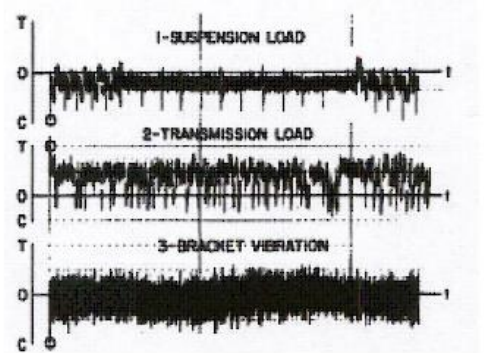
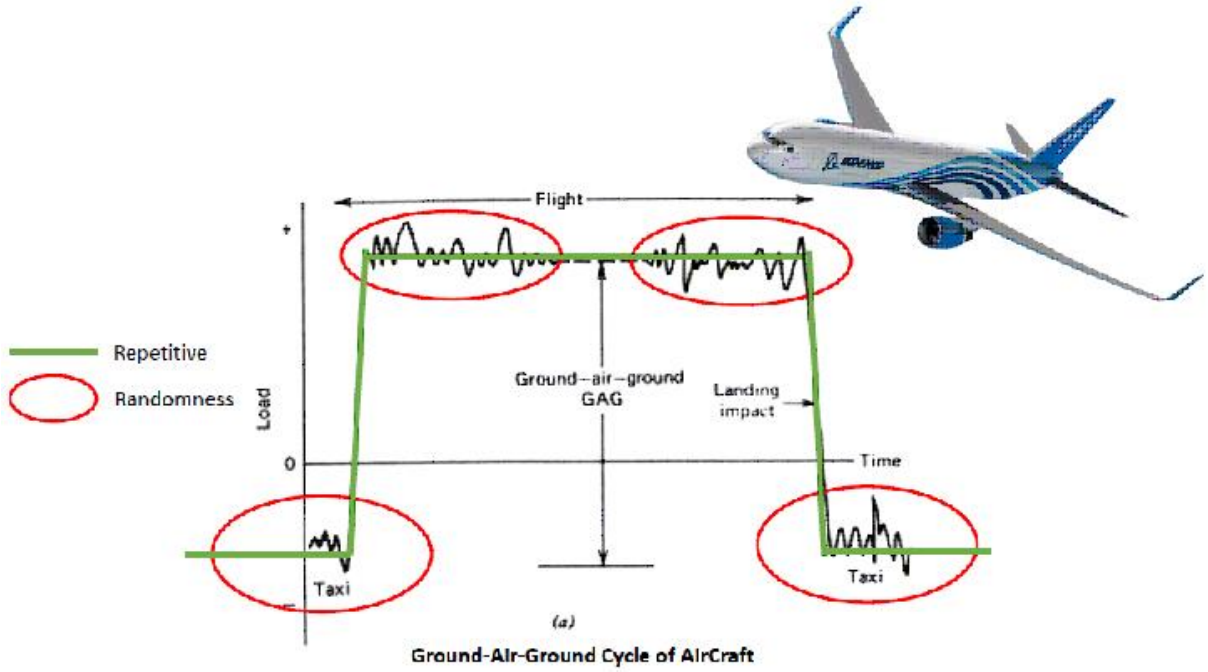


YORULMA VE YORULMA MUKAVEMETİ

1. YORULMA KAVRAMI

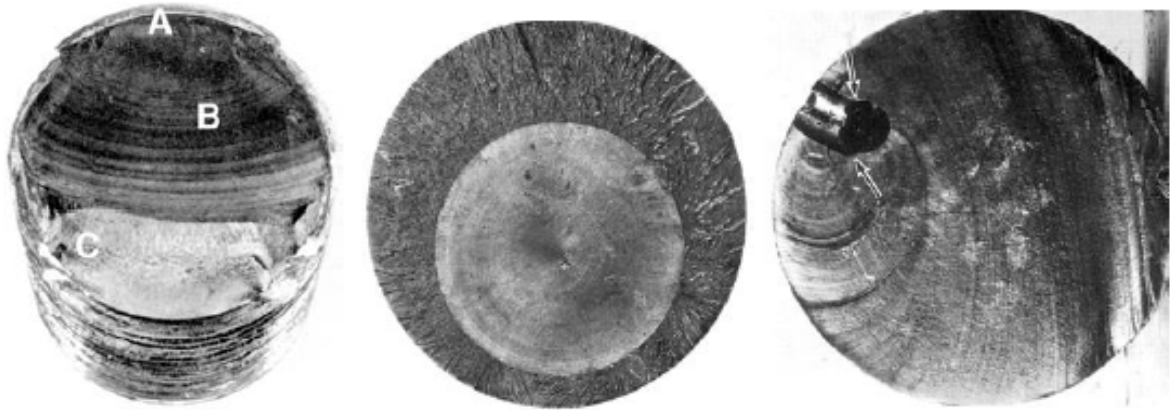
Bazı makine elemanları statik yüklere maruz kalır ve bu tür elemanlar için deformasyonu (akma veya kırılma) tahmin etmek için statik kırılma hipotesleri kullanılır. Bununla birlikte, çoğu makine elemanı, şaftlar, dişliler, yataklar, kamlar gibi değişken veya dalgalı (dinamik) gerilimlere maruz kalır. Dalgalanan gerilimler (uzun bir süre boyunca tekrarlanır), nihai dayanımdan (hatta bazı durumlarda akma dayanımından) çok daha küçük bir gerilim seviyesinde bir parçanın deformasyonuna (kopma veya kırılma) neden olur. Statik yüklemde deformasyon meydana gelmeden önce tespit edilebilir (plastik deformasyonla ilişkili büyük sapmalar nedeniyle). Ancak yorulma kaynaklı kırılmalar genellikle aniden gerçekleşir ve bu nedenle tehlikelidir.

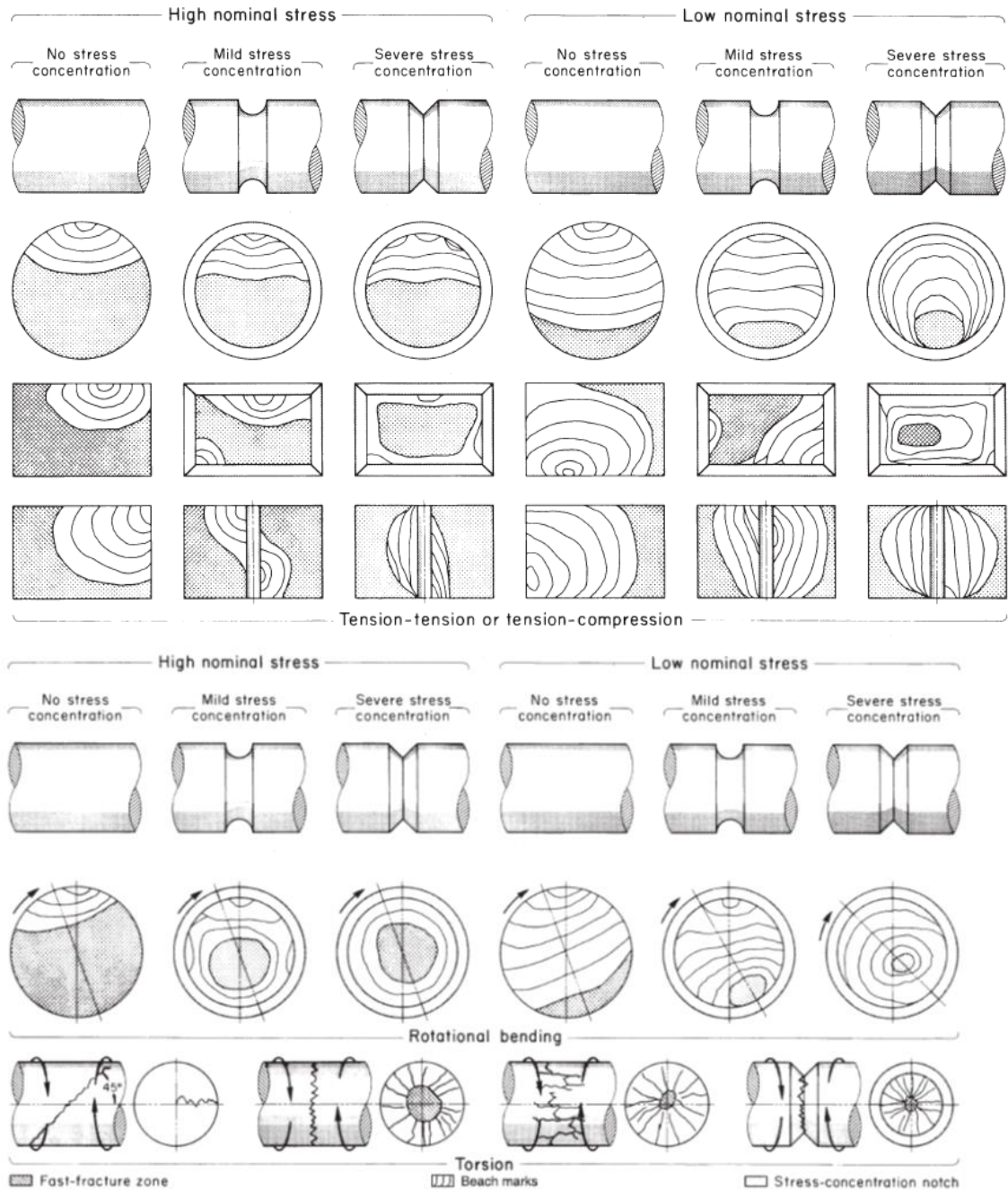
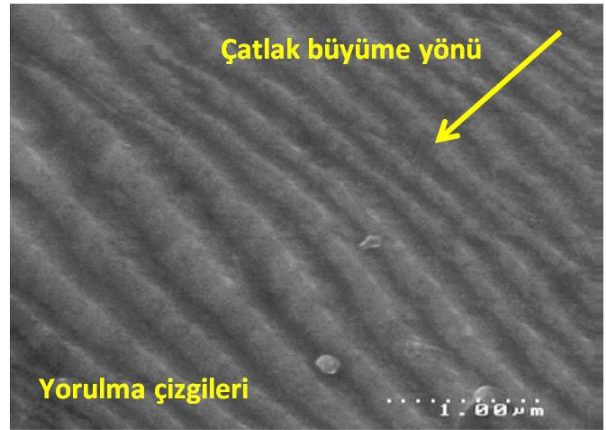
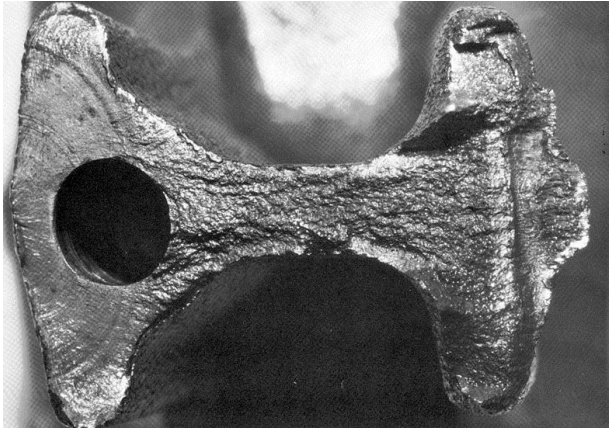




Yorulma kırılması, kırılma yüzeylerinin yük eksenine dik olarak geldiği gevrek kırılma şekline oldukça benzer. Lineer-Elastik Kırılma Mekaniğine göre, yorulma kırılması üç aşamada gelişir:

- **1. Aşama (A):** Döngüsel yerel plastik deformasyon nedeniyle bir veya daha fazla mikro çatlağın (iki ila beş tane boyutunda) gelişimi.
 - **2. Aşama (B):** Çatlaklar mikro çatlaklardan daha büyük çatlaklara (makro çatlaklar) doğru ilerler ve yorulma çizgileri (kumsalı andıran veya düz plato/yayla benzeri kırık yüzeyler) oluşturarak büyümeye devam eder.
 - **3. Aşama (C):** Kalan malzemenin yükü destekleyemediği, böylece ani bir kırılmaya (kırılgan veya sünek kırılma olabilir) neden olan son gerilme döngüsü sırasında meydana gelir.
- Yorulma kırılması, çatlak oluşumu ve yayılmasından kaynaklanır. Yorulma çatlakları genellikle süreksizlikler (delik, çentik, çizik, keskin köşe, çatlak gibi) gibi yüksek gerilimli yerlerde başlar.
 - Yorulma çatlakları, pürüzlü yüzeylerde veya artık gerilmelerinin varlığından dolayı da başlayabilir. Böylece yorulma ömrünü uzatmak için yorulma yüküne maruz kalan tüm parçalar ısıtılma işleminden geçirilir ve parlatılır.





2. YORULMA ÖMRÜ YÖNTEMLERİ

Yorulma arızası, birçok karmaşık faktörün dâhil olduğu statik arızadan çok daha karmaşık bir olgudur. Ayrıca, yorulma özellikleri için malzemelerin test edilmesi, statik testlerden daha karmaşık ve çok daha fazla zaman alıcıdır. Yorulma ömrü yöntemleri, bir elemanın arızaya uğramasına kadar olan ömrünü (yükleme döngülerinin sayısını) belirlemeyi amaçlar.

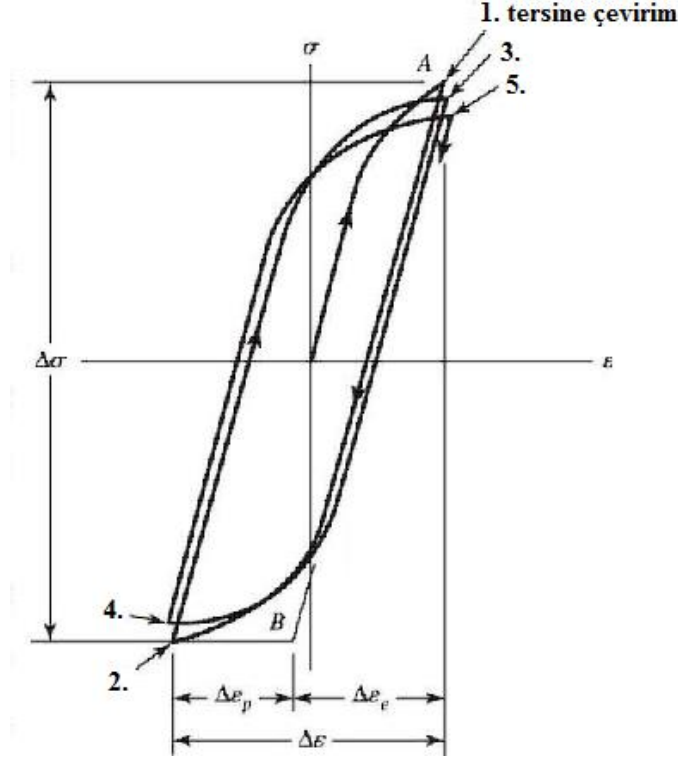
Bazı yüklem türleri veya bazı malzemeler için her birinin daha doğru olduğu üç ana yorulma ömrü yöntemi vardır. Üç yöntem şunlardır: **Gerinim ömrü yöntemi** (strain-life method), **doğrusal elastik kırılma mekaniği yöntemi** (linear-elastic fracture mechanics method) ve **gerilme ömrü yöntemi** (stress-life method).

NOT: Yorulma ömrü genellikle yüklem çevrimlerinin sayısına (N) göre şu şekilde sınıflandırılır:

- **Düşük çevrim yorgunluğu** ($1 \leq N \leq 1000$) ve bu düşük çevrim sayısı için tasarımcılar bazen yorulma etkilerini görmezden gelir ve sadece statik arıza analizi kullanır.
- **Yüksek çevrim yorgunluğu** ($N > 10^3$):
 - **Sonlu ömür:** $10^3 - 10^6$ döngü (çevrim)
 - **Sonsuz ömür:** 10^6 'dan fazla döngü (çevrim)

2.1. Gerinim Ömrü Yöntemi

Bu yöntem, yorulma ömrünü, tekrarlanan yüklem döngüleri sırasında parçanın maruz kaldığı plastik gerilme miktarıyla ilişkilendirir. Malzemedeki gerilme akma mukavemetini aştığında ve malzeme plastik olarak deforme olduğunda, malzeme gerinim sertliğine uğrayacak ve parça tekrar yüklenirse akma mukavemeti artacaktır. Bununla birlikte, gerilme yönü tersine çevrilirse (çekme – basma), ters yöndeki akma dayanımı başlangıç değerinden daha küçük olacaktır, bu da malzemenin ters yüklem yönünde yumuşadığı anlamına gelir (Bauschinger Etkisi). Gerilme her tersine çevrildiğinde, diğer yöndeki akma dayanımı azalır, malzeme yumuşar ve kırılma gerçekleşene kadar daha fazla plastik deformasyona uğrar. Gerinim ömrü yöntemi, düşük çevrimli yorulma için geçerlidir.



2.2. Lineer Elastik Kırılma Mekanîği Yöntemi

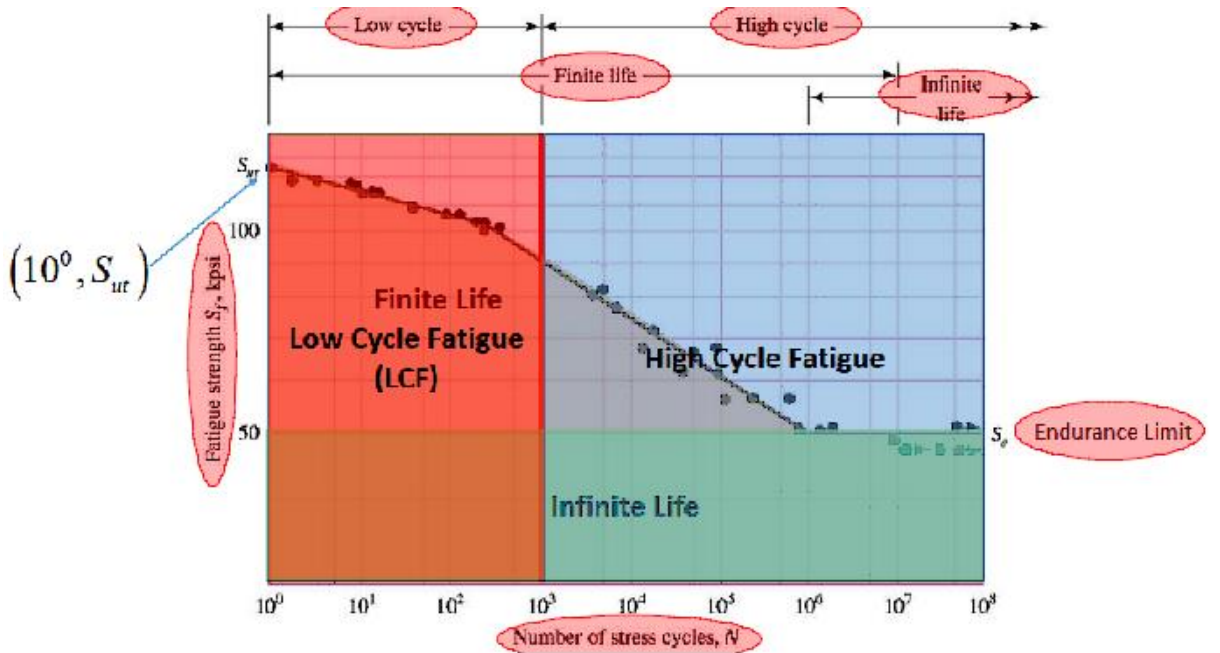
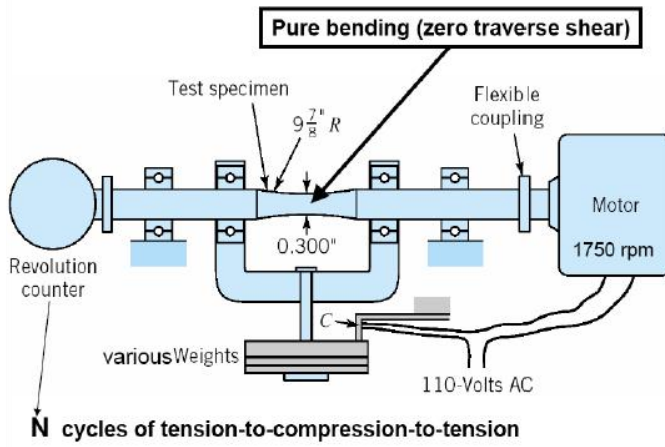
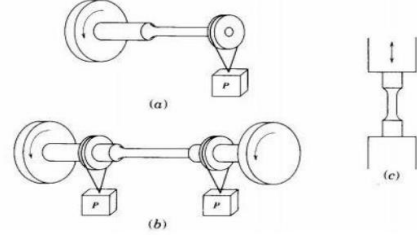
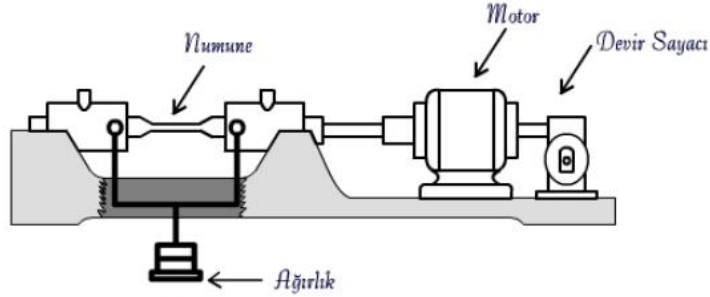
Bu yöntem, malzemede bir çatlakla başladığını ve kırılma gerçekleşene kadar (yukarıda açıklanan 3. aşama) büyümeye devam ettiğini varsayar. Lineer elastik kırılma mekanîği yöntemi yaklaşımı, malzemede zaten küçük bir çatlak olduğunu varsayar ve çatlakla, kalan malzemenin tamamen kırılmasına neden olacak kadar büyümesi için gereken yükleme döngülerinin sayısını hesaplar. Bu yöntem, yüksek devirli yorulma için daha uygundur.

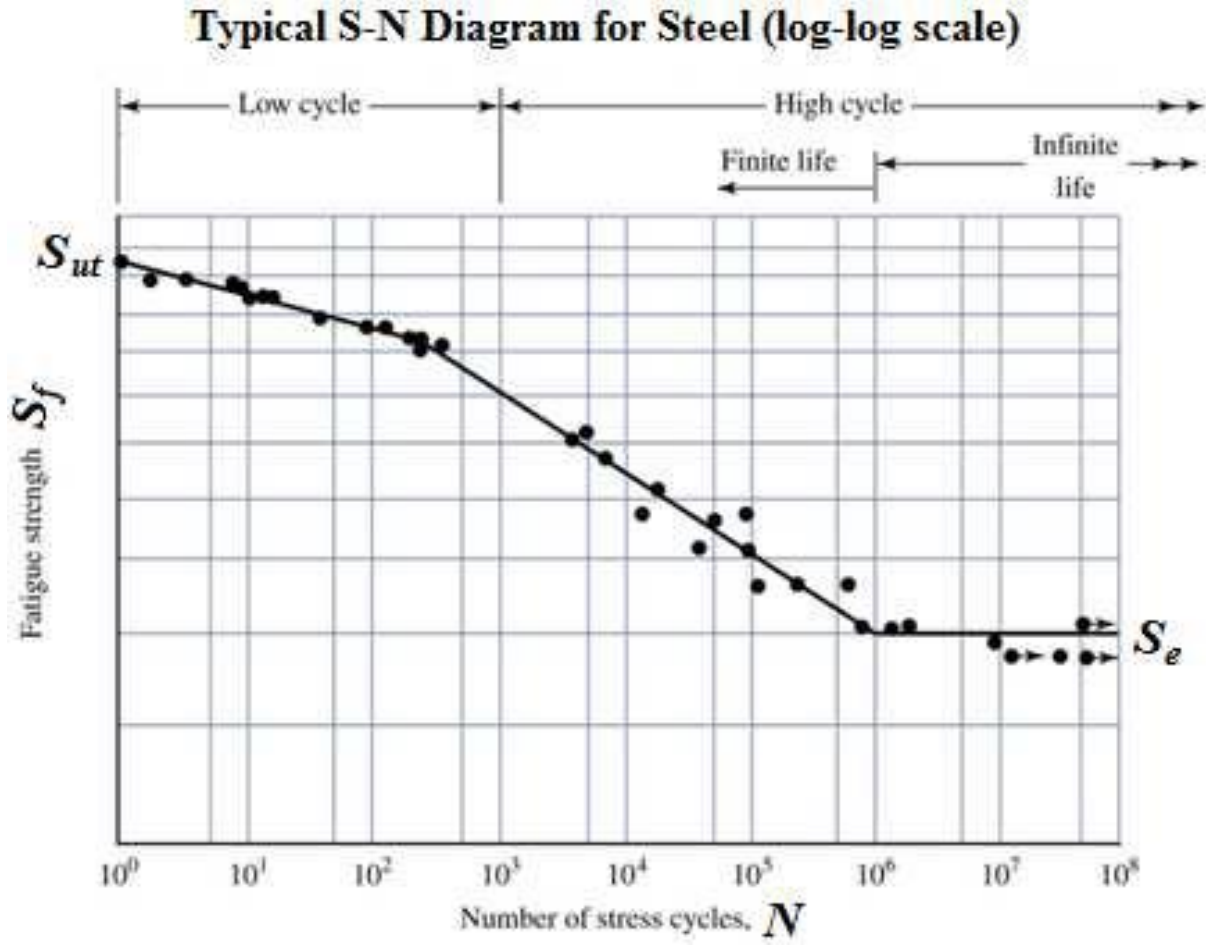
2.3. Gerilim Ömür Yöntemi (SN)

Bu yöntem, yorulma ömrünü, kırılmaya neden olan alternatif gerilim seviyesi ile ilişkilendirir, ancak yorulma arızasının neden meydana geldiğine dair herhangi bir açıklama yapmaz.

Gerilme-ömür ilişkisi, Moore yüksek hızlı dönen kiriş testi kullanılarak deneysel olarak elde edilmiştir. Test, dönen kirişin kırılma meydana gelene kadar sabit bir bükülme momentine (bilinen sabit bir büyüklükte) tabi tutulmasıyla gerçekleştirilir. (Dönme nedeniyle, numune eğilme gerilimine maruz kalır). Testlerden elde edilen veriler, S – N diyagramı olarak bilinen yorulma mukavemeti ve yorulma ömrü diyagramını oluşturmak için kullanılır. İlk nokta, yarım döngüdeki başarısızlığa karşılık gelen nihai güçtür. Değişken gerilim genliği, nihai gücün altına düşürülür ve test, başarısız olana kadar devam ettirilir. Gerilim seviyesi ve kırılmaya kadar olan döngü sayısı, grafiksel bir veri noktası (eğri) verir. Test devam eder ve gerilme genliği her düşürüldüğünde (numune daha uzun yaşayacak şekilde) ve yeni bir nokta elde edilir. Çelik alaşımları için düşük devirli yorulma ve yüksek devirli yorulma (sonlu ve

sonsuz) farklı eğimlere sahip olarak kabul edilebilir (düz çizgilerdir ancak bu bir logaritmik eğridir). Çelikler için gerilim genliği düşürülmeye devam edilirse, numunenin asla kırılmayacağı bir gerilim seviyesine ulaşılır ve bu gerilim değeri dayanıklılık limiti/sınırı (S_e) olarak bilinir. Dayanıklılık sınırı ile ilişkili döngü sayısı, sonlu ömür ve sonsuz ömür arasındaki sınırı tanımlar ve genellikle 10^6 ila 10^7 döngü arasındadır.

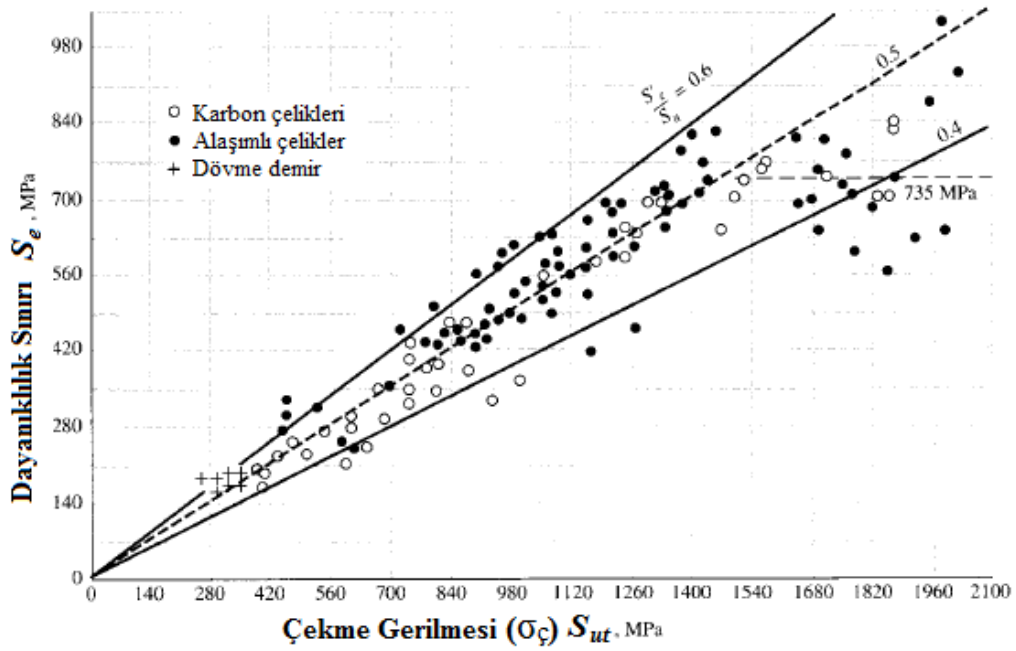




Çelik ve titanyum alaşımlarının net bir dayanıklılık sınırı vardır, ancak bu tüm malzemeler için geçerli değildir. Örneğin, alüminyum alaşımlarının net bir dayanıklılık sınırı yoktur ve bu tür malzemeler için yorulma mukavemeti 10^8 döngü olarak kabul edilir. Ayrıca çoğu polimerin tam olarak bilinen bir dayanıklılık sınırı yoktur.

2.3.1. Dayanıklılık Sınırı (S_e)

Yüksek devirli yorulmaya maruz kalan makine elemanlarının tasarımında dayanım sınırının (S_e) belirlenmesi önemlidir. Bu tür elemanları tasarlarken yaygın uygulama, elemandaki yorulma gerilim seviyesinin, kullanılan malzemenin dayanıklılık sınırının altında olmasını sağlamaktır. Dönen kiriş deneyini kullanarak S_e değerini bulmak birçok numunenin uzun zaman alan testlere tabi tutulmasını gerektirir. Bu nedenle, S_e değerinin bulunması daha kolay olan diğer mekanik özelliklerle (çekme mukavemeti gibi) ilişkilendirmeye çalışırlar. Şekil, birçok çelik ve dövme numuneleri için dayanma limitlerine karşı çekme dayanımlarını (σ_c) göstermektedir.



Şekildeki grafik, çekme gerilmesi (1400 MPa'ye kadar) ve dayanıklılık sınırı arasında bir korelasyon (ilişki) olduğunu gösterir. Çelikler için dayanım sınırı ile çekme dayanım arasındaki ilişki şu şekilde verilir:

$$S_e' = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & \text{for } S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & \text{for } S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Her ne kadar dayanım sınırı ile çekme dayanım arasında yukarıda bahsedildiği gibi bir ilişki varsa da konu ile ilgili yapılan çalışmalar bu ilişkinin bazı faktörlere bağlı olduğunu göstermektedir.

2.3.2. Dayanıklılık Sınırı Modifikasyon/Düzeltilme Faktörleri

Dayanım sınırı dönen kiriş testinden elde edilir. Test, yakından kontrol edilen koşullar altında gerçekleştirilir (bilinen sabit bir sıcaklık, bilinen test numune boyutu, parlatılmış numune, gibi). Ancak bir makine elemanı standart test şartları dışında farklı koşullarda (boyut, yüzey kalitesi, üretim süreci, çevre gibi) çalışır. Bu nedenle, belirli bir mekanik eleman için dayanıklılık limitini testlerden elde edilen değerle ilişkilendirmek için bazı modifikasyon faktörleri kullanılır:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

Boyut
Sıcaklık
Çeşitli etkiler

↓
↓
↓

↑
↑
↑

Yüzey
Yük
Güvenilirlik

Burada:

$Se \rightarrow$ Geometri ve kullanım koşulları ile bir makine elemanının kritik konumundaki dayanıklılık sınırı.

$Se' \rightarrow$ Dönen kiriş testinden elde edilen dayanıklılık limiti.

$ka \dots kf \rightarrow$ Modifikasyon faktörleri (deneysel olarak elde edilmiştir).

a. Yüzey Durum Faktörü (ka)

Dönen kiriş test numuneleri son derece parlaktır. Pürüzlü bir yüzeyin, daha yüksek bir çatlak başlatma potansiyeline sahip olacağından dayanıklılık sınırını düşecektir. Yüzey durumu faktörü, parçanın yüzey kalitesine (taşlanmış, işlenmiş, dövülmüş, vb.) ve malzemenin çekme gerilmesi mukavemetine bağlıdır. Yüzey durumu faktörü (ka) aşağıdaki şekilde belirlenir.

$$k_a = a \times S_{ut}^b$$

a ve b katsayıları yüzey durumuna bağlıdır. Deneylerle belirlenmiş ve aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Yüzeyin elde edildiği üretim metodu	a katsayısı		b katsayısı
	S_{ut} (kpsi)	S_{ut} (MPa)	
Taşılama	1,34	1,58	-0,085
Talaşlı imalat ve soğuk çekme	2,70	4,51	-0,265
Sıcak çekme	14,4	57,7	-0,718
Dövme	39,9	272	-0,995

b. Boyut Faktörü (kb)

Döner kiriş test numuneleri belirli bir çapa ($\varnothing 7,6$ mm) sahiptir. Daha büyük boyutlu parçaların kusur içermesi ve daha fazla homojen olmama olasılığı oldukça yüksektir. Boyut faktörü (kb) aşağıdaki şekilde belirlenir.

$$k_b = \begin{cases} 1.24 d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51 d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

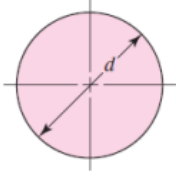
Burada d çaptır (yalnızca yuvarlak, **dönen elemanlarda** eğilme ve burulmada geçerlidir).

Eksenel yüklemde (**çekme ve basma**) $\rightarrow k_b = 1$ alınır.

Dairesel kesitli bir eleman **dönmediğinde**, gerçek çap yerine etkin bir çap değeri (d_e) kullanırız, burada:

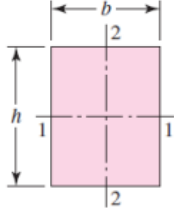
$$d_e = 0,37 \times d$$

Diğer kesitler için d_e , aşağıdaki tablo kullanılarak bulunur.



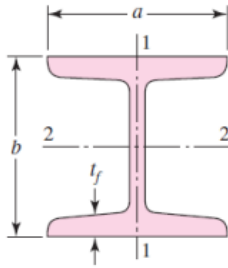
$$A_{0.95\sigma} = 0.01046d^2$$

$$d_e = 0.370d$$

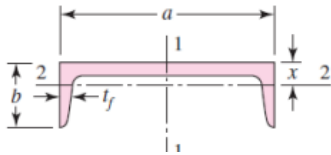


$$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$$

$$d_e = 0.808\sqrt{hb}$$



$$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f & \text{axis 1-1} \\ 0.05ba & t_f > 0.025a \quad \text{axis 2-2} \end{cases}$$



$$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.05ab & \text{axis 1-1} \\ 0.052xa + 0.1t_f(b-x) & \text{axis 2-2} \end{cases}$$

c. Yükleme Faktörü (k_c)

Dönen kiriş numunesi bükülerek yüklenir. Farklı yükleme türleri için yük faktörü:

$k_c = \begin{cases} 1 & \text{eğilme} \\ 0.85 & \text{eksenel} \\ 0.59 & \text{burulma} \end{cases}$

d. Sıcaklık Faktörü (k_d)

Çalışma sıcaklığı oda sıcaklığının altına düştüğünde malzeme daha kırılgan hale gelir. Sıcaklık yüksek olduğunda akma dayanımı düşer ve malzeme daha sünek hale gelir (ve sürünme meydana gelebilir). Çelikler için, çekme mukavemeti ve dolayısıyla dayanım sınırı, sıcaklık arttıkça biraz artar, sonra düşmeye başlar. Sıcaklık faktörü ($40 \leq T_c \leq 540$ °C için) şu şekilde verilir:

$$k_d = 0.9877 + 0.6507(10^{-3})T_c - 0.3414(10^{-5})T_c^2 + 0.5621(10^{-8})T_c^3 - 0.6246(10^{-11})T_c^4$$

Temperature, °C	S_T/S_{RT}	Temperature, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

Ayrıca eşitlik yardımı ile hesaplanan değerler tabloda da verilmiştir:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

Burada:

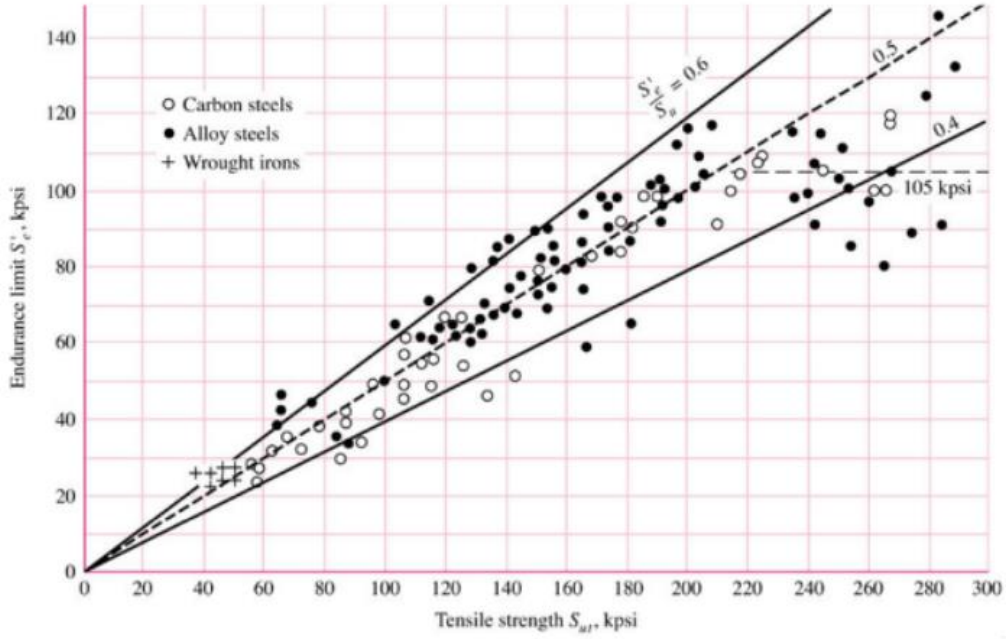
S_T : Çalışma sıcaklığında çekme dayanımı ve S_{RT} : Oda sıcaklığında çekme dayanımıdır.

e. Güvenilirlik Faktörü (k_e)

Testlerden elde edilen dayanıklılık sınırı genellikle ortalama değerde rapor edilir ($\sigma = \%8$ ile normal bir dağılıma (standart sapmaya) sahiptir). Diğer güvenilirlik değerleri için k_e , Tablo 6-5'ten bulunur. Şekil 6-17'den, $S'e = 0,5$ Sut tipik verilerdir ve $\%50$ güvenilirliği temsil eder. Güvenilirlik faktörü, diğer güvenilirliklere göre ayarlanır. Yalnızca Şekil 6-17 varsayımını ayarlar. Genel güvenilirlik anlamına gelmez. İstenen güvenilirlik için sadece Tablo 6-5'ten k_e 'yi elde edin.

Reliability, %	Transformation Variate z_a	Reliability Factor k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Table 6-5



Şekil 6-17

f. Cesitli Etkiler Faktörü (k_f)

Diğer tüm etkiler (artık gerilim, korozyon, döngüsel frekans, metal püskürtme vb.) nedeniyle dayanıklılık sınırının azalmasını hesaba katmak için kullanılır. Ancak, bu etkiler tam olarak tanımlanmamış ve genellikle açıklanmamıştır. Bu nedenle genellikle $k_f = 1$ kullanırız.

- Gerilme konsantrasyonu ve çentik hassasiyeti

Yorulma yükleme koşulları altında, çatlak başlangıcı ve büyümesi genellikle yüksek gerilim konsantrasyonlarına sahip yerlerde (oluklar, delikler vb.) başlar. Gerilme konsantrasyonunun varlığı, bir elemanın yorulma ömrünü (ve dayanıklılık limitini) azaltır ve yorulma kusuru analizinde dikkate alınmalıdır. Süneklilik özelliklerindeki farklılıklar nedeniyle, gerilme konsantrasyonunun yorulma özellikleri üzerindeki etkisi farklı malzemelerde değişiklik gösterir. Yorulma gerilmesi altındaki malzemeler için, bir çentik (delik, köşe vb.) yakınında maksimum gerilme:

$$\sigma_{max} = K_f \times \sigma_0 \text{ veya } \tau_{max} = K_{fs} \times \tau_0$$

Burada

σ_0 veya τ_0 : Normal veya kayma gerilmesi

K_f veya K_{fs} : Çentiklerin mevcudiyetine karşı malzeme duyarlılığındaki farklılık nedeniyle gerilme konsantrasyon faktörünün (K_t) azaltılmış bir değeri olan yorulma gerilme konsantrasyon faktörüdür. K_f ve K_{fs} aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$K_f = \frac{\text{Çentikli numunenin maksimum gerilmesi}}{\text{Çentiksiz numunenin maksimum gerilmesi}}$$

- Çentik hassasiyeti (q) şu şekilde tanımlanır:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \text{ veya } q_{kayma} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1}$$

q değeri 0 ile 1 arasında değişir.

$$q = 0 \rightarrow K_f = 1 \quad \text{Çentige duyarsız malzeme}$$

$$q = 1 \rightarrow K_f = K_t \quad \text{Çentige duyarlı malzeme}$$

- Böylece:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \text{ veya } K_{fs} = 1 + q_{kayma}(K_{ts} - 1)$$

Çelikler ve Alüminyum için eğilme ve aksenal yükleme için çentik hassasiyeti Şekil 6-20'den ve Burulma için Şekil 6-21'den bulunabilir.

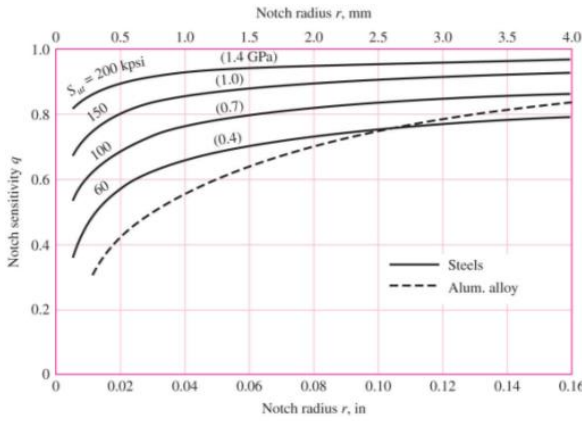


Fig. 6-20

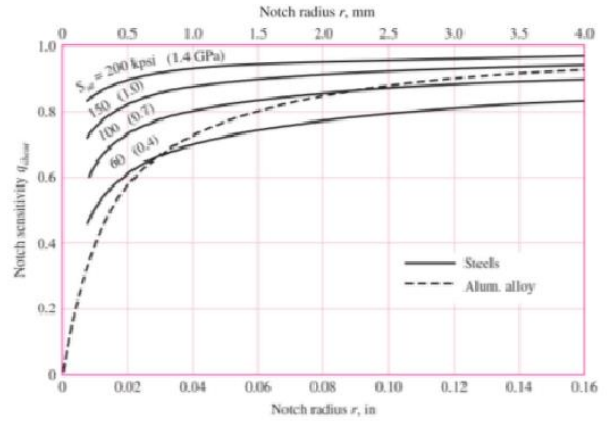


Fig. 6-21

- Alternatif olarak, şekilleri kullanmak yerine yorulma stresi konsantrasyon faktörü K_f şu şekilde bulunabilir:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{ve} \quad K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{The Neuber equation}$$

Burada:

r : yarıçap

$\sqrt{a}$: Neuber sabiti olarak bilinen bir malzeme sabitidir. Çelikler için $\sqrt{a}$ denklemler kullanılarak bulunabilir.

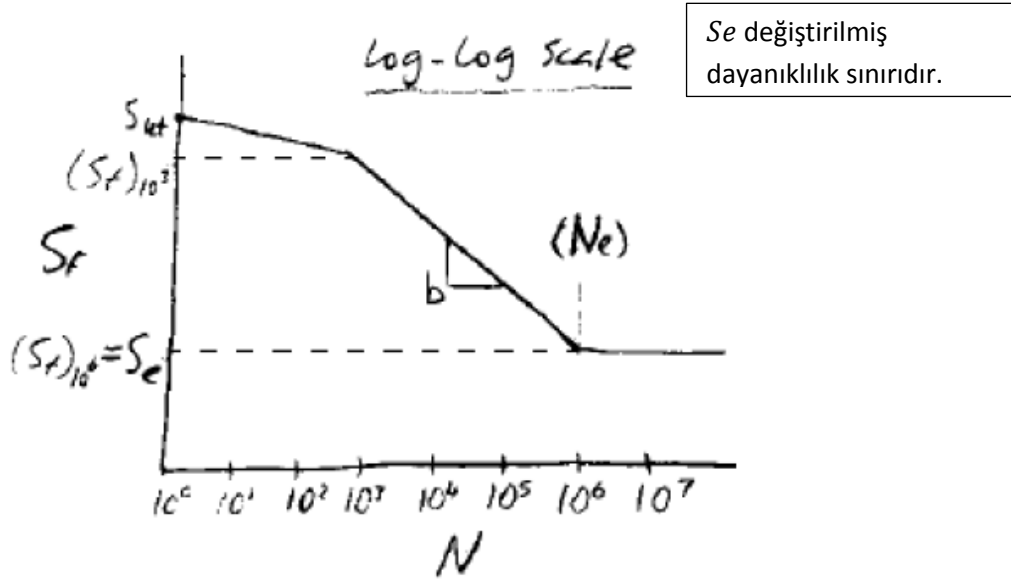
- Dökme demir için, çentik hassasiyeti 0 ila 0,2 arasında çok düşük bir değer olarak alınır. Ancak emniyet göz önünde tutularak için $q = 0,2$ kullanılması önerilir.
- Basit yükleme için K_f , gerilme değeri ile çarpılabilir veya K_f 'ye bölünerek dayanıklılık limiti azaltılabilir. Bununla birlikte, birleşik yükleme için her bir gerilme türüne, karşılık gelen K_f değeri ile çarpılmalıdır.

3. YORULMA MUKAVEMETİ

Bazı tasarım uygulamalarında, elemanın maruz kaldığı yüke bağlı olarak çevrim sayısı sınırlıdır ($<10^6$) ve bu nedenle dayanıklılık limitini kullanarak sonsuz ömür için tasarım yapmaya gerek yoktur. Bu gibi durumlarda, istenen ömür ile ilişkili yorgunluk mukavemetini bulmamız gerekir.

Yüksek çevrim sayısına bağlı yorulma ($10^3 \rightarrow 10^6$) için: $S_f = a \times N^b$ eşitliği kullanılır.

Burada “a” (y kesişimi) ve “b” (eğim) sabitleri $(S_f)_{10^3}$ ve $(S_f)_{10^6}$ olarak:



$$a = \frac{(S_f)_{10^3}^2}{S_e} \quad \text{ve} \quad b = -\frac{\log(\sigma_f' / S_e)}{\log(2N_e)}$$

σ_f' Kırılmada gerçek gerilme olduğunda ve ≤ 500 HB olan çelikler için yaklaşık olarak şu şekildedir:

$$\sigma_f' = S_{ut} + 345 \text{ Mpa}$$

$(S_f)_{10^3}$, S_{ut} ile şu şekilde ilişkilendirilebilir:

$$(S_f)_{10^3} = f \times S_{ut}$$

f şu şekilde bulunur:

$$f = \frac{\sigma_f'}{S_{ut}} (2 \times 10^3)^b$$

Yukarıdaki denklemler kullanılarak f değeri S_{ut} değerinin bir fonksiyonu olarak bulunur ($N_e = 10^6$ kullanılarak).

Not: 490 MPa'dan küçük S_{ut} değerleri ihtiyatlı olmak için $f = 0,9$ alınmalıdır.

- (f) değeri biliniyorsa, b sabiti doğrudan şu şekilde bulunabilir:

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f \times S_{ut}}{S_e}\right)$$

ve a şu şekilde yeniden yazılabilir:

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e}$$

Böylece $10^3 \leq N \leq 10^6$ için belirli bir ömür (N) ile ilişkili yorulma mukavemeti:

$$(S_f)_N = a N^b$$

ve belirli bir yorulma stresinde (σ) yorulma ömrü (N) şu şekilde bulunur:

$$N = \left(\frac{\sigma}{a}\right)^{\frac{1}{b}}$$

- Çalışmalar, sünek malzemeler için yorulma gerilme konsantrasyon faktörünün (K_f) $N < 10^6$ için azaldığını, ancak ihtiyatlı yaklaşımın K_f 'yi olduğu gibi kullanmak olduğunu göstermektedir.

Örnek 1: C1045 çeliğinden yapılmış bir döner kiriş numunesi için:

- $N_e = 10^6$ için dayanıklılık sınırı nedir?
- Kırılincaya kadar (5×10^4) döngüye karşılık gelen yorulma mukavemeti nedir?
- 400 MPa ile tamamen tersine çevrilmiş gerilim altında beklenen ömür nedir?

Çözüm:

Döner kiriş numunesi için herhangi bir modifikasyona gerek yoktur. Bu nedenle: $S_e = S_e'$

Not: C1045 çeliği için çekme gerilmesi sorularda verilebilir, ilgili kataloglarda, tablolardan veya “matweb” sitesinden bakılabilir.

C1045 için $\sigma_c = S_{ut} = 630 \text{ MPa}$

$$\text{a. } S_e' = 0,5 \times S_{ut} = 0,5 \times 630 = 315 \text{ MPa}$$

b. Kırılincaya kadar dediği için:

$$\sigma_f' = S_{ut} + 345 \text{ Mpa} = 630 + 345 = 975 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{\log(\sigma_f'/S_e)}{\log(2N_e)} = -\frac{\log(975/315)}{\log(2 \times 10^6)} = -0,0779$$

$$f = \frac{\sigma_f'}{S_{ut}} \times (2 \times 10^3)^b = \frac{975}{630} \times (2 \times 10^3)^{-0,0779} = 0,856$$

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} = \frac{(0,856 \times 630)^2}{315} = 923,4 \text{ MPa}$$

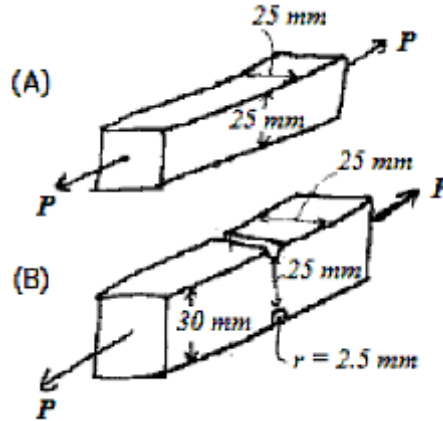
$$(S_f)_{5 \times 10^4} = a \times N^b \rightarrow (S_f)_{5 \times 10^4} = 923,4 \times (5 \times 10^4)^{-0,0779} = 397,5 \text{ MPa}$$

$$c. N = \left(\frac{\sigma}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{400}{923,4}\right)^{\frac{1}{-0,0779}} = 46,41 \times 10^3 \text{ çevrim}$$

Tablo: Bazı malzeme çeşitleri için yorulma mukavemet değerleri

Material	Process Description	Hardness	S_u MPa(ksi)	S_y MPa(ksi)	%El	%RA	S_e^a MPa(ksi)
Steels^a S_e based on 10^6 to 10^7 cycles to failure							
1020	Annealed	111HB	393(57)	296(43)	36	66	138(20)
1020	Hot Rolled	143HB	448(65)	331(65)	36	59	241(35)
1040	Annealed	149HB	517(75)	351(51)	30	57	269(39)
1050	Annealed	187HB	634(92)	365(53)	24	40	365(53)
4130	Normalized	197HB	668(97)	434(63)	26	60	324(47)
4130	WQ&T 650C	245HB	809(118)	703(102)	22	64	489(71)
4140	OQ&T 650C	285HB	758(110)	655(95)	18	53	420(61)
4140	OQ&T 540C	358HB	1137(165)	985(143)	15	50	455(66)
4340	OQ&T 540C	380HB	1261(183)	1171(170)	14	52	668(97)
4340	OQ&T 425C	430HB	1530(222)	1378(200)	12	47	468(68)
5140	OQ&T 540C	311HB	1068(155)	923(134)	17	53	620(90)
5140	OQ&T 425C	375HB	1309(190)	1164(169)	12	42	565(82)
8640	OQ&T 540C	331HB	1068(155)	944(137)	17	56	537(78)
HY-140	Q&T 540C	34Rc	1027(149)	978(142)	20	65	482(70)
H-11	Q&T	52Rc	1791(260)	1447(210)	8	52	634(92)
300M	Q&T 260C	52Rc	1791(260)	1585(230)	12	37	620(90)
D6AC	Q&T 260C	54Rc	1938(290)	1722(250)	9	36	689(100)
9Ni-4Co-25	T 540C	36Rc	1378(200)	1309(190)	17	70	758(110)
9Ni-4Co-45	T 315C	48Rc	1929(280)	1757(255)	5	35	612(90)
18Ni 200 marage	Aged 480C	43Rc	1550(225)	1481(215)	11	55	689(100)
18Ni 250 marage	VM Aged 480C	50Rc	1764(256)	1633(237)	11	62	689(100)
18Ni 300 marage	VM Aged 480C	55Rc	1984(288)	1922(279)	7	50	758(110)
18Ni 350 marage	VM Aged 480C	59Rc	2425(352)	2377(345)	8	44	758(110)
302	Annealed	80Rb	640(93)	276(40)	68	65	234(34)
302	CR 40%	35Rc	1040(151)	909(132)	13	8	517(75)
304	Annealed	80Rb	599(87)	234(34)	57	67	241(35)
304	CW 10%	10Rc	675(98)	482(70)	35		413(60)
304	CW 40%	35Rc	1008(146)	930(135)	12		634(92)
316	Annealed	77Rb	586(85)	262(38)	61	67	269(39)
403	Annealed	155HB	517(75)	310(45)	30	70	276(40)
403	T 650C	97Rb	758(110)	585(85)	23	65	379(55)
Aluminum Alloys^c S_e based on 5×10^6 cycles to failure							
1100-0	Annealed	23HB	90(13)	35(5)	45		35(5)
2014-T6	Sol. Treat Aged	135HB	482(70)	413(60)	13		124(18)
2024-T3	Sol. Treat CW Aged	120HB	482(70)	345(50)	18		138(20)
2024-T4	Sol. Treat Aged	120HB	468(68)	324(47)	19		138(20)
2219-T851	Sol. Treat CW Aged		455(66)	351(51)	10		103(15)
3003-H16	Strain Hardened	47HB	179(26)	172(25)	14		69(10)
3004-H36	Strain Hardened	70HB	262(38)	227(33)	9		110(16)
6061-T4	Sol. Treat Aged	65HB	242(35)	145(21)	25		96(14)
7075-T6	Sol. Treat Aged	150 HB	572(83)	503(73)	11		158(23)
Others							
Ti ^d	Annealed		520(75)				330(52)
Ti-6Al-4V ^e			1190(172)	1090(158)			365(53)
Copper ^d	Annealed		235(34)	75(11)			75(11)
60/40 Brass ^d	Annealed		315(46)	95(14)			85(12)
Phosphor Bronze ^d	Annealed		340(49)	150(22)			170(25)

Örnek 2: Gösterilen iki eksenel yüklü çubuk 1050 HR çelikten yapılmıştır ve işlenmiş yüzeylere sahiptir. İki çubuk (bar) tamamen tersine çevrilmiş bir yüke (P) maruz kalmaktadır.



Verilenler: 1050 HR çelik için: $S_{ut} = 620 \text{ MPa}$ ve $S_y = 340 \text{ MPa}$

- Sonsuz ömre sahip olacak şekilde iki çubuğun her biri için yükün maksimum değerini (P) tahmin ediniz (burkulmayı yok sayın).
- Tamamen tersine çevrilmiş $P = 50 \text{ kN}$ yüküne maruz kalacaksa, B barı için n_s ve n_f güvenlik statik ve yorulma faktörlerini bulun.
- B barının yorulma ömrünü $P = 150 \text{ kN}$ ters yük altında tahmin edin ($f = 0,9$ kullanın).

Çözüm:

a. $S_e' = 0,5 \times S_{ut} = 0,5 \times 620 = 310 \text{ MPa}$

Düzeltilme Faktörleri:

- Yüzey faktörü (k_a) = $a \times S_{ut}^b \rightarrow a = 4,51$ ve $b = -0,265$
 $(k_a) = 4,51 \times 620^{-0,265} = 0,821$
- Boyut faktörü (k_b) = 1 $\rightarrow$ eksenel yükleme
- Yükleme faktörü (k_c) = 0,85 $\rightarrow$ eksenel yükleme
- Diğer faktörler: $k_d = k_e = k_f = 1 \rightarrow$ bilgi verilmediği için 1 alınır.

Gerilme konsantrasyonu (B barı için):

$$\frac{w}{d} = \frac{30}{25} = 1,2 \quad \frac{r}{d} = \frac{2,5}{25} = 0,1 \rightarrow K_t \approx 2,38 \rightarrow q \approx 0,81$$

Yorulma stresi konsantrasyon faktörü (Çentik faktörü ($\beta_k = K_f$)) = $1 + q(K_t - 1)$

$$K_f = 1 + 0,81(2,38 - 1) = 2,12$$

Not: 2. Hafta “çentik faktörü” anlatımı ile de yapılabilir.

Her bir bar için maksimum gerilme hesaplanmalıdır.

$$\text{A barı için: } S_e = k_a k_c S_e' = 0,821 \times 0,85 \times 310 = 216,3 \text{ MPa}$$

$$\text{B barı için: } (S_e)_{mod} = \frac{S_e}{K_f} = \frac{216,3}{2,12} = 102,3 \text{ MPa}$$

Her bir bar için maksimum yük (P) hesaplanmalıdır.

$$\text{A barı için: } P_{A_{max}} = 216,3 \times (25 \times 25) = 135187,5 \text{ N}$$

$$\text{B barı için: } P_{B_{max}} = 102,03 \times (25 \times 25) = 63767,7 \text{ N}$$

Açıklama notu: B barı için maksimum yükün, çentik nedeniyle A barından daha küçük olduğuna dikkat edin.

b. Statik güvenlik faktörü (n_s) = $\frac{S_y}{\sigma_0}$

$$\sigma_0 = \frac{P}{A_{net}} = \frac{50 \times 10^3}{25 \times 25} = 80 \text{ MPa} \rightarrow n_s = \frac{S_y}{\sigma_0} = \frac{340}{80} = 4,25$$

$$\text{Yorulma güvenlik faktörü } (n_f) = \frac{(S_e)_{mod}}{\sigma_0} = \frac{S_e}{K_f \times \sigma_0} \rightarrow \frac{216,3}{2,12 \times 80} = 1,28$$

c. Emniyetin yorulma faktörünü $P = 150 \text{ kN}$ ile hesaplırsak, bunun birden küçük olduğunu buluruz ve böylece çubuğun sonsuz ömrü olmaz.

$$\text{Yorulma güvenlik faktörü } (n_f) = \frac{(S_e)_{mod}}{\sigma_0} = \frac{S_e}{K_f \times \sigma_0} \rightarrow \frac{150}{2,12 \times 80} \approx 0,88 < 1$$

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e} = \frac{(0,9 \times 620)^2}{216,3} = 1439,5 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f S_{ut}}{S_e}\right) = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0,9 \times 620}{216,3}\right) = -0,137$$

$$\sigma_0 = \frac{P}{A_{net}} = \frac{150 \times 10^3}{25 \times 25} = 240 \text{ MPa}$$

$$\sigma = K_f \times \sigma_0 = 2,12 \times 240 = 508,8 \text{ MPa}$$

$$N = \left(\frac{\sigma}{a}\right)^{1/b} = \left(\frac{508,8}{1439,5}\right)^{1/-0,137} = 1,98 \times 10^3 \text{ çevrim}$$

Not: Bu hesaplama, (S_e) 'yi (K_f) 'ye bölmekten ve (σ_0) değerini olduğu gibi kullanmaktan daha ihtiyatlı sonuçlar verir.

4. EMNİYET KATSAYISI SEÇİMİNİ ETKİLEYEN FAKTÖRLER

- **Yüklemede belirsizlik:** Bazı hallerde etkiyen kuvvetler büyük bir yaklaşıkla hesaplanabilir (santrifüj kuvvetler, yay kuvvetleri gibi). Fakat yeni bir makinadaki veya otomobilin süspansiyonundaki kuvvetler bu kadar kesin belirlenemez. Belirsizlik ne kadar fazla ise emniyet katsayısı o kadar büyük olmalıdır.
- **Malzemenin mukavemetindeki belirsizlik:** Literatürdeki veriler standart deney numunelerinden elde edilmiştir. Bu testlerde kullanılan malzemeler soğuk şekil değiştirmemiş ve oda sıcaklığında test edilmiştir. Bu durumlarda bile aynı iki numunede farklı sonuçlar elde edilebilir.
- **Gerilme analizindeki kabuller:** Nominal gerilmeleri hesaplarken yapılan kabullerin geçerliği, gerilme yığılması faktörünün tayinindeki kesinlik, artık gerilmelerin etkisi, kırılma teorilerinin geçerliği gibi belirsizlik noktalarıdır.
- **Hasarın neticesi:** Hasarın neticesi insan hayatı için tehlike oluşturuyorsa büyük emniyet katsayısı kullanılmalıdır. Burada hasarın doğası da önemlidir. Sünek kırılma gevrek kırılmaya göre daha az risklidir.
- **Büyük emniyet katsayısının maliyeti:** Gereğinden büyük emniyet katsayıları dramatik sonuçlar doğurur.

Önerilen Emniyet Katsayıları

Emniyet katsayısı (S)	Şartlar
S=1,25...1,5	Kontrol edilen şartlar, çok güvenilir malzeme, kuvvet değerleri kesin
S=1,5...2	İyi bilinen malzemeler, sabit ortam şartları, kuvvet değerleri kesin
S=2...2,5	Sıradan malzemeler ve ortam şartları, normal yükler
S=2,5...3	Daha az denenmiş malzemeler, normal işletme ve zorlanma durumundaki gevrek malzemeler
S=3...4	Denenmemiş malzemeler, ortalama yük ve işletme koşulları
S=3...4	İyi bilinen malzemeler, belirsiz ortam ve yükleme