

# *ELEMENTOS DE MÁQUINAS (SEM 0241)*

Notas de Aulas v.2023

## *Aula 05 – Fadiga aplicada a componentes mecânicos*

Professores: Ernesto Massaroppi Junior  
Jonas de Carvalho  
Carlos Alberto Fortulan



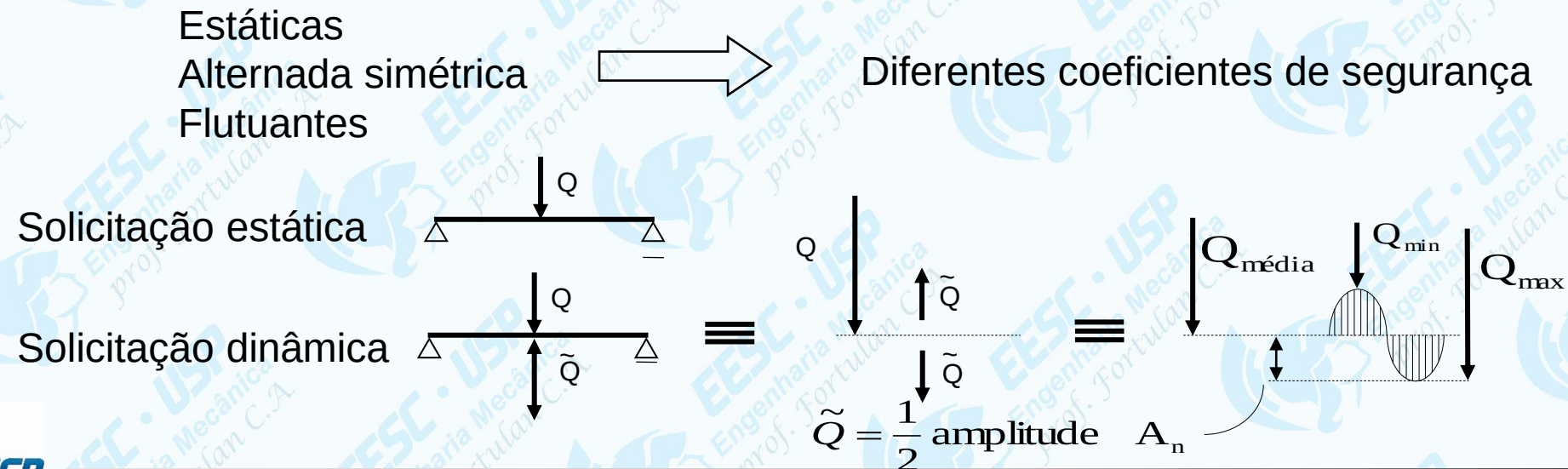
# 5- Fadiga dos Materiais

## 5.1- 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:





# 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 trincas na fadiga.

# Fatigue Test

[https://www.youtube.com/watch?v=LhUclxBUV\\_E](https://www.youtube.com/watch?v=LhUclxBUV_E)



# 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

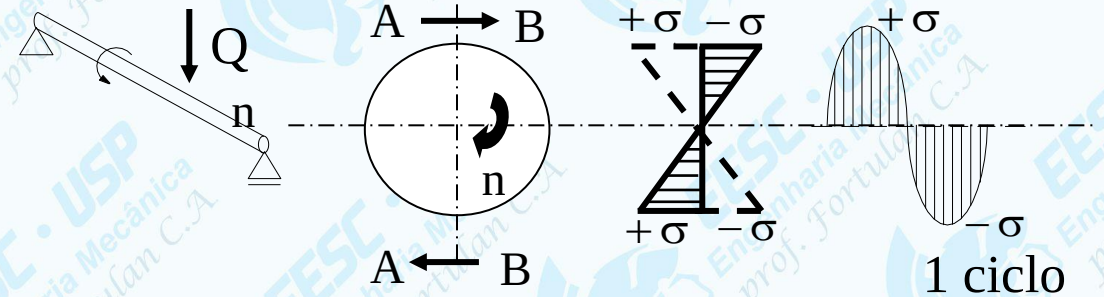
30% dos navios tiveram falhas catastróficas

*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



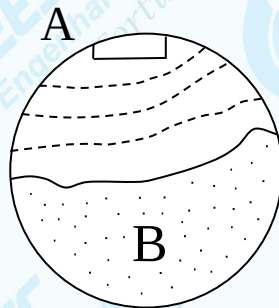
Iniciam na superfície ou logo abaixo dela → trincas microscópicas

Onde?

Pontos de concentração de tensões

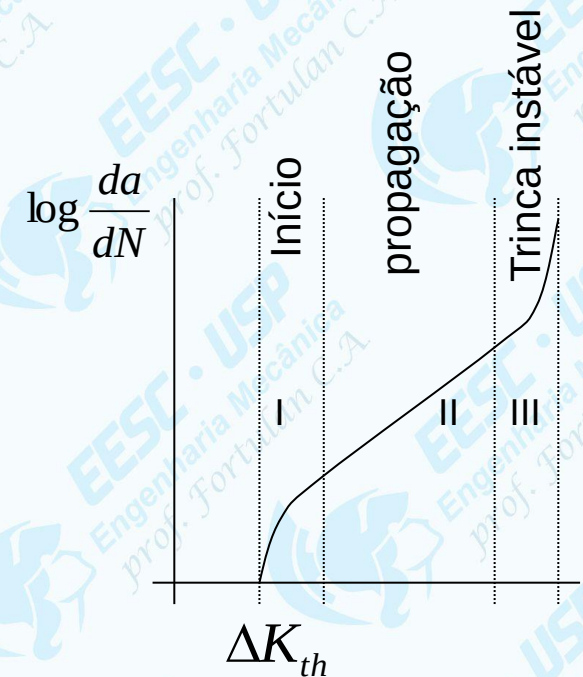
- \*rasgos de chaveta
- \*mudança diâmetros
- \*entalhes
- \*defeitos superficiais

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



A- região polida devido ao “abre-fecha”

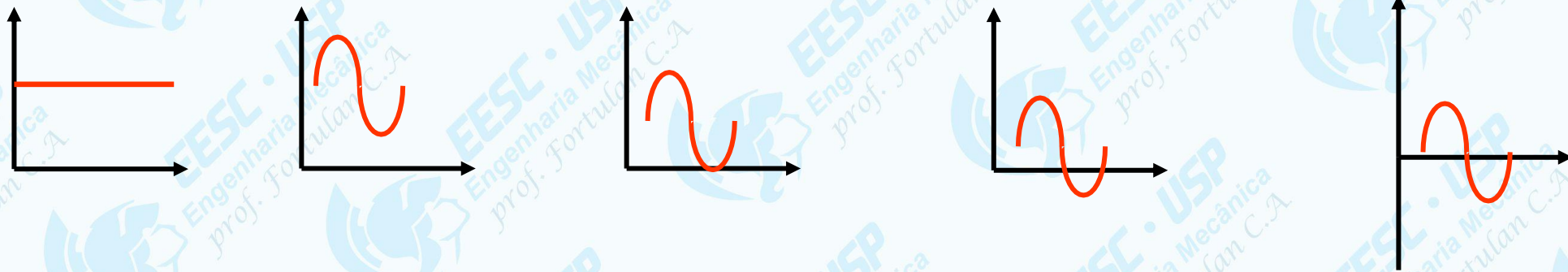
B- região fosca → ruptura violenta





# Fatores que contribuem para fadiga

- Grande diferença entre  $\sigma_{\min}$  e  $\sigma_{\max}$



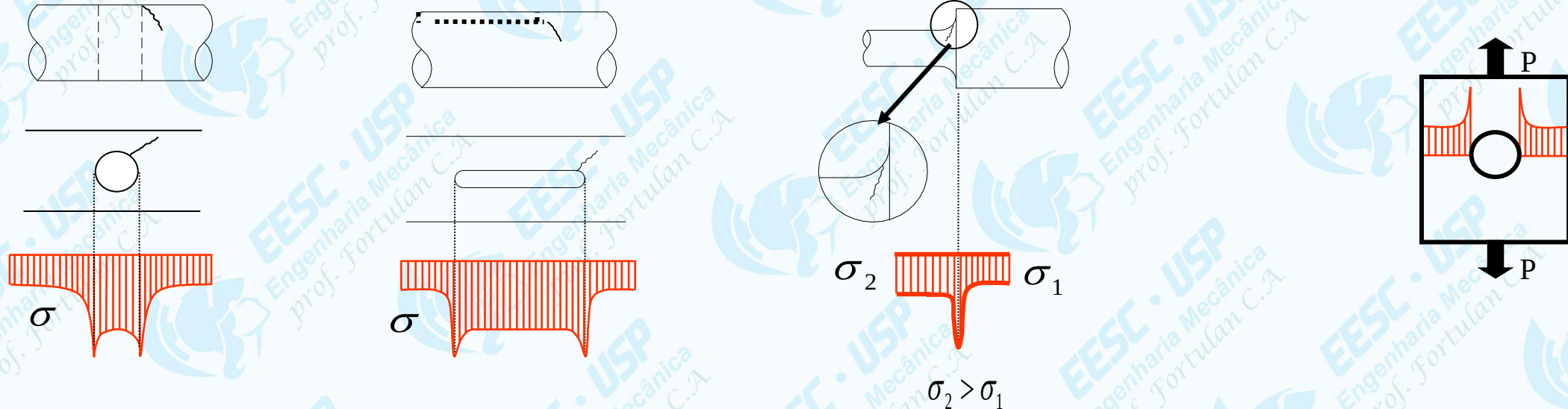
- Grande número de ciclos
- $\sigma_{\max}$  muito elevado
- Tipo de material (aço, alumínio, plástico, etc.)

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



# 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



# Projeto à fadiga

## Observar e Identificar

Fatores que causam  
Fatores que aceleram

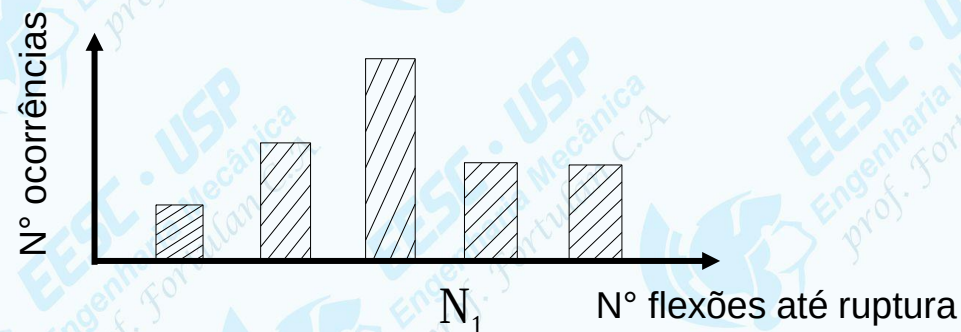
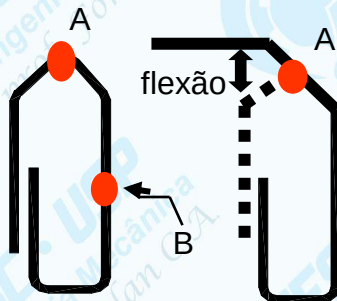
Projetista deve

## Ação

Eliminar fadiga  
ou  
Calcular corretamente

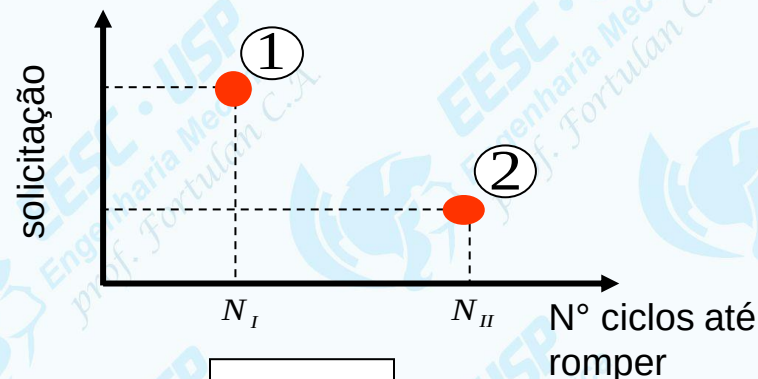
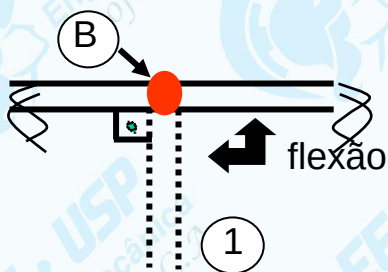
## 5.2 - Diagrama de Wohler ou S-N

Experiência I

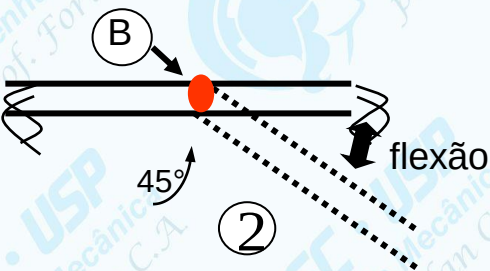


Fenômeno Estatístico!

Experiência II



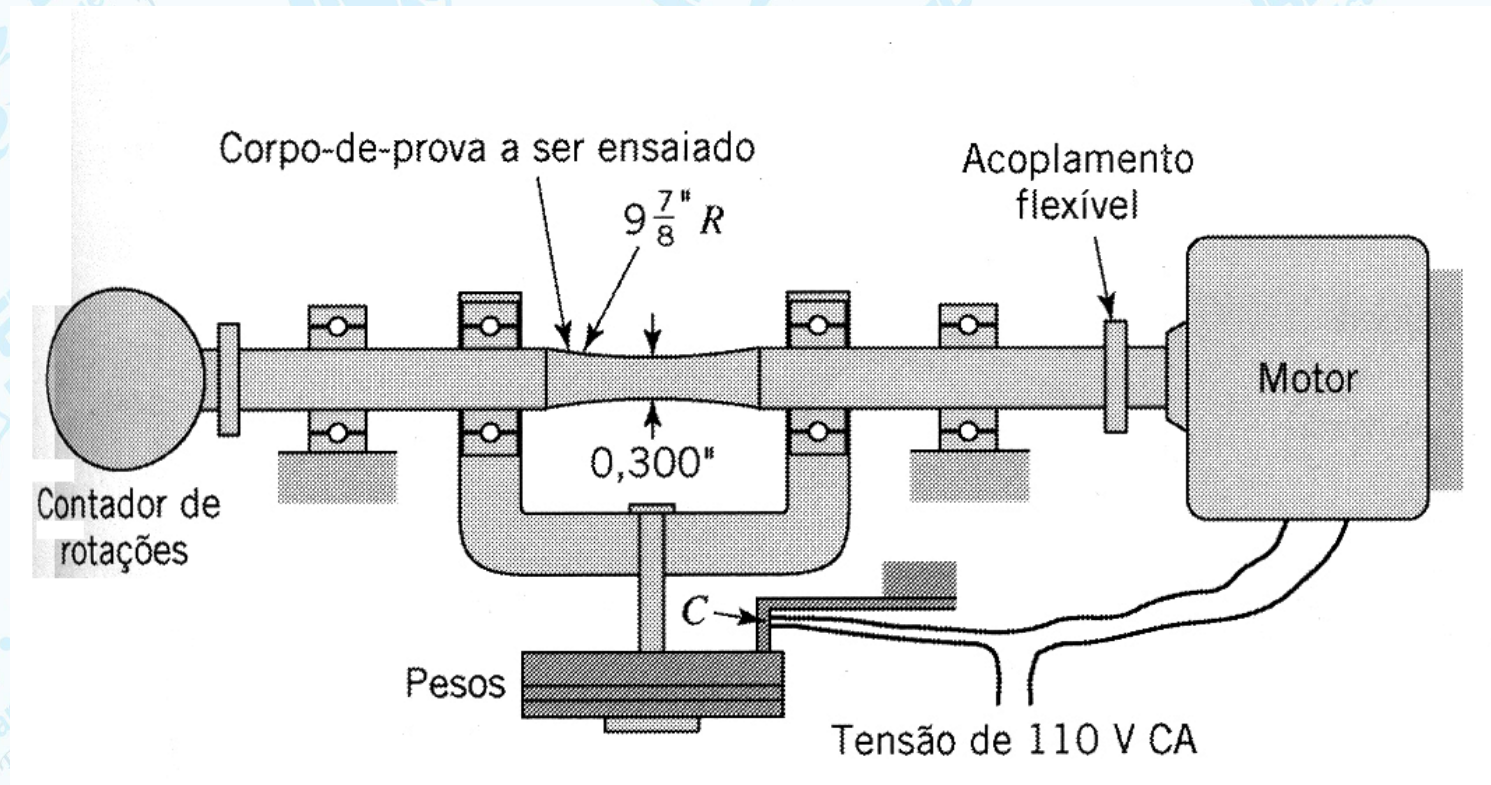
Experiência III



Fadiga



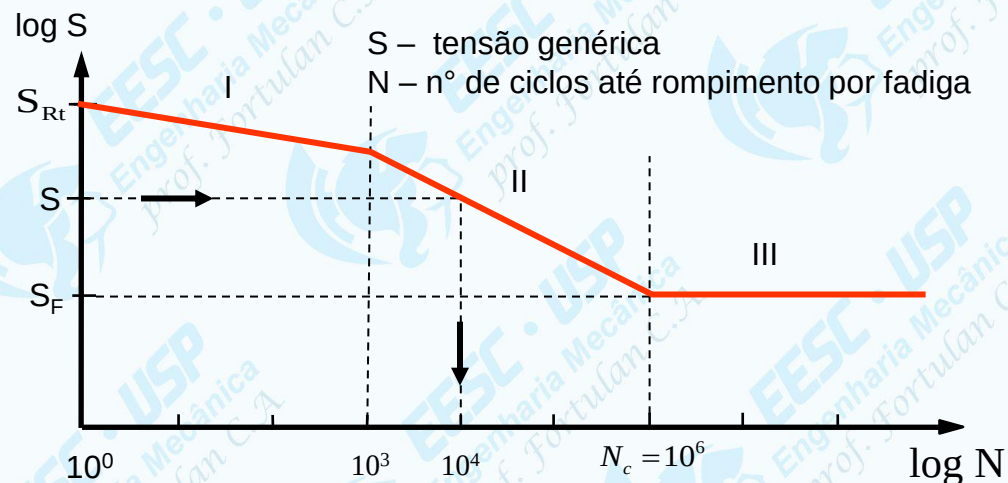
# Máquina de ensaio de fadiga R.R. Moore



JUVINAL RC; MARSHEK KM. Fundamentos do projeto de componentes de máquinas. LTC, (2008) p163.



# 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<sub>u</sub> - tensão ruptura estática

S<sub>e</sub> - tensão limite de resistência à fadiga →  $\sigma \leq S_e$  : vida infinita!

N<sub>c</sub> - nº crítico de ciclos

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

• Aços:

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

- Al e ligas
- Cu e ligas
- Mg
- plásticos

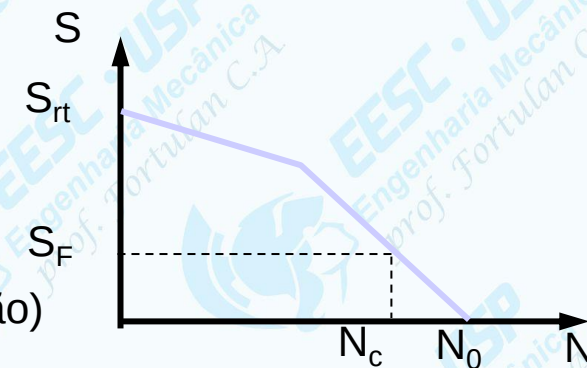
$$S_e \cong 0,3 \text{ a } 0,4 S_{rtA}$$

$$S_e \cong 0,18 \text{ a } 0,3 S_{rt}$$

não há  
vida infinita !!

$$N_0 \geq 10^9$$

$$S_e \longleftrightarrow 10^8 \text{ (por convenção)}$$





## 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.

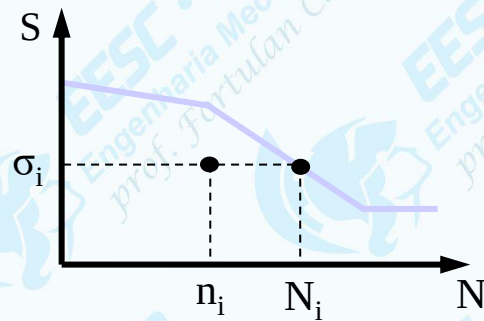
## Importante:

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



# Danos Acumulativos

Não existe teoria exata à respeito.



- $n_i$  - nº de ciclos sob tensão  $\sigma_i$
- $N_i$  - nº de ciclos para romper sob apenas  $\sigma_i$

Depois de  $(\sigma_i, n_i)$  não rompe mas causa danos que diminuem a vida, depois de submetido a  $n_i$  ciclos sob tensão  $\sigma_i$ , a  $S'$  é menor que originalmente ( $S_e$ ).

## Teoria de Miner (1945)

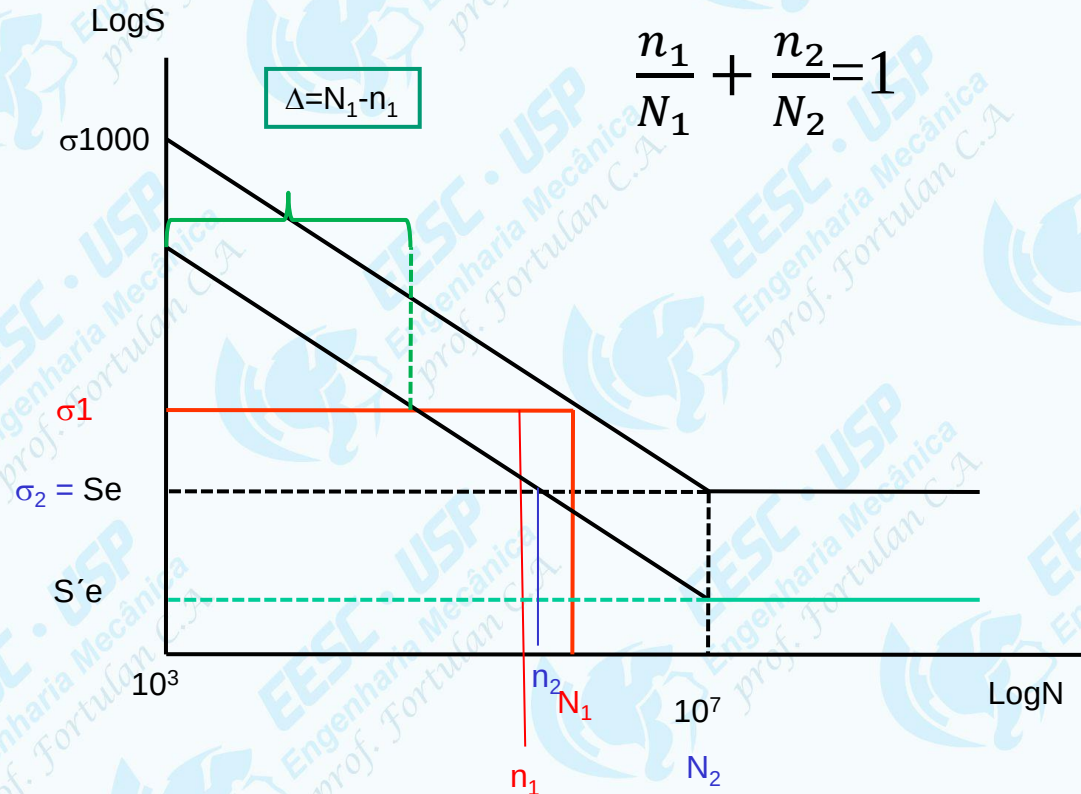
$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_n}{N_n} = C, \quad 0.7 \leq C \leq 2.2$$

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

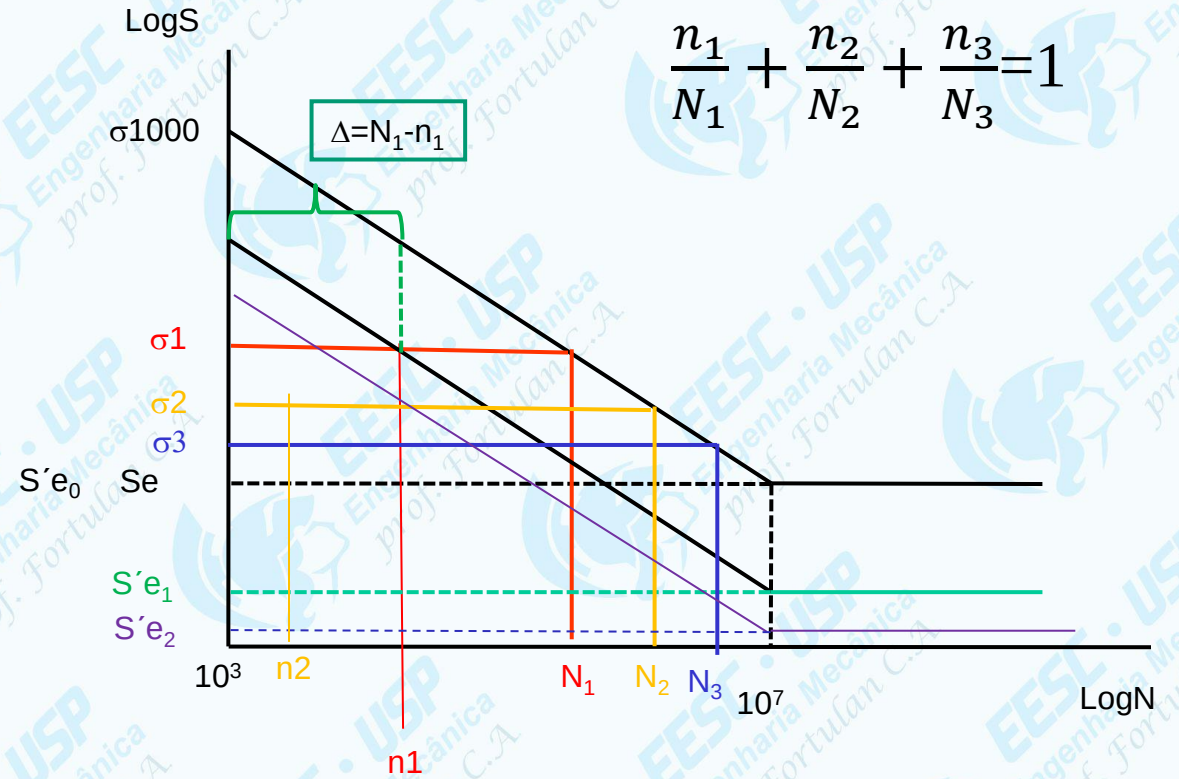


## Miner para novo Limite de resistência corrigido após ciclagem

Se  $\sigma_2 = S_e$ , então  $N_2 = 10^7$



## Miner para ciclagem em repetidos padrões de carregamento

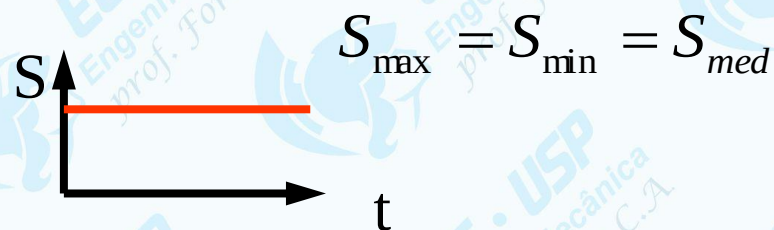


- Obs:
- A teoria de Miner não leva em consideração a ordem em que as tensões são aplicadas
  - Ignora quaisquer tensões menor que  $S'e_0$  e que deveriam ser computadas após ciclagens.
  - Considera em mesma proporção os danos causados nos 1000 ciclos iniciais (baixa ciclagem).

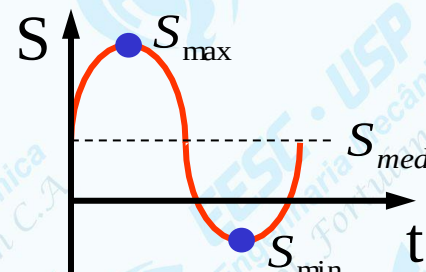


## 5.3-Tipos de variações de tensões

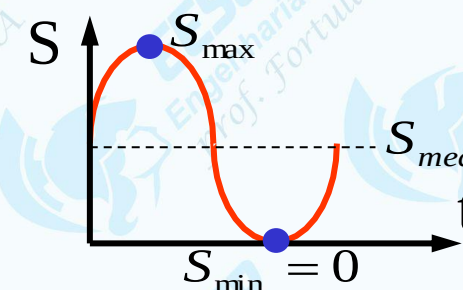
### Contínua



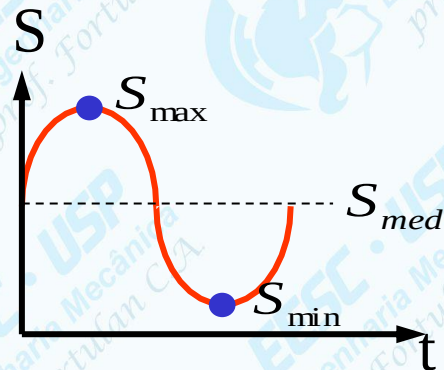
### Alternada



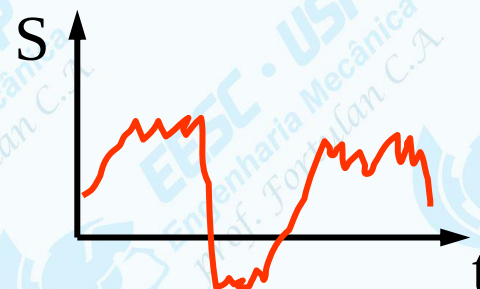
### Pulsatória



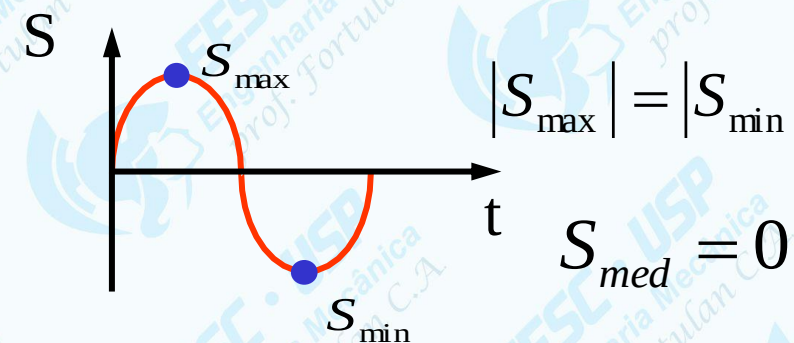
### Pulsatória ondulada



### Aleatória



### Alternada simétrica



$S$  : tensão genérica, pode ser =

- $\sigma > 0$  tração
- $\sigma < 0$  compressão
- $\tau$  cisalhamento
- flexão  $\rightarrow \sigma$



# Parâmetros que definem a Variação de Tensão

## 1) Amplitude

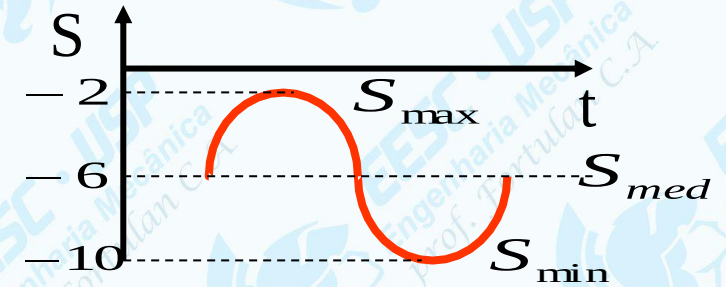
$$A_n = S_{\max} - S_{\min}$$

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

## 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 solicitação: k

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

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

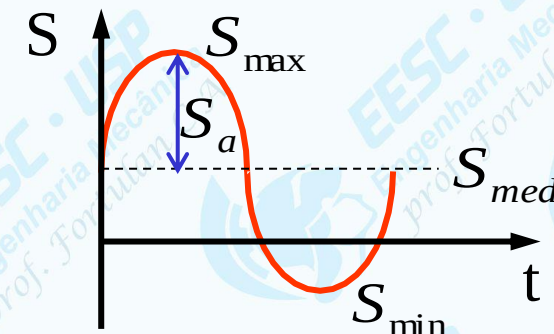
$$S_m = \max(|S_{\max}|, |S_{\min}|)$$

$$1 < k < \infty$$

$$k_{\text{alternanda simétrica}} = \infty$$

## 4) Componente da amplitude ( $S_a$ )

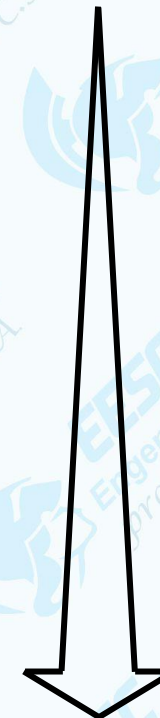
$$S_a = \left| \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2} \right|$$





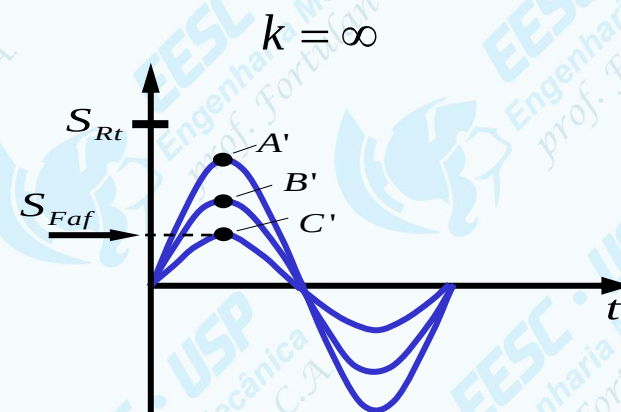
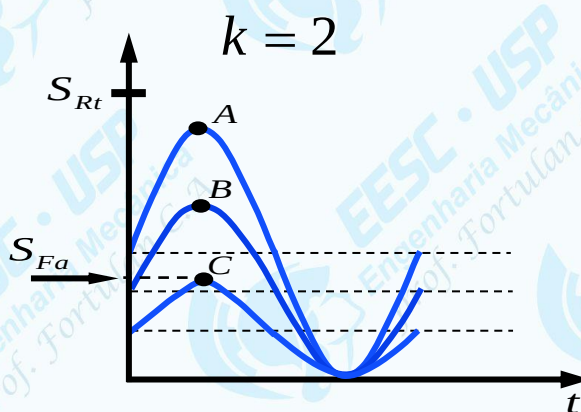
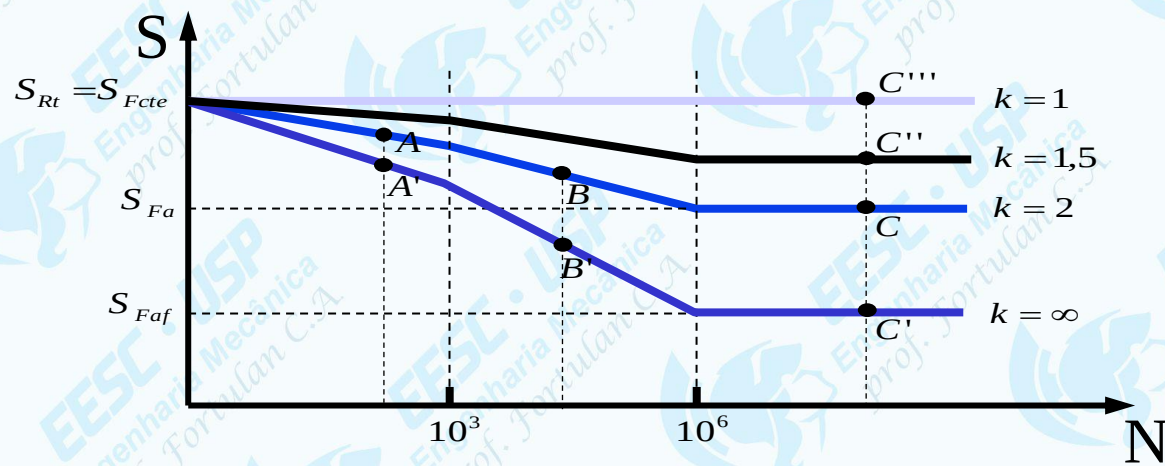
| Tipo de solicitação | Gráfico                                                                               | k                |
|---------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|------------------|
| Contínua            |    | 1        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

Severidade de solicitação à fadiga





# Diagrama de Wohler para vários $k$ 's



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



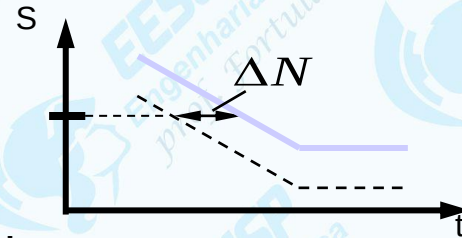
Para cada k

$S_{Fk}$  tensão limite de fadiga

## Explicação das Experiências

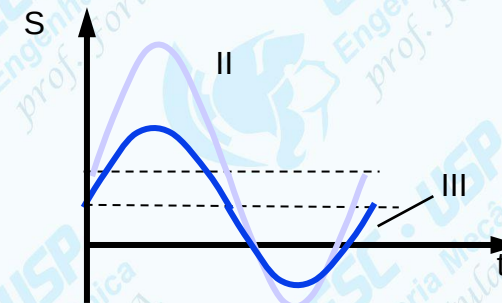
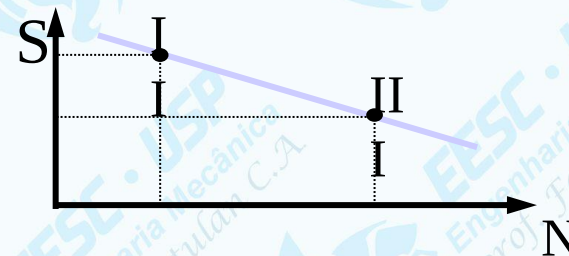
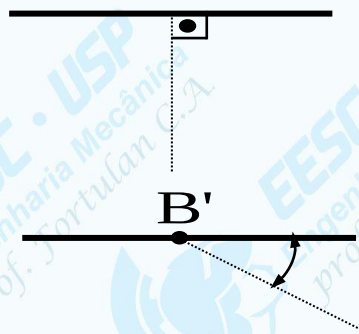
O ponto A tem forte deformação plástica  
equivalente dano cumulativo.

Exp I



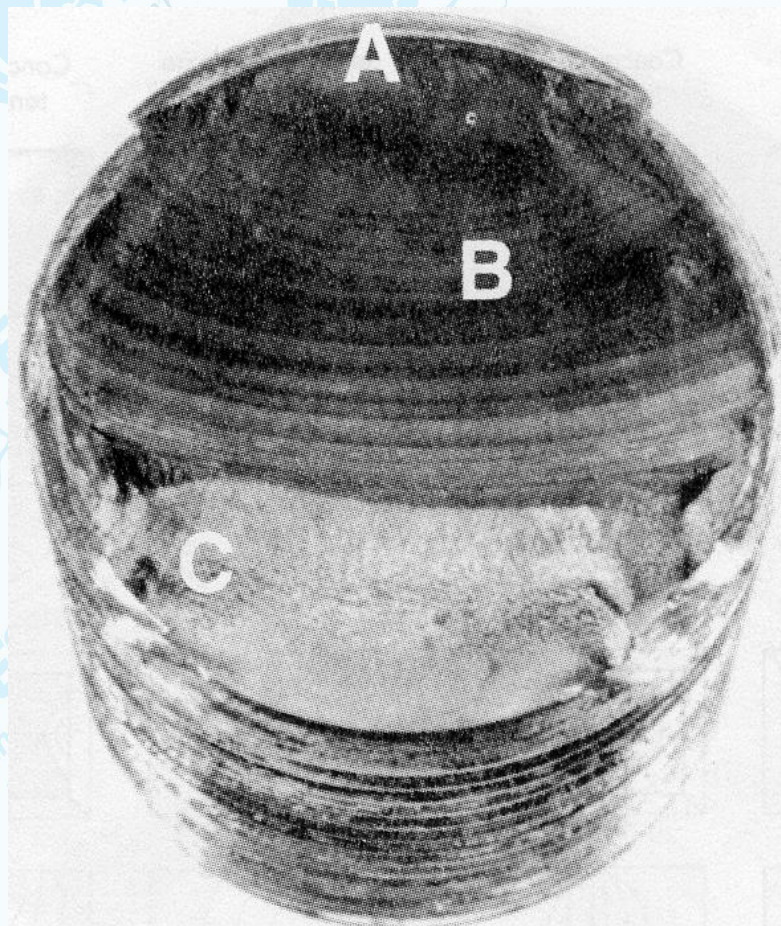
$N_I$  menor que na experiência II

Experiências II e III





# Fadiga devido a flexão pulsante em um parafuso

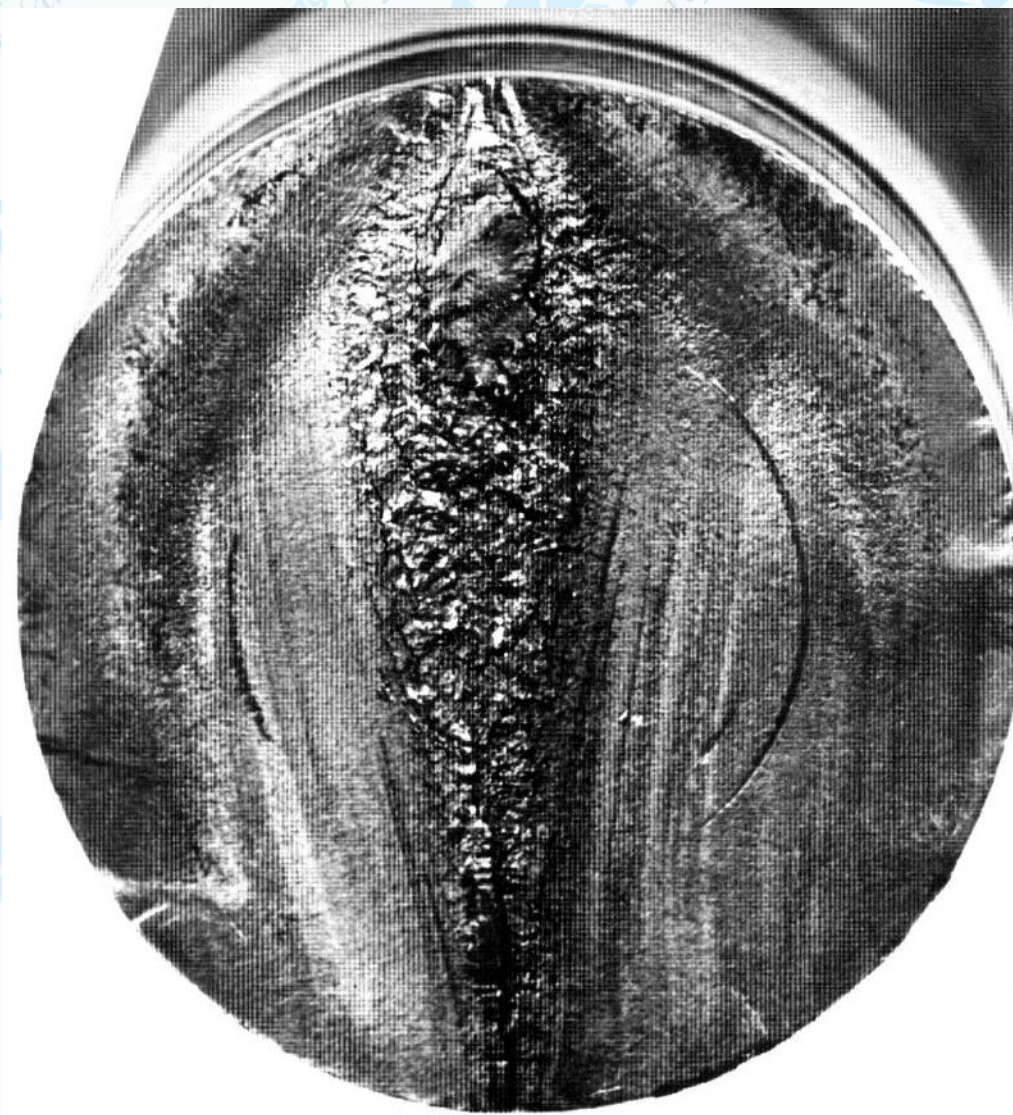


A → início  
B → marcas de praia  
C → término

Fonte: SHIGLEY, JE, Projeto de engenharia mecânica, Ed. Bookman, 7ed, 2005. p.303



# Fadiga devido a flexão alternada simétrica

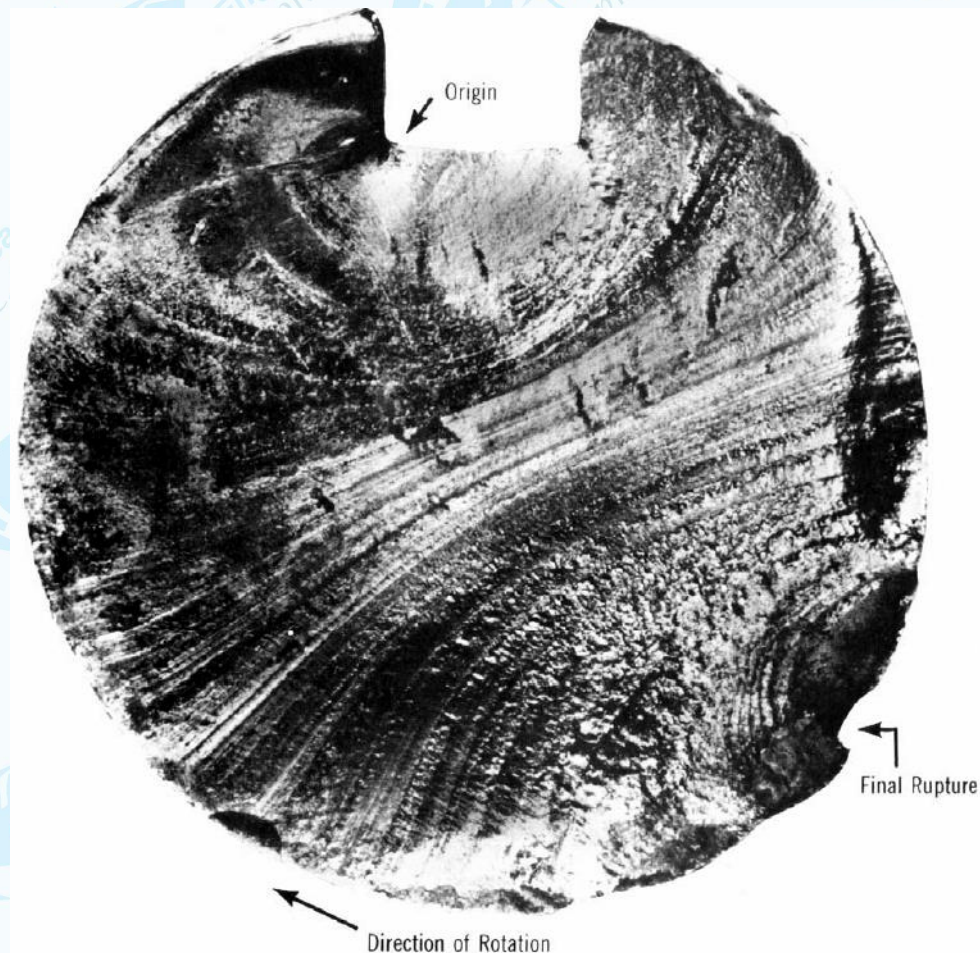






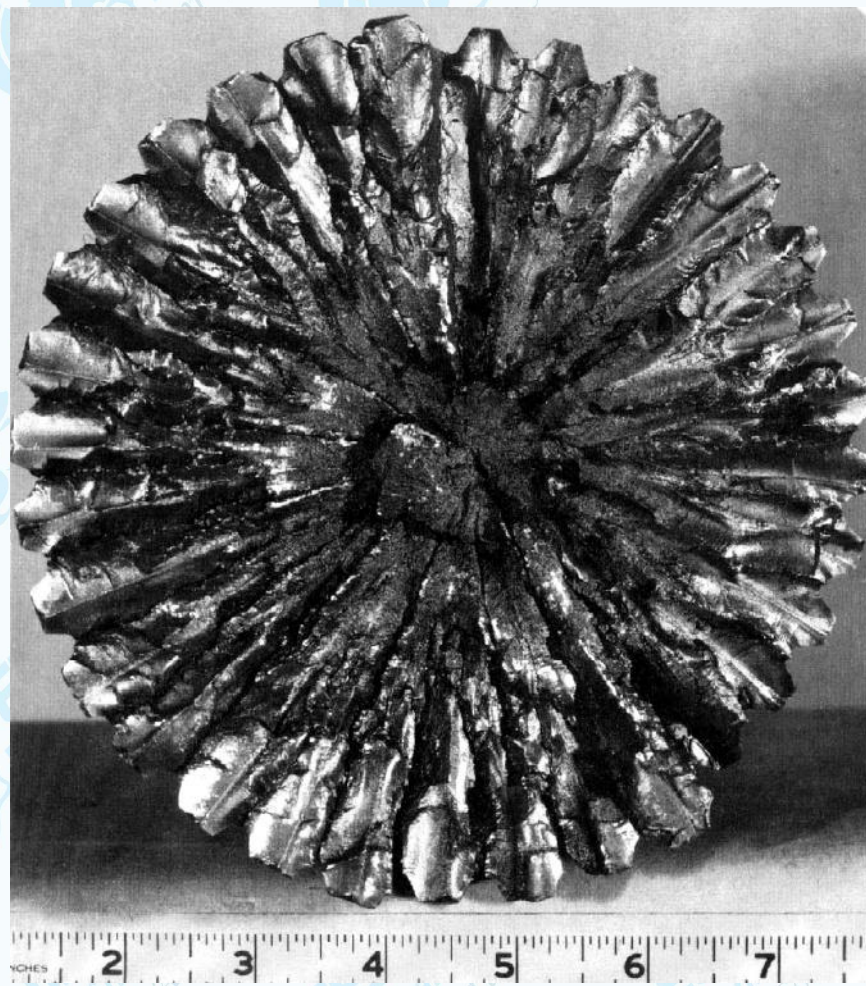


# Fadiga devido a torção





# Fadiga devido a torção alternada simétrica (reversa)





# Propagação de trinca no entalhe

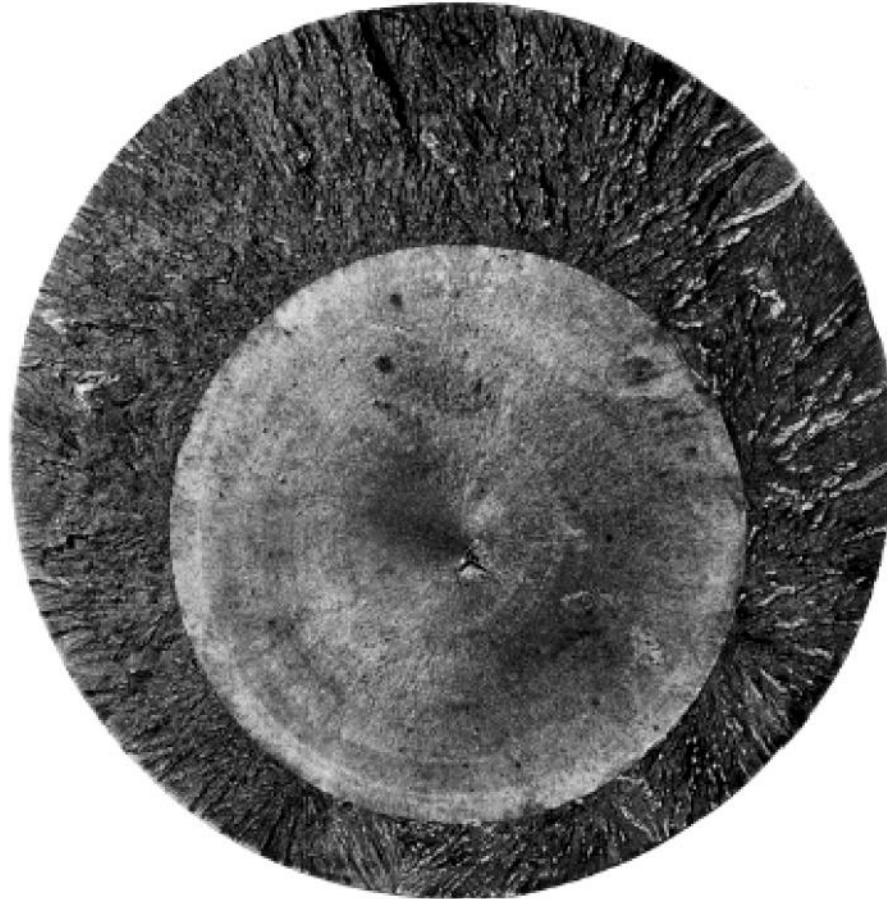


B → início  
C → término

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



# Trinca iniciada no centro



Falha inicial adquirida no forjamento

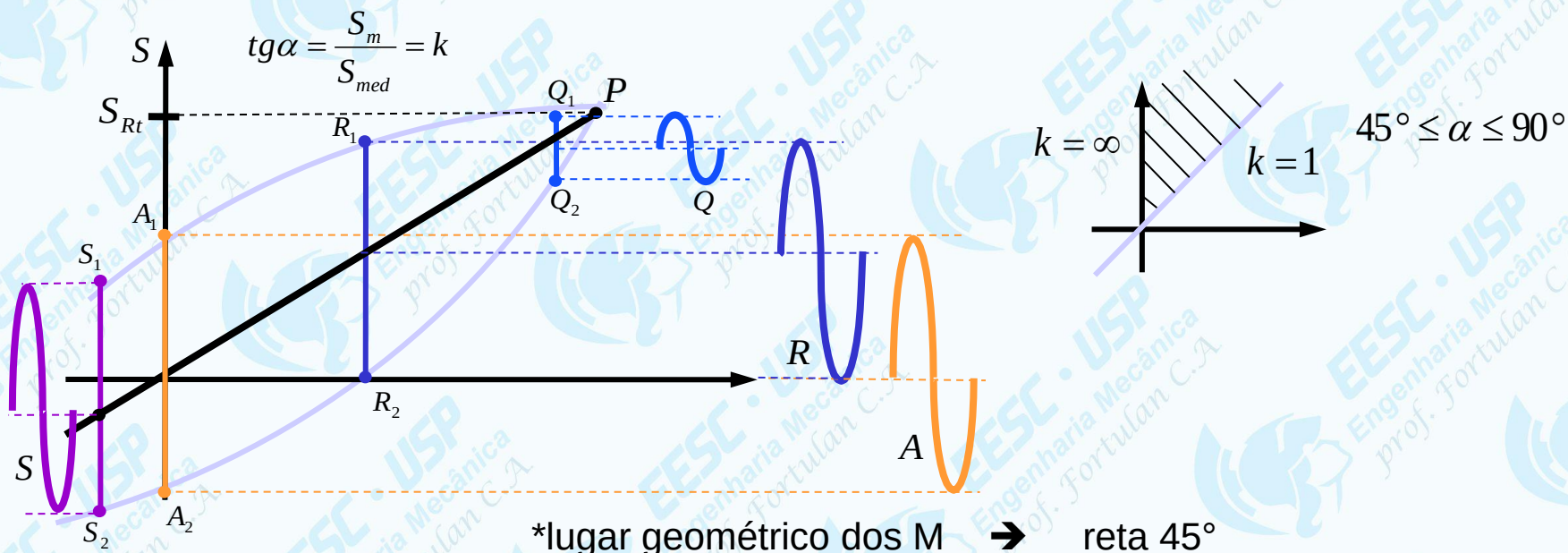
Fonte: SHIGLEY, JE, Projeto de engenharia mecânica, Ed. Bookman, 7ed, 2005. p.306



## 5.4- Diagrama de Smith

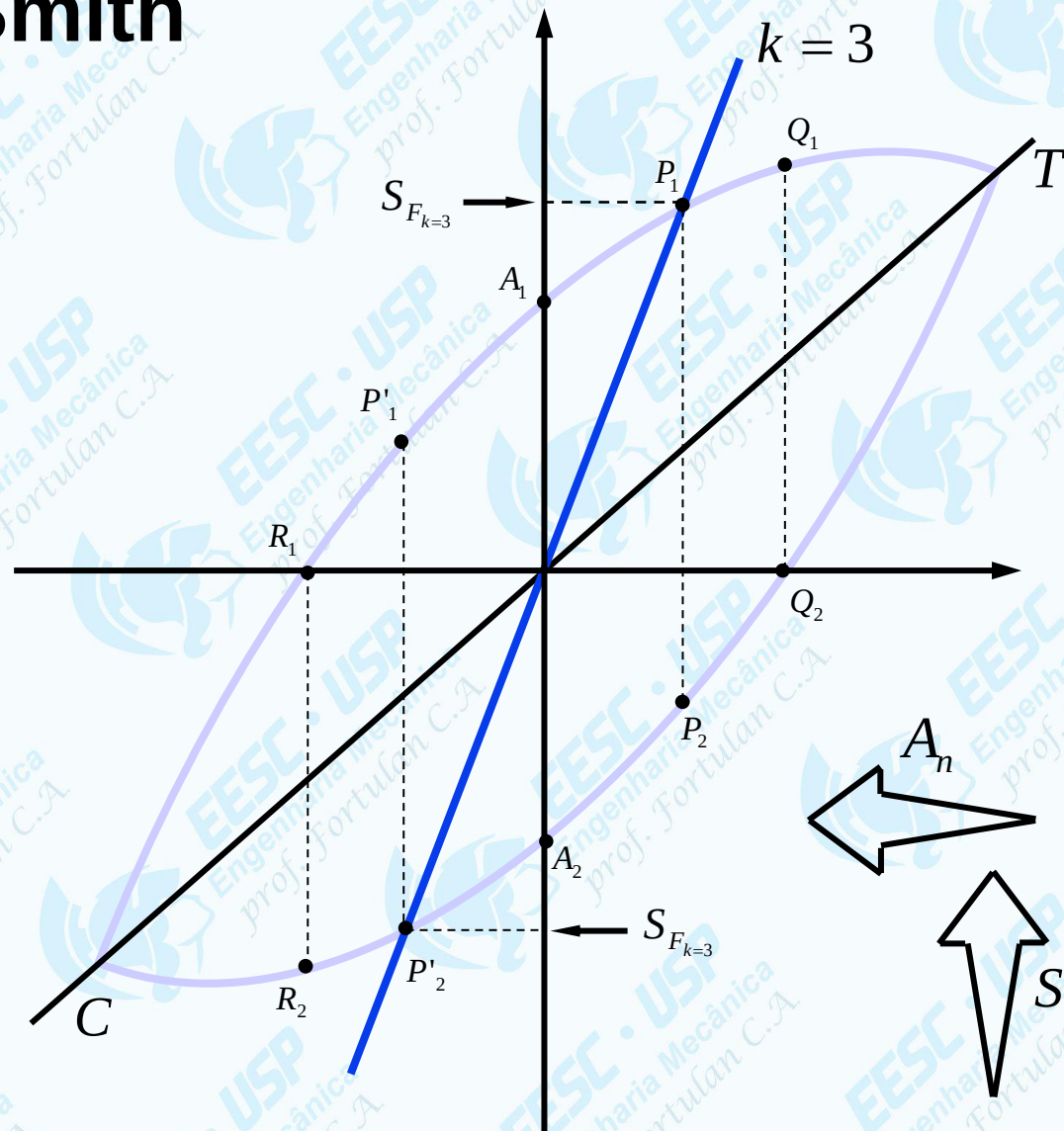


Para cada  $k$  na condição limite de fadiga, isto é, interessam pontos  $c, c', c'', c''', \text{etc.}$

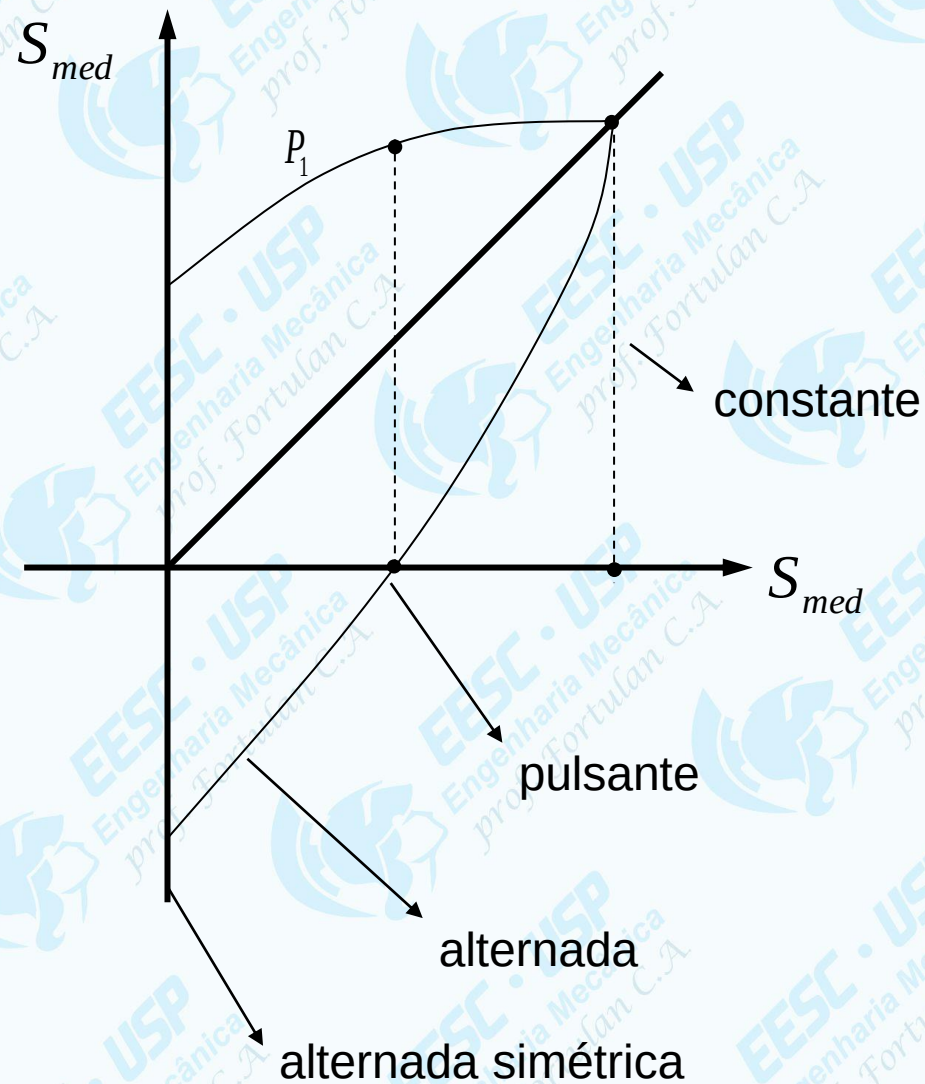




# Diagrama de Smith









# Uso do Diagrama de Smith

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



2) Determinar  $S_{Fk}$

Fazendo-se reta passando pela origem com :

$$\alpha = \arctan k$$

acha-se  $S_{Fk}$

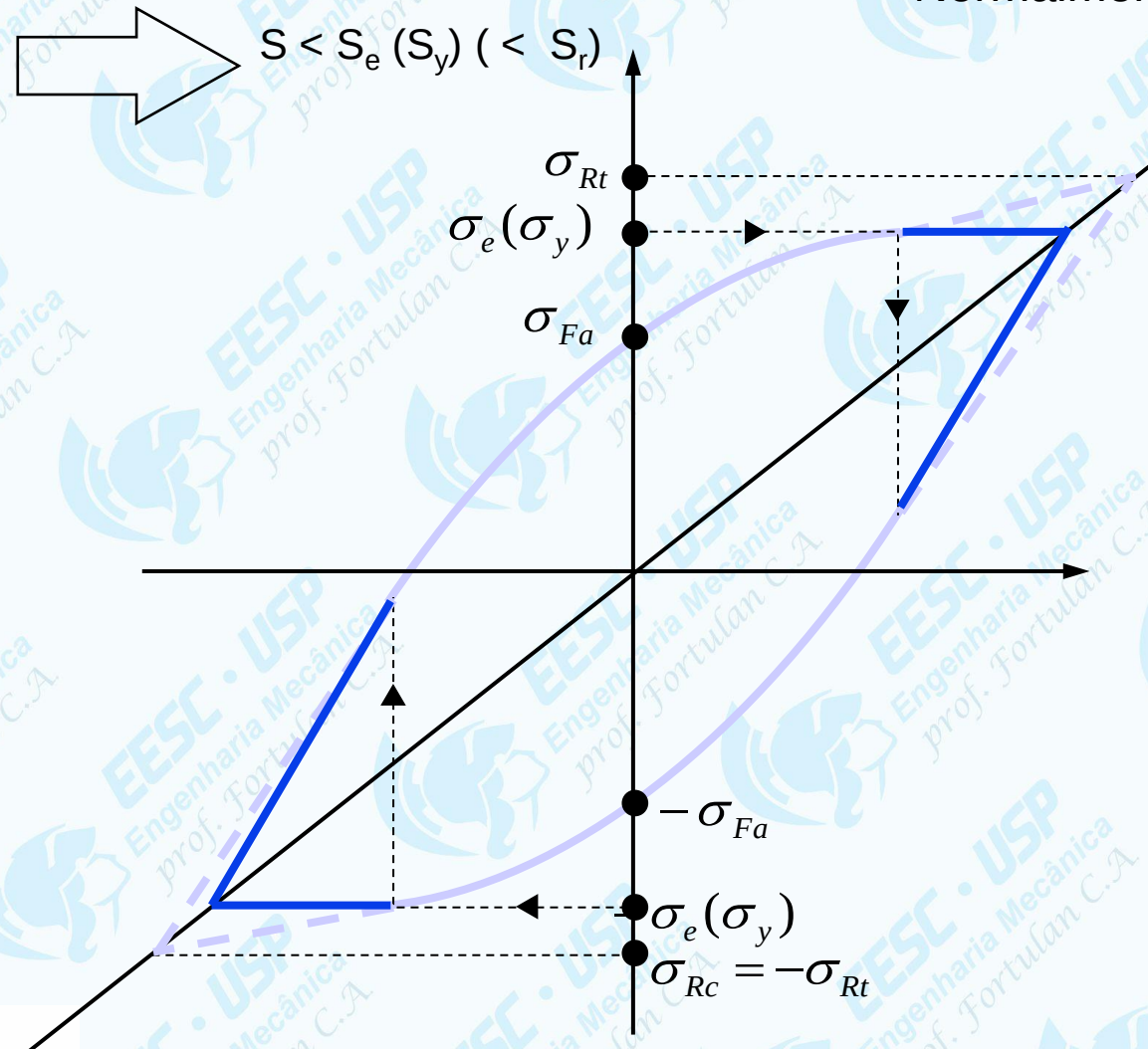
$S_{Fk}$  não é  $P_2$  (ou  $P'_1$ ) ?

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

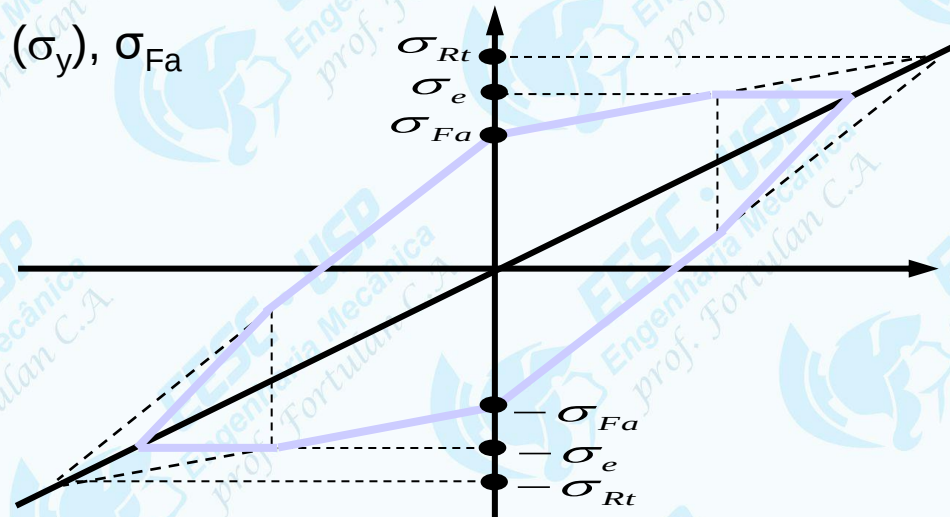
- Normalmente deve-se evitar deformações permanentes





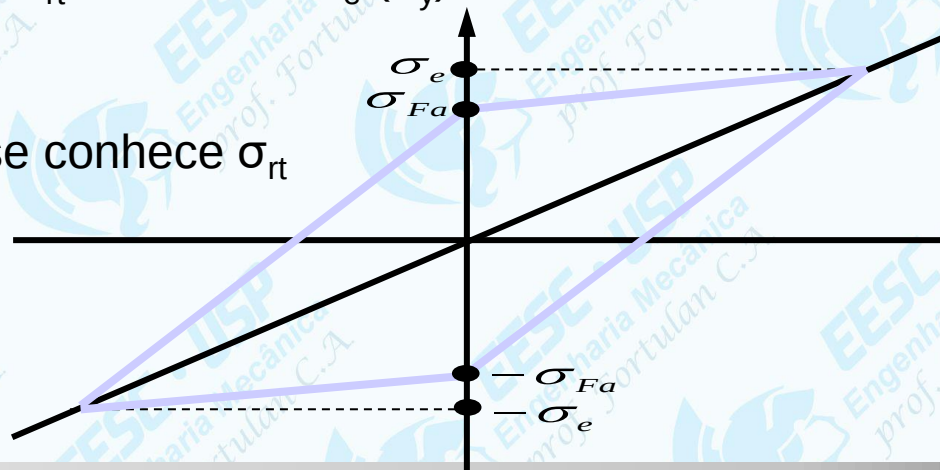
## 5.5- Diagrama de Smith Simplificado - Diagrama de Goodman

Quando se conhecem  $\sigma_{rt}$ ,  $\sigma_e$  ( $\sigma_y$ ),  $\sigma_{Fa}$



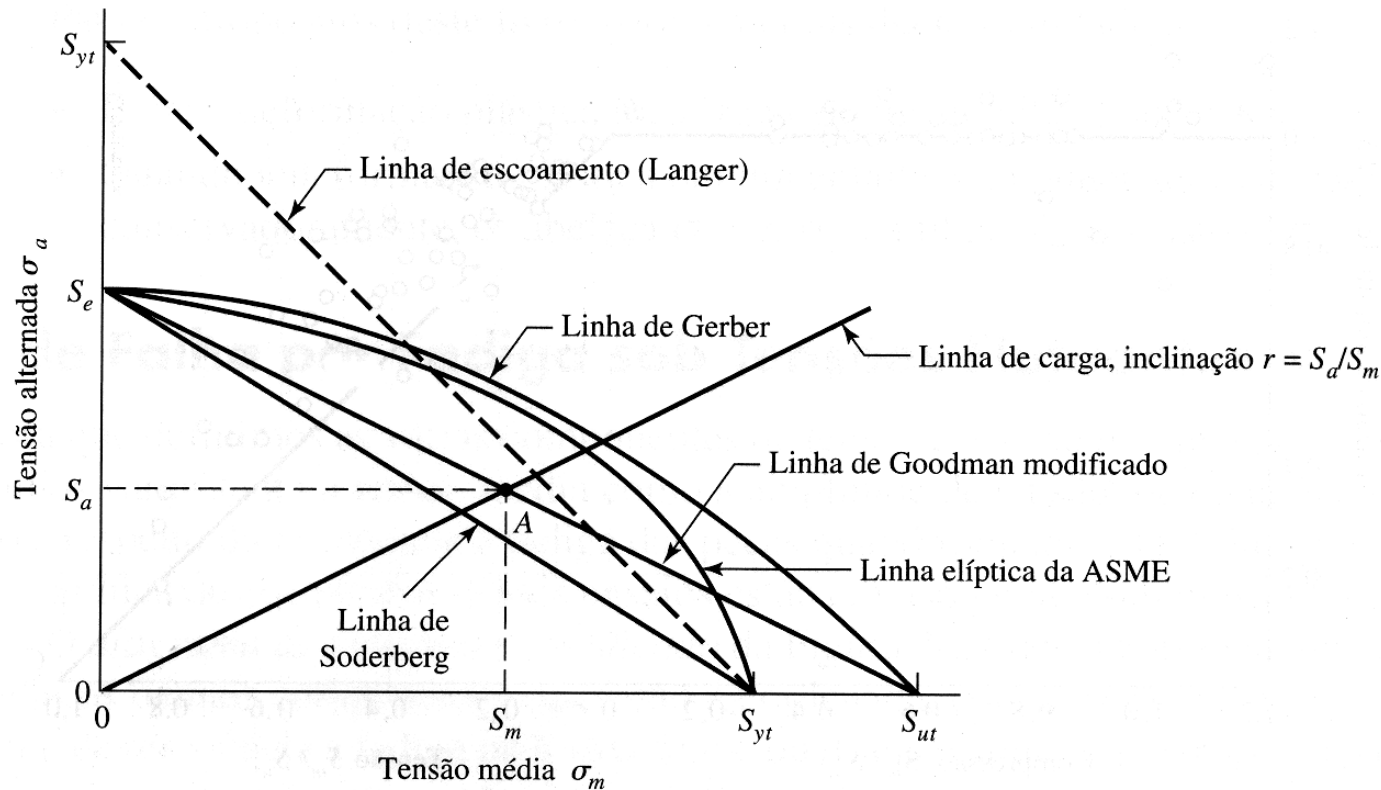
- Quando não se leva em conta  $\sigma_{rt}$ . Basta conhecer  $\sigma_e$  ( $\sigma_y$ ) e  $\sigma_{Faf}$  ( $S_e$  ( $S_y$ ) e  $S_{Faf}$ )
- Para solicitação uniaxial usar ( $S_e$  ( $S_y$ ) e  $S_{Faa}$ ), para torção ( $S_e$  ( $S_y$ ) e  $S_{Fat}$ ), etc.
- Para materiais frágeis usar  $\sigma_{rt}$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

Quando não se conhece  $\sigma_{rt}$





## 5.6- Diagrama mostrando vários critérios de fadiga



$S_{ut}$  = 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  $\sigma_m$  correspondente à resistência  $S_a$ , que, emparelhada com  $\sigma_m$ , é o valor limite de  $\sigma_a$ .

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 mod ificado (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

$\sigma_a$  = componente de amplitude

$\sigma_m$  = tensão média

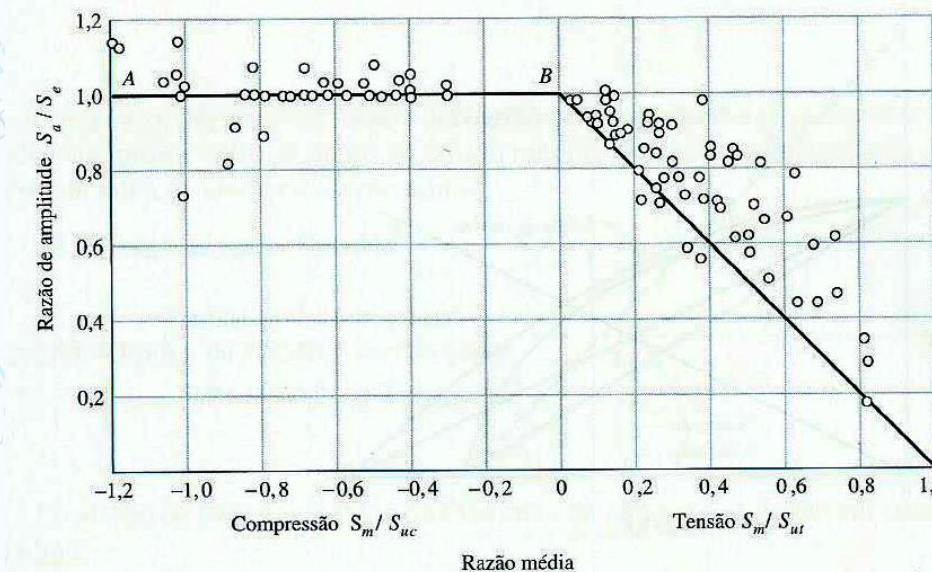
$S_n$  limite de fadiga para tensão alternada simétrica correspondente a N ciclos.

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

As tensões  $\sigma_a$  e  $\sigma_m$  podem substituir  $S_a$  e  $S_m$

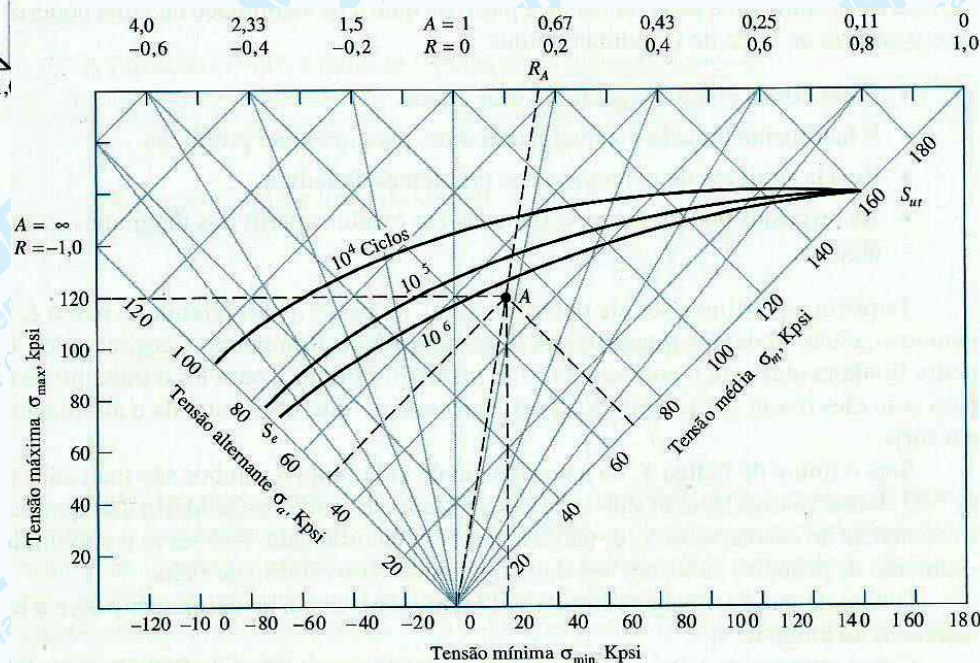


## 5.7- Outras métodos gráficos de representação



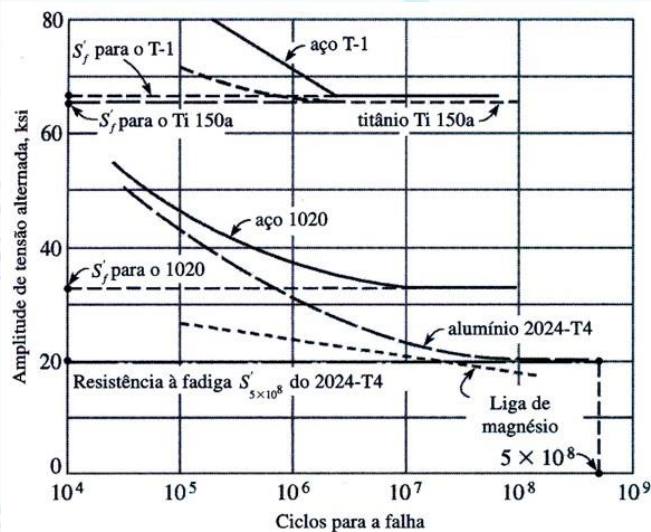
Linha BC → critério de falha Goodman Modificado

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

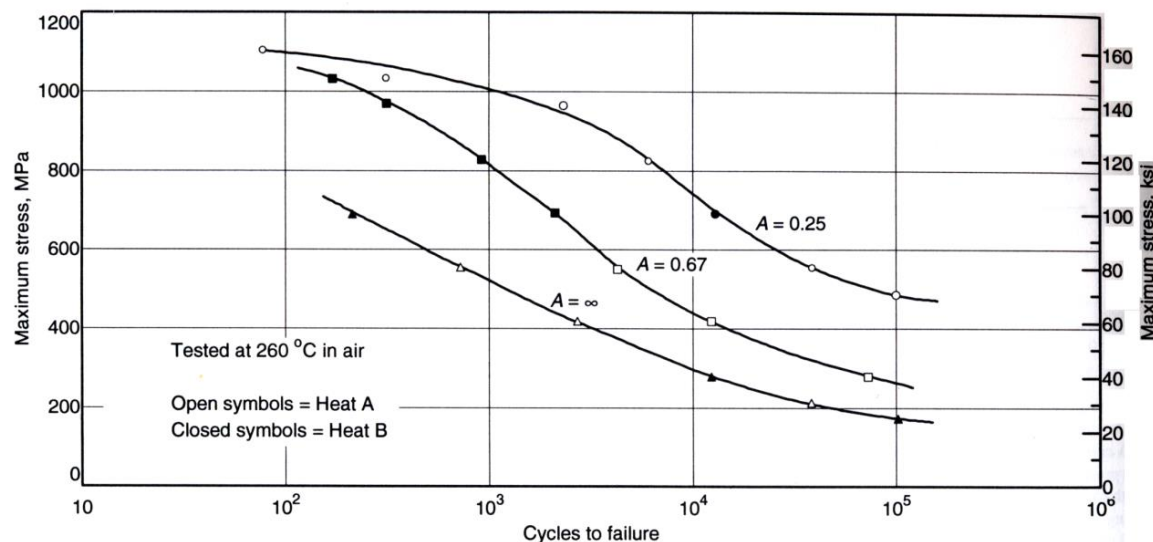


Fonte: SHIGLEY, JE, Projeto de engenharia mecânica, Ed. Bookman, 7ed, 2005. p.339

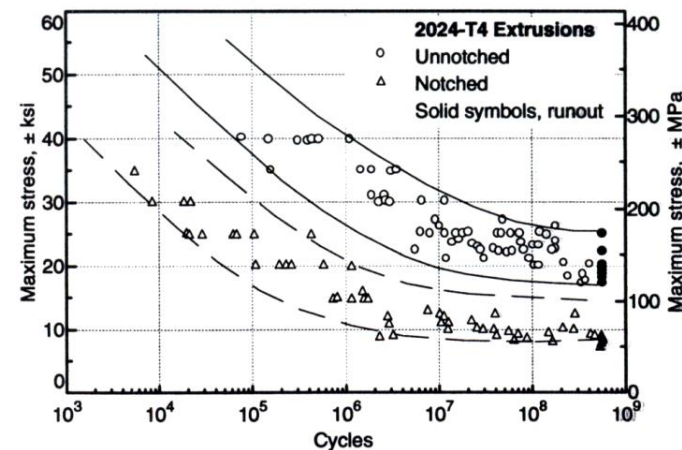




Collins, J.A., Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas. LTC



**Ti-6Al-4V: Low-cycle axial fatigue for notched ( $K_t = 3.5$ ) annealed castings (without HIP).** Material/Test Parameters: Cast-to-size specimens were annealed at 700 °C (1300 °F) for 2 h, air cooled, then polished with wire and diamond paste, and finish machined. Test frequency was 300 cycles/min. Source: Data from R. Dalal, AVCO Corp., reported in *Aerospace Structural Metals Handbook*, Battelle, Code 3801, p 18

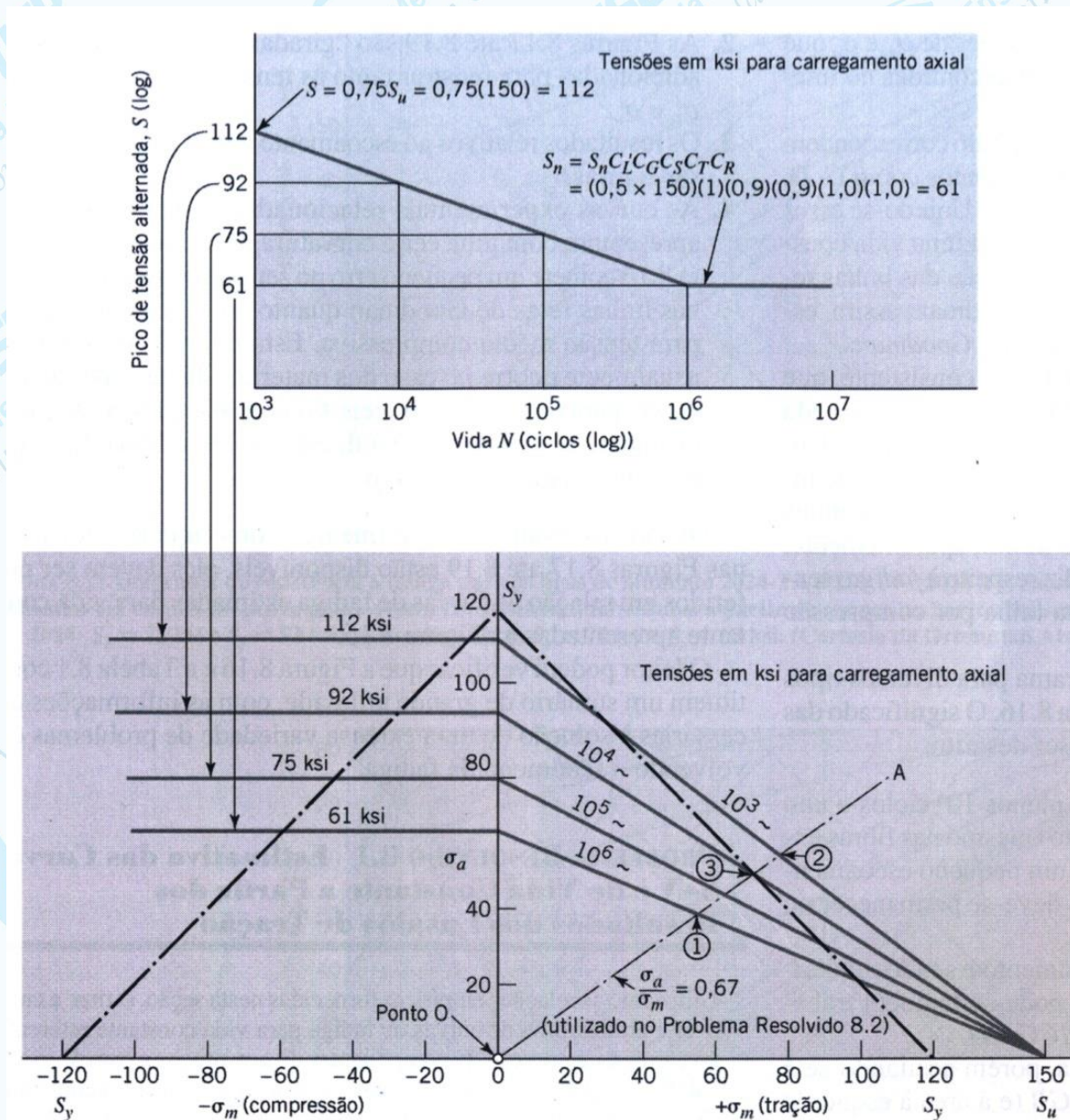


**Fig. 16** 2024-T4 rotating beam fatigue for unnotched and notched specimens from extrusions (radius at notch root  $<0.001$  in.). R.R. Moore specimens with 9-7/8 in. surface radius and 0.300 in. minimum diameter for unnotched specimens. Notched specimens had a 0.330 in. diameter at the notch and a 0.480 in. diameter outside the 60° notch. Solid symbols indicate runout (no failure). Source: Alcoa, 1955

Fatigue Data Book: Light Structural Alloys.  
ASM International  
1995 p.21

Fatigue Data Book: Light Structural Alloys.  
ASM International  
1995 p.274







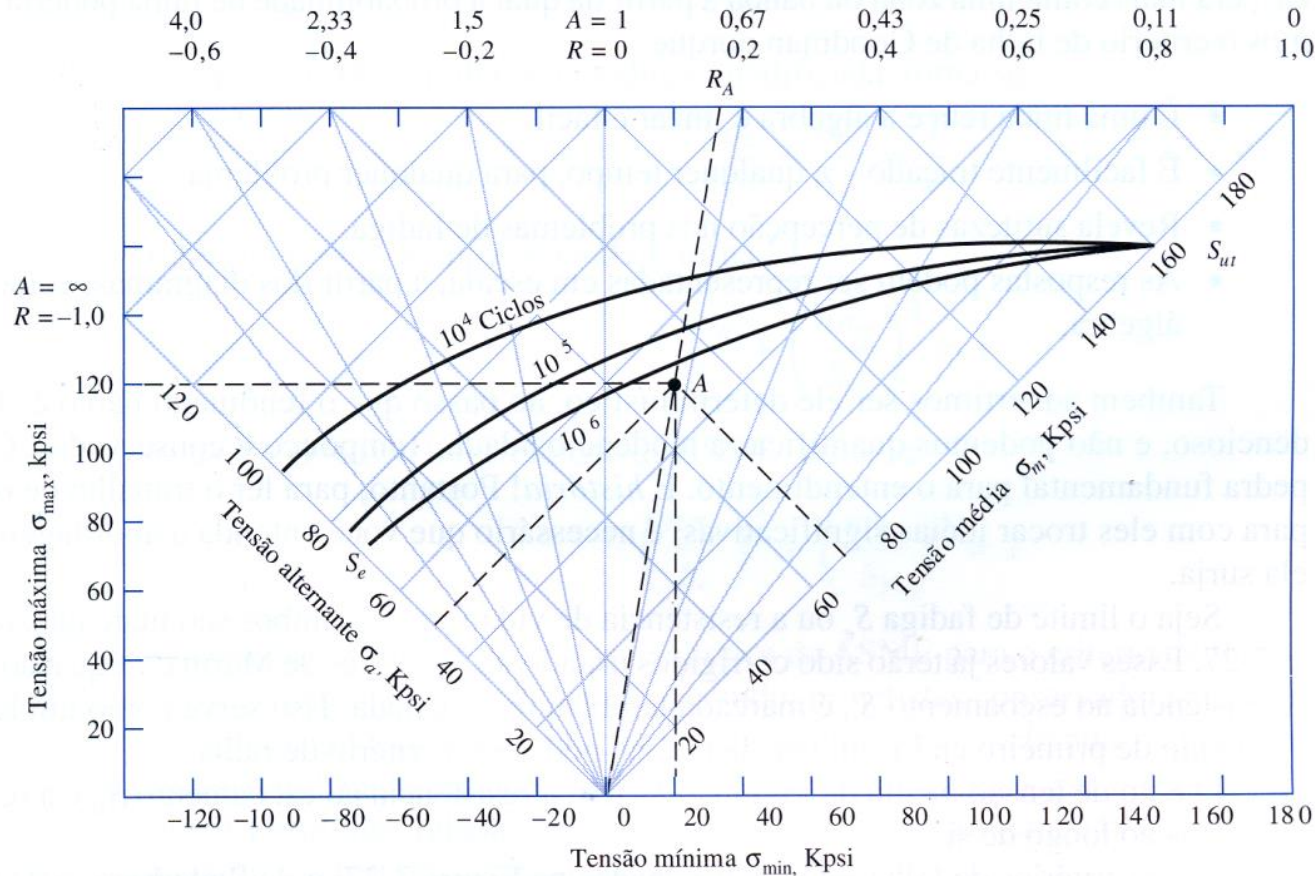


Diagrama-mestre de fadiga criado para o aço AISI 4340 tendo  $S_{ut} = 158$  kpsi e  $S_y = 147$  kpsi. As componentes de tensão em A são  $\sigma_{min} = 20$ ,  $\sigma_{max} = 120$ ,  $\sigma_m = 70$  e  $\sigma_a = 50$ , todas em kpsi. (Fonte: H. J. Grover, Fatigue of Aircraft Structures, U.S. Government Printing Office, Washington, D.C., 1966, p. 317, 322. Ver também J. A. Collins, Failure of Materials in Mechanical Design, Wiley, New York, 1981, p. 216.)



## 5.8- 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*, vol. I, Editora Edgard Blucher, 1991.