

指导性文件
GUIDANCE NOTES
GD 09-2013

中　国　船　级　社

海洋工程结构物疲劳强度评估指南

GUIDELINES FOR FATIGUE STRENGTH ASSESSMENT OF OFFSHORE ENGINEERING STRUCTURES

2013

2013 年 10 月 1 日生效
Effective from October 1 2013

北　京
Beijing

目　　录

第1章　通则.....1
第1节　概述.....1
第2节　定义.....1
第3节　S-N曲线方法.....4
第4节　断裂力学方法.....4
第5节　结构节点类型.....4

第2章　基于S-N曲线的疲劳分析.....5
第1节　概述.....5
第2节　疲劳累积损伤.....6
第3节　基于名义应力的疲劳分析方法.....7
第4节　基于热点应力的疲劳分析方法.....10
第5节　S-N曲线.....11

第3章　应力集中系数和热点应力计算.....20
第1节　概述.....20
第2节　板件结构的应力集中系数.....20
第3节　圆管对接焊缝节点应力集中系数.....24
第4节　船体结构的应力集中系数.....29
第5节　管节点应力集中系数.....29
第6节　热点应力直接计算.....33

第4章　疲劳安全系数.....39
第1节　一般规定.....39

第5章　简化疲劳分析方法.....41
第1节　一般规定.....41
第2节　数学推导.....41
第3节　简化疲劳方法在导管架式固定海上设施中的应用.....44

第6章　谱疲劳分析方法.....46
第1节　一般规定.....46
第2节　海洋工程结构物的谱疲劳分析.....47
第3节　低频和波频疲劳损伤的组合方法.....51

第4节　由液货装载和卸载造成的疲劳损伤.....52
第5节　时域分析的疲劳评估方法.....53

第7章　基于断裂力学的疲劳分析方法.....55
第1节　概述.....55
第2节　裂纹扩展模型.....55
第3节　裂纹扩展寿命预报.....56
第4节　基于断裂力学的疲劳评估中可能的失效模式.....57
第5节　确定几何函数.....57

第8章　疲劳寿命的改善措施.....58
第1节　概述.....58
第2节　焊缝外形修整.....58
第3节　焊趾打磨.....59
第4节　惰性气体保护钨极焊(TIG)熔修.....60
第5节　锤击.....60

第9章　疲劳寿命的延长.....62
第1节　概述.....62

附录1　S-N曲线疲劳评估中对应的节点分类.....63
第1节　本附录采用的节点分类.....63

附录2　管节点应力集中系数参数公式.....72
第1节　概述.....72
第2节　简单管节点.....72
第3节　多平面管节点.....73
第4节　搭接管节点.....73
第5节　加强管节点.....73
第6节　埃弗蒂米乌(Efthymiou)公式及其适用范围.....73

附录3　带有加强的开孔的应力集中系数.....79
第1节　带有加强的圆孔的应力集中系数.....79

第1章 通 则

第1节 概 述

1.1.1 本指南适用于钢质焊接海洋工程结构物，如导管架平台、移动平台、海上浮式生产装置等。

1.1.2 特殊类型和采用新颖结构型式的海洋工程结构物的疲劳强度评估应另行考虑，并经CCS同意。

1.1.3 本指南中焊接和铸造管节点的疲劳S-N曲线采用美国石油学会的《海上固定平台规划、设计和建造的推荐作法—工作应力法》(API RP 2A-WSD) 2007年版中给出的曲线。这些曲线适用于最小屈服强度小于500 N/mm^2的钢材。

1.1.4 本指南中对于非管节点的S-N曲线采用国际船级社协会(IACS)油船结构共同规范(IACS CSR-OT)中给出的8条曲线。这些曲线适用于最小屈服强度小于400 N/mm^2的钢质焊接连接。

1.1.5 当所使用钢材的屈服强度超过本节1.1.3和1.1.4的范围时，可按本指南第2章2.5.11的有关要求获得该材料的S-N曲线，也可参考使用本节1.1.3和1.1.4给出的S-N曲线。

1.1.6 海工结构的设计者和分析者必须要意识到海工结构的所属国当局可能有不同于本指南的法定技术要求。当使用其他用以替代本指南的安全要求不低于本指南的要求时，CCS可以考虑使用该替代规范作为入级规范的一部分。

第2节 定 义

1.2.1 结构节点分类

一个结构节点含有一个结构的不连续，如一条或多条焊缝，对于在本指南附录1的表中给出的结构节点类型，可以采用名义应力的方法进行节点疲劳寿命计算。附录1中的节点也被称为标准结构节点。

1.2.2 疲劳损伤度

所考虑的疲劳交变应力循环数与在该应力水平的常幅交变载荷下的直到失效的循环次数(疲劳寿命)的比值。

1.2.3 疲劳寿命

结构节点在一确定幅值的交变应力循环作用下直到失效时的循环次数。在海洋工程实践中，计算疲劳寿命常以年为单位，此时在迈因纳累积损伤假设以及在每一基本计算时间内(通常为一年)环境载荷造成的损伤相同的假定条件下，该寿命由疲劳损伤计算的基本时间(以秒计)除以这一基本时间内结构物中的最大损伤度，然后再除以31536000秒/年(即365天/年×24小时/天×3600秒/小时)得到。

1.2.4 疲劳强度

与一个确定的疲劳寿命值相对应的交变应力范围的大小。

1.2.5 疲劳抗力

结构节点抵抗疲劳作用的能力，表现为S-N曲线或者裂纹扩展属性。

1.2.6 疲劳强度安全系数

设计中用于疲劳寿命的安全系数，它是一个大于1.0的系数，用于各个不同的结构节点以计入一些重要因素的影响，例如疲劳失效后果的严重性以及检验维修的便利性等。

1.2.7 名义应力

结构中只考虑宏观几何效应而不考虑结构节点不连续以及焊缝引起的应力集中时得到的应力(见图2.1.5、图2.3.1(1)和(2))，名义应力可通过诸如梁理论等经典理论求得，也可以通过粗网格或者细网格有限元方法求得。

1.2.8 结构不连续

由于焊接节点形状引起的几何不连续，通常可通过结构节点分类表来找到。结构不连续的效应有(i)膜应力的应力集中和(ii)形成二次弯曲应力。

1.2.9 结构应力

考虑结构不连续性效应而计算得到的构件应力，它包括膜应力和壳弯曲应力成分。同样也称为几何应力(见图2.1.5)。

1.2.10 热点

在交变应力作用下，结构中疲劳裂纹可能发源的点。热点可能位于焊趾、角焊缝或者部分熔透焊缝的焊根或者板/型材的自由边。

1.2.11 热点应力

结构在热点处的表面应力，有时也被称为几何应力或者结构应力，热点应力计入了结构节点中的所有不连续和存在的附件所引起的应力升高，但是不包括由于切口(如焊趾)引起的非线性应力峰成分(见图3.6.4(1)和图2.4.1)。热点应力可通过名义应力乘以热点应力集中系数(SCF)或者通过细化有限元分析得到。

1.2.12 热点应力集中系数

热点应力与名义应力的比值，该名义应力包括了由于宏观几何效应而引起的应力升高。在不引起混淆时，本指南中简写为应力集中系数(SCF)。

1.2.13 切口应力

考虑了局部切口引起的应力集中后的、位于切口根部的总应力。因此切口应力由结构应力和非线性应力峰叠加而成(见图2.1.5)。

1.2.14 切口应力集中系数

切口应力与结构应力的比值。

1.2.15 有效切口应力

对一个具有一定有效切口半径的切口计算得到的切口应力。

1.2.16 S-N曲线

以图形形式给出的疲劳寿命(N)与疲劳应力范围(S)之间的关系。

1.2.17 应力循环

应力历史中包括一个应力极大值和一个应力极小值的一个片段。

1.2.18 应力范围

在一个应力循环内的应力极大值与极小值的差值。

1.2.19 雨流计数法

一种计算应力范围数目的方法。

1.2.20 非线性应力峰

在局部切口处超过线性分布结构应力的切口应力成分。

1.2.21 错边值

在焊接接头处，沿板的横向测量出来的板的不对中量。

1.2.22 不对中

由于细节设计或者装配导致的轴向或者环向的不对中。

1.2.23 断裂力学

力学的一个分支，用于处理含有裂纹构件或节点的特性和强度。

1.2.24 应力强度因子

在断裂力学中用于描述裂纹尖端附近应力特征的一个因子。

1.2.25 帕里斯法则(Paris' law)

一个通过试验确定的裂纹扩展速率与应力强度因子范围的关系。

第3节 S-N曲线方法

1.3.1 在S-N曲线方法中，具有同一类属性的结构节点的疲劳强度用一条曲线或者一个公式来表示。曲线的横坐标一般为寿命或循环次数(N)，纵坐标为应力范围(S)，曲线的每一个点(N_i，S_i)表示该类结构的节点在等值循环应力范围S_i的作用下达到疲劳破坏时的寿命或循环数为N_i。

1.3.2 通常公开的S-N曲线都是收集试验数据并经过拟合得到，本指南中采用的S-N曲线是基于相关试验数据的平均值减去两倍的标准差后得到的设计用S-N曲线，具有97.6%的存活率。

1.3.3 应确保计算得到的应力范围与拟采用的某一特定S-N曲线中应力范围的定义一致，目前海洋工程中主要有以下两种不同概念的S-N曲线：

——名义应力S-N曲线
——热点应力S-N曲线

1.3.4 根据应力范围和寿命的具体计算过程的差异，一般可以分为简化疲劳分析方法、确定性疲劳分析方法和谱疲劳分析方法。

第4节 断裂力学方法

1.4.1 断裂力学在承认构件(尤其是焊缝)的表层或者内部存在裂纹/缺陷的基础上，在材料力学性能、节点和裂纹的几何尺寸、节点所受载荷三者之间建立定量关系，目的在于根据小试样的断裂力学试验数据来推断节点的抗断裂能力。

1.4.2 鉴于S-N曲线方法在海洋工程中的广泛应用和其主导地位，断裂力学方法通常是用作疲劳强度计算的辅助和支持手段，尤其是当现役结构上已经发现有裂纹的情形。

1.4.3 断裂力学方法对于评估裂纹扩展、修订并细化检测计划具有重要的工程意义。

第5节 结构节点类型

1.5.1 通常，海洋工程结构物疲劳强度评估都基于两类主要的结构节点：管节点和非管节点，其中非管节点(也叫板节点或者板接头)包括焊接和非焊接连接节点，参见附录1给出的常见非管节点分类。海洋工程的疲劳强度计算主要是针对钢质的管节点和非管节点进行。

第2章　基于S-N曲线的疲劳分析

第1节　概　　述

2.1.1　本章阐述了基于S-N曲线的疲劳分析主要原则。

2.1.2　基于S-N曲线的疲劳分析应根据S-N曲线的适用范围选用合适的曲线。

2.1.3　对板件结构的疲劳分析可以基于名义应力S-N曲线，见本章第5节的非管节点S-N曲线。

2.1.4　本章的方法主要是名义应力法和热点应力法，对于采用切口应力法的疲劳分析，CCS将给予特殊考虑。

2.1.5　应根据不同的疲劳寿命计算方法获得相应的应力值，见表2.1.5。示意图见图2.1.5和图3.6.4(1)。

应力集中因素、应力范围以及相应的疲劳寿命计算方法　　表2.1.5

类型	应力集中因素	应力范围	疲劳寿命计算方法
A	采用经典理论(如梁理论)进行分析获得的应力，不考虑应力集中	一般名义应力范围	对焊接节点疲劳分析不适用
B	A+宏观几何效应引起的应力集中，但不考虑结构不连续以及焊缝引起的应力集中	修正名义应力范围	基于名义应力的疲劳分析方法
C	A+B+结构不连续引起的应力集中，但不考虑焊缝切口引起的应力集中	热点应力范围	基于热点应力的疲劳分析方法
D	A+B+C+焊缝切口引起的应力集中 1) 实际切口应力 2) 有效切口应力	切口应力范围	1) 断裂力学方法； 2) 基于有效切口应力的疲劳分析方法

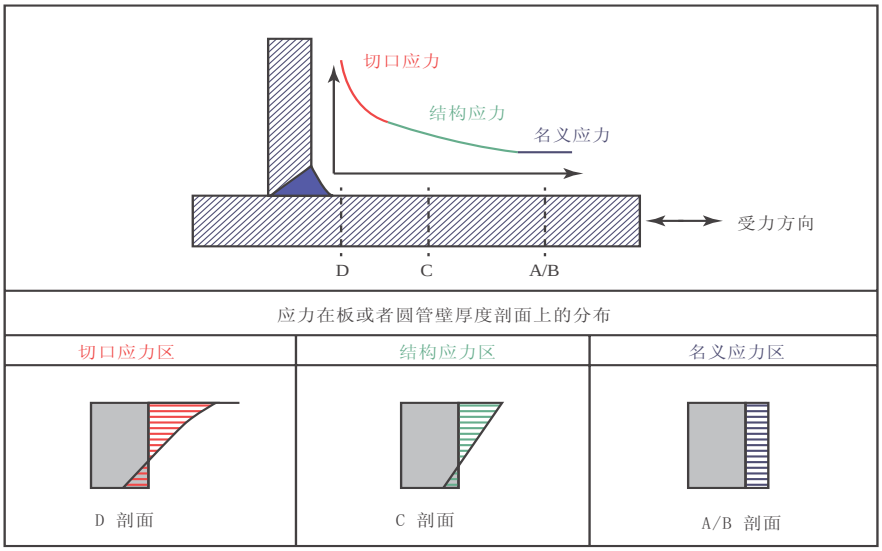


图2.1.5 焊趾区域应力分布示意图

第2节 疲劳累积损伤

2.2.1 疲劳累积损伤根据Palmgren-Miner线性累积损伤理论进行计算。在这一理论中，假设在任一给定的应力水平下，累积损伤的速度与以前的载荷历程无关，并且加载顺序不影响疲劳寿命的计算值。

2.2.2 当长期应力范围分布可以表示成一个应力直方图，并且每一个方块应力范围为常值 S_i，循环次数为 n_i 时，疲劳准则可以表示如下：

$$D=\sum_{i=1}^{k}\frac{n_i}{N_i}\leqslant\frac{1}{S_{ftg}} \tag{2.1}$$

式中：D —— 疲劳累积损伤；
k —— 应力分块的数目；
n_i —— 第i个应力分块中的应力循环数；
N_i —— 在常值应力范围Si作用下直到失效时的应力循环数；
S_{ftg} —— 疲劳强度安全系数，见第4章第1节。

2.2.3 当采用直方图来表达应力分布时，应力的分块数k应该足够大以保证合理的数值精度，且不少于20。此外，应合理分布这些分块，在应力分布的峰值处应适当划分密些，而在其他应力值较低的区域可以适当稀疏些。

2.2.4 在计算海洋工程结构物的疲劳寿命时，由于结构物往往具有多个工况且各工况在服役期间所占时间比例不同。因此，应对每一种需考虑的载荷工况分别计算损伤度，然后再按照各个工况在评估目标服役期中的比例加权计算总的损伤度：

$$D = \sum_{i=1}^{m} p_i D_i \tag{2.2}$$

式中：D —— 结构中某一计算点的总疲劳累积损伤；

m —— 结构服役期中疲劳损伤计算的工况数；

D_i —— 如服役期均为第i个工况时结构中某一计算点的疲劳损伤；

p_i —— 第i个工况在结构服役期间所占的时间比例。

2.2.5 当结构在服役期间有过不同的用途时，应考虑不同用途所造成的疲劳损伤的累积。例如，当海上浮式生产装置是由油船改装而成时，在评估该海上浮式生产装置的剩余疲劳寿命时，要计入该装置作为油船使用时已经造成的疲劳损伤，且应注意以下要求：

(1) 当计算过去服役期中的疲劳累积损伤时，应采用该船过去实际航行路线的波浪海况，而不应与对新造油船一样采用假定航线的波浪海况。

(2) 当计算过去服役期中的疲劳累积损伤时，要考虑该船的航速，即在计算应力幅值响应算子(RAOs)和应力循环次数时要采用遭遇频率。

第3节 基于名义应力的疲劳分析方法

2.3.1 用于疲劳评估的名义应力为所计算的构件的截面内应力，通常可采用经典弹性理论求得。它不考虑结构不连续和焊缝引起的应力集中，但需考虑疲劳评估点附近的宏观几何造成的应力集中。因为宏观几何效应可引起截面上名义应力的显著重新分布，见图2.3.1(1)。同样效应也可由集中力或者集中反力引起，见图2.3.1(2)。

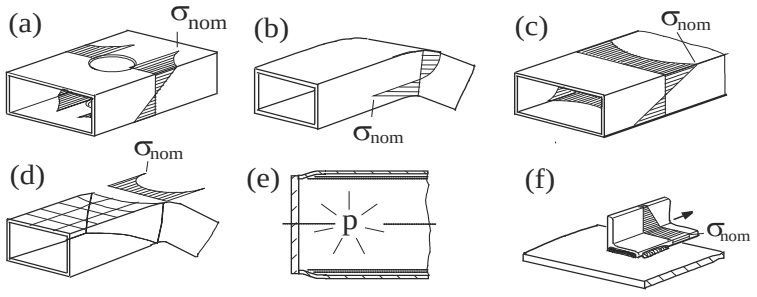


图2.3.1(1)宏观几何引起的名义应力变化示例

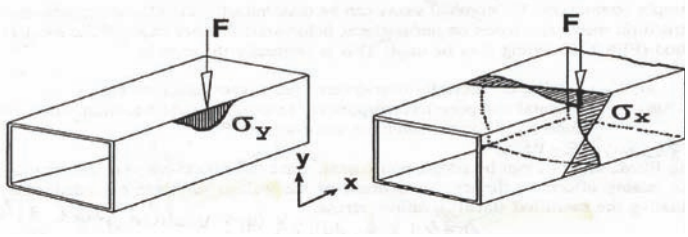


图2.3.1(2) 集中力引起的名义应力变化

2.3.2 不同的名义应力成分可以视具体情况不同而具有不同的应力集中系数。

2.3.3 一般而言，可采用以下两种方法获得用于疲劳强度评估的名义应力：

(1) 直接采用业界公认的应力集中系数公式或者图表，见第3章第2节到第4节；

(2) 对于几何形状复杂或者受力复杂的结构，可以采用有限元直接计算方法以获得应力集中系数，一般是采用施加单位应力的方式来得到，但应注意以下问题：

① 名义应力仅考虑宏观几何变化对应力的影响(如开口、锥度、梁拱、肘板、尺寸的改变等)，当焊缝的不对中值超过了S-N曲线所隐含的不对中值时也应加以考虑；

② 某类节点所对应的S-N曲线通常已经反映了几何突变引起的应力集中效果，因此这种几何突变引起的应力不予考虑，因为已经隐含在相应的S-N曲线中；

③ 由于焊缝形状引起的应力集中应该不予考虑，因为已经包含在所选择的S-N曲线中；

④ 如果实际的应力场比单轴应力复杂，则要选择最可能发生裂纹处的主应力作为局部名义应力。当实际主应力的方向偏离焊趾的法线方向时，仍采用由主应力垂直法线时试验得到的该类型节点的S-N曲线进行评估是保守的。随着实际主应力方向与焊趾法线方向之间夹角φ的进一步增大，疲劳裂纹可能不再沿着焊趾产生，而可能是产生于焊缝中并且沿着与主应力方向垂直的方向进行扩展，如图2.3.3所示。这意味着焊趾处的切口不再是影响疲劳强度的显著因素，因此对于这种严重偏离焊趾法线的主应力方向要选择更高级别的S-N曲线；

⑤ 在建立有限元模型时，要保证网格大小的光顺过渡，避免网格尺寸突变。通常不必甚至不宜采用过细的网格来得到需要的局部名义应力；

⑥ 当要进行疲劳评估的部位是靠焊缝承受横向荷载，从而裂纹可能发生在焊喉部位时(见附录1的节点W)，名义应力应为通过焊喉最小横截面的名义剪应力。

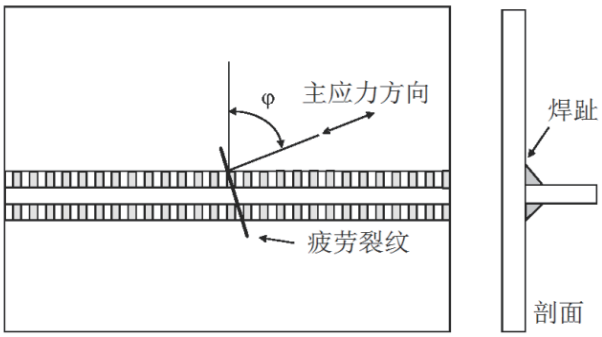


图2.3.3 当主应力方向更偏于平行于焊趾时的疲劳裂纹

2.3.4 除了上述2.3.1中的宏观几何引起名义应力升高外，当要进行疲劳评估的局部有另一个焊接的小构件存在时，该焊接小构件将使名义应力进一步升高，增加了S-N曲线选择以及局部应力计算的不确定性。

2.3.5 常见的结构节点类型见附录1。附录1中的节点和相应的S-N曲线是根据试验中的名义应力获得，因此包括了以下效应：

(1) 由于节点本身结构不连续引起的结构热点应力集中；

(2) 由于焊缝几何形状引起的非线性应力升高；

(3) 满足通常工业标准的焊接缺陷；

(4) 应力方向；

(5) 焊接的残余应力；

(6) 焊缝区和热影响区的金相结构状况；

(7) 无损探伤(如适用时)；

(8) 焊后热处理(如表中已经给出)。

2.3.6 当有更加复杂或不确定的情况存在时，则应采用本章第4节中的热点应力方法。此时上述2.3.3(2)中的第②和⑤条不适用。热点应力方法对应的S-N曲线将不再包含结构不连续，因此需要通过结构分析以准确地得到由于结构不连续而引起的应力集中。并且在大多数情况下需要一个细化的有限元模型(即热点附近采用细化网格建模，细化网格区域的单元尺寸应近似等于评估区域的板的厚度，单元的长宽比应接近1.0)。

第4节　基于热点应力的疲劳分析方法

2.4.1　概述

(1) 热点应力是指在结构热点处表面的应力，同样也被称为几何应力或者结构应力，热点应力计入了结构节点中的所有不连续和存在的附件所引起的应力升高，但是不包括由于切口(如焊趾)引起的非线性应力峰成分。

(2) 对于焊接节点，热点通常位于焊趾处，示意图见图2.4.1。

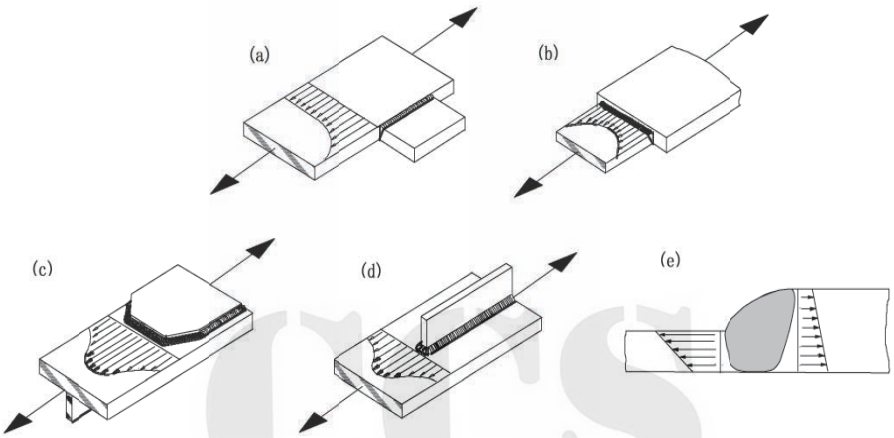


图2.4.1　非管节点热点应力示意图

(3) 当结构节点的几何类型和应力难以根据附录1中的现有节点类型进行分类，那么就可以考虑采用热点应力的方法。

2.4.2　管节点

(1) 管节点的疲劳分析通常采用热点应力方法和相匹配的S-N曲线。

(2) 管节点的热点应力位置为围绕管节点焊缝一周的弦管侧和支管侧的若干个焊趾处。

(3) 热点应力的获取可基于合适的并经过验证的详细有限元分析。对于非加强的简单管节点，其热点应力可采用圆管名义应力乘以其热点应力集中系数(SCF)得到。该SCF值建议按照埃弗蒂米乌(Efthymiou)热点SCF公式计算，参见附录2。

2.4.3　非管节点

(1) 对于结构或者受力复杂的板件结构，因难以按照附录1进行基于名义应力的疲劳分析时，建议采用热点应力法和与之匹配的S-N曲线。

(2) 对于焊接结构，热点通常位于其焊趾部位，该热点应力可通过多种方式获得，但通常可基于合适的并经过验证的详细有限元分析得到。

(3) 由于局部细化网格有限元分析中的很多因素会导致应力结果的扰动，而这种应力结果又对疲劳评估结果特别敏感，因此采用有限元方法计算热点应力时建议遵循本指南第3章第6节推荐的有限元分析原则。

2.4.4 热点应力法中S-N曲线的选择

(1) 对非管节点，疲劳评估采用热点应力方法时，除本指南另有规定外，对焊接节点应采用本章第5节S-N曲线中的D曲线进行疲劳计算，对非焊接节点应选用C曲线。

(2) 对铸造或焊接管节点，疲劳评估采用热点应力方法时可采用本章第5节S-N曲线中管节点的S-N曲线。

第5节 S-N曲线

2.5.1 本指南中采用的S-N曲线是基于相关试验数据的平均值减去两倍的标准差后得到的设计用S-N曲线，具有97.6%的存活率。

2.5.2 S-N曲线所内含的失效准则

(1) 对于具有同样计算损伤的结构节点，疲劳裂纹的起始寿命在母材切口中比在焊趾或者焊喉中要长。这意味着与焊接节点相比，母材具有更高的疲劳抗力。但当裂纹发生后，裂纹在母材中扩展速度更快。

(2) 在海洋工程实践中，通常定义裂纹穿透了板厚时为失效点。当把这一失效准则应用到更可能发生应力重新分配的实际结构上的裂纹尺寸上时，这意味着这一失效准则对应的裂纹尺寸比板厚略小。

(3) 管节点的试验通常采用大尺寸模型。当裂纹扩展时，这类节点也显示出应力重新分配的更大可能性。因此，在试验中，在断裂前裂纹可以穿透厚度并可以沿着管节点继续扩展。在确定管节点S-N曲线时，仍采用了裂纹尺寸穿透壁厚时对应的循环次数。由于这些试验与结构的实际行为差别不是非常大，因此管节点S-N曲线的失效点大约对应于裂纹穿透相关的弦管或者支管热点处的壁厚时的循环次数。

2.5.3 S-N曲线和节点分类

(1) 根据结构节点的几何形状以及其他因素(如载荷方向、可能的装配/检测方法等)可将节点分为不同的类别并具有不同的设计S-N曲线。

(2) 非管节点的S-N曲线由B、C、D、E、F、F2、G和W共8条曲线组成，每条曲线表示一类结构节点所受的交变应力范围值S和失效时应力循环次数N的关系。

(3) 在任何焊接节点中，都有几处地方可能发生疲劳裂纹，如每一个组装件的焊趾、焊缝末端以及焊缝本身。每一个可能发生裂纹的处所都应该分类。

(4) 所有的管节点都假设为CJ或WJ类的S-N曲线，该曲线取自美国石油学会(API)的《海上固定平台规划、设计和建造的推荐作法——工作应力设计法》(API RP 2A-WSD)2007年版。

(5) 设计中的S-N曲线在双对数坐标下一般由一段或者两段直线组成，参见图2.5.3。对两段直线组成的S-N曲线而言，当失效的循环次数N小于等于N_q时，失效时应力循环次数N和应力范围S的关系可表示为：

$$\log(N) = \log(K_1) - m_1 \log(S) \tag{2.3}$$

当失效的循环次数N大于N_q时，失效时应力循环次数N和应力范围S的关系可表示为：

$$\log(N) = \log(K_2) - m_2 \log(S) \tag{2.4}$$

式中：N —— 在应力范围S作用下产生疲劳失效的预计循环数；

S —— 应力范围；

m_i —— S-N曲线斜率的负倒数(i=1, 2)，一般在不至于引起混淆的情况下就称为S-N曲线斜率；

$\log(K_i)$ ——S-N曲线在log$N$轴上的截距(i=1, 2)，等于$\log(\bar{K}) - 2\sigma_{\log N}$；

$\log(\bar{K})$ ——每一直线段对应的平均S-N曲线在log$N$轴上的截距；

$\sigma_{\log N}$ —— log$N$的标准差。

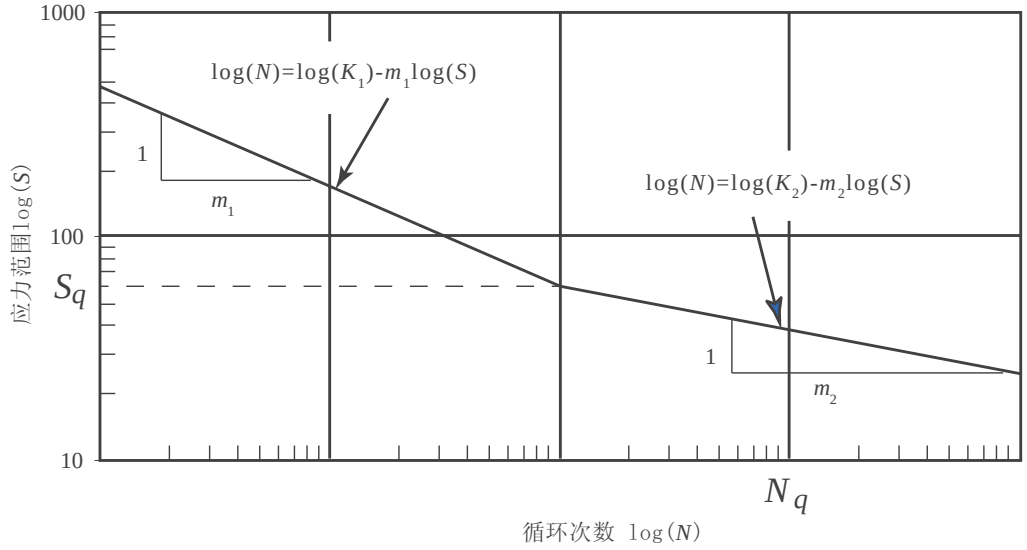


图2.5.3 双线段S-N曲线示意图

2.5.4 非管节点在空气中的设计S-N曲线

非管节点在空气中的设计S-N曲线见图2.5.4和表2.5.4，其两段直线可表示如下：

$$\begin{aligned}\log(N)&=\log(K_1)-m_1\log(S)\\ \log(N)&=\log(K_2)-m_2\log(S)\end{aligned}\tag{2.5}$$

式中：K_1, K_2—— 分别为在 $N=10^7$ 之前、之后的常数，见表2.5.4；

m_1, m_2—— 分别为S-N曲线在 $N=10^7$ 之前、之后的斜率，见表2.5.4；

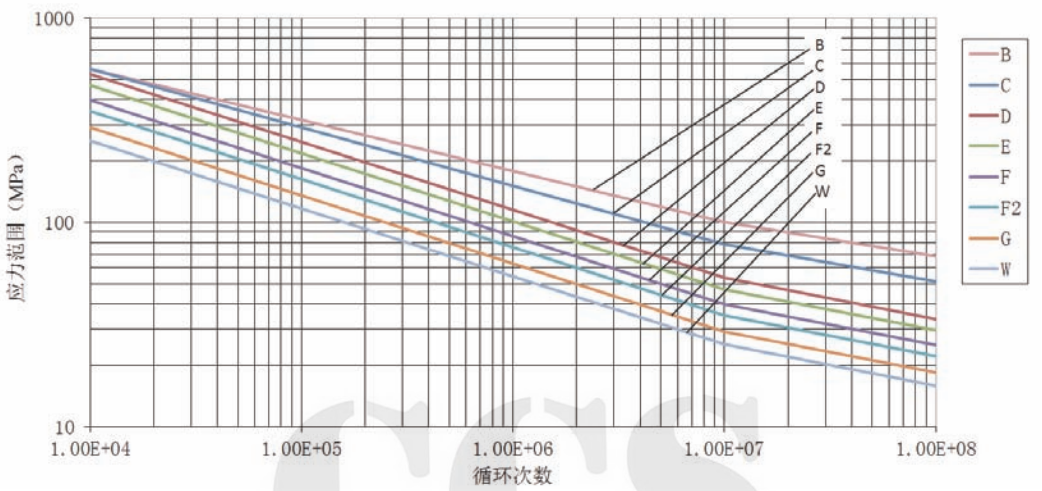


图2.5.4　非管节点在空气中的设计S-N曲线

非管节点在空气中的设计S-N曲线　　表2.5.4

等级	K_1	K_2	m_1	m_2	N_q	S_q(MPa)
B	1.01×10^{15}	1.02×10^{19}	4.0	6.0	1.0×10^{7}	100.2
C	4.23×10^{13}	2.59×10^{17}	3.5	5.5	1.0×10^{7}	78.2
D	1.52×10^{12}	4.33×10^{15}	3.0	5.0	1.0×10^{7}	53.4
E	1.04×10^{12}	2.30×10^{15}	3.0	5.0	1.0×10^{7}	47.0
F	6.30×10^{11}	9.97×10^{14}	3.0	5.0	1.0×10^{7}	39.8
F_2	4.30×10^{11}	5.28×10^{14}	3.0	5.0	1.0×10^{7}	35.0
G	2.50×10^{11}	2.14×10^{14}	3.0	5.0	1.0×10^{7}	29.2
W	1.60×10^{11}	1.02×10^{14}	3.0	5.0	1.0×10^{7}	25.2

2.5.5　非管节点海水中带有有效阴极保护的设计S-N曲线

非管节点在海水中带有有效阴极保护环境下的设计S-N曲线，见图2.5.5和表2.5.5，此时相对空气中的设计S-N曲线而言，在低周疲劳段的疲劳寿命折减为空气中疲劳寿命的40%。即应力范围S对应的循环次数N为空气中的2/5，并且N_q由空气中的10^7移动到10^6左右，高周疲劳寿命段保持不变。

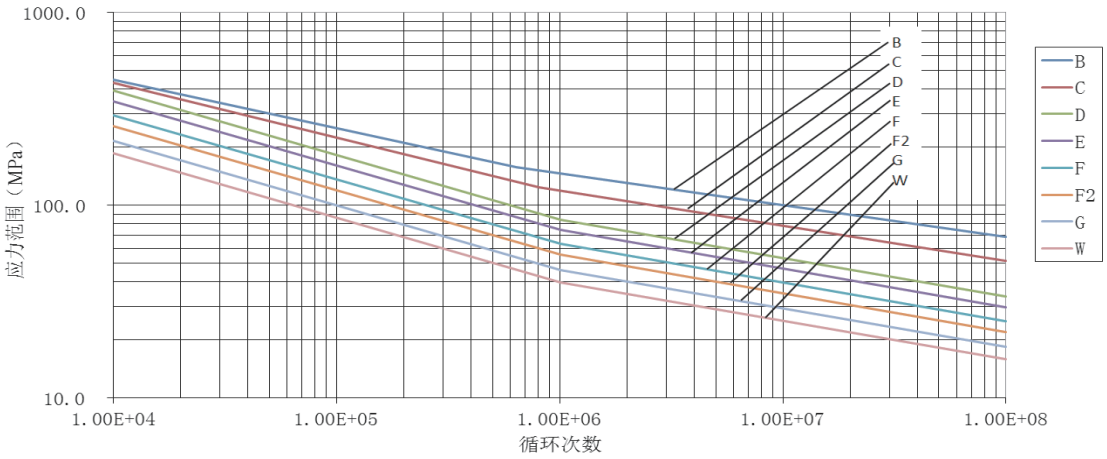


图2.5.5　非管节点在海水中带有有效阴极保护的设计S-N曲线

非管节点在海水中带有有效阴极保护的设计S-N曲线　　表2.5.5

等级	K_1	K_2	m_1	m_2	N_q	S_q(MPa)
B	4.04×10^{14}	1.02×10^{19}	4.0	6.0	6.4×10^{5}	158.5
C	1.69×10^{13}	2.59×10^{17}	3.5	5.5	8.1×10^{5}	123.7
D	6.08×10^{11}	4.33×10^{15}	3.0	5.0	1.01×10^{6}	84.4
E	4.16×10^{11}	2.30×10^{15}	3.0	5.0	1.01×10^{6}	74.4
F	2.52×10^{11}	9.97×10^{14}	3.0	5.0	1.01×10^{6}	62.9
F_2	1.72×10^{11}	5.28×10^{14}	3.0	5.0	1.01×10^{6}	55.4
G	1.00×10^{11}	2.14×10^{14}	3.0	5.0	1.01×10^{6}	46.2
W	6.40×10^{10}	1.02×10^{14}	3.0	5.0	1.01×10^{6}	39.8

2.5.6　非管节点在海水中自由腐蚀的设计S-N曲线

非管节点在海水中自由腐蚀环境下的设计S-N曲线，见图2.5.6和表2.5.6，此时相对空气中的设计S-N曲线而言，在低周疲劳段的疲劳寿命折减为空气中疲劳寿命的33.33%。即应力范围S对应的循环次数N为空气中的1/3，并把低周疲劳寿命段直接延伸至高周疲劳段。

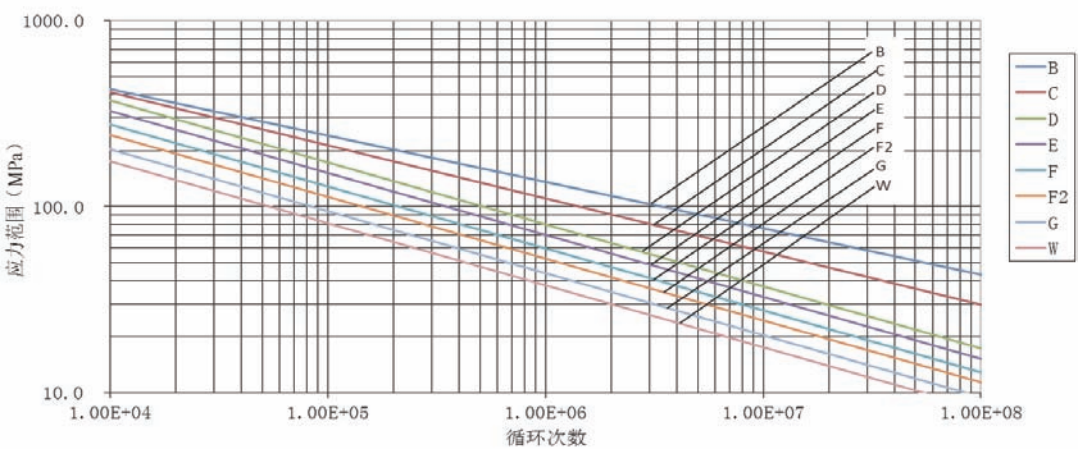


图2.5.6　非管节点在海水中自由腐蚀下的设计S-N曲线

非管节点在海水中自由腐蚀下的设计S-N曲线　　表2.5.6

等级	K	m
B	3.37×10^{14}	4.0
C	1.41×10^{13}	3.5
D	5.07×10^{11}	3.0
E	3.47×10^{11}	3.0
F	2.10×10^{11}	3.0
F_2	1.43×10^{11}	3.0
G	8.33×10^{10}	3.0
W	5.33×10^{10}	3.0

2.5.7　结构节点分类

在计算结构节点的疲劳强度时，应根据附录1给出的一般原则和结构节点的形式、受力方向和建造工艺，选取合适的S-N曲线。

2.5.8　管节点的S-N曲线

(1) 管节点在空气中的设计S-N曲线

管节点在空气中的设计S-N曲线见图2.5.8(1)。参数选取见表2.5.8(1)。

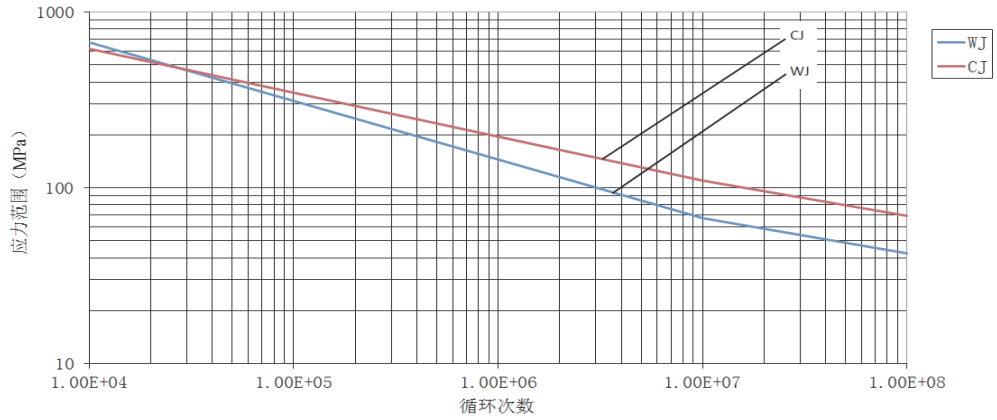


图2.5.8(1)　管节点在空气中的设计S-N曲线

管节点在空气中的设计S-N曲线　　表2.5.8(1)

等级	K_1	$\log(K_1)$		$\log(K_2)$	m_1	m_2	N_q	S_q(MPa)
WJ	3.02×10^{12}	12.48	1.36×10^{16}	16.13	3.0	5.0	1.0×10^{7}	67.1
CJ	1.48×10^{15}	15.17	1.62×10^{17}	17.21	4.0	5.0	1.0×10^{7}	110.3

其中“WJ”表示焊接节点；“CJ”表示铸造节点。

(2) 管节点在海水中带有阴极保护的设计S-N曲线

管节点在海水中带有有效阴极保护的设计S-N曲线见图2.5.8(2)和表2.5.8(2)，此时相对空气中的S-N曲线而言，在低周疲劳段的疲劳寿命折减为空气中疲劳寿命的50%。即应力范围S对应的循环次数N为空气中的1/2，并且N_q由空气中的10^7移动到10^6左右，高周疲劳寿命段保持不变。

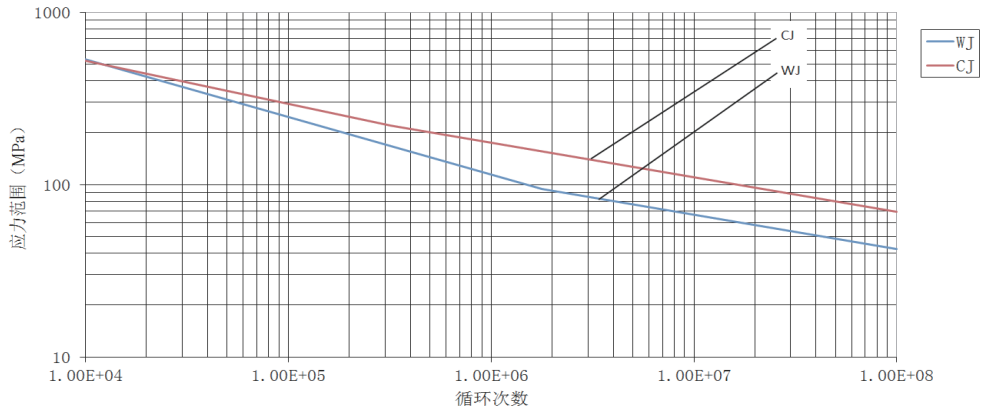


图2.5.8(2)　管节点在海水中有效阴极保护环境下的设计S-N曲线

管节点在海水中有效阴极保护环境下的设计S-N曲线　　表2.5.8(2)

等级	K_1	$\log(K_1)$	K_2	$\log(K_2)$	m_1	m_2	N_q	S_q(MPa)
WJ	1.51×10^{12}	12.18	1.36×10^{16}	16.13	3.0	5.0	1.78×10^{6}	94.52
CJ	7.39×10^{14}	14.87	1.62×10^{17}	17.21	4.0	5.0	3.20×10^{5}	219.30

其中“WJ”表示焊接节点；“CJ”表示铸造节点。

(3) 海水中自由腐蚀管节点S-N曲线

在海水中自由腐蚀的S-N曲线，见图2.5.8(3)和表2.5.8(3)，此时相对空气中的S-N曲线而言，在低周疲劳段的疲劳寿命折减为空气中疲劳寿命的33.33%。即应力范围S对应的循环次数N为空气中的1/3，并把低周疲劳寿命段直接延伸至高周疲劳段。

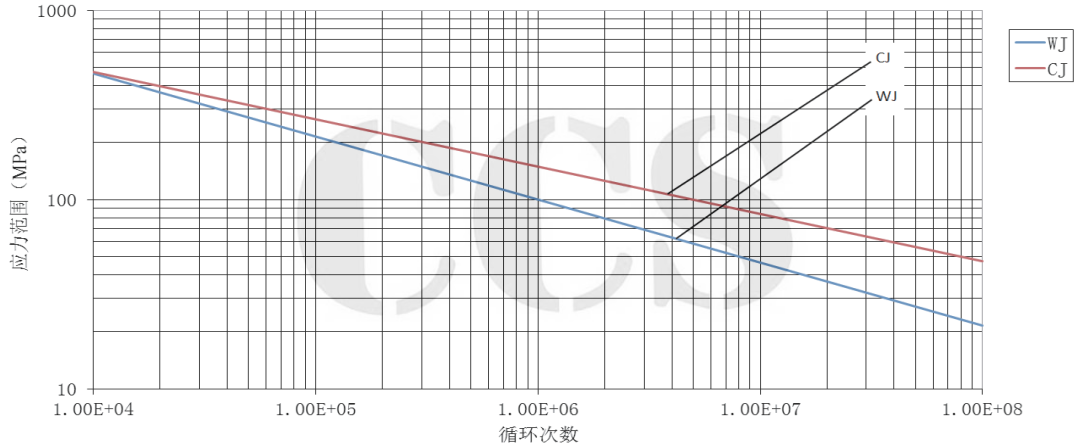


图2.5.8(3)　管节点在海水中自由腐蚀环境下的设计S-N曲线

管节点在海水中自由腐蚀下的设计S-N曲线　　表2.5.8(3)

等级	K	m
WJ	1.01×10^{12}	3.0
CJ	4.93×10^{14}	4.0

其中“WJ”表示焊接节点；“CJ”表示铸造节点。

2.5.9　厚度修正

结构节点的疲劳性能与构件厚度有关。对于同一应力范围，随着构件厚度的增加，接头的抗疲劳性能会降低。工程中一般通过修正应力来考虑板厚的影响，当厚度大于基准厚度时，设计S-N曲线为：

$$\log(N)=\log(K)-m\log\left(S\left(\frac{t}{t_{ref}}\right)^{r}\right) \tag{2.6}$$

式中：m —— S-N曲线斜率的负倒数；

$\log(K)$ —— S-N曲线在log$N$轴上的截距；

t_{ref} —— 基准厚度，对2.5.4至2.5.7的非管节点的S-N曲线取22mm，对2.5.8中焊接管节点的S-N曲线取16mm，对2.5.8中铸造管节点的S-N曲线取38mm；

t —— 裂纹拟扩展穿透的厚度，当厚度小于t_{ref}时，取$t = t_{ref}$；

r —— 厚度修正指数，对非管节点或没采取疲劳强度提高工艺的焊接管节点取0.25，对于具有良好外形控制并经CCS认可的焊接管节点可取0.2，对于采用研磨或者锤击工艺并经CCS认可的焊接管节点可取0.15，对于铸造管节点取0.15。

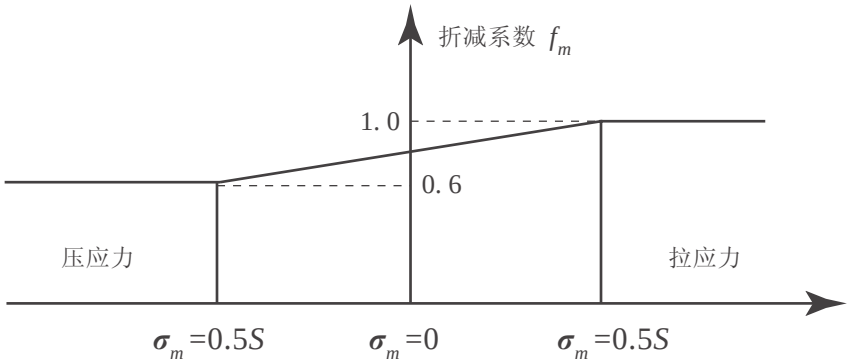
2.5.10 平均应力对非焊接结构影响

对于不受焊接残余应力影响的母材区域(如母材中的开孔角隅处)的疲劳强度计算，如应力循环中有压应力，则用于疲劳计算的应力范围可以按下式适当地折减：

$$f_m = \begin{cases} 0.6 & \text{当}\sigma_t \leqslant 0 \\ \dfrac{\sigma_t - 0.6\sigma_c}{\sigma_t - \sigma_c} & \text{当}\sigma_t > 0\text{且当}\sigma_c < 0 \\ 1.0 & \text{当}\sigma_c \geqslant 0 \end{cases} \tag{2.7}$$

式中：σ_t —— 应力循环中最大应力值，对压应力取值为负；

σ_c —— 应力循环中最小应力值，对压应力取值为负。



$\sigma_m = 0.5(\sigma_t + \sigma_c)$； S为应力范围

图2. 5. 10 疲劳寿命计算中平均应力对应力范围的折减系数

2.5.11 对基于疲劳试验得到的新S-N曲线的认可

(1) 在对工程项目中拟采用的新S-N曲线的认可中，最重要的是试验的试样应能准确表征实际的装配和建造工艺，包括可能的装配误差和焊接缺陷。节点对焊接缺陷的敏感性也可通过断裂力学进行评估。

（2） 对于新型节点，建议至少进行15个试样以上的试验以获得新的S-N曲线。在S-N曲线的应力区间内至少选择3个应力范围以获得曲线的斜率。在对试验数据进行处理以获得新S-N曲线时应该遵循已有S-N曲线采用过的成熟方法。推荐参考国际焊接学会 No.IIW-XIII-WG1-114-03 (Best Practice Guide on Statistical Analysis of Fatigue Data)。

（3） 通常疲劳试验数据是从循环数小于10^7的试验中获得的，因此至关重要的一点就是如何根据试验数据和工程经验外推以获得$N \geqslant 10^7$高周区域的S-N曲线关系。必要时，应补充适当的高周疲劳试验以验证高周区域的外推结果。

（4） 工艺好的节点中疲劳裂纹起始阶段在整个疲劳寿命中占很大比重，而工艺差的节点中整个疲劳寿命主要是疲劳扩展寿命，因此工艺好的节点的疲劳S-N曲线比工艺差的曲线相对要更平坦一些。

（5） 由于在装配中的约束不同，小尺寸试样焊趾处的残余应力通常比实际结构的要小。因此在疲劳试验方案的策划和设计S-N曲线的获取中要充分意识到这一点。

（6） 应注意对于循环数$N \geqslant 10^7$的试验中由于变幅载荷引起的不确定性。当要认可新的S-N曲线比本指南中的S-N曲线更偏于危险时，则要充分考虑到这一点的影响。

（7） 应注意到在实际钢结构中发现缺陷的概率通常要比在疲劳试验的试样中发现缺陷的概率高。

第3章　应力集中系数和热点应力计算

第1节　概　　述

3.1.1　在船舶与海洋工程实践中，对于板件结构的对接焊缝、T型节点和十字节点、以及圆管对接节点通常可采用名义应力法进行疲劳寿命计算。

3.1.2　对于采用名义应力S-N曲线的疲劳寿命计算，当制造公差超过相应S-N曲线所暗含制造公差值时，要考虑由于过大的制造公差引起的额外应力，见本章第2节、第3节和第4节。

3.1.3　当结构节点的几何类型和应力难以根据现有节点类型分类，那么就可以考虑采用热点应力的方法。然而，热点应力方法通常仅用于计算焊趾处的疲劳寿命，如图3.1.3所示，图中的a)～e)可以直接采用热点应力方法，而对于f)～j)中裂纹发生于焊根处的情形则无法直接采用热点应力方法，此时可参考相关的文献进行分析，如国际焊接学会的《焊接节点和构件的疲劳设计推荐方法》(IIW document XIII-1965-03 / XV-1127-03)。

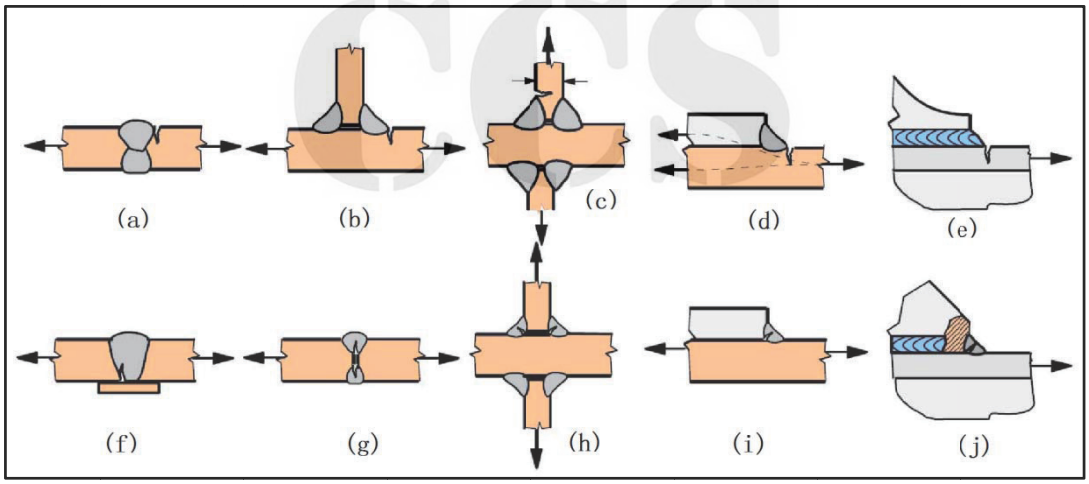


图3.1.3　焊接节点中可能发生疲劳裂纹的部位

第2节　板件结构的应力集中系数

3.2.1　在采用名义应力方法计算板件对接节点的疲劳寿命时，当制造公差超过S-N曲线所隐含的公差时，则应对名义应力乘以相应的应力集中系数。

3.2.2　对接节点的应力集中系数

对于相同厚度的板或者具有大半径的管的对接节点，其应力集中系数可计算如下：

$$SCF = 1 + \frac{3(\delta_m - \delta_0)}{t} \tag{3.1}$$

式中：δ_m —— 错边值；

δ_0 —— 对接焊缝对应S-N曲线所隐含的错边值，等于0.1t；

t —— 板的厚度。

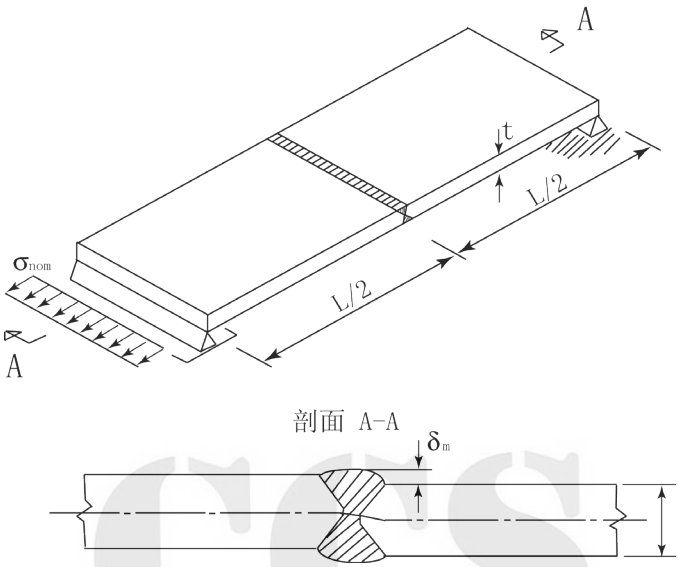


图3. 2. 2　相同厚度板的对接错边

对于不同厚度的板的对接节点，其应力集中系数可计算如下：

$$SCF = 1 + \frac{6(\delta_m + \delta_t - \delta_0)}{t\left[1 + \frac{T^{1.5}}{t^{1.5}}\right]} \tag{3.2}$$

式中：δ_m —— 错边值；

δ_t —— 板厚差产生的偏心，等于0.5$(T-t)$；

δ_0 —— 对接焊缝对应S-N曲线所隐含的错边值，等于0.1t；

t —— 薄板的厚度；

T —— 厚板的厚度。

3.2.3　十字节点的应力集中系数

对于板厚为t_1、t_2、t_3、和t_4的十字节点，当对某一侧的焊缝进行应力集中系数计算时，其应力集中系数可计算如下：

$$SCF_i = 1 + \frac{6t_i^2(\delta_m + \delta_t - \delta_0)}{l_i\left[\frac{t_1^3}{l_1} + \frac{t_2^3}{l_2} + \frac{t_3^3}{l_3} + \frac{t_4^3}{l_4}\right]} \tag{3.3}$$

式中：δ_m —— 错边值；

δ_t —— 板厚差产生的偏心，等于t_1、t_2差值的一半；

δ_0 —— 十字对接节点所对应S-N曲线隐含的错边值，等于0.3t_i；

t_i —— 所计算侧的板的板厚（i=1,2）；

l_i——所计算侧的板的长度（i=1,2）；

其他的符号含义见图3.2.3。

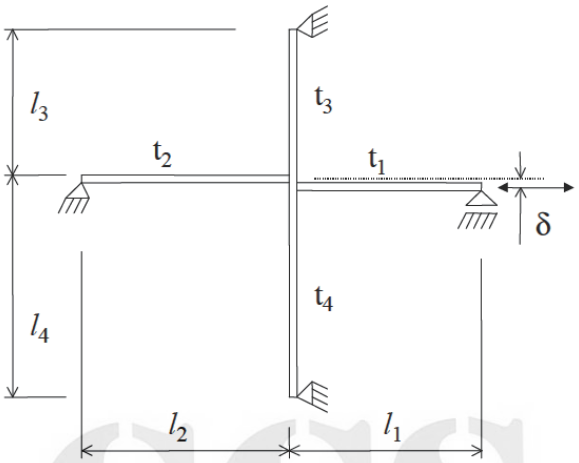


图3.2.3　十字交叉节点参数示意图

3.2.4　圆角矩形孔的应力集中系数

圆角矩形孔的应力集中系数可由图3.2.4查得。其中，a为开口长度，b为开口宽度，r为开口角隅半径。

椭圆形的开口角隅的应力集中系数可用有限元法计算得到，也可按照图3.2.4近似估算椭圆形开口角隅的应力集中系数，但其中的角隅半径r应取为椭圆的短轴半径。

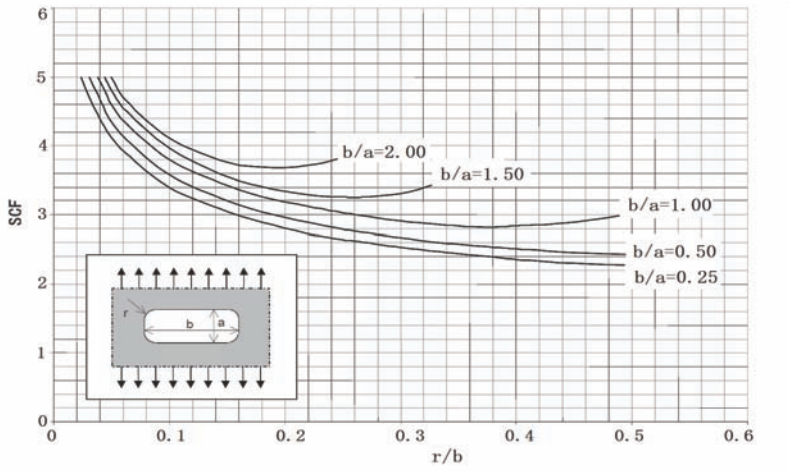


图3.2.4　圆角矩形孔的应力集中系数

3.2.5 边缘加强圆孔的应力集中系数

边缘加强圆孔的应力集中系数请见附录3。

边缘加强环的环形焊缝上的疲劳裂纹可能由于环的几何形状以及焊缝尺寸的不同而发生于不同的部位：

① 对于刚度较小的加强环，由于圆孔的应力集中而产生了平行于焊缝的很大应力，此时疲劳裂纹扩展方向可能垂直于焊趾(与母材开孔疲劳计算相当)，参见图3.2.5中的(a)，此时 $S=\Delta\sigma_p$ ，其中S为应力范围，σ_p 为圆孔周边的切向应力，应采用附录3的应力集中系数得到局部应力并采用S-N曲线中的C曲线进行疲劳寿命计算；

② 对于加强环的刚度很大且采用了大焊缝尺寸时，疲劳裂纹扩展方向可能将平行于焊趾，参见图3.2.5中的(b)：

当疲劳裂纹发生在焊趾处，此时 $S=\Delta\sigma_1$ ， σ_1 为主应力，S为应力范围；

当校核冠点的疲劳强度时，则有 $S=\Delta\sigma_n$ ；

应采用附录3的应力集中系数得到上述局部应力并采用S-N曲线中的D曲线进行疲劳寿命计算。

③ 对于加强环的刚度很大且采用了较小焊缝尺寸时，疲劳裂纹可能发生于焊根处，参见图3.2.5中的(c)，在焊缝的一些位置，可能同时存在垂直于焊缝的法向应力 σ_n 和平行于焊缝的剪应力 $\tau_{//p}$ ，参见图3.2.5中的(c)。此时该角焊缝应按照以下组合应力进行校核：

$$S_w=\frac{t}{2a}\sqrt{\Delta\sigma_n^2+0.2\Delta\tau_{//p}^2} \tag{3.4}$$

式中：t —— 板厚；

a —— 双面连续角焊缝的焊喉厚度；

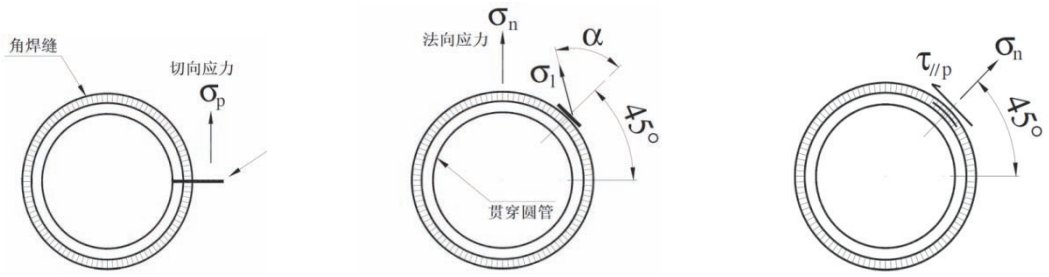
S_w —— 用于角焊缝疲劳寿命计算的应力范围；

$\Delta\sigma_n$ —— 垂直于焊缝的法向应力的应力范围；

$\Delta\tau_{//p}$ —— 平行于焊缝的剪应力的应力范围；

在疲劳评估中应考虑由焊缝来承受总的应力范围(即最大压应力与最大拉应力)。此公式中应力分量应按照附录3获得并采用S-N曲线中的W曲线。

对于角焊缝，以上①、②和③三种情形都要进行校核。对于全熔透焊的焊缝，则只要考虑①和②两种情形。

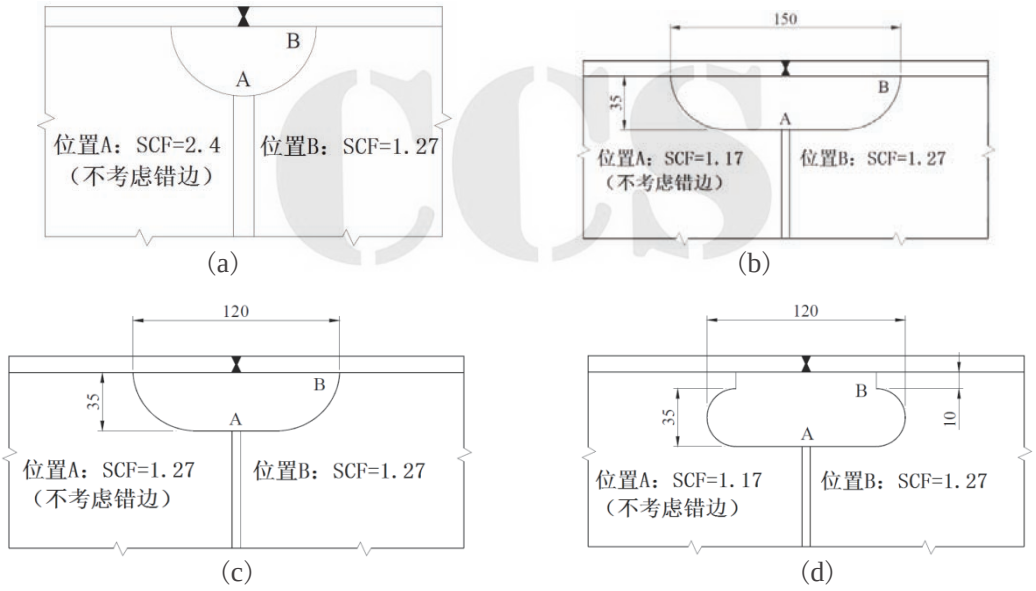


(a) (b) (c)

图3.2.5 环形焊缝上可能的疲劳裂纹源

3.2.6 扇形孔的应力集中系数

扇形孔的应力集中系数见图3.2.6。这些应力集中系数适用于承受轴向载荷的加强筋。当板上承受显著的动态压力载荷时，这些节点易于产生疲劳裂纹，需采取适当的措施改善其疲劳性能。



(a) (b) (c) (d)

图3.2.6 扇形孔的应力集中系数(如无腹板上的横向对接焊缝时，设计时仅需考虑位置B)

第3节 圆管对接焊缝节点应力集中系数

3.3.1 具有相同名义厚度和直径的圆管对接焊缝

具有相同名义厚度的圆管对接焊缝通常要求对接的偏心误差小于0.1t(t为壁厚)或最大为3mm，且要对焊根这一易出现缺陷区域进行无损检测。如果对于壁厚大于标准壁厚(25mm)的圆管也采用同样的验收要求，那么本指南第2章2.5.9中的厚度指数r在焊根和焊趾的热点处可分别取0和0.15。如果满足上述要求，那么焊根侧的节点可以划分为F2类且取SCF为1.0。对于采用临时垫板的焊根侧节点可划分为F类且取SCF为1.0。

如焊缝偏心不满足上述要求，则应考虑可能的最大偏心对焊根处应力集中的影响。这一应力集中系数可按下式计算：

$$SCF = 1 + \frac{3(\delta_m - \delta_0)}{t} \cdot \exp\left(-\sqrt{t/D}\right) \tag{3.5}$$

式中：D —— 圆管直径；

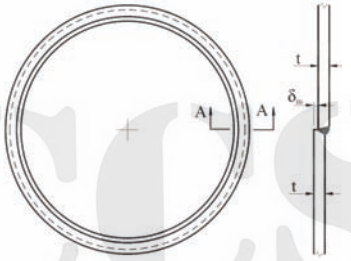
T —— 圆管壁厚；

δ_m —— 最大的错边值，参见图3.3.1；

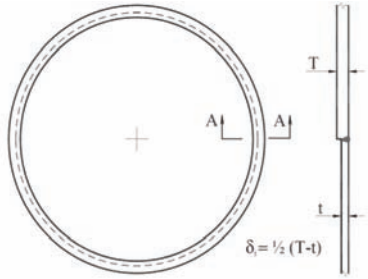
δ_0 —— 对接焊缝隐含错边值，等于0.1t。

上述的应力集中系数也可以用于焊趾的疲劳寿命评估，参见表3.3.1。

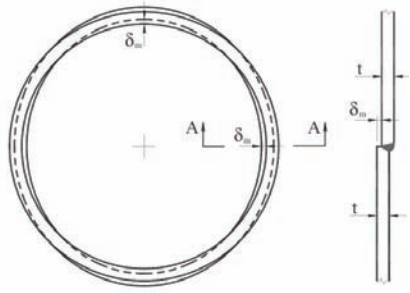
圆管的内、外侧疲劳评估应分别采用圆管内、外侧的名义应力。应采用所计算处圆管截面的膜应力以及上述的应力集中系数来计算该处由于不对中而产生的沿壁厚方向的局部弯曲应力。



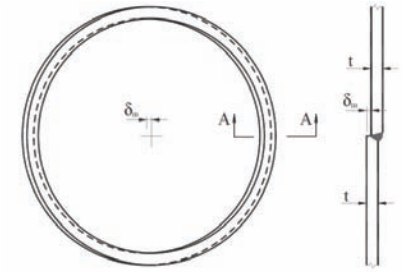
(a) 同心同壁厚，但不同直径　剖面A-A



（b）同心同直径，但不同壁厚　剖面A-A



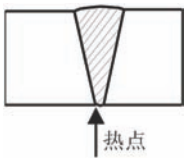
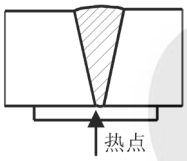
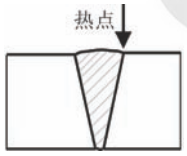
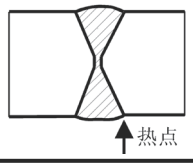
（c）同心同直径，但不同椭圆度　剖面A-A



(d) 同直径同壁厚，但不同心　剖面A-A

图3.3.1　圆管对接焊缝中几何形状产生的局部应力集中

直径、壁厚相同圆管对接焊缝的节点分类　　表3.3.1

焊接	几何和热点	公差要求	S-N曲线	厚度指数	SCF
单侧施焊		$\delta \leqslant \min(0.15t, 3\text{mm})$	F2	0.00	1.0
单侧施焊 背面垫板		$\delta \leqslant \min(0.15t, 2\text{mm})$	F	0.00	1.0
单侧施焊			D 或 E①	0.15	公式(3.5)
双侧施焊			D 或 E①	0.15	公式(3.5)

注：① 圆管对接焊缝外侧的焊趾一般可采用S-N曲线中的E曲线。如果焊接是水平焊，则可以采用D曲线，这意味着焊接过程中圆管需转动。

3.3.2　具有不同名义厚度和直径的圆管对接焊缝

对具有不同名义厚度和直径的圆管对接焊缝，其对接节点的应力集中是由于不同原因产生的，这些原因可分为：圆管直径的差异、圆管厚度差异、圆管椭圆度差异以及圆管偏心等，见图3.3.1。把不同原因产生的偏心值直接相加，就可以保守地计算出总偏心值。一般情况下椭圆度所产生的错边值对于总偏心值δ的影响最大。

用平板的偏心值对应的*SCF*公式计算管状对接焊焊缝节点偏心值对应的*SCF*是保守的，如果$T/t \leqslant 2$，那么使用如下公式就可以把直径、厚度差异所产生的偏心值对*SCF*的影响包括在内：

$$SCF = 1 + \frac{6\left(\delta_t + \delta_m - \delta_0\right)}{t} \cdot \frac{e^{-\alpha}}{1 + \left(T/t\right)^{\beta}} \tag{3.6}$$

$$\alpha = \frac{1.82L}{\sqrt{Dt}} \cdot \frac{1}{1 + \left(T/t\right)^{\beta}}; \quad \beta = 1.5 - \frac{1.0}{\log\left(D/t\right)} + \frac{3.0}{\left[\log\left(D/t\right)\right]^2}$$

式中：δ_m —— 最大的错边值；

δ_t —— 板厚差产生的偏心值，等于0.5(*T*—*t*)；

δ_0 —— 对接焊缝隐含错边值，等于0.1*t*；

t —— 薄板的厚度；

T —— 厚板的厚度；

L —— 偏心分布区域的长度，参见图3.3.2(1)和(2)。

当*L*增加且(或)*D*减小时，应力集中就减小。应注意的是对于小*L*和大*D*而言，上面公式提供了接近于但却低于由3.2节中板件结构简单*SCF*公式得出的应力集中系数。

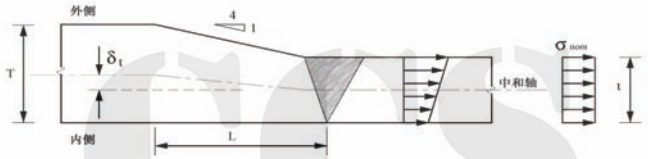


图3. 3. 2(1) 圆管对接焊的过渡削斜面尽量为外侧

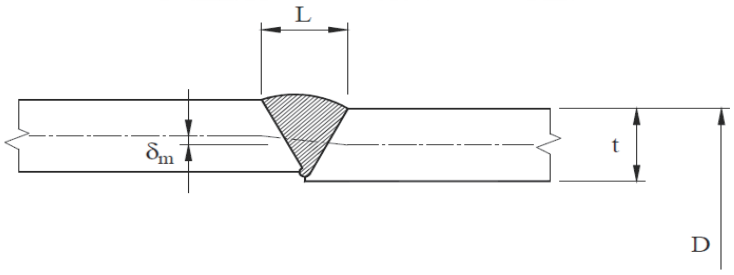


图3. 3. 2(2) 圆管对接焊的焊缝在壁厚上的局部示意图

由于外侧的S-N曲线没有内侧的S-N曲线危险，因此特别建议在设计管状对接焊的焊缝时，把厚度过渡段放在外侧，参见图3.3.2(1)。对于这种几何形状，厚度过渡段的*SCF*适用于外侧，内侧可以保守地选用*SCF*为1.0。厚度削斜段一般要求采用1:4的坡度。

圆管对接焊缝外侧的焊缝节点一般可采用S-N曲线中的E曲线。如果焊接是水平焊，则可以采用D曲线，这意味着焊接过程中圆管需转动。

上述公式(3.6)适用于当厚度过渡为外侧削斜的对接焊的外表面节点的*SCF*计算(如图3.3.2(3) a所示)。对于此时内表面节点的*SCF*计算(如图3.3.2(3)b所示)，则可采用下式：

$$SCF = 1 - \frac{6(\delta_t - \delta_m)}{t} \cdot \frac{e^{-\alpha}}{1+(T/t)^{\beta}} \tag{3.7}$$

如果厚度过渡仅在管壁内侧削斜并且实施双面焊，式(3.6)和式(3.7)则可分别用于管内、外壁焊趾。

如果厚度过渡仅在管壁内侧并且仅在外侧单面施焊(如图3.3.2(3)c所示)，则可以采用式(3.7)进行外侧焊趾的*SCF*计算。

如果厚度过渡仅在管壁内侧并且仅在外侧单面施焊(如图3.3.2(3)d所示)，则可以采用式(3.6)进行内侧焊趾的*SCF*计算。

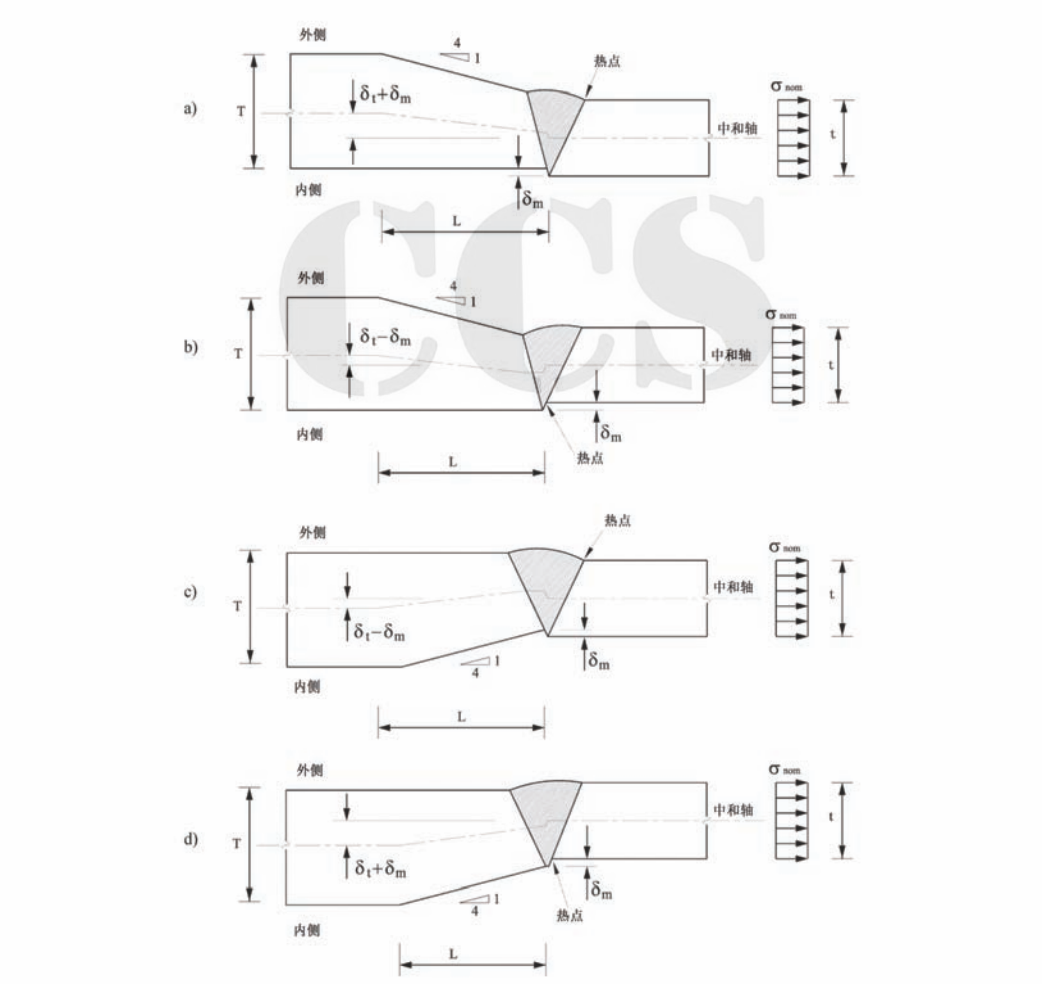


图3.3.2(3)不同厚度圆管对接过渡的形式和制造公差对焊趾*SCF*的影响

管件内单面焊缝的焊根侧一般划分为F2类。为了确保得到完全熔透的焊缝，就要求在建造过程中有良好的焊接工艺，且焊接后还要进行无损检验。由于使用无损检验技术检测焊根区域内的缺陷还有一定的局限性，因此在多数情况下可能很难证明一个焊缝是否完全熔透。对于不完全熔透焊缝可以考虑使用F2曲线，但应注意，当缺陷很小时疲劳寿命的较大部分与初始裂纹的扩展有关。使用BS 7910《熔焊结构缺陷的可接受性评价方法指南》等文献中描述的断裂力学可以对此进行评价。因此，如果某种制造方法预计可能会造成不完全熔透，就应考虑使用断裂力学方法对设计S-N曲线进行修正。

在计算圆管截面上弯矩产生的应力时，应把圆管外表面的名义应力乘以公式(3.6)的*SCF*以得到计算外表面焊趾疲劳寿命的热点应力。同样，应把圆管内表面的名义应力乘以公式(3.6)的*SCF*以得到计算内表面焊趾疲劳寿命的热点应力。

第4节　船体结构的应力集中系数

3.4.1　对船体结构中典型节点进行疲劳寿命计算时，节点的应力集中系数可参考CCS《船体结构疲劳强度指南》中相关内容。

第5节　管节点应力集中系数

3.5.1 管节点中的热点应力

首先应对管节点相贯线上的冠点和鞍点进行应力计算，参见图3.5.1(1)。然后，对这些鞍点和冠点在轴向力、面内弯矩和面外弯矩作用下的应力进行组合得到鞍点和冠点的热点应力。位于鞍点和冠点的中间点的热点应力可通过鞍点、冠点的数值进行插值获得，对轴向应力采用线性插值，对面内和面外弯曲应力采用正弦函数进行插值。各部分热点应力可按下列公式计算(编号1到8见图3.5.1(2))：

$$
\begin{aligned}
\sigma_1 &= \mathrm{SCF}_{AC}\sigma_x + \mathrm{SCF}_{MIP}\sigma_{my} \\
\sigma_2 &= \frac{1}{2}\left(\mathrm{SCF}_{AC} + \mathrm{SCF}_{AS}\right)\sigma_x + \frac{\sqrt{2}}{2}\mathrm{SCF}_{MIP}\sigma_{my} - \frac{\sqrt{2}}{2}\mathrm{SCF}_{MOP}\sigma_{mz} \\
\sigma_3 &= \mathrm{SCF}_{AS}\sigma_x \text{-} \mathrm{SCF}_{MOP}\sigma_{mz} \\
\sigma_4 &= \frac{1}{2}\left(\mathrm{SCF}_{AC} + \mathrm{SCF}_{AS}\right)\sigma_x - \frac{\sqrt{2}}{2}\mathrm{SCF}_{MIP}\sigma_{my} - \frac{\sqrt{2}}{2}\mathrm{SCF}_{MOP}\sigma_{mz} \\
\sigma_5 &= \mathrm{SCF}_{AC}\sigma_x \text{-} \mathrm{SCF}_{MIP}\sigma_{my} \\
\sigma_6 &= \frac{1}{2}\left(\mathrm{SCF}_{AC} + \mathrm{SCF}_{AS}\right)\sigma_x - \frac{\sqrt{2}}{2}\mathrm{SCF}_{MIP}\sigma_{my} + \frac{\sqrt{2}}{2}\mathrm{SCF}_{MOP}\sigma_{mz} \\
\sigma_7 &= \mathrm{SCF}_{AS}\sigma_x + \mathrm{SCF}_{MOP}\sigma_{mz} \\
\sigma_8 &= \frac{1}{2}\left(\mathrm{SCF}_{AC} + \mathrm{SCF}_{AS}\right)\sigma_x + \frac{\sqrt{2}}{2}\mathrm{SCF}_{MIP}\sigma_{my} + \frac{\sqrt{2}}{2}\mathrm{SCF}_{MOP}\sigma_{mz}
\end{aligned}
\tag{3.8}
$$

式中：σ_x —— 轴向载荷产生的最大名义应力；

σ_{my} —— 面内弯矩产生的最大名义应力；

σ_{mz} —— 面外弯矩产生的最大名义应力；

SCF_{AS}—— 轴向载荷在鞍点对应的应力集中系数；

SCF_{AC} —— 轴向载荷在冠点对应的应力集中系数；

SCF_{MIP} —— 面内弯矩对应的应力集中系数；

SCF_{MOP}—— 面外弯矩对应的应力集中系数。

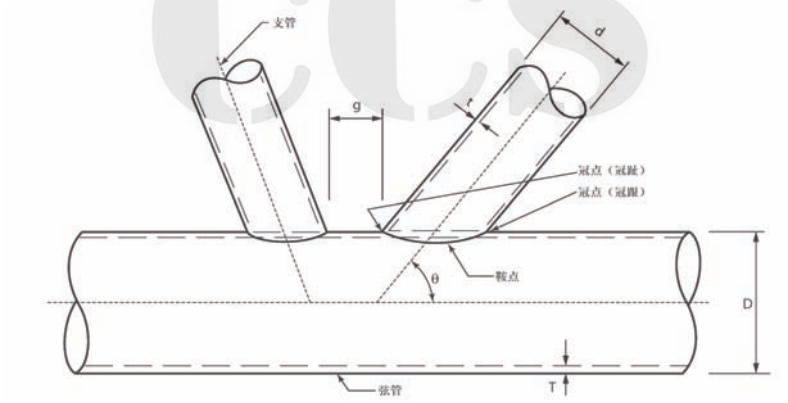
热点应力也可以采用其他公认的合理方法求得，但需经过CCS的认可。对多平面管节点的通常处理方式是假设各个平面间的管节点互不影响，从而当成简单管节点计算。但是，在有些情况下，不同平面间的管节点相互影响很严重，这种相互影响会使得管节点的应力集中系数发生很大改变。这时可以考虑采用合适的方法来计算，例如埃弗蒂米乌(Efthymiou)推荐的参数公式，见附录2。

3.5.2 简单管节点应力集中系数

简单管节点应力集中系数见附录2。

3.5.3 搭接管节点应力集中系数

搭接管节点的应力集中系数公式应给予特殊考虑。



θ — 支管角度(自弦管量起)；

g — 间隙；

t — 支管厚度；

T — 弦管厚度；

D — 弦管直径；

d — 支管直径；

$\alpha = L / D$，弦管长度与弦管外径之比，反映弦管柔度；

$\beta = d / D$，支管外径与弦管外径之比，反映载荷传递和应力分布；

$\gamma = R / T$，弦管外半径与弦管壁厚之比，反映弦管径向刚度；

$\tau = t / T$，支管壁厚与弦管壁厚之比，反映支管与弦管相对弯曲刚度。

图3.5.1(1) 管节点的几何参数定义

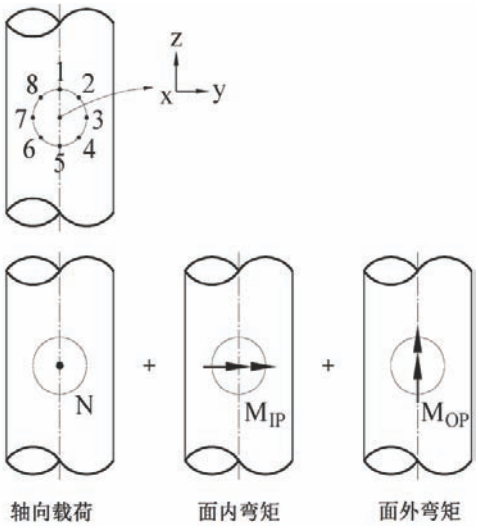


图3.5.1(2) 应力叠加示意图

3.5.4 加强管节点

(1) 环向加强管节点的应力集中系数可参考有关的参考文献，如附录2中文献14中Smedley, S. 和Fischer, P.在第四届管结构研讨会上发表的论文“环形加强管节点的应力集中系数(Stress Concentration Factors for Ring-Stiffened Tubular Joints)”(1991)。下面将对文中的公式进行说明：

① 虽然已经给出离散率及推荐的设计系数，但是给出的支管/弦管交点处的*SCF*比和加强环边缘的*SCF*比仍是平均值；

② 适用时，应考虑短弦管的影响；

③ 直径比$\beta \geq 0.80$的管节点的加强作用还不能确定，甚至会使*SCF*增加；

④ 鞍点及冠点的*SCF*的最大值，可用于整个支管/弦管相贯线上的所有交点。

(2) 加强环的几点说明如下：

① 如果疲劳分析中预测出最大应力出现在支管和加强环的交点附近，那么在*SCF*计算中就应避免采用薄壳的有限元模型进行分析，一种替代方法是采用三维的块单元；

② 环向加强对于弦管的环向应力有显著影响，但是对于纵向应力的影响很小甚至没有影响；

③ 位于支管相贯线范围以外的环向加强对*SCF*的影响很小，但有助于增加静强度；

④ 加强环的内缘或者支管与加强环相交处的裂纹通常发生在内部，而且通常只能当裂纹已贯穿整个壁厚时才能检测出来，此时疲劳寿命已消耗了大部分。因此，如果不使用更为先进的检测技术，这些区域应视作不可检测区域。

3.5.5 灌浆管节点

灌浆管节点是指弦管内完全充满水泥浆(单层灌浆节点)或者弦管与内部构件之间的环形空间内充填水泥浆(双层灌浆节点)。灌浆管节点应按简单管节点来处理，但鞍点的SCF计算中确定γ 所取的弦管厚度必须用下面公式中给出的等效弦管壁厚来代替：

$$T_e = (5D + 134T)/144 \tag{3.9}$$

式中：D —— 弦管直径；

T —— 弦管壁厚；

灌浆对于具有高β 值或者低γ 值的节点几乎没有影响。如果没有其他证明，对于$\beta > 0.90$ 或者$\gamma \leqslant 12.0$的节点应忽略灌浆的作用。

3.5.6 铸造管节点

建议使用有限元分析来确定疲劳敏感部位的最大应力范围和位置。关键区域的有限元模型应使用三维块单元，且应正确模拟节点的内外形状。支管与铸造管节点间的环向对接焊缝可能是疲劳的关键部位。

3.5.7 单面施焊管节点

单面施焊管节点的焊根区域发生疲劳裂纹的可能性比支管与弦管连接的外侧区域更大。在这种情况下，在疲劳强度要求高的地方建议采用节点加强管段，这样就可以从内侧进行焊接。

在试验室测试及现场使用中都发现在支管和弦管直径相等的管节点的焊根部位的失效都是在鞍点，并且看起来即使相当低的应力集中都可能从焊根部位产生疲劳裂纹。这样就应特别重视那些不是简单管节点的节点，如带加强环的节点，以及焊缝表面需要整形或者打磨的节点，以便这些节点能够具有足够的疲劳寿命，应切记的是表面的改善并不能增加焊根部位的疲劳寿命。

根据经验，简单的T型、Y型及K型管节点的内侧疲劳强度通常比外侧疲劳强度更大。对于直径比$\beta \leqslant 0.90$的X型节点也可做相同的考虑。建议对其他类型的节点和$\beta > 0.90$ 的简单X型管节点进行焊根区域的疲劳评估。

由于营运检验中管节点焊缝根部难以检测，因此焊根处的疲劳安全系数应高于外侧焊趾处的疲劳安全系数。

第6节　热点应力直接计算

3.6.1　一般规定

复杂结构的疲劳强度评估应该用疲劳热点应力方法。但是，通常无法通过使用理论方法得到结构节点的热点应力，而且热点应力的参数公式也非常有限，因此疲劳热点应力多数都通过细化有限元直接计算得到。

用于获得结构中各个热点的有限元模型应该在热点附近进行网格细化，以便能够获得各个从低应力区域到高应力区域(热点位置)正确的应力梯度。但是，网格不能过细以至于高估几何突变和其他的不连续导致的峰值应力。

3.6.2　结构建模

细化有限元模型应根据下列原则建立：

(1) 疲劳热点应力计算可以用单独的细化有限元模型和从粗网格有限元模型分析中得到的边界条件求得；也可以用嵌在粗网格有限元模型中的细化有限元模型直接计算；

(2) 如使用独立的局部有限元模型，则局部有限元模型的区域大小应足以保证热点应力不受假定的边界条件及使用载荷的影响，细化有限元模型边缘应保证有主要的支撑，如桁材和肋板等；

(3) 单元类型通常推荐采用线性的矩形板单元或者壳单元。网格划分在板的中性面，并且不考虑焊缝。 在一些特殊的情形下，比如当分析的重点是为了考察焊缝形状的影响时，模型可以采用三维块单元建模，并且通常采用六面体单元。在热点区域要避免使用三角形单元；

(4) 在热点应力区域，包括用于插值的区域，网格尺度不得大于受力构件厚度t(t为所要评估的焊趾所在的板的板厚)，建议采用$t\times t$的网格。细化网格区域应该保证从疲劳热点位置向外所有方向延伸范围不小于$10t$；

(5) 单元长宽比的理想做法是在热点及非常靠近热点的区域采用1:1的单元长宽比。稍远离热点的区域内的单元长宽比也要限制在1:3以内。所有大于1:3的单元都要离热点足够远并且最大长宽比不能超过1:5。四节点板单元或壳单元的内角应该限制在50到130度之间；

(6) 从热点处的细化网格到远离热点的粗网格要光顺平稳过渡。对于紧邻热点的几个单元，建议采用相同的$t\times t$尺寸。

3.6.3　管节点

管节点的热点应力范围应与第2章第5节中的管节点S-N曲线相结合使用。

分析中可以采用壳单元，这意味着在模型中不模拟焊缝，此时的热点应力可以按非管节点的焊接连接来确定。

在模型中把焊缝也模拟进去可以得到更可靠的结果，这就意味着要使用三维块单元进行建模。在这种模型中可以把计算应力的高斯点放在距离焊趾$0.1\sqrt{rt}$（r为所考虑管件的半径，t为焊趾所在管件的壁厚）的位置。在疲劳分析中可以直接使用该点的应力进行寿命预报。

该管节点的热点应力或者几何应力也可以通过如图3.6.3所示的距离焊趾长度为a和b的两点的值进行线性插值得到。

当从支管外表面垂直于焊趾进行插值时，a的长度为$0.2\sqrt{rt}$，b的长度为$0.65\sqrt{rt}$。当从弦管外表面垂直于焊趾进行冠点的插值时，a的长度为$0.2\sqrt{RT}$，b的长度为$0.4\sqrt[4]{rtRT}$。当从弦管外表面垂直于焊趾进行鞍点的插值时，a的弧长度为$0.2\sqrt{RT}$，b的弧长度为$\pi R/36$。其中的r、t、R和T的含义见图3.6.3。

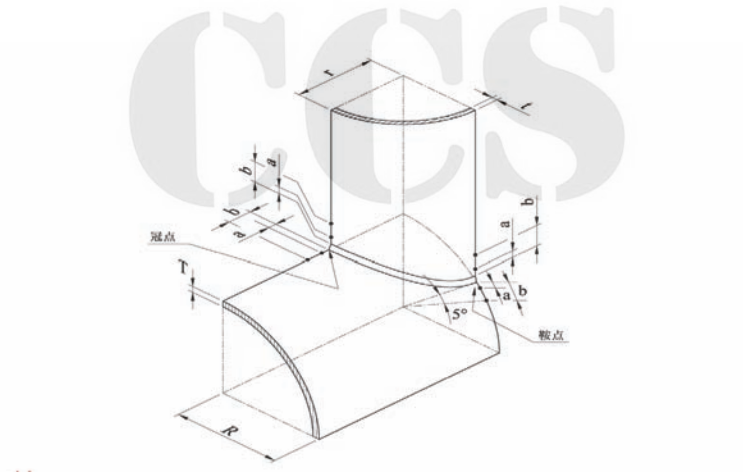


图3.6.3　管节点热点应力的插值点示意图

3.6.4　非管节点的焊接连接

（1）焊接节点的应力场

由于热点区域的应力通常较为复杂，因此需要制定一定的规则以得到热点应力。参见图图3.6.4(1)。焊缝的切口应力通常已经包含在所选择的S-N曲线中，而热点应力则是通过对结构中特定点的应力进行线性外插得到，如图3.6.4(1)所示。从图中可以看出，所选择的插值点应该在切口应力的影响范围之外，同时又离热点足够近以得到准确的应力梯度。

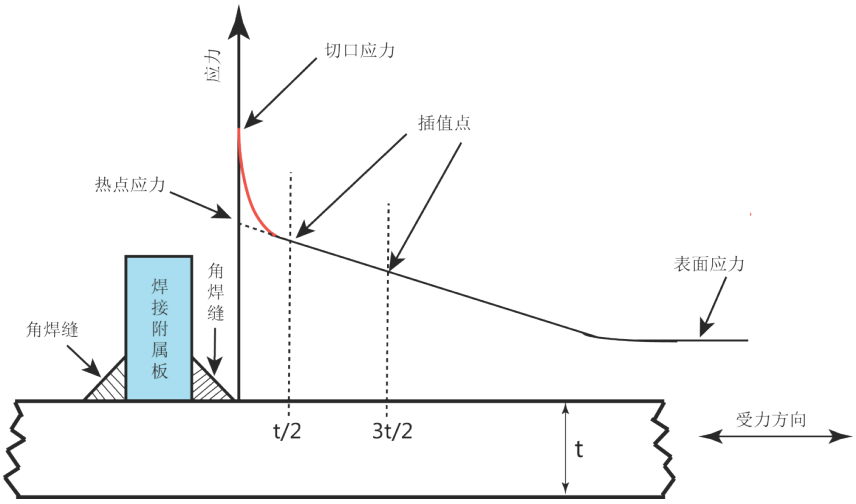


图3. 6. 4(1)　焊趾区域的热点应力插值示意图

(2) 有限元模型

在板结构中，一般有如图3.6.4(2)所示的三种位于焊趾的热点：

① 板表面与附件端部间焊缝的焊趾上(位于板表面一侧)，如图3.6.4(2)中的a点；

② 板表面与附件端部间焊缝的焊趾上(位于附件端部表面一侧)，如图3.6.4(2)中的b点；

③ 位于板表面与附件表面的焊趾上(板表面一侧和附件表面一侧)，如图3.6.4(2)中的c点。

模型中通常采用薄板、壳单元或块单元。但应注意到一方面所选用的单元应能允许较大的应力梯度和板的弯曲，另一方面根据热点应力的定义在板厚度方向只需要评估线性的应力分布。在模拟中，除遵循3.6.2中的建模原则外，还应注意以下事项：

① 模拟的最简单的方式是采用薄板或者壳单元来模拟结构的中面，参见图3.6.4(3)中的(a)。

② 当应力梯度很大的情况下推荐使用8节点单元。应注意避免在使用4节点单元时对图3.6.4(2)中的热点b的应力低估。此时建议采用采增强了面内弯曲的4节点单元。

③ 模型中通常不模拟焊缝，除非在当结果受高的局部弯曲影响很大的特殊情形，如板之间有错位，或者两条相邻焊缝之间有小的自由板(搭接板)。在这种情况下，焊缝可以通过采用具有适当刚度的横向的板单元或者通过对耦合节点采用适当的约束方程来模拟。

④ 可采用厚度等于两倍板厚的横向单元来模拟这种焊缝。

⑤ 更复杂的情形应采用三维的块单元，但是应能反映陡峭的应力梯度并保证在板厚方向可以具有线性分布的应力以体现板的弯曲。这可以通过采用如20节点等参元(在各边具有中间节点)来实现，这时在板厚度方向只需要一个单元。一种可能的评估板的膜应力和弯曲应力的简单方式是采用在厚度方向只有两个积分点的减缩积分方式来实现。如果采用8节点单元，就应该采用更密的网格，这时建议在厚度方向至少有四个单元。采用块单元时通常建议模拟焊缝而且也很容易实现，参见图3.6.4(3)中的(b)。

⑥ 在三维块单元模型中，应注意选择焊趾前的2到3个单元的尺寸。它们的单元长度可依照板厚取，宽度也可以按照板厚取。但是，宽度不能超过附件板的厚度加上2倍的焊脚长度。对于图3.6.4(3)中的c点，则宽度不能超过c点背面的腹板的厚度加上2倍的焊脚长度。无论如何，单元的长度宜控制在2*t*以内。

⑦ 在三维模型中，建议把角焊缝模拟进去以得到合适的局部刚度和几何形状。

⑧ 为了反映球扁钢的圣维南(St Venant)扭转刚度，建议采用适当的单元数量来模拟球扁钢的截面。如果又模拟了加强筋与横向强框架相连接处的焊缝，那么该焊缝单元形状的要求往往会成为热点区域有限元模型的控制因素。

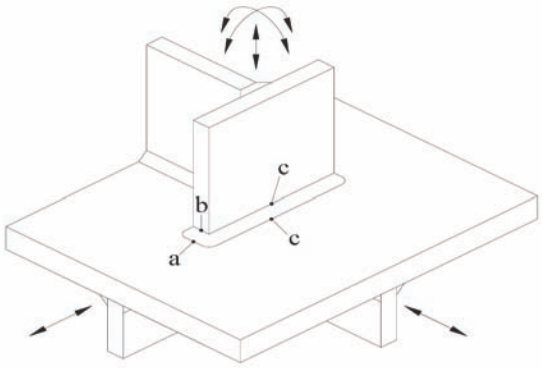
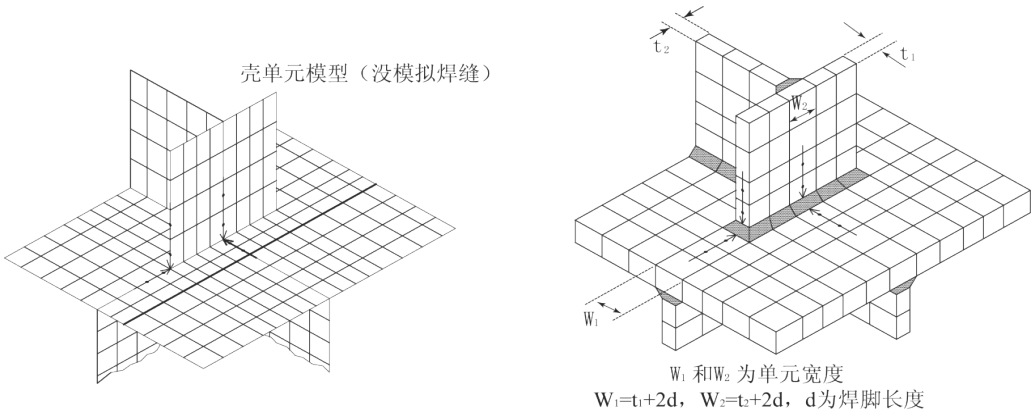


图3.6.4(2) 不同的热点位置的示意图



(a) 薄板或者壳单元模型　　(b) 三维块单元模型

图3.6.4(3) 有限元模型中通过应力外插获得焊趾处热点应力的示意图

(3) 距离热点0.5*t*和1.5*t*处两个插值点的应力

如图3.6.4(3)所示，应获得结构表面上离开热点一定距离的两个点的应力分量并外插到热点。此两点的应力分量值取相邻两个单元的应力分量的平均值。推荐采用的插值点为距离热点0.5*t*和1.5*t*的两个点(其中*t*为评估热点所在的板的厚度)，插值过程建议如下：

① 对于采用不考虑焊缝的壳单元模型，可以采用距壳单元相交线0.5*t*和1.5*t*处插值点应力分量插值到相交线得到热点应力分量。

② 对考虑了焊缝的实体单元模型，可以采用距离焊趾0.5*t*和1.5*t*处插值点的应力分量插值到焊趾得到热点应力分量。

③ 如果在热点区域单元尺寸为$t\times t$，那么可按以下方式得到插值点的各应力分量：

a. 当采用板或壳单元时，可直接读取单元中点处的表面应力分量作为插值点的应力分量，如图3.6.4(4)所示；

b. 当采用块单元时，可先从块单元高斯点插值到单元表面，然后从单元表面再插值到单元表面中心。但当单元边缘就是热点应力的插值线时，则从单元表面直接插值到单元表面边线的中点，而不用插值到单元表面中心。

④ 当采用的4节点壳单元尺寸大于$t\times t$时，则建议先以靠近热点的三个单元的应力拟合成一条二阶多项式曲线，然后以此曲线得到距离热点0.5*t*和1.5*t*处的应力分量，如图3.6.4(5)所示。对8节点壳单元则可以使用靠近热点的三个单元的边缘上中间节点的应力分量来拟合二阶多项式。

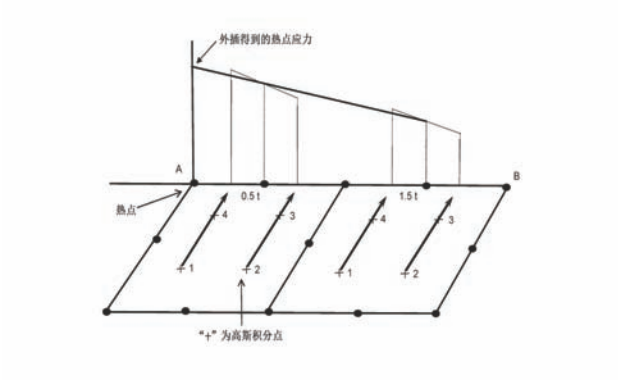


图3.6.4(4)　获取插值点应力分量并外插得到热点应力分量示意图

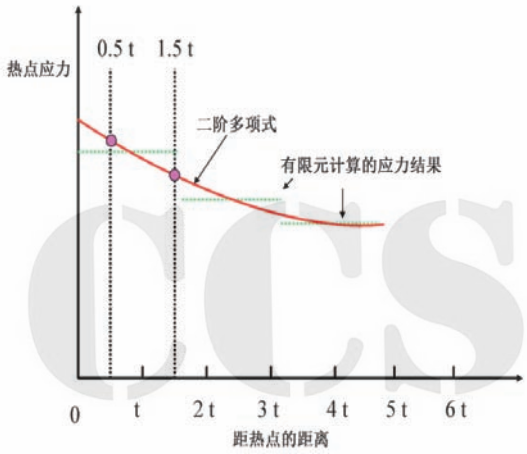


图3.6.4(5) 单元尺寸大于 $t\times t$ 的模型中得到插值点应力的示意图

(4) 高弯曲应力模型中热点应力的插值

对于具有高弯曲应力的模型中，疲劳评估的热点应力可以按照下式得到：

$$\Delta\sigma_{e,hot\ spot}=\Delta\sigma_{a,\ hot\ spot}+0.60\Delta\sigma_{b,\ hot\ spot} \tag{3.10}$$

式中：$\Delta\sigma_{a,\ hot\ spot}$ ——膜应力；

$\Delta\sigma_{b,\ hot\ spot}$ ——弯曲应力。

弯曲应力的折减可以解释为当疲劳裂纹尖端已经产生后，该区域的载荷重新分布到其他区域从而该区域的应力得到降低。这一效应仅仅局限于具有非常显著的应力集中的情形。然而，当沿着焊缝长度方向应力变化很小时，则由膜应力和由纯弯曲应力造成的疲劳损伤差异会很小。因此并不是对所有弯曲应力进行60%的折减都是正确的。这种折减必须严格限制在那种具有非常显著的应力集中的情形(即疲劳裂纹扩展过程中应力分布主要是由位移控制而非载荷控制的情况中，相当于疲劳试验中的等幅试验而非等载试验)。

第4章　疲劳安全系数

第1节　一 般 规 定

4.1.1 疲劳失效准则可以基于疲劳损伤或者疲劳寿命。当基于疲劳损伤时，所计算点的疲劳强度应满足：

$$D \leqslant \frac{1.0}{S_{ftg}} \tag{4.1}$$

式中：D —— 疲劳损伤度；

S_{ftg} —— 疲劳强度安全系数，按表4.1.1取。

当基于疲劳寿命时，所计算点的疲劳强度应满足：

$$T_{ftg} \geqslant T_D \cdot S_{ftg} \tag{4.2}$$

式中：T_{ftg} ——计算得到的疲劳寿命；

T_D —— 结构设计寿命。

疲劳安全系数 S_{ftg}　　**表4.1.1**

	疲劳安全系数	构 件 单 元
移动平台	1	内部结构，检验可达，且不直接与水下结构焊接连接。
	1	外部结构，检验可达，且可在干燥和干净的环境下进行定期检修。
	2	内部结构，检验可达，且直接与水下结构焊接连接。
	2	外部结构，检验可达，但不能在干燥和干净的环境下进行检修。
	3	检验不可达区域，未计划在作业期间进行可达性检验和修理。
固定的非浮式结构(如导管架、塔、基盘等)	2	检验维修可达，失效后果不严重。
	5	检验维修不可达，失效后果不严重。
	5	检验维修可达，失效后果严重。
	10	检验维修不可达，失效后果严重。
固定的浮式结构(如TLP、SPAR和柱稳式、船式FPSO等)	1	干燥环境中检验维修可达，失效后果不严重。
	2	水下检验维修可达，失效后果不严重。
	5	检验维修不可达，失效后果不严重。
	2	干燥环境中检验维修可达，失效后果严重。
	5	水下检验维修可达，失效后果严重。
	10	检验维修不可达，失效后果严重。

注：① 对于按照CCS规范要求进行坞内检验移动平台的外壳板，取值为1；

② 对于计划在遮蔽水域漂浮状态下检验的移动平台的外壳板，高于最低检查水线1m以上的区域，取值为1；该区域之下区域，取值为2；

③ 飞溅区取值为3；

④ 如果裂纹可能从检验可达处向不可达处扩展，其值应取裂纹扩展路径上的最大值，例如水下区域的壳板内侧(干舱)结构的焊接节点，其值应取外部相似节点之值；

⑤ 严重后果是指可能造成人员生命的损失、重大污染或重大经济损失的后果；对于可能造成重大危险事故和严重后果的节点疲劳失效，其值应予以特别考虑；

⑥ TLP平台的要求要给予特殊考虑。对于TLP平台的张力索的环焊缝可以考虑采用AWS C1或API RP 2A-WSD的S-N曲线要求。但是应该要注意到AWS的标准在可用的几何形状、材料厚度和腐蚀状态等方面有一些限制。AWS C1曲线和API RP 2A-WSD中S-N曲线的采用取决于高质量的无损探伤和合适的腐蚀防护，如油漆、阴极保护或者二者同时采用。

第5章　简化疲劳分析方法

第1节　一 般 规 定

5.1.1　简化疲劳评估方法有时又称为许用应力范围法。它是一种间接的疲劳评估方法，因为它给出的结果不一定是疲劳损伤或者疲劳寿命值。简化疲劳评估方法根据作用的应力范围是低于或高于许用值来确定疲劳强度要求是满足或不满足。

5.1.2　简化疲劳评估方法通常用于结构节点疲劳强度的筛选。筛选方法通常是一种对结构裕度的快速而保守的校核方法。如果按照该筛选方法计算得到的结构强度满足要求，则不需再进行进一步的详细分析。如果按照该筛选方法计算得到的结构强度不满足要求时，则应采用进一步的精细方法评估该结构的强度是否真的不满足要求。同时，筛选方法在判别结构中疲劳敏感区域也非常有用，该筛选计算结果可以为结构检验计划的制订提供依据。

第2节　数 学 推 导

5.2.1　基本假定

在简化疲劳分析中，用双参数的维布尔分布(Weibull distribution)来模拟应力范围的长期分布。应力范围的分布函数可以表示为：

$$F_s(S)=1-\exp\left[-\left(\frac{S}{f_1}\right)^{\zeta}\right],\quad S>0 \tag{5.1}$$

式中：S —— 表示应力范围的随机变量；

ζ —— 维布尔分布的形状参数；

f_1—— 维布尔分布的尺度参数，可以由N_R个循环中最大应力范围S_R求得，见式(5.5)。

应力范围的维布尔分布概率密度函数为：

$$f_s(S)=\frac{\zeta}{f_1}\left(\frac{S}{f_1}\right)^{\zeta-1}\exp\left[-\left(\frac{S}{f_1}\right)^{\zeta}\right],\quad S>0 \tag{5.2}$$

应力范围的超越概率为：

$$P_s(S)=1-\int_0^S f_s(S)dS=\exp\left[-\left(\frac{S}{f_1}\right)^{\zeta}\right],\quad S>0 \tag{5.3}$$

基于应力范围的长期分布，可以得到疲劳损伤的解析表达式。简化疲劳分析方法的一个最主要特点是通过建立的经验数据估计合适的维布尔形状参数从而避免大工作量的谱疲劳分析。

简化疲劳方法的另一个主要假定是疲劳强度按照S-N曲线确定并且疲劳累积损伤按照Palmgren-Miner的线性方法叠加。

5.2.2 维布尔分布中的参数

（1）尺度参数 f_1 可通过下述方法得到

定义一个基准应力范围S_R，它表示在预期的基准应力循环次数N_R中仅出现1次的应力范围，S_R的概率表达方式为：

$$P(S > S_R) = \exp\left[-\left(\frac{S_R}{f_1}\right)^{\zeta}\right] = \frac{1}{N_R} \tag{5.4}$$

式中：N_R—— 在指定的时间段中的循环次数；
S_R—— 每N_R次应力循环出现一次的最大疲劳应力范围。

对一个特定的海洋地点，N_R的选择和S_R的确定可以通过经验获得或者通过波浪长期分布数据（波浪散布图）配合合适的结构分析得到。

从式(5.3)和式(5.4)可以得到

$$f_1 = \frac{S_R}{(\ln N_R)^{1/\zeta}} \tag{5.5}$$

式中：N_R、S_R与式(5.4)相同。

（2）形状参数 ζ 可以通过详细的应力谱分析或者通过经验取得

简化谱疲劳的结果对维布尔形状参数取值非常敏感，应尽可能提高形状参数精度，既便是一个基本的整体响应分析也对提高形状参数精度十分有利。此外，当选择形状参数的基础不明确的时候，建议采用一系列可能的形状参数进行计算，以便比较形状参数对疲劳评估结果的影响。

5.2.3 基于单一段S-N曲线的疲劳损伤计算

考虑2.5节中的双线性S-N曲线。假设左侧段的直线一直外插到高循环数区域一直到S=0，也就是说在N等于10^6到10^7处没有斜率改变。这种单一斜率的曲线可以用于海水中自由腐蚀的管节点和非管节点。

对于单一斜率的情况，疲劳累积损伤可以表示为：

$$D = \frac{(N_T)}{K} f_1^m \cdot \Gamma\left(\frac{m}{\zeta} + 1\right) \tag{5.6}$$

式中：N_T—— 设计寿命中的总循环数，$N_T = T_d / T_z$；
T_d—— 疲劳设计寿命，s.
T_z—— 平均过零周期，s.

$\Gamma(x)$ 是定义如下的伽马(gamma)函数：

$$\Gamma(x)=\int_0^{\infty}t^{x-1}e^{-t}dt \tag{5.7}$$

当m等于3.0时，对不同形状参数ζ 的伽马函数值见表5.2.3。

当m等于3.0时伽马函数的值　　表5.2.3

ζ	m=3.0	ζ	m=3.0	ζ	m=3.0
0.60	120.000	0.77	20.548	0.94	7.671
0.61	104.403	0.78	19.087	0.95	7.342
0.62	91.350	0.79	17.772	0.96	7.035
0.63	80.358	0.80	16.586	0.97	6.750
0.64	71.048	0.81	15.514	0.98	6.483
0.65	63.119	0.82	14.542	0.99	6.234
0.66	56.331	0.83	13.658	1.00	6.000
0.67	50.491	0.84	12.853	1.01	5.781
0.68	45.442	0.85	12.118	1.02	5.575
0.69	41.058	0.86	11.446	1.03	5.382
0.70	37.234	0.87	10.829	1.04	5.200
0.71	33.886	0.88	10.263	1.05	5.029
0.72	30.942	0.89	9.741	1.06	4.868
0.73	28.344	0.90	9.261	1.07	4.715
0.74	26.044	0.91	8.816	1.08	4.571
0.75	24.000	0.92	8.405	1.09	4.435
0.76	22.178	0.93	8.024	1.10	4.306

5.2.4　基于两段组成S-N曲线的疲劳损伤计算

对于图2.1中所示的由两段直线组成的S-N曲线，累积疲劳损伤为：

$$D=\frac{N_T f_1^{m_1}}{K_1}\Gamma\left(\frac{m_1}{\zeta}+1,Z\right)+\frac{N_T f_1^{m_2}}{K_2}\Gamma_0\left(\frac{m_2}{\zeta}+1,Z\right) \tag{5.8}$$

式中：$\Gamma(a,z)$——上不完全伽马(gamma)函数(积分从z到∞)；

$\Gamma_0(a,z)$——下不完全伽马(gamma)函数(积分从0到z)；

其他参数的定义见图2.1和5.2.3。

$$\Gamma(a,z)=\int_z^{\infty}t^{a-1}e^{-t}dt=\Gamma(a)-\Gamma_0(a,z) \tag{5.9}$$

$$\Gamma_0(a,z)=\int_0^{z}t^{a-1}e^{-t}dt \tag{5.10}$$

$$z=\left(\frac{S_q}{f_1}\right)^{\zeta} \tag{5.11}$$

式中：S_q——S-N曲线中斜率改变处的应力范围。

5.2.5　允许应力范围

一种表征疲劳强度的方法是通过最大允许应力范围来给出。此方法通过引入第4章中定义的疲劳安全系数来加以考虑。在式(5.8)中取 $D=1/S_{ftg}$ ，那么在相应于循环次数N_R的最大允许应力范围 $S_R^{'}$ 为：

$$S_R^{'}=\left[\frac{\left(\ln N_R\right)^{m_1/\zeta}}{S_{ftg}\cdot N_T\left[\frac{\Gamma\left(\frac{m_1}{\zeta}+1,Z\right)}{K_1}+\frac{f_1^{m_2-m_1}\Gamma_0\left(\frac{m_2}{\zeta}+1,Z\right)}{K_2}\right]}\right]^{1/m} \tag{5.12}$$

由于尺度参数 f_1 也是 $S_R^{'}$ 的函数，因此 $S_R^{'}$ 的确定要通过迭代得到。

当对应于循环数N_R的允许应力范围已知时，则对应于另一应力循环数N_S的允许应力范围 $S_S^{'}$ 可以通过下式求得：

$$S_S^{'}=S_R^{'}\left(\frac{\ln N_S}{\ln N_R}\right)^{1/\zeta} \tag{5.13}$$

5.2.6 疲劳安全校核

当疲劳损伤已经按照节5.2.3和5.2.4那样计算出来后，疲劳安全校核可以按照4.1的要求进行。

当疲劳评估结果是按照节5.2.5给出的允许应力范围时，相应于式(5.12)式的疲劳安全校核表达式为：

$$S_R\leqslant S_R^{'} \tag{5.14}$$

或者当允许应力范围按照一个不同的循环数N_S由式(5.13)计算得到后，则疲劳安全校核式为

$$S_S\leqslant S_S^{'} \tag{5.15}$$

在工程实践中，N_R往往是根据疲劳设计寿命确定，所以作用的参考应力范围和最大允许应力范围（S_R和$S_R^{'}$）往往是针对N_T的。

第3节　简化疲劳方法在导管架式固定海上设施中的应用

5.3.1 概述

简化疲劳分析方法在海洋工程领域有广泛的应用。对于通常的导管架式钢质平台，以及其他类似的满足API RP 2A-WSD中相关适用范围的结构，工业界多年来开展了大量的工作来修正API RP 2A-WSD中阐述的简化疲劳分析方法，以便这种方法能够更加适合上述结构的疲劳设计。在满足API RP 2A-WSD中规定的相应条件下，CCS接受按照API RP 2A-WSD中的简化疲劳分析方法进行的固定平台疲劳评估。

对于某些导致疲劳作用的波浪载荷环境条件相当于或者优于渤海湾中波浪载荷环境条件的场所，在此类场所中建造的固定平台设施也可以采用API RP 2A-WSD的简化疲劳分析方法进行疲劳评估，但应对渤海湾北部可能存在的冰激振动疲劳予以特别考虑。

对于深水中的海洋设施，如东海和南海油气田的导管架，由于深水海洋结构可能存在动力放大效应，简化疲劳分析方法将不再是一种保守的方法。在此类情形下，简化疲劳分析方法可以作为一种快速找到导管架结构上疲劳敏感节点的筛选方法来使用。但是，最终的结构疲劳评估必须要基于一种直接计算的方法来获得，而目前最常用的直接计算方法是谱疲劳分析方法，这将在下一章予以阐述。

第6章　谱疲劳分析方法

第1节　一 般 规 定

6.1.1　概述

海洋中的钢结构物由于不规则波浪的作用而产生运动和变形。如果用物理学中能量转换器的概念加以理解，那么可以把不规则波看成是输入，通过作为能量转换器的海洋钢结构物的转换，将其能量转换为结构物的运动和变形，也就是结构物的响应。

如果系统的响应是可叠加和齐次的，则该系统称为线性系统。如果系统的可叠加性和齐次性不随时间而变，则称为时间恒定的线性系统。对于时间恒定的线性系统，当输入是个平稳随机过程时，输出也是个平稳随机过程。

在解决海洋钢结构物在不规则波浪中的响应问题中，一般都通过各种修正使得结构物可以作为一个时间恒定的线性系统。当假定风浪是平稳正态随机过程时，由此而引起的结构物的运动、构件应力等也都是正态随机过程，其幅值符合瑞利(Rayleigh)分布。

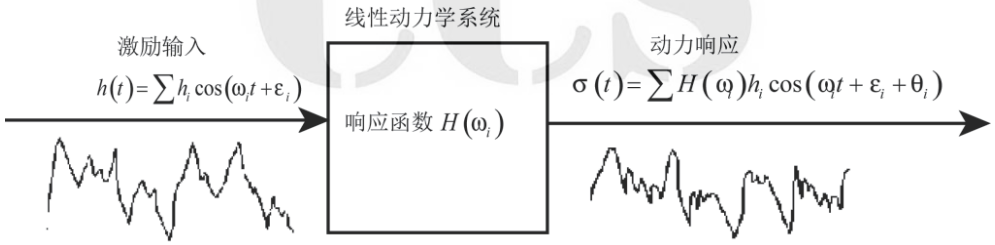


图6.1.1 线性动力放大系统

在上述假定下，随机波浪的作用下结构产生的应力响应可用“应力响应函数”来确定，就是把结构的弹性系统当作一个线性动力放大系统，把波浪作为输入，那么结构的应力响应即为一种输出。它的值由输入的波浪和输出的应力响应函数决定，如图6.1.1所示。应力响应函数物理意义即为各不同频率的单位波幅余弦波产生的应力响应。如果输入的随机波浪以谱表示，则可以得到结构某点的应力谱，从而计算该点的疲劳损伤或寿命。

由于谱疲劳评估方法能够给出疲劳损伤或者疲劳寿命，因此通常称之为直接方法。由于海洋波浪是导致疲劳的主要因素，因此谱疲劳分析的首要任务是确定应力范围的传递函数$H_\sigma(\omega|\theta)$。传递函数是表征结构某处在某一波浪频率ω和方向角θ时，单位波高产生的应力范围σ。

谱疲劳方法是一种复杂的、数值计算量巨大的方法。通常针对某一具体的工程，可能有多种有效的疲劳计算方法可以使用，但是当波高和波浪产生的载荷之间存在线性关系，并且结构的响应与外加载荷存在线性关系时，谱疲劳分析则为最恰当的方法。虽然已经采用各种修正以考虑非线性因素，但是当使用谱疲劳分析还有疑问时，那么可以考虑采用本章第3节中介绍的时域分析方法。

6.1.2 海上浮式装置

对于柱稳式平台和其他类似的具有大的有效尺度的海洋工程结构，波和流产生的载荷中拖曳力分量不占主导地位，这时应力范围和波高间存在一个线性关系。在这种情况下，本章第2节的方法适用。

6.1.3 导管架式固定平台装置

对于导管架式平台，由于入水构件的典型尺度较波长而言很小(一般而言波长与杆件直径的比值大于5)，波和流载荷中拖曳力分量占主导地位，因此需要一种结构分析方法来线性化水动力载荷。如果平台结构的动力响应特性显示平台有动力放大效应，那么这种动力放大效应也应包含在谱疲劳评估方法中。对于这类平台的疲劳分析可以参考API RP 2A-WSD注释5中关于分析流程的相关内容。

第2节 海洋工程结构物的谱疲劳分析

6.2.1 概述

海洋工程结构物的谱疲劳分析是建立在以下假定条件之上的：

(1) 对于所分析的结构系统，海洋波浪载荷是导致结构疲劳的交变应力的来源；

(2) 为了使得频域分析的公式以及相关联的基于概率论的分析成立，载荷分析和相关联的结构被假设为线性的，因此从单位波高的计算结果能够推算各个波高的计算结果并且应力的传递函数可以进行线性叠加；

(3) 由非线性横摇和飞溅区湿表面上的间断性载荷引起的非线性响应应予以特殊考虑；

(4) 结构中的动力放大、瞬态载荷以及翘曲变形等效应可以等效线性化。

同时，对于下面给出的方法，还假设了给定海况下的结构应力短期分布为窄带平稳随机过程。因此，应力范围的短期分布可以用瑞利(Rayleigh)分布表示。如结构应力短期分布带宽有较大影响时，则可以考虑采用赖斯(Rice)分布。

6.2.2 应力传递函数

通常最好能够对结构的每一个装载工况，每一个波浪频率以及每一个浪向角都进行一次结构分析，然后用得到的应力结果来直接生成应力传递函数。

应采用足够的频率范围和频率间隔以得到符合精度要求的应力传递函数并满足谱疲劳分析中对传递函数积分的精度要求。对于0°～360°的浪向角，浪向角的间隔应不大于30°。

6.2.3 解析式的谱疲劳分析流程

在下面阐述的基于短期预报的疲劳解析方法中，波浪散布图中每一个小格表示一个短期分布。当假定应力是一个平稳正态随机过程时，那么每一海况下的应力范围短期分布概率密度函数可以通过基于雷利分布的谱分析方法得到。当应力随机过程的窄带假设不成立时，就在计算短期疲劳损伤时应对应力循环次数加以修正以反映带宽的影响，通常可采用雨流计数法修正，如威尔逊(Wirsching)的雨流修正因子。在短期损伤计算完成后，总的疲劳损伤就通过各个短期损伤的权数进行加权累积(采用迈因纳线性疲劳累积准则)。

6.2.4 损伤计算解析表达式的主要步骤

在以下推导中，仅针对某一特定装载工况和特定浪向角的情形，对于具有多个不同的装载工况和不同浪向角的情形，则可根据各个工况出现的概率以及各个浪向角出现的概率进行加权疲劳累积计算，加权方法参见本指南第2章2.2.4。

(1) 计算结构中某一点的应力幅值的传递函数 $H_\sigma(\omega|\theta)$。其做法是对结构在指定的波浪频率范围和浪向角进行一系列的应力分析，得到的应力结果就可以直接用于得到该点在不同浪向角 θ 时的应力传递函数。

(2) 通过应力传递函数 $H_\sigma(\omega|\theta)$ 和波浪散布图中某一个短期海况的波浪谱密度函数 $S_\eta(\omega|H_s,T_z)$，可由下式得到应力能量谱 $S_\sigma(\omega|H_s,T_z,\theta)$：

$$S_\sigma(\omega|H_s,T_z,\theta)=\left|H_\sigma(\omega|\theta)\right|^2\cdot S_\eta(\omega|H_s,T_z) \tag{6.1}$$

式中：$S_\sigma(\omega|H_s,T_z,\theta)$——应力谱；

$S_\eta(\omega|H_s,T_z)$——波浪谱；

$H_\sigma(\omega|\theta)$——应力传递函数。

(3) 计算应力能量谱的谱矩，第n阶谱矩m_n计算如下：

$$m_n=\int_0^\infty \omega^n S_\sigma(\omega|H_s,T_z,\theta)d\omega \tag{6.2}$$

由于大部分的疲劳损伤是由中低海况引起的，因此应该考虑短峰波的作用。由于短峰波会引起波浪能量的分散，这种分散可通过一个平方余弦函数$(2/\pi)\cos^2\alpha$加以考虑。通常，平方余弦函数假设的传播方向为与选定波浪方向成-90°到+90°夹角的范围内，也即半个平面。考虑波浪扩散函数后的谱矩公式为：

$$m_n = \int_0^{\infty} \sum_{\alpha=-90}^{\alpha=+90} \left(\frac{2}{\pi}\right) \cos^2\alpha \left[\omega^n S_\sigma\left(\omega \middle| H_s, T_z, \theta\right)\right] d\omega \tag{6.3}$$

(4) 应用得到的谱矩，则应力范围短期分布的概率密度函数(雷利分布)的上过零周期以及谱宽参数可以计算如下：

雷利分布概率密度函数：

$$g(S) = \frac{S}{4\sigma^2} \exp\left[-\left(\frac{S}{2\sqrt{2}\sigma}\right)^2\right] \tag{6.4}$$

平均上过零周期(单位为赫兹)：

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \tag{6.5}$$

谱宽参数：

$$\varepsilon = \sqrt{1 - \frac{m_2^2}{m_0 m_4}} \tag{6.6}$$

式中：S——应力范围(两倍的应力幅值)；

σ——$\sqrt{m_0}$；

m_0——应力谱的零阶矩，参见式(6.2)；

m_2——应力谱的二阶矩，参见式(6.2)；

m_4——应力谱的四阶矩，参见式(6.2)。

(5) 应用迈因纳准则(Miner law)计算累积疲劳损伤，当某一短期海况产生的应力范围的短期分布的概率密度函数可用式(6.4)所示的雷利分布表示时，假设S-N曲线的形式为$N=Ks^{-m}$，那么第i个短期海况造成的短期疲劳损伤为：

$$D_i = \left(\frac{T}{K}\right) \int_0^{\infty} s^m f_{0i} p_i g_i ds \tag{6.7}$$

式中：D_i——第i个短期海况造成的疲劳损伤；

T——设计寿命，单位为秒；

f_{0i}——应力响应的上过零频率，即应力范围的平均作用频率，单位为赫兹，

$f_{0i} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{m_{2i}}{m_{0i}}}$，$m_{2i}$，$m_{0i}$分别为第$i$短期海况的应力谱的二阶矩和零阶矩；

p_i——有义波高和上过零周期的联合概率；

s——用于表示某个应力范围的代表值；

g_i——第i个短期海况中产生s值的概率密度，见式(6.4)。

m和K为定义S-N曲线的两个物理参数，见第2章第5节。

对波浪散布图中各个短期海况（假设共M个）造成的损伤D_i（i=1，M）进行累加，就得到总的累积损伤D：

$$D=\sum_{i=1}^{M}D_i=\left(\frac{f_0T}{K}\right)\int_0^{\infty}s^m\left[\sum_{i=1}^{M}f_{0i}p_ig_i/f_0\right]ds \tag{6.8}$$

式中：D —— 计算点处总的疲劳损伤；

f_0—— 计算点在结构整个生命期中的应力范围S的“平均”频率，单位为赫兹；

$f_0=\sum p_i f_{0i}$（其中i=1，M，M为计算中考虑的短期海况数）；

p_i—— 有义波高和上过零周期的联合概率；

s —— 用于表示某个应力范围的代表值；

g_i—— 第i个短期海况中产生s值的概率密度函数；

T—— 设计寿命，单位为秒。

引入应力范围分布的概率密度函数g(s)和结构设计寿命期总循环数N_T：

$$g(s)=\frac{\sum_i f_{0i}p_ig_i}{\sum_i f_{0i}p_i},\quad N_T=f_0T \tag{6.9}$$

那么总的累积疲劳损伤D可以写成：

$$D=\frac{N_T}{K}\int_0^{\infty}s^m g(s)ds \tag{6.10}$$

（6） 如果总的循环次数N_T对应的最小设计寿命为20年，那么计算的疲劳寿命则为20/D。疲劳安全校核则可以按照第4章第1节进行。

（7） 损伤计算解析表达式

① 对所有的单斜率S-N曲线，式(6.8)表示的疲劳损伤计算表达式可以表示为：

$$D=\frac{T}{K}\left(2\sqrt{2}\right)^m\Gamma\left(\frac{m}{2}+1\right)\sum_{i=1}^{M}\lambda(m,\varepsilon_i)f_{0i}p_i(\sigma_i)^m \tag{6.11}$$

式中：σ_i —— $\sqrt{m_0}$，所计算的第i个短期海况的零阶谱矩的平方根；

Γ —— 伽马函数，见第5章公式(5.7)；

λ —— 威尔逊（Wirsching）雨流修正因子，计算如下：

$$\lambda(m,\varepsilon_i)=a(m)+\left[1-a(m)\right]\left[1-\varepsilon_i\right]^{b(m)} \tag{6.12}$$

式中：$a(m)$ —— $0.926-0.033m$；

$b(m)$ ——$1.587m-2.323$；

ε_i —— 谱宽，见式(6.6)。

② 对于两段直线的S-N曲线（见图2.5.3），在拐点（N_q，S_q）处，该S-N双直线的直线段的m变为 $r = m + \Delta m(\Delta m > 0)$ 并且常数由K_1变为K_2。在这种情况下，式(6.11)中的疲劳损伤表示为：

$$D = \frac{T}{K_1}\left(2\sqrt{2}\right)^m \Gamma\left(\frac{m}{2}+1\right)\sum_{i=1}^{M}\lambda\left(m,\varepsilon_i\right)\mu_i f_{0i} p_i\left(\sigma_i\right)^m \tag{6.13}$$

式中：μ_i—— 持续参数，值在0和1之间，用以计算落在S-N曲线中更低一段内的应力循环对疲劳损伤的贡献，μ_i 的计算如下：

$$\mu_i = 1 - \frac{\int_0^{S_q} s^m g_i ds - \left(\frac{K_1}{K_2}\right)\int_0^{S_q} s^{m+\Delta m} g_i ds}{\int_0^{\infty} s^m g_i ds} \tag{6.14}$$

如果应力范围分布的概率密度函数$g(s)$为雷利分布，那么 μ_i 为：

$$\mu_i = 1 - \frac{\Gamma_0\left(\frac{m}{2}+1,\nu_i\right) - \left(1/\nu_i\right)^{\Delta m/2}\Gamma_0\left(\frac{m+\Delta m}{2}+1,\nu_i\right)}{\Gamma\left(m/2+1\right)} \tag{6.15}$$

式中：ν_i —— $\frac{1}{8}\left(\frac{S_q}{\sigma_i}\right)^2$

Γ_0 —— 下不完全伽马函数，见第5章公式(5.8)。

6.2.5 关于疲劳安全校核参见第4章第1节。

第3节 低频和波频疲劳损伤的组合方法

6.3.1 当一个引起结构节点产生交变应力的过程包括了波浪频率和低频率成分时，这个过程就是一个宽带的过程。虽然式(6.12)的威尔逊雨流计算修正法也可以用于宽带过程，但是该公式只适用于修正波频的宽带。

6.3.2 当分别得到了波浪频率和低频率的应力响应时，如将两种频率应力响应造成的疲劳损伤直接简单相加并不等于考虑了这两个频率响应同时发生的宽带过程。因此这种简单相加的方法不是保守的。

6.3.3 通常使用一种组合的方法是谱组合方法，这种方法既方便使用，又能得到保守的结果。在这种方法中，把两个频带的谱进行组合，得到组合后的应力过程的标准差和平均上过零频率计算如下：

$$\begin{aligned} \sigma_c &= \left(\sigma_w^2 + \sigma_l^2\right)^{1/2} \\ f_{0c} &= \left(f_{0w}^2\sigma_w^2 + f_{0l}^2\sigma_l^2\right)^{1/2} \Big/ \sigma_c \end{aligned} \tag{6.16}$$

式中：σ_w —— 波频应力的标准差，等于$\sqrt{m_{0w}}$，m_{0w}为波频应力谱的零阶矩，参见式(6.2)；

σ_l —— 低频应力的标准差，等于$\sqrt{m_{0l}}$，m_{0l}为低频应力谱的零阶矩，参见式(6.2)；

f_{0w} —— 波频应力的平均上过零频率，计算方法见公式(6.7)；

f_{0l} —— 低频应力的平均上过零频率，计算方法见公式(6.7)。

对每一个短期海况，由波频和低频应力响应组合得到的疲劳损伤可以通过把上述的σ_c和f_{0c}代入本章第2节给出的谱疲劳计算公式中求得。

6.3.4 如应力的两种频率成分都很显著，那么用上式(6.16)的组合方法计算得到的结构过于保守(当波频与低频的频率比大于10时，计算损伤与实际损伤比可能高达2倍)，其原因是这种情况下波频在组合的应力过程的平均上过零频率中是占主导地位的，导致循环次数过多。为了消除这种计算中过于保守的成分，在计算各个海况的疲劳损伤时可以引入以下修正因子：

$$\lambda=\frac{f_{op}}{f_{0c}}\left[\lambda_l^{\frac{m}{2}+2}\left(1-\sqrt{\lambda_w/\lambda_l}\right)+\frac{m\Gamma\left(m/2+1/2\right)}{\Gamma\left(m/2+1\right)}\left(\sqrt{\pi\lambda_w\lambda_l}\right)\right]+\frac{f_{0w}}{f_{0c}}\lambda_w^{m/2} \tag{6.17}$$

式中：λ_l —— σ_l^2/σ_c^2；

λ_w —— σ_w^2/σ_c^2；

f_{0p} —— $\left(\lambda_l^2 f_{0l}^2+\lambda_l\lambda_w f_{0w}^2\right)^{1/2}$；

m —— S-N曲线低周疲劳段直线的斜率；

Γ —— 伽马函数，见本章5.2.3中公式(5.7)。

在进行修正时，应注意以下事项：

(1) 当波频与低频的频率比小于4时，不应采用上述的修正系数；

(2) 上述修正是针对单斜率S-N曲线得到，因此计算损伤时应采用一段单斜率曲线，而忽略S-N曲线斜率的变化。

6.3.5 更精确的计算疲劳损伤的方法是在时域内模拟组合的应力过程，对每一个海况采用雨流计算法来计算应力循环次数。然后节点的累积疲劳损伤通过对所有的各个海况造成的损伤进行加权求得，其中各个海况的发生概率由波浪散布图给出。

第4节 由液货装载和卸载造成的疲劳损伤

6.4.1 适用时，由液货装载卸载引起的低循环、高应力范围情形造成的疲劳损伤也应该计入在总的疲劳损伤中，如在FPSO的舱壁和舷侧的节点疲劳计算中。

6.4.2 液货装卸载的低周载荷可能产生很大的应力范围，有时甚至超过材料的屈服强度。在这种情况下，普通的S-N曲线不适用于这种大的应力范围。这时的疲劳计算推荐采用适用于大应力范围的S-N曲线或者$\Delta\varepsilon$-N曲线(总应变范围与失效循环数的关系曲线)。

6.4.3 低周大应力范围循环造成的疲劳损伤可以通过计算应力范围的循环次数加以计算并通过线性叠加与波浪载荷造成的循环进行组合。这时的分析步骤通常包括：

(1) 选择进行疲劳损伤计算的结构节点；

(2) 定义浮体在海域上典型的一个完整装载和卸载载荷波形；

(3) 计算每一个装载工况下的静水应力(包括静水弯矩和静水压力)，通常至少包括满载和空载工况；

(4) 由(2)和(3)确定一个完整装、卸载过程的应力历程；

(5) 如果应力范围没有超过材料的屈服强度，则按照常规的S-N曲线计算一个完整的装、卸载过程中的疲劳损伤；

(6) 计算整个服役期的装卸次数，总的疲劳损伤则可由这个次数乘以(5)中得到的疲劳损伤，通常对服役期为20年时装卸次数应不少于1200次。

6.4.4 同样，也可根据装载手册或者观测数据(由于船员可能不按照操作手册的典型工况来作业，而是通过直接计算的方法来控制装卸载，以控制浮体浮态，并确保浮体应力不超过许用应力)来确定应力过程的标准差和平均上过零频率，然后依照本章第3节的方法进行计算浮体的疲劳损伤。计算得到的标准差可以按照平方和的平方根法(SRSQ)与波浪和漂移载荷引起的应力过程进行组合。分析的过程如下：

(1) 选择进行损伤计算的结构节点；

(2) 定义浮体在海域上典型的一个完整的装载和卸载载荷波形；

(3) 计算每一个装载工况下的静水应力；

由(2)和(3)定义一个完整装、卸载过程的应力顺序，并用统计方法计算由于装、卸载引起的应力过程标准差和平均上过零频率。

第5节 时域分析的疲劳评估方法

6.5.1 由于谱疲劳分析中的各种限制，例如线性假设以及难于预报低频的疲劳应力。因此，在张力腿平台和SPAR平台的波浪疲劳评估中往往采用时域分析方法以及相应的雨流计数法来预报结构的疲劳寿命。

6.5.2 在时域分析法中，长期波浪海况被离散成有代表性的短期海况。对于每一短期海况，可通过波浪谱产生一个波浪的波面时间历程。然后，可通过水动力分析程序计算这一时间历程对结构产生的载荷并施加到结构模型上。分析中可以包括非线性效应。在此基础上，进行结构响应分析并得到某点的应力响应。最后对得到的某点的应力时间历程曲线采用雨流计数法来得到应力范围的循环次数。在得到应力范围循环次数之后，就可以用选定的S-N曲线评估该点的疲劳损伤。

6.5.3 时域分析可以计入高阶的载荷效应，也可以不用假设谱的形状而直接根据实测的载荷时间历程加载到结构上进行响应分析，从而得到某点的应力响应时间历程。

6.5.4 在渤海湾冰情严重区域，当无法获得冰力谱时，也建议采用类似的时域分析方法来进行固定平台的冰激振动疲劳评估。

第7章　基于断裂力学的疲劳分析方法

第1节　概　　述

7.1.1　当结构的任何部位出现裂纹后，则裂纹在交变载荷作用下能否扩展或者扩展速率的大小就取决于裂纹尖端的应力场强度，即其应力的大小和状态。

7.1.2　S-N曲线方法不能预估裂纹的扩展速率和剩余疲劳寿命，对已经发现了裂纹的结构的疲劳寿命评估，需用断裂力学的方法。

7.1.3　对于海洋工程钢结构的疲劳寿命，一般取为当贯穿裂纹出现时对应的循环次数，该寿命包括了裂纹的起始寿命和裂纹的扩展寿命。

7.1.4　对于目前海洋工程钢结构物的疲劳寿命评估，在推荐采用基于S-N曲线方法的同时，断裂力学方法可以用做疲劳寿命评估的一个补充方法。如出现以下情况时，可以考虑采用断裂力学评估的方法：

(1) 当评估发生了裂纹并测量了裂纹大小的节点的适用性时，并且当该节点的裂纹难以修复或者修复费用昂贵，因此需要决定是否修复或者不修复时。这时根据断裂力学评估的结果，可能会给出三种选择中的一种：立即修复、暂不修复但需加强观测，或者不需修复；

(2) 在设计中当节点很特殊从而无法找到与之相对应的标准S-N曲线类别或者当节点受到多分量、复杂的应力集中时。对这些特殊情形，CCS可能需要额外的基于断裂力学的方法对该节点进行分析；

(3) 当制订或者修改在位检修计划时；

(4) 当对旧的结构进行剩余疲劳寿命评估时。

7.1.5　本章的目的是给出基于断裂力学的疲劳评估方法的基本信息，而通过这些信息进行的疲劳寿命预报具体步骤在本章第3节给出，对于更详细的相关论述，可以参考国际公认的有关标准，如BS 7910《熔焊结构缺陷的可接受性评价方法指南》等。

第2节　裂纹扩展模型

7.2.1　帕里斯(Paris)公式

疲劳强度的断裂力学分析基于裂纹扩展数据。对于线弹性中心裂纹体的裂纹扩展，裂纹扩展速率 da/dN 与裂纹尖端应力强度因子范围ΔK之间有着下述的普遍关系，也称为帕里斯(Paris)公式：

$$\frac{da}{dN} = C\left(\Delta K\right)^m \tag{7.1}$$

式中：N —— 应力循环次数；

a —— 裂纹的深度，并且是N的函数；

C —— 帕里斯系数，即该对数直线在log(da/dN)轴上的截距；

m —— 通过裂纹扩展数据得到的指数（也即为该对数直线的斜率）；

ΔK —— 应力强度因子范围，等于$Y\left(a\right)S\sqrt{\pi a}$，其中$Y$($a$)为几何函数，$S$为应力范围。

上述公式也适用于平板裂纹沿长度方向的扩展计算，此时a取为裂纹长度的一半，此时C、m、ΔK应取为裂纹沿长度方向扩展相对应的量。

7.2.2 帕里斯公式参数C和m的确定

帕里斯公式参数C和m取决于材料和所施加的载荷情况，例如裂纹扩展试验中的应力比、环境、加载频率和加载波形。无论何时，都要尽可能得到最接近结构服役状态时材料的C和m数据。当对环境的影响不确定时，也应该得到与实际环境相吻合的数据。如果已有数据已经足够得到C值，那么所选择的C值应该是da/dN的平均值再加上两倍的标准差。当无法得到C和m的数据时，那么应该根据相关的已发表数据选择合适的C和m值。

关于C和m的更详细论述，可参考国际公认的有关标准，如BS 7910《熔焊结构缺陷的可接受性评价方法指南》等。

第3节 裂纹扩展寿命预报

7.3.1 应力循环和裂纹深度的关系

分析目标是得到失效时的循环次数，或者是给定寿命时的裂纹尺寸。在进行这种分析时，假定了实际缺陷是一种尖端裂纹。

当裂纹从初始深度a_i扩展到深度a时所需要的循环次数可由下式得到：

$$NS^m = \frac{1}{C}\int_{a_i}^{a} \frac{1}{\left[Y\left(x\right)\right]^m \left(\pi x\right)^{m/2}} dx \tag{7.2}$$

当裂纹深度达到临界深度a_c时，就认为结构失效，这时对应的循环数N为失效的循环数。

注意到式(7.2)与第2章的S-N曲线形式($NS^m = K$)一致。疲劳强度系数K就等于式(7.2)的右侧部分。这个关系对于第5章的简化疲劳评估方法很有作用。

7.3.2 初始裂纹尺寸的确定

断裂力学方法对初始裂纹尺寸的值非常敏感。这个初始裂纹尺寸的精度取决于建造中检测缺陷的无损检测技术的精度。

在设计中，必须假设一个初始的裂纹尺寸。而这个尺寸对每个个案都要重新估计，并要考虑到不同焊缝，不同的结构几何以及检验精度对初始裂纹尺寸的影响。对位于焊缝区和母材过渡区的表面裂纹，在没有其他可靠数据的情况下，可以假设其初始裂纹尺寸为0.5mm。

第4节　基于断裂力学的疲劳评估中可能的失效模式

7.4.1 应根据已有的工程经验来选择确定最终失效裂纹尺寸a_c值。在做判断之前必须考虑下面的各种可能失效模式：

（1）不稳定的脆性断裂；

（2）剩余截面的屈服；

（3）泄漏；

（4）应力腐蚀；

（5）结构不稳定；

（6）蠕变。

第5节　确定几何函数

7.5.1 有多种方法可以定义几何函数$Y(a)$，包括直接分析的方法或者利用已经得到工程界认可的已有结果。在提交疲劳评估报告时，应提交用于说明分析方法正确性的相关文档，或者提供已经发表的基于断裂力学分析方法得到的几何函数$Y(a)$，通常建议在选择几何函数时要偏于保守进行选择。

第8章　疲劳寿命的改善措施

第1节　概　　述

8.1.1　对于裂纹最有可能在焊根处发生并扩展的结构节点，对焊趾的任何改善都不会提高整个结构节点的疲劳寿命。因此，本章下述疲劳强度改善措施均针对那些焊根处不是疲劳裂纹最可能发生部位的结构节点。但是除了本章第2节的焊缝外形修整以外，本章第3节至第5节中的疲劳强度改善措施对疲劳寿命的贡献不能累加计算。

8.1.2　相关的焊后处理方法和流程可以参考国际焊接学会的有关要求。

第2节　焊缝外形修整

8.2.1　在本节中焊缝外形修整是指采用打磨或者机加工的方式得到的焊缝外形。通常所说的焊接过程中的焊缝外形质量控制是不能视作有效地提高疲劳强度的一种方法。

8.2.2　在设计过程的疲劳强度计算中，如果焊缝经打磨或机加工后的圆弧半径约为板厚的一半，那么在第2章2.5.9中的厚度修正指数可以减小为0.15（包括管节点和非管节点）。

8.2.3　当焊缝外形采用打磨或者机加工并且外形满足本节的要求后，该结构节点的用于疲劳计算的应力可按下式进行折减：

$$\sigma_{reduced} = \sigma_m \cdot \alpha + \sigma_b \cdot \beta \tag{8.1}$$

式中：$\sigma_{reduced}$——计算点折减后的用于疲劳计算的应力；

σ_m——计算点的膜应力分量；

σ_b——计算点的弯曲应力分量；

α——膜应力分量折减系数，$\alpha=0.47+0.17(\tan\varphi)^{0.25}(T/R)^{0.5}$；

β——弯曲应力分量折减系数，$\beta=0.60+0.13(\tan\varphi)^{0.25}(T/R)^{0.5}$；

式中的T、R和φ 见图8.2.3。

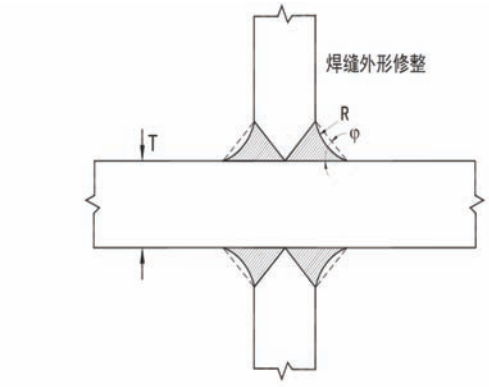


图8.2.3 打磨或机加工的焊缝外形修整参数示意图

8.2.4 对结构节点的焊缝外形修整不改变该节点的分类，也即折减后应力 $\sigma_{reduced}$ 应与该节点未进行焊缝外形修整前节点分类所对应的同一条S-N曲线配合使用。

8.2.5 此外，如果对焊趾进行打磨(参见本章第3节)则还可以进一步提高疲劳寿命，但是通过打磨对焊缝外形进行控制和对焊趾打磨两种打磨手段处理后的疲劳强度提高因子应不大于2。

第3节 焊 趾 打 磨

8.3.1 当对焊趾进行打磨并且低于任何可见切口时，则可按照表8.3.1的系数提高评估计算的疲劳寿命。此外，还可将第2章2.5.9中的厚度修正指数减小为0.2(包括管节点和非管节点)，参见图8.3.1。

不同方法对疲劳寿命提高的倍数 **表8.3.1**

改善方法	疲劳寿命的提高倍数
打磨	2
TIG熔修	2
锤击	4

注：① 根据不同的工艺和无损探伤能力，采用疲劳寿命提高方法后最高的S-N曲线为C线；

② 疲劳改善的效果取决于所采用的工具和技能，因此如果工人没有锤击的经验，建议在决定是否使用表中的提高因子之前进行相应结构节点的疲劳对比试验(无锤击和锤击后两组)；

③ 实施了改善措施后的焊接连接的S-N试验数据表明改善措施对高周区域的疲劳寿命提高效果比对低周区域的提高效果更好。因此，实施改善措施后的S-N曲线斜率更缓(*m*值变得更大)。在高周疲劳区域，计算实施改善措施后的焊接连接的疲劳寿命的一种替代方法是采用新的S-N曲线，这些新S-N曲线是基于实施了改善措施后的结构节点试验数据而获得并经CCS同意。

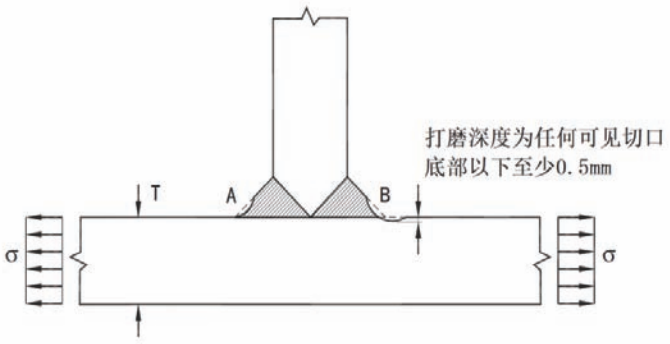


图8.3.1 节点焊趾打磨示意图

8.3.2　将焊趾打磨至与母材表面相切(如图8.3.1中A所示)对疲劳强度的改善非常有限。有效的打磨方式是最好采用旋转式砂轮，将打磨范围扩展到板面以下，以便消除焊趾缺陷的影响，并对打磨区域进行有效的腐蚀防护。这种处理方法是在焊趾处形成一个光顺的凹面，并将任何可见的切口打磨至其底部以下至少0.5mm。通常，产生的凹面的深度应尽可能小，其深度最大为1mm，无论如何，打磨的深度不能超过2mm或者总板厚的7%，取小者。打磨的范围应延伸至高应力区域以外。

8.3.3 应该注意到，如果为达到一个想要的疲劳寿命而采用打磨方式，那么打磨后热点应力的水平将提高。由于打磨，组成疲劳寿命的大部分时间都消耗在疲劳裂纹的形成阶段，但是当裂纹形成后将比没有打磨的结构节点扩展更快。因此，对于计及打磨贡献后疲劳寿命裕度仍不大的节点，在营运期间应给予重点关注，以便在疲劳裂纹对结构整体安全构成威胁前予以发现。

8.3.4 在有些结构中，为了能够采用更高等级的S-N曲线而将焊缝磨平，但这时必须证明焊缝余高被磨平并且磨平后的表面没有缺陷。焊缝的余高可以先采用粗糙一些的打磨工具(如粒度为40-60的粗砂轮)进行打磨，再采用精细的打磨工具进行最终打磨并保证该平面低于焊趾缺陷。最终表面应光滑或抛光且无可视的明显磨痕，表面粗糙度应为R_a= 3.2μm或更高(对于需要涂装的表面，通常建议的粗糙度即为R_a= 3.2μm，最后还应对表面进行磁粉探伤。通常假定进行打磨后的表面已经去除了所有表面缺陷，因此内部的可能缺陷成为是否能够使用高等级S-N曲线的制约因素，故而进行可靠的无损探伤并采用与相应S-N曲线要求的缺陷评判准则就显得十分重要。

8.3.5 在设计阶段，不考虑焊趾打磨对提高疲劳寿命的贡献。设计者应考虑通过其他方式来提高结构节点的疲劳强度或者降低该处的应力范围，而将打磨作为制造过程中或者制造后的一种补充手段。采用打磨方式时，结构节点的打磨标准应该包含打磨范围、光洁度、最终的焊缝形状、打磨工艺和采用的质量标准等，并应清楚的标明在适用的图纸上，且和支持的计算资料一起提交备查，资料中标明所建议的疲劳寿命因子。打磨通常被视为一种制造中可靠而有效的提高结构节点疲劳强度的手段。此外，通过打磨也提高了建造后或者营运中检验的可靠性。

第4节　惰性气体保护钨极焊(TIG)熔修

8.4.1 焊缝的疲劳寿命可以通过惰性气体保护钨极焊(TIG)熔修的方法并按照表8.3.1的系数提高评估计算的疲劳寿命。由于焊接过程以及TIG熔修过程中的一些质量控制的不确定性，该方法不建议在设计阶段采用。

第5节　锤　　击

8.5.1 焊缝的疲劳寿命可以通过锤击的方法并按照表8.3.1的系数来提高评估计算的疲劳寿命。但是应注意以下限制：

(1) 锤击只能用于那些失效后不会导致严重后果的构件；

(2) 应避免压缩过载，因为会破坏锤击形成的残余应力；

(3) 建议先打磨一个导向槽，该槽的大小应适合锤头锤击。锤头应足够小以便能够对焊趾进行锤击。

由于锤击过程中的技能和质量的差异，该方法不建议在设计阶段采用。

CCS

第9章　疲劳寿命的延长

第1节　概　　述

9.1.1　如果计算的疲劳寿命大于总设计疲劳寿命乘以相应的疲劳安全系数，那么结构疲劳寿命延长是可以接受的，并且也满足了正常的设计衡准。否则结构疲劳寿命的延长评估要基于以往服役历史期中的检验结果。这种评估要基于：

(1)　计算的裂纹扩展特性，如作为时间/循环次数的函数的裂纹长度或深度(这依赖于结构节点的类型、载荷形式以及可能的应力重新分布)；

(2)　所采用检验方法的可靠性(对于起始于热点的表面裂纹检验建议采用涡流或者磁粉探伤的方法)，以及距离最后一次检验的时间。

9.1.2　对于经过打磨并且通过了裂纹检测的焊接接头，可以采取以下方法计算疲劳延寿：

(1)　对于焊趾处热点区域，如果打磨深度距离表面约1.0mm并且经过仔细的磁粉探伤没有发现疲劳裂纹，那么热点处的疲劳损伤可以假定重新为0。如果发现有裂纹，则应继续打磨直至裂纹全部消除，如果此时打磨掉的厚度超过了7%的板厚，则应在新的疲劳寿命计算中考虑板厚变薄引起的应力升高。在有些情况下打磨掉的板厚可能超过30%的厚度而需进行焊接修补，这取决于节点的类型、载荷状况以及是否能够接近进行修理；

(2)　应注意到角焊缝中从焊根起始的裂纹无损探伤时几乎无法发现，而且焊根区域也无法通过表面打磨来提高其疲劳寿命；

(3)　应注意当仅对热点区域进行打磨以期重新使其疲劳损伤为零时，其他临近热点且未打磨的区域可能由于遭受动态载荷而已经累积了一定的损伤。此时，需要对此类区域的疲劳损伤进行计算，计算中应考虑与邻近已打磨至无裂纹的热点区域的相关性，并考虑已完成的营运检验的可靠程度。

附录1　S-N曲线疲劳评估中对应的节点分类

第1节　本附录采用的节点分类

A1.1.1本附录的节点类型分为7大类：

（1）非焊接母材；

（2）焊缝基本平行于载荷方向的连续焊缝；

（3）焊缝基本垂直于载荷方向的对接焊缝；

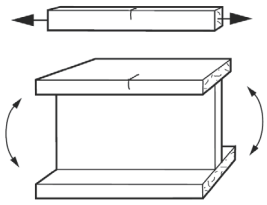
（4）焊于受力构件表面或者侧面的焊接附件；

（5）传递载荷的角焊缝或T型焊缝；

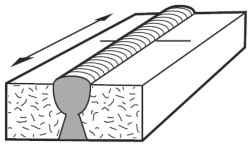
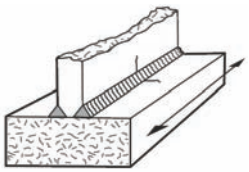
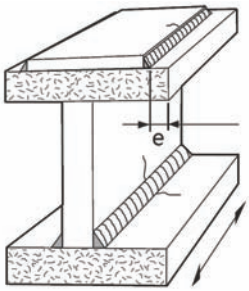
（6）焊接的组合桁材或者圆管上的小附件；

（7）焊接在圆管上的小附件。

类型1 非焊接材料　　表A1.1

类型、失效模式描述与备注	S-N曲线	节点描述	图例和失效模式
1.1 母材			
(a)板和型钢的边缘，该边缘未经火焰切割，无裂纹和切口。	B	对生命期内可能存在应力集中(如点蚀)的构件要慎重采用B曲线，此时，C曲线更合适。	
(b) 情况跟(a)类似，边缘经过火焰切割但是随后经过研磨或者机械加工除掉了所有可见的火焰切割痕。	B	火焰切割的边缘的倒角半径要大于板厚。	
(c) 情况跟(a)类似，边缘经过火焰切割，但是工序要保证切割面不出现裂纹。	C	注意到倒角的存在意味着应力集中的存在，因此设计应力应该为净应力乘以相应的应力集中系数。	
可能的失效模式备注：在普通钢板中，疲劳裂纹一般发生在表面，通常在表面不规则处或横截面的角隅处。在焊接建造中，由于焊接接头的疲劳强度往往低于母材，疲劳失效很少发生在母材中。当钢板上带有铆钉孔或者螺栓孔或其中应力集中区域时，那么疲劳失效通常会始于这些应力集中部位。			

类型2 双面全焊透对接焊缝，焊缝基本平行于载荷方向　　表A1.2

类型、失效模式描述与备注	S-N曲线	节点描述	图例和失效模式
2.1 全熔透焊或部分熔透焊或角焊缝。构件中的母材和焊材没有附件；板和型材由连续焊接而成			
(a) 全熔透焊对接焊缝，并把焊接多余部分打磨至与板平面齐平，最后的打磨痕迹与应力方向平行，焊缝经无损检测没有显著缺陷。	B	焊缝的容许缺陷值应该根据专家意见或者根据断裂力学分析确定。选定的无损检测技术必须至少能够发现焊缝的容许缺陷值。	箭头所示为应力方向 
(b) 自动埋弧焊的对接焊缝或角焊缝，并且在焊缝长度内没有引弧和熄弧点。	C	如果由于意外原因导致在C节点区域产生了引弧和熄弧点，则要采取补救措施以保证在完工后整个焊缝的焊接表面和焊根达到与C节点相同的质量。	
(c) 与(b)类似但是在焊缝长度内有引弧和熄弧点。	D	对于翼板的盖板的端部，参见节点类型6.4。	 *e*是从焊趾到面板边缘的距离，*e*>10mm

可能的失效模式备注：当多余焊接材料被磨平时，疲劳裂纹可能始于焊接缺陷处。当没有做焊后处理时，那么裂纹可能始于引弧和熄弧点，当不存在引弧和熄弧点时，则有可能始于焊接表面的焊波上。

注释：

(1) 垫板

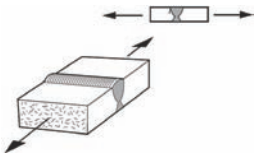
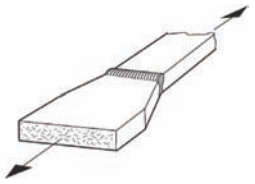
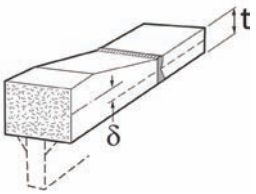
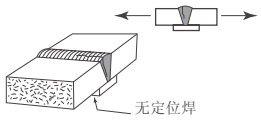
如果这些接头使用了垫板，那么 (i)垫板必须是连续的；(ii)如果垫板是通过焊接方式放置的，那么垫板的焊接也必须符合相关规范的要求(特别是对于定位焊缝，除非是随后把它们打磨掉或者用连续焊覆盖，否则这种定位焊缝会使得该节点变为F类节点，见节点类型6.5)。

(2) 边缘距离

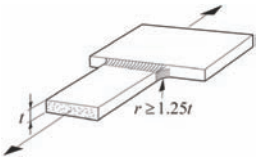
为了防止由于咬边，焊接飞溅或者手工角焊中偶尔摆幅过大(也参见节点类型4中注释)引起的非焊接边缘的局部应力集中，需要限制一个最小的边缘距离。尽管边缘距离可以仅仅限制构件的宽度方向，但是保证其他的非焊接边缘的咬边也非常重要，例如面板或者箱形梁的翼板。如果在这些部位存在咬边，则要随后打磨至光滑。

CCS

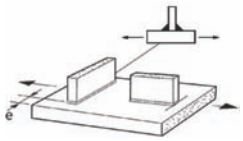
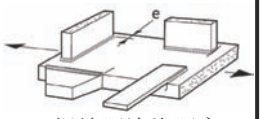
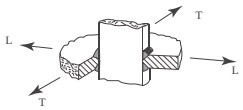
类型3 双面全焊透对接焊缝，焊缝基本垂直于载荷方向　　表A1.3

类型、失效模式描述与备注	S-N曲线	节点描述	图例和失效模式
3.1 两侧等板厚和等宽度板的对接焊缝的焊接金属或者靠近焊缝的母材金属，当板厚、宽度不等时，采取了削斜措施以达到焊缝处板厚、宽度相等，并且削斜的斜度不大于1/4。 注意：这也包括部分横跨构件的焊缝，例如用于临时开孔嵌入补板的对接焊缝。			
(a) 焊缝的余高部分被打磨至板表面齐平，并经无损探伤检验没有明显缺陷。	C	焊缝的容许缺陷值应该根据专家意见或者根据断裂力学分析确定。选定的无损检测技术必须至少能够发现焊缝的容许缺陷值。	
(b) 由手工焊或者非埋弧的自动焊而成的焊缝，并且所有焊道都是平焊。	D	对由埋弧焊或者非平焊位置的焊缝，往往可能具有较差的余高形状，从疲劳强度的观点看，这种焊缝的节点从D降为E。	
(c) 不符合(a)和(b)要求的焊缝。	E	对上述b和c中，受力构件的横截面角隅上的焊趾应该打磨至具有光滑外形。 应该指出通常不允许对遭受疲劳载荷的构件使用阶梯式的厚度过渡方式，但是当厚板的厚度不大于薄板厚度的1.15倍时，则可在焊接时通过焊接外形控制而自动过渡，无须任何机械加工。在宽度方向的阶梯式过渡会导致强度大幅降低(见节点类型3.3)。	 δ 是板的不对中值
3.2 两侧等板厚和等宽度板的带有永久垫板的对接焊缝的焊接金属或者靠近焊缝的母材金属，当板厚、宽度不等时，采取了削斜措施以达到焊缝处板厚、宽度相等，并且削斜的斜度不大于1/4。	F	如果垫板是由角焊缝或者定位焊缝连接到母材上时，那么节点类型降低为G类(见节点类型4.2)。	

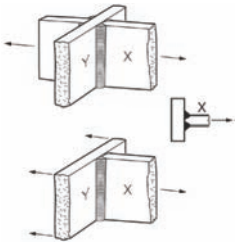
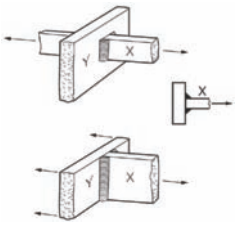
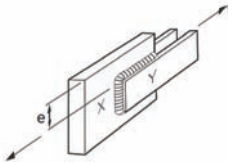
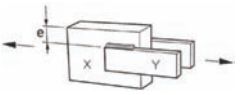
续表A1.3

类型、失效模式描述与备注	S-N曲线	节点描述	图例和失效模式
3.3 两侧宽度不等的板的对接焊缝的焊接金属或者靠近焊缝的两侧母材金属，同时焊缝端部打磨成圆弧半径不小于1.25倍的板厚t。	F2	通常可以通过将较宽一侧进行削斜以避免阶梯式的宽度过渡。应该注意对于这类节点应力集中效果已经计入在这个节点分类中。	
可能的失效模式备注：当仅把焊缝端部的多余焊接材料磨至与板边缘齐平时，疲劳裂纹可能始于焊趾处，因此疲劳强度主要取决于焊缝余高部分的形状。如果焊缝余高部分随后进行了打磨使其与板的表面齐平，那么焊趾处的应力集中就被消除了，这时疲劳强度就取决于焊接缺陷。当焊缝使用了永久垫板时，裂纹往往发生在焊接金属与垫板的结合处。当焊缝为部分熔透焊时(这种工艺不容许在遭受疲劳载荷条件的构件中使用)，疲劳裂纹发生在焊根处。 **设计应力：**当设计节点类型3.1和3.2的对接焊缝时，如果对接接头两端存在偏心，那么计算用的应力应该是考虑偏心效果后的应力值。一个用于考虑板的厚度方向偏心效果的合适方法是将名义应力乘以$(1+3\delta/t)$，其中δ是对接接头的总不对中值，当其中一侧板厚削斜后，那计算板的中面时按没有削斜考虑，并且$(1+3\delta/t)$中的t为更薄一侧的板厚。注意到这相当于采用3.2节和3.4节的SCF公式且取$\delta_0=0$，这是因为此处对磨平的焊缝采用了更高等级的S-N曲线。 对于那些侧向连接的接头，如梁的腹板支撑的面板，则可以不考虑面板间的对接偏心。			

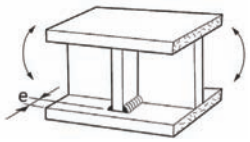
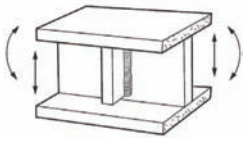
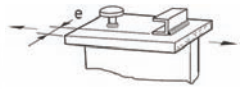
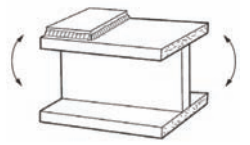
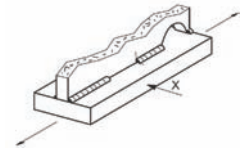
类型4　焊于受力构件表面或者侧面的焊接附件　　表A1.4

类型、失效模式描述与备注	S-N曲线	节点描述	图例和失效模式
4.1 靠近附件与受力构件之间坡口对接焊缝或者角焊缝的焊趾或者端部的母材金属(受力构件上的)，不考虑焊缝与载荷的相对方向，也不考虑焊缝是否是完全环绕附件的连续焊缝。 当附件与受力构件由对接焊缝连接时，对接焊缝应该要增加焊脚高度以使得对接焊缝具有和角接焊缝相似的焊趾外形。			
(a) 附件长度(平行于载荷作用方向)≤150mm并且焊缝距边缘距离≥10mm。	F	随着附件长度增加，更多的载荷被传递到附件中从而使得焊缝端部应力集中系数增加，因此疲劳强度随附件长度增加而降低。	 *e*:焊缝距边缘距离
(b) 附件长度(平行于载荷作用方向)＞150mm并且焊缝距边缘距离≥10mm。	F2		
4.2 位于附件与受力构件之间对接焊缝或者角焊缝的焊趾或者端部的母材金属(受力构件上的)，并且焊缝位于受力构件的角上或者距离受力构件边缘不足10mm，不考虑焊缝与载荷的相对方向，不考虑焊缝是否是完全环绕附件的连续焊缝，也不考虑附件的形状。	G	这个类型对所有尺寸的附件均适用。因此也包括像两条梁上的两块翼板的连接，在这种情况下，可以通过一块过渡板得到等宽度板节点(参见节点类型3.3)以避免使用低的节点的类别。	 *e*:焊缝距边缘距离
4.3 位于一根构件穿过另一受力构件形成的对接焊缝焊趾上的母材金属(受力构件上的)。 注意这个分类不适用于角焊的焊缝(见节点类型5.1b)。但是对于纵向和横向的两个载荷方向都适用(示意图中的T和L 方向)。			
(a) 被穿过构件在平行于载荷方向的长度≤150mm并且焊缝距边缘距离≥10mm。	F		
(b) 被穿过构件在平行于载荷方向的长度＞150mm并且焊缝距边缘距离≥10mm。	F2		
(c) 焊缝距边缘距离＜10mm。	G		
可能的失效模式备注：当焊缝平行于加载方向时，疲劳裂纹通常发生在焊缝端部；当焊缝垂直于加载方向时，疲劳裂纹通常发生在焊趾。当附件是单面焊而不是双面焊时，裂纹也可能始于单面焊缝的焊根处。这些疲劳裂纹然后可能扩展到受力构件上。当焊缝靠近或者位于受力构件的边缘时，焊缝处的应力集中系数增大从而疲劳强度下降，这也是对某些节点类型指定最小边缘距离的原因(参见节点类型2)。			

类型5 传递载荷的角焊缝和T型对接焊缝　　表A1.5

类型、失效模式描述与备注	S-N曲线	节点描述	图例和失效模式
5.1 节点描述 靠近十字或者T型节点的母材金属(示意图中以X表示的构件)。		构件Y可以看作是不承受载荷的焊缝(见节点类型4.1)，注意在这种情况下要考虑焊缝距边缘的距离限制。	
(a) 全熔透焊缝的节点并且构件角隅的任何咬边都被局部打磨后除掉。	F		
(b) 部分熔透焊的节点或者角焊的节点，并且构件角隅的任何咬边都被局部打磨后除掉。	F2	这类节点的疲劳失效往往发生于焊喉处，除非焊接区域足够大(见节点类型5.4)。	
5.2 靠近承载角焊缝焊趾的母材金属，主要是指垂直于载荷方向的构件(示意图中以Y表示的构件)。		构件X中的应力应该是假设构件X的有效宽度等于构件Y的宽度而计算得到。	 *e*:焊缝距边缘距离
(a) 焊缝距边缘距离≥10mm。	F2	这个类型同样也适用于仅有纵向焊缝的情况。	
(b) 焊缝距边缘距离＜10mm。	G		
5.3 位于承载角焊缝端部的母材金属，其中角焊缝主要是平行于载荷方向。焊缝的端部位于板的边缘(示意图中以Y表示的构件)。	G		 *e*:焊缝距边缘距离
5.4 由角焊缝或者部分熔透焊缝组成的承载焊缝的焊接金属，焊缝可以平行或者垂直于载荷方向(基于最小焊喉面积处的名义剪应力结果)。	W	这类节点包括承受脉动载荷的节点。这时焊缝设计时应该假设载荷不是脉动载荷。	
可能的失效模式备注：十字或者T型的全熔透焊接接头的疲劳失效通常始于焊趾处。但对于传递载荷的角焊缝或者部分熔透焊缝，疲劳裂纹可能始于焊趾并扩展到板中或者始于焊根并且扩展到焊缝中。对于焊缝平行于载荷方向的情形，焊缝的失效很少发生，这时疲劳裂纹往往始于焊缝端部并沿垂直于载荷方向扩展进入板中。如果焊缝端部邻近于或者位于受力构件的边缘，而不是位于受力构件的面内，那么会由于应力集中的增大而使得疲劳强度下降。			

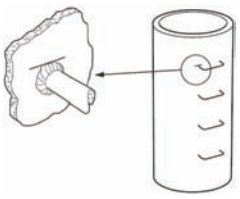
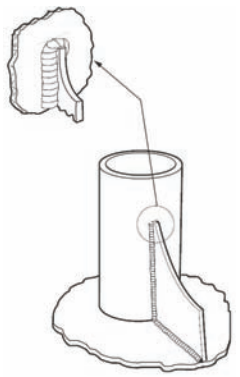
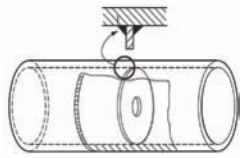
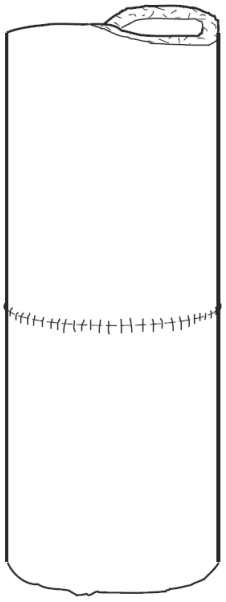
类型6　焊接组合梁上的焊缝(包括其上的小附件)　　表A1.6

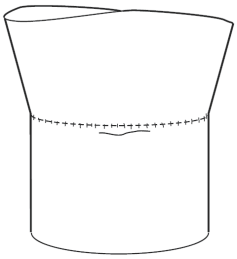
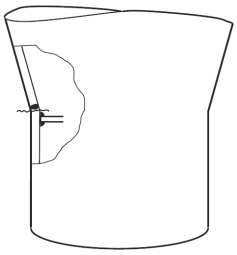
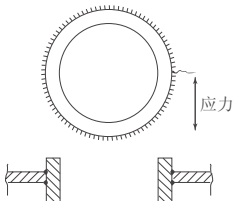
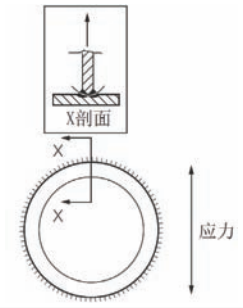
类型、失效模式描述与备注	S-N曲线	节点描述	图例和失效模式
6.1 位于连接梁的面板和加强筋或横隔板的焊缝焊趾处的母材金属。		距边缘距离指的是距离非焊接自由边距离。在焊接组合梁中，就不是指焊接的腹板的边缘，而仅仅是面板的自由边缘。关于定义距边缘距离的原因参见节点类型2。	
(a) 焊缝距边缘距离≥10mm(见类型4.2)。	F		
(b) 焊缝距边缘距离<10mm(见类型4.2)。	G		
6.2梁的腹板和加强筋或横隔板之间焊缝端部附近的母材金属，并且梁遭受弯曲和剪切作用。	E	这个类别可以包括腹板上所有附件的焊缝端部。	
6.3 邻近梁上剪力件焊缝的母材金属。			
(a) 焊缝距边缘距离≥10mm(见类型4.2)。	F		
(b) 焊缝距边缘距离<10mm(见类型4.2)。	G		
6.4 梁面板与面板上的部分长度区域内的盖板间的端部焊缝附近的母材金属，无论该盖板的端部是方形的还是渐变的，也不管是否有其他焊缝与端部焊缝交叉。	G	这类节点包括了盖板宽度大于梁的面板宽度的情形。但是，这种情形是不推荐使用的。这是因为当盖板宽度大于梁面板宽度后，盖板端部的横向焊缝横跨整个梁的面板，几乎不可避免地会在梁面板的边缘产生咬边，此外，面板和盖板间的纵向焊缝也在面板边缘终止，这也会造成高的应力集中现象。	
6.5 邻近间断焊的端部的母材金属，间断焊如腹板和面板间的间断焊，定位焊等，除非定位焊被随后的连续焊给覆盖掉。	E	这类节点也包括那些没有被随后的连续焊随覆盖的定位焊。这种情况可能出现在定位焊的垫板上。值得注意的是焊接工艺孔的存在会影响节点分类。	 计算应力是X板的应力，如果焊缝承载，见类型5.4
6.5b 同上，但是靠近焊接工艺孔。	F	不再考虑工艺孔的应力集中效应。	

可能的失效模式备注：疲劳裂纹通常始于焊趾处，特别是在焊缝端部、短的周边焊缝和焊缝改变方向处等存在应力集中的焊趾部。当上述位置又靠近或位于板的边缘时(参见节点类型4)，应力集中进一步加剧。

注释：这类节点在很大程度上是可归到类型4中的。把它们单独归为一类的原因是由于它们主要出现在焊接梁上。当在类型6中提到距边缘距离时，这里的边缘就仅指非焊接的自由边缘。

类型7　圆管构件的焊缝(包括其上的小附件)　　表A1.7

类型、失效模式描述与备注	S-N曲线	节点描述	图例和失效模式
7.1 邻近全熔透节点焊缝趾部的母材金属。	T	在这种情况下，设计应该基于本导则第三章的热点应力法。	
7.2 位于连接附属小附件(在平行于载荷方向的尺度≤150mm)和圆管间焊缝的趾部母材金属。	F		
同上，但是附属小附件在平行于载荷方向的尺度>150mm。	F2		
7.3 连接节点板和圆管的全熔透焊缝或者角焊缝(但是一般要求全熔透焊)。	F	注意设计应力应该包括焊缝端部的任何局部弯曲应力。	
	W	对于在角焊缝的焊喉处失效的情形。	
7.4位于连接圆管和加强筋或横隔板等附件的焊缝趾部的母材金属。	F	设计应力应该包括附属构件整体形状所引起的应力集中效应	
7.5 靠近圆管间环状对接焊缝趾部的母材金属。		在设计这类节点时，设计应力要包括由于厚度变化或者装配误差等引起的应力集中。	
(a) 焊缝从两侧焊，并且焊缝余高被打磨至与圆管表面齐平，同时焊缝经无损探伤检测后无明显缺陷。	C	焊缝的容许缺陷值应该根据专家意见或者根据断裂力学分析确定。选定的无损检测技术必须至少能够发现焊缝的容许缺陷值。	
(b) 焊缝从两侧焊。	E		
(c) 焊缝从一侧焊，背面有永久垫板。	F		
(d) 焊缝从一侧焊，背面无永久垫板，但假设是全熔透焊。	F2	通常不允许对遭受疲劳载荷的构件使用阶梯式的厚度过渡方式，但是当厚管的厚度不大于薄管厚度的1.15倍时，则可在焊接时通过焊接外形控制而自动过渡，无须任何机械加工。	

类型、失效模式描述与备注	S-N曲线	节点描述	图例和失效模式
7.6 靠近圆管与锥形管间对接焊缝趾部的母材金属。	C E F F2	分类和应力跟上述节点类型7.5相同，但是计算的应力必须考虑由于节点整体形状变化产生的应力集中效应。	
7.7 靠近应力集中区域的连接小附件和圆管间的开坡口对接焊缝或者角焊缝的趾部的母材金属(在受力构件侧)。	F F2	节点为F或F2类取决于附件的长度(参见节点分类4.1)，并且计算应力要包括由于节点整体形状变化引起的应力集中。	
7.8 邻近环绕圆管构件的全熔透焊缝(特别是垂直于载荷作用方向)的母材金属或者焊缝的焊材金属本身。一般都要求采用全熔透焊缝。	D	在这种情形下，计算应力应该包括节点整体形状变化引起的应力集中。	
7.9环绕圆管构件的部分熔透焊缝或者角焊缝(特别是垂直于载荷作用方向)焊材金属或者附近的母材金属。	W	在这种情形下，计算应力应该包括节点整体形状变化引起的应力集中。	

附录2　管节点应力集中系数参数公式

第1节　概　　述

2.1.1　基于物理模型试验和有限元模型，人们得到了一系列的管节点应力集中系数参数公式[1-6]。

第2节　简单管节点

2.2.1　对简单管节点，已有很多机构和个人对各个系列的参数公式在精度、保守程度以及适用范围等方面进行了对比分析研究，其中著名的有API资助的爱迪生焊接试验室研究报告[7]以及英国健康安全环境委员会资助的劳氏船级社的研究报告[8]。

2.2.2　爱迪生焊接试验室的研究报告的主要结论是埃弗蒂米乌(Efthymiou)公式[2]和劳氏设计公式[8]在一致性和覆盖范围方面比起其他系列公式具有显著的优势。当讨论劳氏SCF公式时，最重要的是要分清楚劳氏两类不同的SCF公式：

(1) 根据1988年有机玻璃模型试验结果数据库得到的平均应力集中系数公式；

(2) 用(1)相同数据库根据平均值减去一倍标准偏差后得到的设计应力集中系数公式；

当爱迪生焊接试验室用最新的应力集中系数数据库来对公式进行评估时，发现劳氏的平均应力集中系数公式通常都低估了应力集中系数并没有通过英国健康安全环境委员会的评估准则。因此，在设计中不推荐使用平均应力集中系数公式。爱迪生焊接试验室的研究报告的另一个主要结论是如果将不同系列的公式进行混合搭配使用将出现不协调问题，因此不建议使用。在劳氏的设计公式中由于采用了不同的分项系数已经出现了不协调的问题，但是该问题不显著。

2.2.3　对于API RP 2A-WSD以前版本采用的阿尔法-科洛哥(Alpha-Kellogg)公式[9]，有研究表明该公式给出的SCF在参数的较大范围内通常要比Efthymiou公式和劳氏公式要低。也许Alpha-Kellogg公式最大的缺点是其SCF公式与 β 无关，这一点虽然与K节点和多平面节点的特性相近，但却与T、Y和X节点的试验结果以及有限元分析结果不符。另外，Alpha-Kellogg公式隐含着弦管的SCF与 $\sqrt{\gamma}$ 成正比，但是从试验结果等观察发现弦管的SCF与 γ 本身成正比。Alpha-Kellogg公式的一个优点是它的简洁。

2.2.4　劳氏船级社的对比分析表明，Efthymiou公式与经过筛选的SCF数据库吻合良好，误差为10-25%且在偏于保守一侧。Efthymiou公式基本能够通过英国健康安全环境委员会的评估准则，除了对于承受平衡轴向载荷的K节点外。但对这一特例的进一步分析表明Efthymiou公式应认为满足对该K节点的SCF计算，尤其是对于弦管侧，Efthymiou公式与数据库吻合度最高(COV=19%)并且在偏于保守侧有一个19%的偏差。与数据库吻合度第二高的是劳氏设计公式(COV=21%)且在偏于保守侧有一个41%的偏差。英国健康安全环境委员会的评估准则有意地偏好保守的公式而抵制那些低估SCF的公式。这正是Efthymiou公式与数据库吻合最好且偏于保守一侧却仍然没有通过英国健康安全环境委员会的评估准则的关键原因[10]。

2.2.5 除了对于承受轴向载荷以及在支管冠点侧承受面内弯曲的T/Y节点外，劳氏公式基本能够通过英国健康安全环境委员会的评估准则。造成这一例外的原因可能是丙烯酸模型和钢质结构在T/Y节点支管冠点处应力集中的系统偏差导致的[10]。

2.2.6 对于简单管节点，推荐采用Efthymiou公式。因为该系列公式对所有节点类型和支管载荷类型都能给出最好或者较好的吻合度，此外，该公式也在API RP 2A-WSD(2007)中推荐采用[11-12]。

第3节 多平面管节点

2.3.1 对多平面管节点的通常处理方式是假设各个平面间的管节点互不影响，从而当成简单管节点计算。但是，在有些情况下，不同平面间的管节点相互影响很严重，这种相互影响会使得管节点的应力集中系数发生很大改变。这时可以考虑采用合适的方法来计算，例如Efthymiou推荐的参数公式[2]。

第4节 搭接管节点

2.4.1 搭接管节点的应力集中系数公式也已经由Efthymiou推荐给出[2]。但是由于实际实测数据过少，搭接管节点的应力集中系数参数公式还没有得到验证。

第5节 加强管节点

2.5.1 环状加强管节点的应力集中系数公式也已基于有机玻璃的模型试验结果给出[13-14]。该公式对加强管节点的弦管和支管相交处的应力集中系数以等效的非加强管节点形式给出，并且同时给出了加强环内侧的应力集中系数[13-14]。

第6节 埃弗蒂米乌(Efthymiou)公式及其适用范围

2.6.1 表A2.1到表A2.4给出了Efthymiou公式，注意到Efthymiou公式的适用范围如下：

$$\begin{aligned} 0.2 &\leqslant \beta \leqslant 1.0 \\ 0.2 &\leqslant \tau \leqslant 1.0 \\ 8.0 &\leqslant \gamma \leqslant 32 \\ 4.0 &\leqslant \alpha \leqslant 40 \\ 20^\circ &\leqslant \theta \leqslant 90^\circ \\ -\frac{0.6\beta}{\sin\theta} &\leqslant \zeta \leqslant 1.0 \end{aligned} \tag{A2.1}$$

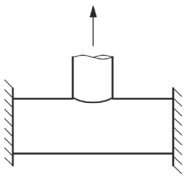
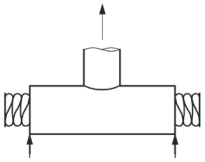
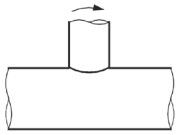
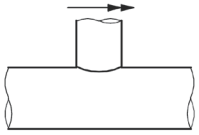
当实践中的一个或者多个参数超出了上述范围，则应采取以下计算方法：

(1) 采用实际的参数代入公式中计算得一套SCF；

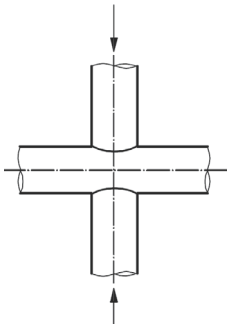
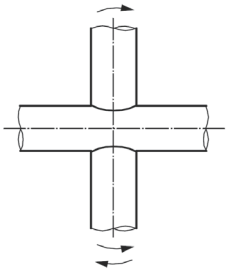
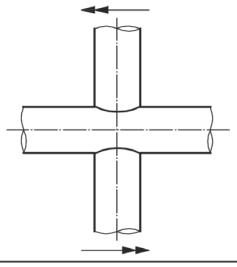
(2) 采用公式(A2.1)中的极值计算得一套SCF；

(3) 在疲劳分析中取上述(1)和(2)的最大值。

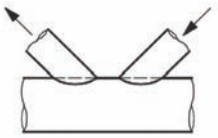
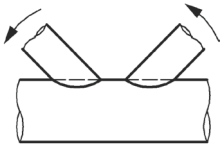
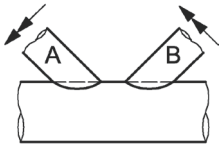
T/Y型管节点的SCF公式 **表A2.1**

端部约束和支管载荷	SCF公式
弦管两端刚固 支管受轴向力 	弦管鞍点： $C_{CS}=F_1C_{T1}\quad C_{T1}=\gamma\tau^{1.1}\left[1.11-3(\beta-0.52)^2\right]\sin^{1.6}\theta$ 弦管冠点： $C_{CC}=C_{T2}\quad C_{T2}=\gamma^{0.2}\tau\left[2.65+5(\beta-0.65)^2\right]+\tau\beta(0.25\alpha-3)\sin\theta$ 支管鞍点： $C_{BS}=F_1C_{T3}\quad C_{T3}=1.3+\gamma\tau^{0.52}\alpha^{0.1}\left[0.187-1.25\beta^{1.1}(\beta-0.96)\right]\sin^{(2.7-0.01\alpha)}\theta$ 支管冠点： $C_{BC}=C_{T4}\quad C_{T4}=3+\gamma^{1.2}\left[0.12\exp(-4\beta)+0.011\beta^2-0.045\right]+\beta\tau(0.1\alpha-1.2)$
弦管受通常边界条件，支管受轴向力 	弦管鞍点： $C_{CS}=F_2C_{T5}\quad C_{T5}=C_{T1}+C_1(0.8\alpha-6)\tau\beta^2(1-\beta^2)^{0.5}\sin^2 2\theta$ 弦管冠点： $C_{CC}=C_{T6}\quad C_{T6}=\gamma^{0.2}\tau\left[2.65+5(\beta-0.65)^2\right]+\tau\beta(C_2\alpha-3)\sin\theta$ 支管鞍点： $C_{BS}=F_2C_{T3}$，C_{T3}见上 支管冠点： $C_{BC}=C_{T7}\quad C_{T7}=3+\gamma^{1.2}\left[0.12\exp(-4\beta)+0.011\beta^2-0.045\right]+\beta\tau(C_3\alpha-1.2)$
面内弯矩 	弦管冠点： $C_{CC}=C_{T8}\quad C_{T8}=1.45\beta\tau^{0.85}\gamma^{(1-0.68\beta)}\sin^{0.7}\theta$ 支管冠点： $C_{BC}=C_{T9}\quad C_{T9}=1+0.65\beta\tau^{0.4}\gamma^{(1.09-0.77\beta)}\sin^{(0.06\gamma-1.16)}\theta$
面外弯矩 	弦管鞍点： $C_{CS}=F_3C_{T10}\quad C_{T10}=\gamma\tau\beta(1.7-1.05\beta^3)\sin^{1.6}\theta$ 支管鞍点： $C_{BS}=F_3C_{T11}\quad C_{T11}=\tau^{-0.54}\gamma^{-0.05}(0.99-0.47\beta+0.08\beta^4)\times C_{T10}$
	短弦管修正系数（$\alpha<12$）: $F_1=1-(0.83\beta-0.56\beta^2-0.02)\gamma^{0.23}\exp(-0.21\gamma^{-1.16}\alpha^{2.5})$ $F_2=1-(1.43\beta-0.97\beta^2-0.03)\gamma^{0.04}\exp(-0.71\gamma^{-1.38}\alpha^{2.5})$ $F_3=1-0.55\beta^{1.8}\gamma^{0.16}\exp(-0.49\gamma^{-0.89}\alpha^{1.8})$ 式中：$\exp(x)=e^x$
	弦管端部约束系数：C $0.5\leqslant C\leqslant 1.0$ (典型地 $C=0.7$) $C_1=2(C-0.5)$；$C_2=C/2$；$C_3=C/5$

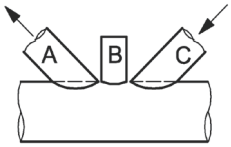
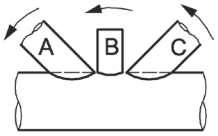
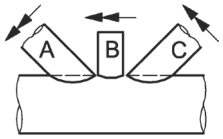
X型管节点的SCF公式 **表A2.2**

支管载荷	SCF 公式
平衡的轴向力 	弦管鞍点： $C_{CS}=C_{X1}$ $C_{X1}=3.87\gamma\tau\beta\left(1.10-\beta^{1.8}\right)\sin^{1.7}\theta$ 弦管冠点： $C_{CC}=C_{X2}$ $C_{X2}=\gamma^{0.2}\tau\left[2.65+5\left(\beta-0.65\right)^2\right]-3\tau\beta\sin\theta$ 支管鞍点： $C_{BS}=C_{X3}$ $C_{X3}=1+1.9\gamma\tau^{0.5}\beta^{0.9}\left(1.09-\beta^{1.7}\right)\sin^{2.5}\theta$ 支管冠点： $C_{BC}=C_{X4}$ $C_{X4}=3+\gamma^{1.2}\left[0.12\exp\left(-4\beta\right)+0.011\beta^2-0.045\right]$
具有短弦管从而端部刚度较大的节点($\alpha<12$)，弦管和支管的鞍点的SCF应乘以短弦管修正系数F_1或F_2以进行适当的折减。系数F_1用于弦管两端固定，F_2用于弦管两端铰支。 如弦管两端完全自由，则弦管和支管的鞍点的SCF可显著增加，粗略计算可乘以系数($1/F_2$)以放大SCF，但是推荐采用有限元直接分析。 F_1和F_2 见表A2.1。	
面内弯矩(平衡或非平衡) 	弦管冠点： $C_{CC}=C_{T8}$ 见表A2.1 支管冠点： $C_{BC}=C_{T9}$ 见表A2.1
面外弯矩(平衡) 	弦管鞍点： $C_{CS}=C_{X5}$ $C_{X5}=\gamma\tau\beta\left(1.56-1.34\beta^4\right)\sin^{1.6}\theta$ 支管鞍点： $C_{BS}=C_{X6}$ $C_{X6}=\tau^{-0.54}\gamma^{-0.05}\left(0.99-0.47\beta+0.08\beta^4\right)\times C_{X5}$
具有短弦管($\alpha<12$)且端部带有隔板或者环向加强筋的节点，弦管和支管的鞍点的SCF应乘以折减系数F_3以进行适当的折减，F_3见表A2.1。 如弦管两端完全自由，则弦管和支管的鞍点的SCF可显著增加，粗略计算可乘以系数($1/F_3$)以放大SCF，但是推荐采用有限元直接分析。	

搭接或非搭接的**K**型管节点的SCF公式　　表**A2.3**

支管载荷	SCF 公式
平衡的支管轴向力 	弦管： $C_C = C_{K1}$ $C_{K1} = \left[\tau^{0.9}\gamma^{0.5}\left(0.67-\beta^2+1.16\beta\right)\sin\theta\right]\left(\frac{\sin\theta_{max}}{\sin\theta_{min}}\right)^{0.30}\times\left(\frac{\beta_{max}}{\beta_{min}}\right)^{0.30}$ $\times\left[1.64+0.29\beta^{-0.38}\arctan\left(8\zeta\right)\right]$ 支管： $C_B = C_{K2}$ $C_B = C_{K2}$ $C_{K2} = 1+C_{K1}\left(1.97-1.57\beta^{0.25}\right)\left(\tau^{-0.14}\sin^{0.7}\theta\right)$ $+\left[K\beta^{1.5}\gamma^{0.5}\tau^{-1.22}\sin^{1.8}\left(\theta_{max}+\theta_{min}\right)\right]\times\left[0.131-0.084\arctan\left(14\zeta+4.2\beta\right)\right]$ 式中： C=0适用于间隙节点 C=1适用于贯穿节点 C=0.5适用于搭接节点 注意到τ,β,θ以及名义应力与所考虑支管有关。 arctan为被求值的反正切函数，以弧度表示。
非平衡的面内弯矩 	弦管冠点： ① 对非搭接节点或者搭接区域长度小于等于30% 的接触长度： $C_{CC} = C_{T8}$　见表A2.1 ② 当搭接区域长度大于30% 的接触长度： $C_{CC} = 1.2C_{T8}$　见表A2.1 支管冠点： ① 非搭接节点：$C_{BC} = C_{T9}$　见表A2.1 ② 搭接节点：$C_{BC} = C_{T9}\times\left(0.9+0.4\beta\right)$　见表A2.1
非平衡的面外弯矩  (支管A和B的名称不取决于几何形状，由使用者自己命名)	与支管A相邻的弦管鞍点： $C_{CS} = F_4 C_{K4}$ $C_{K4} = C_{T10,A}\left[1-0.08\left(\beta_B\gamma\right)^{0.5}\exp\left(-0.8x\right)\right]$ $+C_{T10,B}\left[1-0.08\left(\beta_A\gamma\right)^{0.5}\exp\left(-0.8x\right)\right]\times\left[2.05\beta_{max}^{0.5}\exp\left(-1.3x\right)\right]$ 式中： $x = 1+\frac{\zeta\sin\theta_A}{\beta_A}$ $C_{T10,A}$ 和 $C_{T10,B}$ (见表A2.1) 分别采用支管A和B的参数计算 支管A的鞍点: $C_{BS} = F_4 C_{K5}$　$C_{K5} = \tau^{-0.54}\gamma^{-0.05}\left(0.99-0.47\beta+0.08\beta^4\right)\times C_{K4}$
	短弦管($\alpha<12$)修正系数： $F_4 = 1-1.07\beta^{1.88}\exp\left[-0.16\gamma^{-1.06}\alpha^{2.4}\right]$ 式中: $\exp\left(x\right)=e^x$

KT型管节点的SCF公式 **表A2.4**

支管载荷	SCF 公式
平衡的轴向载荷  	弦管： $C_C = C_{K1}$　见表A2.3 支管： $C_B = C_{K2}$　见表A2.3 式中： 斜支管A和C使用 $\zeta = \zeta_{AB} + \zeta_{BC} + \beta_B$ 中央支管使用$\zeta = \max(\zeta_{AB}, \zeta_{BC})$，即取 ζ_{AB} 和 ζ_{BC} 的大者。
面内弯矩  	弦管冠点： $C_{CC} = C_{T8}$　见表A2.1 支管冠点： $C_{BC} = C_{T9}$　见表A2.1
不平衡的面外弯矩  	邻近斜支管A的弦管鞍点: $C_{CS} = C_{KT1}$ $C_{KT1} = C_{T10,A}\left[1-0.08(\beta_B\gamma)^{0.5}\exp(-0.8x_{AB})\right]\times\left[1-0.08(\beta_C\gamma)^{0.5}\exp(-0.8x_{AC})\right]$ $+ C_{T10,B}\left[1-0.08(\beta_A\gamma)^{0.5}\exp(-0.8x_{AB})\right]\times\left[2.05\beta_{max}^{0.5}\exp(-1.3x_{AB})\right]$ $+ C_{T10,C}\left[1-0.08(\beta_A\gamma)^{0.5}\exp(-0.8x_{AC})\right]\times\left[2.05\beta_{max}^{0.5}\exp(-1.3x_{AC})\right]$ 式中： $x_{AB} = 1+\frac{\zeta_{AB}\sin\theta_A}{\beta_A}$ ； $x_{AC} = 1+\frac{(\zeta_{AB}+\zeta_{BC}+\beta_B)\sin\theta_A}{\beta_A}$ 邻近中央支管B的弦管鞍点: $C_{CS} = C_{KT2}$ $C_{KT2} = C_{T10,B}\left[1-0.08(\beta_A\gamma)^{0.5}\exp(-0.8x_{AB})\right]^{(\beta_A/\beta_B)^2}$ $\times\left[1-0.08(\beta_C\gamma)^{0.5}\exp(-0.8x_{BC})\right]^{(\beta_C/\beta_B)^2}$ $+ C_{T10,A}\left[1-0.08(\beta_B\gamma)^{0.5}\exp(-0.8x_{AB})\right]\times\left[2.05\beta_{max}^{0.5}\exp(-1.3x_{AB})\right]$ $+ C_{T10,C}\left[1-0.08(\beta_B\gamma)^{0.5}\exp(-0.8x_{BC})\right]\times\left[2.05\beta_{max}^{0.5}\exp(-1.3x_{BC})\right]$ 式中： $x_{AB} = 1+\frac{\zeta_{AB}\sin\theta_B}{\beta_B}$ ； $x_{BC} = 1+\frac{\zeta_{BC}\sin\theta_B}{\beta_B}$ 支管鞍点(基于所邻近的弦管的SCF值)： $C_{BS} = C_{KTB}$　$C_{KTB} = \tau^{-0.54}\gamma^{-0.05}\left(0.99-0.47\beta+0.08\beta^4\right)\times C_{CS}$ 其中的 C_{CS} 由所邻近的弦管的SCF式子求得。

参考文献：

[1] HEALY, B.E. and BUITRAGO, J. Extrapolation procedures for determining SCFs in mid-surface tubular joint models. 6th Intl. Symp. on Tubular Structures, Monash University, Melbourne, Australia, 1994.

[2] EFTHYMIOU, M. Development of SCF formulae and generalised influence functions for use in fatigue analysis. Recent Developments in Tubular Joint Technology, Proceedings of Offshore Tubular Joints Conference- OTJ'88, October 1988, London, plus updates.

[3] SMEDLEY, P.A. and FISHER, P. Stress concentration factors for simple tubular joints. Offshore and Polar Engineering Conf., ISOPE-1, Edinburgh, UK, 1991.

[4] POTVIN, A.B. et al. Stress concentration in tubular joints. SPE Journal, August 1977.

[5] WORDSWORTH, A.C. Stress concentration factors at K and KT joints. Fatigue in Offshore Structural Steels, ICE, London, 1981.

[6] MARSHALL, P.W. and LUYTIES, W.H. Allowable stress for fatigue design. Proc. 3rd Intl. Conf on the Behaviour of Offshore Structures, BOSS 1982, Paper S1, 2, MIT Cambridge, Massachusetts, 1982, pp. 3-25.

[7] Edison Welding Institute, Stress Concentration Factors for Tubular Connections. EWI Project No. J7266, March 1995.

[8] Lloyd's Register of Shipping, Stress concentration factors for simple tubular joints. Report OTH 354, Health and Safety Executive, 1997.

[9] KINRA, R.K. and MARSHALL, P.W. Fatigue Analysis of the Cognac Platform. J. Petroleum Technology, Paper SPE 8600, March 1980.

[10] ISO 19902, Petroleum and natural gas industries —Fixed steel offshore structuresn(2007).

[11] MARSHALL, P.W., BUCKNELL, J. and MOHR, W.C. Background to New API fatigue provisions. Proc. 38th Offshore Technology Conf. Paper OTC 17295, Houston, May 2005.

[12] API, Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms—Working Stress Design (with ERRATA AND SUPPLEMENT 3, OCTOBER 2007).

[13] SMEDLEY, P.A. and FISHER, P. A Review of Stress Concentration Factors for Complex Tubular Joints, Integrity of Offshore Structures Conference, Glasgow, 1990.

[14] SMEDLEY, P.A. and FISHER, P. Stress Concentration Factors for Ring stiffened Tubular Joints, Fourth International Symposium on Tubular Structures, Delft, 1991.

附录3　带有加强的开孔的应力集中系数

第1节　带有加强的圆孔的应力集中系数

3.1.1　概述

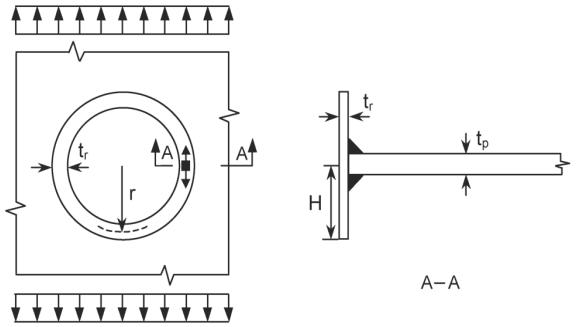
（1）带有贯穿圆管的圆孔的应力集中系数（SCF）见图A3.1-A3.15。

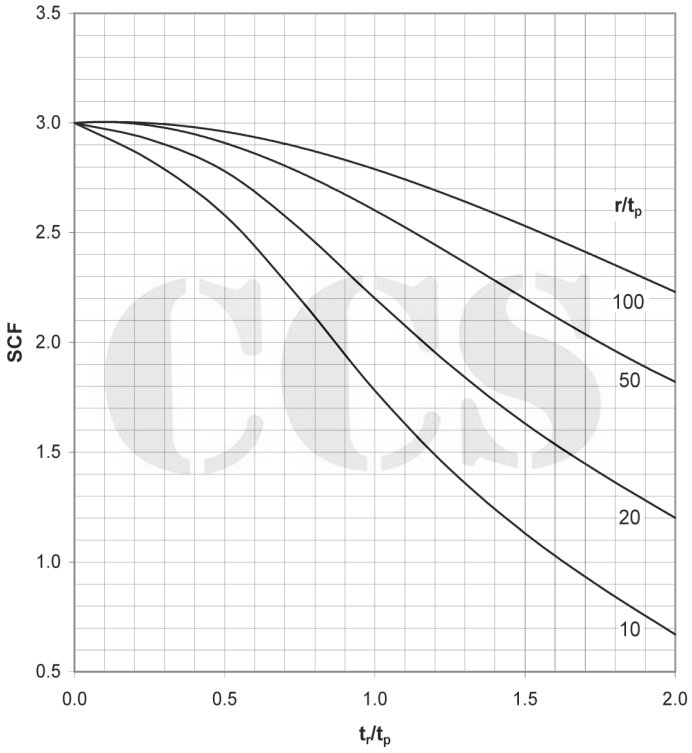
（2）带有环形加强的开孔的SCF见图A3.16-A3.20。

（3）带有双面环形加强的开孔的SCF见图A3.21-A3.24。

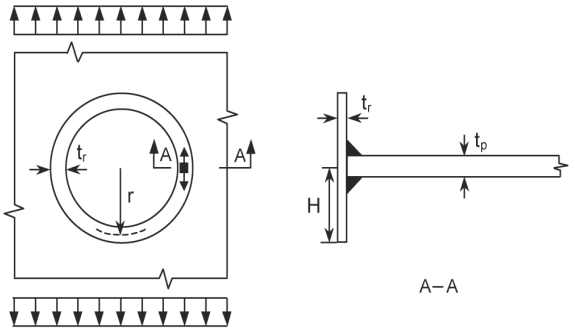
（4）本附录图中的SCF值也可以用于焊缝的疲劳评估。本指南第3章3.2.5中的式(3.4)中垂直于焊缝的法向应力σ_n和平行于焊缝的剪应力$\tau_{//p}$可根据板上的应力以及相应的*SCF*获得，然后根据式(3.4)获得的总应力范围S与S-N曲线中的W曲线联合计算疲劳损伤。

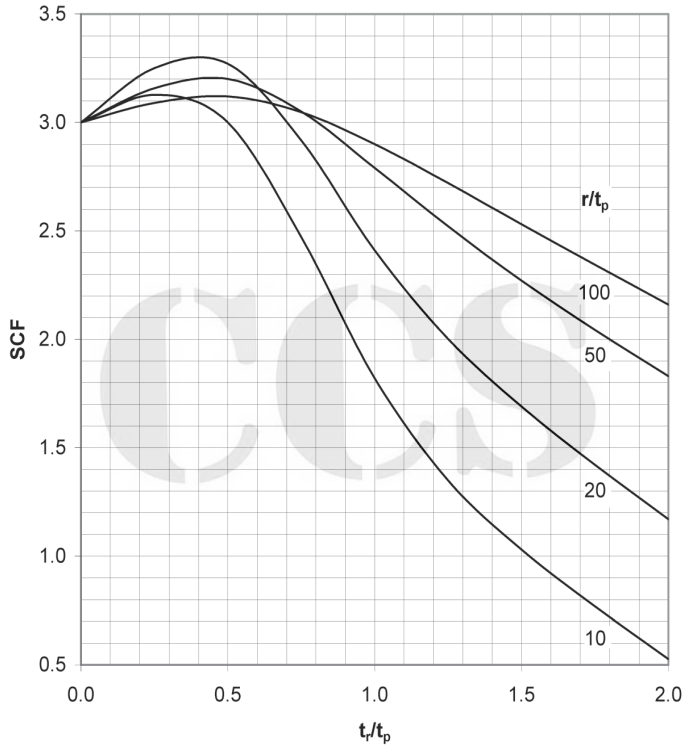
CCS



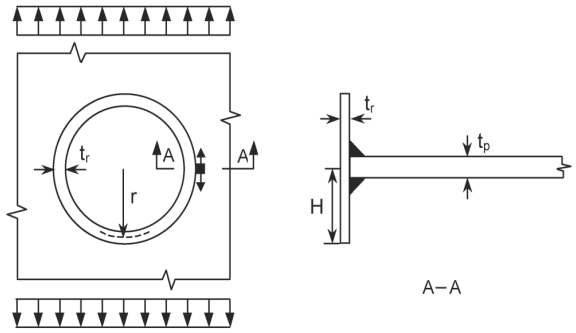


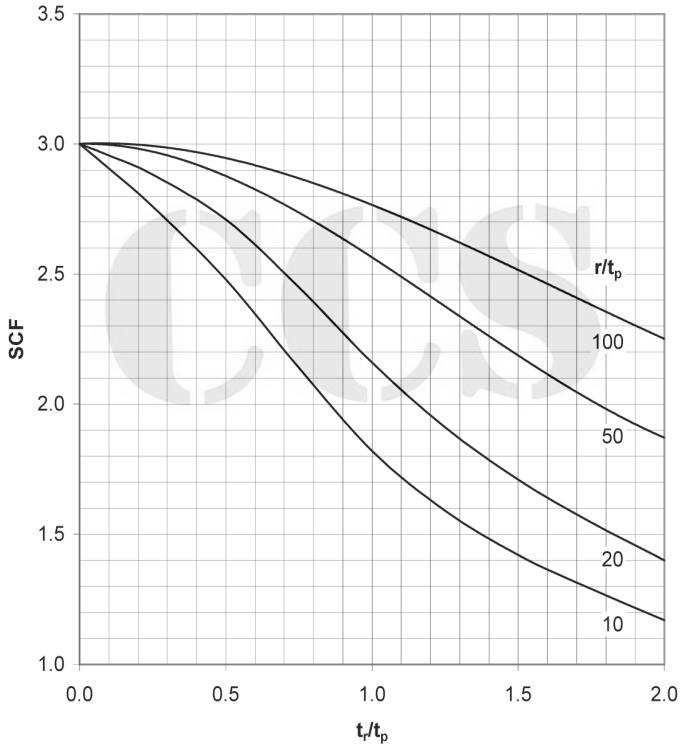
图**A3.1** ***H*/t_r=2**时有嵌入圆管件的开孔处应力集中系数（管件外表面平行于焊缝的应力）



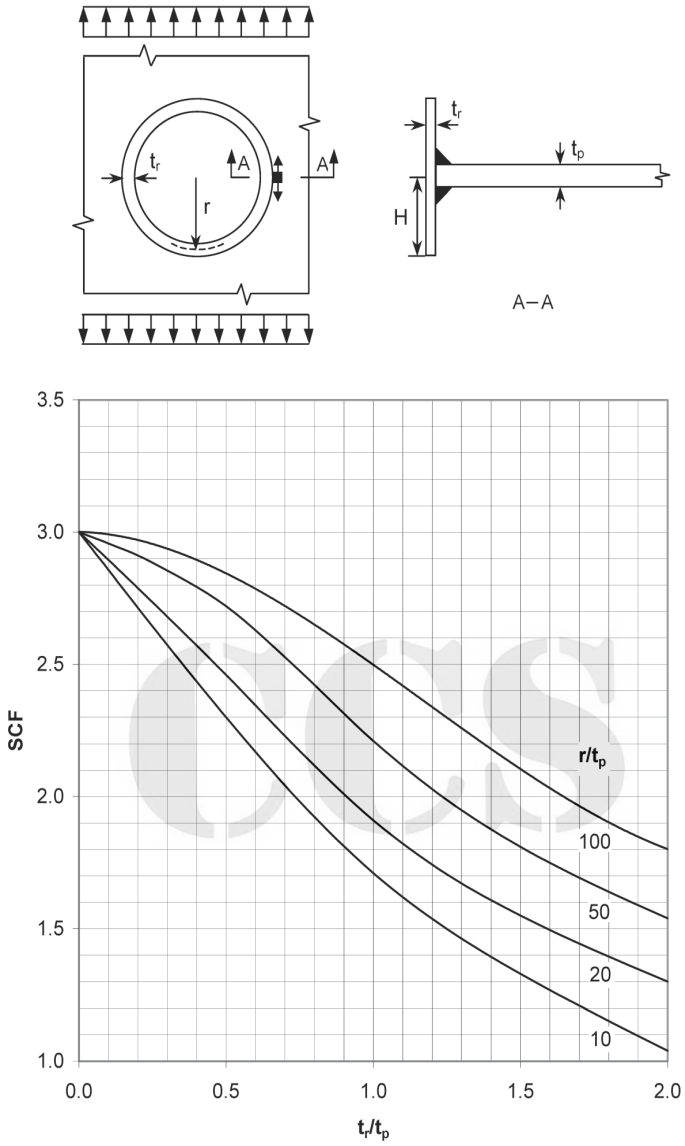


图A3.2 H/t_r=5时有嵌入圆管件的开孔处应力集中系数(管件外表面平行于焊缝的应力)

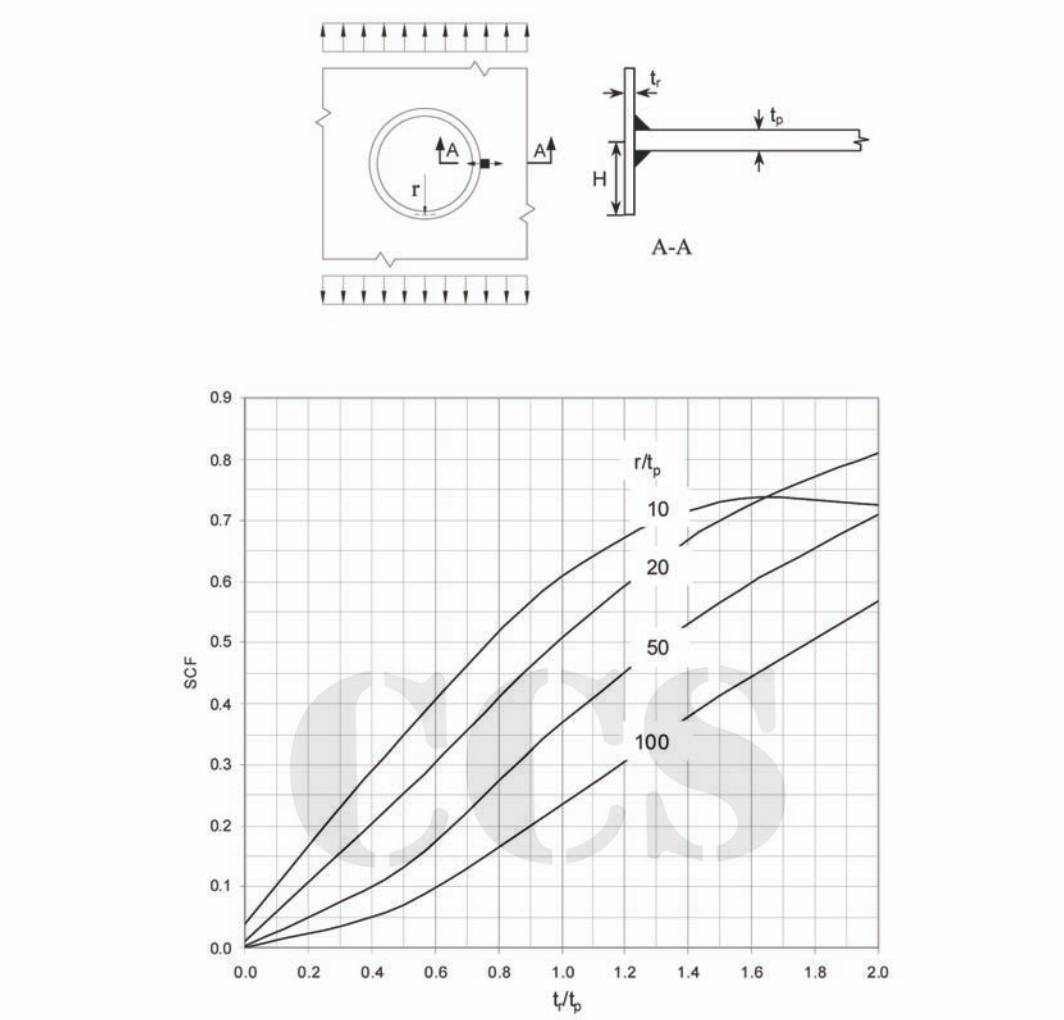




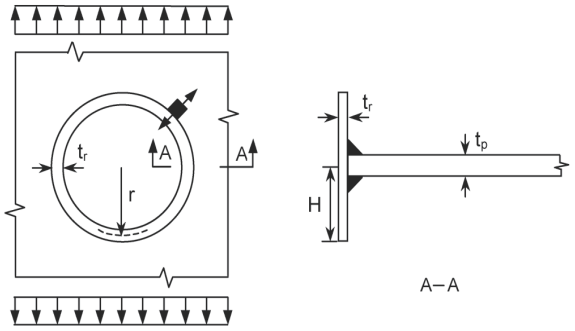
图A3.3 H/t_r=2时有嵌入圆管件的开孔处应力集中系数(板内平行于焊缝的应力)

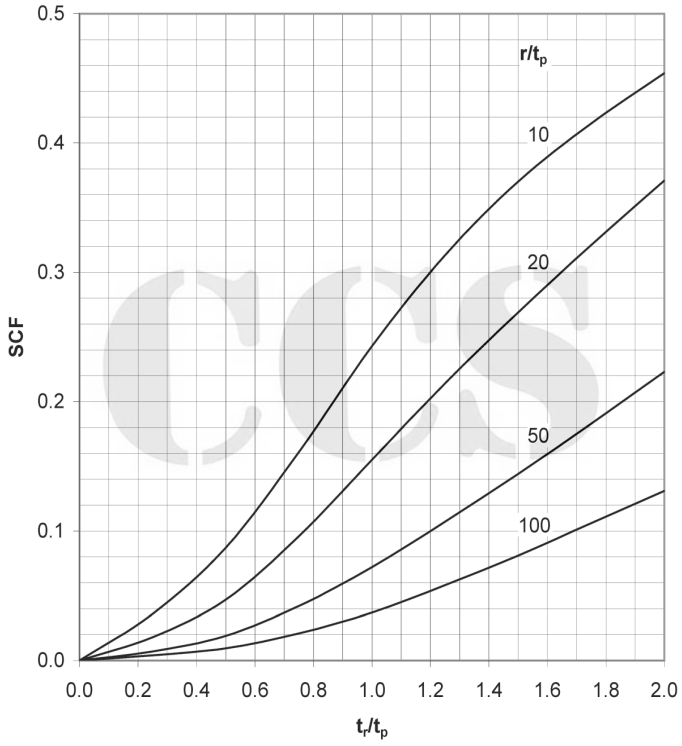


图A3.4 H/t_r=5时有嵌入圆管件的开孔处应力集中系数(板内平行于焊缝的应力)

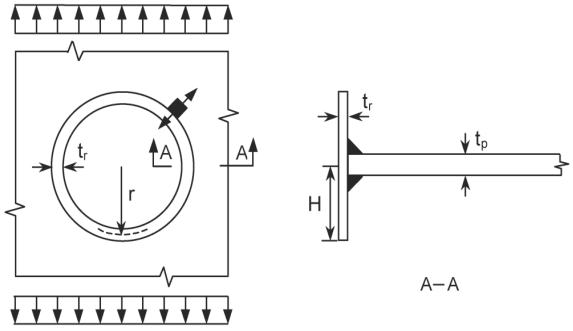


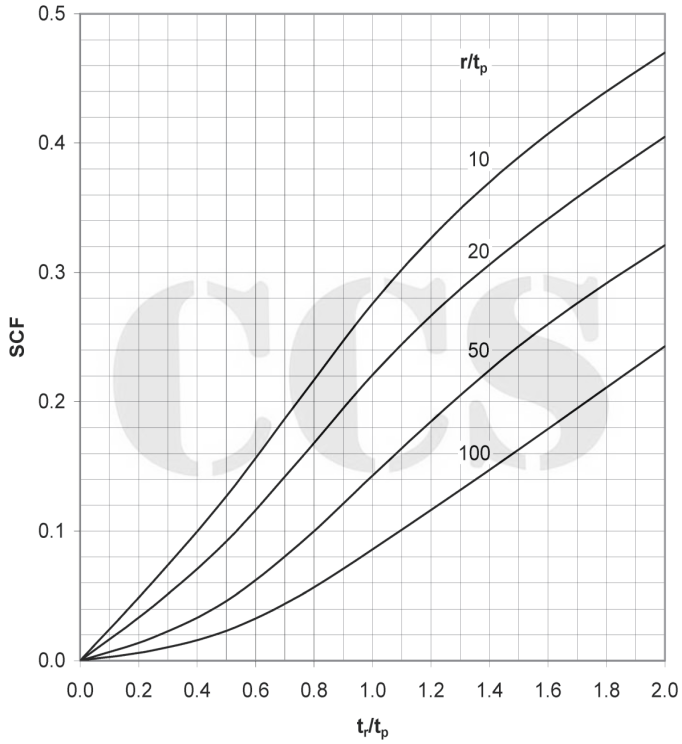
图A3.5 H/t_r=5时有嵌入圆管件的开孔处应力集中系数(板内垂直于焊缝的应力)



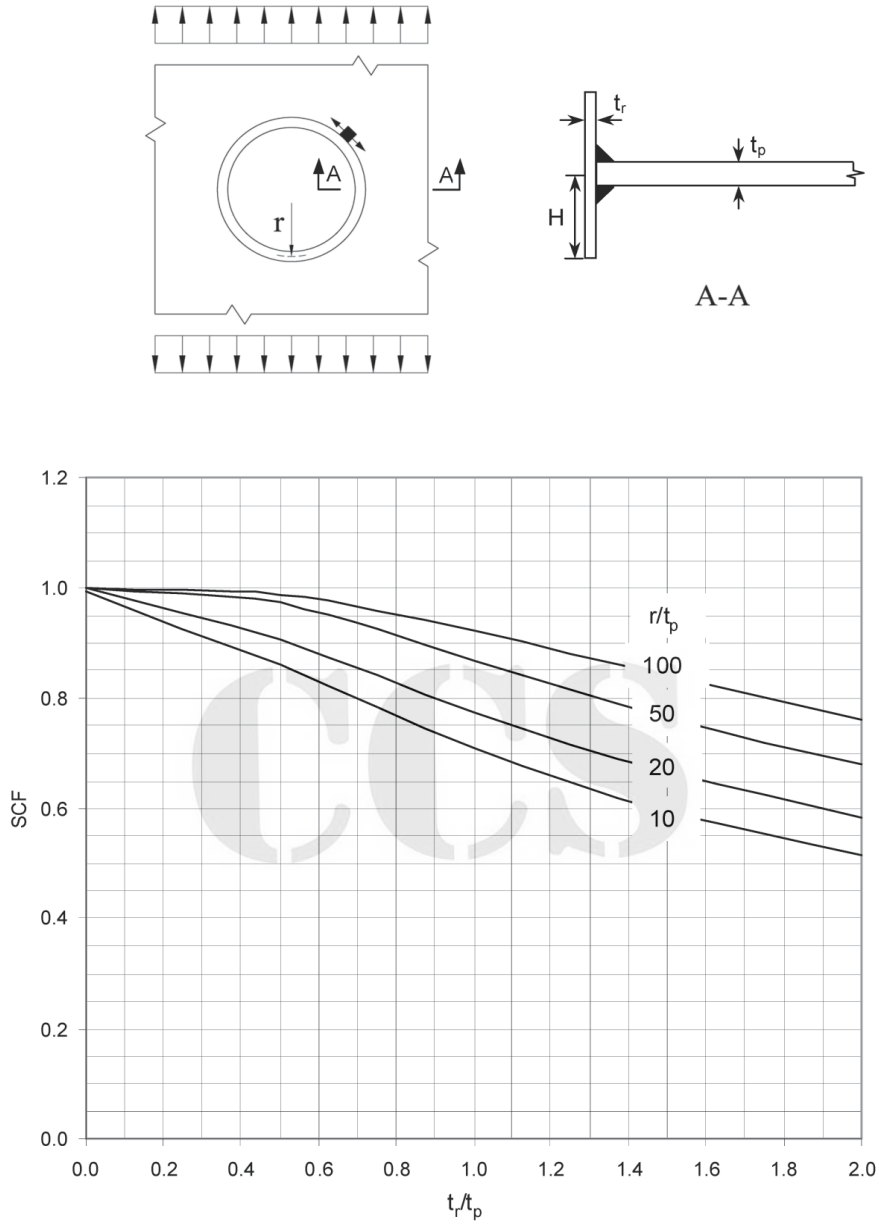


图A3.6 H/t_r=2时有嵌入圆管件的开孔处应力集中系数（板内垂直于焊缝的应力）

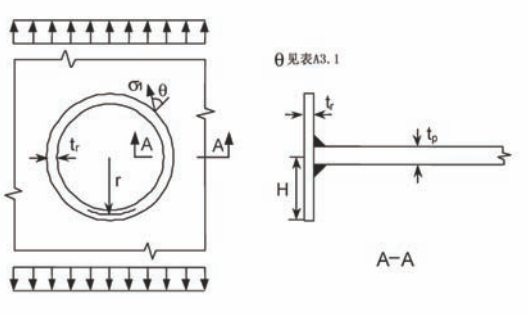




图A3.7 H/t_r=5时有嵌入圆管件的开孔处应力集中系数(板内垂直于焊缝的应力)

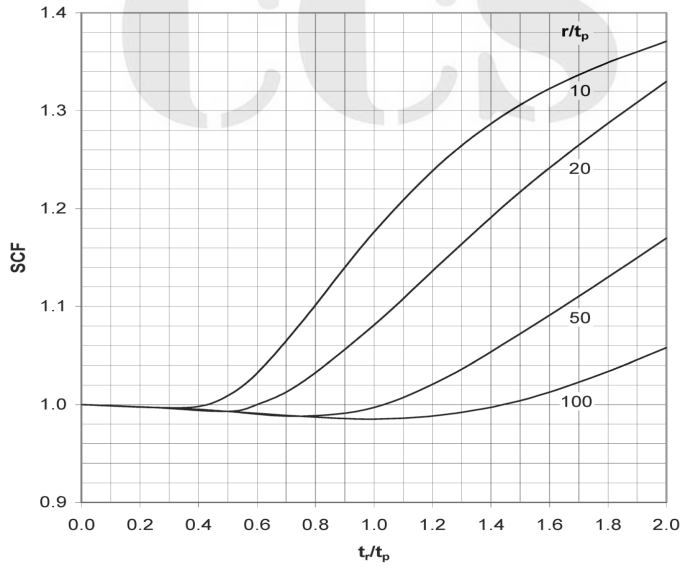


图A3.8 H/t_r=5时有嵌入圆管件的开孔处应力集中系数(板内平行于焊缝的应力)

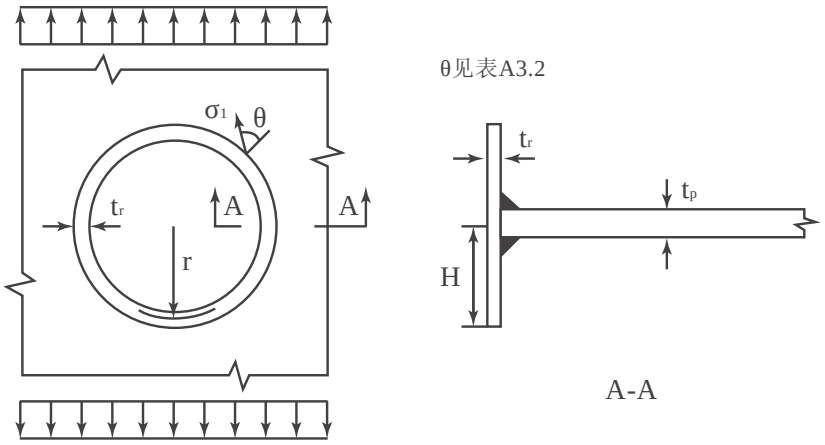


主应力与焊缝法线夹角θ(H/t_r=2)　　表A3.1

t_r/t_p	r/t_p=10	r/t_p=20	r/t_p=50	r/t_p=100
0.0	90	90	90	90
0.5	72	80	86	88
1.0	56	63	75	82
1.5	50	54	64	73
2.0	46	50	57	66

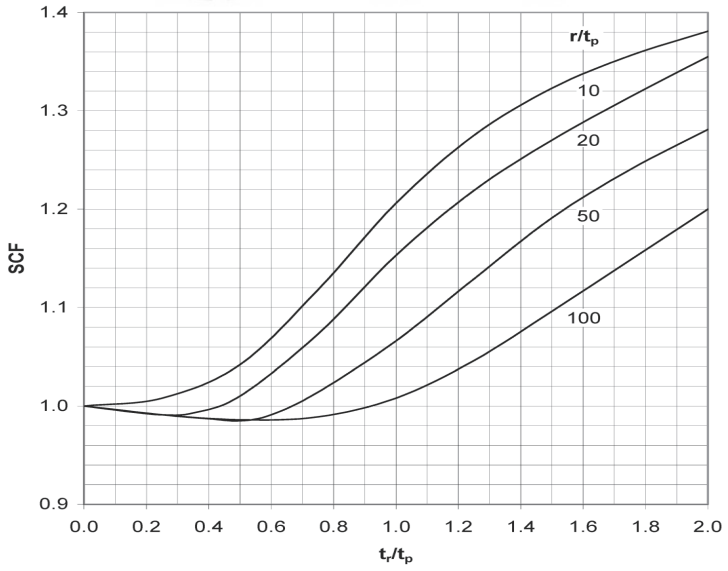


图A3.9 H/t_r=2时有嵌入圆管件的开孔处应力集中系数(板内主应力)

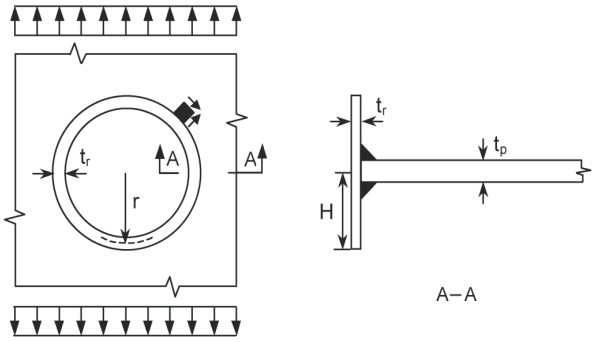


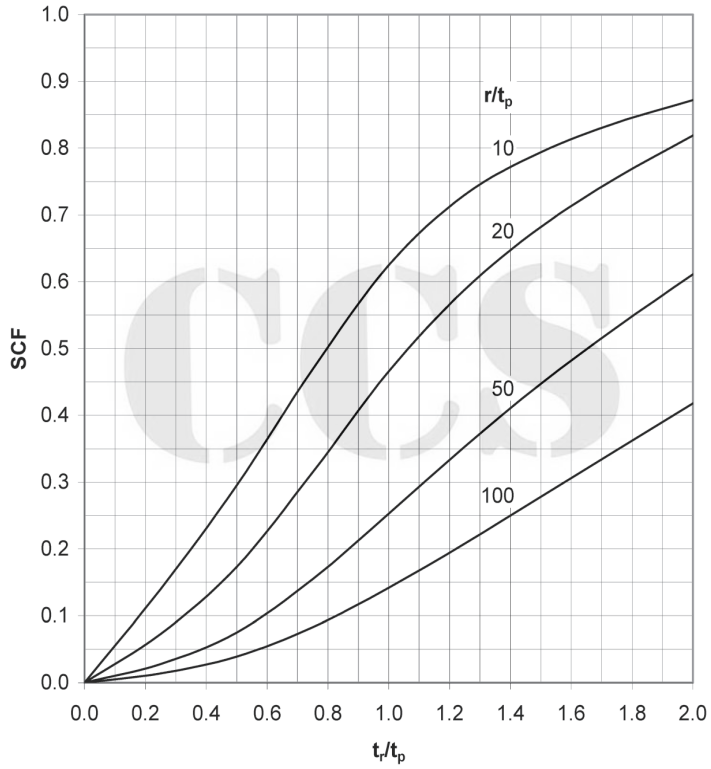
主应力与焊缝法线夹角θ(H/t_r=5)　　表A3.2

t_r/t_p	r/t_p=10	r/t_p=20	r/t_p=50	r/t_p=100
0.0	90	90	90	90
0.5	66	72	80	85
1.0	54	58	65	72
1.5	49	52	56	62
2.0	46	48	52	56

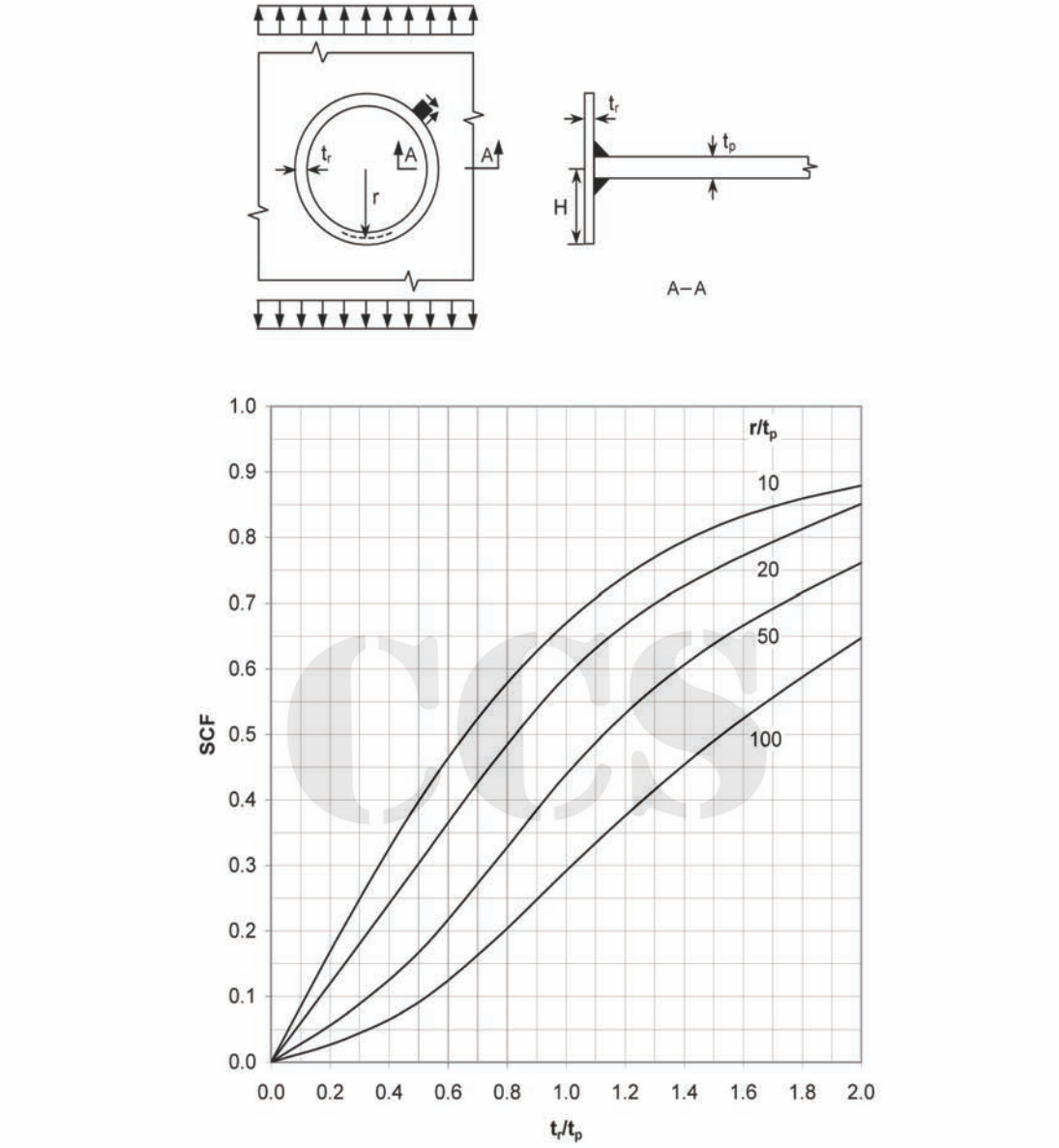


图A3.10 H/t_r=5时有嵌入圆管件的开孔处应力集中系数(板内主应力)

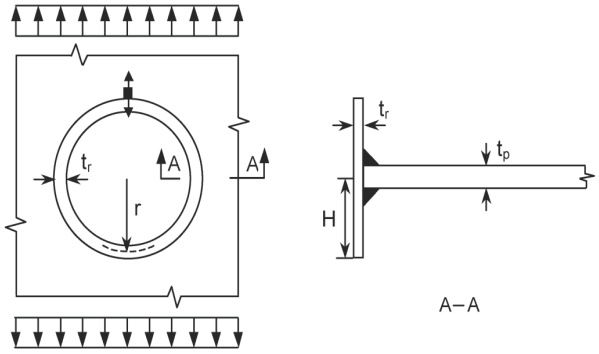


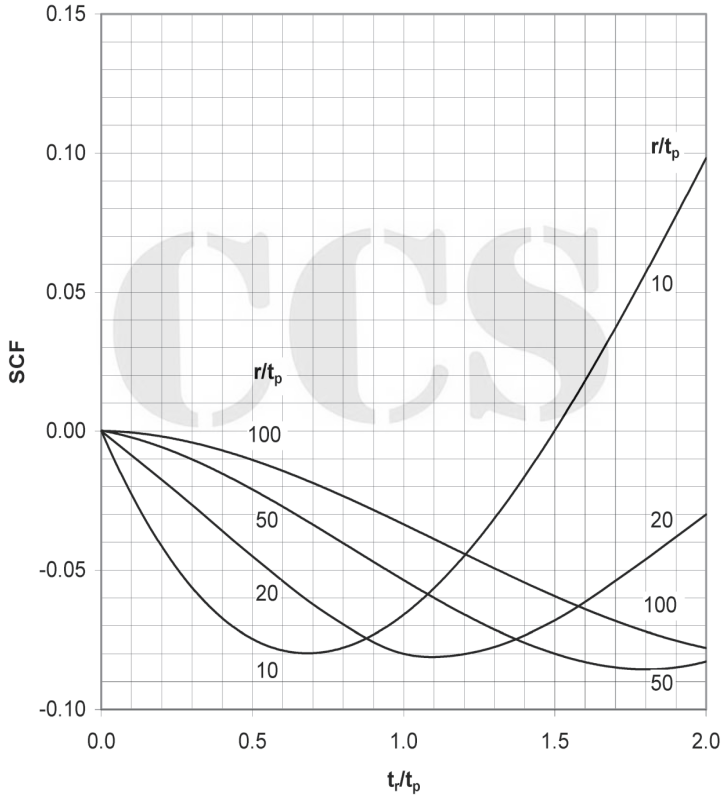


图**A3.11** ***H*/t_r=2**时有嵌入圆管件的开孔处应力集中系数(板内切应力)

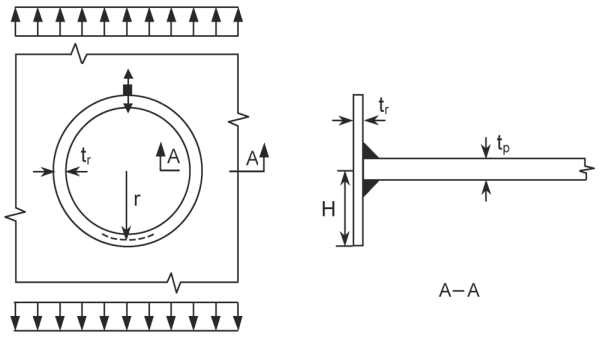


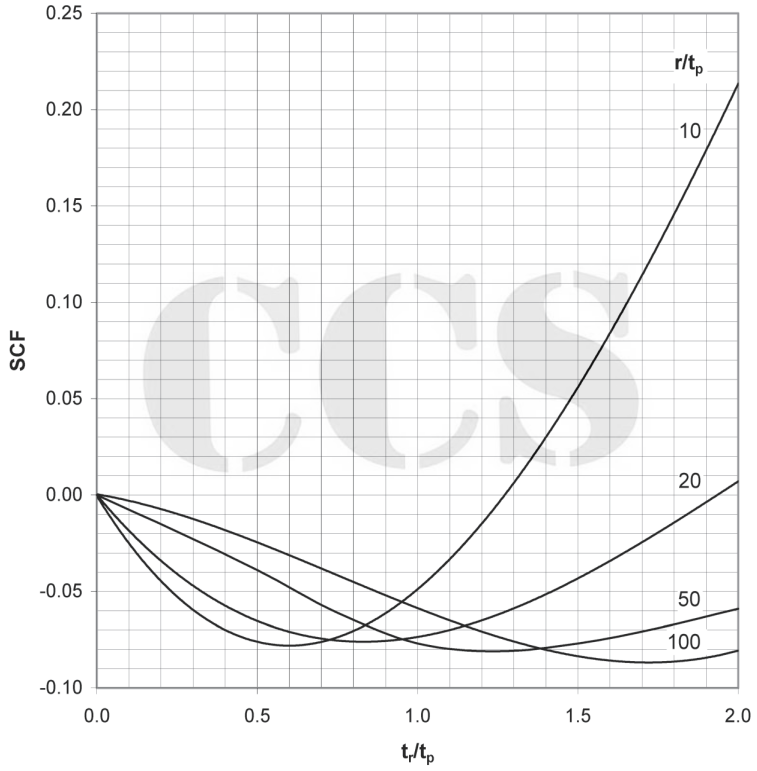
图A3.12 H/t_r=5时有嵌入圆管件的开孔处应力集中系数(板内切应力)



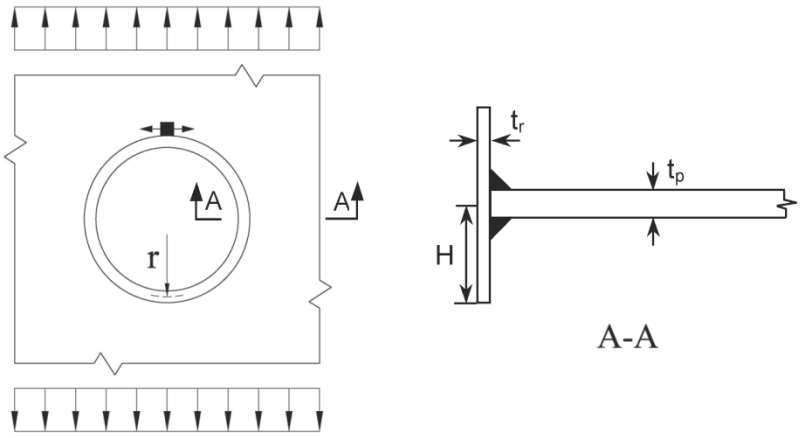


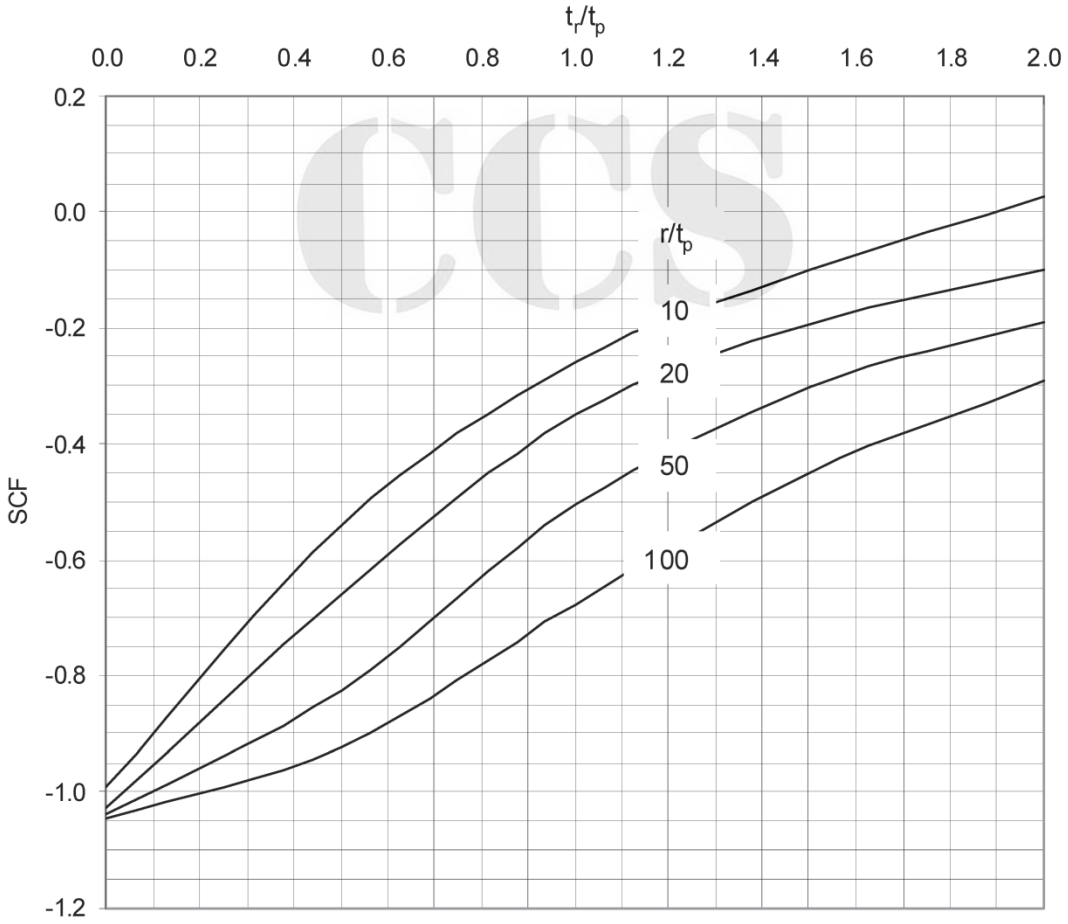
图A3.13 H/t_r=2时有嵌入圆管件的开孔处应力集中系数(板内应力，垂直于焊缝)



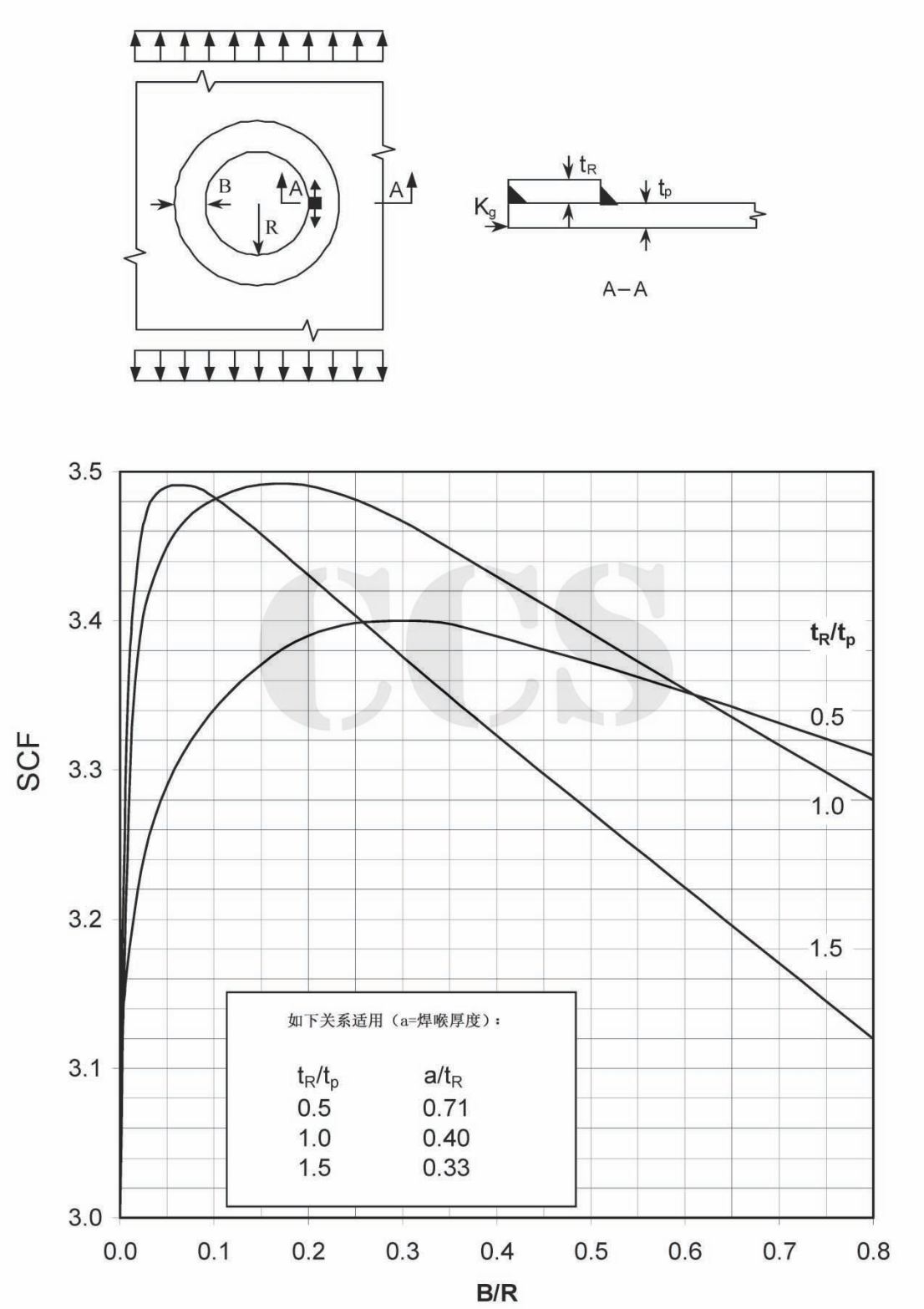


图A3.14 H/t_r=5时有嵌入圆管件的开孔处应力集中系数(板内应力，垂直于焊缝)

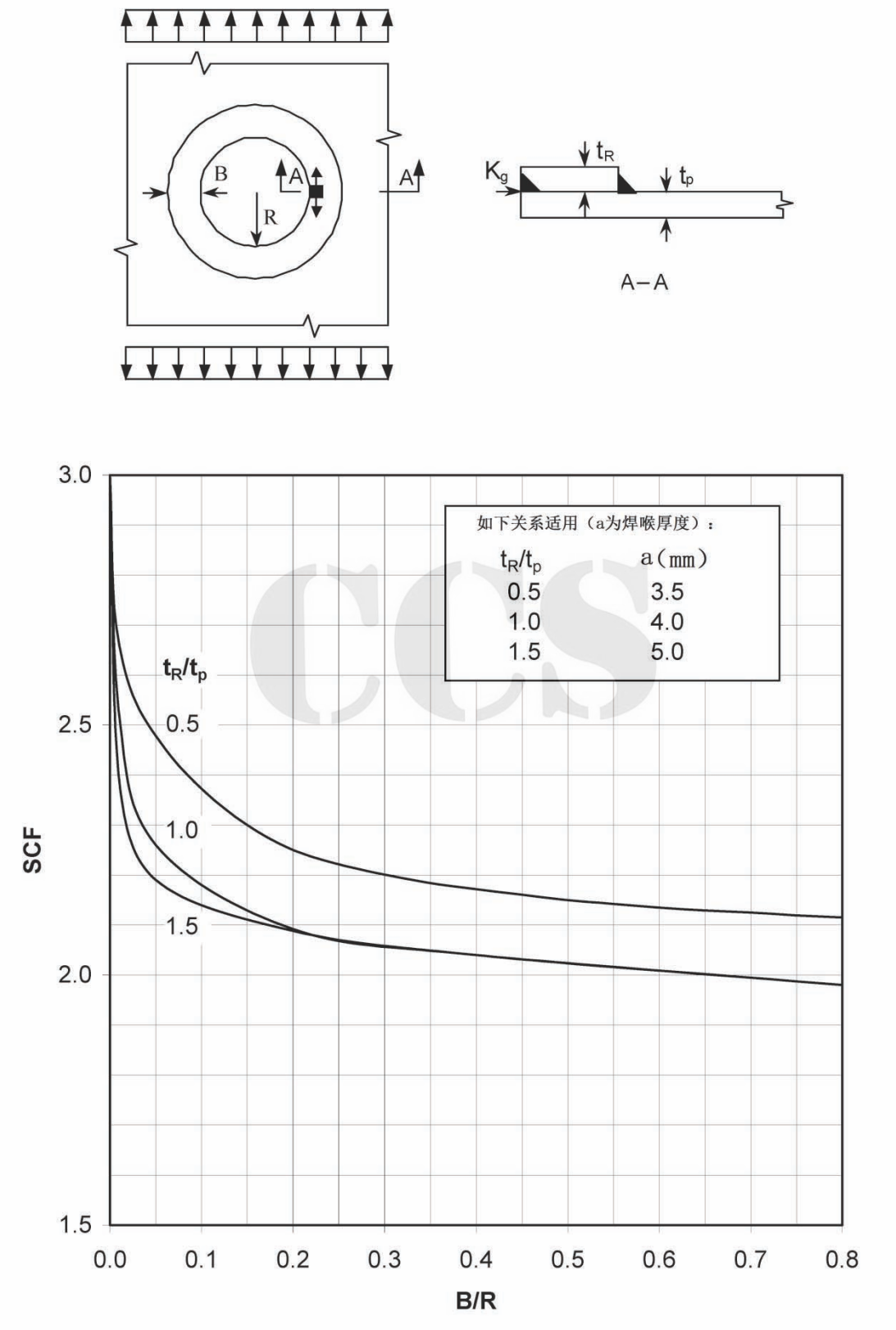




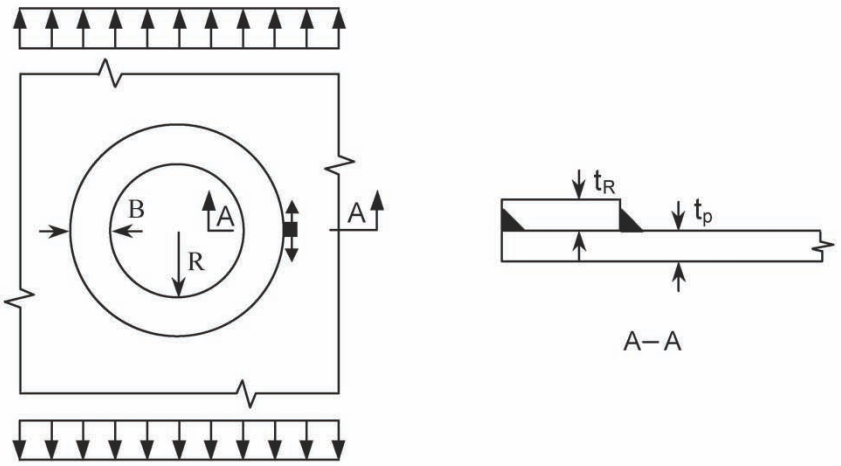
图**A3.15** ***H*/t_r=5**时有嵌入圆管件的开孔处应力集中系数(板内应力，平行于焊缝)

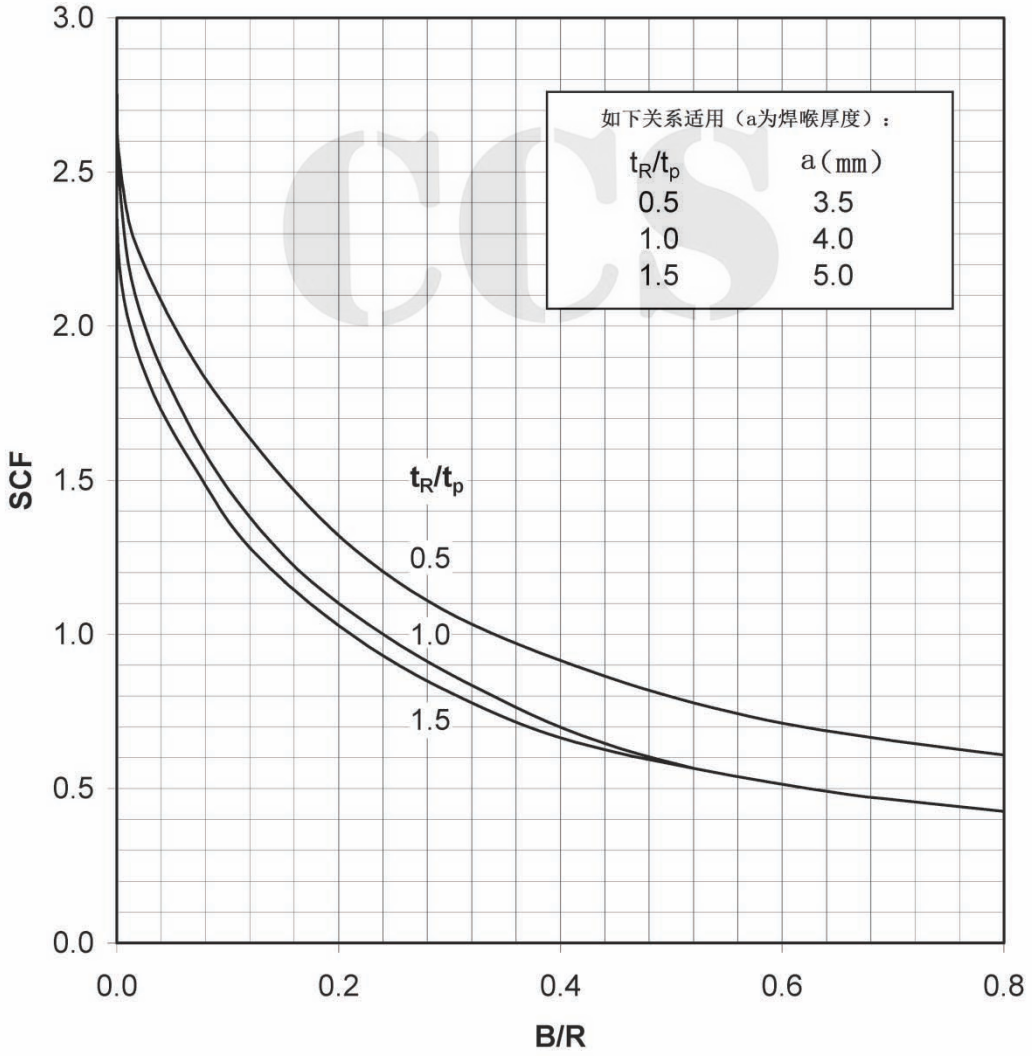


图**A3.16** 带有单面加强环的圆孔处应力集中系数(最大应力集中)

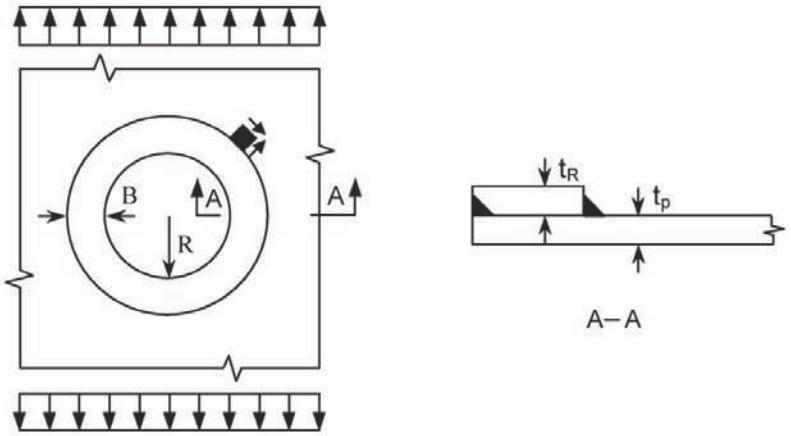


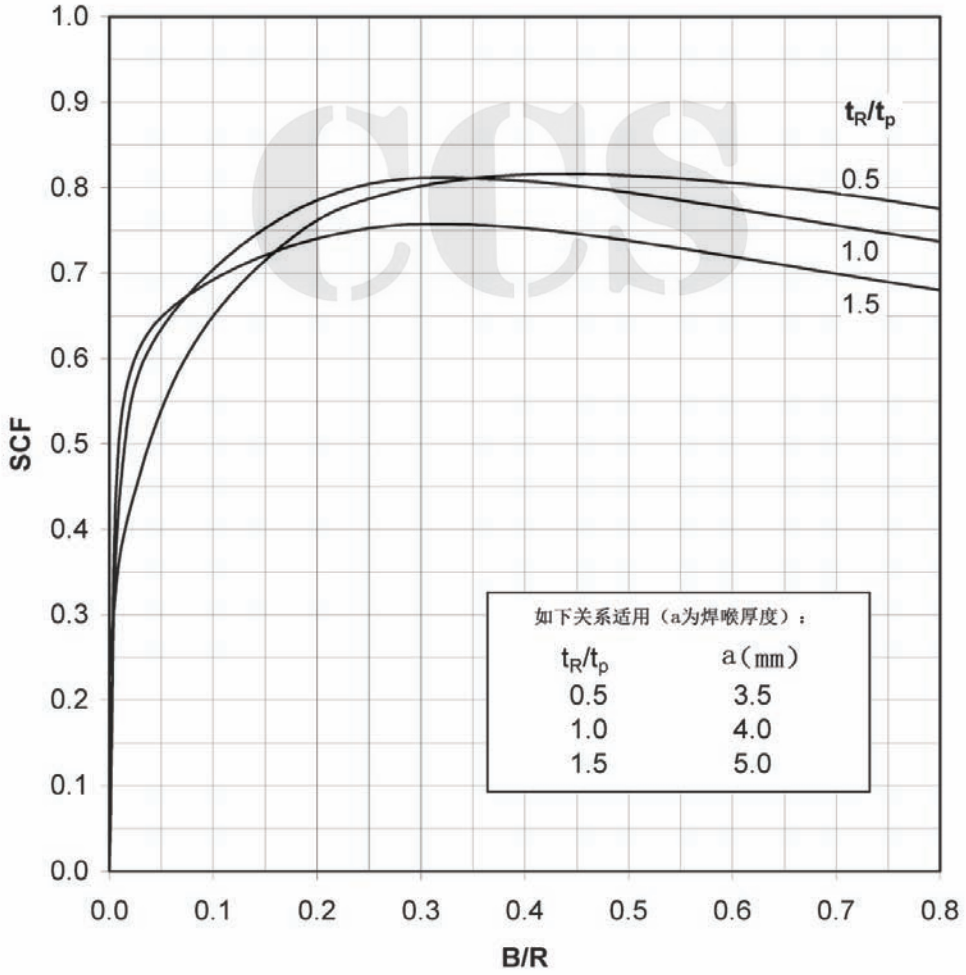
图**A3.17** 带有单面加强环的圆孔处应力集中系数(环内侧的应力)



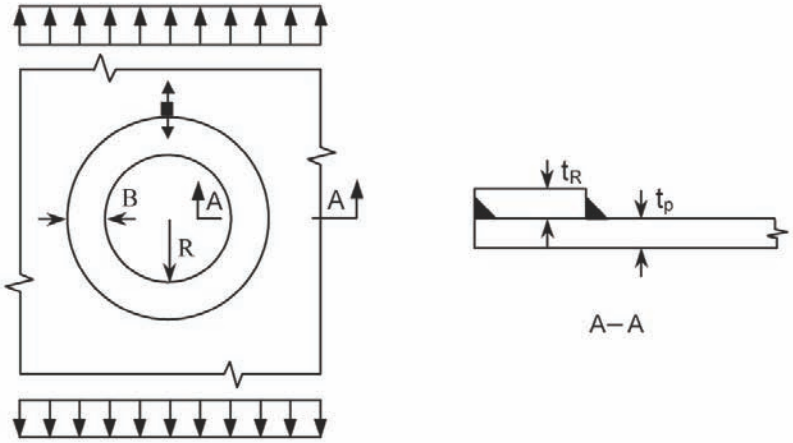


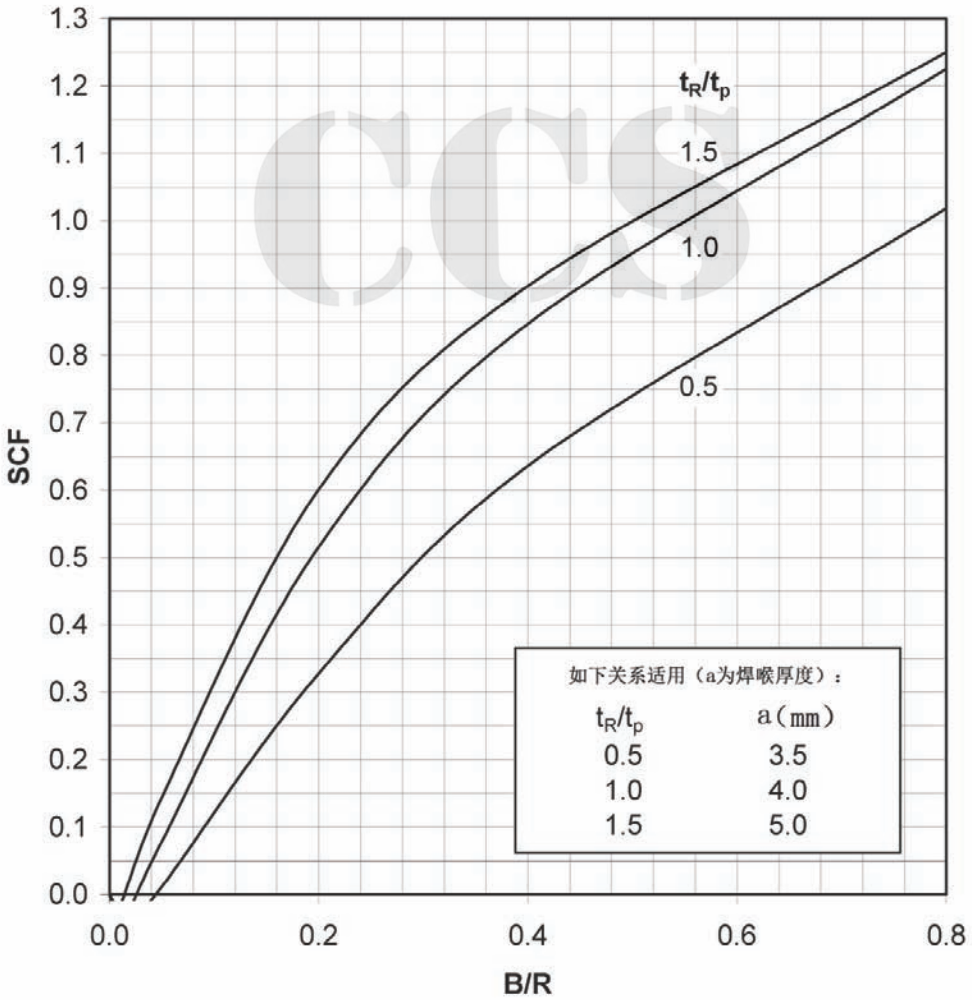
图**A3.18** 带有单面加强环的圆孔处应力集中系数(板内应力，平行于焊缝)



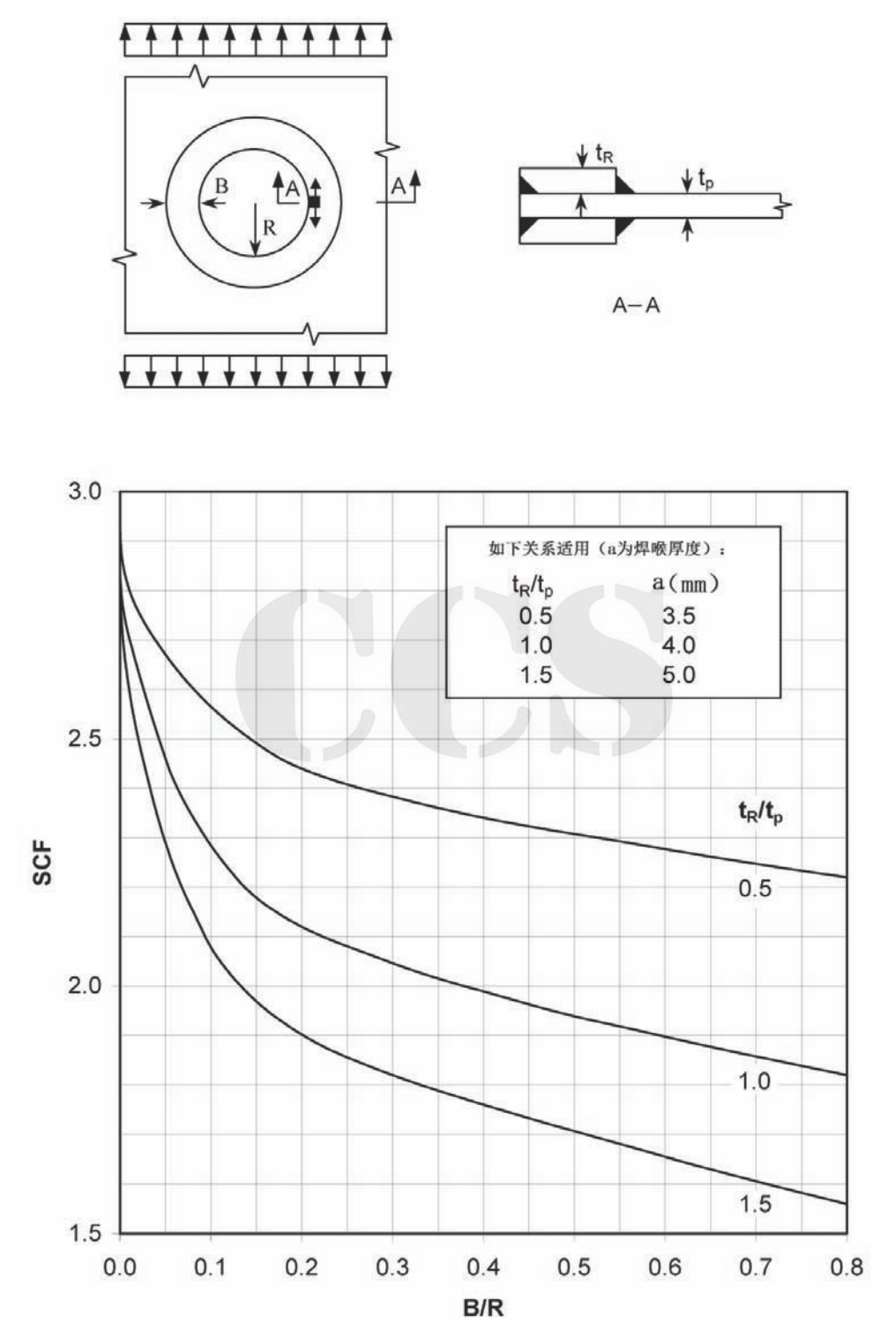


图**A3.19** 带有单面加强环的圆孔处应力集中系数(焊缝内的切应力)

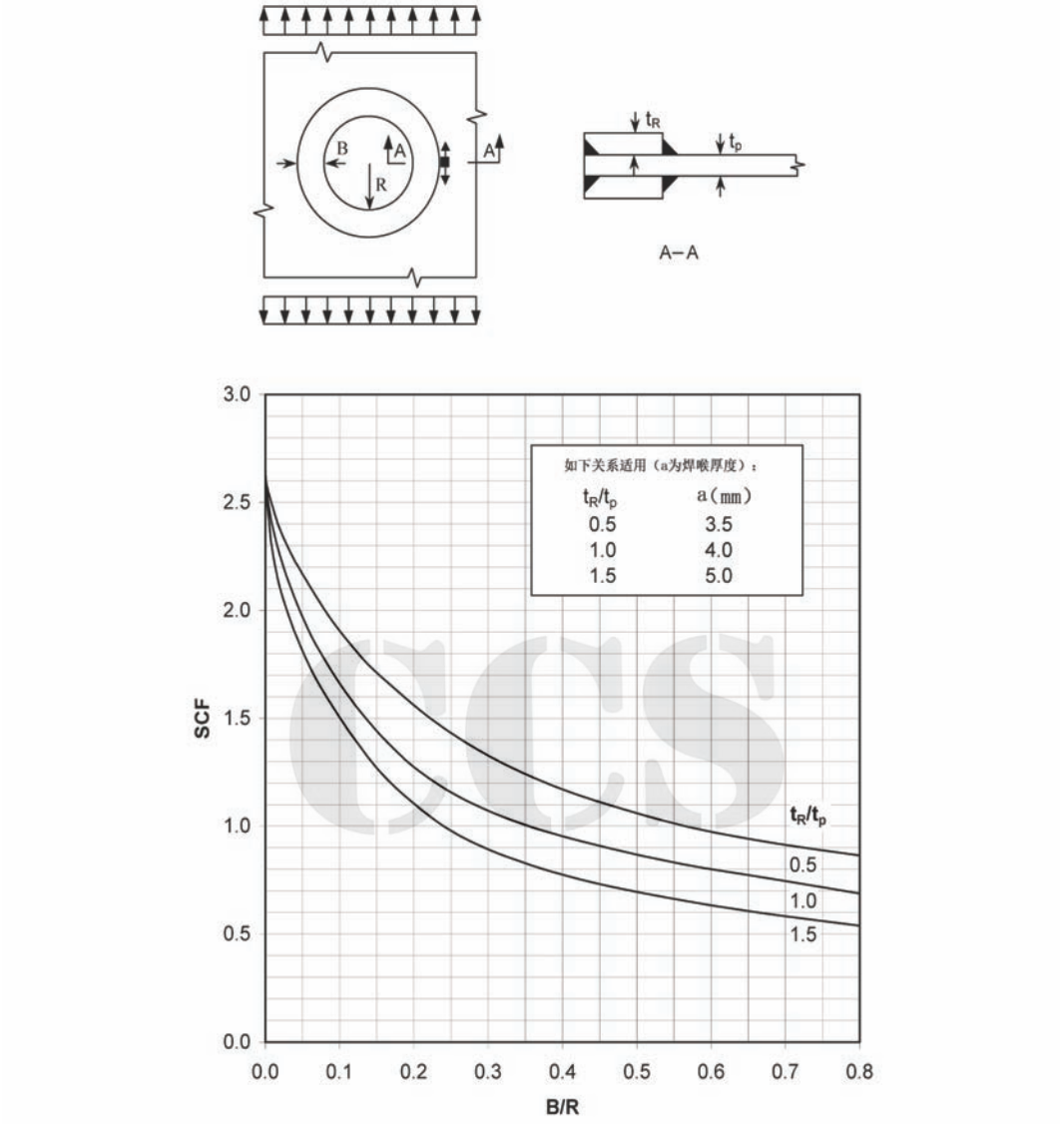




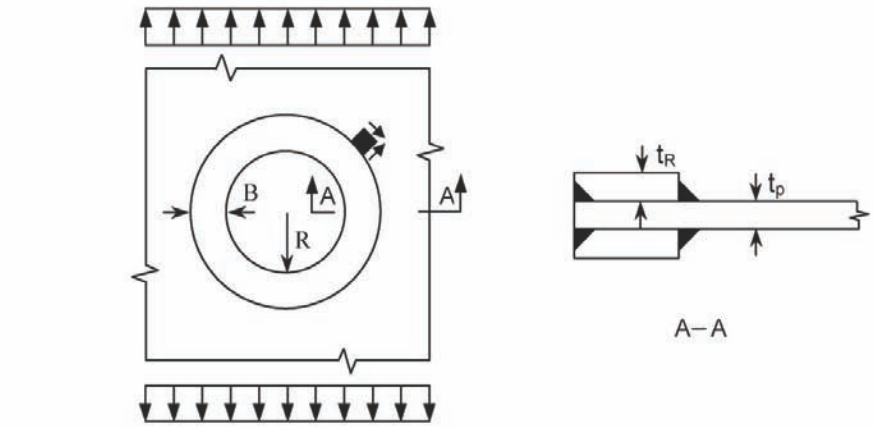
图**A3.20** 带有单面加强环的圆孔处应力集中系数(板内应力，垂直于焊缝)

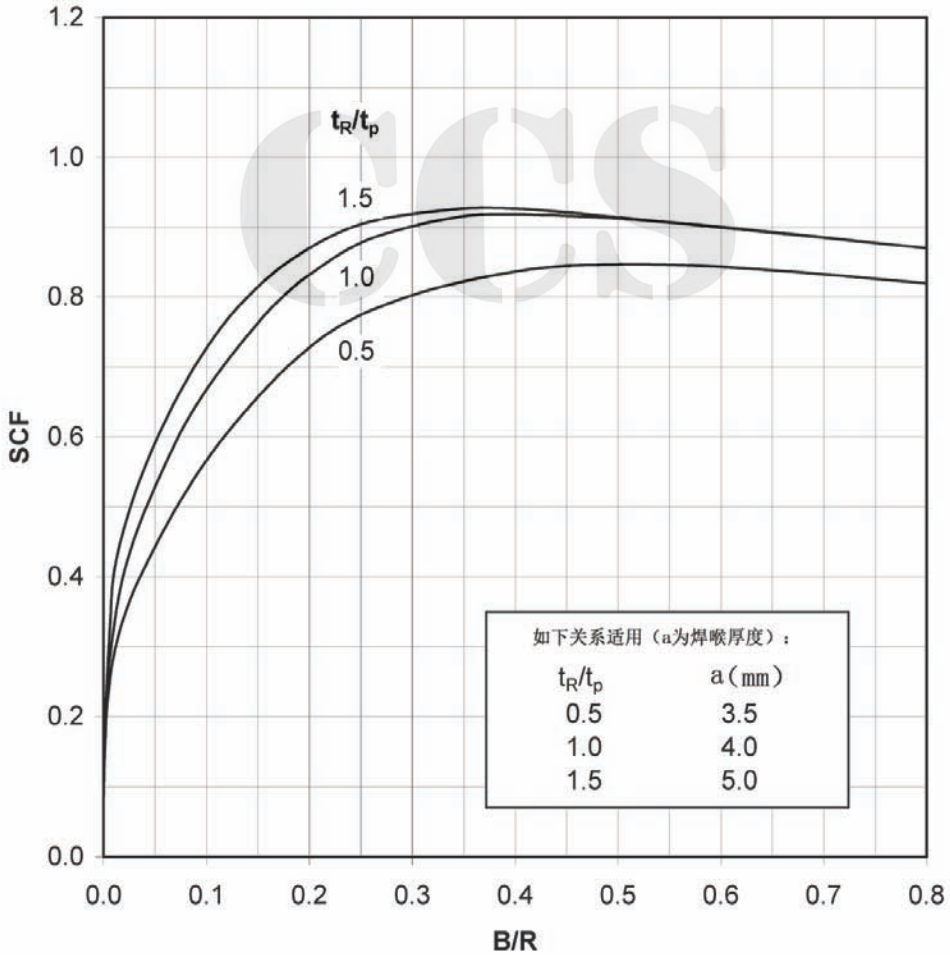


图**A3.21** 带有双面加强环的圆孔处应力集中系数(环内侧的应力)

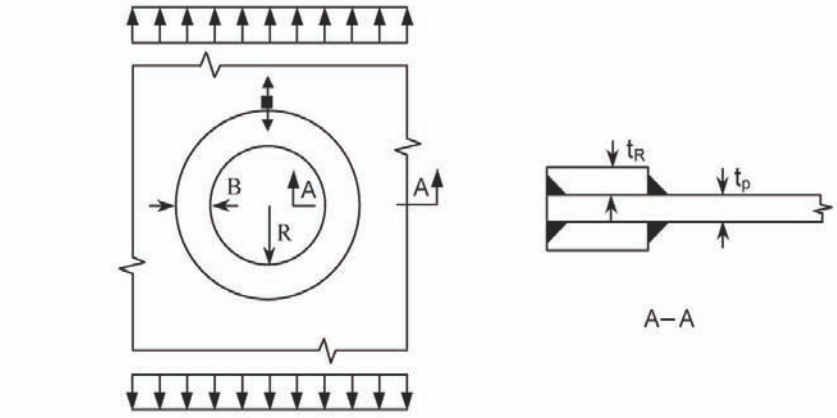


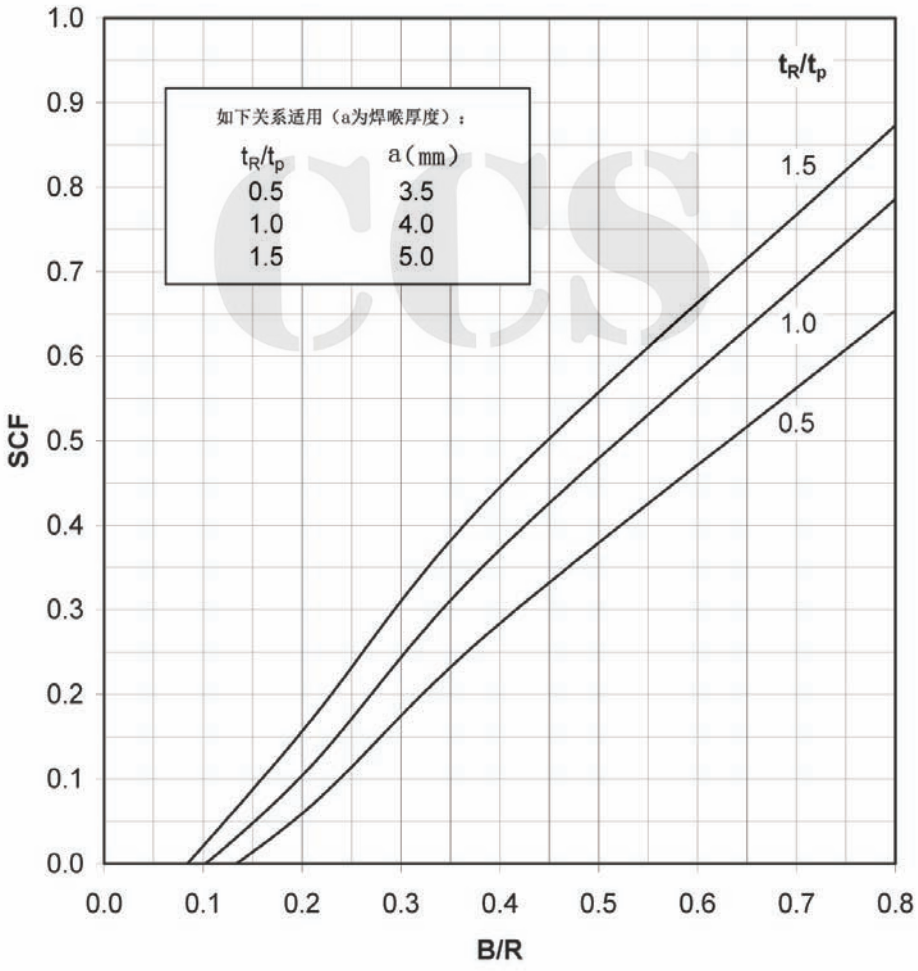
图A3.22 带有双面加强环的圆孔处应力集中系数(板内应力，平行于焊缝)





图**A3.23** 带有双面加强环的圆孔处应力集中系数(焊缝内切应力)





图**A3.24** 带有双面加强环的圆孔处应力集中系数(板内应力，垂直于焊缝)

参考文献

[1] HEALY, B.E. and BUITRAGO, J. Extrapolation procedures for determining SCFs in mid-surface tubular joint models. 6th Intl. Symp. on Tubular Structures, Monash University, Melbourne, Australia, 1994.

[2] EFTHYMIOU, M. Development of SCF formulae and generalised influence functions for use in fatigue analysis. Recent Developments in Tubular Joint Technology, Proceedings of Offshore Tubular Joints Conference- OTJ'88, October 1988, London, plus updates.

[3] SMEDLEY, P.A. and FISHER, P. Stress concentration factors for simple tubular joints. Offshore and Polar Engineering Conf., ISOPE-1, Edinburgh, UK, 1991.

[4] POTVIN, A.B. et al. Stress concentration in tubular joints. SPE Journal, August 1977.

[5] WORDSWORTH, A.C. Stress concentration factors at K and KT joints. Fatigue in Offshore Structural Steels, ICE, London, 1981.

[6] MARSHALL, P.W. and LUYTIES, W.H. Allowable stress for fatigue design. Proc. 3rd Intl. Conf on the Behaviour of Offshore Structures, BOSS 1982, Paper S1, 2, MIT Cambridge, Massachusetts, 1982, pp. 3-25.

[7] Edison Welding Institute, Stress Concentration Factors for Tubular Connections. EWI Project No. J7266, March 1995.

[8] Lloyd's Register of Shipping, Stress concentration factors for simple tubular joints. Report OTH 354, Health and Safety Executive, 1997.

[9] KINRA, R.K. and MARSHALL, P.W. Fatigue Analysis of the Cognac Platform. J. Petroleum Technology, Paper SPE 8600, March 1980.

[10] ISO 19902, Petroleum and natural gas industries —Fixed steel offshore structures, 2007.

[11] MARSHALL, P.W., BUCKNELL, J. and MOHR, W.C. Background to New API fatigue provisions. Proc. 38th Offshore Technology Conf. Paper OTC 17295, Houston, May 2005.

[12] API, Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms—Working Stress Design (with ERRATA AND SUPPLEMENT 3, OCTOBER 2007).

[13] SMEDLEY, P.A. and FISHER, P. A Review of Stress Concentration Factors for Complex Tubular Joints, Integrity of Offshore Structures Conference, Glasgow, 1990.

[14] SMEDLEY, P.A. and FISHER, P. Stress Concentration Factors for Ring stiffened Tubular Joints, Fourth International Symposium on Tubular Structures, Delft, 1991.

[15] Niemi E. Recommendations concerning stress determination for fatigue analysis of welded components. Cambridge: Abington Publishers, 1995.

[16] "Comparison of fatigue provisions in codes and standards", Prepared by Bomel Limited for the Health and Safety Executive, (OFFSHORE TECHNOLOGY REPORT 2001/083).

[17] “Fatigue Life Implications for Design and Inspection for Single Sided Welds at Tubular Joints”， Prepared by MSL Engineering Limited MSL House, OFFSHORE TECHNOLOGY REPORT (OTO 1999/022).

[18] “Fatigue Design Curves for Welded Joints in Air & SeaWater Under Variable Amplitude Loading”， Prepared by Failure Control Engineering & Materials Consultants, OFFSHORE TECHNOLOGY REPORT (OTO 1999/058).

[19] MARSHALL, P.W., BUCKNELL, J. and MOHR, W.C. Background to New API fatigue provisions. Proc. 38th Offshore Technology Conf. Paper OTC 17295, Houston, May 2005.

[20] “Background to New Fatigue Guidance for Steel Joints and Connections in Offshore Structures”, OFFSHORE TECHNOLOGY REPORT OTH 1992/390.

[21] “Stress Concentration factors for simple tubular joints-Assessment of existing and development of new parametric formulae”, prepared by Lloyd’s Register of Shipping (OTH 354), 1997.

[22] Kang SW，Kim WS， Paik YM. Fatigue strength of fillet welded steel strucuture under out-of-plane bending load, Int. J. Korean Welding Soc.,6; pp33-39, 2002.

[23] Kim WS, Lotsberg I. Fatigue test data for welded conections in ship-shaped structures, J. of Offshore Mechanics and Arctic Engineering 127; pp359-365, 2005.

[24] Maddox SJ. Recommended hot-spot stress design S-N curves for fatigue assessment of FPSOs, Proc. of the 11th Int. Offshore and Polar Engineering Conference 2001.

[25] Lotsberg I., Background for revision of DNV RP C203 fatigue analysis of offshore steel structures, the 24th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE2005-67549).

[26] Dong P. A structura1 stress definition and numerica1 imp1ementation for fatigue ana1yses. Internationa1 Journa1 of Fatigue; 23, pp865-876, 2001.

[27] Fricke W, Petershagen H. Detai1 Design of Welded Ship Structures based on Hot Spot Stresses. PRADS, Newcast1e, 1992.

[28] Fricke W. Recommended Hot Spot Ana1ysis Procedure for Structura1 Detai1s of FPSOs and Ships Based on Round-Robin FE Ana1yses. Proceedings of the E1eventh Internationa1 Offshore and Po1ar Engineering Conference 2001; June17-22, Stavanger, Norway.

[29] Hobbacher A. Fatigue design ofwe1dedjoints and compenents. IIW Doc XIII-1539-96/XV-845-96, Internationa1 Institute of We1ding. 1996.

[30] Bergan PG, Lotsberg 1, Fricke W, Francois M, and Pisarski H. Overview of Phase II of the FPSO Fatigue Capacity JIP. OMAE2002-28538, Oslo.

[31] Choo YS, Zahidu1 Hasan M. Hot Spot Stress Eva1uation for Se1ected Connection Detai1s. Proceedings of the OMAE Specialty Symposium on Integrity of F1oating Production, Storage and Ofl1oading (FPSO) Systems, August 30-September 2, Houston, 2004.

[32] Niemi E. Recommendations concerning stress determination for fatigue ana1ysis ofwe1ded components. IIW Doc. XIII-1458-92/XV-797-92, Internationa1Institute of We1ding, 1992.

[33] Niemi E. Stress determination for fatigue ana1ysis ofwe1ded components. IIW Doc. IIS/IIW-1221-93, Internationa1 Institute ofWe1ding, 1993.

[34] Niemi E. Recommendations concerning stress determination for fatigue ana1ysis of welded components. Cambridge: Abington Publishers, 1995.

[35] Niemi E, Marquis G. Introduction to the structural stress approach to fatigue analysis of plate structures. Proceedings of the IIW Fatigue Seminar, Tokyo Institute of Technology 2002, Tokyo. 73-90.

[36] Niemi E, Fricke W, Maddox SJ. Fatigue Ana1ysis of We1ded Components, Designer's guide to the structura1 hot-spot stress approach (IIW-1430-00), Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2000.

[37] Lotsberg I., Assessment of fatigue capacity in the new bulk carrier and tanker rules, Marine Structures 19, pp83–96, 2006.

[38] Lotsberg I., Sigurdsson G., Hot spot stress S-N curve for fatigue analysis of plated structures, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Vol. 128, pp330-336, 2006.

[39] Xiaozhi wang, haihong sun, zhan cheng, Methods for fatigue assessment of critical ship details, 23nd International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Vancouver, Canada, OMAE 2004 – 51630.

[40] Xiaozhi wang, zhan cheng, Paul H. Wirsching, haihong Sun, Fatigue design factors and safety level implied in fatigue design of offshore structures, 24th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering ,June 12-17, 2005, Halkidiki, Greece, OMAE2005-67488.

[41] Myung Hyun Kim, Sung Won Kang, Jeong Hwan Kim, Kwang Seok Kim, Joong Kyoo Kang, Joo Ho Heo, An experimental study on the fatigue strength assessment of longi-web connections in ship structures using structural stress, International Journal of Fatigue 32, pp318–329, 2010.

[42] Wolfgang Fricke, Adrian Kahl, Comparison of different structural stress approaches for fatigue assessment of welded ship structures,Marine Structures 18, pp 473–488, 2005.

[43] Fricke W, Doerk O, Grunitz L. Fatigue strength investigation and assessment of fillet welds around stiffener and bracket toes. Proceedings of the OMAE Specialty Conference on FPSO systems, OMAE-FPSO'04-0010, Houston, TX, ASME International Petroleum Technical Institute, 2004.

[44] Wolfgang Fricke, Hans Paetzold, Full-scale fatigue tests of ship structures to validate the S–N approaches for fatigue strength assessment, Marine Structures 23, pp115–130, 2010.

[45] Fricke W. Fatigue of welded joints: state of development. Marine Structures 16, pp185–200, 2003.

[46] Fricke W. Guideline for the fatigue assessment by notch stress analysis for welded structures. International Institute of Welding; 2008. IIW-Doc. XIII-2240r1-08/XV-1289r1-08.

[47] Fricke W, Kahl A. Local stress analysis and fatigue assessment of bracket toes based on measured weld profile. International Institute of Welding; 2007. IIW-doc. XIII-2166-07/XV-1253-07.

[48] IACS. Common Structura1 Rules for Oil Tankers, 2012.

[49] ABS. Guide for the Fatigue Assessment of Offshore Structures. American Bureau of Shipping, Houston, 2012.

[50] ABS Commentary On The Guide For The Fatigue Assessment Of Offshore Structures American Bureau of Shipping, Houston, 2012.

[51] Guidance Notes On Spectral-Based Fatigue Analysis For Floating Offshore Structures, American Bureau of Shipping, Houston, 2012.

[52] DNV. C1assification Note No.30.7. Fatigue Assessment of Ship Structures. Det Norske Veritas, Oslo, 2003.

[53] DNV-RP-C203. Fatigue Strength Ana1ysis of Offshore Stee1 Structures. Det Norske Veritas, Oslo, 2011.

[54] ISSC. In: Proceedings of the 15th international ship and offshore structures congress. San Diego: august 11-15, 2003, san diego, USA.

[55] ISSC. In: Proceedings of the 16th international ship and offshore structures congress, 20-25 august 2006, southampton, UK.

[56] ISSC. In: Proceedings of the 18th international ship and offshore structures congress, 09-13 Sep. 2012, Rostock, Germany.

[57] A. Almar-Næss．Fatigue Handbook（Offshore Steel Structure）．Tapir．1985.

[58] S. Suresh 著．材料的疲劳．国防工业出版社．第二版. 1999.

[59] 郑学祥．船舶及海洋工程结构的断裂与疲劳分析．海洋出版社，1988.

[60] Miner, M．A．Cumulative damage in fatigue．Jounral of Applied Mechnicas 67, pp159-164, 1945.

[61] 方华灿．海洋石油钢结构的疲劳寿命:模糊概率断裂与损伤力学的应用．石油大学出版社，1990.

[62] 徐 灏．疲劳强度．高等教育出版社，1988.

[63] 胡毓仁，陈伯真．船舶及海洋工程结构疲劳可靠性分析．人民交通出版社，1997.

[64] Bai Yong, Bai Qiang, “Marine Structural Design” Part 4 chapter 5, Elsevier Science, 2003.

[65] Walter D. Pilkey, Deborah F. Pilkey, “Peterson’s Stress Concentration Factors”, Third edition, John Wiley& Sons, Inc. 2008.

[66] C. R. A. Schneider, S. J. Maddox, Granta Park, Great Abington, Best Practice Guide On Statistical Analysis Of Fatigue Data, International Institute of Welding; IIW-Doc. IIW-XIII-WG1-114 – 03. 2003.

[67] British Standard, Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures , BS 7910, 2005.

[68] Bureau Veritas, Spectral Fatigue Analysis Methodology for Ships and Offshore Units, Guidance Note NI 539, 2008.