

61

T1122  
725

# 机械设计新论

汤嘉吉 著

西北工业大学出版社

**图书在版编目 (CIP) 数据**

机械设计新论/汤嘉吉著. —西安: 西北工业大学出版社, 2001. 1

ISBN 7-5612-1312-3

I. 机… II. 汤… III. 机械设计 IV. TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2000) 第 77018 号

出版发行: 西北工业大学出版社

通信地址: 西安市友谊西路 127 号, 邮编 710072 电话: 029—8493844

网 址: <http://www.nwpup.com>

印 刷 者: 西北工业大学出版社印刷厂

开 本: 850mm×1 168mm

印 张: 8. 625

插 页: 1

字 数: 213 千字

版 次: 2001 年 3 月第 1 版 2001 年 3 月第 1 次印刷

书 号: ISBN 7-5612-1312-3

印 数: 0001~1 000

定 价: 15.00 元

## 前 言

20 世纪科学技术日新月异，机械设计学科也有革新。但我国机械设计用书不论设计理论或设计实践，亦不论深度或广度皆有不足。

为密切结合现设计用书状况及培养机械设计新人所需，新编了《机械设计新论》。

本书对疲劳强度从理论上作了深入探讨，就  $\sigma_{\min}=C$ ， $\sigma_m=C$  及  $\gamma=C$  三类变应力推证了强度计算式；分析了按最大应力  $\sigma_{\max}$  作强度计算与按应力幅  $\sigma_a$  作强度计算两者的关系，得出相关函数式，由此推知螺纹联接按  $\sigma_{\min}=C$  变应力计算疲劳强度时，仅需按最大应力作计算即可；圆柱螺旋弹簧不论是按  $\tau_{\min}=C$  或  $\tau_m=C$  作变应力计算疲劳强度时，均只需按应力幅作计算即可，因而计算大为简化。文中还分析了该三类变应力参数对疲劳强度的影响，得出确切结论；对三类变应力作了综合分析、比较，得出三类变应力不仅理论上应严格分清，就是实际数值计算也不能混用的结论；提出了简便的疲劳强度图解法。

为增强金属材料疲劳知识，从空位、位错及滑移原理论述了金属材料疲劳的孕育、裂纹萌生及初生裂纹的萌生时间。同时从微观及宏观角度，用理论分析及实际数据详细论述了疲劳损伤的全过程（裂纹扩展、扩展速率、疲劳断口等）；论述了少循环疲劳的性质、特性及断口特征；全面论述了疲劳线图，分述疲劳曲线、局部损伤曲线、静强度区、少循环疲劳区、多循环疲劳区、持久疲劳区及无损伤区。

接触应力是机械设计重要基础理论，为便于学习，理解，本

书对接触应力全部公式均作了详细证明，各系数的计算亦推证了公式，并举实例示范。凡是具备“材料力学”知识，均能借此顺利地掌握接触应力。

本书对齿轮传动、向心推力滚动轴承、螺纹联接及配槽式楔键联接设计计算不足之处，如缺少轮齿位于两对齿啮合区及节点外啮合的齿面接触强度计算；向心推力滚动轴承动负荷计算缺少计算参数  $e, X, Y$ ，派生轴向力  $S$  及轴承所受轴向力  $F_a$  的分析计算；螺纹联接的螺栓静强度、疲劳强度、受弯矩作用的螺栓组联接、地基螺栓组联接等均作了专门探讨，侧重理论分析，提出合理的论述及计算。

本书对静压轴承论述了专用于计算静压轴承的流体力学基础理论；各型静压轴承的工作原理、特性、设计计算；对薄膜节流静压轴承提出新的计算式及设计数据。

为加深、扩展设计知识与技能，特别介绍了轮齿工作齿面强化，从强化机理到实用强化方法，由设计角度有理论分析及实用设计数据，论述了各齿面强化技术；电动机选择，论述了工作机器对电动机的要求、电动机类型及特性、电流、电动机类型选择及负荷能力计算。

本书内容有创新，缺错难免，敬希指正。

作者

2000.9

## 目 录

第 1 章 疲劳强度计算	1
1.1 疲劳强度	1
1.2 $\gamma = C$ 变应力的疲劳强度计算	9
1.3 $\sigma_{\min} = C$ 变应力的疲劳强度计算	20
1.4 $\sigma_m = C$ 变应力的疲劳强度计算	32
1.5 疲劳强度综合分析及图解法	39
参考文献	45
第 2 章 接触应力	47
2.1 集中力作用于弹性平面产生的接触应力	47
2.2 圆形均布载荷作用于弹性平面产生的接触应力	56
2.3 两圆球相接触产生的接触应力	65
2.4 两曲面相接触产生的接触应力	71
2.5 两平行圆柱相接触产生的接触应力	82
参考文献	85
第 3 章 螺纹联接计算	86
3.1 螺纹联接受力分析	86
3.2 螺纹联接的刚度计算	89
3.3 单个螺栓联接的强度计算	94
3.4 螺栓组联接的强度计算	98
参考文献	107
第 4 章 配槽式楔键联接计算	108
4.1 楔键联接受力分析	108

4.2	轮毂、轴及键的挤压强度相同时，键联接的强度计算 .....	109
4.3	轮毂的挤压强度为弱时，键联接的强度计算 .....	110
<b>第5章</b>	<b>齿轮传动强度计算分析</b> .....	<b>114</b>
5.1	概述 .....	114
5.2	综合曲率半径 $\rho_z$ 分析 .....	115
5.3	齿面接触应力计算 .....	120
5.4	齿面接触疲劳强度计算 .....	122
	参考文献.....	124
<b>第6章</b>	<b>向心推力滚动轴承的动负荷计算</b> .....	<b>125</b>
6.1	轴承的动负荷 $C$ .....	125
6.2	向心推力轴承的当量作用力 $F$ .....	126
6.3	向心推力轴承派生的轴向力 $S$ .....	129
6.4	作用于向心推力轴承的轴向力 $F_a$ .....	133
6.5	轴承的许用动负荷 $[C]$ .....	135
	参考文献.....	139
<b>第7章</b>	<b>静压轴承</b> .....	<b>140</b>
7.1	概述 .....	140
7.2	流体力学基础 .....	140
7.3	节流器及静压轴承的工作原理 .....	146
7.4	静压轴承的承载能力及流量计算 .....	154
7.5	小孔节流的静压轴承计算 .....	158
7.6	毛细管节流的静压轴承计算 .....	162
7.7	滑阀节流的静压轴承计算 .....	164
7.8	薄膜节流的静压轴承计算 .....	170
<b>第8章</b>	<b>金属材料的疲劳</b> .....	<b>175</b>
8.1	金属材料疲劳的孕育 .....	175
8.2	金属疲劳 .....	184

---

8.3 疲劳线图 .....	199
参考文献 .....	202
<b>第 9 章 齿轮工作齿面的强化</b> .....	<b>203</b>
9.1 概述 .....	203
9.2 钢材的强化机理 .....	204
9.3 轮齿的强化方法 .....	205
参考文献 .....	220
<b>第 10 章 电动机的选择</b> .....	<b>221</b>
10.1 工作机器对电动机性能的要求 .....	221
10.2 电动机的类型及特性 .....	224
10.3 电动机类型的选择 .....	228
10.4 电动机负荷能力的计算 .....	230
参考文献 .....	240
<b>附录</b> .....	<b>241</b>

# 第 1 章 疲劳强度计算

## 1.1 疲劳强度

### 1.1.1 变应力

机器零件在工作中所处的变应力状态各式各样。有按一定规律变化或随机变化的应力状态。最小应力  $\sigma_{\min}=C$ 、平均应力  $\sigma_m=C$  及应力循环特性  $\gamma=C$  的变应力即为常见的,按一定规律变化的变应力状态,有单向及双向变应力状态,以及稳定的及不稳定的变应力状态等。

本章仅介绍多循环疲劳强度计算。少循环疲劳强度计算的论述参见参考文献 [9, 10, 11]。

作疲劳强度计算时应分别针对各不同的应力状态,作正确的分析、计算。

通常不论描述或计算疲劳强度时,都按变应力的最大应力  $\sigma_{\max}$ 、最小应力  $\sigma_{\min}$ 、应力幅  $\sigma_a$ 、平均应力  $\sigma_m$  及应力循环特性  $\gamma$  五个基本参数来论述。这五个参数中只要有两个参数不随时间(循环次数  $N$ )而改变时,其他三个参数也就不改变。这五个参数都不变的变应力即称为稳定变应力。若五个参数中仅有一个参数不随时间改变时,则为按一定规律变化的变应力。

如图 1.1 所示,这五个变应力参数的相关函数式为

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$$

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$$



$$\gamma = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$$

$$\text{即 } \gamma = (\sigma_{\max} - 2\sigma_a) / \sigma_{\max} = 1 - (2\sigma_a / \sigma_{\max})$$

得

$$\sigma_{\max} / \sigma_a = 2 / (1 - \gamma)$$

$$\tau_{\max} / \tau_a = 2 / (1 - \gamma) \text{ (对切应力)}$$

(1-1)

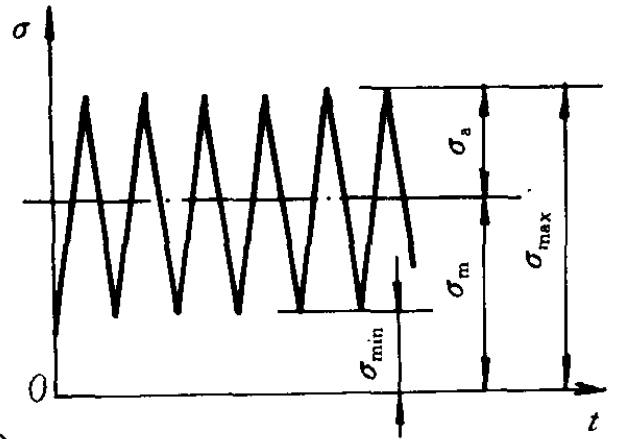


图 1.1 变应力

$$\text{或 } \gamma = (\sigma_m - \sigma_a) / (\sigma_m + \sigma_a)$$

$$\gamma \sigma_m + \gamma \sigma_a = \sigma_m - \sigma_a$$

$$(1 - \gamma) \sigma_m = (1 + \gamma) \sigma_a$$

得

$$\sigma_m / \sigma_a = (1 + \gamma) / (1 - \gamma)$$

$$\tau_m / \tau_a = (1 + \gamma) / (1 - \gamma) \text{ (对切应力)}$$

(1-2)

或

$$\gamma = \sigma_{\min} / (\sigma_{\min} + 2\sigma_a) =$$

$$\frac{\sigma_{\min} / 2\sigma_a}{\sigma_{\min} / 2\sigma_a + 1}$$

$$\frac{\sigma_{\min} / 2}{\sigma_a} \gamma + \gamma = \frac{\sigma_{\min} / 2}{\sigma_a}$$

得

$$\frac{\sigma_{\min} / 2}{\sigma_a} = \frac{\gamma}{1 - \gamma} \quad (1-3)$$

### 1.1.2 寿命因数 $K_N$

用标准试件做疲劳寿命实验，在疲劳极限应力  $\sigma_{\gamma \text{Lim}}$  与应力循环数  $N$  为坐标系的坐标面上，可绘出疲劳寿命曲线。即 S-N 曲线（见图 1.2）。

图中  $\sigma_{\gamma N}$  表示当循环特性为  $\gamma$ ，循环数为  $N$  时材料的疲劳极限（通常是按对称循环  $\gamma = -1$  做实验）。对塑性材料（如低、中碳

钢), 疲劳曲线可分为曲线段  $BC$  及水平直线段  $CD$ 。拐点  $C$  的循环数  $N_c$  为持久循环数, 拐点的极限应力值即为持久疲劳极限  $\sigma_{rc}$  (或  $\sigma_{r\infty}$ )。

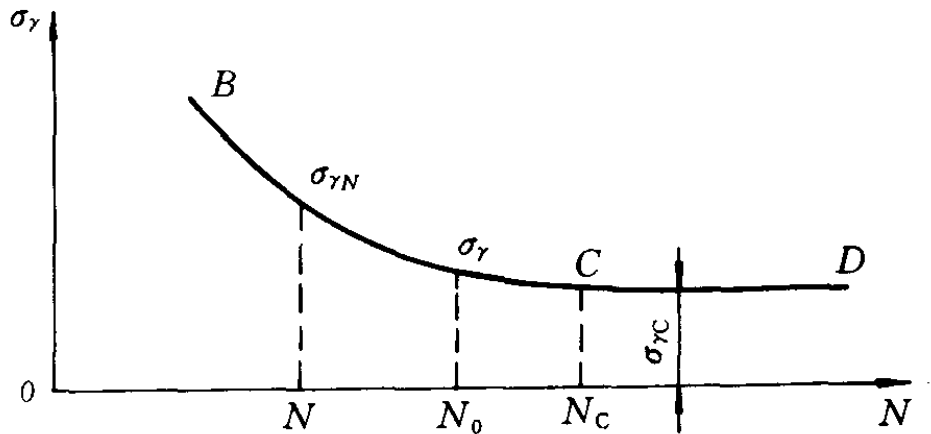


图 1.2 疲劳寿命曲线

经数学分析、整理得疲劳寿命曲线  $BC$  段的数学式为

$$\sigma_{rN}^m N = C \quad (1-4)$$

式中  $m$ ——疲劳指数, 视材质及应力性质而定, 如为弯曲变应力, 通常取  $m=9$ ; 接触变应力, 钢铁材料取,  $m=6$ , 青铜取  $m=8$  等;

$C$ ——常数。

通常做疲劳实验都是事先取定一个循环数  $N_0$ 。  $N_0$  称为循环基数 (如取  $N_0=10^6$ ,  $5 \times 10^6$  或  $10^7$  等)。按循环基数  $N_0$  做实验所得的疲劳极限即为材料性能表中所列的疲劳极限值  $\sigma_r$  (如  $\sigma_{-1}$ ,  $\sigma_0$ ,  $\tau_{-1}$ ,  $\tau_0$  等)。因此欲求知任一循环数  $N$  时的疲劳极限值  $\sigma_{rN}$  时, 即可根据已知循环基数  $N_0$  时的疲劳极限  $\sigma_r$ , 按式 (1-4) 求得

$$\sigma_{rN}^m N = \sigma_r^m N_0 = C$$

$$\sigma_{rN} = \sqrt[m]{N_0/N} \cdot \sigma_r$$

令

$$K_N = \sqrt[m]{N_0/N} \quad (1-5)$$

$$\text{得} \quad \sigma_{\gamma N} = K_N \sigma_{\gamma} \quad (1-6)$$

$K_N$  称为疲劳寿命因数，简称寿命因数。

当用式 (1-5) 计算寿命因数  $K_N$  时，应注意，实有循环数  $N \geq N_c$  时，仍应按  $N = N_c$  计算。

### 1.1.3 极限应力曲线

图 1.2 所示的疲劳寿命曲线也应该是极限应力曲线，但它只是循环特性  $\gamma$  为某一规定值（如  $\gamma = -1$ ）、单向稳定变应力的极限应力曲线，而且主要是表示疲劳极限与寿命（循环数  $N$ ）的函数关系，故称其为疲劳寿命曲线。但是若要分析、计算各不同循环特性  $\gamma$  的疲劳极限时，就必须绘制同时能表示各不同循环特性  $\gamma$  时的极限应力曲线。这种曲线通常可按  $\sigma_{\max} - \sigma_m$  坐标系或按  $\sigma_a - \sigma_m$  坐标系绘制。将由实验所得各不同循环特性  $\gamma$  的极限应力值分别按  $(\sigma'_m, \sigma'_{\max})$  或  $(\sigma'_m, \sigma'_a)$  绘制相关的曲线，称为极限应力曲线。虽然采用的坐标系不同，但不论按哪一个坐标系绘制的极限应力曲线，对疲劳强度的分析、计算结果，两者皆一致。

如图 1.3 所示，以  $\sigma_{\max}$  为纵坐标， $\sigma_m$  为横坐标，将实验所得各循环特性  $\gamma$  的极限应力值，按  $(\sigma'_m, \sigma'_{\max})$  坐标点分别绘于坐标面上，即得标准试件、循环基数  $N_0$ ，按  $\sigma_{\max} - \sigma_m$  坐标系的极限应力线图  $P_0 \widehat{F}_0$ 。在极限应力曲线上的各点皆表示一定循环特性  $\gamma$  的极限应力值  $(\sigma'_m, \sigma'_{\max})$ 。

图 1.3 所示的极限应力曲线是按循环基数  $N_0$  实验而得。计算极限应力时，若循环数不是  $N_0$ 。如前述应将  $N_0$  时的极限应力  $\sigma_{-1} (\tau_{-1})$  值，按式 (1-6) 换算为实际循环数  $N$  时的极限应力。即将  $\sigma_{-1} (\tau_{-1})$  乘以寿命因数  $K_N$ 。

如图 1.3 所示，沿纵坐标轴的各坐标点，平均应力  $\sigma_m = 0$ ，即纵坐标轴表示循环特性  $\gamma = -1$ （对称循环）时的变应力状态。因此极限应力曲线在纵坐标轴上的截距  $OP_0$  即为  $\gamma = -1$  时的极限

应力 ( $P_0$  点的纵坐标值即为  $\sigma_{-1}$ )。

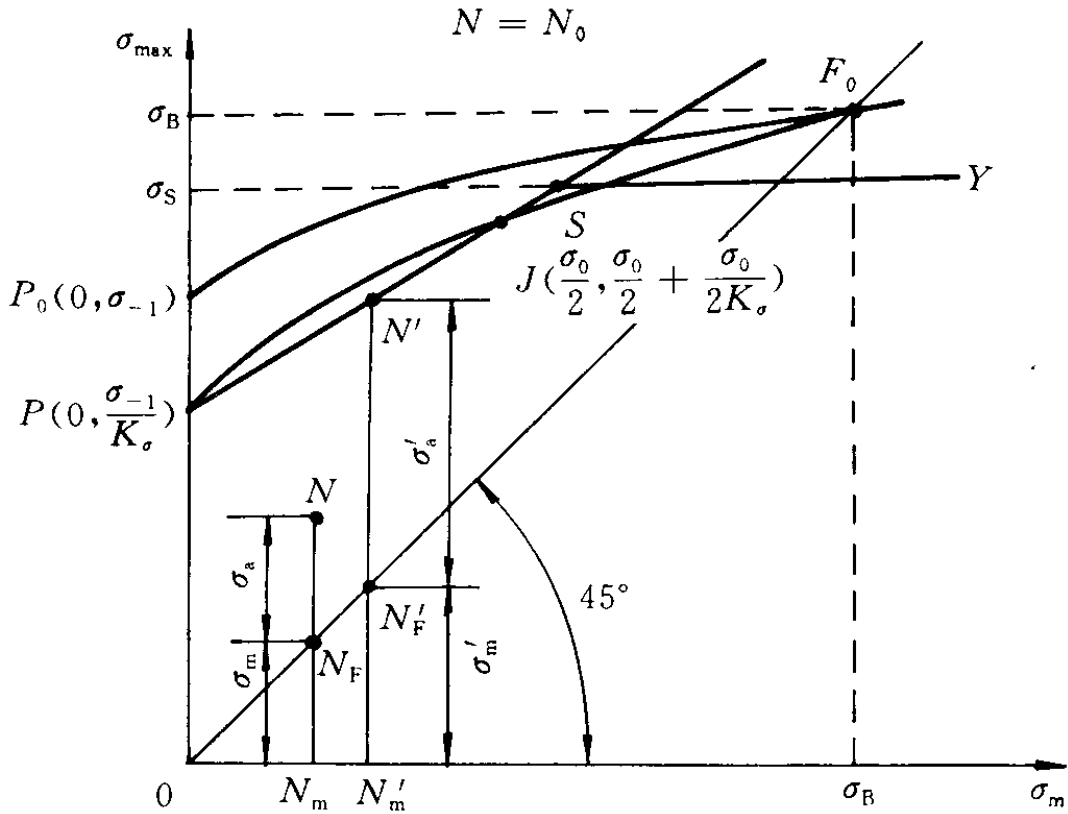


图 1.3 极限应力曲线

计算实际零件的疲劳极限应力幅  $\sigma'_a$  时, 在标准试件的极限应力幅  $\sigma'_{a0}$  上计入实际零件应力集中、绝对尺寸及表面质量 (粗糙度及强化) 等的影响。为便于阐述, 将这些影响总和为一个因数, 称之为总和因数  $K_s$  (或  $K_r$ ) ( $K_s$  的说明见 1.1.4 节), 即循环数为  $N_0$ 、循环特性  $\gamma = -1$  的实际零件的极限应力幅 (亦即最大应力) 为  $\sigma'_{a0}/K_s$ 。因而如图所示, 实际零件的极限应力曲线  $PF_0$  较试件者为低。实际零件的极限应力曲线在纵坐标轴上的截距为  $0P$ , 点  $P$  的坐标值为  $(0, \sigma_{-1}/K_s)$ 。

静应力状态,  $\gamma = +1, \sigma_{max} = \sigma_m, \sigma_a = 0$ 。其在极限应力曲线上的坐标点应为过坐标原点  $0$ , 斜角为  $45^\circ$  的直线与极限应力曲线的交点  $F_0 (\sigma_B, \sigma_B)$  (因为是静应力状态,  $\sigma_a = 0$ , 不计总和因数  $K_s$ )。

为便于分析、计算，将实际零件的极限应力曲线 $P\hat{F}_0$ 加以简化。其中较为合理、适用的简化办法为在该曲线上取对称循环 $\gamma=-1$ 的坐标点 $P(0, \sigma_{-1}/K_\sigma)$ 及脉动循环 $\gamma=0$ 的坐标点 $J(\sigma_0/2, \sigma_0/2 + \sigma_0/2K_\sigma)$ ，连接二点的直线 $PJ$ 即用来代替实用零件极限应力曲线。

受循环载荷作用的机件多用塑性材料。对塑性材料静强度的极限应力为屈服极限 $\sigma_s$ 。以屈服极限 $\sigma_s$ 为极限应力的静强度曲线如图1.3所示的 $SY$ 水平直线。 $SY$ 与简化了的疲劳极限应力曲线 $PJ$ 的交点为 $S$ 。则对塑性材料实用的极限应力曲线即为 $PJSY$ 。其中 $PS$ 段表示疲劳极限应力曲线， $SY$ 段表以屈服极限 $\sigma_s$ 为极限应力的静强度曲线。

按解析几何由 $P, J$ 二点求直线方程式即得疲劳极限应力曲线 $PS$ 的数学式为

$$\left. \begin{aligned} K_\sigma \sigma_{\max} - (K_\sigma - \psi_\sigma) \sigma_m - \sigma_{-1} &= 0 \\ \psi_\sigma &= (2\sigma_{-1} - \sigma_0) / \sigma_0 \\ K_\tau \tau_{\max} - (K_\tau - \psi_\tau) \tau_m - \tau_{-1} &= 0 \quad (\text{对切应力}) \\ \psi_\tau &= (2\tau_{-1} - \tau_0) / \tau_0 \end{aligned} \right\} \quad (1-7)$$

$PS$ 之斜角 $\rho$ 为

$$\left. \begin{aligned} \rho &= \arctan d\sigma_{\max} / d\sigma_m = \arctan(1 - \psi_\sigma / K_\sigma) \\ \rho &= \arctan(1 - \psi_\tau / K_\tau) \quad (\text{对切应力}) \end{aligned} \right\} \quad (1-8)$$

静强度极限应力曲线 $SY$ 的数学式为

$$\sigma_{\max} = \sigma_s \quad (1-9)$$

式(1-7)、式(1-9)联立求解，得二极限应力曲线交点 $S$ 的坐标值为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{mS} &= (K_\sigma \sigma_s - \sigma_{-1}) / (K_\sigma - \psi_\sigma) \\ \sigma_{\max S} &= \sigma_s \\ \tau_{mS} &= (K_\tau \tau_s - \tau_{-1}) / (K_\tau - \psi_\tau) \quad (\text{对切应力}) \\ \tau_{\max S} &= \tau_s \end{aligned} \right\} \quad (1-10)$$

在疲劳极限应力曲线上任取一点  $N'$ ，其最大应力为

$$\begin{aligned}\sigma'_{\max} &= N'N'_m = N'N'_F + N'_FN'_m = \\ &N'N'_F + 0N'_m = \sigma'_a + \sigma'_m\end{aligned}$$

即由疲劳极限应力曲线至  $0F_0$  线的垂直距离 ( $N'N'_F$ ) 表极限应力幅  $\sigma'_a$ ，而由  $0F_0$  线到横坐标轴的垂直距离 ( $N'_FN'_m$ ) 表平均应力值  $\sigma'_m$ 。

同理，在疲劳极限应力曲线下方任取一工作应力点  $N$ ，则  $N$  点的最大应力值为

$$\sigma_{\max} = NN_F + N_FN_m = \sigma_a + \sigma_m$$

即由工作应力的坐标点到  $0F_0$  线的垂直距离为工作应力幅  $\sigma_a$ ，与  $0F_0$  线交点到横坐标轴的垂直距离为平均应力值  $\sigma_m$ 。

#### 1.1.4 总和因数 $K_\sigma$

如图 1.4 所示为有缺口的零件。由于应力集中作用，于缺口部位呈现应力峰值 ( $\sigma + \Delta\sigma_K$ )。 $\sigma$  为缺口截面上的名义应力， $\Delta\sigma_K$  为应力峰值的增量，则缺口处的应力集中因数为

$$k_\sigma = (\sigma + \Delta\sigma_K)/\sigma$$

经加工的缺口表面有一定的粗糙度。表面粗糙不平也要产生应力集中作用，也有应力峰值，设其峰值的增量为  $\Delta\sigma_\beta$ 。如图 1.4 所示，只是表面粗糙度的应力峰值增量  $\Delta\sigma_\beta$  较之缺口的应力峰值增量  $\Delta\sigma_K$  小得多。表面粗糙度引起的应力集中因数 ( $1/\beta_\sigma$ ) 为

$$1/\beta_\sigma = (\sigma + \Delta\sigma_\beta)/\sigma$$

因为目前各有关文献都是只给出表面粗糙度应力集中因数的

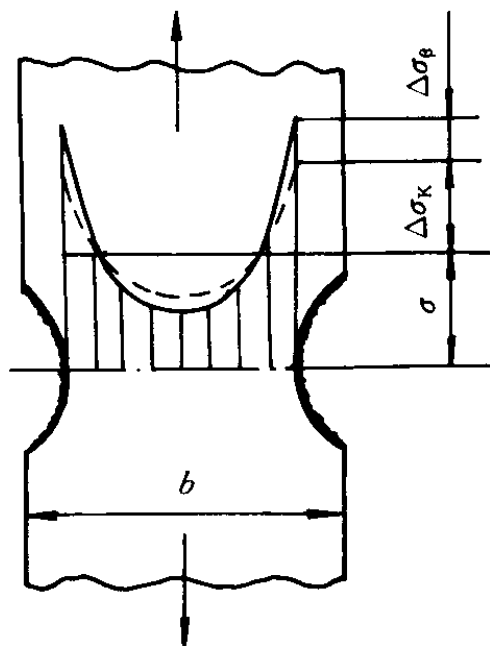


图 1.4 缺口零件的应力集中

倒数  $\beta_s$  ( $\beta_s$  常简称为表面粗糙度因数,  $\beta_s$  的数值小于 1)。故表面粗糙度的应力集中因数写为  $1/\beta_s$ 。整理上式得

$$\Delta\sigma_\beta/\sigma = \frac{1}{\beta_s} - 1$$

同时计及缺口及其表面粗糙度的应力集中作用 (见图 1.4), 则总和的应力集中因数为

$$(\sigma + \Delta\sigma_K + \sigma_\beta)/\sigma = k_s + 1/\beta_s - 1$$

零件的绝对尺寸大小影响截面上的应力分布, 也影响缺口部位应力峰值的大小, 亦即要影响缺口部位的应力集中因数  $k_s$ 。因表面粗糙度对应力集中作用较之缺口的应力集中作用仅属微观性质, 故对表面粗糙度的应力集中作用就无需考虑零件绝对尺寸大小的影响。因此计及零件绝对尺寸系数  $\epsilon_s$  时总的应力集中因数为

$$k_s/\epsilon_s + 1/\beta_s - 1$$

有的零件表面经过强化, 应计入强化的影响, 即计入表面强化因数  $\beta_q$ 。计入表面强化因数  $\beta_q$  时的总和因数  $K_s$  就为

$$\left. \begin{aligned} K_s &= (k_s/\epsilon_s + 1/\beta_s - 1)/\beta_q \\ K_r &= (k_r/\epsilon_r + 1/\beta_r - 1)/\beta_q \quad (\text{对切应力}) \end{aligned} \right\} \quad (1-11)$$

通常对总和因数的计算采取了较为简便的方式

$$\left. \begin{aligned} K_s &= k_s/(\epsilon_s\beta_s\beta_q) \\ K_r &= k_r/(\epsilon_r\beta_r\beta_q) \end{aligned} \right\} \quad (1-12)$$

在实际应用中按式 (1-11) 或按式 (1-12) 计算  $K_s$  (或  $K_r$ ) 均可, 两者的计算结果差异并不大。

使用式 (1-11) 或式 (1-12) 时应注意, 若机件表面未经强化, 应取强化因数  $\beta_q=1$ 。若机件表面经过强化, 则经强化的表面疲劳性能主要受强化作用支配。故此时应取表面粗糙度因数  $\beta_s$  (或  $\beta_r$ ) = 1。

若为过盈配合联接部位, 因于配合时表面的粗糙度有所擦平及受挤压, 此时表面就是未经强化, 也应取表面粗糙度因数

$\beta_o \approx 1$ 。

有关  $k_o$ ,  $k_r$ ,  $\beta_o$ ,  $\beta_r$  及  $\beta_q$  的数据参见参考文献 [1]。

## 1.2 $\gamma=C$ 变应力的疲劳强度计算

### 1.2.1 单向稳定变应力的疲劳强度计算

如图 1.5 所示, 在  $\sigma_{\max}-\sigma_m$  坐标面上设  $PS$  为疲劳极限应力曲线,  $SY$  为以屈服极限  $\sigma_s$  为极限应力的曲线。按循环特性  $\gamma$  的定义得

$$\gamma = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = (2\sigma_m - \sigma_{\max})/\sigma_{\max}$$

即 
$$\sigma_{\max} - 2\sigma_m/(1 + \gamma) = 0 \quad (1-13)$$

循环特性  $\gamma$  为定值时, 式 (1-13) 即为  $\gamma=C$  时工作应力曲线的数学式。

该曲线的斜率为

$$\tan\theta = \sigma_{\max}/\sigma_m = 2/(1 + \gamma) \quad (1-14)$$

图 1.5 中  $N$  为工作应力的坐标点  $(\sigma_m, \sigma_{\max})$ , 过坐标原点  $O$  的射线  $ON$  即为  $\gamma=C$  的工作应力曲线。若  $ON$  与疲劳极限应力曲线  $PS$  相交, 交点  $N'$  的坐标为  $(\sigma'_m, \sigma'_{\max})$ , 则  $(\sigma'_m, \sigma'_{\max})$  即为疲劳极限值。

工作应力曲线 (图 1.5 中虚线) 也可能与静强度极限应力曲线  $SY$  相交, 此时的极限应力皆为  $\sigma'_{\max} = \sigma_s$ 。

即  $\gamma=C$  的变应力有可能是按疲劳强度计算, 也有可能是按静强度计算。其分界线为  $OS$ 。也就是说凡是位于  $OS$  线左边各工作应力点 (如  $N$  点) 的工作应力曲线皆与疲劳极限应力曲线  $PS$  相交, 极限应力值按疲劳极限应力曲线求取, 应作疲劳强度计算; 凡是位于  $OS$  线右边各工作应力点 (如  $M$  点) 的工作应力曲线则皆与静强度极限应力曲线  $SY$  相交, 极限应力都是屈服极限, 应按静



强度计算。

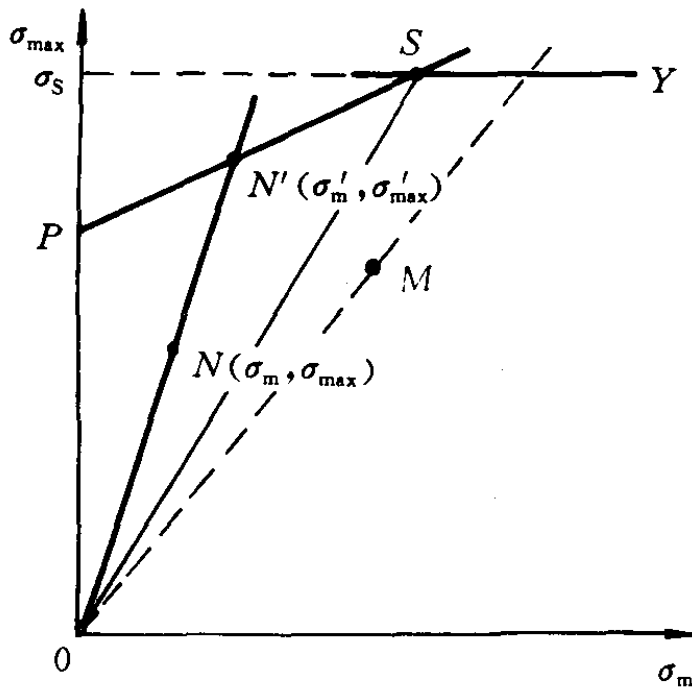


图 1.5  $\gamma=C$  的变应力曲线

绘出极限应力曲线  $PSY$  及分界线  $OS$ ，即可由图方便地判断工作应力情况是按疲劳强度计算还是按静强度计算。

如图 1.5 所示， $OS$  分界线也是一条  $\gamma=C$  的工作应力曲线。其数学式亦为式 (1-13)。若将  $S$  点的坐标值式 (1-10) 引入式 (1-13)，即可得  $OS$  分界线的循环特性  $\gamma$  值为

$$\gamma_s = \frac{2\sigma_m}{\sigma_{\max}} - 1 = \frac{2(K_o\sigma_s - \sigma_{-1})}{(K_o - \psi_o)\sigma_s} - 1 = \frac{K_o + \psi_o - 2\sigma_{-1}/\sigma_s}{K_o - \psi_o} \quad (1-15)$$

即若实际零件的应力循环特性  $\gamma < \gamma_s$  时应按疲劳强度计算；若  $\gamma > \gamma_s$  时则应按静强度计算。

如图 1.5 所示，按式 (1-13)， $\gamma=C$  工作应力曲线的数学式也可改写为

$$\sigma_{\max}/\sigma_m = \sigma'_{\max}/\sigma'_m = 2/(1 + \gamma) \quad (1-16)$$

由式 (1-16) 与式 (1-7) 解得极限应力点  $N'$  的坐标值 ( $\sigma'_m$ ,