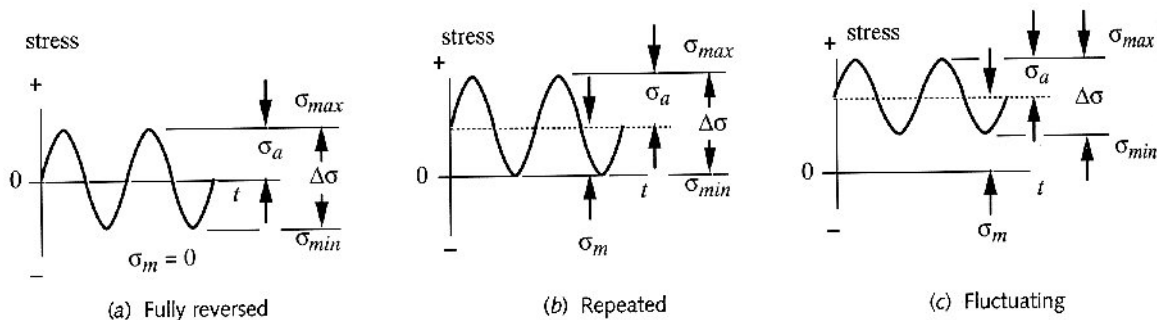


# DISCIPLINA: ELEMENTOS DE MÁQUINAS

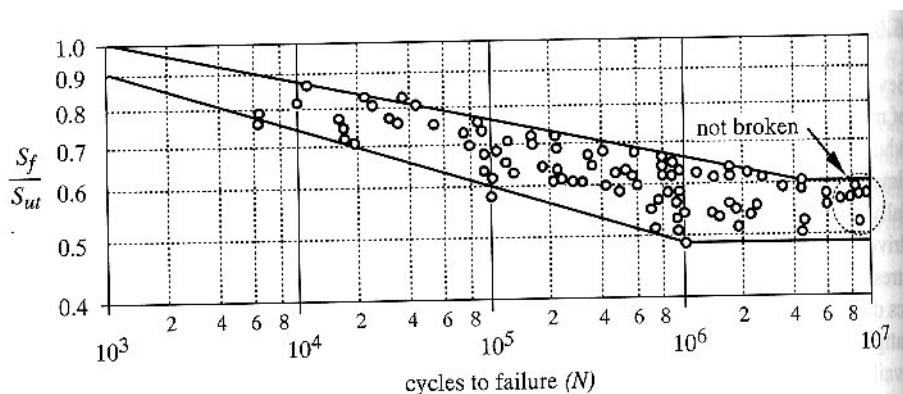
## CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA/MECATRÔNICA

### ASSUNTO: Cargas de Fadiga

A maioria das falhas em máquinas são devido a cargas que variam com o tempo do que com cargas estáticas. Estas falhas ocorrem tipicamente a níveis de tensões significativamente menores do que as resistências ao escoamento destes materiais. Teorias de falhas estáticas podem levar a projetos inseguros quando as cargas são dinâmicas.

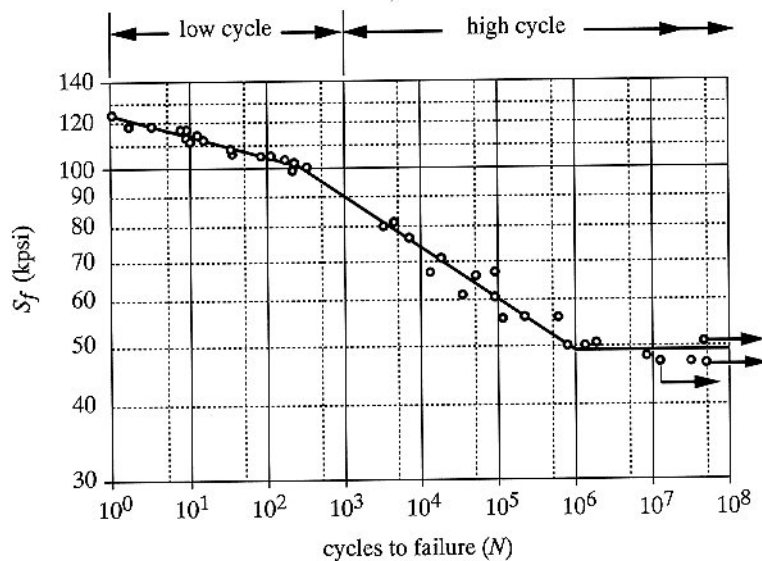


As funções de tensão tempo experimentadas por máquinas rotativas podem ser modeladas como mostra na figura acima, como ondas senoidais. A figura (a) mostra o caso de carga completamente reversa para o qual a tensão média é zero. A figura (b) mostra uma tensão repetida em que as faixas de forma de ondas variam de zero a um valor máximo com um valor médio igual para a componente alternada e a figura (c) mostra uma versão de um caso mais geral (chamada tensão flutuante) em que todos os valores componentes são diferentes de zero. A figura abaixo mostra o resultado de um número de testes rotativos em aço de resistência até de 200 kpsi (lb.pol x 1000). Os dados mostram que os corpos de prova giram a níveis reversos mais altos após poucos ciclos. A níveis de tensão mais baixos alguns não se quebram (not broken) mas o teste é interrompido para número de ciclos de 10<sup>7</sup>. Este é um típico teste de fadiga.



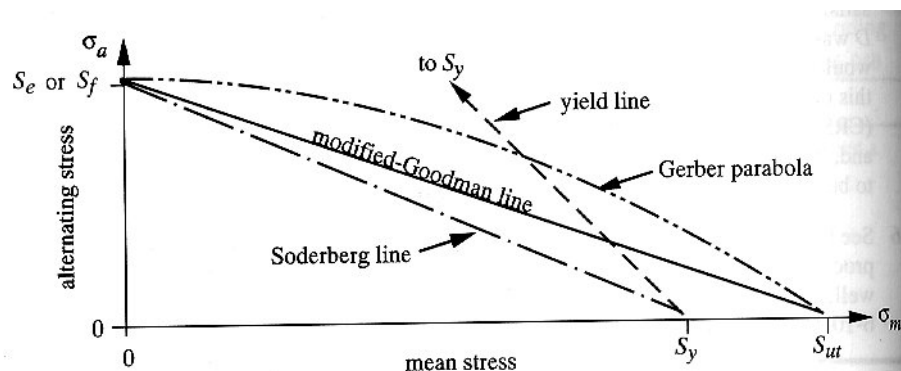
A figura abaixo mostra os dados para um teste de carga completamente axial em aço AISI 4130, plotado em coordenadas log-log. Observa-se uma variação de inclinação ao redor de 1000 ciclos, que corresponde a transição aproximada de região de baixo ciclo para uma região de alto ciclo, e a variação para uma inclinação nula a 10<sup>6</sup> ciclos correspondendo ao limite de resistência a fadiga para vida infinita.

A resistência a fadiga é aproximadamente 80% da resistência estática em cerca de 10<sup>3</sup> ciclos e 40% da resistência estática acima de 10<sup>6</sup> ciclos.

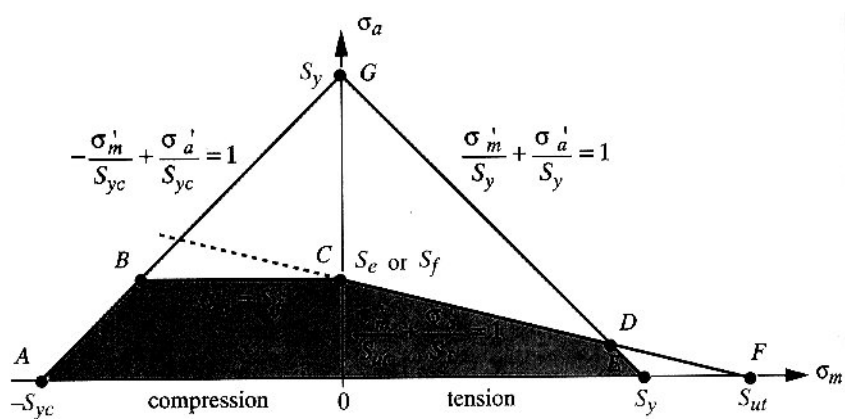


### Tensões uniaxiais flutuantes

A figura abaixo mostra a linha de Goodman modificada, a parábola de Gerber, a linha de Soderberg e a linha de escoamento plotada em eixos de tensão média e tensão alternada.



### Diagrama de Goodman Modificado

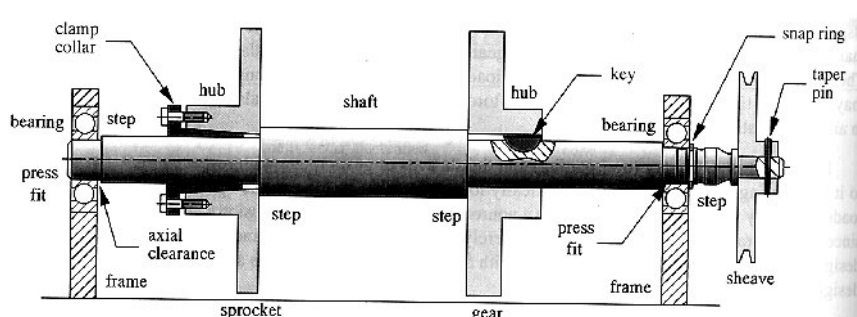


## ASSUNTO: EIXOS, CHAVETAS E ACOPLAMENTOS

Introdução: Eixos de transmissão, ou simplesmente eixos, são usados em praticamente em todas máquinas rotativas que transmitem movimento rotatório de torque de uma localidade para outra. Então, o projetista de máquina é frequentemente solicitado a projetar eixos. No mínimo, um eixo típico transmite torque de um sistema acionador ( motor) através da máquina. Algumas vezes eixos irão suportar engrenagens, polias, ou rodas dentadas que podem transmitir o movimento rotatório via engrenagens acopladas, correias ou correntes de um eixo par outro. Máquinas de produção automática possuem linhas de eixos que estendem o comprimento da maquinas ( mais de 300 cm) e carregam a potência de toda a estação de trabalho. Eixos são apoiados em mancais de rolamentos, em mancais de deslizamento, ou outro tipo de apoio dependendo da configuração da máquina.

### CARGAS NO EIXO

O Carregamento em eixos de transmissão rotativos é principalmente um de dois tipos: torção devida ao torque transmitido ou flexão de cargas transversais nas engrenagens, polias, rodas dentadas, etc.



A característica de ambos cargas devido ao torque e a flexão podem ser ambos estáticas ou podem variar com o tempo. Torques constantes ou variáveis com o tempo e cargas de flexão podem ocorrer em qualquer combinação no mesmo eixo. Se o eixo é estacionário ( não rotativo e as polias ou engrenagens giram com relação a ele( nos rolamentos), então ele se torna uma peça carregada estacionária desde que as cargas aplicadas sejam constantes com o tempo. Contudo, tal eixo não rotativo não é um eixo de transmissão uma vez que não transmite nenhum torque. Pode ser considerado como uma viga ou eixo simplesmente.

Note que um eixo rotativo submetido a carregamento constante, carga de flexão transversal irá provocar um estado de tensão completamente reversa. Então este eixo rotativo deverá ser projetado contra possível falha por fadiga. Se ambos o torque e carga transversal variar com o tempo, a carga de fadiga se torna mais complexa, mas os princípios de projeto de fadiga permanecem os mesmos. O torque por exemplo, poderia ser repetitivo ou flutuante, bem como as cargas de flexão.

### CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES E ACESSÓRIOS

Enquanto seja possível algumas vezes eixos de transmissão que não tenham mudanças nas seções dos diâmetros ao longo de seus comprimentos, é comum a maioria dos eixos terem um número de entalhes de escalonamentos onde os diâmetros possam variar para acomodar elementos de máquinas tais como rolamentos, rodas dentadas, engrenagens, etc., como mostra a figura 1 acima, que mostra também uma coleção de componentes usados para fixar ou localizar elementos nos eixos. Entalhes são necessários para prover fixação axial consistente e precisa de elementos fixos bem como criar diâmetros próprios para fixar elementos padronizados tipo rolamentos.

Chavetas, anéis, pinos passantes são frequentemente usados para fixar elementos ao eixo de modo a transmitir o torque necessário ou para fixar a peça axialmente. Chavetas requerem um furo em ambos o eixo e a peça ; anéis criam entalhe no eixo, e pinos passantes criam um furo também no eixo. Cada uma destas mudanças no contorno irá contribuir com algumas concentrações de tensão e deverão ser

levadas em conta no cálculo de fadiga-tensão para o eixo. Existem técnicas para reduzir o efeito destas concentrações de tensão.

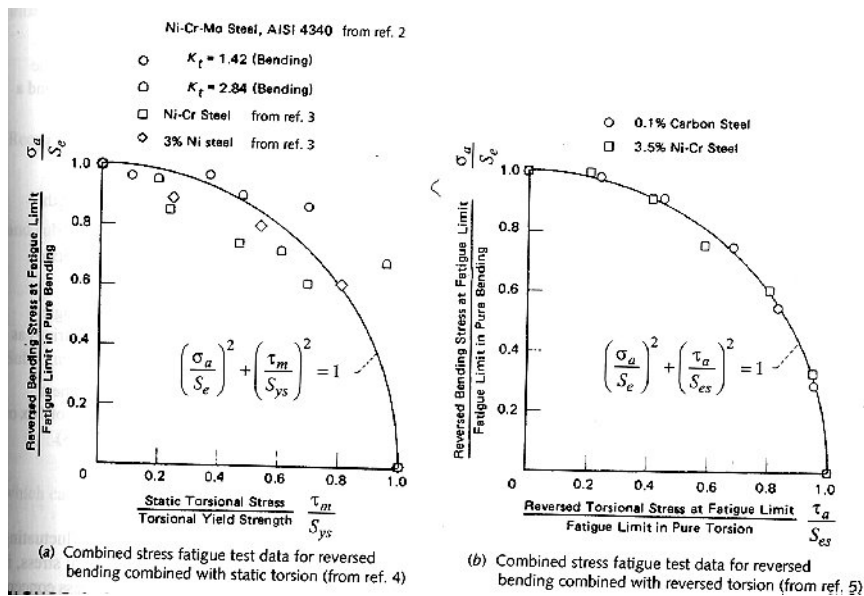


Figura 2

## FALHA DO EIXO COM CARREGAMENTO COMBINADO

Estudos de falha de fadiga em ambos eixos de aços dúcteis e de ferro fundido frágeis, em torção e flexão combinada, conforme figura 2 acima.

A combinação de torção e flexão em materiais dúcteis na fadiga foi encontrada por seguir a relação elíptica como definida pelas equações na figura. Materiais tipo ferro fundido ( não mostrado ) foram encontrados por falha quando se baseia na tensão principal máxima.

### EXEMPLO 1:

## PROJETO DE UM EIXO PARA TORÇÃO CONSTANTE E FLEXÃO COMPLETAMENTE REVERSA

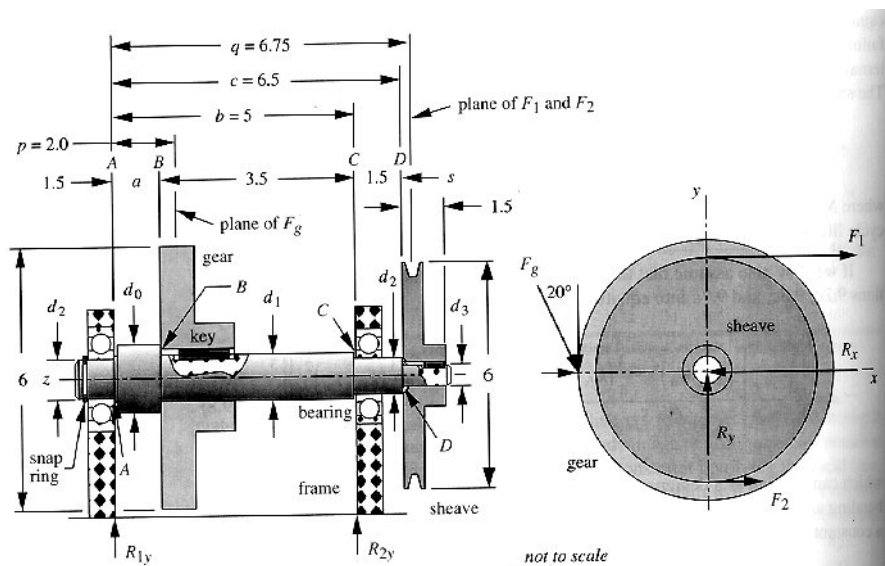


Figura 3

Projetar um eixo para suportar os elementos mostrados na figura 3 com um fator de projeto mínimo de 2,5.

O eixo deve transmitir 2 HP a 1725 rpm. O torque e a força na engrenagem são ambos constantes com o tempo. Não há forças axiais aplicadas. Suponha um fator de concentração de 3,5 para flexão, 2 para torção e 4 para as chavetas.

1. Torque:  $T = 2 \text{ hp} \times (6.600) / 1725 \times (2 \pi / 60)$

$$T = 73,1 \text{ lb}\cdot\text{pol}$$

O torque existe somente sobre a parte do eixo entre a engrenagem e o disco e é uniforme em magnitude sobre todo o eixo.

2. As forças tangenciais sobre o disco e a engrenagem podem ser obtidas do torque e seus raios. Uma correia em V tem tensão em ambos os lados e a relação entre a força no lado mais forte  $F_1$  e a força  $F_2$  no lado bambo é 5. A força líquida associada com o torque de acionamento é  $F_n = F_1 - F_2$ , porém a força que flexiona o eixo é  $F_s = F_1 + F_2$ .

$$F_n = T/r = 73,1 \text{ lb}\cdot\text{pol} / 3 \text{ pol} = 24,36 \text{ i lb}$$

$$F_s = 1,5 F_n = 36,54 \text{ i lb}$$

3. A força tangencial no dente da engrenagem cilíndrica é:

$$F_g \text{ tangencial} = T/r = 73,1 \text{ lb}\cdot\text{pol} / 3 \text{ pol} = -24,36 \text{ j lb.}$$

As engrenagens cilíndricas tem um ângulo de pressão de 20 graus, sendo então a componente radial da força no dente da engrenagem de:

$$F_g \text{ radial} = F_g \text{ tangencial} \tan 20 = 8,87 \text{ i lb}$$

4. Vamos considerar as forças nas engrenagem e polia concentradas no seu meio.

$$\sum M_A = R_2 b + F_g p + F_s q = 0$$

$$R_2 = -\frac{1}{b} (F_g p + F_s q) = -\frac{1}{5} (2F_g + 6.75F_s) = -0.40F_g - 1.35F_s$$

$$\sum F = R_1 + F_g + F_s + R_2 = 0$$

$$R_1 = -F_g - F_s - R_2 = -F_g - F_s - (-0.40F_g - 1.35F_s) = -0.60F_g + 0.35F_s$$

As equações acima podem ser resolvidas para  $R_1$  e  $R_2$  em cada plano, usando componentes apropriadas das cargas aplicadas  $F_g$  e  $F_s$ .

$$R_{1x} = -0.60F_{gx} + 0.35F_{sx} = -0.60(8.87) + 0.35(36.54) = 7.47 \text{ lb}$$

$$R_{1y} = -0.60F_{gy} + 0.35F_{sy} = -0.60(-24.36) + 0.35(0) = 14.61 \text{ lb}$$

$$R_{2x} = -0.40F_{gx} - 1.35F_{sx} = -0.40(8.87) - 1.35(36.54) = -52.87 \text{ lb}$$

$$R_{2y} = -0.40F_{gy} - 1.35F_{sy} = -0.40(-24.36) - 1.35(0) = 9.74 \text{ lb}$$

5. A carga de cisalhamento e o momento fletor atuante no eixo podem ser agora encontrados. Escreve-se uma equação para a função de carga  $q$  usando funções singulares, integrando esta função para obter a função cisalhante  $V$ , e integrando novamente para obter a função momento  $M$ .

$$q = R_1 \langle z-0 \rangle^{-1} + F_g \langle z-2 \rangle^{-1} + R_2 \langle z-5 \rangle^{-1} + F_s \langle z-6.75 \rangle^{-1}$$

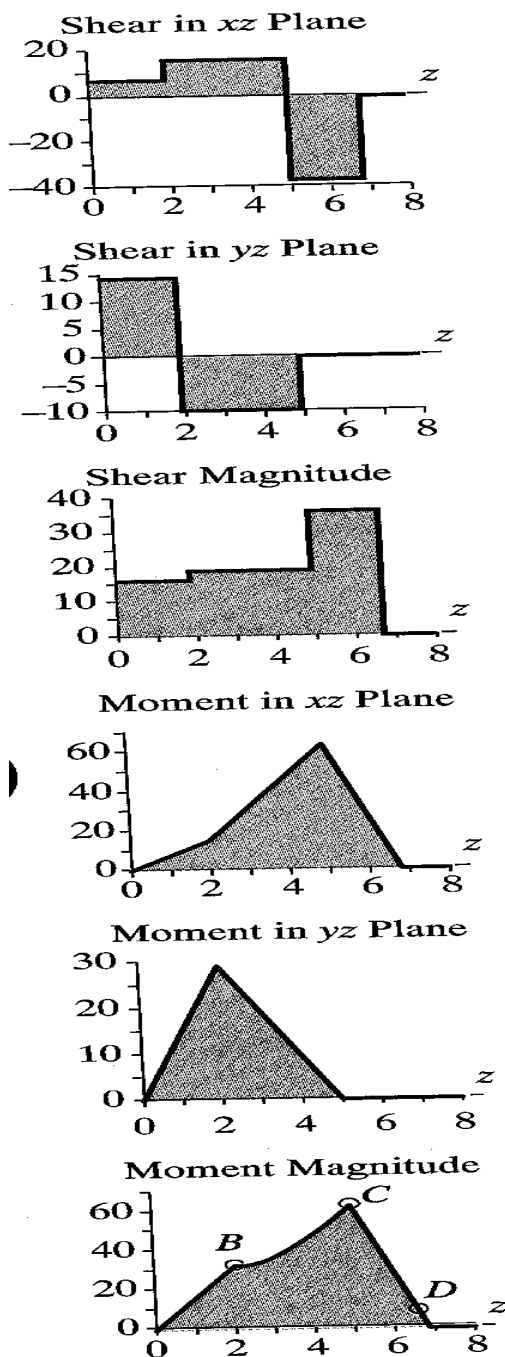
$$V = R_1 \langle z-0 \rangle^0 + F_g \langle z-2 \rangle^0 + R_2 \langle z-5 \rangle^0 + F_s \langle z-6.75 \rangle^0$$

$$M = R_1 \langle z-0 \rangle^1 + F_g \langle z-2 \rangle^1 + R_2 \langle z-5 \rangle^1 + F_s \langle z-6.75 \rangle^1$$

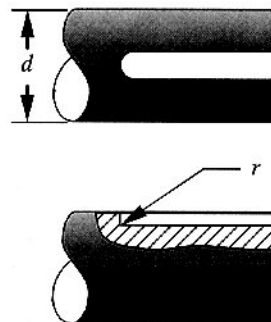
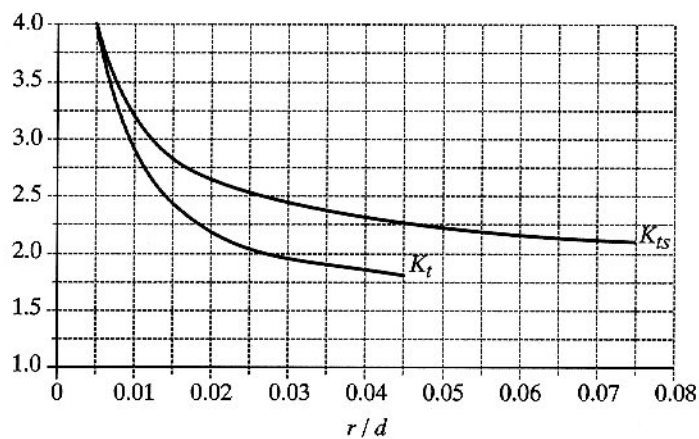
6. Substituindo os valores das cargas e forças de reação para cada direção coordenada nas equações acima de  $q$ ,  $V$  e  $M$ , e avaliando para todos os valores de  $z$  ao longo do eixo:

Então combinando os componentes da função momento nos planos  $sz$  e  $yz$  (usando o teorema de Pitágoras) para encontrar o valor máximo da função momento.

As distribuições do cisalhamento e momento ao longo de todo o comprimento do eixo estão mostrados na próxima figura. O torque aplicado é uniforme sobre a porção do eixo entre os pontos B e D. Dentro deste comprimento, há três locais de consideração onde ocorre momento em combinação com concentração de tensão, ponto B ( $M_b = 33 \text{ lb}\cdot\text{pol}$ ), ponto C no rolamento da direita ( $M_c = 63 \text{ lb}\cdot\text{pol}$ ) e ponto D no entalhe do disco ( $M_d = 9 \text{ lb}\cdot\text{pol}$ ). Note que devido a alta concentração de tensão, o entalhe do anel para fixação axial foi colocado na extremidade do eixo onde o momento e o torque são ambos zero.



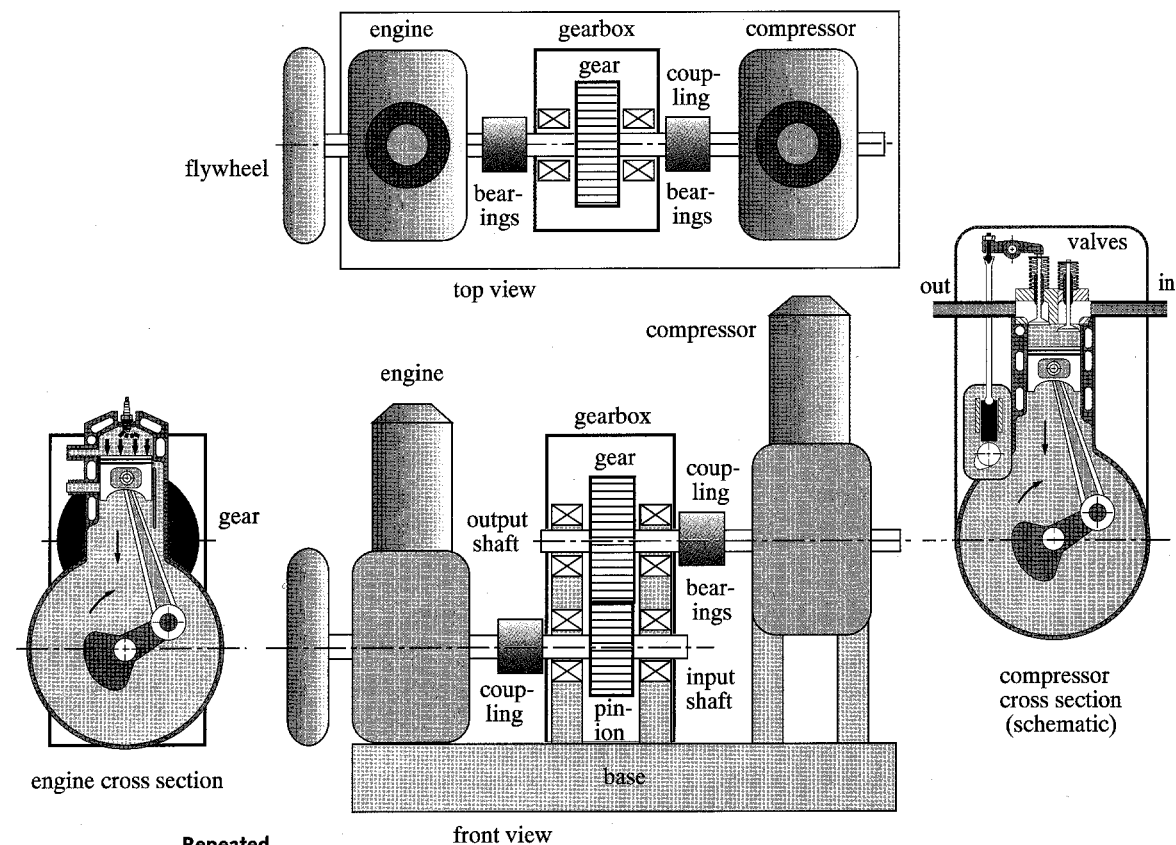
## CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM EIXOS COM CHAVETAS



Peterson mostra curvas obtidas experimentalmente para concentração de tensões de eixos sob ação de caras de flexão e torção . Estes fatores estão dentro da faixa de 2 a 4 dependendo da relação do raio da quina com o diâmetro do eixo.

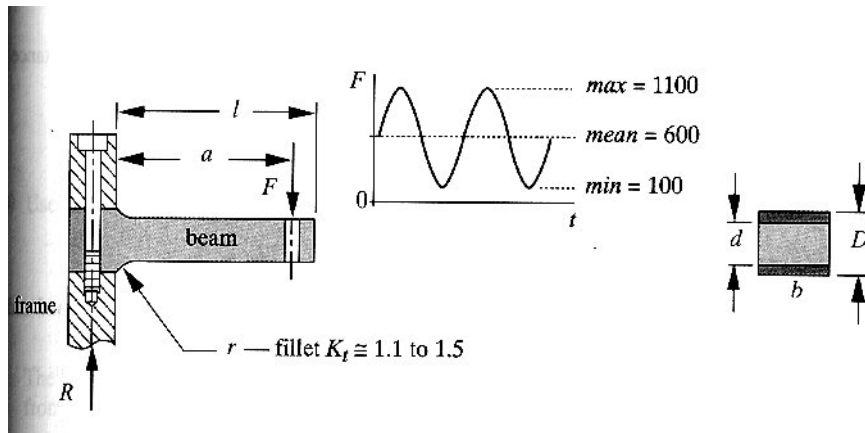
## PROJETO PRELIMINAR DE EIXOS PARA UM TREM DE ACIONAMENTO DE UM COMPRESSOR

### CARGAS DE FADIGA



### CARGAS DE FADIGA

## Caso 1:



## MANCAIS E LUBRIFICAÇÃO

### Introdução

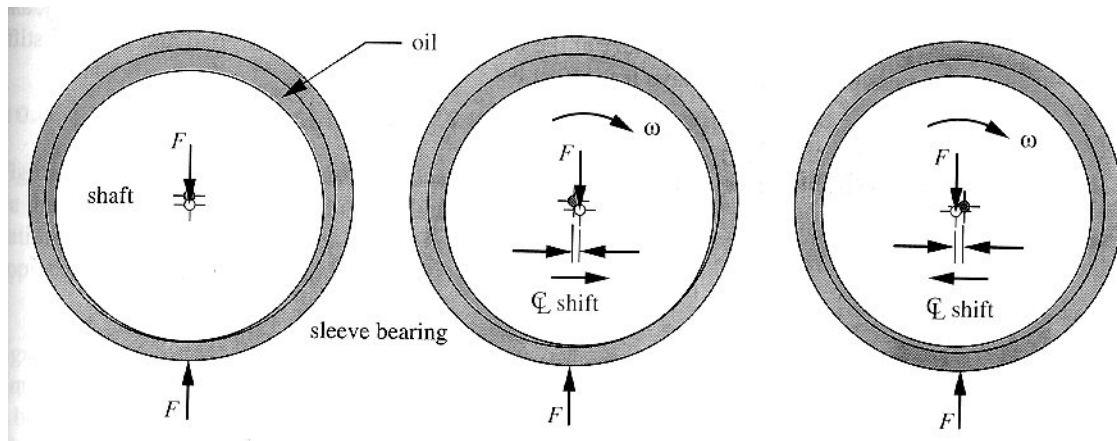
Usamos o termo mancal aqui em seu sentido mais geral. Sempre quando duas partes tenham movimento relativo, eles constituem um mancal por definição, independente de seu formato ou configuração. Usualmente, lubrificação é necessária em qualquer mancal para reduzir o atrito e remover calor. Mancais podem rolar ou deslizar ou realizar os dois simultaneamente.

Um mancal plano é formado por qualquer dois materiais atritando um em relação ao outro seja um anel ao redor de um eixo ou uma superfície plana sob um deslizamento. Em um mancal plano, uma das partes usualmente será de aço ou ferro fundido ou algum outro material estrutural de modo a obter a resistência e dureza necessária. Por exemplo, eixos de transmissão. As partes que se atritam são feitas de material tal como bronze, babbitt ou polímero não metálico. Um mancal radial plano pode ser dividido axialmente para ser montado no seu eixo, ou pode ser um círculo completo chamado de bucha. Um mancal axial suporta cargas axiais.

Alternadamente, um mancal de rolamentos que possui esferas ou rolos de aço entre duas pistas de aço endurecido, pode ser usado para obter atritos muito pequenos. Mancais Planos são projetados para aplicações enquanto que os mancais de elementos rolantes são selecionados pelos catálogos dos fabricantes, tipo SKF, FAG, TIMKEN, etc., para adequarem a cargas, rotações e vidas de determinação aplicação. Mancais de rolamentos podem suportar cargas radiais, axiais ou combinações destas cargas dependendo de seu projeto.

### LUBRIFICAÇÃO HIDRODINÂMICA

Este tipo de lubrificação refere-se ao suprimento de lubrificante suficiente (tipicamente o óleo) para a interface de deslizamento de forma a permitir a velocidade relativa das superfícies acopladas a bombearem o lubrificante dentro da abertura e separar as superfícies com um filme dinâmico de fluido. Esta técnica é mais efetiva em mancais de deslizamento, onde o eixo e o mancal criam uma fina anel dentro de sua folga que possa apanhar o lubrificante e permitir ao eixo bombeá-lo em volta do anel. Existe um vazamento na extremidade, de tal forma que um suprimento contínuo de óleo pode ser providenciado para substituir a perda. Este suprimento pode ser por gravidade, ou por pressão. Este é o sistema usado para lubrificar



## Equação de Reynolds para Mancais de Deslizamento Excêntricos Solução de Sommerfeld

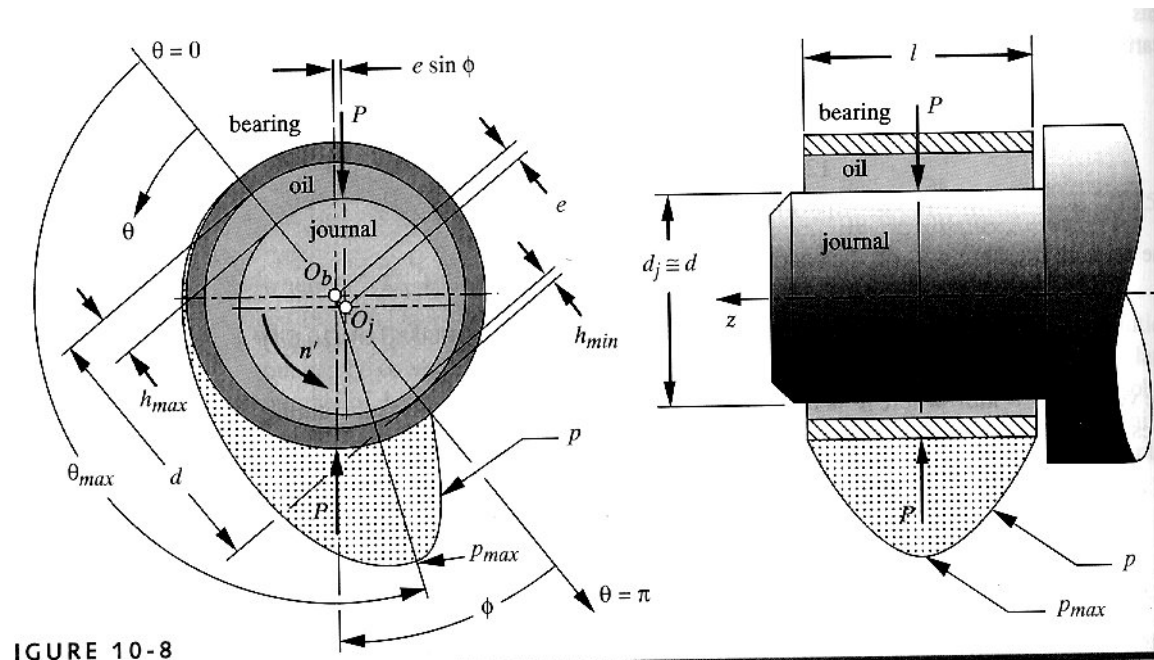


FIGURE 10-8

A figura acima mostra detalhes

## ENGRENAGENS



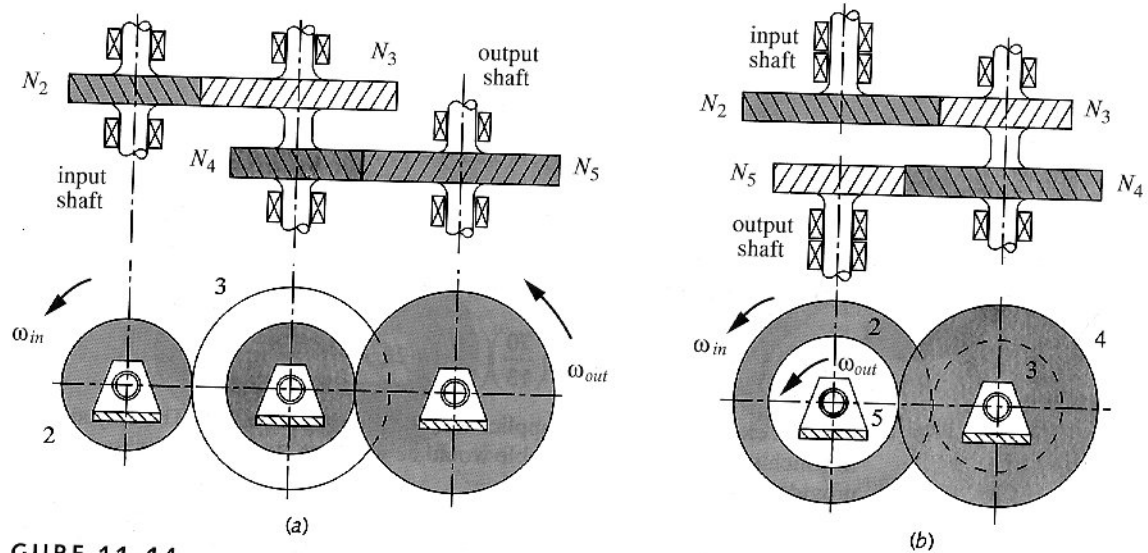
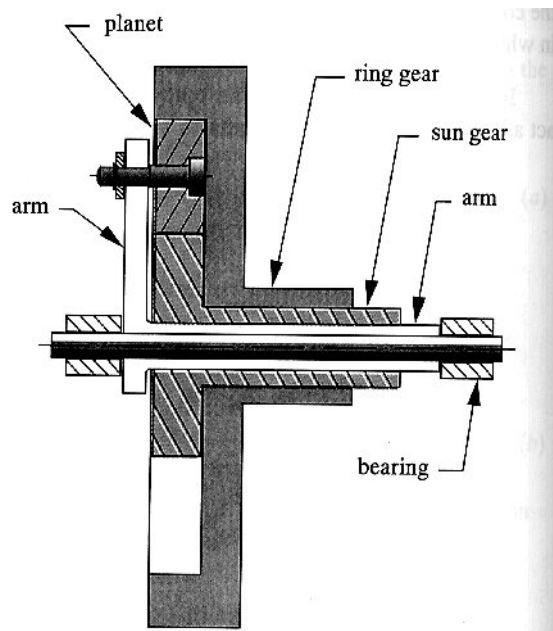
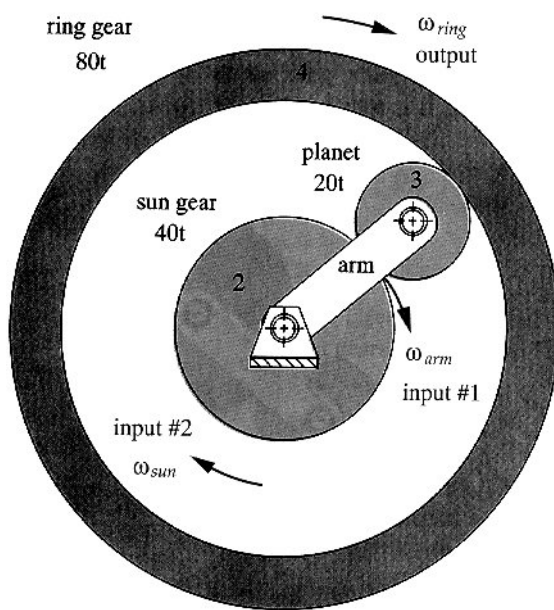


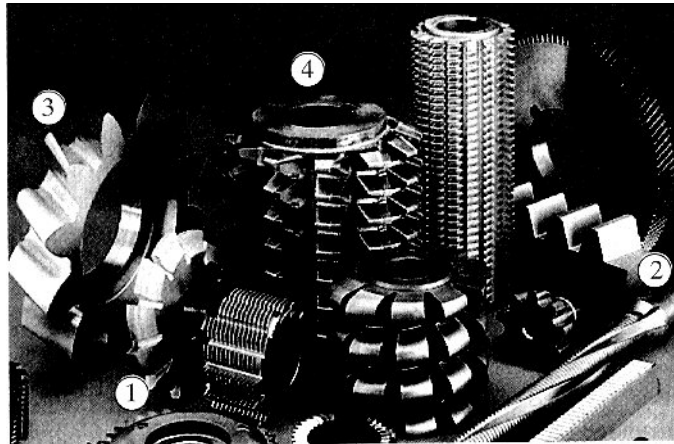
FIGURE 11-14

## FORÇAS ATUANTES NOS DENTES DAS ENGRENAGENS

## ENGRENAGENS EPICICLOIDAIS



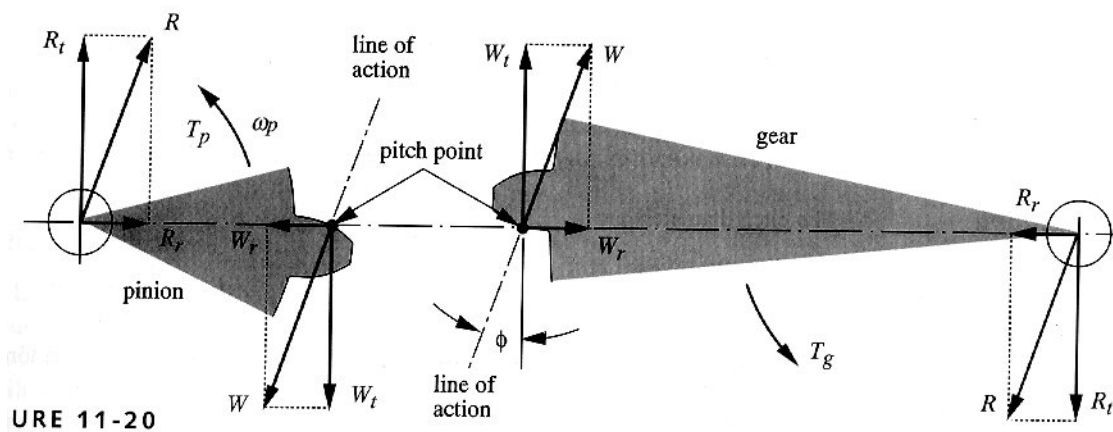
## ENGRENAGENS CILINDRICAS DE DENTES RETOS FERRAMENTAS PARA FABRICAR ENGRENAGENS



## DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS



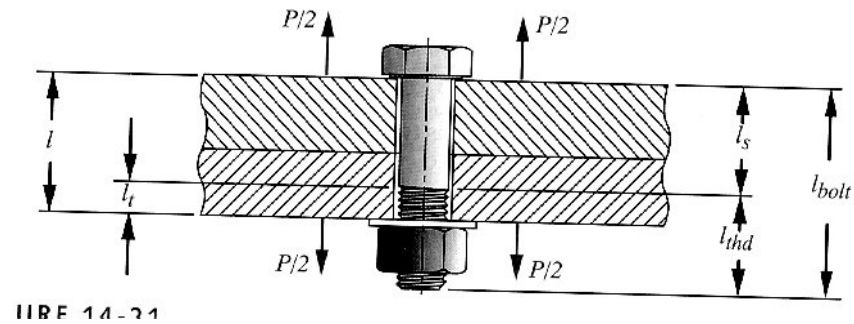
## DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS- FORÇAS ATUANTES



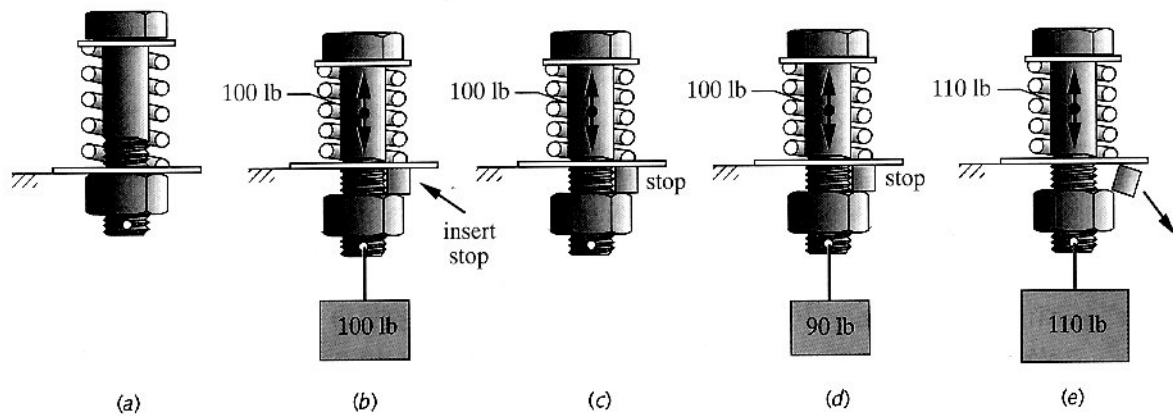
## CINEMATICA DO MECANISMO- INTERFERÊNCIA

## PARAFUSOS DE UNIÃO

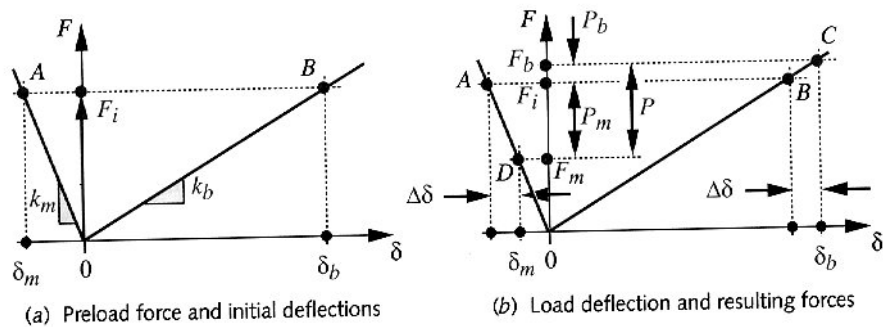
## DEFINIÇÕES – PEGA, CARGAS ATUANTES



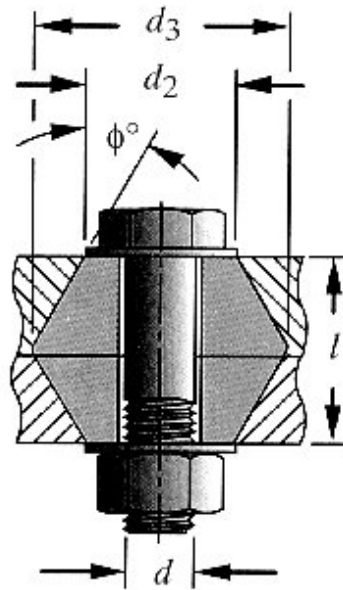
## DIAGRAMA DE FORÇAS



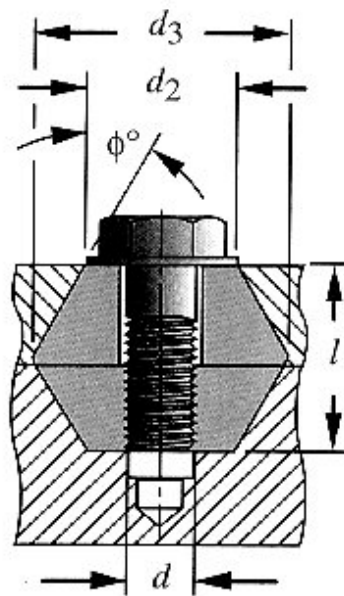
## PRÉ- CARGA E CARGA EXTERNA ATUANTES



## DIMENSIONAMENTO DE PARAFUSOS DE UNIÃO]



(a) Cone-frusta model



(b) Cap screw frusta

