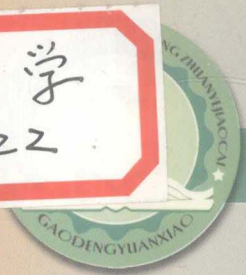


高等院校船舶与海洋工程专业教

A学

22



# 海洋工程结构的 疲劳与断裂

HAIYANGGONGCHENG JIEGOU DE PILAO YU DUANLIE

张淑荏 史冬岩◎主编



哈尔滨工程大学出版社



高等院校船舶与海洋工程专业教材

# 海洋工程结构的疲劳与断裂

张淑茈 史冬岩 主编

哈尔滨工程大学出版社

## 图书在版编目(CIP)数据

海洋工程结构的疲劳与断裂/张淑荏,史冬岩主编.  
哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2004  
ISBN 7-81073-652-3

I.海… II.①张…②史… III.海洋工程-工程  
结构-疲劳断裂-研究 IV.P75

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2004)第 140625 号

---

## 内 容 简 介

本书主要介绍了海洋工程结构疲劳与断裂的相关知识。全书共六章,分别阐述了疲劳问题的传统解法、断裂力学的基本知识、疲劳问题的应力强度因子解法等内容;同时,考虑到海洋工程结构大多处于腐蚀环境及受交变载荷的作用,因此对应力腐蚀及腐蚀疲劳裂纹扩展,特别是对管节点和海洋固定式平台的疲劳寿命估算,以及弹塑性断裂力学的 COD 理论和  $J$  积分理论进行了介绍。

本书对疲劳和断裂力学的基本理论描述详细、系统,插图和例题较多,适于船舶与海洋工程专业本科生使用,也可供从事各种工程结构的疲劳与断裂问题研究的工程技术人员参考使用。

---

哈尔滨工程大学出版社出版发行  
哈尔滨市南通大街145号 哈工程大学11号楼  
发行部电话:(0451)82519328 邮编:150001  
新 华 书 店 经 销  
黑龙江省地质测绘印制中心印刷厂印刷

\*

开本 787mm×1 092mm 1/16 印张 11.25 字数 267 千字  
2005年3月第1版 2005年3月第1次印刷  
印数:1—1 000册  
定价:15.00元



## 前 言

在陆地资源的发掘几近枯竭、海洋世纪来临之际,国务院又制定了在 2015 年之前将我国建成世界第一造船大国的宏伟计划。因此,各种民用船舶和军用舰艇,以及海洋石油平台、海洋潜器等海洋工程结构,都将面临着新的挑战,同时,也将发生突破性的进展。

海洋工程结构在设计、制造、使用、维修的各个阶段,都存在着疲劳与断裂问题。例如:设计中兼顾强度、稳定及抗脆断的合理选材;选择合适的制造工艺控制最大容限裂纹尺寸;使用的安全性和使用寿命估算;确定适宜的检修周期和维修标准等等。其不仅关系到海洋工程结构的基本承载能力和一般使用性能及建造维修的经济性,更关系到是否发生断裂破坏而造成灾难性的后果。因此,国内外越来越多的工程技术人员开始从事海洋工程结构的疲劳与断裂研究。

本书是哈尔滨工程大学“十五”教材规划批准的校级重点教材。编写本书的目的是为了适应海洋工程发展的需要,配合学校教材改革,使船舶与海洋工程专业的学生能更多地了解和掌握海洋工程结构疲劳与断裂的相关知识,以便更好地从事海洋工程的设计与研究工作。

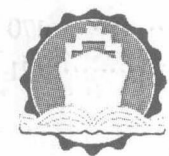
本书在疲劳问题的传统解法和断裂力学基本知识的基础上,介绍了疲劳问题的应力强度因子解法,同时考虑到海洋工程结构大多处于腐蚀环境,因此对应力腐蚀与腐蚀疲劳裂纹扩展,特别是海洋平台管节点和海洋固定式平台进行了疲劳寿命估算,也对弹塑性断裂力学中最常用的 COD 理论和  $J$  积分理论进行了较详细的介绍。作者将有关的基础知识和图表以附录的形式附于书后,为学生复习和查找提供了方便。

本书由哈尔滨工程大学张淑茆、史冬岩主编。史冬岩编写第 1 章、第 3 章和第 6 章;张淑茆编写其余各章以及附录 A~G,并对全书进行统稿。本书原稿承蒙哈尔滨工程大学李庆芬教授细心审阅,提出了宝贵的修改意见,在此特致诚挚的谢意。

由于编者水平有限,虽有多年的教学工作经验,但参加海洋工程结构疲劳断裂问题的科研工作较少,书中结合工程实际不够,涉及的工程技术内容和观点也难免有错误及不足之处,敬请读者批评指正。

编 者

2005 年 1 月



# 目 录

第 1 章 疲劳问题的传统解法 .....	1
1.1 概 述 .....	1
1.2 疲劳载荷及疲劳设计 .....	2
1.3 恒幅载荷下的疲劳 .....	6
1.4 变幅载荷下的疲劳 .....	12
第 2 章 断裂力学的基本知识 .....	17
2.1 基本概念 .....	17
2.2 线弹性断裂力学 .....	21
2.3 复合型裂纹的脆性断裂 .....	46
2.4 弹塑性断裂力学 .....	57
第 3 章 疲劳问题的应力强度因子解法 .....	73
3.1 疲劳裂纹的起始与扩展 .....	73
3.2 恒幅载荷下疲劳裂纹的扩展 .....	75
3.3 变幅载荷下的疲劳行为 .....	85
第 4 章 应力腐蚀与腐蚀疲劳裂纹扩展 .....	91
4.1 概 述 .....	91
4.2 应力腐蚀裂纹扩展 .....	91
4.3 腐蚀疲劳裂纹扩展 .....	94
第 5 章 海洋工程结构的断裂与疲劳分析 .....	101
5.1 断裂力学设计方法 .....	101
5.2 断裂控制及焊接船壳断裂控制方案 .....	106
5.3 管节点的疲劳寿命估算 .....	108
5.4 海洋固定式平台疲劳寿命估算 .....	117
第 6 章 常用断裂韧性参数的测试 .....	127
6.1 平面应变断裂韧性 $K_{Ic}$ 的测定 .....	127
6.2 临界裂纹尖端张开位移 ( $\delta_c$ ) 的测定 .....	139
6.3 临界 $J$ 积分 ( $J_{Ic}$ ) 的测定 .....	141
附录 A 正态分布表 .....	145
附录 B 第一、二类完整椭圆积分表 .....	146
附录 C 常用应力强度因子表 .....	148
附录 D 弹性力学平面问题的求解途径 .....	159
附录 E 复变函数基础知识 .....	163

附录 F 中英名词术语对照表 .....	168
附录 G 单位换算系数表 .....	170
参考文献 .....	171



# 第 1 章

## 疲劳问题的传统解法

### 1.1 概 述

#### 1.1.1 疲劳破坏的概念

材料或构件在多次重复变化的载荷作用下,即使最大的重复交变应力低于材料的屈服极限,经一段时间的工作后,在某点或某些点也会逐渐产生永久的结构变化,并在一定循环次数后形成裂纹或继续扩展直到完全断裂,材料或结构的这种破坏叫做疲劳破坏。例如,船舶在波浪中航行,甲板不时受到拉伸或压缩交变应力作用;万吨级船舶,上甲板名义应力仅为 59 ~ 69 MPa,其舱口角隅处就往往发生疲劳裂纹。因此,在包括船舶、海洋平台、海洋潜器的海洋工程领域研究结构的疲劳与断裂问题,具有广泛的实际意义。

#### 1.1.2 疲劳破坏的特点

疲劳破坏与静力破坏相比较,其特点是:

① 疲劳破坏是多次重复载荷作用下产生的破坏,它是较长时间的交变应力作用的结果。疲劳破坏要经历一定的时间,这与静载下一次破坏不同。

② 疲劳破坏通常没有宏观显著塑性变形的迹象,即使在静载下表现为韧性的材料,在交变应力作用下,也表现为无明显塑性变形的断裂,与脆性破坏很类似。但韧性材料脆断前需经过较长时间的裂纹亚临界扩展,而脆性材料则是高速扩展后突然破坏。

③ 在疲劳破坏的断口上,总是呈现两个区域:一部分是暗淡光滑区,也即疲劳裂纹发生和扩展区;另一部分是光亮晶粒状区,也即快速断裂区。在交变载荷作用下,整个疲劳破坏过程是从构件存在的缺陷处开始的,对光滑无缺口试样则由于滑移产生微小裂纹,裂纹起点叫疲劳源。由于反复的变形裂纹逐渐扩展,扩展过程中开裂的两个面时而挤紧,时而松离,这样反复摩擦产生了光滑区。随着裂纹的扩大,剖面削弱越来越厉害,直到材料或构件静强度不足时,即在某载荷作用下突然断裂,这种突然性破坏常使材料或构件的断面呈晶粒状,如图 1-1(a) 所示。在疲劳裂纹的发生、扩展区,往往可借助电子显微镜看到明暗交替且相互平行的疲劳条痕,如图 1-1(b) 所示。条痕的出现是判断疲劳破坏的重要依据。

④ 就疲劳破坏而言,其对材料的组成、构件的形状尺寸、表面状态、使用环境等因素都是非常敏感的。因此,同一种材料,在同一种实验条件下,得到的数据具有相当的分散性,即疲劳抗力具有统计性质。故从 20 世纪 50 年代起,人们开始对疲劳实验数据进行概率统计分析,逐步形成了概率疲劳设计方法。

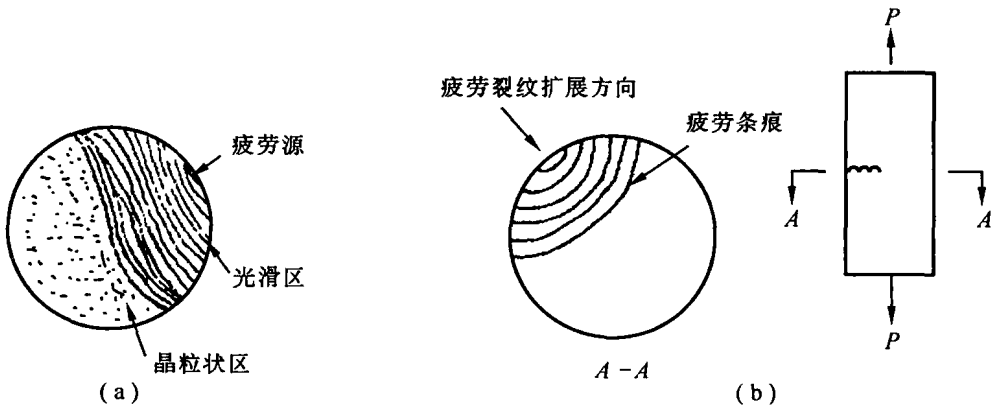


图 1 - 1 圆轴疲劳破坏的断口形状  
(a) 宏观断面; (b) 微观疲劳扩展区

## 1.2 疲劳载荷及疲劳设计

为了研究方便,人们将造成疲劳破坏的重复变化的载荷称为疲劳载荷,并按其幅值在循环过程中的变化规律,分为确定的疲劳载荷和随机的疲劳载荷两种。确定的疲劳载荷又可分为恒幅疲劳载荷(见图 1 - 2(a))及变幅疲劳载荷(见图 1 - 2(b));如果幅值是随机变化的,就其称为随机疲劳载荷(见图 1 - 2(c))。

对承受疲劳载荷的零件和构件,根据疲劳强度理论和疲劳实验数据,决定其合理的结构和尺寸的设计方法称为疲劳强度设计,简称疲劳设计。据资料统计,在机械零件和受力构件的断裂事故中,80%左右是属于疲劳失效,因此疲劳设计是现代设计中的一个重要组成部分。第一次对疲劳进行系统实验的是德国人沃勒,他在 1847 年到 1889 年期间,设计了一个旋转弯曲试验机,进行了多种疲劳实验,并引入了最大应力幅值与寿命周次的关系曲线(简称  $S - N$  曲线)和疲劳极限的概念。后来,相对于概率疲劳设计,以材料疲劳极限和  $S - N$  曲线为依据所进行的疲劳设计,称为常规疲劳设计。

常规疲劳设计方法是在实验的基础上发展起来的。最理想的实验是通过对被研制的设备或其零件、构件,在模拟真实载荷和环境下进行的整机或其零件、构件的疲劳实验,得出其疲劳破坏曲线,来验证疲劳强度设计中设备的承载能力或估算寿命。由于这种实验费用昂贵,所以一般用标准试样进行实验,从而得到材料的疲劳实验数据,并应用于零件和构件的设计中。采用标准试样进行实验,其实验过程简单、通用性强,可以采用已有的疲劳实验数据,为设计单位广泛采用。由于试样与零件存在一段距离,所以如何从试样过渡到零件设计,常常是常规疲劳设计要解决的问题。

进行零件和构件的常规疲劳设计时,首先必须要知道作用于其上的载荷,其次是测定制造该零件和构件材料的疲劳性能,最后是将试样实验得到的数据用到零件和构件的疲劳设计当中。

### 1.2.1 载荷的确定

首先,必须要知道零件和构件的危险部位以及应力变化。因此,需测定零件和构件在运



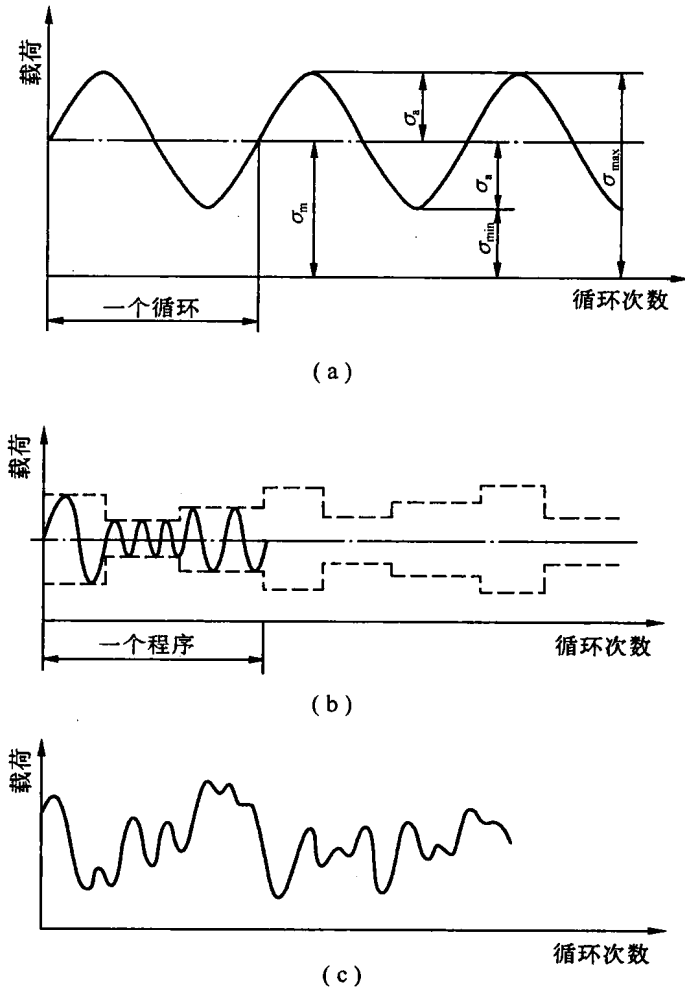


图 1-2 疲劳载荷的分类  
(a) 恒幅疲劳载荷; (b) 变幅疲劳载荷; (c) 随机疲劳载荷

行中的载荷 - 时间历程,并由载荷 - 时间历程求得零件和构件危险部位的应力响应。假使能直接测定危险点的应力 - 时间历程,则问题得到简化。但对于几何形状复杂的零件,很难直接测得零件危险部位的应力 - 时间历程,所以应力 - 时间历程的获得,常分两步来完成,即实测载荷 - 时间历程和计算确定危险点的应力 - 时间历程。

载荷 - 时间历程的获得,常用电阻应变计测量技术(简称电测法),在同类产品运行中直接测定,即将应变计放在零件和构件的待测部位上,用磁带记录仪把受载情况完整真实地记录下来。这里要注意必须选择典型工况。根据所测得的载荷 - 时间历程,用动态有限元法就可以算出零件和构件危险点的应力响应。在计算中,一个关键的问题是危险点的确定,一般采用两种方法:一为实验法,可用光弹模型进行光弹性应力分析,或用金属或用有机玻璃模型进行电测实验,得到零件和构件在静载荷下的应力分布。一般情况下峰值应力最高处为危险点。另一为数值算法,用有限元法建立力学模型,确定边界条件,算出零件在静载荷下的应力分布,确定危险点。由于实验法需制作模型,劳动量大,时间长,在零件的力学模型正

确的情况下,用有限元法计算是很方便的。只有当力学模型的建立把握性不十分大时,才以实验法加以补充。

用实验法或计算法得到的零件和构件应力分布,当发现某些危险点的峰值应力太高时,可以考虑改进结构和尺寸,如加大圆角半径等以降低峰值应力,得到较合理的结构,然后再求得危险点的应力 - 时间历程作为疲劳设计的依据。

### 1.2.2 测定材料的疲劳性能

常规疲劳实验方法,常用于试样个数不多、生产任务紧迫或节省实验费用的情况。测定材料的  $S - N$  曲线时,至少需要 10 个材料和尺寸相同的试样,其中一个试样用于静拉伸实验,1 ~ 2 个试样作为备品,其余 7 ~ 8 个试样用于疲劳实验。

实验中,一般将应力水平分为 7 级,高应力段的间隔可取得大些,随着应力水平的降低,间隔越来越小,最高应力水平可通过预实验确定。

用旋转弯曲试验机对每个试样施加不同的载荷,试样受到不同的循环弯曲应力  $\sigma$ ,记录到达疲劳破坏的循环数  $N$ 。以应力  $\sigma$  为纵坐标,循环数  $N$  为横坐标,得到各实验数据点。然后用曲线板光滑地把它们用曲线连接起来。在连接过程中,应注意到曲线左右两侧各数据点对曲线的偏离大致相等。

实践经验指出,在双对数坐标中,用应力表示的结构材料的  $\sigma - N$  曲线是由两直线段组成的,如图 1-3 所示。根据这“直线段假设”对实验数据经常采用最小二乘法来拟合直线,由此得到最适宜的  $\sigma - N$  曲线。设两条直线交点的循环数(一般为  $10^7$ )以  $N_0$  表示,则循环数大于  $N_0$  的一段直线与横轴平行,循环数  $N$  可到无限远处,所以  $N > N_0$  的区域为无限寿命区,根据这段直线所做的疲劳设计称为无限寿命设计。左边的另一段是斜直线,即  $N < N_0$  的区域为有限寿命区,根据这段斜直线所做的疲劳设计称为有限寿命设计。材料或构件能承受循环周次  $N > 10^7$  而不致于断裂的最大对称交变应力幅值称为材料或构件的疲劳极限或称为持久极限,用  $\sigma_{-1}$  来表示,其相应的可承载而不致断裂的循环次数称为疲劳寿命。显然,当交变应力的幅值大于疲劳持久极限时,则疲劳寿命将缩短,应力愈大,寿命愈短。

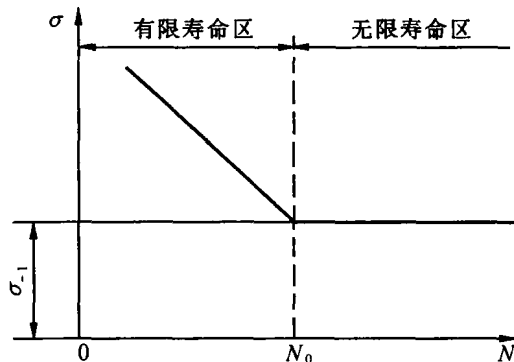


图 1-3  $\sigma - N$  曲线(双对数坐标)

### 1.2.3 试样数据用于零件和构件的疲劳设计

试样数据用于零件和构件的疲劳设计时,需要解决两方面的问题:一是载荷处理,二是试样数据处理。在无限寿命设计中和有限寿命设计中,处理的方法是不一样的。

在无限寿命设计中,将测得的载荷 - 时间历程中除去个别出现的高载荷后,取剩下的载荷中的最大载荷作为计算基准来确定工作应力。此外,从试样到零件,应考虑应力集中系数、尺寸系数和表面系数等,将标准试样在标准的实验条件下的数据,转化到几何形状、尺寸和表面状态与标准试样不同的零件疲劳设计中去,以及由于将对称循环的疲劳数据应用到实际载荷中去而引入了考虑平均应力影响的折算系数。

在有限寿命设计中,将所测得的载荷 - 时间历程加以统计,一般归纳成不同应力水平的8级载荷谱,再用线性累积损伤定律(一般用迈因纳定律)估算零件寿命。其他系数的处理与无限寿命设计相同。但当应力水平高并进入塑性时, $S - N$ 曲线必须用应变来描述,如图1-4所示。根据科芬 - 曼森公式,在弹性范围内原为应力幅与载荷反复次数的关系曲线2,与另一直线即塑性应变幅与载荷反复次数的关系曲线1,交于点 $P$ 。 $P$ 点所对应的循环次数为 $N_T$ 。反复次数小于 $N_T$ 的为塑性应变范围,属于低周疲劳(或称塑性疲劳),相应的为低周疲劳设计;反复次数大于等于 $N_T$ 的为弹性应变范围,相应的为高周疲劳设计。 $N_T$ 一般约为 $5 \times 10^4$ 次。压力容器、飞机起落架等的疲劳是低周疲劳,一般的机械零件的疲劳属高周疲劳。

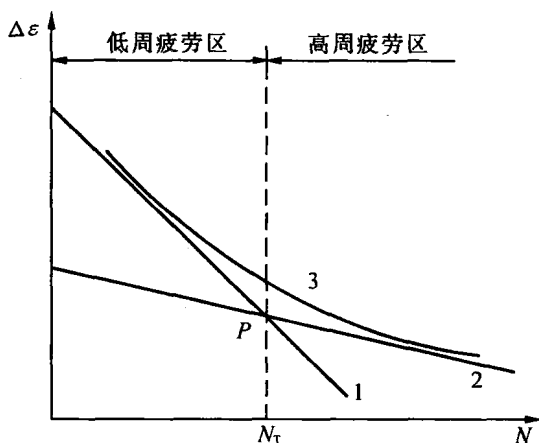


图1-4  $\Delta\epsilon - N$ 曲线(双对数坐标)

- 1— 塑性应变幅度  $\Delta\epsilon_p - N$  曲线;
- 2— 弹性应变幅度  $\Delta\epsilon_e - N$  曲线;
- 3— 总应变幅度  $\Delta\epsilon - N$  曲线

由于实际工作中,机器和设备都要求有一定的使用寿命,所以疲劳设计是按照规定的的使用寿命做有限寿命设计。它与按无限寿命设计的结果相比较,机器与设备的质量和尺寸可减小,设计更为合理。但因无限寿命设计所需的设计参数较少,方法简单,对于一般用途的机械产品,目前仍然使用无限寿命设计。对于某些机械产品,例如汽车等,因为技术发展速度快,更新周期短,不需要很长的使用寿命,减少质量常是这类产品性能水平提高的关键。为

此,即使整台产品需要较长的寿命,也愿以定期更换某些零件的办法,让这些零件设计的寿命较短而质量较小。

### 1.3 恒幅载荷下的疲劳

#### 1.3.1 基本概念

大部分的机械零件受到的是随时间做周期性变化的载荷,即恒幅载荷的作用,如内燃机上的活塞和连杆,就是受拉压交变的恒幅载荷作用,活塞和连杆内的应力也就相应地出现交替变化。这种按时间交替变化的应力称为交变应力,相应的应变称为交变应变。

图 1-5 为交变应力随时间变化的曲线,其变化规律为一正弦曲线,交变应力在两个极限值即最大应力  $\sigma_{max}$  和最小应力  $\sigma_{min}$  之间变化。

下面介绍几个有关的定义:

应力范围:  $\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min}$ ;

应力幅值:  $\sigma_a = \Delta\sigma/2$ ;

平均应力:  $\sigma_m = \sigma_{min} + \sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_a$ ;

应力比:  $R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$ ;当  $R = -1$  时,为对称循环; $R = 0$  时,为脉动循环。

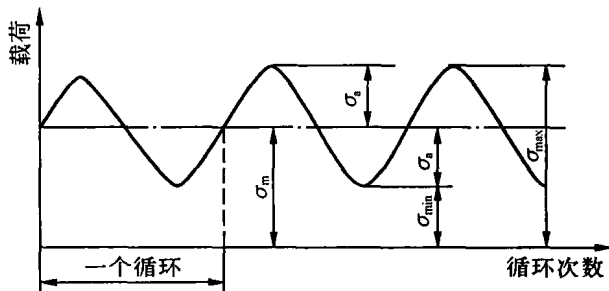


图 1-5 交变应力曲线

恒幅载荷疲劳实验所得  $S - N$  曲线是疲劳设计的基础,现简单介绍如下。

标准试样的疲劳实验一般是在旋转弯曲疲劳试验机(如图 1-6)上进行的。将圆截面试样 4 装在弹簧夹头里,夹头放在主轴 2 中。主轴 2 装在轴承 1 中,并用软轴 6 与计数器 5 相连。计数器与电动机 7 相连。有时计数器通过三角带传动与电动机相连。砝码载荷 10 装在圆盘 11 上,用横梁 9 和拉杆 8 并通过两个活动轴承 3 把弯曲载荷加到试样上。当电动机带动夹头转动时,试样随之转动。试样承受对称循环弯曲应力,直到试样破坏为止。在计数器上读得试样破坏时的循环数  $N$ 。

对每个试样施加不同的载荷  $P$ ,即试样受到不同的弯曲应力  $\sigma$  作用,就得到不同的循环数  $N$ 。以应力  $\sigma$  为纵坐标,试样破坏时的循环数  $N$  为横坐标,根据实验结果,可绘出图 1-7 所示的  $\sigma - N$  曲线。有些材料的  $\sigma - N$  曲线没有水平部分,如图 1-7 所示,常以一定的破坏循环数(如  $N = 10^7$ ) 所对应的应力作为条件疲劳极限,即条件  $\sigma_{-1}$ 。

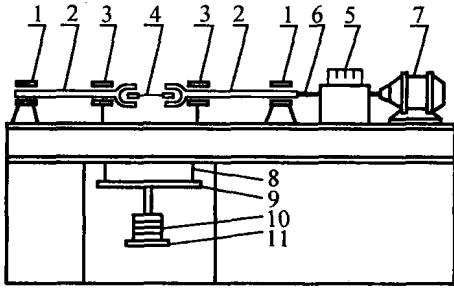


图 1-6 旋转弯曲疲劳试验机示意图

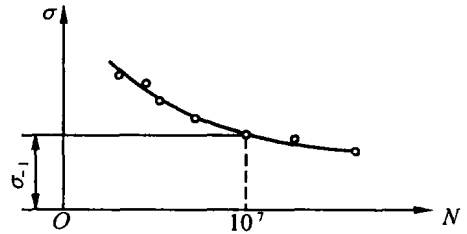


图 1-7  $\sigma - N$  曲线(双对数坐标)

对于一般金属材料,通过光滑试样在恒应力幅值对称循环下的疲劳实验,可得到拉压的  $\sigma - N$  曲线或扭转  $\tau - N$  曲线。然而,以图 1-8 为例,当应力幅值大于材料的屈服极限时,控制应力所得实验数据非常分散,这是因为在高应力区域即应力大于  $\sigma_s$  的区域,试样中出现了显著的宏观塑性现象,应力变化关系已不再服从线性规律,因而产生了不稳定状态。但当采用应变作为控制变量时,其实验数据始终有明显的规律而且可靠。由此提出一个虚拟应力幅值的概念,该值等于材料的弹性模量与应变幅值相乘。例如,应变范围为  $\Delta\epsilon$ ,则应变幅值  $\epsilon_s = \frac{1}{2}\Delta\epsilon$ ,于是虚拟应力记作  $S = \frac{1}{2}\Delta\epsilon \cdot E = E\epsilon_s$ ,并以此来绘制疲劳曲线。因此,通常所谓  $S - N$  曲线是建立在以应变为控制变量的疲劳实验基础上的,是上述疲劳曲线的总称。

图 1-8 说明控制应变实验与控制应力实验所得疲劳曲线,其疲劳极限是一致的。这是因为在  $10^6 \sim 10^7$  的寿命范围内,应力在屈服点以下,应变是弹性的,两者的  $S - N$  曲线是一致的。

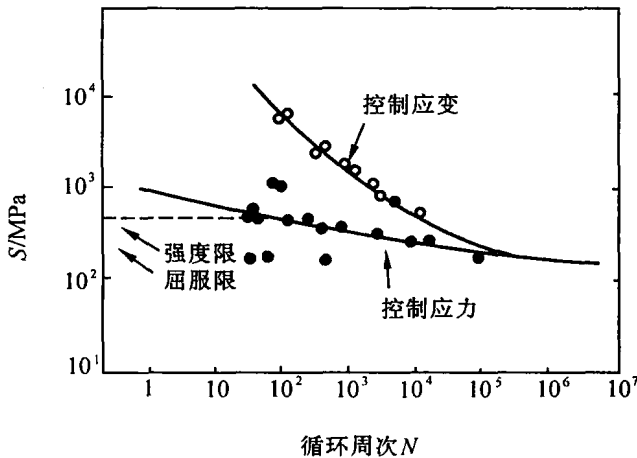


图 1-8 碳的质量分数 0.18% 的碳钢的  $S - N$  实验曲线

$S - N$  曲线是进行疲劳分析和疲劳设计的最基本资料,但它是通过光滑小试样,在对称循环载荷下的疲劳实验得到的,没有考虑实际结构或构件不同形状尺寸、复杂受力状况的影响。因此,有必要就影响疲劳的几个因素,对  $S - N$  曲线做适当的修正。

### 1.3.2 平均应力的影响

实验证明:平均应力增加时,一定循环次数下产生破坏的应力范围要减小;也就是说在非对称循环的交变应力下,如果要求的循环次数一定,增加平均应力,结果将导致能承受的交变应力范围的下降。为了考虑平均应力对疲劳寿命的影响,可把非对称循环时的交变应力转换成相当于对称循环时产生相同疲劳破坏的交变应力,该应力称为当量交变应力  $\sigma_e$ 。

#### 1. 平均应力对无限寿命的应力幅值的影响

平均应力对无限寿命应力幅值的影响可用著名的古德曼(Goodman)线图表示,如图 1-9 所示。图中横坐标是平均应力  $\sigma_m$ ,纵坐标是无限寿命的交变应力幅值  $\sigma_a$ 。显然,当平均应力为零时,则材料能承受无限周次交变应力作用而不破坏的最大交变应力即为材料的持久极限  $\sigma_{-1}$ 。随着平均应力的增加,上述交变应力幅值将逐步减小,当平均应力等于材料的抗拉强度极限  $\sigma_b$  时,则上述交变应力幅值等于零。工程上为了简便和安全起见,通常用图 1-9 中直线 AB 来表示平均应力  $\sigma_m$  与交变应力幅值  $\sigma_a$  之间的关系,该直线称为修正的古德曼图线。图中,在 OAB 三角形范围内工作的材料具有无限寿命。

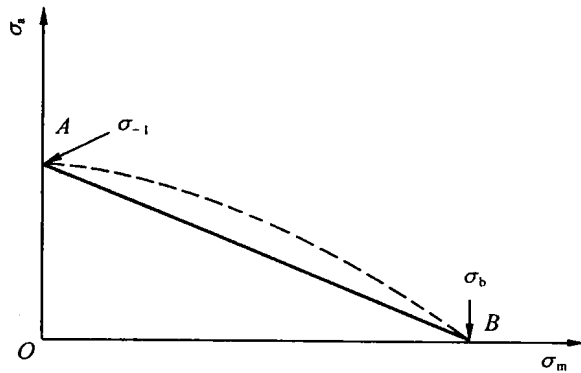


图 1-9 无限寿命下古德曼直线

#### 2. 平均应力对有限寿命的交变应力幅值的影响

平均应力  $\sigma_m$  的增加会导致无限寿命下可承受的交变应力幅值  $\sigma_a$  的下降,同样也会导致有限寿命下的交变应力幅值  $\sigma_a$  的下降,为此提出一个当量的交变应力  $\sigma_e$  的概念。这里当量交变应力系指相当于材料承受对称循环疲劳时的交变应力值。 $\sigma_e$  的值可以从下述图解法或简单的几何关系中得到。

图 1-10(a) 为古德曼图线,横坐标为平均应力,抗拉强度定于 B 点;纵坐标为应力幅值,对于需考虑的点  $P(\sigma_m, \sigma_a)$ ,只要连接 BP 并延长交纵坐标于 E 点,则 E 点的纵坐标即为所要求的当量交变应力值。当量交变应力值也可在古德曼直线上用下式求得,即

$$\sigma_e = \frac{\sigma_a}{1 - (\sigma_m/\sigma_b)} \tag{1-1}$$

式中  $\sigma_a$ ——交变应力的幅值;

$\sigma_m$ ——校正平均应力。它与根据循环载荷计算的平均应力值  $\sigma'_m$  的关系为:

当  $\sigma_a + \sigma'_m \leq \sigma_s$  时, 则

$$\sigma_m = \sigma'_m \quad (1-2)$$

当  $\sigma_a + \sigma'_m > \sigma_s$ , 而  $\sigma_a < \sigma_s$  时, 则

$$\sigma_m = \sigma_s - \sigma_a \quad (1-3)$$

当  $\sigma_a \geq \sigma_s$  时, 则

$$\sigma_m = 0 \quad (1-4)$$

求得当量交变应力值  $\sigma_e$  后, 即可按疲劳设计曲线求得破坏周数, 如图 1-10 所示。

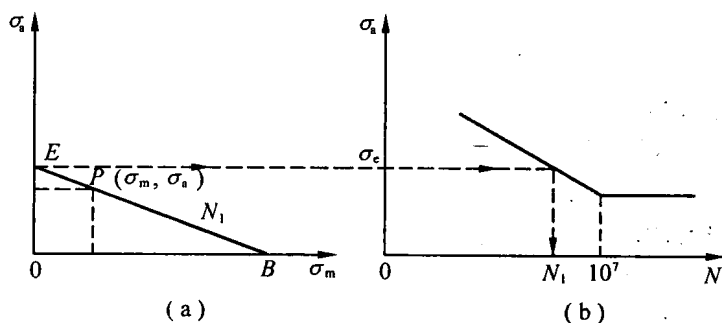


图 1-10 有限寿命下的古德曼直线

(a) 古德曼图线; (b) 疲劳特性曲线

### 1.3.3 应力集中的影响

#### 1. 应力集中系数的概念

船舶结构中的疲劳裂纹, 一般都出现在应力集中处, 例如, 舱口角隅、舱面室的端部、舷顶列板的切口、纵材接头的刚度突变处以及膨胀接头等非连续的局部区域。

构件受力后, 非连续处或切口处局部应力的提高可以用理论应力集中系数来表示。即单纯的弹性构件中, 最大局部应力  $\sigma_{\max}$  与计算名义应力  $\sigma_n$  之比, 称之为理论应力集中系数, 以  $K_t$  表示, 即

$$K_t = \frac{\text{最大局部应力 } \sigma_{\max}}{\text{计算名义应力 } \sigma_n} \quad (1-5)$$

例如, 对受均匀拉伸的宽板, 其椭圆孔边的应力集中系数, 可根据弹性理论求得

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_n} = \left(1 + 2 \frac{b}{a}\right)$$

其中,  $a, b$  分别为椭圆的长半轴和短半轴。其他缺口形状的  $K_t$  值, 可以用数值计算方法或用光弹性试验方法来求得。考虑缺口对疲劳寿命影响的最简单方法, 是将应力集中系数乘上名义应力, 并用其乘积到疲劳曲线上查得和估计破坏时的循环周次。

理论应力集中系数对疲劳有显著的影响, 但实验证明理论应力集中系数并不能完全代表结构内由于缺口而引起疲劳强度削弱的实况, 实际的削弱值不仅取决于峰值应力, 而且与应力梯度、材料、载荷类型等因素有关。综合以上因素, 用有效应力集中系数或称为疲劳强度减低系数来评价含有裂纹体结构的实际疲劳强度的减低, 这一方法, 将显得更精确些。有效应力集中系数  $K_e$  的定义为

$$K_e = \frac{\text{无缺口试件的持久限}}{\text{有缺口试件的持久限}} \quad (1-6)$$

$K_e$  一般均小于或等于  $K_t$  值。

根据材料的疲劳特性对缺口影响的敏感性,  $K_e$  可表示为

$$K_e = 1 + q(K_t - 1) \quad (1-7)$$

式中

$$q = \frac{K_e - 1}{K_t - 1} \quad (1-8)$$

称之为材料的缺口敏感度。因为  $K_e \leq K_t$ , 所以  $0 < q \leq 1$ 。当应力集中系数  $K_t$  变动时, 系数  $q$  也要变化, 但它的变化较  $K_t$  的变化小得多。对一种牌号的钢, 系数  $q$  可近似的认为是固定的; 对于不同的钢种, 系数  $q$  的变化范围为  $0.6 \leq q \leq 0.9$ , 下限相当于中低强度钢, 上限相当于高强度钢。由此可见, 高强度钢对于应力集中系数较中低强度钢为敏感。

### 2. 有效应力集中系数 $K_e$ 的应用

一个循环应力可以分解成静应力(即平均应力)和交变应力两部分, 一般仅用  $K_e$  来修正交变应力, 认为  $K_e$  对静应力值影响不大。但是, 更为合理的方法是将  $K_e$  同时用于静应力和交变应力的修正。下面举例说明  $K_e$  的应用。

**例 1-1** 一个  $K_e = 3$  的含有缺口的板条, 其材料的抗拉强度  $\sigma_b = 552$  MPa, 屈服强度为  $\sigma_s = 345$  MPa, 对称应力循环的持久极限为  $\sigma_{-1} = 248$  MPa, 在名义应力为 0 ~ 138 MPa 之间变化, 应力 - 应变的变化过程如图 1-11 所示。

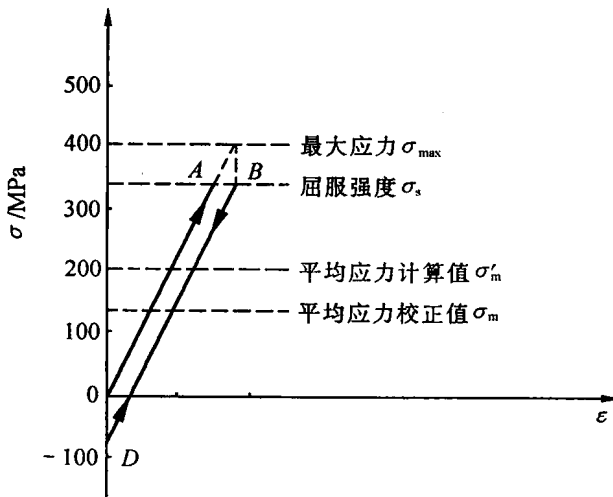


图 1-11  $\sigma - \epsilon$  发展过程

解 ① 平均应力的计算值  $\sigma'_m$

$$\sigma'_m = \frac{\sigma_{\max}}{2} = 69 \text{ MPa}$$

考虑了  $K_e$  以后

$$\sigma'_m = 3 \times 69 = 207 \text{ MPa}$$



② 交变应力幅值  $\sigma_a$ 

$$\sigma_a = \frac{1}{2} \times 3 \times 138 = 207 \text{ MPa}$$

③ 平均应力校正值  $\sigma_m$ 

根据公式(1-3),若  $\sigma_a + \sigma'_m > \sigma_s$ ,且  $\sigma_a < \sigma_s$ 时,则

$$\sigma_m = \sigma_s - \sigma_a$$

现

$$\sigma_a = 207 \text{ MPa}, \quad \sigma_m = 207 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a + \sigma'_m = 414 \text{ MPa} > \sigma_s = 345 \text{ MPa}$$

而

$$\sigma_a = 207 \text{ MPa} < \sigma_s$$

故

$$\sigma_m = \sigma_s - \sigma_a = 345 - 207 = 138 \text{ MPa}$$

## ④ 破坏循环周次的确定

本例系非对称循环加载,预估疲劳寿命按前述方法,即考虑平均应力的影响,求取在相同疲劳破坏周次时对称循环下的当量交变应力  $\sigma_e$  值, $\sigma_e$  值可由式(1-1)算出。求出  $\sigma_e$  后,即可用  $\sigma_m = 0$  的  $S-N$  曲线求得其相应的寿命  $N$ ,也可直接用下述图解法求得。

图 1-12(b) 为修正的古德曼线图,纵坐标上取持久限,横坐标上取抗拉强度极限,将两点连接,该线以下认为是安全的。该线以上,对应一定循环周次是安全的。循环周次求法如下:将  $\sigma_m = 138 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_a = 207 \text{ MPa}$  的应力点  $P$ ,与横坐标上  $B(\sigma_b, 0)$  点相连接,向上延伸交纵坐标于  $E$  点。从  $E$  点再向左水平延伸与图 1-12(a) 的  $S-N$  曲线相交,交点处的疲劳循环次数即为所求的疲劳循环寿命,这里为 5 000 次。

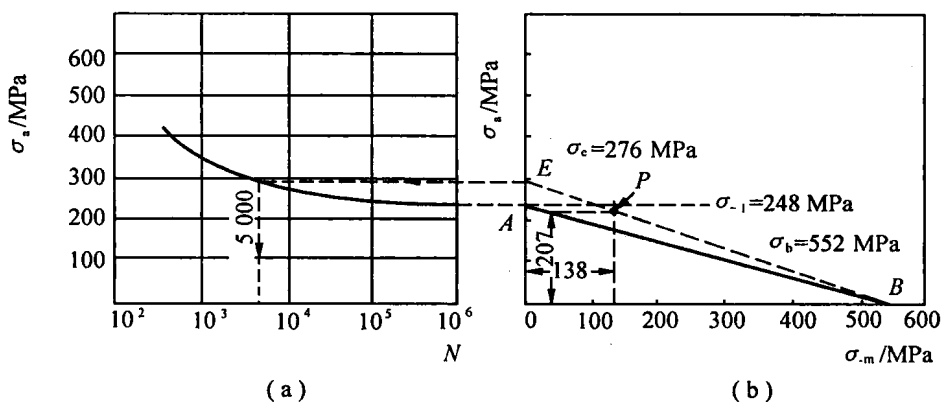


图 1-12 决定疲劳寿命的方法