right)^m = \frac{T^{mj}}{t^{mj}} \frac{t^q - a_i^q}{T^q - a_i^q} \quad (13)$$

如果在上式中, 令  $m = 3$ ,  $j = 0.5$  ( $j$  一般小于  $0.5$ , 为简化计算取  $0.5$ ), 则  $q = 1$ , 于是:

$$\left(\frac{\sigma_t}{\sigma_T}\right)^3 = \frac{T^{1.5}}{t^{1.5}} \frac{t - a_i}{T - a_i}$$

在通常情况下, 由于初始裂纹  $a_i$  很小, 故上式可近似写为:

$$\frac{\sigma_t}{\sigma_T} \approx \left(\frac{T}{t}\right)^{0.17} \quad (14)$$

但是根据试验<sup>[3]</sup>得到的关系式为:

$$\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_T}\right) \approx \left(\frac{T}{t}\right)^{0.25} \quad (15)$$

应该注意到, 造成以上二式差别的原因是由于所假定的  $Y_\sigma = A\left(\frac{t}{a}\right)^j$  的关系式不够恰当。

因此文献[3]中曾建议取以下形式较好, 即:

$$Y_\sigma = Dt^P - (t/a)^j \quad (16)$$

式中  $D$ 、 $P$  和  $j$  为热点应力  $S$  的函数, 由(16)式及(5)式得:

$$\Delta K = Dt^D (t/a)^j (\Delta\sigma) \sqrt{\pi a} \quad (17)$$

从而得:

$$\frac{da}{dN} = C[Dt^P (t/a)^j (\Delta\sigma) \sqrt{\pi a}]^m \quad (18)$$

经积分后得:

$$N = \frac{t^{1+m(j-0.5)} - a_i^{1+m(j-0.5)}}{[1+m(j-0.5)]CD^m t^{m(P+j)} (\Delta\sigma)^m \pi^{0.5m}} \quad (19)$$

此式为适用各种载荷类型及任意管厚的 T 型节点疲劳寿命的估算公式。

图 4 表示轴向、面内弯曲及面外弯曲加载的 T 型管节点在不同应力范围内的疲劳寿命, 由图可见对给定的热点应力及壁厚, 面外弯曲加载获得较长的疲劳寿命。对于 T 型管节点在给定寿命  $N = 2 \times 10^6$  条件下, 管厚对疲劳强度的影响表示在图 5 中。

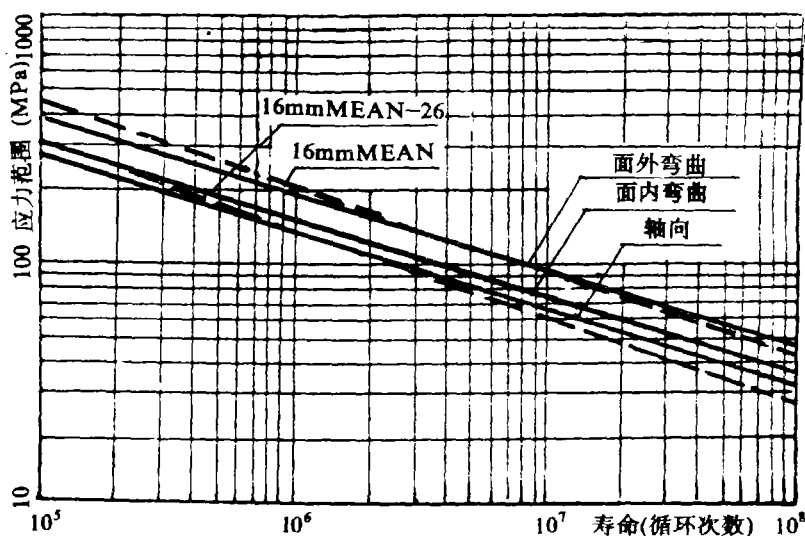


图 4 不同受载情况下的 S-N 曲线

在给定寿命  $N = 2 \times 10^6$  条件下, 管厚对疲劳强度的影响表示在图 5 中。

## 4 结 语

对管焊节点的疲劳寿命估算,除固有缺陷法外,还有经验方法和半理论分析法。应该指出,无论采用哪种方法都必须得到试验验证。因此,对各种不同型式的管焊节点的疲劳试验研究仍是很重要的工作。

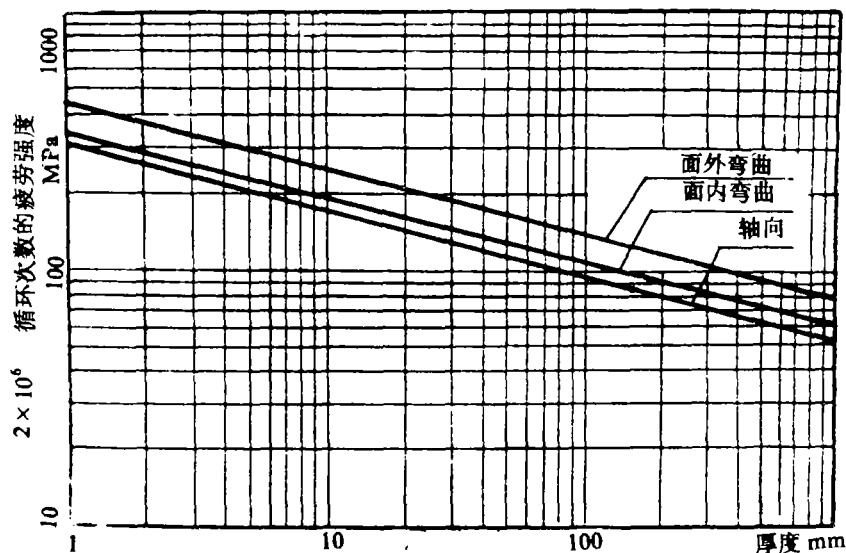


图5 疲劳强度随管厚的变化曲线

本文经上海交通大学郑学祥教授多次审阅,顺致谢意。

## 参 考 文 献

- (1) Ferrous Materials 8.th ISSC. III. 1. 1982
- (2) W.D.Dover. Fatigue assessment of Fixed offshore platforms London Center for Marine Technology unv. Collage London.
- (3) W.D.Dover, S.Dharmavasan. FATIGUE Analysis of TUBOJAR joints Using Fracture mechanics Department of Mechanical Engineering, University Collage London, Torrington Place.
- (4) W.D.Dover, S.Dnarmarasan. Fatigue Fracture Mechanics Analysis T of and Y joints. 1982 OTC 4404 University Collage London.

## Estimating of fatigue life of joints of wolded tubes

Su Jixing

(Shanghai Jiao Tong University)

Shen Yimin Ding Suidong

(ZhengZhou Inst. of Techno.)

**Abstract:** The paper infers relevant formulas for estimating fatigue life of T-joints of wolded tubes by means of intinsic defecting method and compares the results of calcultion with the results of experimant. Further, the paper gives some useful curves for applications.

**Keywords:** crack, fracture, fatigue life, strees intensity factor