

ELEMENTOS DE MÁQUINAS (SEM 0241)

Notas de Aulas v.2018

Aula 04 – Fadiga

Professores: Ernesto Massaroppi Junior
Jonas de Carvalho
Carlos Alberto Fortulan

4- Fadiga dos Materiais

4.1-Introdução

* Já no Início do século XIX se conhecia a fadiga, mas até hoje o conhecimento não é completo.

* Wohler , em 1862 , “On the mechanical tests on iron and steel”:

“A tensão com que rompiam em serviço alguns eixos de vagões ferroviários estava bem abaixo da tensão que o eixo suportava estaticamente”

* Bach , 1908 , separou as solicitações em:

Estáticas

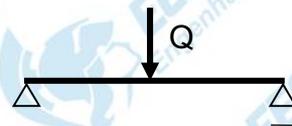
Alternada simétrica

Flutuantes

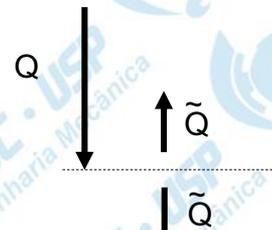
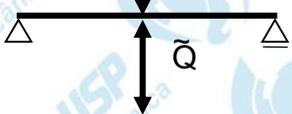


Diferentes coeficientes de segurança

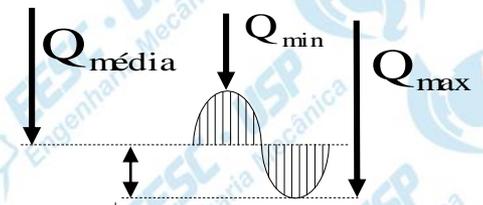
Solicitação estática



Solicitação dinâmica



$$\tilde{Q} = \frac{1}{2} \text{ amplitude } A_n$$



Histórico

~1800 - foi observada pela 1ª vez;

1843 - Rankine publicou artigo: *As causas da ruptura inesperada em munhões de eixos ferroviários*;

1870 - August Wöhler publicou suas descobertas (12 anos de investigação científica na chamada “**falha por fadiga**”) → tensão “**limite de resistência por fadiga**” para aços; diagrama S-N ou curva de Wöhler;

1921 - Griffith → desenvolveu um critério de falha e relacionou a fadiga ao crescimento da trinca;

1930 - Goodman/Sod – determinaram a influência das tensões médias na fadiga;

1953 - Peterson - publicou “**fatores de concentração de tensão para projeto**”;

1961 - Paris - publicou a lei da mecânica de fratura para o crescimento de trinças na fadiga.

Mecanismo de falha por Fadiga



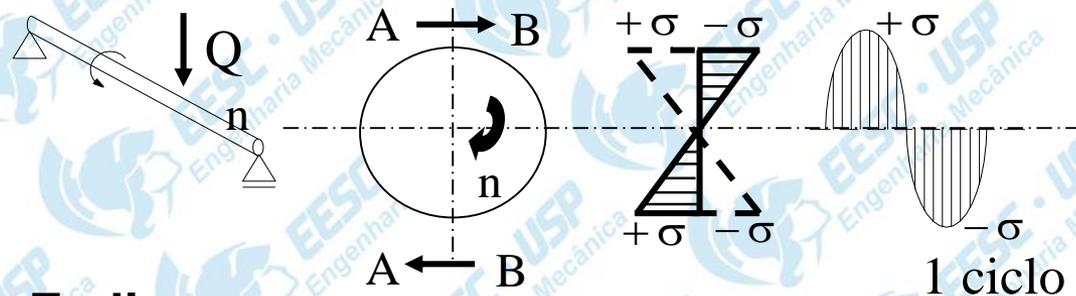
SS Schenectady, Jan 1943

Navios tanque da II guerra mundial → rastreadas → trincas que começaram em um golpe de arco voltaico deixado por um soldador

30% dos navios tiveram falhas catastróficas

Avião Havilland Comet (1º avião a jato comercial) → início em trincas inferiores 1,8mm de comprimento, próximas aos cantos das janelas de formato ~ quadrangular. 5 grandes fracassos entre 1952 a 1954.





Falhas por Fadiga

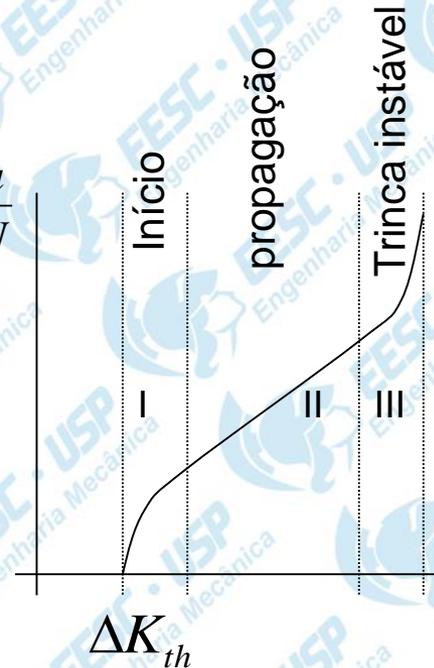
iniciam na superfície ou logo abaixo → trincas microscópicas

Onde?

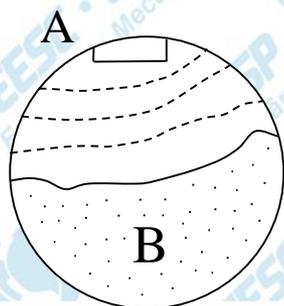
Pontos de concentração de tensões

- *rasgos de chaveta
- *mudança diâmetros
- *entalhes
- *defeitos superficiais

$$\log \frac{da}{dN}$$



* Progridem lentamente (A) e falham repentinamente (B)



A- região polida devido ao “abre-fecha”

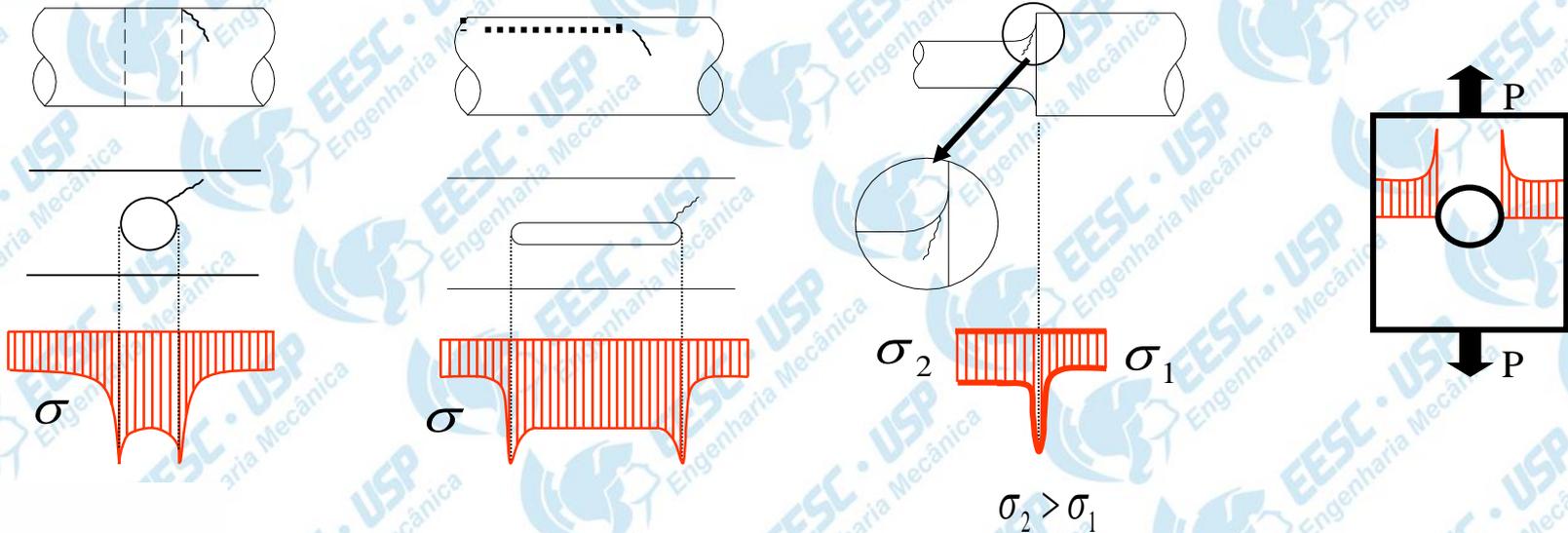
B- região fosca → ruptura violenta

Fatores que contribuem para fadiga

- Grande diferença entre σ_{\min} e σ_{\max}
- Grande número de ciclos
- σ_{\max} muito elevado
- Tipo de material (aço, alumínio, plástico, etc.)

Fatores que aceleram a fadiga

a) Concentração de tensões (entalhes)



- b) Imprecisões metalúrgicas (composição, dureza, ...)
- c) Acabamento superficial
- d) Corrosão
- e) Tensões residuais
- f) Temperatura (somente se alterar propriedades mecânicas)
- g) Sobrecarga

OBS.: Frequência (tempo do ciclo) NÃO tem influência

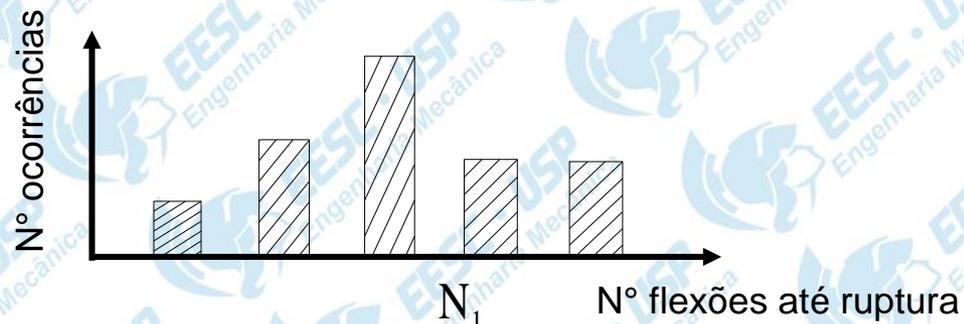
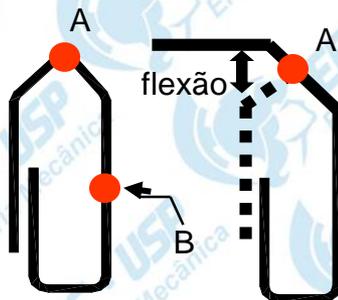
Fatores que causam
Fatores que aceleram

Projetista deve

Eliminar fadiga
ou
Calcular corretamente

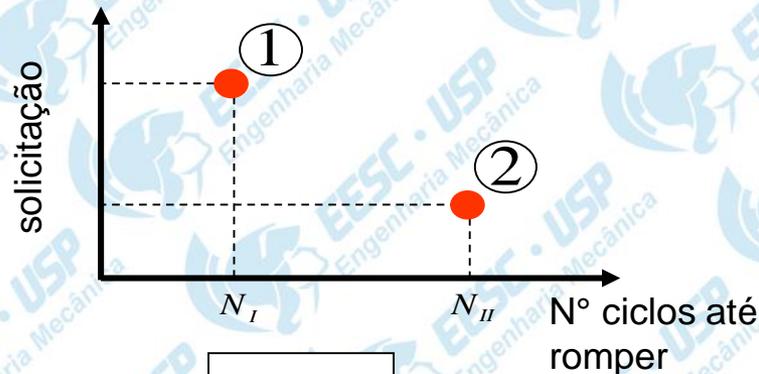
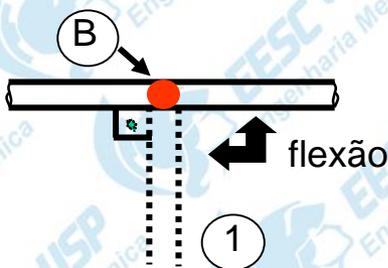
4.2 - Diagrama de Wohler ou S-N

Experiência I

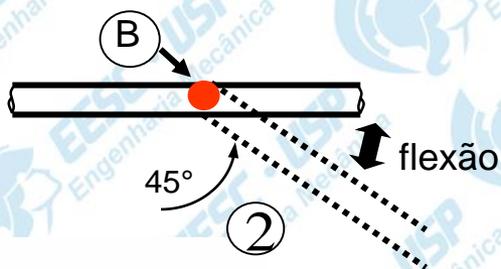


Fenômeno Estatístico!

Experiência II

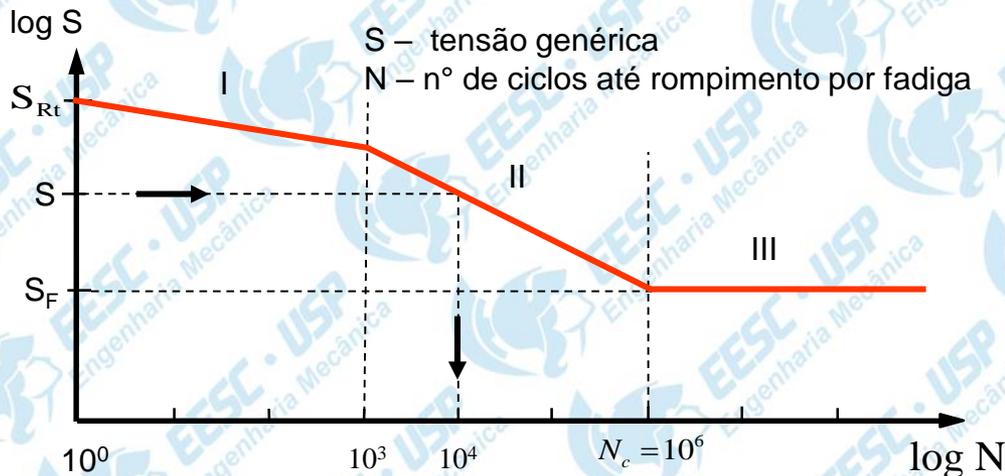


Experiência III



Fadiga

Diagrama de Wohler S-N



- I – Região de fadiga a baixa ciclagem
- II – Região de fadiga a alta ciclagem
- III – Região de vida infinita



Obs: Curva acima vale para aços

Observações I

S_{rt} - tensão ruptura estática

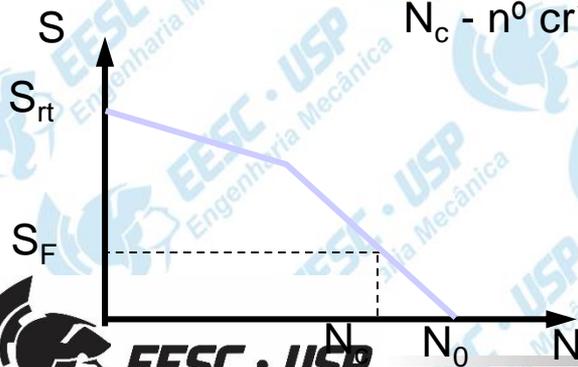
S_F - tensão limite de resistência à fadiga

$$S_F \cong 0,4 \text{ a } 0,6 S_{rt}$$

$\sigma \leq S_F$: vida infinita!

N_c - nº crítico de ciclos

$$3 \cdot 10^6 < N_c < 1 \cdot 10^7$$



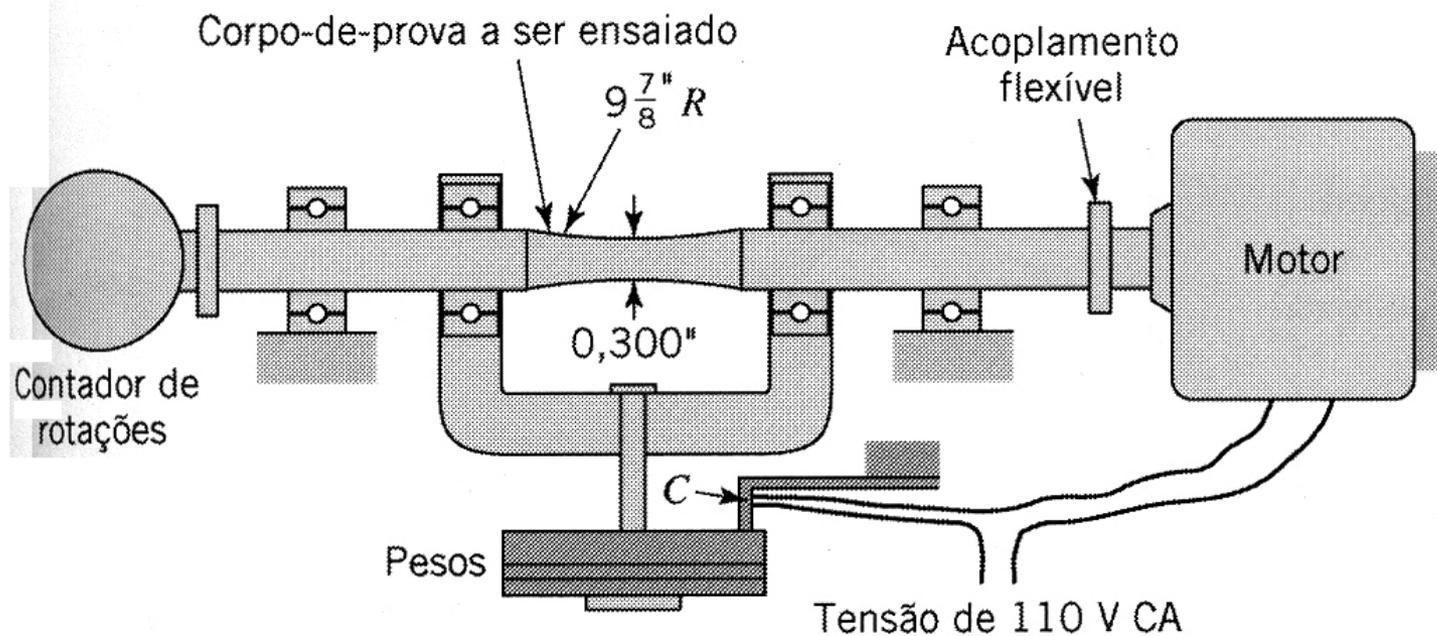
- Al e ligas
 - Cu e ligas
 - Mg
 - plásticos
- $S_F \cong 0,3 \text{ a } 0,4 S_{rtA}$
 $S_F \cong 0,18 \text{ a } 0,3 S_{rt}$

não há vida infinita !!

$$N_o \geq 10^9$$

$$S_F \iff 10^8 \text{ (por convenção)}$$

Máquina de ensaio de fadiga R.R. Moore



Um eixo girando com $n=1000$ [rpm], faz $60 \times n$ [ciclos/hora]

* atinge N_c em $\frac{1 \times 10^7}{60 \times 1000} \cong 166,6$ horas de serviço.

* se trabalhar com tensão S romperá com 10^4 [ciclos] (diagrama) em $\frac{10^4}{60 \times 1000} = 10$ [minutos]

Observações II

- $N < 10^3$ - fadiga a baixa ciclagem
- $S < S_F$ - vida infinita
- $S \geq S_F$ - vida finita

Quanto ao uso

- $N < 10^3$ - construção civil . Solicitação estática.
- $10^3 < N < N_c$ - peças de engenharia mecânica com vida curta (descartáveis, obsolescência calculada , baixa frequência de uso , etc).
- $N > N_c$ - peças mecânicas em geral

Importante

Curva de Wohler pode ser obtida com corpo de prova padrão ou com a própria peça.

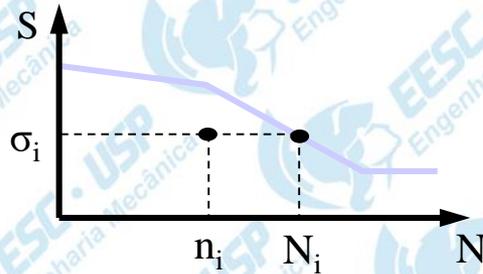
Na curva de Wohler para a peça : a) Corrigir S_{Flim} por b_1 e b_2

b) Corrigir S_{Flim} se $k \neq \infty$

(ver conceitos adiante)

Danos Acumulativos

Não existe teoria exata à respeito.



- n_i - nº de ciclos sob tensão σ_i
- N_i - nº de ciclos para romper sob apenas σ_i

Depois de (σ_i, n_i) não rompe mas causa danos que diminuem a vida. Agora S_F é menor que originalmente.

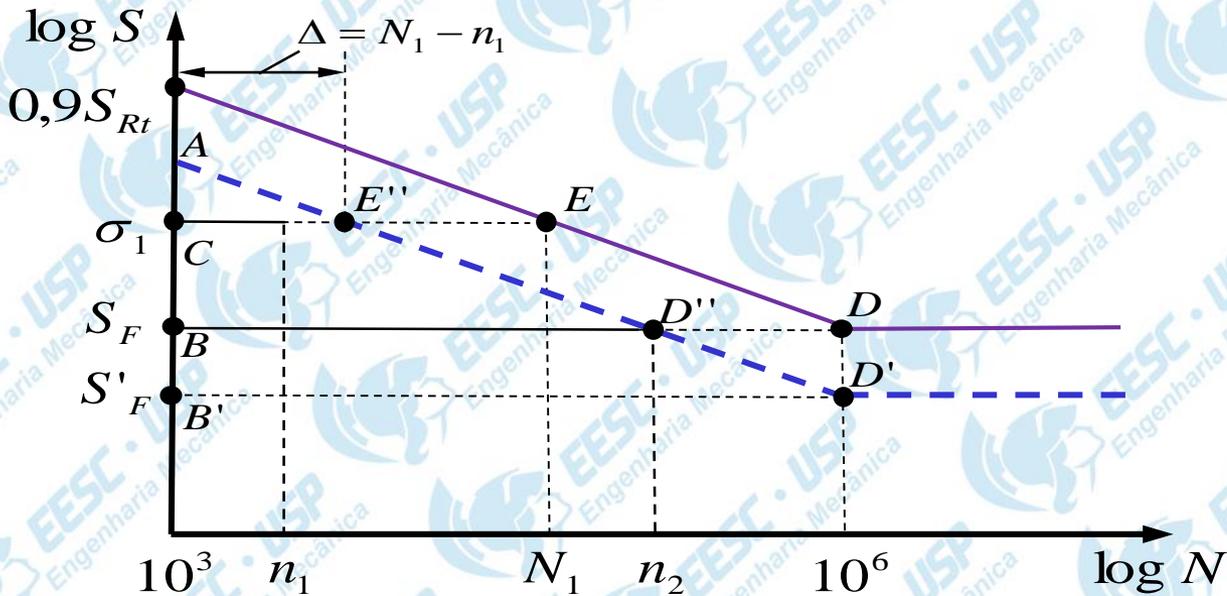
Teoria de Miner (1945)

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_n}{N_n} = C, \quad 0.7 \leq C \leq 2.2$$

Assume-se $C=1$ e trecho entre $[10^3, 0.9 S_{rt}]$ e $[N_c, S_F]$ do diagrama S-N original.

Exemplo : $\sigma_{rt} = 55$ [Kgf/mm²]; $S_F = 27,6$ [Kgf/mm²]; $N_c = 10^6$

Se a peça for submetida a $\sigma_1 = 41,3$ [Kgf/mm²] por $n_1 = 3000$ [ciclos], qual o novo limite da fadiga?



Pelo diagrama de Wohler “original” AED aplicando semelhança $\triangle ACE$ e $\triangle ABD$, lembrando que estamos no espaço $\log \times \log$

$$\frac{\log N_1 - \log 10^3}{\log(0,9S_{Rt}) - \log \sigma_1} = \frac{\log 10^6 - \log 10^3}{\log(0,9S_{Rt}) - \log S_F} \Rightarrow \log N_1 = 3,93$$

$$N_1 = 8,51 \times 10^3 \text{ [ciclos]}$$

Se trabalharmos com σ_1 , até o fim da vida ainda restarão :

$$\Delta = N_1 - n_1 = 5510 \text{ [ciclos].}$$

Trabalhando com $\sigma = S_F$ se tem n_2 ciclos restantes, segundo a teoria de Miner

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1 \Rightarrow n_2 = \left(1 - \frac{n_1}{N_1}\right) N_2$$

$$n_2 = \left[1 - \frac{3 \times 10^3}{8,51 \times 10^3}\right] \times 10^6 = 0,65 \times 10^6 \text{ [ciclos]}$$

Ainda, segundo Miner a reta AED // D'D"E" no espaço log x log e $\Delta DD'D''$ é semelhante ao ΔABD

$$\frac{\log 10^6 - \log 0,65 \times 10^6}{\log S_F - \log S'_F} = \frac{\log 10^6 - \log 10^3}{\log(0,9 S_{Rt}) - \log S_F}$$

$$\log S'_F = 1,424881 \Rightarrow S'_F = 26,6 \text{ [kgf/mm}^2\text{]}$$

4.3-Tipos de variações de tensões

Contínua

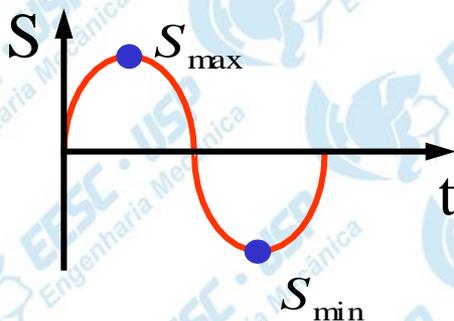


$$S_{\max} = S_{\min} = S_{\text{med}}$$

S : tensão genérica, pode ser =

$\sigma > 0$ tração
 $\sigma < 0$ compressão
 τ cisalhamento
 flexão $\rightarrow \sigma$

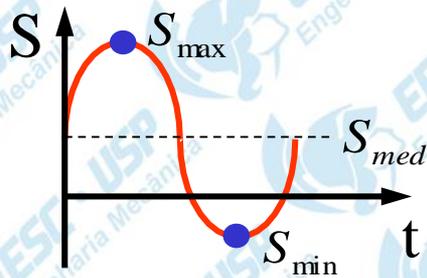
Alternada simétrica



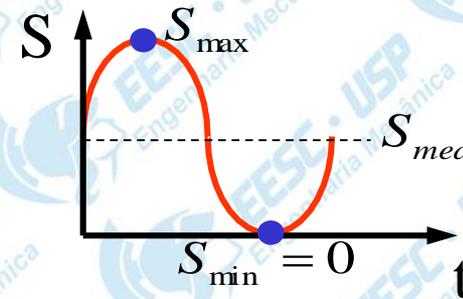
$$|S_{\max}| = |S_{\min}|$$

$$S_{\text{med}} = 0$$

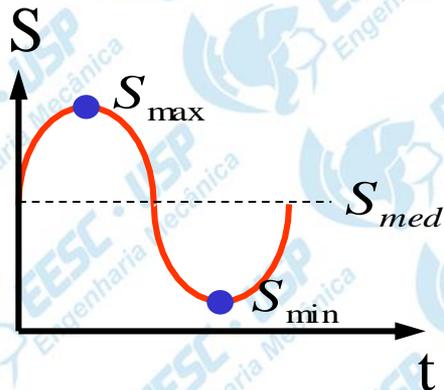
Alternada



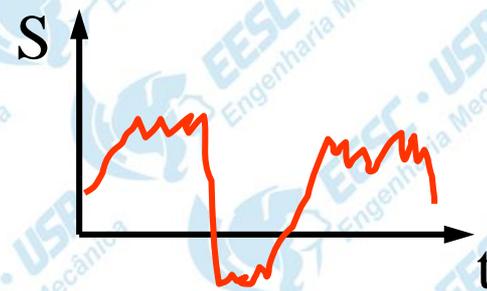
Pulsatória



Pulsatória ondulada



Aleatória

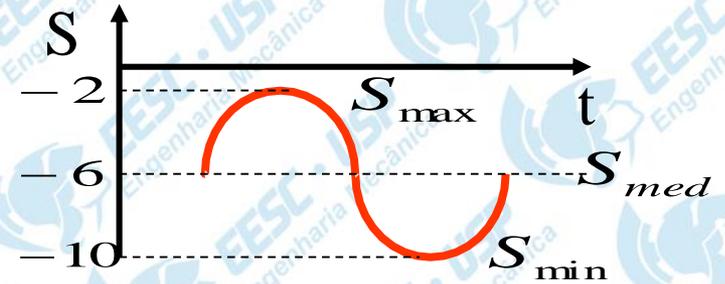


Parâmetros que definem a Variação de Tensão

1) Amplitude

$$A_n = S_{\max} - S_{\min}$$

$$A_n = -2 - (-10) = 8$$



2) Tensão média

$$S_{\text{med}} = \frac{1}{2} (S_{\max} + S_{\min})$$

$$S_{\text{med}} = \frac{1}{2} (-2 + (-10)) = -6$$

3) Coeficiente de variação de sollicitação: k

$$k = \frac{S_m}{|S_{\text{med}}|}$$

$$S_m = \max(|S_{\max}|, |S_{\min}|)$$

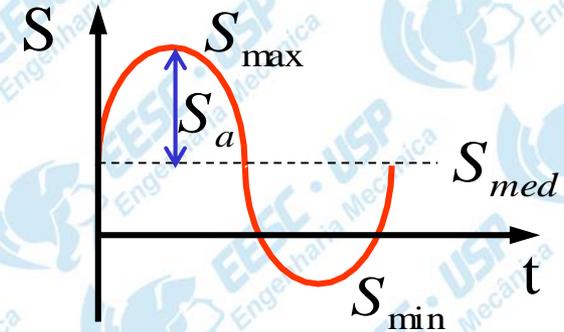
$$k = \frac{\max(|-2|, |-10|)}{|-6|} = \frac{10}{6}$$

$$1 < k < \infty$$

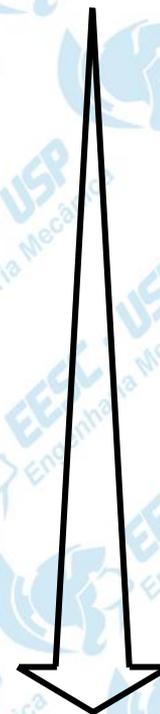
$$k_{\text{alternandasimétrica}} = \infty$$

4) Componente da amplitude (S_a)

$$S_a = \left| \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2} \right|$$

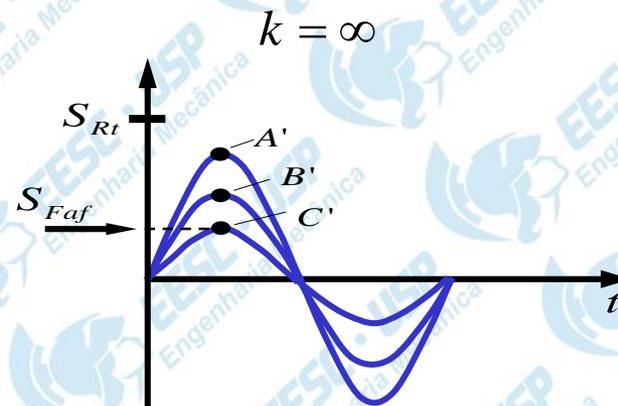
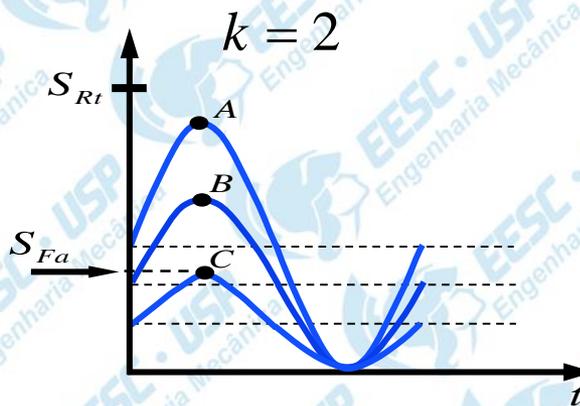
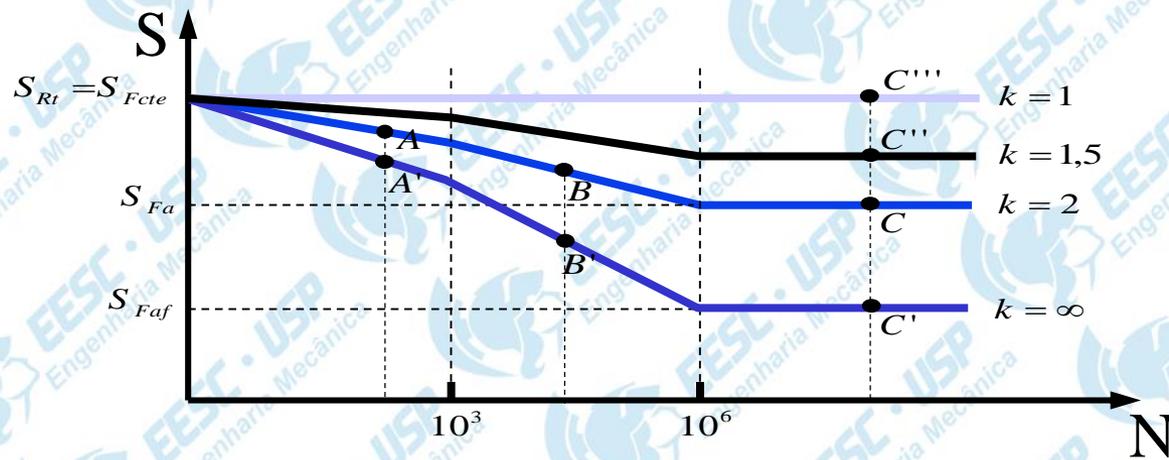


Tipo de solicitação	Gráfico	k
Contínua		1
Pulsatória ondulada		$1 < k < 2$
Pulsatória		2
Alternada		$2 < k < \infty$
Alternada simétrica		∞



Severidade de solicitação à fadiga

Diagrama de Wohler para vários k's



Obs: Os valores de S usados nas ordenadas são sempre : $S_m = \max(|S_{\max}|, |S_{\min}|)$

Para cada k



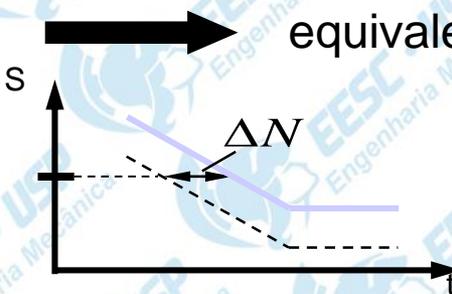
S_{FK} tensão limite de fadiga

Explicação das Experiências



Exp I

O ponto A tem forte deformação plástica
equivalente dano cumulativo.



N_I menor que na experiência II

Experiências II e III

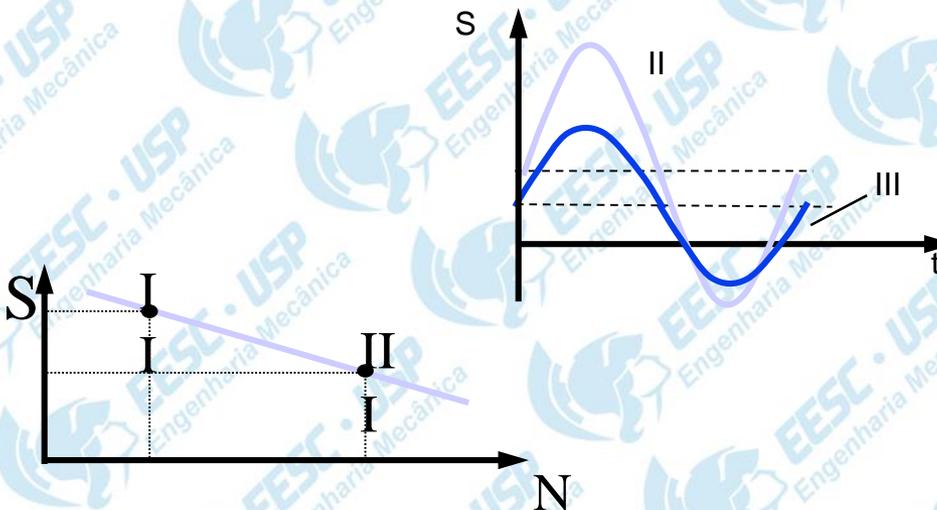
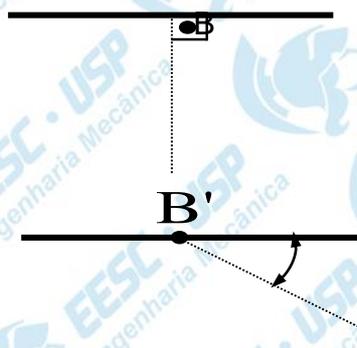
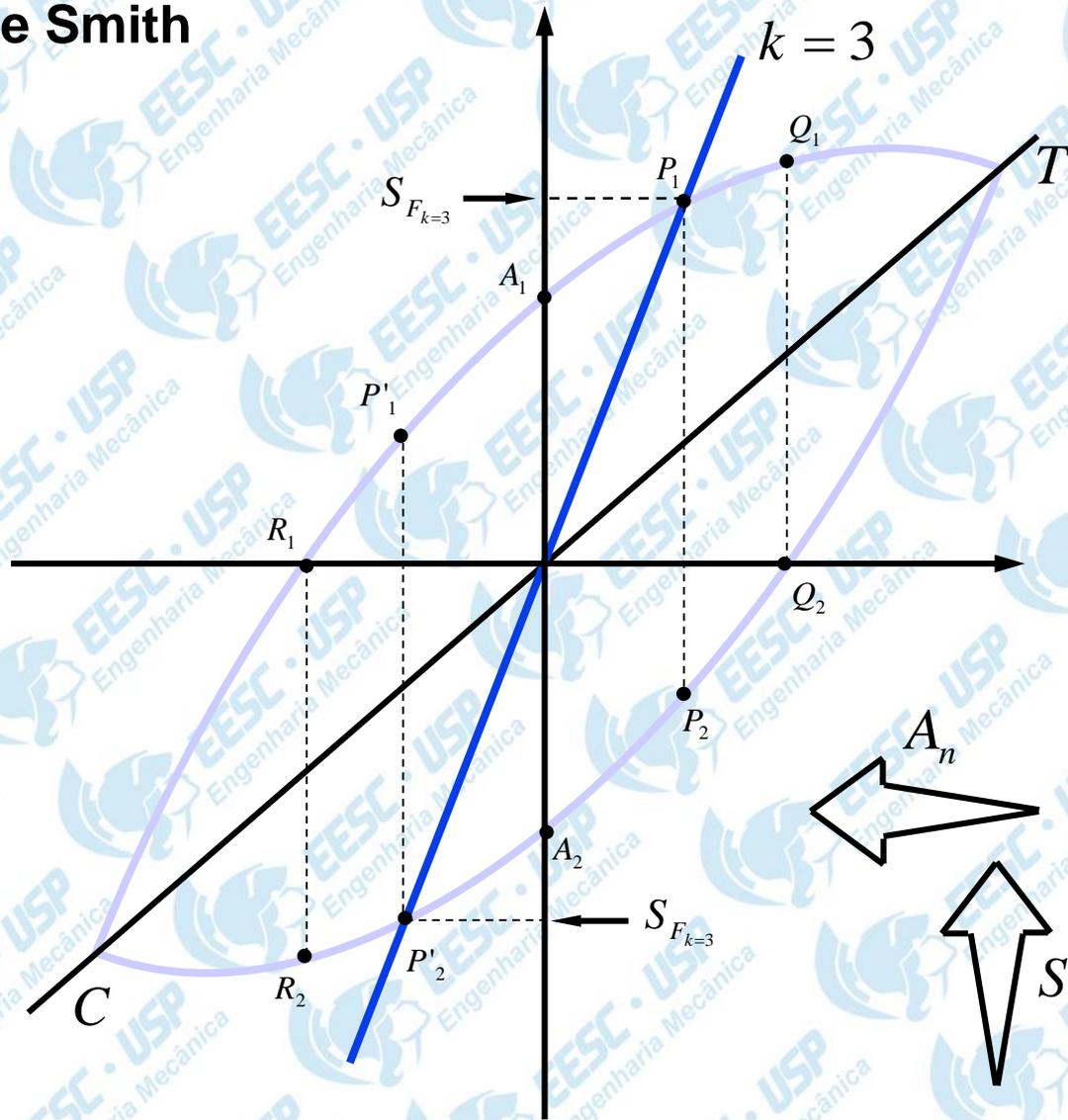


Diagrama de Smith



Observações sobre o Diagrama de Smith

- Trecho CA_1T tensões máximas
- Trecho CA_2T tensões mínimas
- Ramos A_1T e CA_2 contém pontos $S_m = \max(|S_{\max}|, |S_{\min}|)$ daí saem S_F para os vários k 's.
- Ramos Q_2T e R_1T representam “tração”, $S > 0$
- Ramos R_1C e Q_2C representam “compressão”, $S < 0$
- $1^\circ Q$ e $4^\circ Q$ predomina $S > 0$
- $2^\circ Q$ e $3^\circ Q$ predomina $S < 0$

Pontos Notáveis

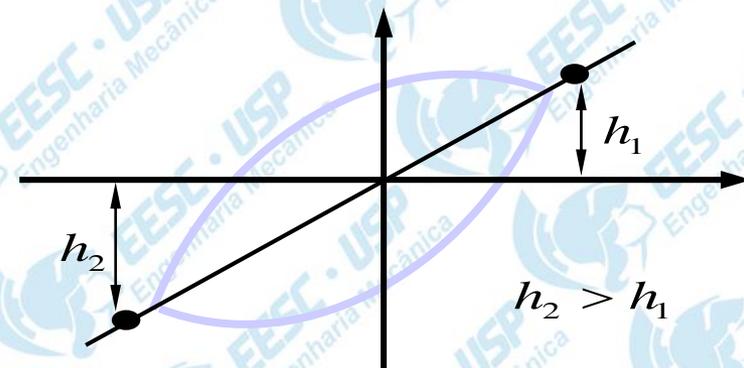
T - S_{Rt} - tensão ruptura à tração, $k=1$

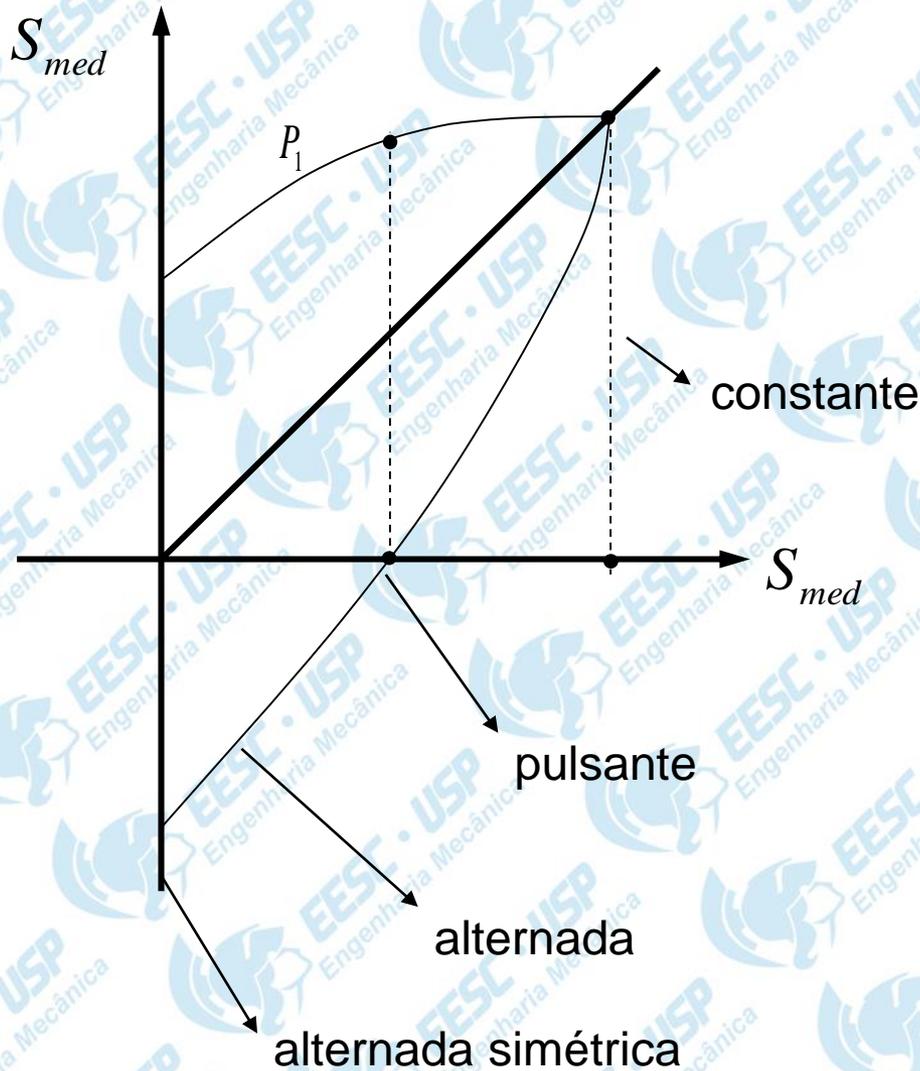
C - S_{Rc} - tensão ruptura à compressão, $k=1$

Faz-se : $S_{Rt} = S_{Rc}$ Mas na realidade

Q_1, Q_2 e $R_1, R_2 \implies$ solicitação pulsatória, $k = 2$

$A_1, A_2 \implies$ solicitação alternada simétrica $k = \infty$





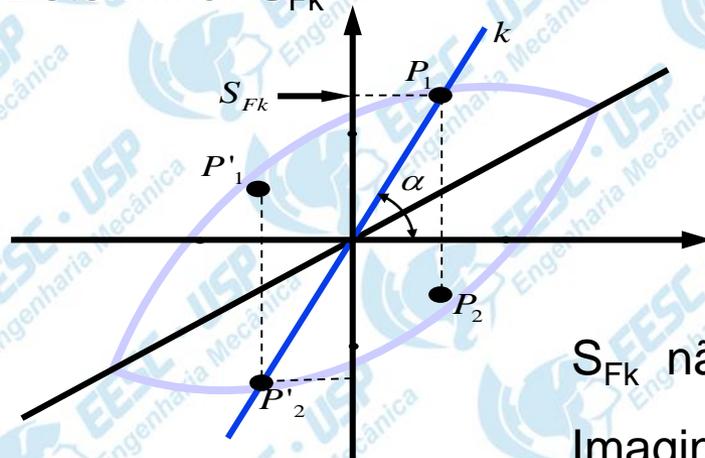
Uso do Diagrama de Smith

1) Saber se com certa sollicitação o corpo de prova rompe ou não à fadiga



não rompe : segmento interno ao diagrama

2) Determinar S_{Fk}



Fazendo-se reta passando pela origem com :

$$\alpha = \text{arc tg } k$$

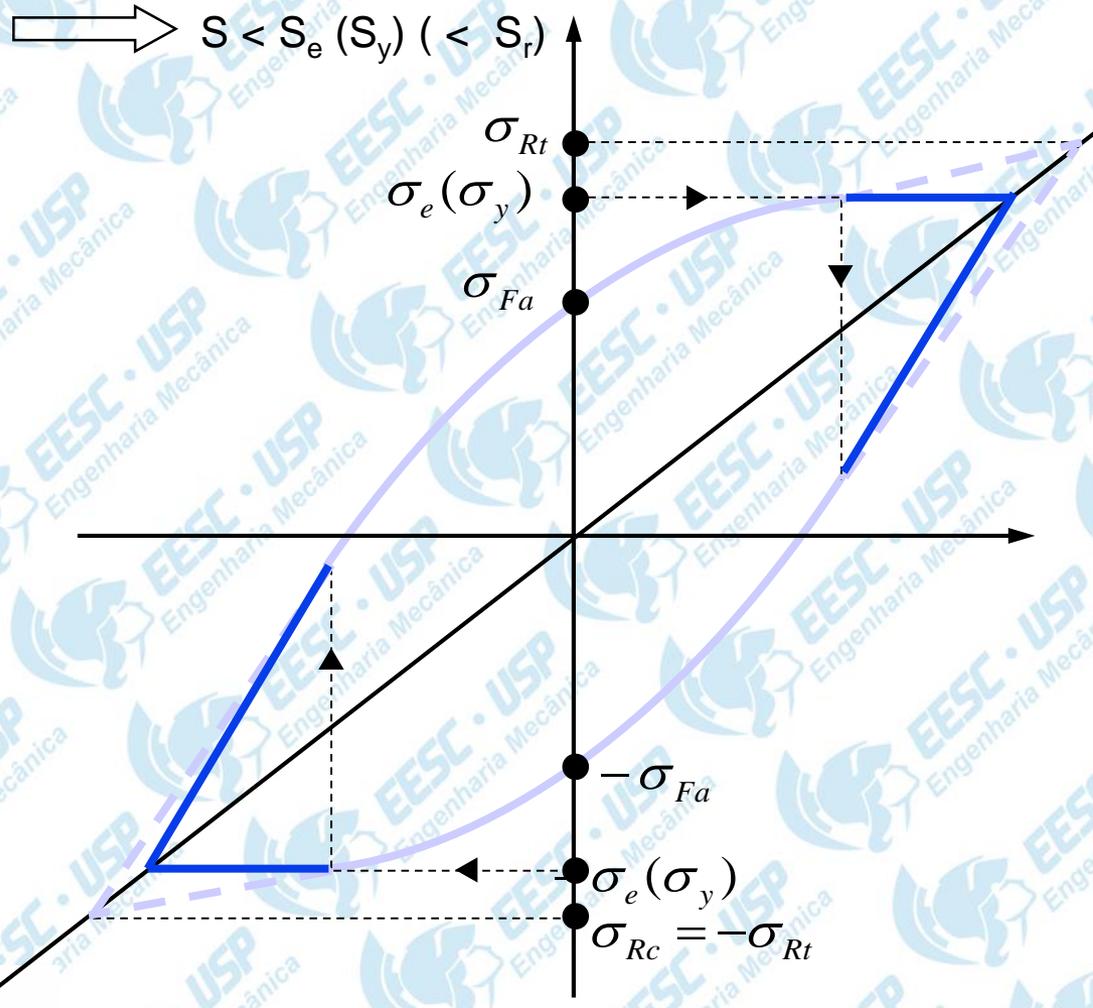
acha-se S_{Fk}

S_{Fk} não é P_2 (ou P'_1) ?

Imagine um ciclo lento \rightarrow o corpo de prova romperá com P_1 (ou P'_2) e não com P_2 porque : $|P_1| > |P_2|$

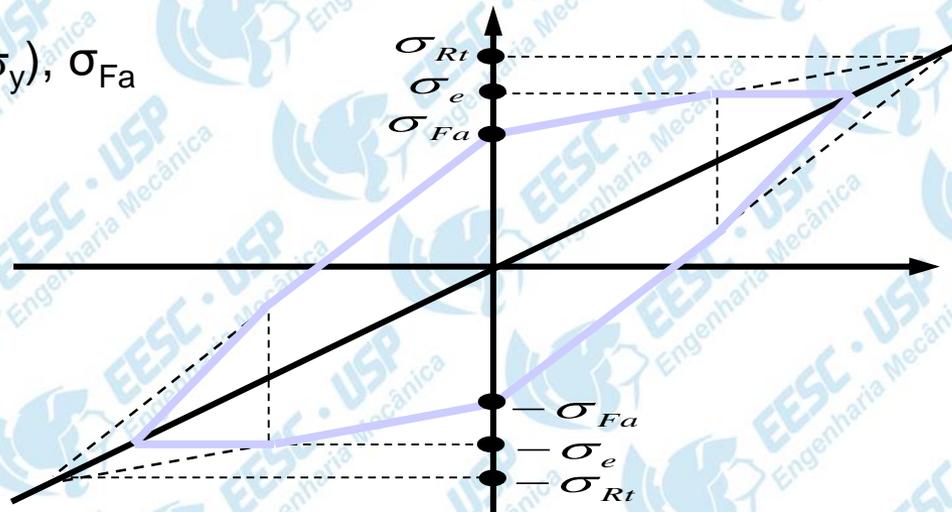
Limitação do Diagrama de Smith

- Normalmente deve-se evitar deformações permanentes



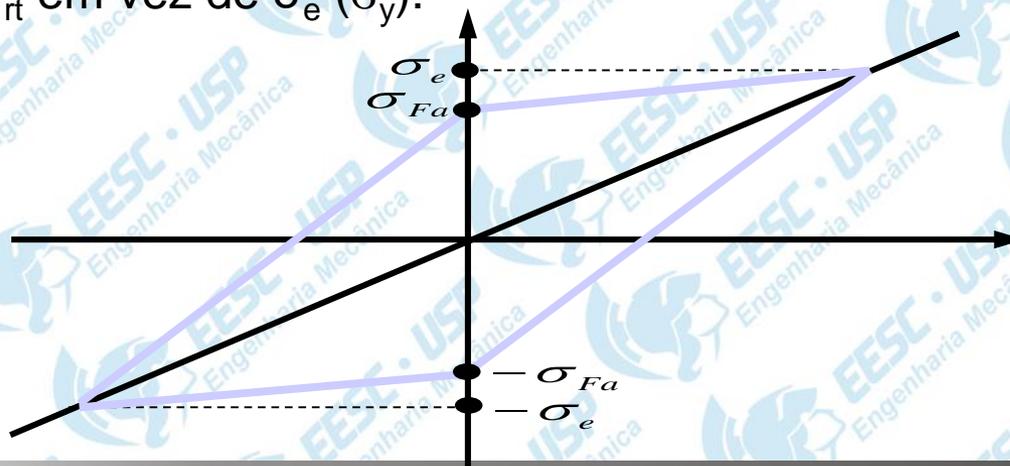
4.5- Diagrama de Smith Simplificado - Diagrama de Goodman

Quando se conhecem σ_{rt} , σ_e (σ_y), σ_{Fa}

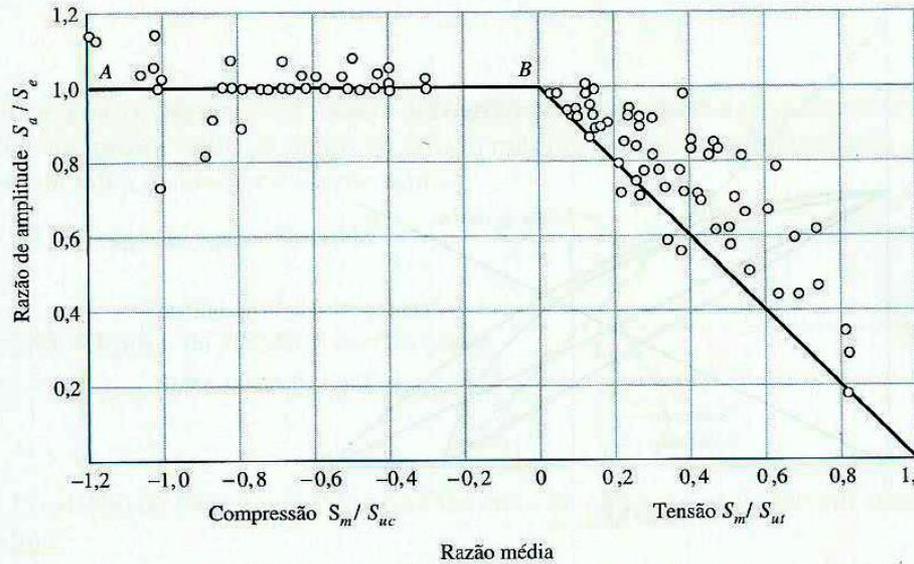


- Quando não se leva em conta σ_{rt} . Basta conhecer σ_e (σ_y) e σ_{Faf} (S_e (S_y) e S_{Faf})
- Para solicitação uniaxial usar (S_e (S_y) e S_{Faa}), para torção (S_e (S_y) e S_{Fat}), etc.
- Para materiais frágeis usar σ_{rt} em vez de σ_e (σ_y).

Quando não se conhece σ_{rt}

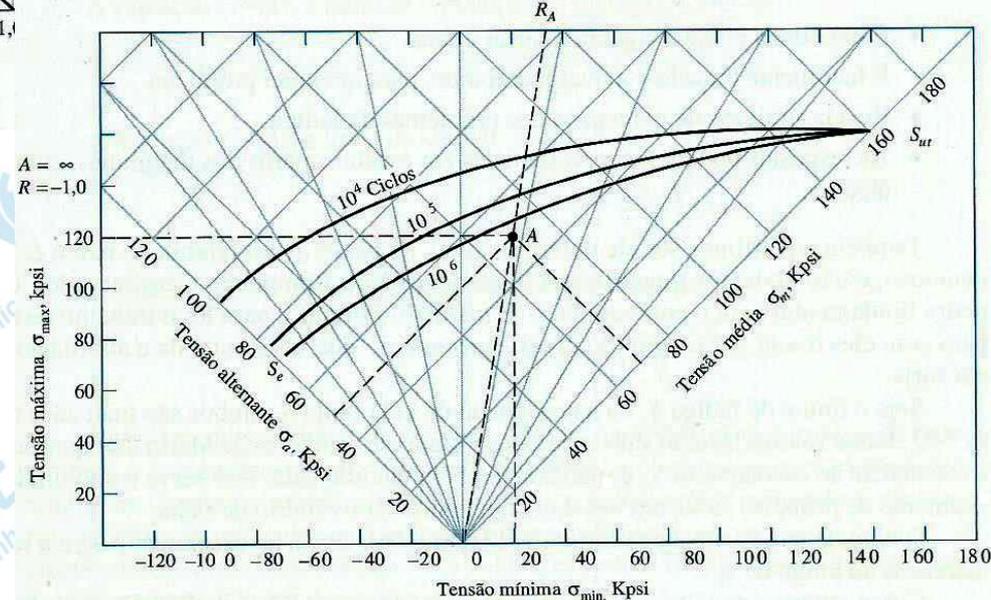


Outras métodos gráficos de representação



Linha BC → critério de falha Goodman Modificado

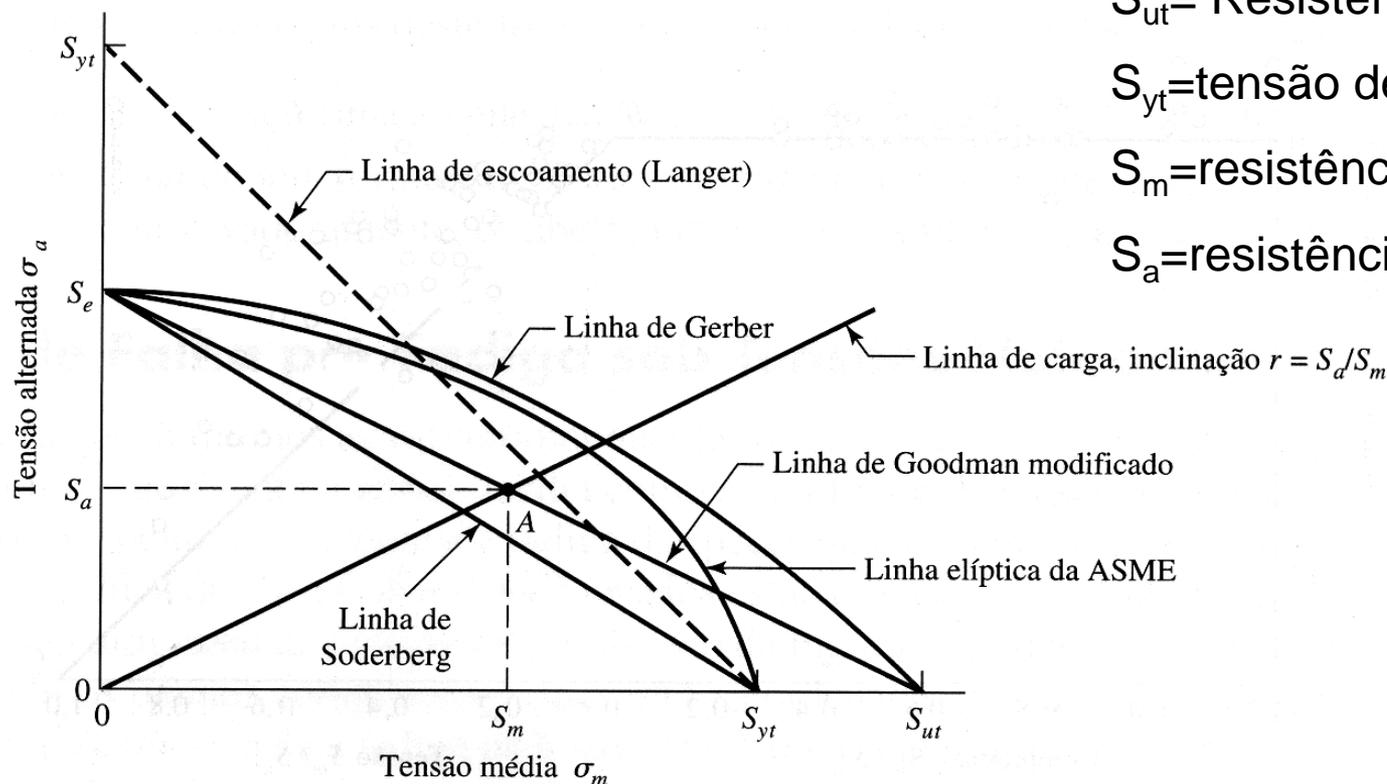
4,0	2,33	1,5	A = 1	0,67	0,43	0,25	0,11	0
-0,6	-0,4	-0,2	R = 0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0



AISI 4340, $S_{UT}=158$ kpsi, $S_Y=147$ kpsi. Componentes de tensão (kpsi) $\sigma_{min}=20$, $\sigma_{max}=120$, $\sigma_m=70$, $\sigma_z=50$,

Fonte: SHIGLEY, JE, Projeto de engenharia mecânica, Ed. Bookman, 7ed, 2005. p.339

Diagrama de fadiga mostrando vários critérios de falha



S_{ut} = Resistência máxima a tração

S_{yt} = tensão de escoamento

S_m = resistência média

S_a = resistência alternante

Para cada critério, pontos **na (coincidente)** ou **acima da** respectiva linha indicam falha.

Pex: um ponto A na linha de Goodman, provê a resistência S_m como um valor limite de

σ_m correspondente à resistência S_a que, emparelhada com σ_m , é o valor limite de σ_a .

Fonte: SHIGLEY, JE, Projeto de engenharia mecânica, Ed. Bookman, 7ed, 2005. p.340

Vida Infinita

Vida finita

Soderberg (1930)

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1$$

Goodman modificado (1899)

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_u} = 1$$

Gerber (1874)

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_u}\right)^2 = 1$$

ASME

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1$$

$$\Rightarrow \frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1$$

$$\Rightarrow \frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1$$

$$\Rightarrow \frac{\sigma_a}{S_n} + \left(\frac{\sigma_m}{S_u}\right)^2 = 1$$

$$\Rightarrow \left(\frac{\sigma_a}{S_n}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1$$

S_e = Limite de fadiga com
média zero (alternada
simétrica)

S_y = tensão de escoamento

S_u = tensão de ruptura

S_m = resistência média

S_a = resistência alternante

σ_a = componente de amplitude

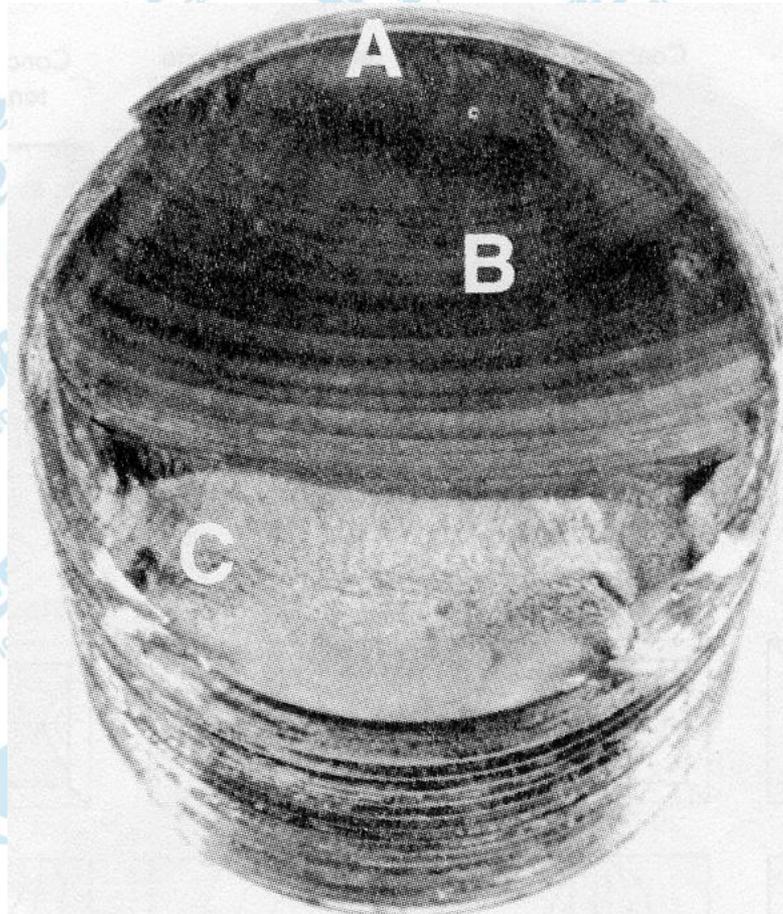
σ_m = tensão média

S_n limite de fadiga para tensão
alternada simétrica
correspondente a N ciclos.

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right|$$

As tensões σ_a e σ_m podem substituir S_a e S_m

Fadiga devido a flexão pulsante em um parafuso

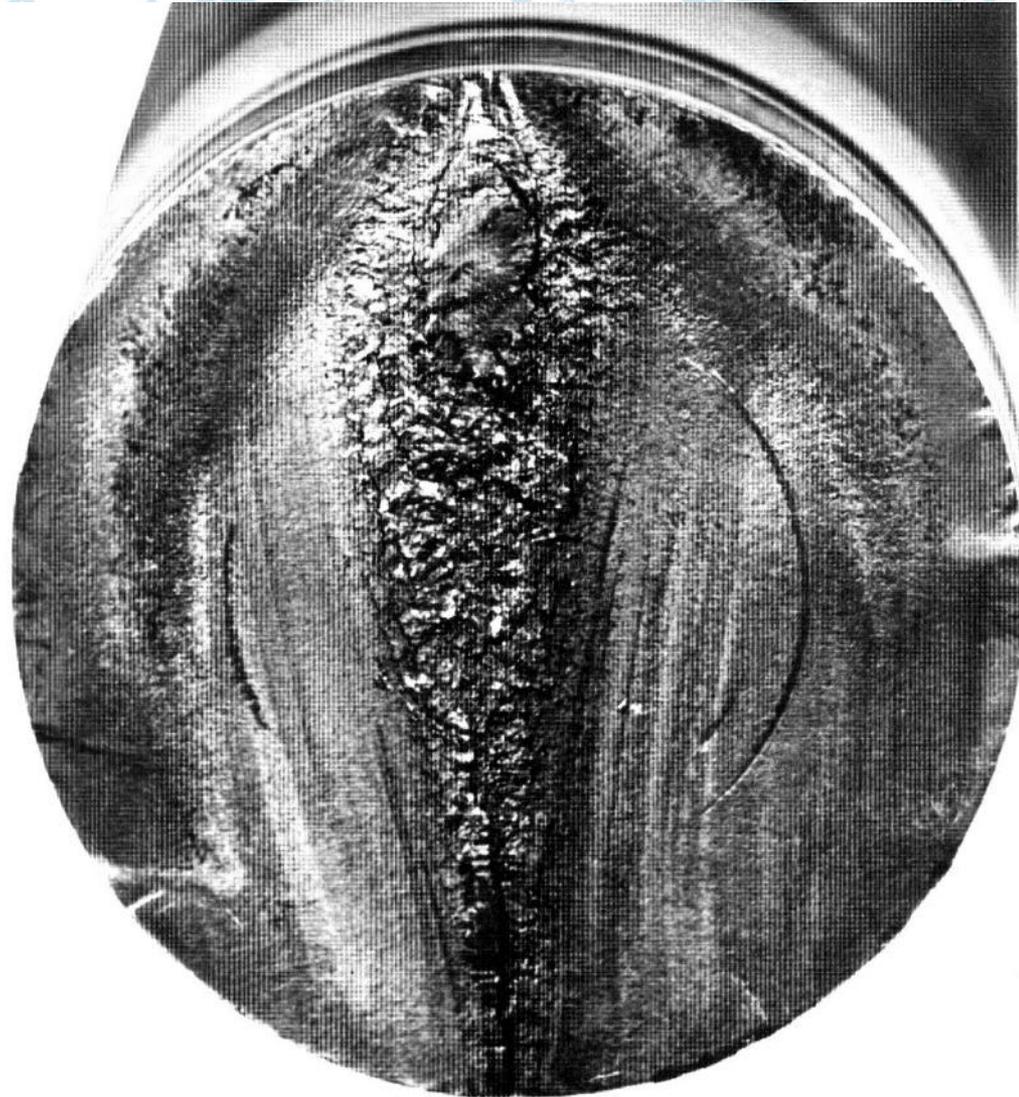


A → início

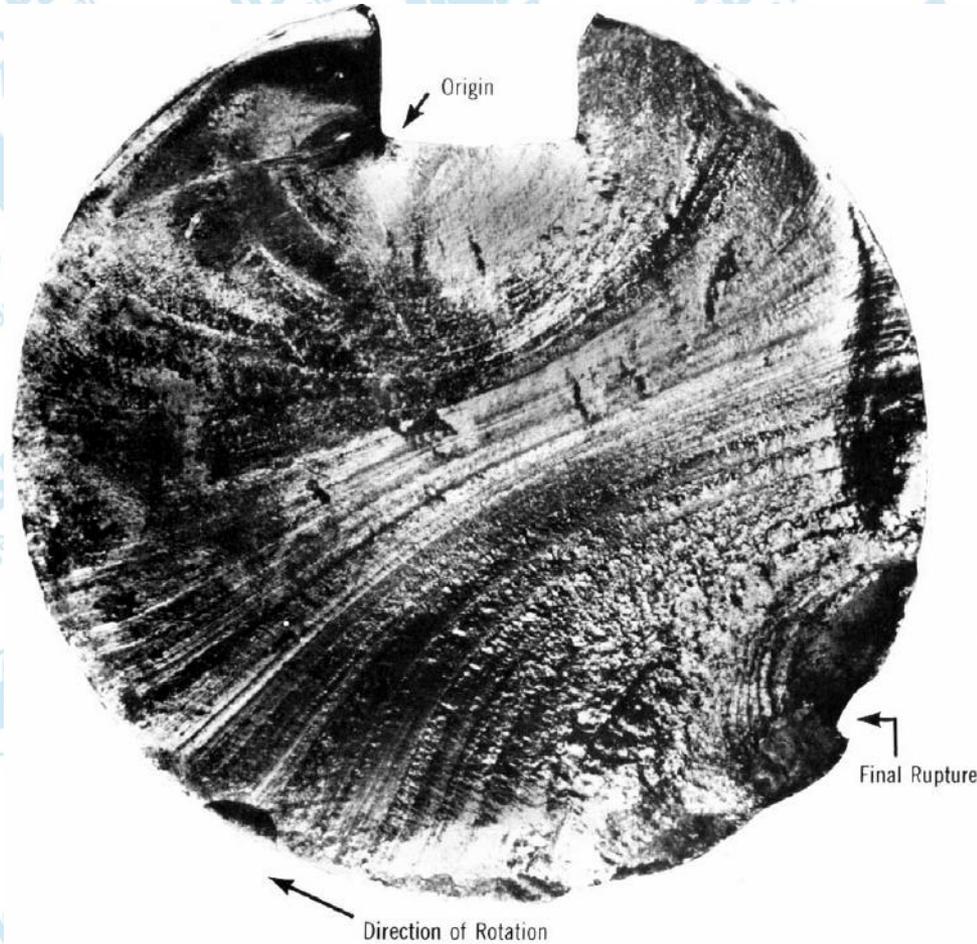
B → marcas de praia

C → término

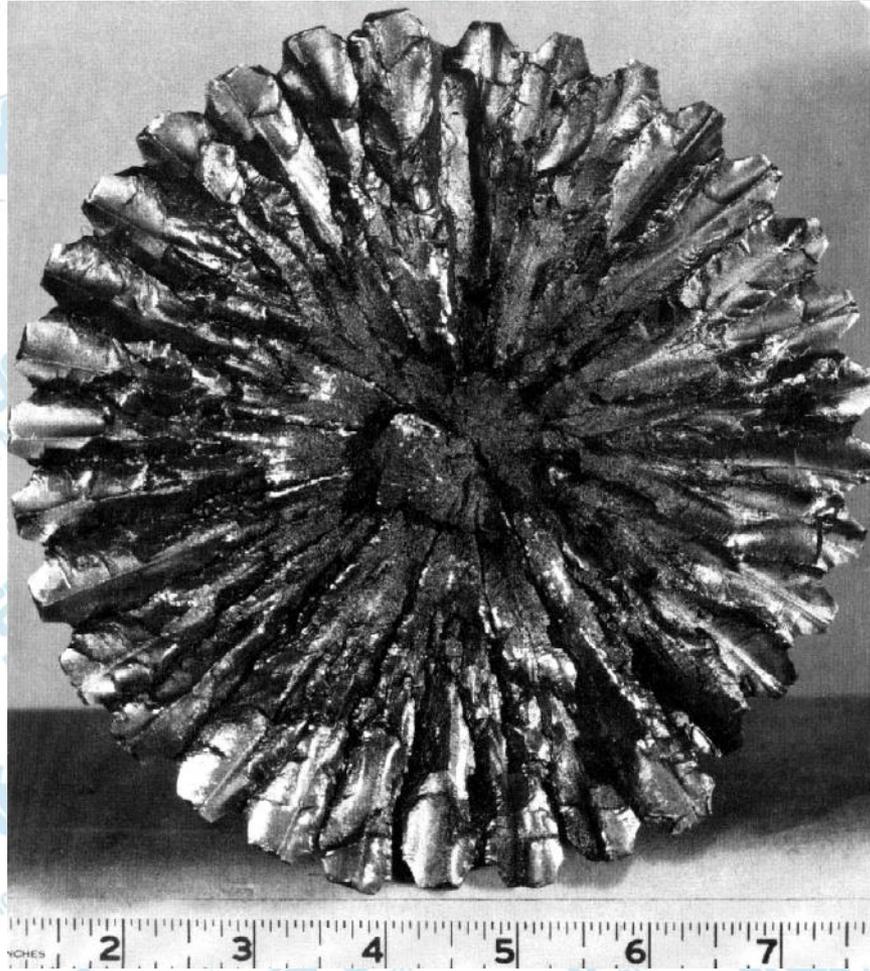
Fadiga devido a flexão alternada simétrica



Fadiga devido a torção



Fadiga devido a torção alternada simétrica (reversa)



Propagação de trinca no entalhe

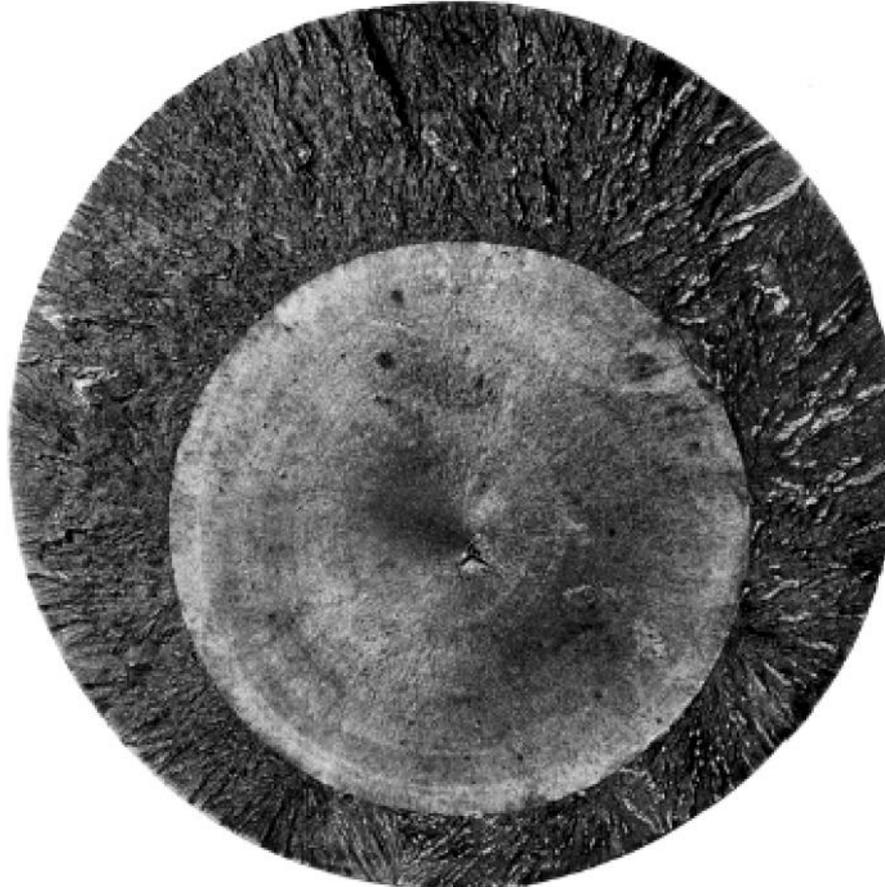


B → início

C → término

Fonte: SHIGLEY, J.E., Projeto de engenharia mecânica, Ed. Bookman, 7ed, 2005. P.305

Trinca iniciada no centro



Falha inicial adquirida no forjamento

Fonte: SHIGLEY, JE, Projeto de engenharia mecânica, Ed. Bookman, 7ed, 2005. p.306

4.6. Referências

- Juvinal, R.C. & Marshek, K.M. Fundamentos do projeto de componentes de máquinas. Ed. LTC, 2008.
- Shigley, J.E.; Mitchell, L.D. Projeto de Engenharia Mecânica, 7th ed., Bookman, Porto Alegre 2005.
- Dowling NE. *Mechanical Behavior of Materials*. 3ª ed Ed. Pearson Prentice Hall. 2007.
- Niemann G. *Elementos de Máquinas*, vols. I, Editora Edgard Blucher, 1991.