

# 第四章 压力容器设计

## CHAPTER IV Design of Pressure Vessels

### 4.5 疲劳分析（ Fatigue Analysis ）

## 4.1 概述

## 4.2 设计准则

## 4.3 常规设计

## 4.4 分析设计

## 4.5 疲劳分析

## 4.6 压力容器设计技术进展

### 4.5.1 概述

### 4.5.2 低循环疲劳曲线

### 4.5.3 压力容器的疲劳设计

### 4.5.4 影响疲劳寿命的其它因素

## 4.5 疲劳分析

**教学重点：**

压力容器的疲劳设计。

**教学难点：**

低循环疲劳曲线的修正。

## 4.5.1 概述

压力容器疲劳失效增加的原因:

- (1) 疲劳载荷的增加;
- (2) 高强度材料的广泛应用

疲劳失效的特点:

- (1) 没有明显的塑性变形;
- (2) 应力水平低;
- (3) 起源于局部高应力区

疲劳分析的目的:

保证这些容器不致在有效的使用期内发生疲劳失效

## 4.5.1 概述

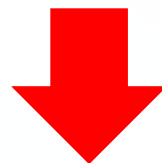
我国工程上计算疲劳的求解思路：

采用设计疲劳曲线。

以应力幅  $S_a$  定义的疲劳强度，设计疲劳曲线为应力幅和应力循环次数的关系曲线，即  $S_a-N$  曲线。

设计疲劳  
曲线  
获得思路

高循环疲劳曲线



修正

低循环疲劳曲线



修正

$S_a-N$   
曲线

经平均应力修正后的疲劳曲线

## 用于描述疲劳载荷的参数:

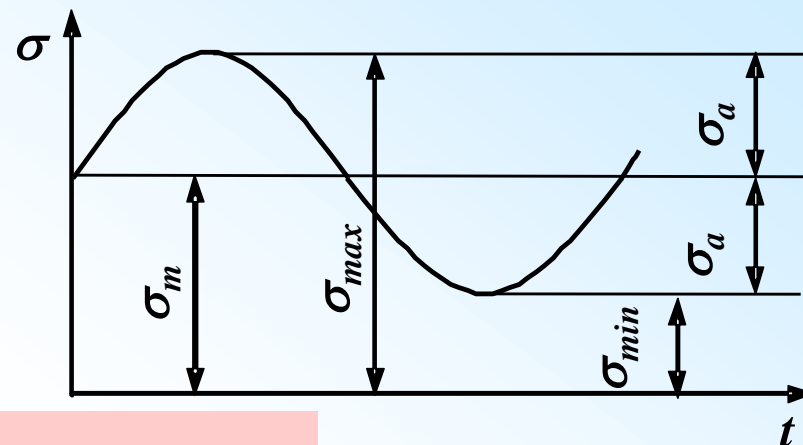
最大应力  $\sigma_{\max}$

最小应力  $\sigma_{\min}$

平均应力  $\sigma_m$

交变应力幅  $\sigma_a$

应力比  $R$



$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$$

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$$

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

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

$R = -1$  即  $\sigma_m = 0$

对称循环

$R=0$  即  $\sigma_{\min} = 0$

脉动循环

$R=+1$  即  $\sigma_{\min} = \sigma_{\max}$

静载

高循环疲劳:  $N > 10^5$

高周疲劳

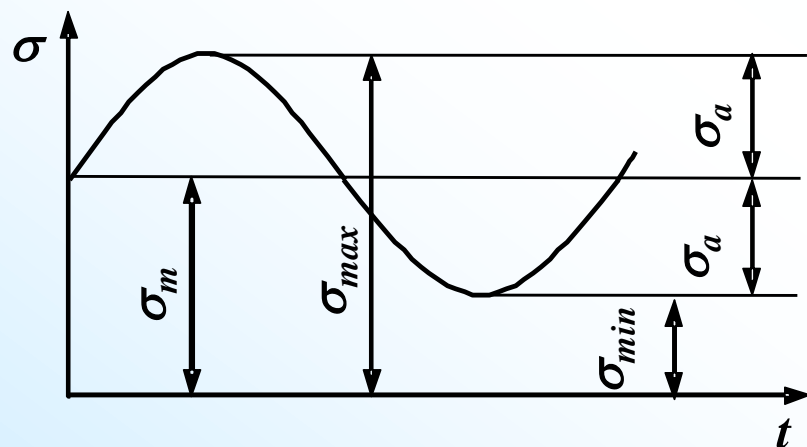


图4-62 应力循环曲线

低循环疲劳:  $N = 10^2 \sim 10^5$

低周疲劳

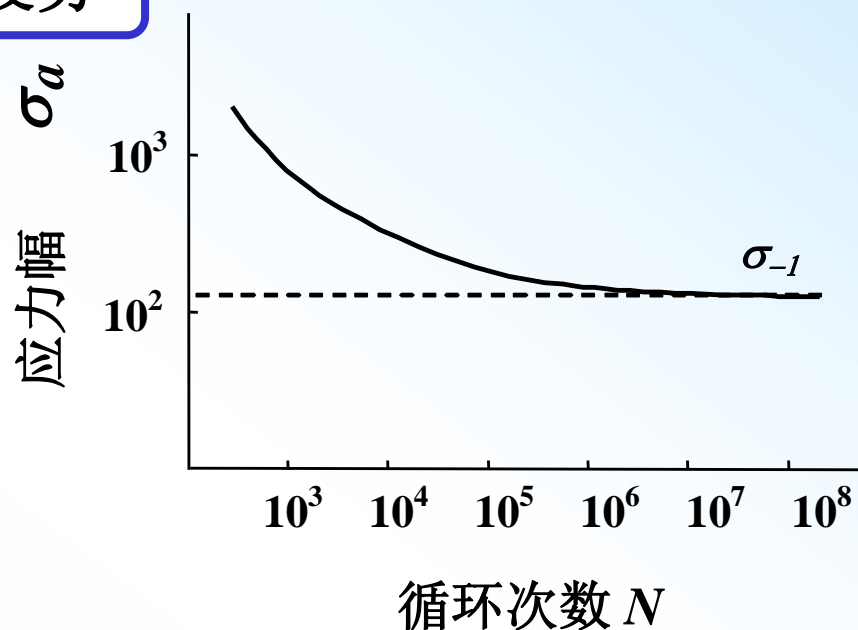
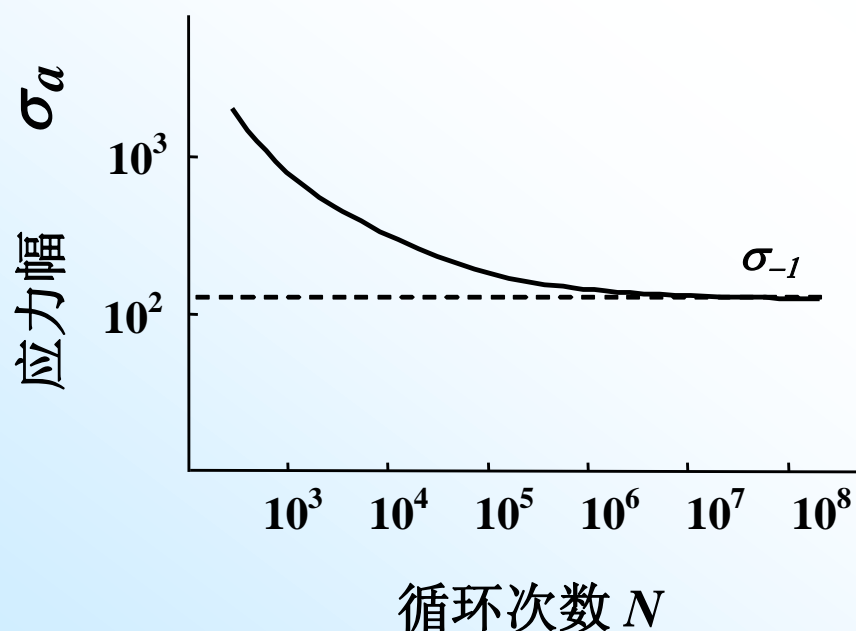


图4-63 高循环疲劳曲线

## 4.5.2 低循环疲劳曲线

### (1) 低循环疲劳计算曲线

描述疲劳破坏前交变应力循环次数 $N$ 与交变应力幅 $\sigma_a$ 大小关系的曲线称为材料的疲劳曲线。



对于高循环疲劳，材料的疲劳曲线是采用标准光滑圆截面试样在对称循环下试验测得的，如图4-63所示。

$\sigma_{-1}$ 为材料的持久极限，其值一般为抗拉强度 $R_m$ 的一半左右。

图4-63 高循环疲劳曲线



## 4.5.2 低循环疲劳曲线

### (1) 低循环疲劳计算曲线（续）

在疲劳试验中，当应力超过材料的屈服强度时，如果仍采用应力作为控制变量，发现试验所得数据非常分散，这是由于材料屈服后呈现塑性不稳定状态。然而，若改用应变作为控制变量，所得的数据有明显的规律性，而且可靠。因此，在低循环疲劳试验中是以应变作为控制变量的，但为了和高循环疲劳曲线中纵坐标表示应力幅相一致，在整理数据时，将应变按弹性规律转化为应力幅，由此提出了虚拟应力幅  $S$  的概念。

$$S = \frac{1}{2} E \varepsilon_t$$

(4-99)

## 4.5.2 低循环疲劳曲线

### (1) 低循环疲劳计算曲线 (续)

由于疲劳试验费时耗资，低循环疲劳试验数据相对较少。不过其疲劳曲线可从材料的持久极限及其他力学性能通过计算得到。**Coffin**指出，当温度低于蠕变温度时，许多材料在低循环区域中的塑性应变  $\varepsilon_p$  与循环次数  $N$  之间的关系为

$$\sqrt{N} \varepsilon_p = C \quad (4-100)$$

式中  $C = \frac{1}{2} \varepsilon_f$   $\varepsilon_f = \ln \frac{100}{100 - \psi}$   $\rightarrow C = \frac{1}{2} \ln \frac{100}{100 - \psi} \quad (4-101)$

式中  $\varepsilon_f$  材料拉伸试验中断裂时的真应变

$\psi$  断裂时的断裂收缩率

另外，疲劳试验中的总应变  $\varepsilon_t$  应为塑性应变  $\varepsilon_p$  与弹性应变  $\varepsilon_e$  之和

$$\varepsilon_t = \varepsilon_p + \varepsilon_e$$



$$S = \frac{1}{2} E \varepsilon_t = \frac{1}{2} E \varepsilon_p + \frac{1}{2} E \varepsilon_e$$

对应于弹性应变  $\varepsilon_e$  的交变应力幅为

$$\sigma_a = \frac{1}{2} E \varepsilon_e$$

所以，

$$S = \frac{1}{2} E \varepsilon_p + \sigma_a \quad (4-102)$$

$$S = \frac{E}{4\sqrt{N}} \ln \frac{100}{100 - \psi} + \sigma_a$$

上式表达了低循环疲劳中虚拟应力幅  $S$  与疲劳寿命  $N$  之间的关系。 $N \rightarrow \infty$  时为高循环疲劳问题，此时  $S = \sigma_{-1}$ ，于是上式变为

$$S = \frac{E}{4\sqrt{N}} \ln \frac{100}{100 - \psi} + \sigma_{-1} \quad (4-103)$$

按此方程所绘制的S-N曲线即为低循环疲劳的计算曲线，如图4-64所示，它与试验曲线很接近。

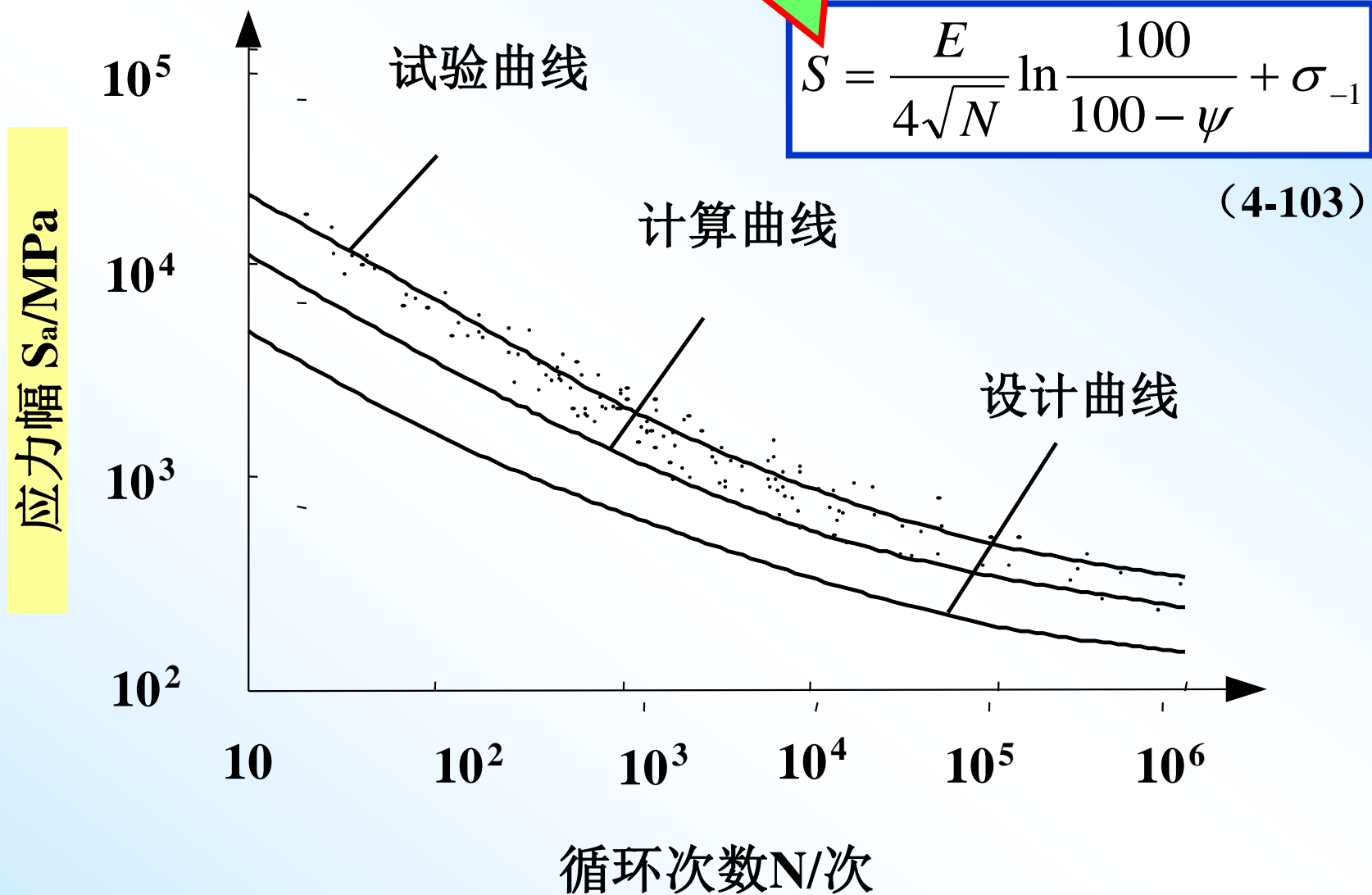


图4-64 低循环疲劳曲线

## (2) 平均应力对疲劳寿命的影响

疲劳试验曲线或计算曲线是在平均应力为零的对称应力循环下绘制的，但压力容器往往是在非对称应力循环下工作的。

压力容器承受的主要载荷 (脉动循环载荷):

$$\sigma_{\min} = 0$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max}}{2}$$

Goodman 方程:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1$$

(4-104)

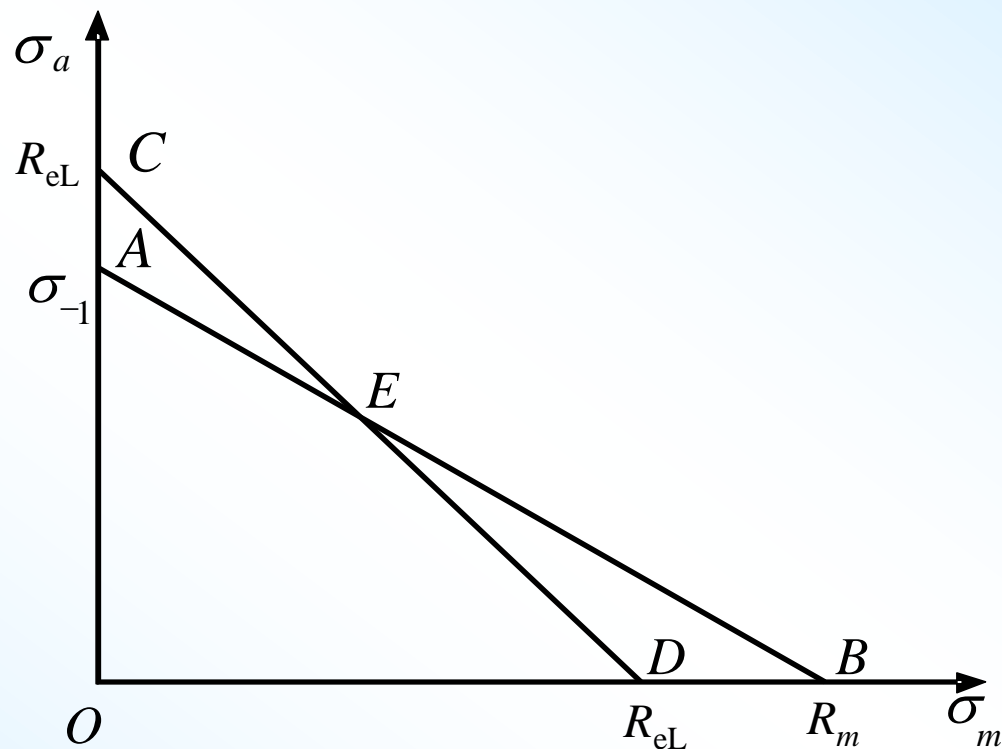


图 4-65 平均应力的影响: Goodman 直线

## (2) 平均应力对疲劳寿命的影响 (续)

试验表明，平均应力增加时，在同一循环次数下发生破坏的交变应力幅下降，即，在非对称循环的交变应力作用下，平均应力增加将会使疲劳寿命下降。关于同一疲劳寿命下平均应力与交变应力幅之间相互关系的描述，有多种形式，最简单的是Goodman提出的方程

Goodman 方程:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1$$

(4-104)

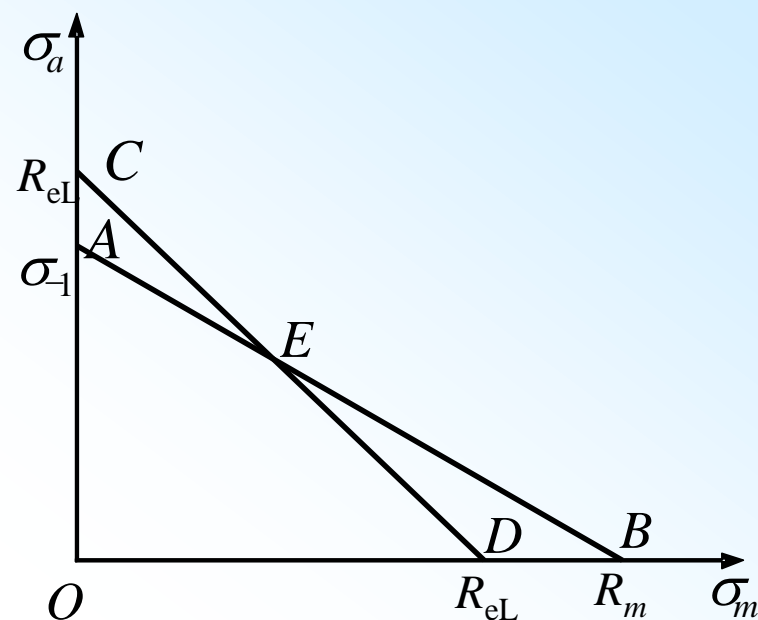


图 4-65 平均应力的影响：  
Goodman 直线

## (2) 平均应力对疲劳寿命的影响 (续)

在横坐标为 $\sigma_m$ 、纵坐标为 $\sigma_a$ 的图上为一直线，如图AB所示。

当平均应力 $\sigma_m=0$ 或交变应力幅 $\sigma_a$ 等于持久极限 $\sigma_{-1}$ 时，为对称高循环疲劳失效；

当平均应力 $\sigma_m$ 等于抗拉强度 $R_m$ 或交变应力幅 $\sigma_a=0$ 时，为静载失效。

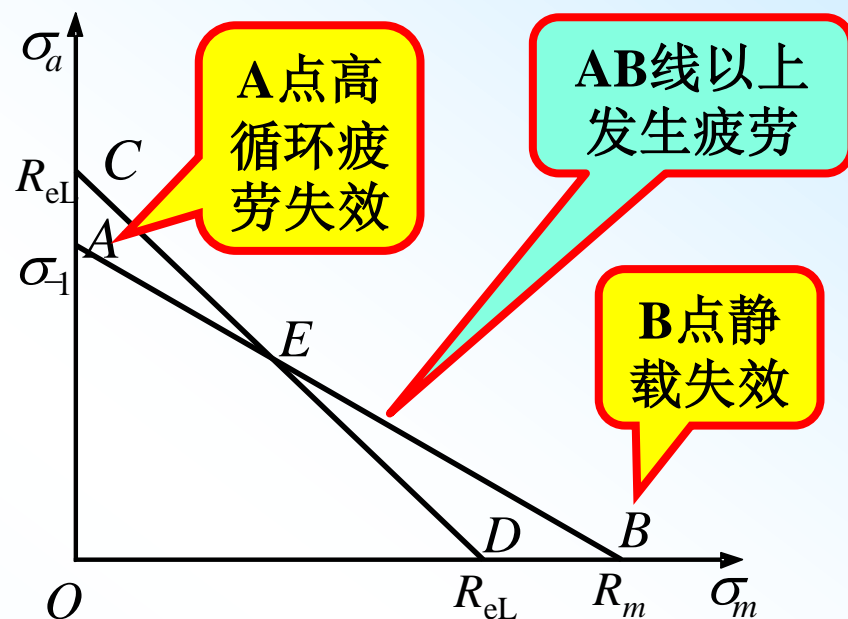


图 4-65 平均应力的影响：  
Goodman 直线

Goodman线代表了不同平均应力时的失效情况，显然， $\sigma_m$ 越大， $\sigma_a$ 越小。当 $(\sigma_m, \sigma_a)$ 点落到直线以上时发生疲劳，而在直线以下则不发生疲劳。



## (2) 平均应力对疲劳寿命的影响

为了比较，图中还画了 $CD$ 线，它的两端均为屈服强度 $R_{eL}$ ，当最大应力等于屈服强度（即 $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a = R_{eL}$ ）时就位于 $CD$ 线上，所以它是材料不发生屈服的上限线。

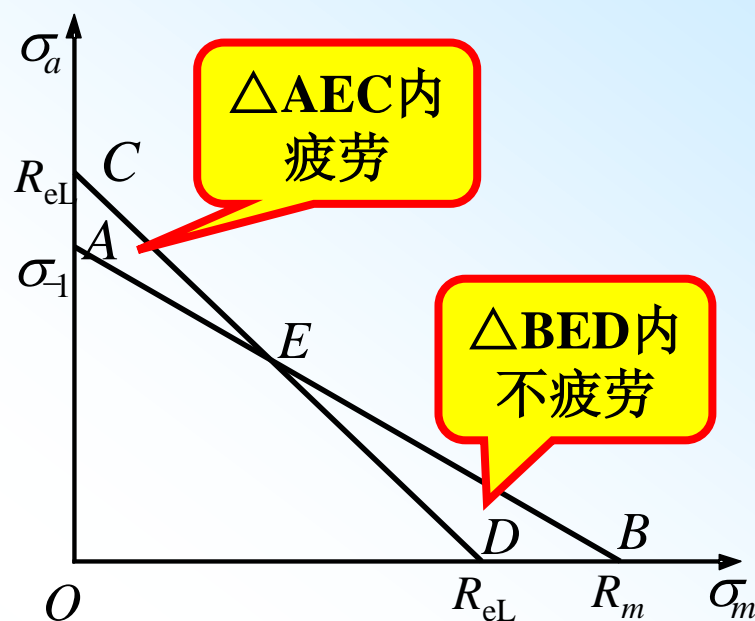


图 4-65 平均应力的影响：  
Goodman 直线

在 $\triangle BED$ 内，交变应力幅较小，此时，虽然最大应力超过屈服强度，也不发生疲劳；

在 $\triangle AEC$ 内，交变应力幅较大，此时即使最大应力低于屈服强度，也会发生疲劳。

### (3) 平均应力调整以及当量交变应力幅的求法

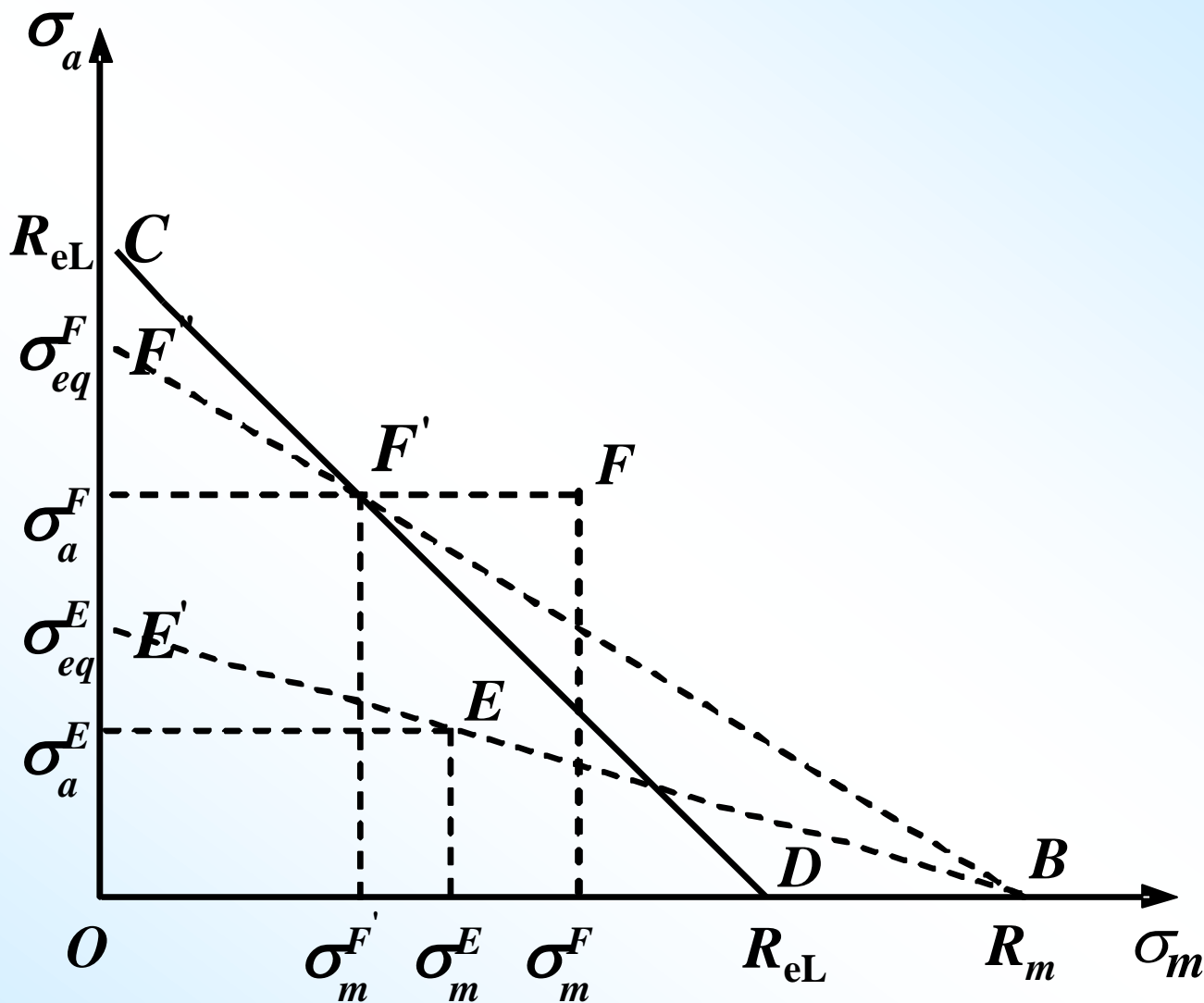


图4-66 平均应力的调整

### (3) 平均应力调整及当量交变应力幅的求法

在低循环疲劳中，最大应力（ $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$ ）往往大于材料的屈服强度，此时平均应力在循环过程中可能会发生调整。

平均应力不等于0的  
交变应力幅 $\sigma_a$

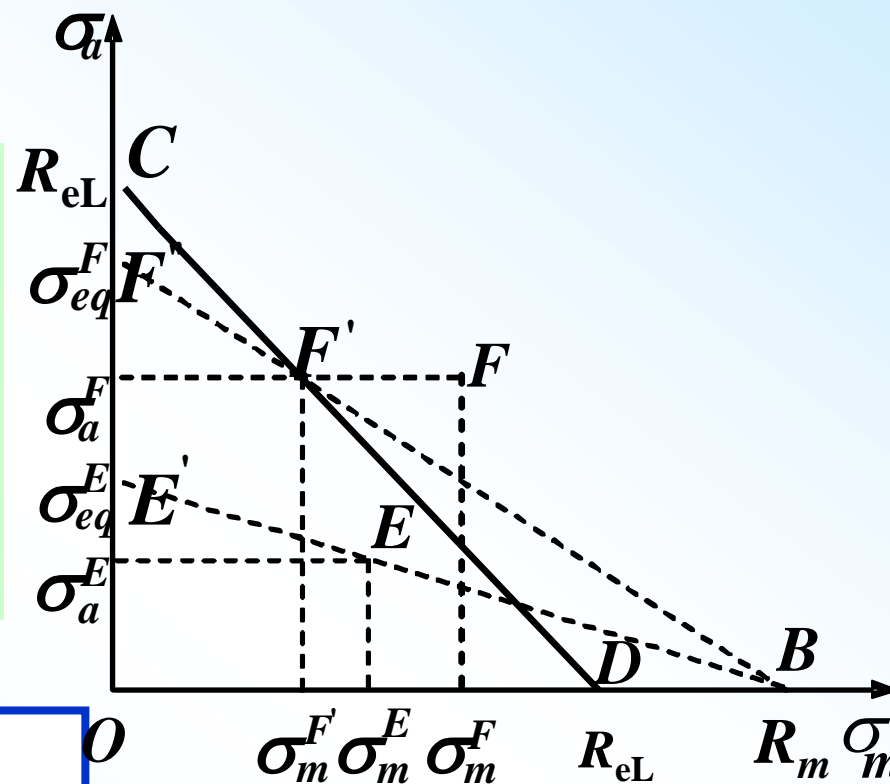
调整

平均应力等于0的交变  
应力幅 $\sigma_a$

### (3) 平均应力调整及当量交变应力幅的求法 (续)

$$\textcircled{1} \quad \sigma_a + \sigma_m \leq R_{eL}$$

在右图CD线以下的任一点均符合此情况，此时不论平均应力多大，在应力循环中， $\sigma_a$ 、 $\sigma_m$ 等各种参量不发生改变任何变化。如E点(BE'线)



按几何关系有

$$\sigma_{eq}^E = \frac{\sigma_a^E}{1 - \sigma_m^E / R_m}$$

(4-105)

图4-66 平均应力的调整

$$\textcircled{2} \quad R_{eL} < \sigma_a + \sigma_m < 2R_{eL}$$

假设材料为理想弹塑性，初次加载时，应力应变沿OAB变化，卸载时沿BC线变化。在随后载荷循环中，应力应变的变化关系保持在BC线所示的弹性状态。

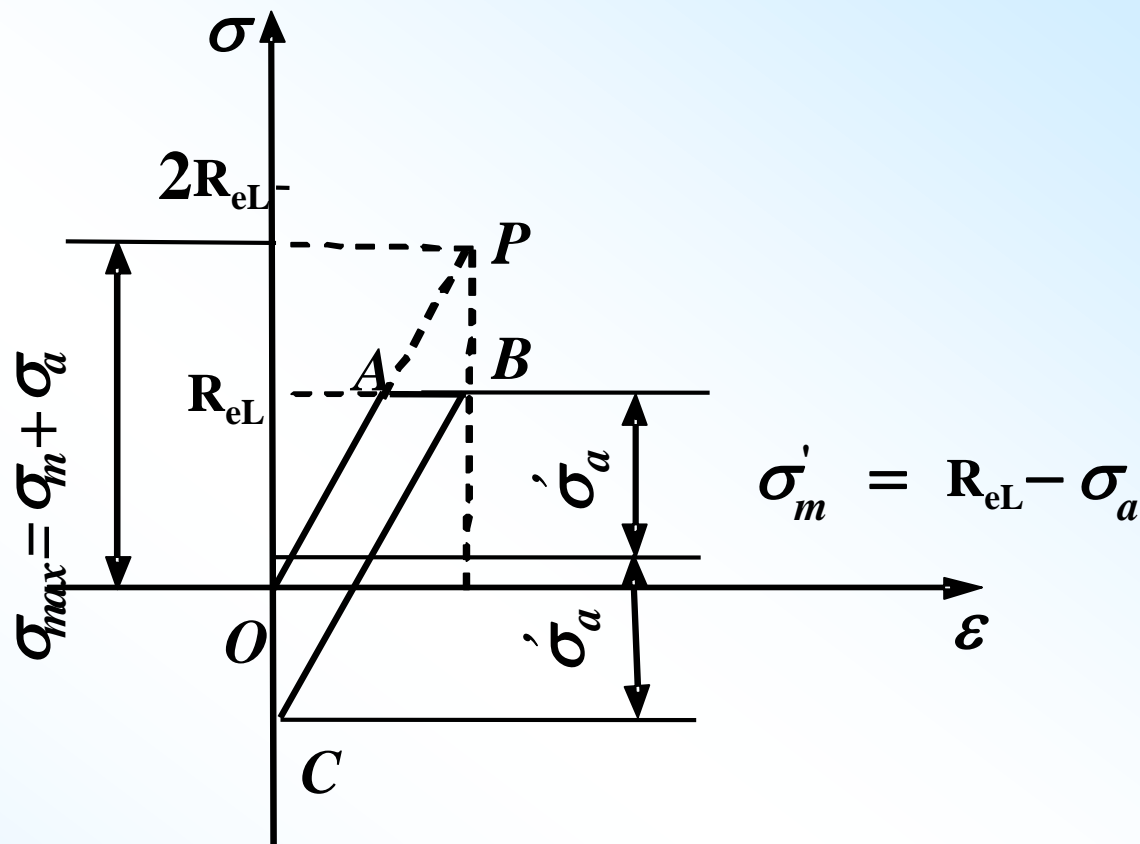


图4-67 当 $R_{eL} < \sigma_a + \sigma_m < 2R_{eL}$ 时  
应力应变关系

## 4.5.2 低循环疲劳曲线

$$\textcircled{2} \quad R_{eL} < \sigma_a + \sigma_m < 2R_{eL}$$

$$\sigma'_{\min} = -(\sigma_{\max} - R_{eL})$$

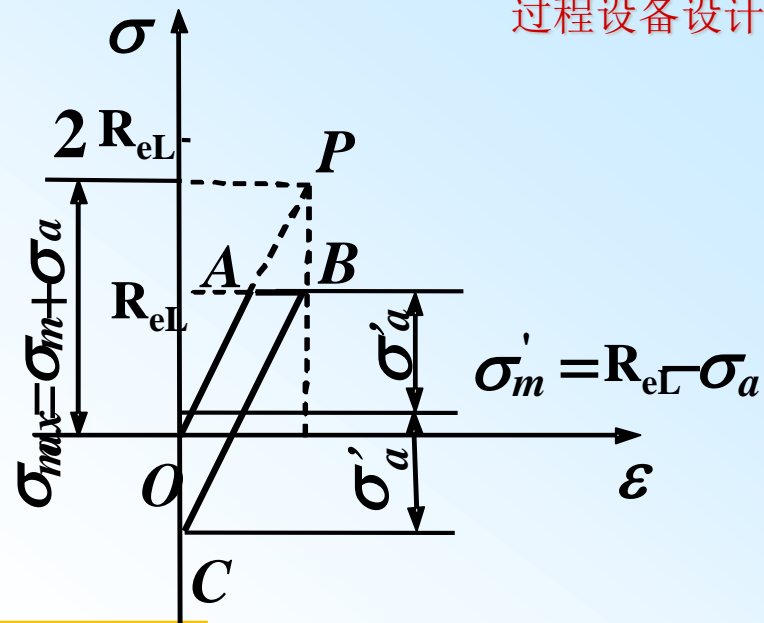
$$\sigma'_{\max} = R_{eL}$$

交变应力幅

平均应力

$$\sigma'_a = \frac{\sigma'_{\max} - \sigma'_{\min}}{2} = \frac{\sigma_{\max}}{2}$$

$$\sigma'_m = \frac{\sigma'_{\max} + \sigma'_{\min}}{2} = R_{eL} - \sigma_a$$



可见，交变应力幅未改变，但平均应力降低了。因此，当  $R_{eL} < \sigma_a + \sigma_m < 2R_{eL}$  时，平均应力对疲劳寿命的影响将会减小。

### (3) 平均应力调整及当量交变应力幅的求法

②  $R_{eL} < \sigma_a + \sigma_m < 2R_{eL}$

以  $F(\sigma_m^F, \sigma_a^F)$  点为例，  
求当量交变应力幅  $\sigma_{eq}^F$ 。

由于  $\sigma_{\max}^F = \sigma_m^F + \sigma_a^F > R_{eL}$ ，  
所以F点在CD线之外。F'  
为纵坐标与F点相同但落  
在CD线上的点，其横坐  
标为  $\sigma_m^{F'} = R_{eL} - \sigma_a^F$ ，  
所以F' 就是F点在平均应  
力调整后的位置。

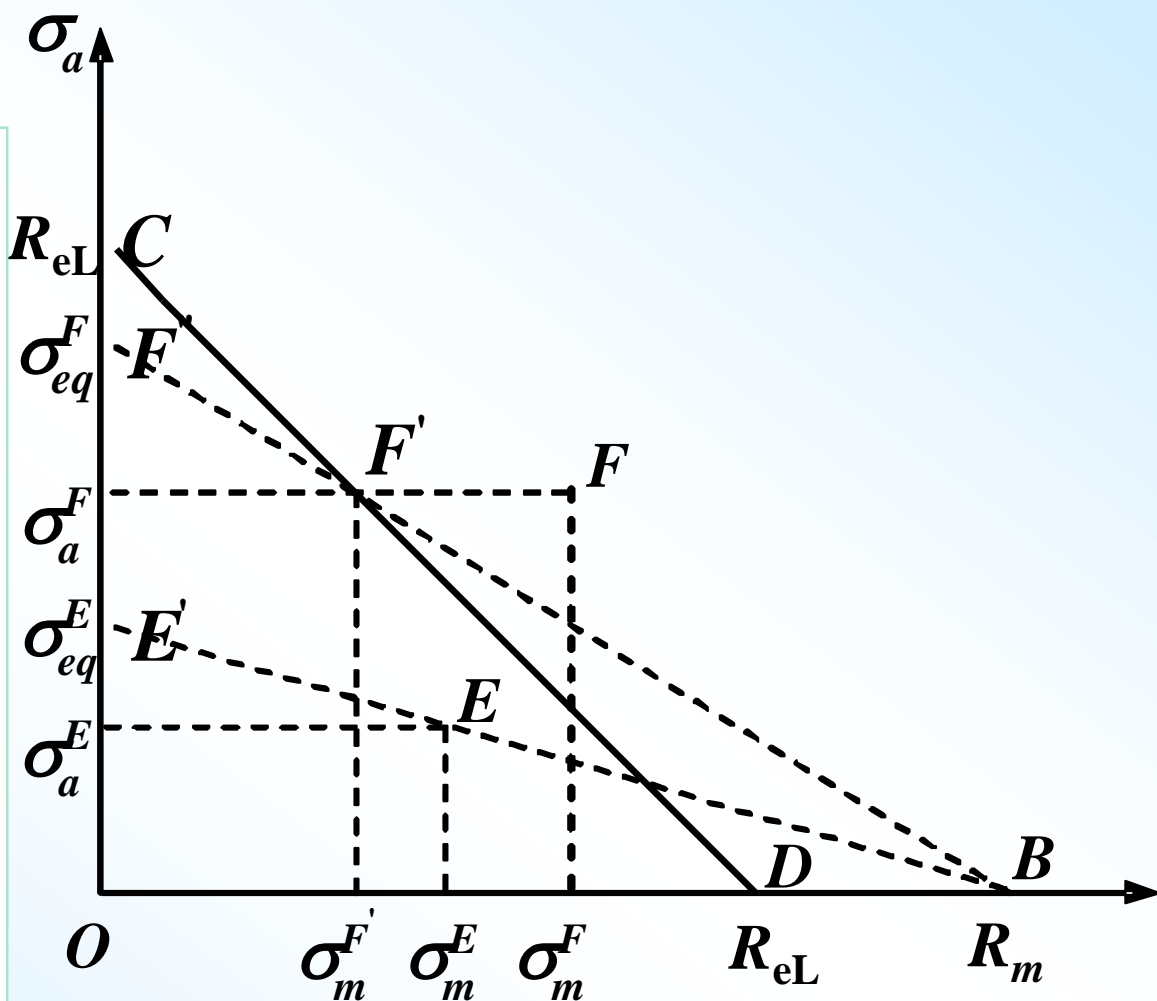


图4-66 平均应力的调整

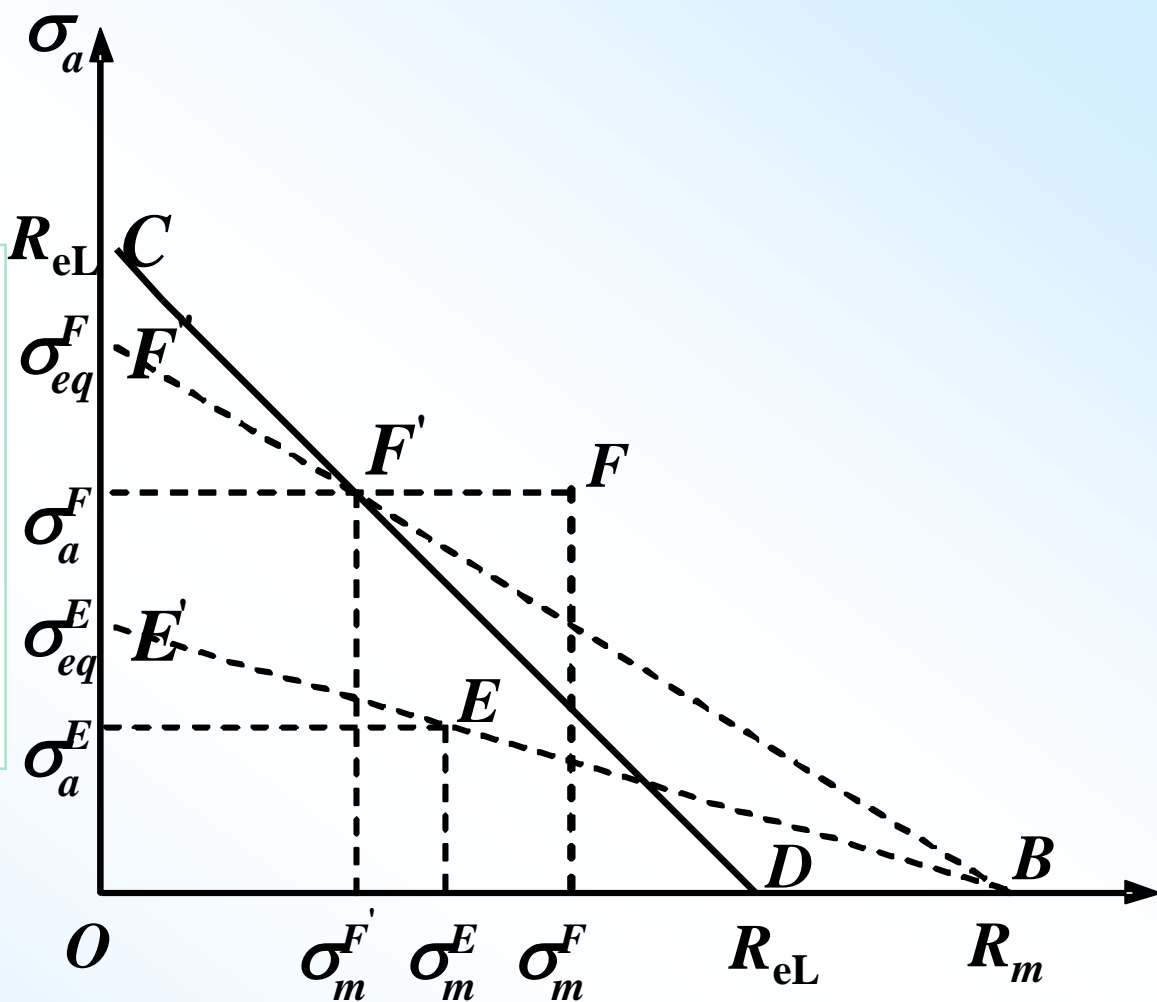
### (3) 平均应力调整及当量交变应力幅的求法

$$\textcircled{2} \quad R_{eL} < \sigma_a + \sigma_m < 2R_{eL}$$

从横坐标上的B点，引一直线通过F'点并与纵坐标相交，交点的纵坐标即为对交变应力幅 $\sigma_a^F$ 进行修正后的当量交变应力幅 $\sigma_{eq}^F$

按几何关系可得，

$$\sigma_{eq}^F = \frac{\sigma_a^F}{1 - (R_{eL} - \sigma_a^F) / R_m}$$



(4-106) 图4-66 平均应力的调整



## 4.5.2 低循环疲劳曲线

$$\textcircled{3} \quad \sigma_a + \sigma_m \geq 2R_{eL}$$

此时的应力应变关系如图4-68所示，第一个循环沿 $OAB$ 加载，其卸载以及随后的循环沿平行四边形 $BCDEB$ 变化，即在每次循环中均不断发生拉伸与压缩屈服。因此，调整后的平均应力 $\sigma_m = 0$ ，这表示当 $\sigma_a + \sigma_m \geq 2R_{eL}$ 时，平均应力自行调整为零，因此，无需对交变应力幅进行修正。

$$\sigma_m = \frac{R_{eL} - R_{eL}}{2} = 0 \quad , \quad \text{不需要调整 } \sigma_a$$

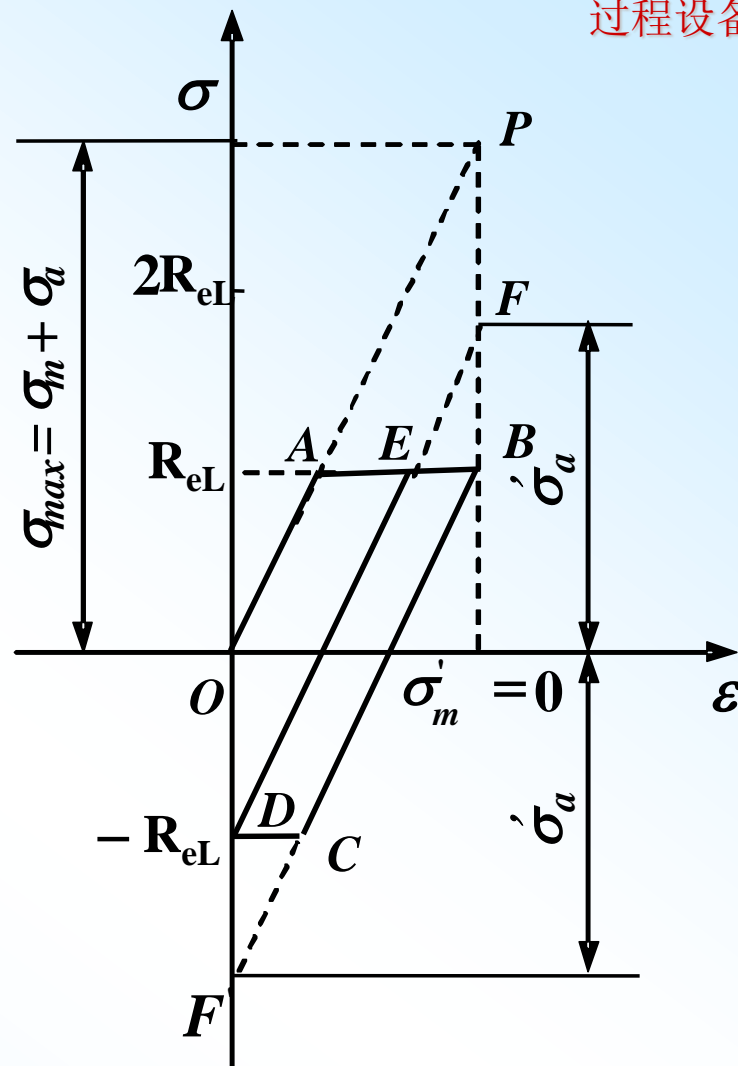


图4-68 当  $\sigma_a + \sigma_m \geq 2R_{eL}$  时  
应力应变关系

#### (4) 低循环疲劳曲线的修正

当量交变应力幅总是大于或等于实际交变应力幅。

工程上既方便又安全的做法是找出最大平均应力所对应的交变应力幅，或者说找出一个**最小的许用交变应力幅** $S_a$ ，并以此对平均应力为零的S-N疲劳曲线进行修正。由于这个过程实际上是上述求当量交变应力幅的逆过程，因此仍可用图4-66进行分析。

$$\sigma_a^F = \sigma_{eq}^F \left( \frac{R_m - R_{eL}}{R_m - \sigma_{eq}^F} \right) \quad (4-107)$$

将  $\sigma_{eq}^F$  换为 S-N 疲劳曲线中的交变应力幅  $S$ ， $\sigma_a^F$  即为经平均应力修正后的疲劳曲线中的交变应力幅  $S_a$ 。

## 4.5.2 低循环疲劳曲线

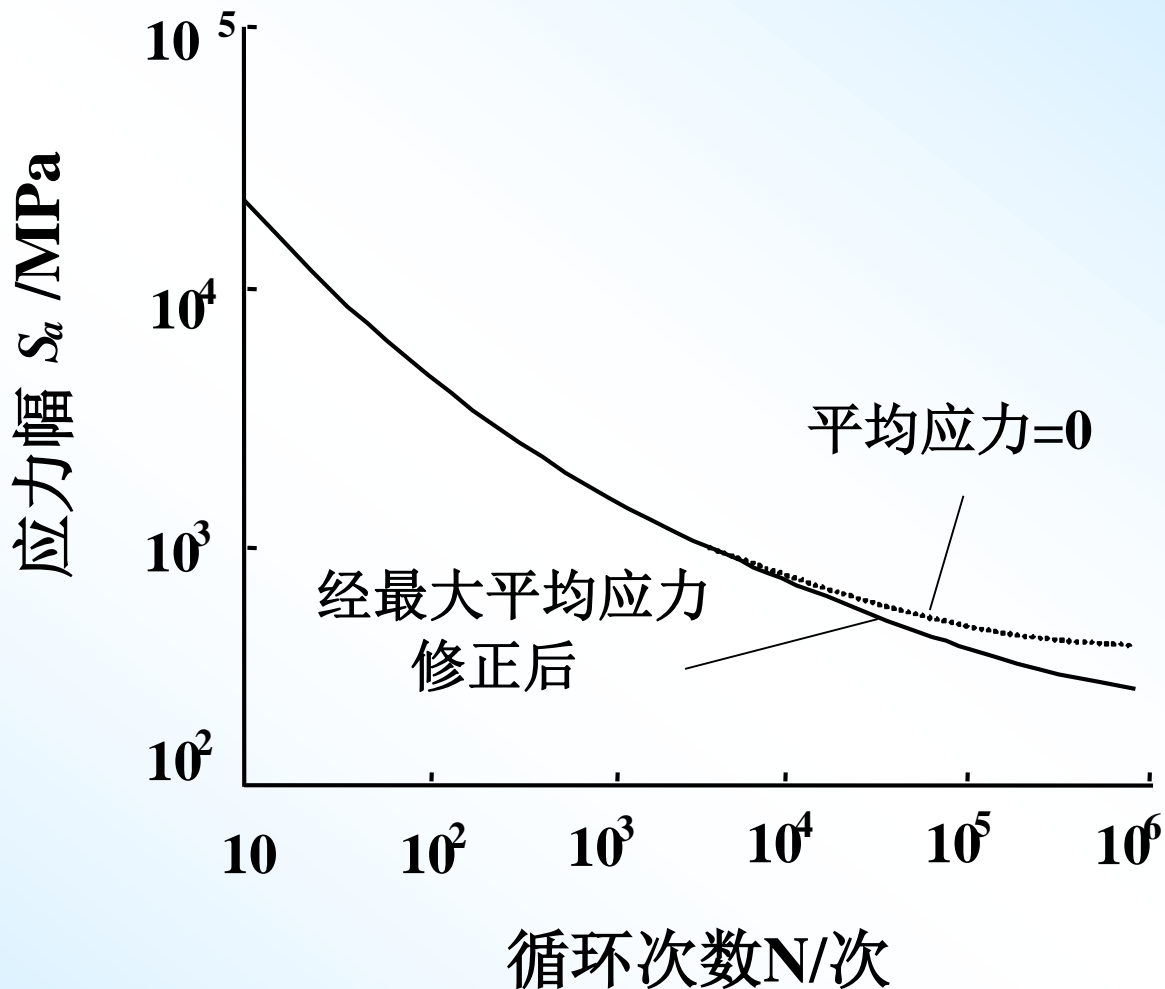


图4 - 69 经平均应力修正后的疲劳曲线

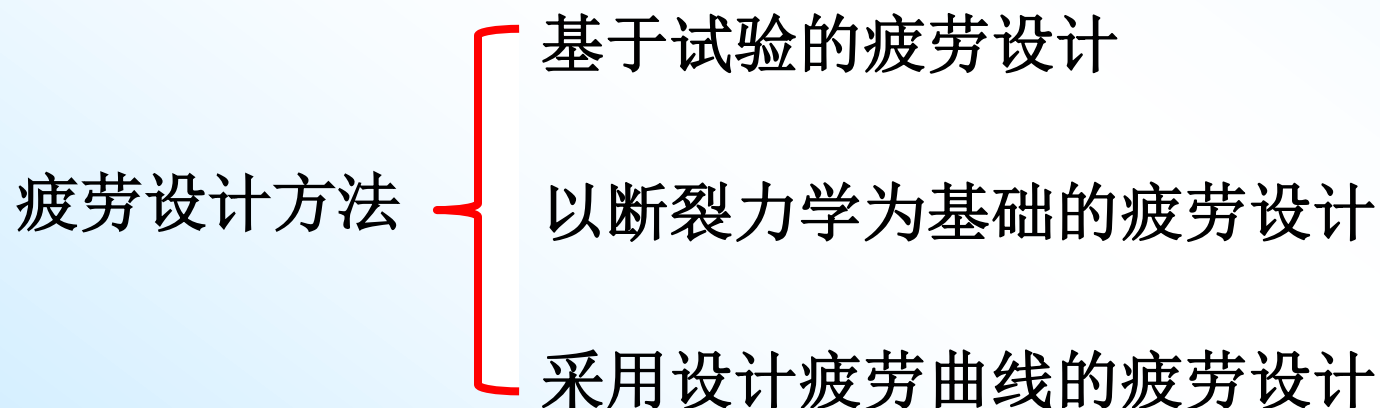
图4-69给出了经平均应力修正后的疲劳曲线。  
在曲线左半部，由于 $\sigma_{\max} \geq 2R_{eL}$ ，因而无需修正了。

## 4.5.3 压力容器的疲劳设计

### (1) 压力容器的疲劳设计

压力容器疲劳设计应在一次应力强度和一次加二次应力强度满足限制条件的前提下进行，其基础是应力分析。

目前，疲劳设计方法主要有三种，即



## 4.5.3 压力容器的疲劳设计

### a. 基于试验的疲劳设计

所设计的压力容器的应力循环次数应小于疲劳试验得到的循环次数，试验用容器和所设计的容器应一致。此设计成本高，一般用于方案设计，以及在腐蚀、高温等特殊条件下使用的压力容器疲劳设计。

## 4.5.3 压力容器的疲劳设计（续）

### b. 以断裂力学为基础的疲劳设计

假设初始裂纹尺寸，根据断裂模型确定最终裂纹尺寸，再利用合适的裂纹扩展速率计算公式，推算出断裂发生时的循环次数，要求计算出的循环次数大于压力容器所需要的循环次数。

该方法已列入ASME VIII-3，用于超高压容器设计。

## 4.5.3 压力容器的疲劳设计（续）

### c. 采用设计疲劳曲线的疲劳设计

设计疲劳曲线有两类。

一类是以应力范围  $\sigma_R$  定义的疲劳强度，设计疲劳曲线为应力范围和应力循环次数的关系曲线，即  $\sigma_R$ - $N$  曲线。

另一类是以应力幅  $S_a$  定义的疲劳强度，设计疲劳曲线为应力幅和应力循环次数的关系曲线，即  $S_a$ - $N$  曲线。

**JB4732、ASME VIII-2等规范标准均采用  $S_a$ - $N$  曲线**

## 4.5.3 压力容器的疲劳设计（续）

采用 $S_a$ - $N$ 曲线的疲劳设计主要包括确定交变应力幅、根据交变应力幅由疲劳设计曲线确定允许循环次数、疲劳强度校核等。

### ① 交变应力幅的确定

先通过应力分析确定与时间相对应的各应力分量  $P_L + P_b + Q + F$ ，再计算各主应力及主应力差，然后确定在整个应力循环中各主应力差的最大波动范围，其中绝对值最大的波动范围的一半  $S_{alt}$  即为交变应力幅。



## 4.5.3 压力容器的疲劳设计（续）

### ② 用设计疲劳曲线计算允许的循环次数

**JB4732**提供了循环次数在 $10^6$ 以内、抗拉强度在552MPa以下及793~896MPa之间的两类碳素钢、低合金钢的设计疲劳曲线（使用温度不超过375°C，如图4-71所示）以及奥氏体不锈钢及高强度螺柱材料的设计疲劳曲线。这些曲线均根据应变控制的低循环疲劳试验曲线，经最大平均应力影响的修正，取安全系数而得。

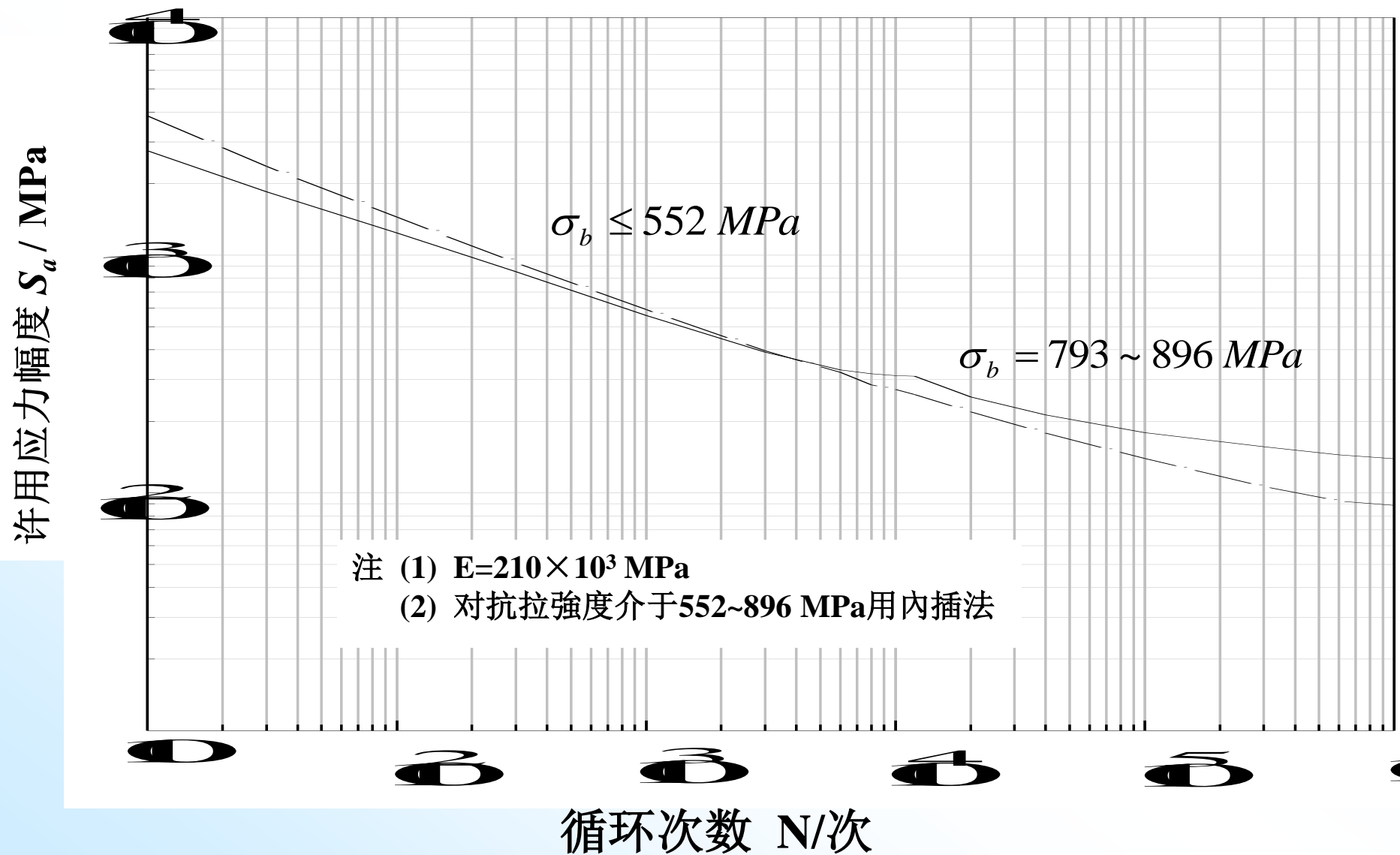


图4-71 温度不超过375℃的碳钢、低合金钢的设计疲劳曲线

## 4.5.3 压力容器的疲劳设计（续）

在ASME及我国的标准中，应力幅的安全系数为2，疲劳寿命的安全系数为20，此值是三项系数的乘积：数据分散度2×尺寸因素2.5×表面粗糙及环境因素4。

## 4.5.3 压力容器的疲劳设计（续）

### ③疲劳强度校核

上面计算出的交变应力幅 $S_{alt}$ 应作设计温度的校正，若设计疲劳曲线注明的材料弹性模量为 $E_t$ ，则设计温度下的交变应力幅为 $S'_{alt} = S_{alt} \frac{E}{E_t}$ 。由 $S'_{alt}$ 在相应材料的设计疲劳曲线上查出对应的允许循环次数 $N$ ，它不应小于由容器操作条件所给出的预计循环次数 $n$ ，否则须采取措施降低峰值应力，重新设计。

## 4.5.3 压力容器的疲劳设计（续）

### （2）变幅载荷与疲劳累积损伤

压力容器在实际运行中所受的交变载荷幅有时是随时间变化的，其大小载荷幅的作用顺序甚至是随机的，若总按其中的最大幅值来计算交变应力幅就太保守。对于变幅疲劳或随机疲劳问题，工程上普遍采用线性疲劳累积损伤准则来解决。

### 4.5.3 压力容器的疲劳设计（续）

设一压力容器所受的各种交变应力幅为  $S_{a1}$ 、 $S_{a2}$ 、 $S_{a3}$  ……，它们单独作用时的疲劳寿命分别为  $N_1$ 、 $N_2$ 、 $N_3$  ……。若  $S_{a1}$ 、 $S_{a2}$ 、 $S_{a3}$  ……作用次数分别为  $n_1$ 、 $n_2$ 、 $n_3$  ……，则各交变应力幅对结构造成的损伤程度分别为  $n_1 / N_1$ 、 $n_2 / N_2$ 、 $n_3 / N_3$  ……。线性疲劳累积损伤准则认为各交变应力幅造成的损伤程度累计叠加不应超过1，即

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots \leq 1 \quad (4-108)$$

## 4.5.3 压力容器的疲劳设计（续）

显然，线性疲劳累积损伤准则认为累积损伤的结果与不同交变应力幅作用顺序无关，而实际上作用顺序是有影响的，例如高应力幅作用在前，造成应力集中区屈服，卸载后便会产生一定的残余压缩应力，这将使以后的低应力幅造成的损伤程度下降，因此在这种情况下，累积损伤可以超过1。不过压力容器在设计时很难预测在使用中不同交变载荷的作用顺序，鉴于线性累积损伤准则计算方便，工程上仍大量使用。如果考虑作用顺序及其它因素的影响，问题则复杂得多，目前尚无成熟的理论和方法。

## 容器不需要做疲劳分析的规定

JB4732规定，对于常温抗压强度 $R_m < 550\text{MPa}$ 的钢材，若下列4条中总循环次数不超过1000次，容器整体部位可以不做疲劳分析。

- ①包括启动和停车在内的全范围压力循环的预计（设计）循环次数；
- ②压力波动范围超过设计压力20%的工作压力循环的预计（设计）循环次数；
- ③容器上包括接管在内的任意相邻两点之间波动的有效次数；有效次数和循环次数及温差波动的范围有关。
- ④由热膨胀系数不同的材料组成的部件（包括焊缝），当 $(\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T > 0.00034$ 时的温度波动循环次数。



## 4.5.4 影响疲劳寿命的其他因素

影响疲劳寿命的因素很多，除了材料本身的抗疲劳性能以及交变载荷作用下的应力幅（包括考虑平均应力影响）外，主要还有：容器结构、容器表面性能、环境。

### （1）容器结构

应力的大小对压力容器的疲劳寿命起决定性的作用。结构中有可能引起应力集中的部位，都会影响容器的疲劳寿命。应力集中导致容器疲劳承载能力降低的程度可用疲劳强度减弱系数来  $K_f$  表示， $K_f$  的定义为

$$K_f = \frac{\text{无缺口试件在} N \text{ 次循环次数下破坏时的应力}}{\text{缺口试件在} N \text{ 次循环次数下破坏时的应力}}$$

## 4.5.4 影响疲劳寿命的其他因素（续）

### （2）容器表面性能

疲劳裂纹一般在容器表面上形核，容器表面状态对疲劳寿命有显著的影响。粗糙表面上的沟痕会引起应力集中，改变材料对疲劳裂纹形核的能力。残余应力会改变平均应力和容器的疲劳寿命。压缩残余应力可提高疲劳寿命，拉伸压力残余应力则起降低作用。提高容器的表面质量、在表面引入压缩残余应力都是提高压力容器疲劳寿命的有效途径。

## 4.5.4 影响疲劳寿命的其他因素（续）

### （3）环境

许多压力容器并非在室温下承受交变载荷，因此，应考虑温度对容器疲劳寿命的影响。在低于材料蠕变温度的范围内，温度升高，容器的疲劳寿命下降，但不严重，可以通过温度对材料弹性模量的影响来反映。如果温度超过蠕变温度，容器受蠕变和交变载荷联合作用，情况会变得非常复杂，目前尚缺乏足够的实验数据。因此，分析设计标准要求设计温度低于钢材蠕变温度。

## 4.5.4 影响疲劳寿命的其他因素（续）

**腐蚀性介质**对容器的腐蚀表现在使容器表面的粗糙度增加、降低材料抗疲劳性能以及减小容器有效承载截面、提高实际工作应力，从而使得容器的疲劳寿命大大降低。

腐蚀与交变载荷联合作用所引起的腐蚀疲劳是压力容器最危险的失效形式之一，但由于腐蚀介质的多样化，使得对腐蚀和交变载荷共同作用下的研究变得十分复杂，尚未形成规范，因而分析设计标准中未考虑腐蚀对钢材抗疲劳性能的影响。