

APRESENTAÇÃO

Comumente observamos que eixos empenam, pinos são esmagados e cortados, vigas deformam, rolamentos se desgastam, chavetas quebram, etc. Mas por que isso acontece? O que devemos fazer quando um desses imprevistos ocorre? Essas são perguntas que poderemos responder após compreendermos o estudo da resistência dos materiais.

Estudar a resistência dos materiais é saber até quando podemos trabalhar com uma determinada peça, analisar as causas das falhas e com isso evitar que continuem ocorrendo. Muitas vezes uma peça falha não porque esta gasta, mas sim, porque trabalhou em condições fora do normal, ou seja, fora das condições de projeto. Se uma peça é projetada para determinado tipo de trabalho é nessas condições que a mesma deve permanecer e não é só obrigação do projetista garantir que a peça funcione depois de fabricada, também é de dever do operador e do manutendor conhecer e analisar as condições de funcionamento para garantir a segurança e a qualidade do processo. Para conhecer as condições de trabalho de uma peça é crucial saber e compreender a resistência da mesma.

O estudo da resistência dos materiais é importante, pois é com ele que aprendemos a avaliar e calcular um diâmetro de um eixo para trabalhar com segurança, saber qual o melhor perfil de uma viga pra suportar um telhado de um galpão ou mesmo para fabricar a base de uma torre, saber quando de força um cabo suporta e em que condições ele vai suportar essa força.

A resistência dos materiais é um estudo muito fascinante e envolvente, porém para compreender tudo isso devemos nós dedicar a esse novo aprendizado e procurar estudar o máximo possível para dominar esse mundo de cálculos, propriedades e avaliações dimensionais.

SUMÁRIO

APRESENTAÇÃO.....	1
1 - INTRODUÇÃO	4
2. CLASSES DE SOLICITAÇÕES	6
3 - ESTÁTICA	9
3.1 - Forças	9
3.2 - Momento Estático	12
3.3 - Equilíbrio.....	13
3.4 - Alavancas	14
3.5 - Exercícios	15
4 - TENSÃO E DEFORMAÇÃO.....	18
4.1 - Tensão Normal σ	18
4.2 - Diagrama Tensão X Deformação	20
4.3 - Lei de Hooke	23
4.4 - Zonas de deformação: Elástica e Plástica	24
4.5 - Dimensionamento	25
4.6 - Tensão Admissível	26
4.7 - Coeficiente de segurança.....	27
4.8 - Exercícios	29
5 - TRAÇÃO E COMPRESSÃO	31
5.1 - Exercícios	33
6 - FLEXÃO	35
6.1 - Introdução	35
6.2 - Vigas	35
6.3 - Apoios	38
6.3.1 - Classificação.....	38
6.4 - Cargas.....	40
6.4.1 - Carga Concentrada	40
6.4.2 - Carga Distribuída Uniforme.....	40
6.4.3 - Carga Distribuída Variável.....	41
6.5 - Momento Fletor.....	41
6.6 - Deformação na Flexão	42
6.7 - Tensão de Flexão.....	44
6.8 - Dimensionamento	45

6.9 - Exercícios	49
7 - CISALHAMENTO	50
7.1 - Introdução	50
7.2 - Tensão de Cisalhamento.....	50
7.3 - Tensões de Esmagamento	53
7.4 – Exercícios	55
8 - TORÇÃO	56
8.1 - Introdução	56
8.2 - Tensão de Torção	57
8.3 - Exercícios	60
ANEXO A – PROPRIEDADES MECÂNICAS	61

1 - INTRODUÇÃO

A resistência dos materiais é um assunto bastante antigo. Os cientistas da antiga Grécia já tinham o conhecimento do fundamento da estática, porém poucos sabiam do problema de deformações. O desenvolvimento da resistência dos materiais seguiu-se ao desenvolvimento das leis da estática. Galileu (1564-1642) foi o primeiro a tentar uma explicação para o comportamento de alguns membros submetidos a carregamentos e suas propriedades e aplicou este estudo, na época, para os materiais utilizados nas vigas dos cascos de navios para marinha italiana.

Podemos definir que a ESTÁTICA considera os efeitos externos das forças que atuam num corpo e a RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS, por sua vez, fornece uma explicação mais satisfatória, do comportamento dos sólidos submetidos à esforços externos, considerando o efeito interno.

Na construção mecânica, as peças componentes de uma determinada estrutura devem ter dimensões e proporções adequadas para suportarem esforços impostos sobre elas. Exemplos:

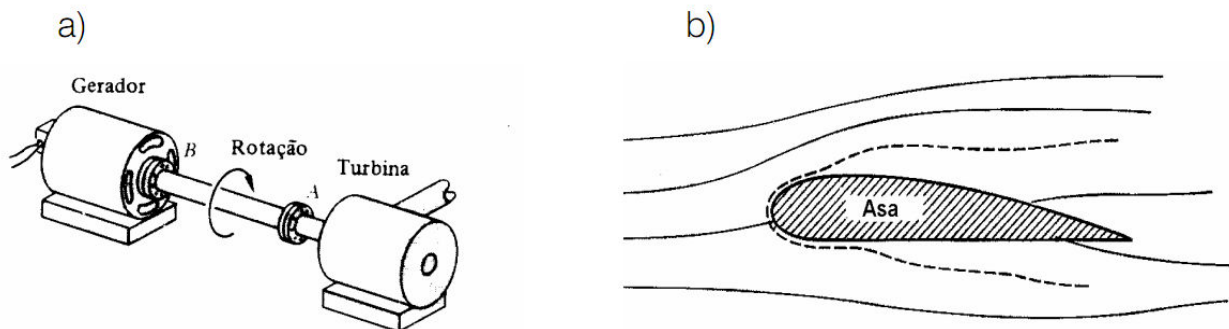


Figura 1 - a) O eixo de transmissão de uma máquina deve ter dimensões adequadas para resistir ao torque a ser aplicado; b) A asa de um avião deve suportar às cargas aerodinâmicas que aparecem durante o voo

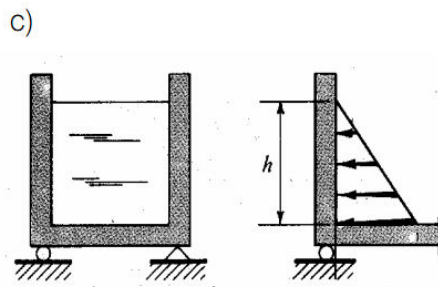


Figura 2 - As paredes de um reservatório de pressão deve ter resistência apropriada para suportar a pressão interna, etc.

O comportamento de um membro submetido a forças, não depende somente destas, mas também das características mecânicas dos materiais de fabricação dos membros. Estas informações provêm do laboratório de materiais onde estes são sujeitos a ação de forças conhecidas e então observados fenômenos como ruptura, deformação, etc.

2. CLASSES DE SOLICITAÇÕES

Quando um sistema de forças atua sobre um corpo, o efeito produzido é diferente segundo a direção e sentido e ponto de aplicação destas forças. Os efeitos provocados neste corpo podem ser classificados em esforços normais ou axiais, que atuam no sentido do eixo de um corpo, e em esforços transversais, atuam na direção perpendicular ao eixo de um corpo. Entre os esforços axiais temos a tração, a compressão e a flexão, e entre os transversais, o cisalhamento e a torção.

Quando as forças agem para fora do corpo, tendendo a alongá-lo no sentido da sua linha de aplicação, a solicitação é chamada de **TRAÇÃO**; se as forças agem para dentro, tendendo a encurtá-lo no sentido da carga aplicada, a solicitação é chamada de **COMPRESSÃO**.

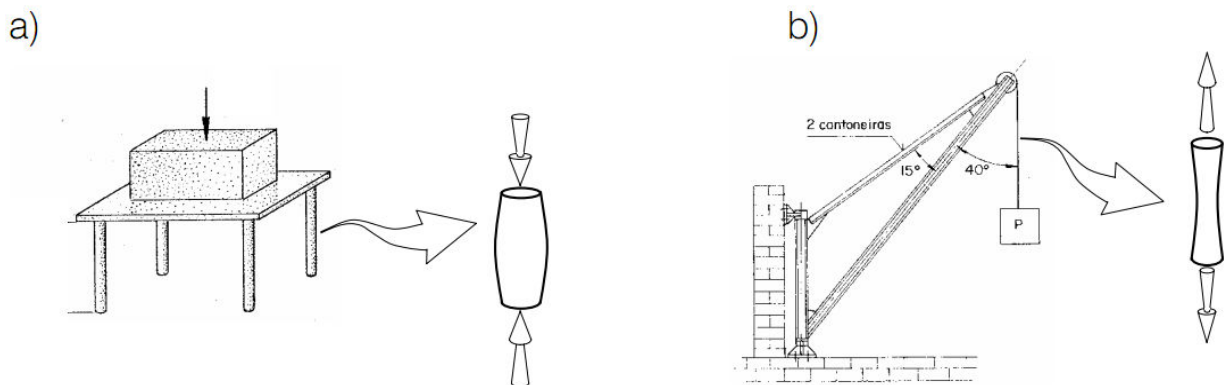


Figura 3 - a) Pés da mesa estão submetidos à compressão; b) Cabo de sustentação submetido à tração.

A **FLEXÃO** é uma solicitação transversal em que o corpo sofre uma deformação que tende a modificar seu eixo longitudinal.

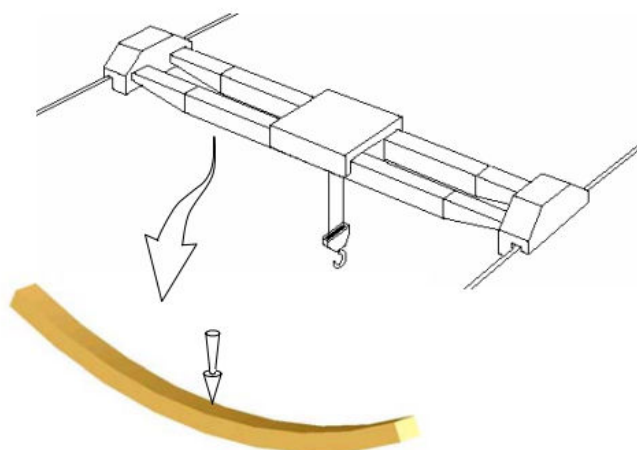


Figura 4 - Viga submetida à flexão.

A solicitação de CISCALHAMENTO é aquela que ocorre quando um corpo tende a resistir a ação de duas forças agindo próxima e paralelamente, mas em sentidos contrários.

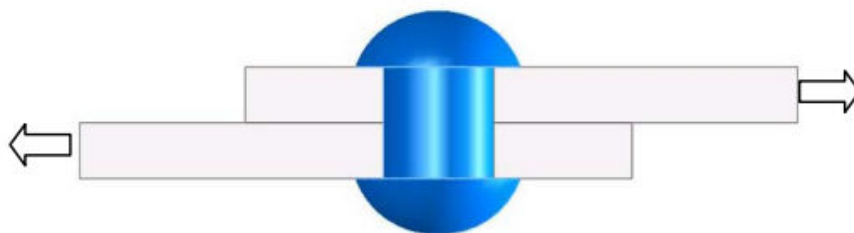


Figura 5 - Rebite submetido ao cisalhamento.

A TORÇÃO é um tipo de solicitação que tende a girar as seções de um corpo, uma em relação à outra.

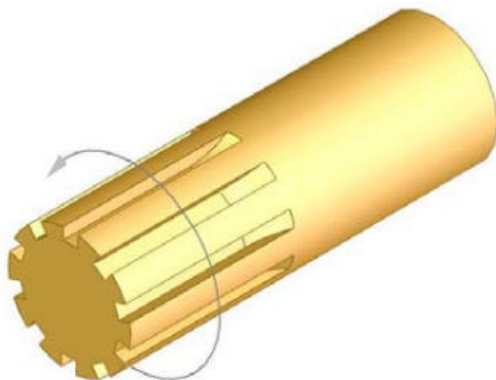


Figura 6 - Ponta de eixo submetida à torção.

Um corpo é submetido a SOLICITAÇÕES COMPOSTAS quando atuam sobre eles duas ou mais solicitações simples.

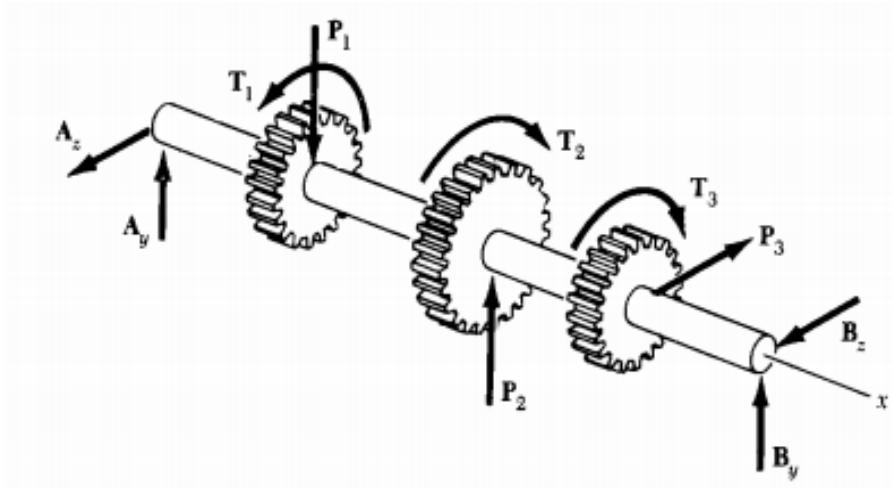


Figura 7 - Árvore de transmissão: Flexão-torção.

3 - ESTÁTICA

3.1 - Forças

O conceito de força é introduzido na mecânica em geral. As forças mais conhecidas são os pesos, que tem sempre sentido vertical para baixo, como por exemplo, o peso próprio de uma viga, ou o peso de uma laje sobre esta mesma viga.

As forças podem ser classificadas em concentradas e distribuídas. Na realidade todas as forças encontradas são distribuídas, ou seja, forças que atuam ao longo de um trecho, como os exemplos citados anteriormente e ainda em barragens, comportas, tanques, hélices, etc. Quando um carregamento distribuído atua numa região de área desprezível, é chamado de força concentrada. A força concentrada, tratada como um vetor, é uma idealização, que em inúmeros casos nos traz resultados com precisão satisfatória. No estudo de tipos de carregamentos, mais a diante, retornaremos a este assunto.

No sistema internacional (SI) as forças concentradas são expressas em Newton [N]. As forças distribuídas ao longo de um comprimento são expressas com as unidades de força pelo comprimento [N/m], [N/cm], [N/mm], etc.

A força é uma grandeza vetorial que necessita para sua definição, além da intensidade, da direção, do sentido e também da indicação do ponto de aplicação.

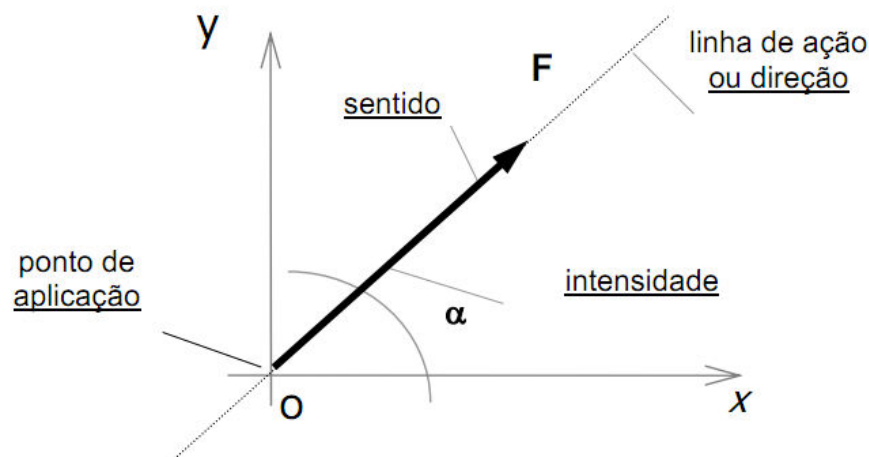


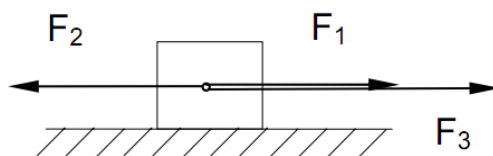
Figura 8 - Representação de uma força.

Duas ou mais forças constituem um sistema de forças, sendo que cada uma delas é chamada de componente. Todo sistema de forças pode ser substituído por uma única força chamada resultante, que produz o mesmo efeito das componentes.

Quando as forças agem numa mesma linha de ação são chamadas de coincidentes. A resultante destas forças terá a mesma linha de ação das componentes, com intensidade e sentido igual a soma algébrica das componentes.

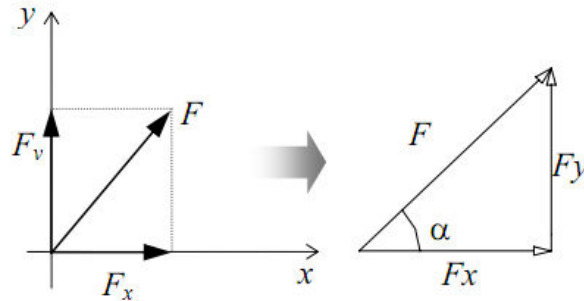
Exemplo 3.1

Calcular a resultante das forças $F_1 = 50\text{N}$, $F_2 = 80\text{N}$ e $F_3 = 70\text{N}$ aplicadas no bloco da figura abaixo:



$$\begin{aligned}
 F_{\text{resultante}} &= F_1 - F_2 + F_3 \\
 F_{\text{resultante}} &= 50 - 80 + 70 \\
 F_{\text{resultante}} &= 40\text{N}
 \end{aligned}$$

Sendo dada uma força F num plano “xy”, é possível decompô-la em duas outras forças F_x e F_y , como no exemplo abaixo:



Onde:

$$F_x = F \cdot \cos \alpha$$

$$F_y = F \cdot \sin \alpha$$

Da trigonometria sabemos que:

$$\sin \alpha = \frac{\text{cat.op.}}{\text{hip.}} \quad \text{e} \quad \cos \alpha = \frac{\text{cat.adj.}}{\text{hip.}}$$

então, para o exemplo acima, temos:

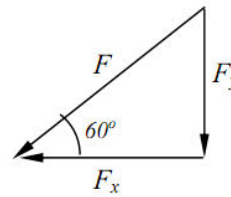
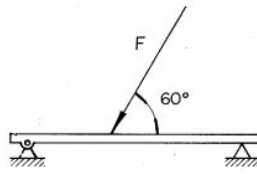
$$\sin \alpha = \frac{F_y}{F} \quad \text{e} \quad \cos \alpha = \frac{F_x}{F}$$

portanto:

$$F_y = F \cdot \sin \alpha \quad \text{e} \quad F_x = F \cdot \cos \alpha$$

Exemplo 3.2

Calcular as componentes horizontal e vertical da força de 200N aplicada na viga conforme figura abaixo.



$$\text{sen}60^\circ = \frac{F_y}{F}$$

$$\text{cos}60^\circ = \frac{F_x}{F}$$

$$\text{sen}60^\circ = \frac{F_y}{200}$$

$$\text{cos}60^\circ = \frac{F_x}{200}$$

$$F_x = 200 \cdot \text{sen}60^\circ$$

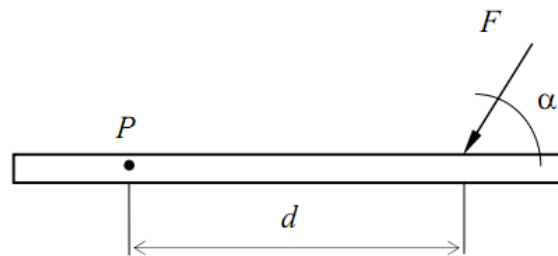
$$F_y = 200 \cdot \text{cos}60^\circ$$

$$F_x = 173,20N$$

$$F_y = 100N$$

3.2 - Momento Estático

Seja F uma força constante aplicada em um corpo, d a distância entre o ponto de aplicação desta força e um ponto qualquer P. Por definição, o momento “M” realizado pela força F em relação ao ponto P é dado pelo seguinte produto vetorial: Seja F uma força constante aplicada em um corpo, d a distância entre o ponto de aplicação desta força e um ponto qualquer P. Por definição, o momento “M” realizado pela força F em relação ao ponto P é dado pelo seguinte produto vetorial:



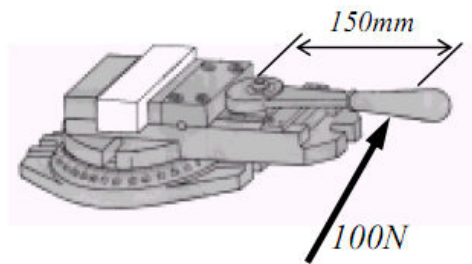
$$M = F \cdot d \cdot \text{sen} \alpha$$

quando $\alpha = 90^\circ$

$$\boxed{M = F \cdot d}$$

Exemplo 3.3

Calcular o momento provocado na alavanca da morsa, durante a fixação da peça conforme indicado na figura abaixo:



$$M = F \cdot d$$

$$M = 100 \cdot 150$$

$$M = 15000 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

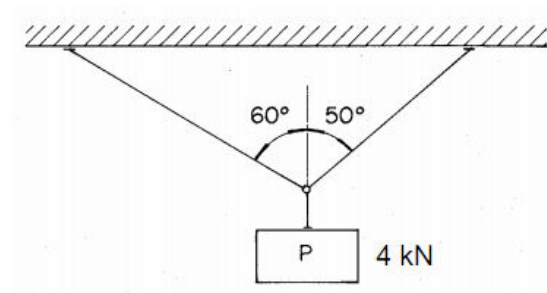
3.3 - Equilíbrio

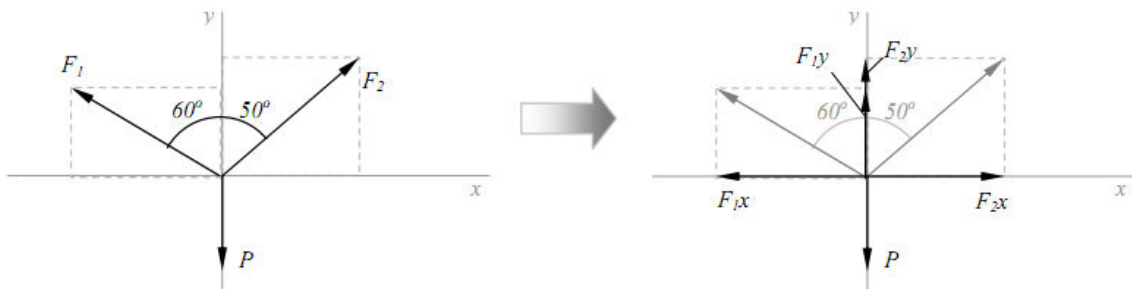
Para que um corpo esteja em equilíbrio é necessário que o somatório das forças atuantes e o somatório dos momentos em relação a um ponto qualquer sejam nulos.

	Convenções
$\Sigma F_x = 0$	$\rightarrow (+)$
$\Sigma F_y = 0$	$\uparrow (+)$
$\Sigma M_z = 0$	$\curvearrowright (+)$

Exemplo 3.4

Calcular a carga nos cabos que sustentam o peso de 4 kN, como indicado nas figuras:





$$\sum F_x = 0 (\rightarrow +)$$

$$-F_1x + F_2x = 0$$

$$-F_1 \sin 60^\circ + F_2 \sin 50^\circ = 0$$

$$F_2 = F_1 \frac{\sin 60^\circ}{\sin 50^\circ}$$

$$F_2 = F_1 \cdot 1,13$$

$$\sum F_y = 0 (\uparrow +)$$

$$F_1y + F_2y - P = 0$$

$$F_1 \cos 60^\circ + F_2 \cos 50^\circ - 4 = 0$$

$$F_1 \cdot 0,50 + F_2 \cdot 0,64 = 4$$

$$F_1 \cdot 0,50 + (F_1 \cdot 1,13) \cdot 0,64 = 4$$

$$F_1 \cdot 0,50 + F_1 \cdot 0,72 = 4$$

$$F_1 = \frac{4}{0,50 + 0,72}$$

$$F_1 = 3,27 \text{ kN}$$

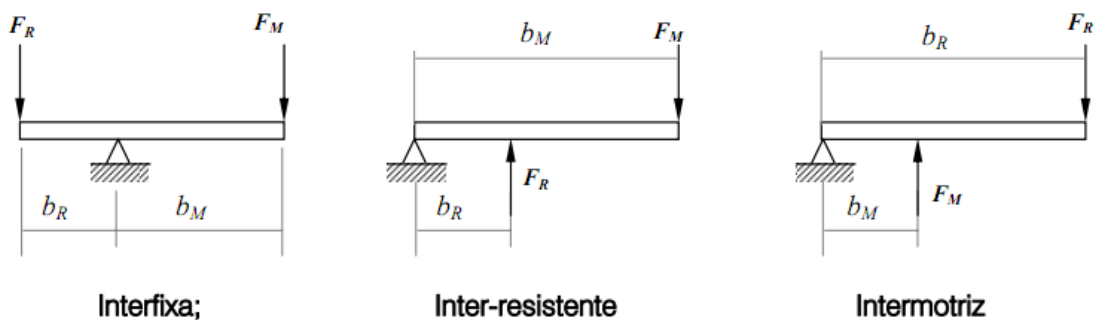
$$F_2 = F_1 \cdot 1,13$$

$$F_2 = 3,27 \cdot 1,13$$

$$F_2 = 3,70 \text{ kN}$$

3.4 - Alavancas

De acordo com a posição do apoio, aplicação da força motriz (FM) e da força resistente (FR), as alavancas podem ser classificadas como:



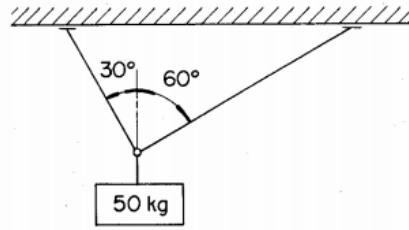
A relação entre estas forças e os braços (motriz e resistente) das alavancas apresentadas, de acordo com a terceira equação de equilíbrio apresentada no item anterior é:

$$F_M \cdot b_M = F_R \cdot b_R$$

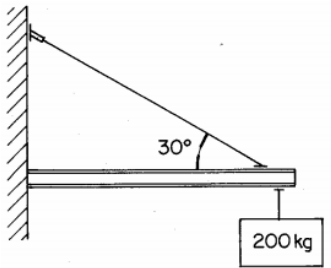
3.5 - Exercícios

1) Calcular a carga nos cabos que sustentam os pesos nas figuras abaixo:

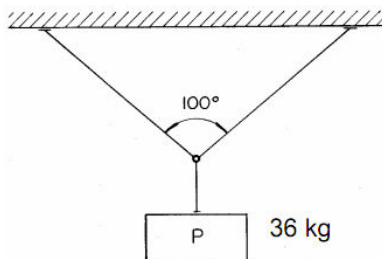
a)



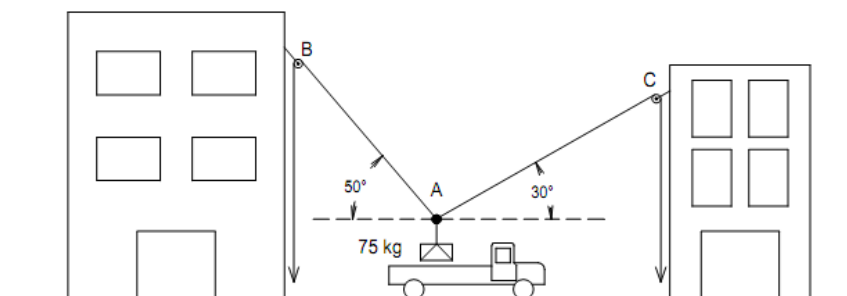
b)



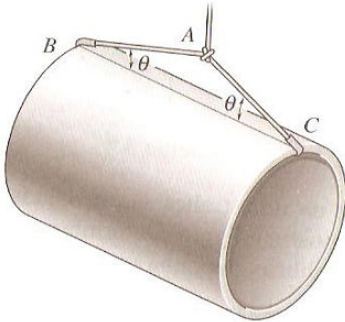
c)



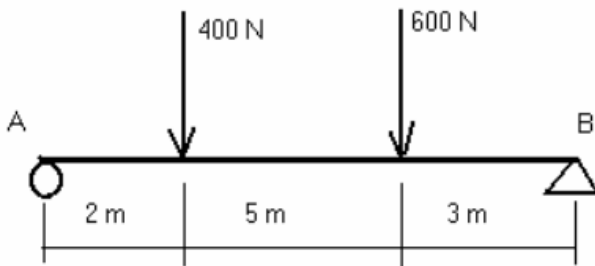
d)



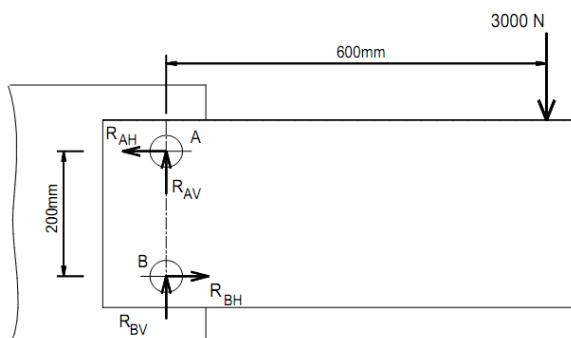
2) A ilustração abaixo mostra um sistema configurado para erguer dutos de grande porte, sabendo que cada duto pesa em média F Kg e o ângulo θ mede aproximadamente 45° , calcule a força nos cabos BA e CA.



3) Calcule as reações nos apoios A e B mostrados no esquema abaixo, sabendo que o corpo está em equilíbrio.

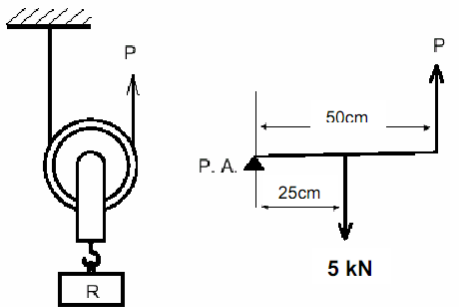


4) Figura abaixo mostra uma junta rebitada, composta por dois rebites do mesmo diâmetro. Determine as forças horizontais e verticais atuantes nos rebites.

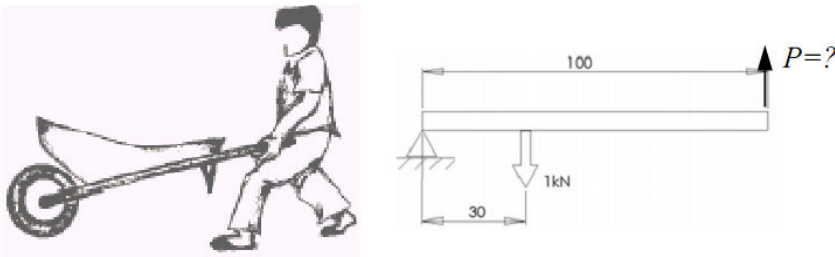


5) Classifique o tipo de alavanca e calcule a força necessária para mantê-las em equilíbrio.

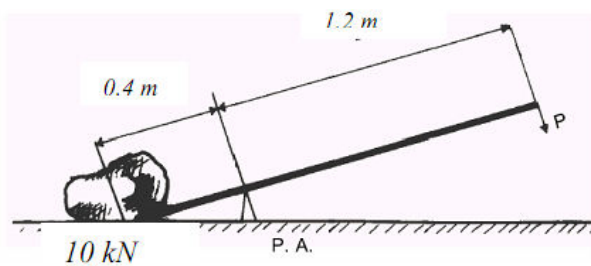
a)



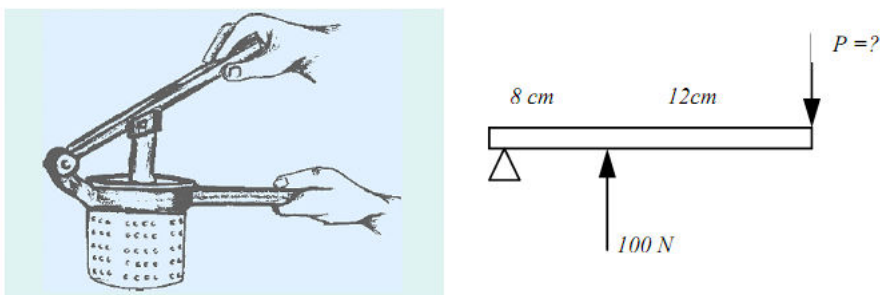
b)



c)



d)



4 - TENSÃO E DEFORMAÇÃO

Tensão é ao resultado da ação de cargas externas sobre uma unidade de área da seção analisada na peça, componente mecânico ou estrutural submetido à solicitações mecânicas. A direção da tensão depende do tipo de solicitação, ou seja da direção das cargas atuantes. As tensões provocadas por tração compressão e flexão ocorrem na direção normal (perpendicular) à área de seção transversal e por isso são chamadas de tensões normais, representadas pela letra grega sigma (σ). As tensões provocadas por torção e cisalhamento atuam na direção tangencial a área de seção transversal, e assim chamadas de tensões tangenciais ou cisalhantes, e representadas pela letra grega tau (τ).

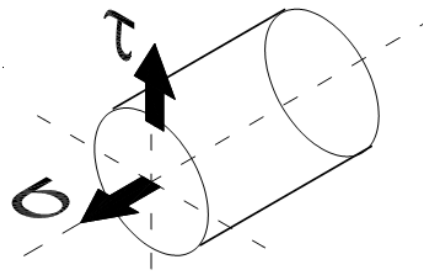


Figura 9 - Representação das direções de atuação das tensões normais (σ) e tangenciais (τ). Observe que a tensão normal (σ) atua na direção do eixo longitudinal, ou seja, perpendicular à seção transversal, enquanto que a tensão de cisalhamento (τ) é tangencial à

4.1 - Tensão Normal σ

A carga normal F , que atua na peça, origina nesta, uma tensão normal “ σ ” (sigma), que é determinada através da relação entre a intensidade da carga aplicada “ F ”, e a área de seção transversal da peça “ A ”.



$$\sigma = \frac{F}{A}$$

onde:

σ - [N/mm²; MPa; ...]

F - [N; kN; ...]

A - [m²; mm²; ...]

No Sistema Internacional, a força é expressa em Newtons (N), a área em metros quadrados (m²). A tensão (σ) será expressa, então, em N/m², unidade que é denominada Pascal (Pa). Na prática, o Pascal torna-se uma medida muito pequena para tensão, então usa-se múltiplos desta unidade, que são o quilopascal (KPa), megapascal (MPa) e o gigapascal (Gpa).

1 Pa	1 N/m ²
1 MPa	1 N/mm ²
1 GPa	1 KN/mm ²
1 GPa	10 ³ MPa

Exemplo 4.1

Uma barra de seção circular com 50 mm de diâmetro, é tracionada por uma carga normal de 36 kN. Determine a tensão normal atuante na barra.

- Força normal:

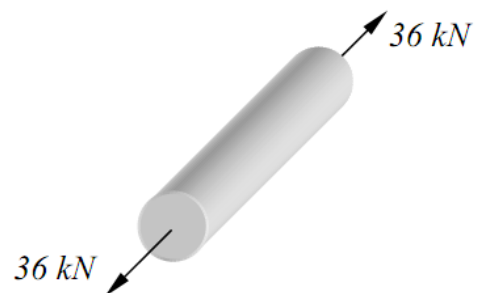
$$F = 36\text{KN} = 36000\text{N}$$

- Calculo da área de secção circular:

$$A = \pi \cdot r^2 = 3,14 \cdot (25\text{mm})^2 = 1963,5\text{mm}^2$$

- Tensão normal:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{36000}{1963,5} = 18,33\text{MPa}$$



4.2 - Diagrama Tensão X Deformação

Na disciplina de Resistência dos Materiais é necessário conhecer o comportamento dos materiais quando submetidos a carregamentos. Para obtermos estas informações, é feito um ensaio mecânico numa amostra do material chamada de corpo de prova (CP). Neste ensaio, são medidas a área de secção transversal “A” do corpo de prova e a distância “ L_0 ” entre dois pontos marcados neste.

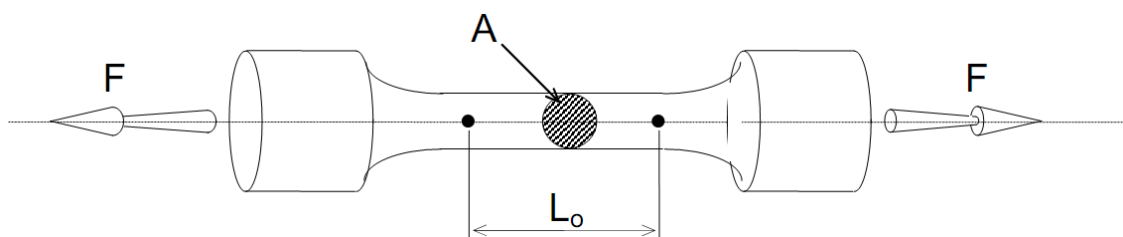


Figura 10 - Corpo de prova.

No ensaio de tração, o CP é submetido a uma carga normal “F”. A medida que este carregamento aumenta, pode ser observado um aumento na distância entre os pontos marcados e uma redução na área de seção transversal, até a ruptura do material. A partir da medição da variação destas grandezas, feita pela máquina de ensaio, é obtido o diagrama de tensão x deformação.

O diagrama tensão - deformação varia muito de material para material, e ainda, para um mesmo material podem ocorrer resultados diferentes devido a variação de temperatura do corpo de prova e da velocidade da carga aplicada. Entre os diagramas σ x ϵ de vários grupos de materiais é possível, no entanto, distinguir algumas características comuns; elas nos levam a dividir os materiais em duas importantes categorias, que são os materiais dúteis e os materiais frágeis.

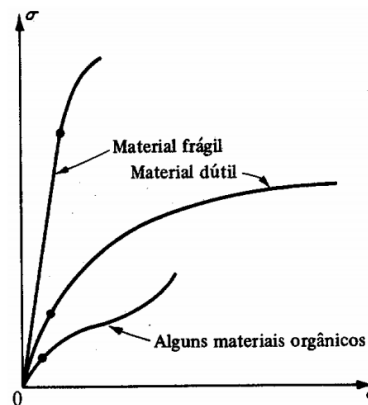


Figura 11 - Comportamento mecânico de materiais dúcteis e frágeis.

Os materiais dúcteis como o aço, cobre, alumínio e outros, são caracterizados por apresentarem escoamento a temperaturas normais. O corpo de prova é submetido a carregamento crescente, e com isso seu comprimento aumenta, de início lenta e proporcionalmente ao carregamento. Desse modo, a parte inicial do diagrama é uma linha reta com grande coeficiente angular. Entretanto, quando é atingido um valor crítico de tensão σ_E , o corpo de prova sofre uma grande deformação com pouco aumento da carga aplicada. A deformação longitudinal de um material é definida como:

$$\varepsilon = \frac{l_f - l_o}{l_o} \times 100 [\%]$$

onde:

ε - deformação [%]

l_o - comprimento inicial do CP [mm, cm, ...]

l_f - comprimento final do CP [mm, cm, ...]

Quando o carregamento atinge certo valor máximo, o diâmetro do CP começa a diminuir, devido a perda de resistência local. A esse fenômeno é dado o nome de estrição.

Após ter começado a estrição, um carregamento mais baixo é o suficiente para a deformação do corpo de prova, até a sua ruptura. A tensão σ_E correspondente ao início do escoamento é chamado de tensão de escoamento do material; a tensão σ_R correspondente a carga máxima aplicada ao material é conhecida como tensão limite de resistência e a tensão σ_T correspondente ao ponto de ruptura é chamada tensão de ruptura.

Estes valores podem ser adquiridos ensaiando a peça ou pesquisando em tabelas de propriedades mecânicas de materiais, no Anexo A temos uma tabela que mostra valores de resistências para alguns materiais ferrosos e não-ferrosos.

Materiais frágeis, como ferro fundido, vidro e pedra, são caracterizados por uma ruptura que ocorre sem nenhuma mudança sensível no modo de deformação do material. Então para os materiais frágeis não existe diferença entre tensão de resistência e tensão de ruptura. Além disso, a deformação até a ruptura é muito pequena nos materiais frágeis em relação aos materiais dúcteis. Não há estrição nos materiais frágeis e a ruptura se dá em uma superfície perpendicular ao carregamento.

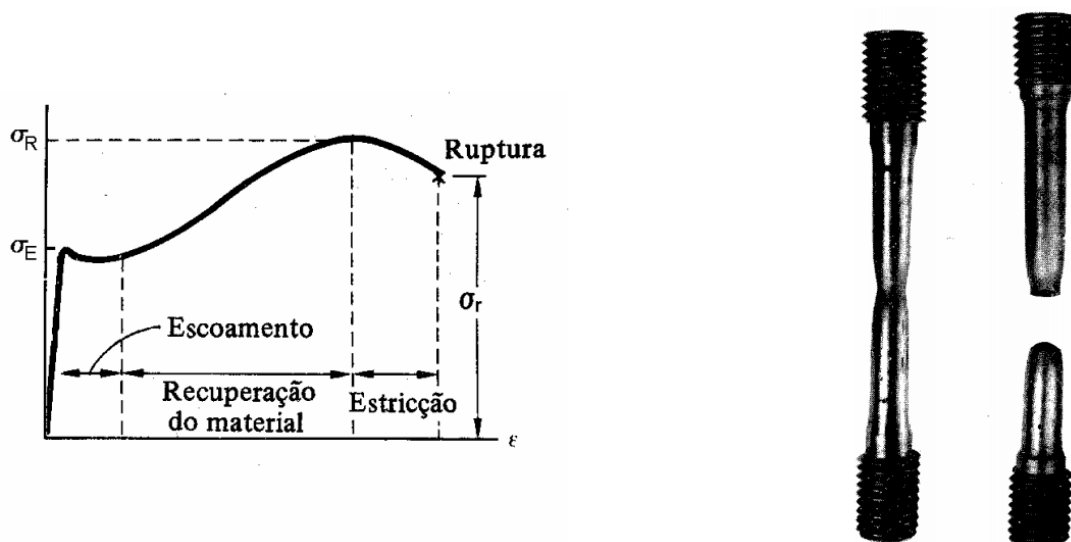


Figura 12 - a) Diagrama $\sigma \times \epsilon$ de um aço de baixo teor de carbono; b) Estrição e ruptura dúctil.

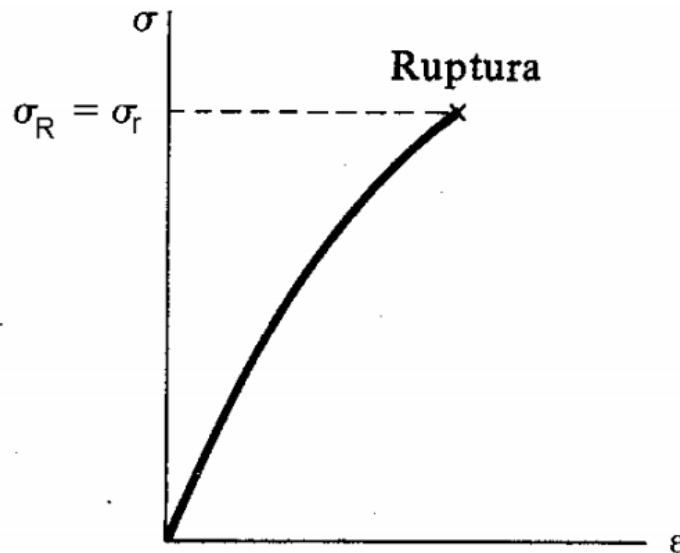


Figura 13 - a) Diagrama σ x ϵ de um material frágil; b) Ruptura frágil.

4.3 - Lei de Hooke

No trecho inicial do diagrama da figura 12, a tensão σ é diretamente proporcional à deformação ϵ e podemos escrever:

Essa relação é conhecida como Lei de Hooke, e se deve ao matemático inglês Robert Hooke (1635-1703). O coeficiente E é chamado módulo de elasticidade ou módulo de Young (cientista inglês, 1773-1829), que é determinado pela força de atração entre átomos dos materiais, isto é, quando maior a atração entre átomos, maior o seu módulo de elasticidade. Exemplos: $E_{\text{aço}} = 210 \text{ GPa}$; $E_{\text{alumínio}} = 70 \text{ GPa}$.

Como sabemos que

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad \text{e} \quad \sigma = \frac{F}{A}$$

, podemos escrever a seguinte relação para o alongamento (Δl):

$$\Delta l = \frac{F \cdot l}{A \cdot E}$$

O alongamento será positivo (+), quando a carga aplicada tracionar a peça, e será negativo (-) quando a carga aplicada comprimir a peça.

Exemplo 4.2

Uma barra de alumínio de possui uma secção transversal quadrada com 60 mm de lado, o seu comprimento é de 0,8m. A carga axial aplicada na barra é de 30 kN. Determine o seu alongamento. $E_{al} = 70 \text{ MPa}$.

a) Força normal:

$$F = 30 \text{ kN} = 30000 \text{ N}$$

b) Comprimento inicial da barra:

$$l = 0,8 \text{ m} = 800 \text{ mm}$$

c) Área de secção quadrada:

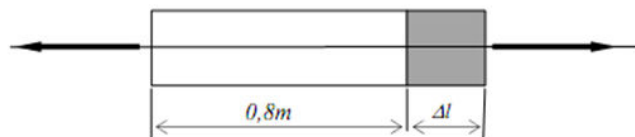
$$A = a^2 = 60^2 = 3600 \text{ mm}^2$$

d) Alongamento:

$$\Delta l = \frac{30000 \cdot 800}{3600 \cdot 70 \times 10^3}$$

$$\Delta l = 0,0952 \text{ mm}$$

$$\Delta l = 9,52 \times 10^{-2} \text{ mm}$$



⚡ Como neste exemplo o módulo de elasticidade foi dado em **MPa** ($1 \text{ MPa} = 1 \text{ N/mm}^2$), as unidades de comprimento foram convertidas para milímetros.

4.4 - Zonas de deformação: Elástica e Plástica

Zona elástica: de 0 até A as tensões são diretamente proporcionais às deformações, onde ao esforçar o material o mesmo responde com deformações temporárias, isto porque as deformações

ocorrem por forças internas que esticam as ligações que mantêm a estrutura do material, esticam porém não rompem as ligações por esse motivo as deformações são temporárias. O ponto A é chamado limite de elasticidade, pois, ele geralmente marca o fim da zona elástica. Daí em diante inicia-se uma curva, começa o chamado escoamento.

O escoamento caracteriza-se por um aumento considerável da deformação com pequeno aumento da força de tração, isto ocorre devido ao rompimento de ligações. No ponto B inicia-se a região plástica.

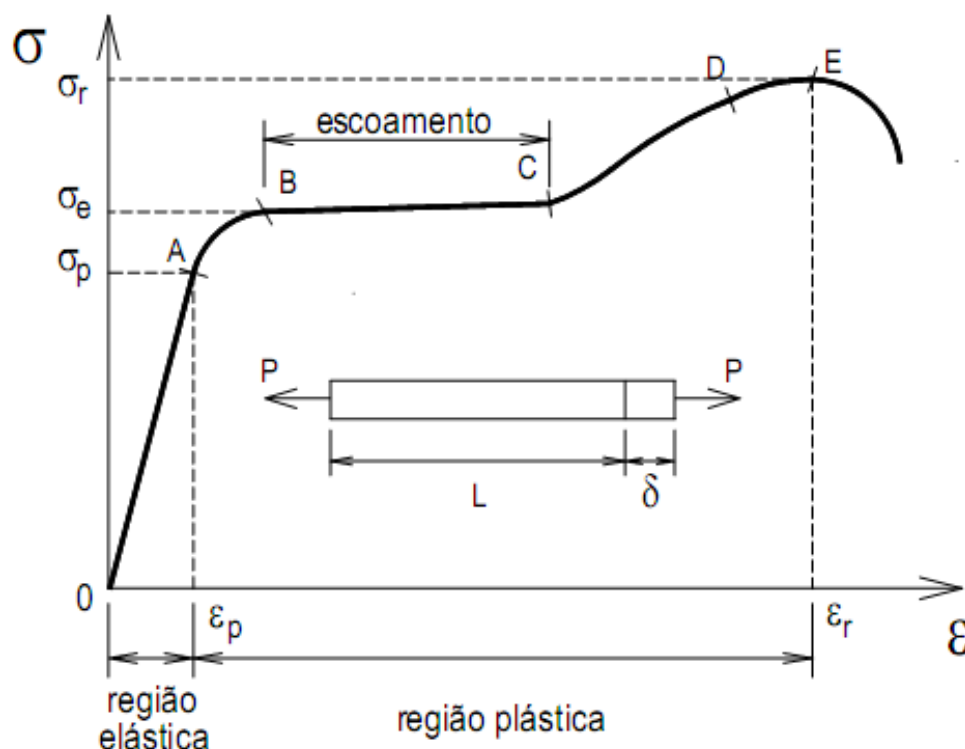


Figura 14 - Diagrama Tensão x Deformação.

A zona plástica caracteriza-se por formação de novas ligações internas no material, como ligações já foram rompidas e refeitas, a partir desse ponto as deformações são permanentes, ou seja, ao aliviar as cargas na peça a mesma não retorna ao seu estado original.

4.5 - Dimensionamento

Nas aplicações práticas, a determinação de tensões é um importante passo para o desenvolvimento de dois estudos relacionados a:

- Análise de estruturas e máquinas existentes, com o objetivo de prever o seu comportamento sob condições de cargas especificadas.
- Projeto de novas máquinas e estruturas, que deverão cumprir determinadas funções de maneira segura e econômica.

Em ambos os casos, é necessário saber como o material empregado vai atuar sob as condições de carregamento, seja na tração, compressão, flexão, cisalhamento e torção. Para cada material isto pode ser determinado através de uma série de ensaios específicos a cada tipo de sollicitação, de onde obtemos dados importantes como as tensões de escoamento e ruptura.

4.6 - Tensão Admissível

No projeto de um elemento estrutural ou componente de máquina, deve-se considerar que a carga limite do material seja maior que o carregamento que este irá suportar em condições normais de utilização. Este carregamento menor é chamado de admissível, de trabalho ou de projeto. Quando se aplica a carga admissível, apenas uma parte da capacidade do material está sendo sollicitada, a outra parte é reservada para garantir ao material, condições de utilização segura.

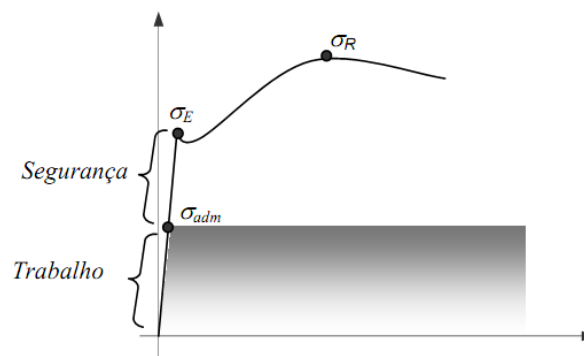


Figura 15 - Tensão admissível

A tensão admissível é a tensão ideal de trabalho para o material nas circunstâncias apresentadas. Geralmente, esta tensão deverá ser mantida na região de deformação elástica do material.

Porém, ha casos em que a tensão admissível poderá estar na região de deformação plástica do material, visando principalmente a redução do peso de construção como acontece na construção de aviões, foguetes, mísseis, etc.

Para nosso estudo, nos restringiremos somente ao primeiro caso (região elástica) que é o que frequentemente ocorre na prática.

$$\text{Materiais Frágeis} \rightarrow \sigma_{adm} = \sigma_R / Sg$$

$$\text{Materiais Dúteis} \rightarrow \sigma_{adm} = \sigma_E / Sg$$

A tensão admissível é determinada através da relação σ_E (tensão de escoamento) coeficiente de segurança (Sg) para os materiais dúcteis, σ_R (tensão de ruptura) coeficiente de segurança (Sg) para os materiais frágeis.

4.7 - Coeficiente de segurança

O coeficiente de segurança é utilizado no dimensionamento dos elementos de construção visando assegurar o equilíbrio entre a qualidade de construção e seu custo. A fixação do coeficiente de segurança é feita nas normas de cálculo e, muitas vezes, pelo próprio projetista, baseado em experiências e de acordo com seu critério. A determinação do coeficiente de segurança adequado para diferentes aplicações requer uma análise cuidadosa, que leve em consideração diversos fatores, tais como:

1. Material a ser aplicado;
2. Tipo de carregamento;
3. Frequência de carregamento;
4. Ambiente de atuação;
5. Grau de importância do membro projetado.

As especificações para coeficientes de segurança de diversos materiais e para tipos diferentes de carregamentos em vários tipos de estruturas são dados pelas Normas Técnicas da Associação Brasileira de Normas Técnicas.

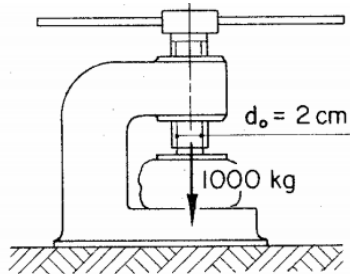
Na Tabela 1 podemos verificar alguns fatores de segurança para cada tipo de serviço que um cabo pode ter. Por exemplo, se formos projetar um cabo para uma ponte rolante deveremos usar um fator de no máximo 8.

Tabela 1 - Fator de Segurança para cabos.

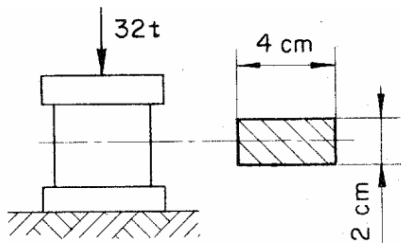
APLICAÇÕES	FATORES DE SEGURANÇA
CABOS E CORDOALHAS ESTÁTICAS	3 A 4
CABO PARA TRAÇÃO NO SENTIDO HORIZONTAL	4 A 5
GUINCHOS, GUINDASTES, ESCAVADEIRAS	5
PONTES ROLANTES	6 A 8
TALHAS ELÉTRICAS E OUTRAS	7
GUINDASTES ESTACIONÁRIOS	6 A 8
LAÇOS	5 A 6
ELEVADORES DE OBRA	8 A 10
ELEVADORES DE PASSAGEIROS	12

4.8 - Exercícios

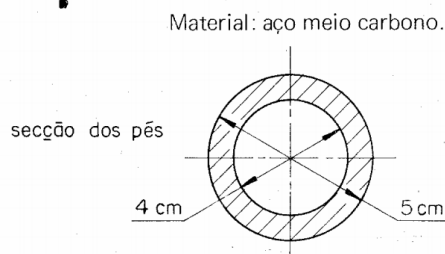
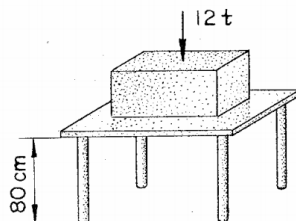
- 1) No dispositivo abaixo, calcular a tensão normal atuante no parafuso.



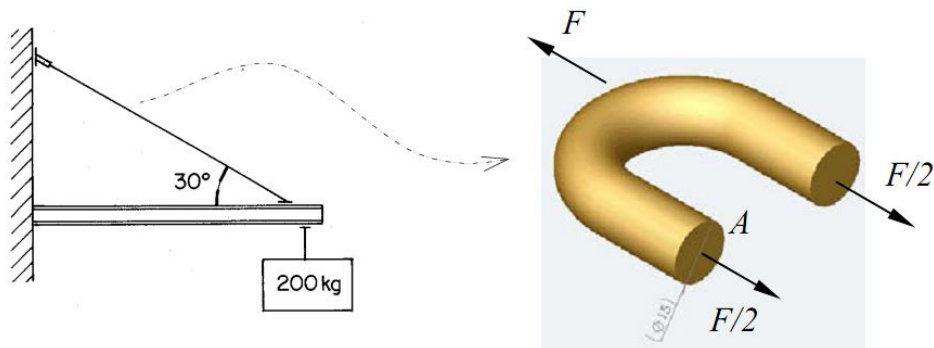
- 2) A peça abaixo foi submetida ao ensaio de compressão e sofreu rupturas com a carga de 32 t. Calcular a tensão de ruptura à compressão do material.



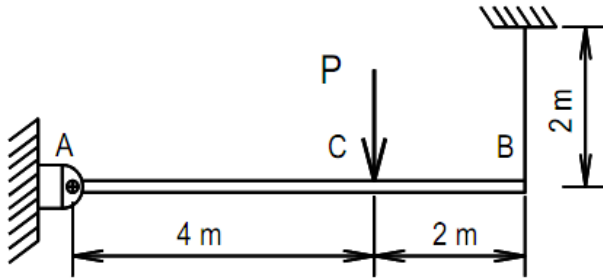
- 3) Calcular o encurtamento dos pés da mesa em figura. Material: aço ABNT 1020



- 4) Determinar a tensão atuante na corrente que sustenta a estrutura indicada:



- 5) viga da Figura está apoiada em A por meio de um pino e sustentada no ponto B por meio de um cabo de aço de 4mm de diâmetro. Ao se aplicar uma carga de P no ponto C, o cabo sofre um alongamento de 0,2cm. Determine a carga P, sabendo que o cabo é de aço ($E=200\text{GPa}$).



6) Desenhe um diagrama tensão – deformação característico de um aço, Indique os seguintes pontos: tensão/deformação de escoamento e tensão/deformação de ruptura. Fale sobre a zona elástica e zona plástica, mostre essas zonas no gráfico.

7) Defina alongamento e deformação.

5 - TRAÇÃO E COMPRESSÃO

Podemos afirmar que uma peça está submetida a esforços de tração ou compressão, quando uma carga normal (tem a direção do eixo da peça) F , atuar sobre a área de secção transversal da peça. Quando a carga atuar no sentido dirigido para o exterior da peça, a peça está tracionada. Quando o sentido da carga estiver dirigido para o interior da peça, a barra estará comprimida.

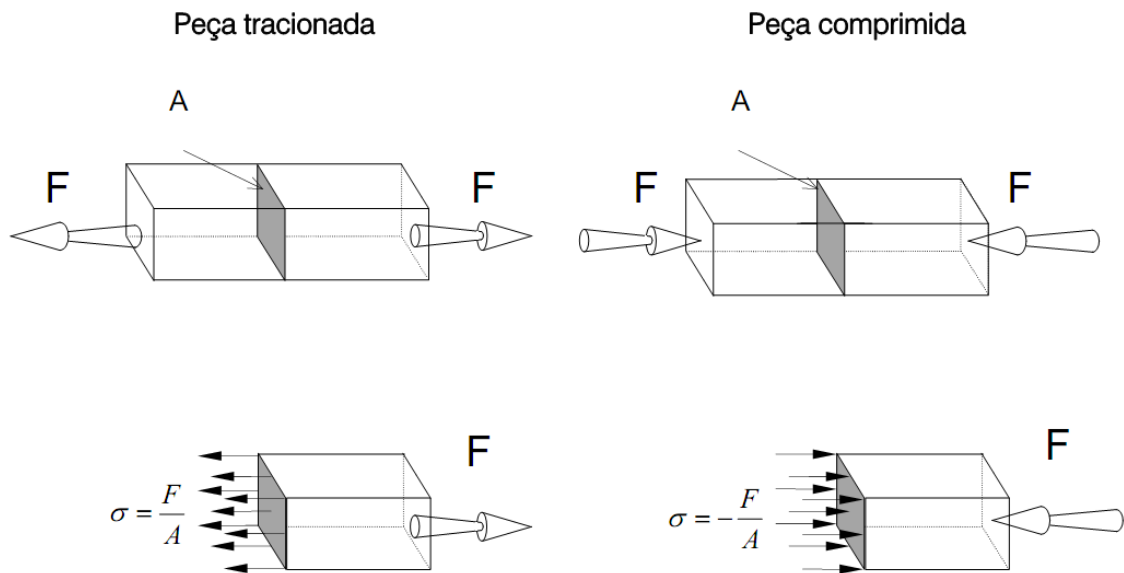
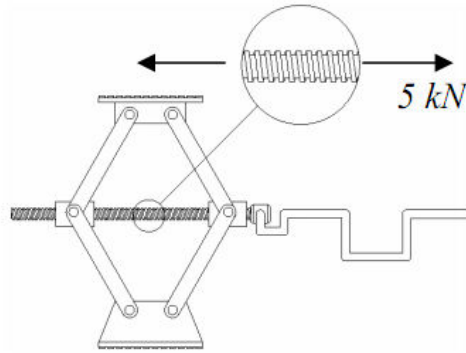


Figura 16 - Tensões internas.

Como exemplo de peças tracionadas, temos as correias, os parafusos, os cabos de aço, correntes. A compressão, por sua vez, pode ocorrer em ferramentas de estampagem, em pregos (durante o martelamento), trilhos, vigas de concreto, etc.

Exemplo 5.1

Determinar o diâmetro interno do fuso para o caso abaixo, sendo que este deve ser produzido em aço ABNT 1020 laminado a quente usando um fator de segurança igual a 2.



-Para o Aço ABNT 1020 laminado a quente (LQ):

$$\sigma_E = 180 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_E}{Sg} = \frac{180 \text{ MPa}}{2} = 90 \text{ MPa}$$

-Calculando a área:

$$\sigma_{adm} = \frac{F}{A} \therefore A = \frac{50000}{90} = 55,55 \text{ mm}^2$$

-Calculo do diâmetro:

$$A = \pi \cdot r^2 \therefore r^2 = \frac{A}{\pi} = \frac{55,55}{3,14} = 17,69 \text{ mm}^2$$

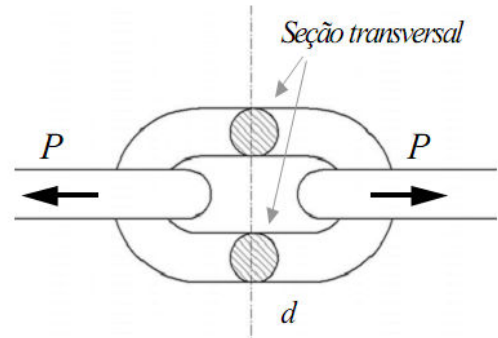
$$r = \sqrt{17,69} = 4,2$$

$$D = 2 \cdot r = 2 \cdot 4,2 = 8,4 \text{ mm} \cong 3/8''$$

5.1 - Exercícios

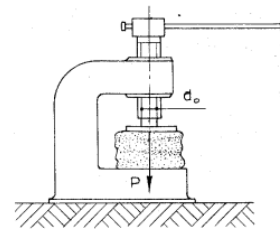
1) Para o elo da corrente representado abaixo, calcule o diâmetro d , considerando os seguintes dados:

- Material: Aço ABNT 1010 (Laminado);
- Carga de tração: $P = 20\text{kN}$
- Fator de segurança: $S_g = 2$

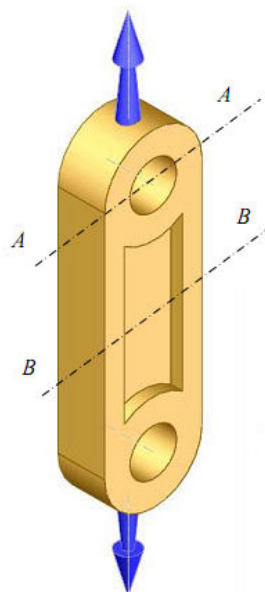


2) Calcular o diâmetro d_0 do parafuso no dispositivo abaixo:

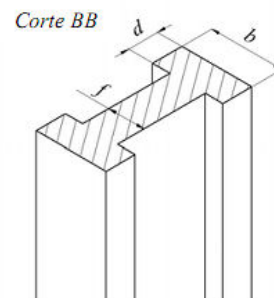
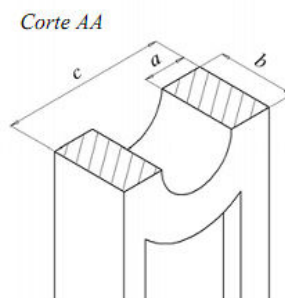
- Dados:
- $P = 20\text{ kN}$
- Material do parafuso: aço ABNT 1020
- Fator de segurança = 2



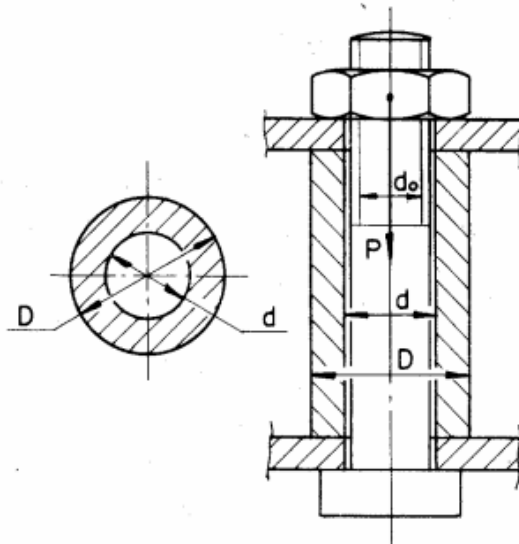
3) Calcular as dimensões das seções AA e BB da haste de ferro fundido cinzento apresentada na figura abaixo, na qual será aplicado uma carga de tração equivalente a 50 kN. (diâmetro do furo = 20 mm).



Dados:
 $a = b/2$
 $d = a/2$
 $S_g = 2$



4) No dispositivo apresentado na figura abaixo, a porca exerce uma carga de aperto equivalente a 20 kN provoca tração no parafuso de aço ABNT 1030 laminado a quente e compressão na bucha de aço ABNT 1010 trefilado. Usando um fator de segurança igual a 3, determine os diâmetros d_o , d e D .



6 - FLEXÃO

6.1 - Introdução

Definimos como flexão a solicitação que provoca, ou tende a provocar, curvatura nas peças. O esforço solicitante responsável por este comportamento é chamado de momento fletor, podendo ou não ser acompanhado de esforço cortante e força normal.

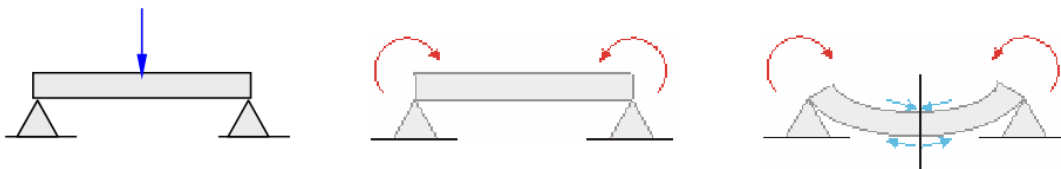


Figura 17 - Viga em flexão.

A flexão é provavelmente o tipo mais comum de solicitação produzida em componentes de máquinas, os quais atuam como vigas quando, em funcionamento, transmitem ou recebem esforços.

6.2 - Vigas

Estrutura linear que trabalha em posição horizontal ou inclinada, assentada em um ou mais apoios e que tem a função de suportar os carregamentos normais à sua direção (se a direção da viga é horizontal, os carregamentos são verticais).

Muitos problemas envolvendo componentes sujeitos à flexão podem ser resolvidos aproximando-os de um modelo de viga, como mostra o exemplo abaixo:

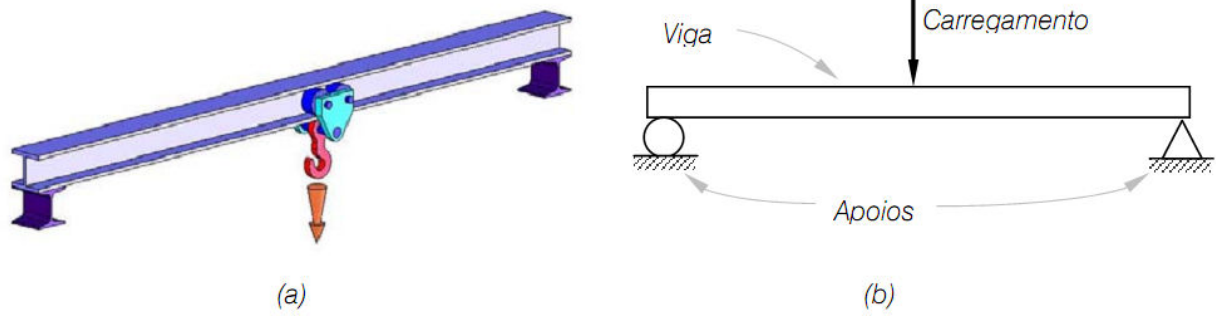


Figura 18 - (a) Talha transportadora; (b) o problema representado por um modelo de viga.

A figura acima mostra que um modelo de viga apresenta elementos que a definem, tais como os apoios e carregamento suportado. Estes elementos podem variar a cada modelo, e por isso são classificados quanto:

POSIÇÃO

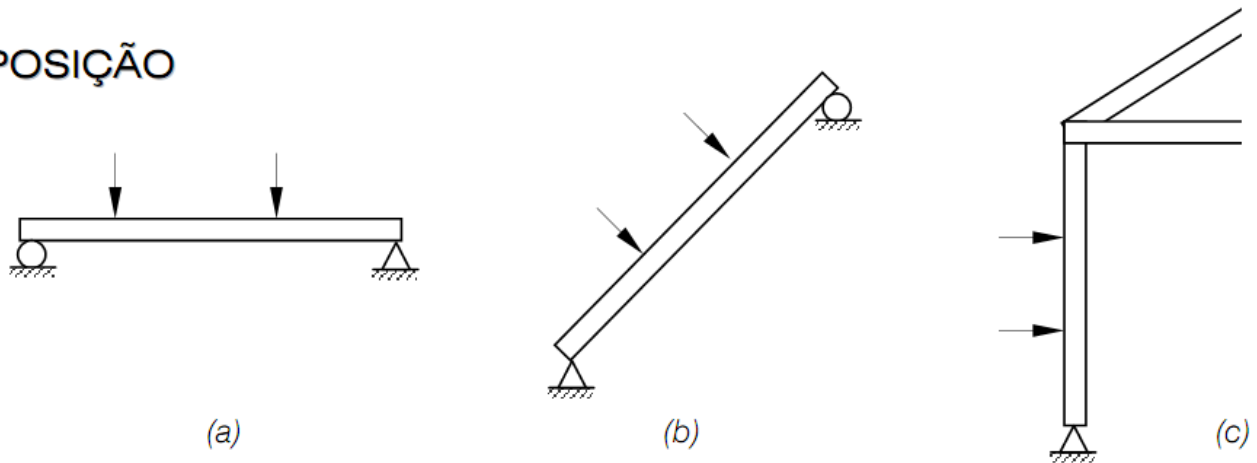


Figura 19 - Vigas na posição (a) horizontal, (b) inclinada e (c) vertical.

FORMATO

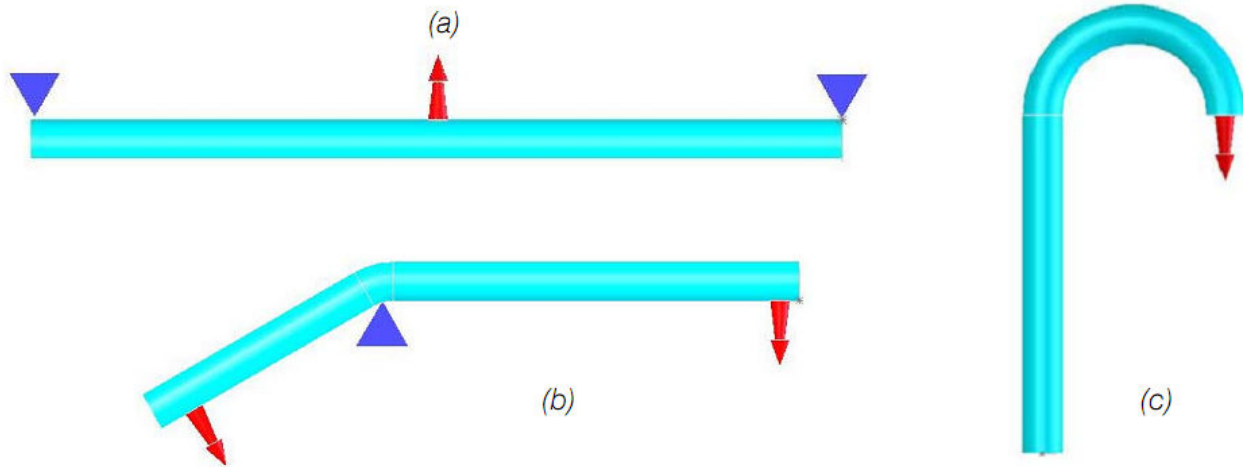


Figura 20 - Vigas (a) reta, (b) angular e (c) curva.

SEÇÃO TRANSVERSAL

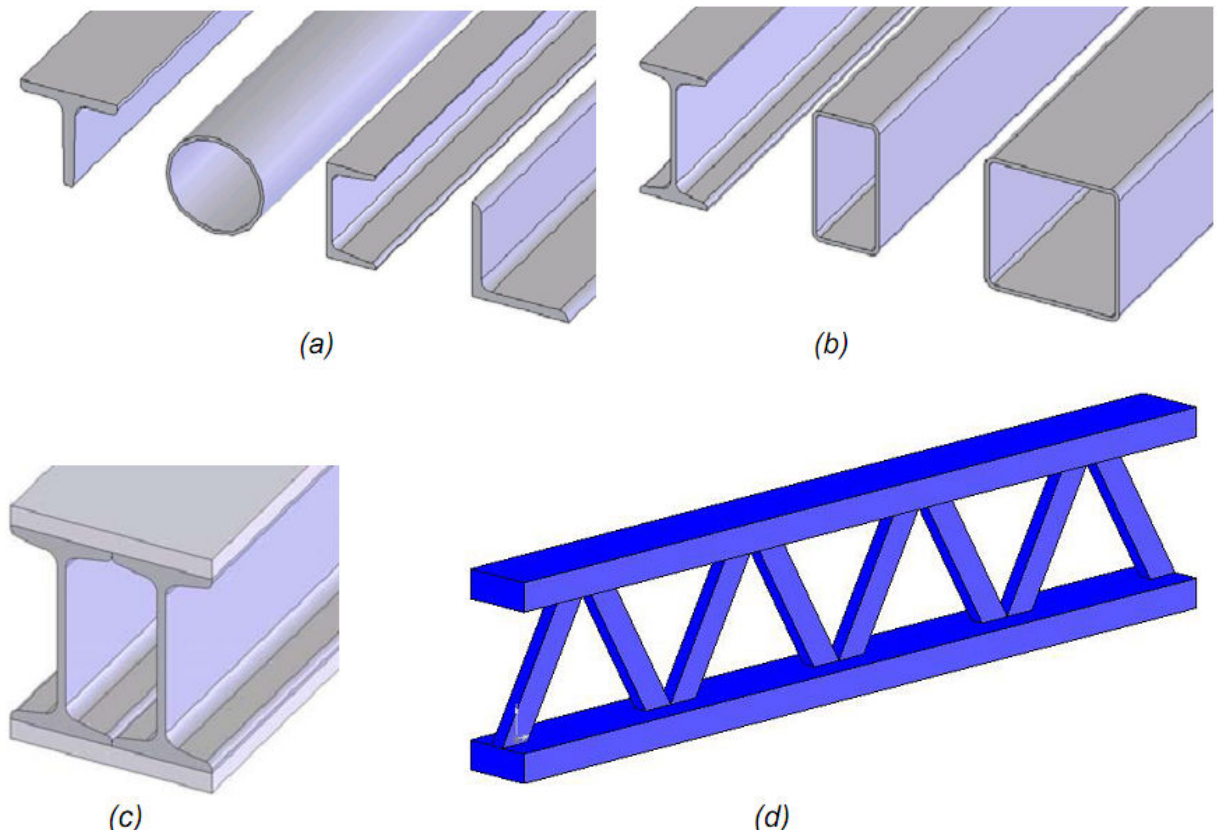


Figura 21 - Perfis estruturais: (a) perfil T, tubular, perfil C ou U e perfil L ou cantoneira; (b) Perfil I ou duplo T, retangular e quadrado vazado. Em (c) perfil composto e em (d) treliça.

6.3 - Apoios

Apoios ou vínculos são componentes ou partes de uma mesma peça que impedem o movimento em uma ou mais direções. Considerando o movimento no plano, podemos estabelecer três possibilidades de movimento

- Translação horizontal;
- Translação vertical;
- Rotação.

As cargas externas aplicadas sobre as vigas exercem esforços sobre os apoios, que por sua vez produzem reações para que seja estabelecido o equilíbrio do sistema. Portanto, estas reações devem ser iguais e de sentido oposto às cargas aplicadas.

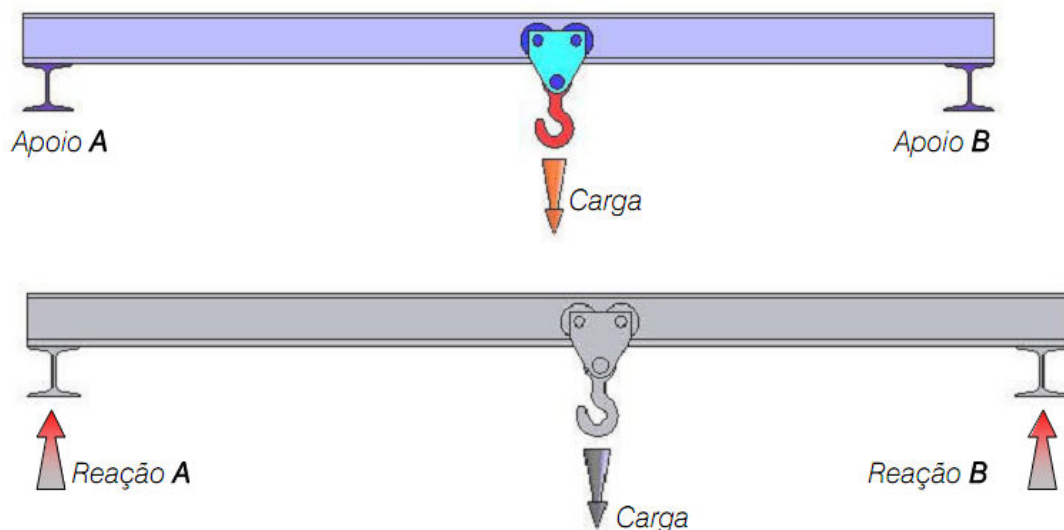
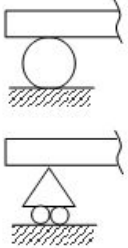
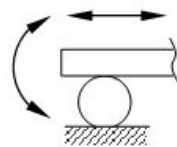
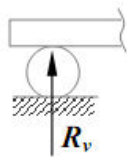
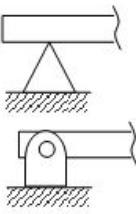
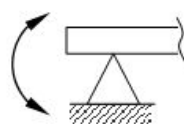
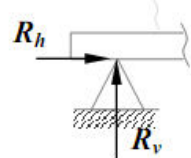
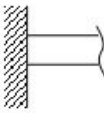
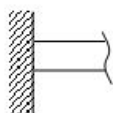
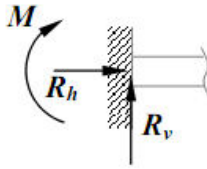


Figura 22 - Reações nos apoios A e B da viga. De acordo com as condições de equilíbrio apresentadas anteriormente, temos que, para este exemplo: $Carga = Reação A + Reação B$.

6.3.1 - Classificação

Os apoios são classificados de acordo com o grau de liberdade, ou seja, os movimentos que permitem. Desta forma temos:

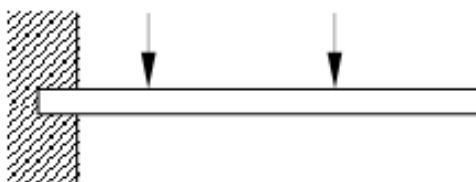
Apoio	Simbologia	Graus de liberdade	REAÇÕES
MÓVEL			
FIXO			
ENGASTE			

De acordo com o tipo e número de apoios, as vigas podem ser classificadas em:

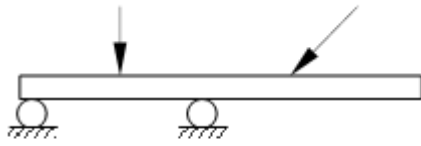
Apoiadas



Engastadas



Em balanço



6.4 - Cargas

6.4.1 - Carga Concentrada

Classificamos como carga concentrada, quando a superfície ocupada pela carga quando a superfície ocupada pela carga é relativamente pequena em relação à viga. Exemplos: pés das bases de máquinas; rodas de veículos, etc.

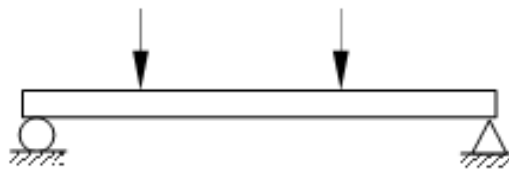


Figura 23 - Viga com carga concentrada.

6.4.2 - Carga Distribuída Uniforme

Quando o carregamento é igualmente distribuído em um determinado comprimento ou por toda a viga.

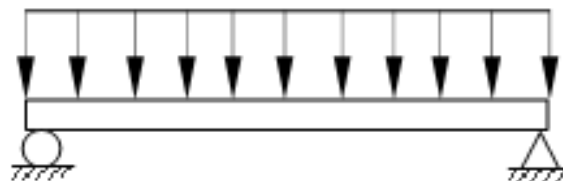


Figura 24 - Viga com carga distribuída

6.4.3 - Carga Distribuída Variável

Quando o carregamento é distribuído de forma variável em um determinado comprimento ou por toda a viga.



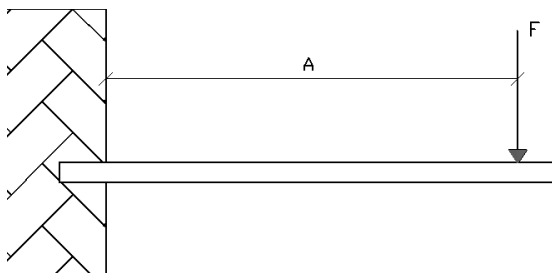
Figura 25 - Vigas com cargas distribuídas variáveis.

6.5 - Momento Fletor

No dimensionamento de peças submetidas à flexão, admitem-se somente deformações elásticas. A tensão de trabalho é fixada pelo fator de segurança, através da tensão admissível.

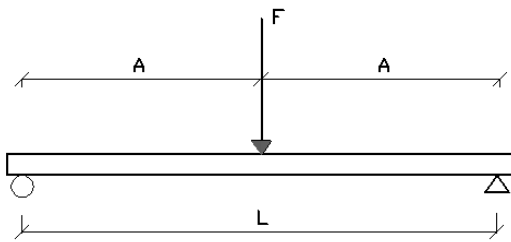
A fórmula da flexão é aplicada nas seções críticas, ou seja, nas seções onde o momento fletor é máximo. O momento fletor máximo pode ser obtido analisando os momentos no decorrer da viga. Segue alguns exemplos mais comuns de vigas carregadas e a forma como calcular o momento fletor máximo.

Vigas engastadas com carga concentrada:



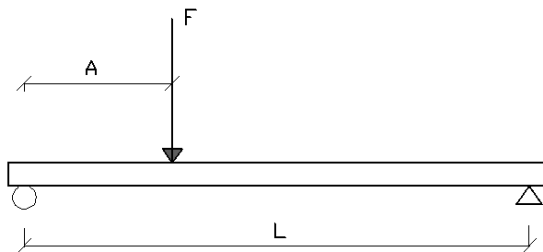
$$M_{max} = F \cdot A$$

Viga apoiada com carga central concentrada:



$$M_{max} = \frac{F \cdot L}{4}$$

Viga apoiada com carga concentrada:



$$M_{max} = \frac{F \cdot A \cdot (L - A)}{L}$$

6.6 - Deformação na Flexão

Sob ação de cargas de flexão, algumas fibras longitudinais que compõem o corpo sólido são submetidas à tração e outras “a compressão, existindo uma superfície intermediária onde a deformação (ϵ) e a tensão (σ) para as fibras nela contidas tornam-se nulas, isto é, não se encurtam e nem se alongam. Esta superfície é chamada de superfície neutra. A superfície neutra intercepta uma dada secção transversal da barra segundo uma reta chamada linha neutra.

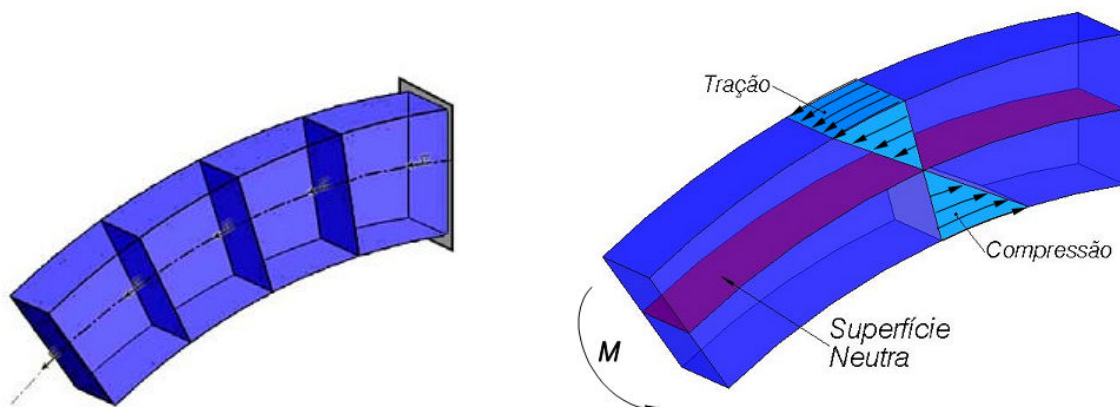


Figura 26 - Deformação em vigas.

Os esforços de tração e compressão aumentam à medida que se afastam da superfície neutra, atingindo sua intensidade máxima nas fibras mais distantes a ela. O material obedece a Lei de Hooke, ou seja, as tensões e deformações produzidas no sólido estão abaixo do limite de escoamento do material (regime elástico).

Supondo uma viga submetida a esforços de flexão, constituída por uma série de fibras planas longitudinais, as fibras próximas à superfície convexa estão sob tração e portanto sofrem um aumento em seu comprimento. Da mesma forma, as fibras próximas à superfície côncava estão sob compressão e sofrem uma diminuição no seu comprimento. Como na superfície neutra o esforço é nulo, a deformação resultante também será nula, sendo assim um plano de transição entre as deformações de tração e compressão. De acordo com a Lei de Hooke, a tensão varia linearmente com a deformação. Desta forma temos que a tensão de flexão varia linearmente numa dada seção transversal de uma viga, passando por zero (tensão nula) na linha neutra.

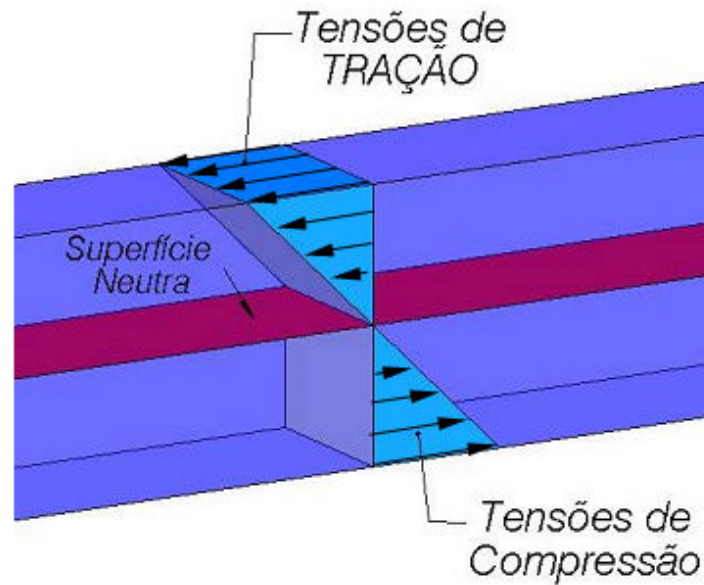


Figura 27 - Superfície e Linha Neutra apresentadas num trecho de uma viga fletida.

6.7 - Tensão de Flexão

A equação abaixo é conhecida como fórmula da flexão, e a tensão normal σ_F , provocada quando a barra se flexiona, é chamada de tensão de flexão.

$$\sigma_F = \frac{M \cdot y}{I}$$

,onde I é o momento de inércia da secção transversal em relação à linha neutra. O momento de inércia é uma característica geométrica que fornece uma noção da resistência da peça. Quanto maior for o momento de inércia da secção transversal de uma peça, maior será sua resistência.

Esta equação representa a distribuição linear de tensões apresentadas na figura 28. A tensão de flexão assume seu valor máximo na superfície mais distante da linha neutra, ou seja, no maior valor de y , onde y simboliza a distância a partir da L.N., podendo chegar até a superfície da peça. Em vigas com secção simétrica (em relação a linha neutra), as tensões de tração e compressão produzidas durante a flexão terão o mesmo valor. Nas vigas com secções assimétricas, a tensão máxima ocorrerá na superfície mais distante da linha neutra.

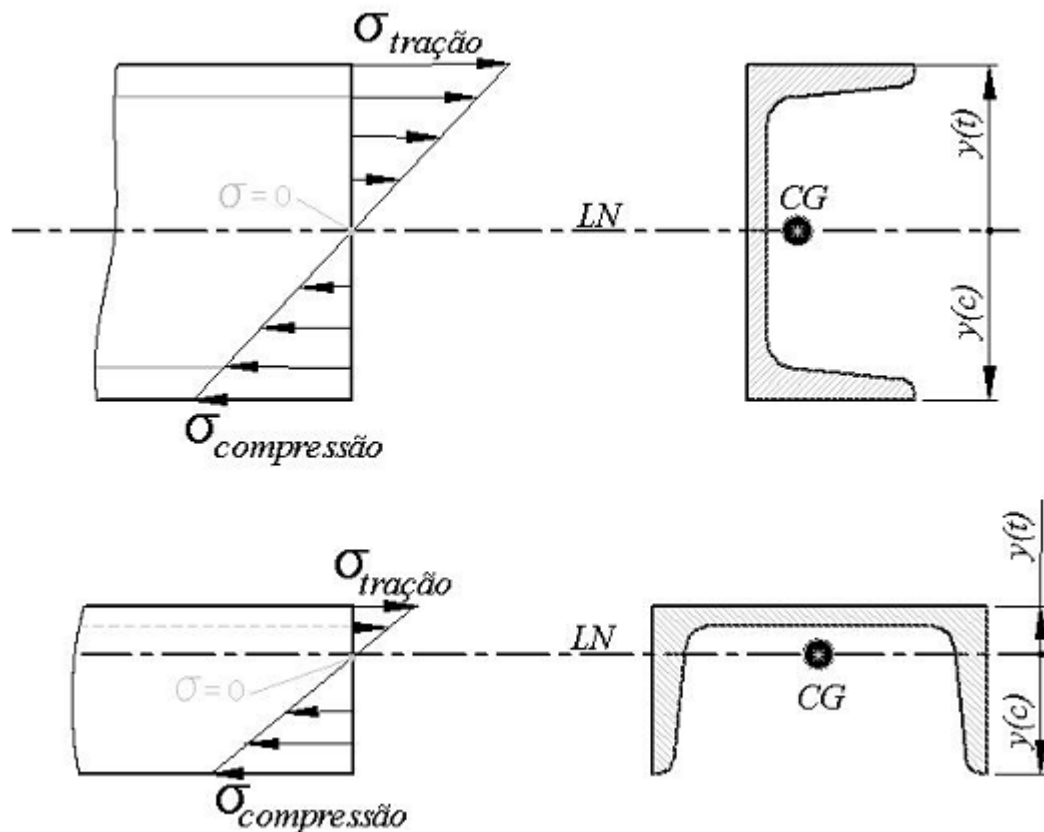


Figura 28 - Diferentes distribuições de tensão para um mesmo perfil tipo “U” utilizado no modelo de viga, conforme sua posição em relação ao momento fletor aplicado.

A distribuição de tensões para o caso de perfis com seção assimétrica a linha neutra, como apresentado Figura 28, deve ser observada durante o dimensionamento de componentes fabricados em materiais que apresentam valores diferentes para os limites de resistência, como o ferro fundido por exemplo.

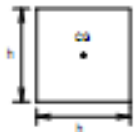
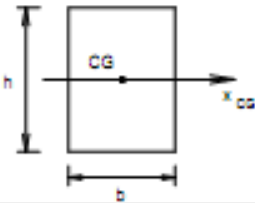
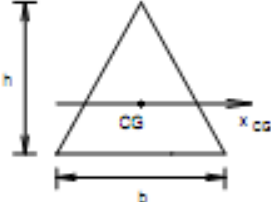
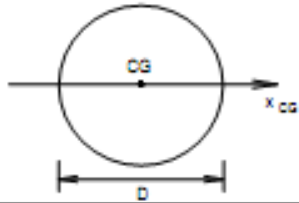
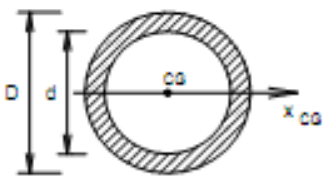
6.8 - Dimensionamento

Para a equação de distribuição de tensões apresentada no item anterior, podemos observar que as dimensões da viga estão associadas ao momento de inércia (I) e a distância da linha neutra à fibra mais distante (y). A relação entre estas grandezas pode ser expressa pelo módulo de flexão:

$$W = \frac{I}{y}$$

O módulo de flexão W só depende da geometria da secção transversal da viga, veja a Tabela abaixo:

Tabela 2 - Módulo Resistente.

Figura	Momento de Inércia	Momento Resistente
<p>Quadrado</p> 	$I_x = \frac{h^4}{12}$	$W_x = \frac{h^3}{6}$
<p>Retângulo</p> 	$I_{x_{CG}} = \frac{bh^3}{12}$	$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}$
<p>Triângulo</p> 	$I_{x_{CG}} = \frac{bh^3}{36}$	$W_x = \frac{b \cdot h^2}{12}$
<p>Círculo</p> 	$I_{x_{CG}} = \frac{\pi d^4}{64}$	$W_x = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$
<p>Círculo vazado</p> 	$I_{x_{CG}} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$	$W_x = \frac{\pi(D^3 - d^3)}{32}$

Substituindo esta relação na equação do item 6.7, temos:

$$\sigma_F = \frac{M_{max}}{W}$$

, onde $M_{m\acute{a}x}$ é o momento fletor máximo.

Para que uma viga trabalhe em segurança, é necessário que a tensão admissível estipulada para o projeto seja igual ou maior que a tensão máxima de flexão:

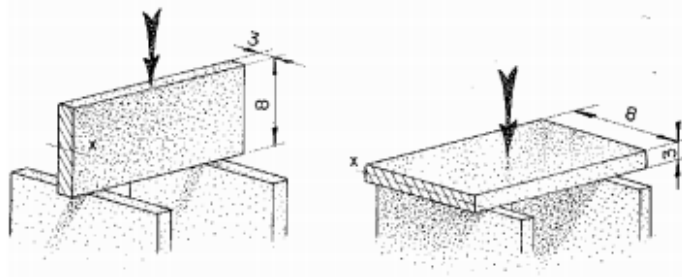
Essa relação mostra que a tensão máxima é inversamente proporcional ao módulo resistente W , de modo que uma viga deve ser projetada com maior valor de W possível, nas condições de cada problema. Em nosso estudo, o problema de dimensionamento estará associado à determinação de W . Com esta grandeza, podemos decidir quanto ao perfil a ser utilizado, de acordo com as restrições de projeto. O valor de W calculado na formula anterior serve como base para escolhermos uma viga de um fabricante. Segue uma Tabela de um fabricante de vigas:

Tabela 3 - Modulo Resistente para vigas em I.

BITOLA	Massa linear kg/m	d mm	b_f mm	d' mm	h mm	EIXO X - X		
						I_x cm ⁴	W_x cm ³	r_x cm
W 150 x 22,5*	22,5	152	152	119	139	1.229	161,7	6,51
W 150 x 29,8*	29,8	157	153	118	138	1.739	221,5	6,72
W 150 x 37,1*	37,1	162	154	119	139	2.244	277,0	6,85
W 200 x 35,9*	35,9	201	165	161	181	3.437	342,0	8,67
W 200 x 46,1	46,1	203	203	161	181	4.543	447,6	9,81
HP 200 x 53,0	53,0	204	207	161	181	4.977	488,0	8,55
HP 250 x 62,0	62,0	246	256	201	225	8.728	709,6	10,47
W 250 x 73,0	73,0	253	254	201	225	11.257	889,9	11,02
W 250 x 80,0*	80,0	256	255	201	225	12.550	980,5	11,10
HP 250 x 85,0*	85,0	254	260	201	225	12.280	966,9	10,64

Exemplo 5.1

Determinar o módulo de flexão para uma barra de seção retangular de 3x8 cm, para (a) b=3cm e (b) b=8cm.

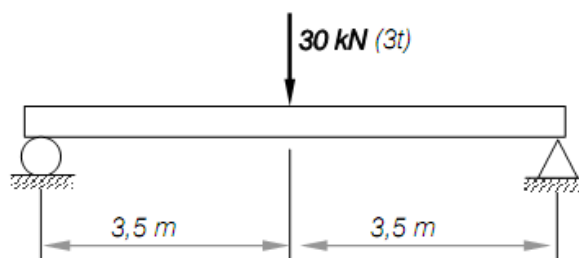


$$a) W = \frac{b \cdot h^2}{12} = \frac{3 \cdot 8^2}{12} = 16 \text{ mm}^3$$

$$b) W = \frac{b \cdot h^2}{12} = \frac{8 \cdot 3^2}{12} = 6 \text{ mm}^3$$

Exemplo 5.2

Selecione um perfil estrutural tipo I (Aço ABNT 1020) para ser utilizado na ponte rolante ilustrada abaixo, com comprimento equivalente a 7 metros e que deverá suportar uma carga máxima equivalente a 3 toneladas. Para o dimensionamento desta viga, utilize $F_s = 3$.



$$M_{max} = \frac{Pl}{4} = \frac{30000 \cdot 7000}{4} = 52500000 \text{ Nmm}$$

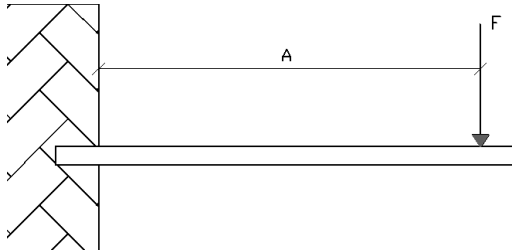
$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} \quad \therefore \quad \frac{210}{3} = \frac{52500000}{W}$$

$$W = \frac{52500000 \cdot 3}{210} = 750000 \text{ mm}^3$$

$$W = 750 \text{ cm}^3$$

6.9 - Exercícios

1) Para o sistema abaixo calcule o módulo resistente da viga com um fator de segurança de 4, e escolha uma viga em I do fabricante mostrado na Tabela 3, sabendo que o mesmo fabrica vigas de aço estrutural comum (ASTM A36) com tensão de escoamento de 400MPa. Onde $F=30000N$ e $A=2m$.



2) Selecione um perfil estrutural tipo I (Aço ABNT 1020, tensão de escoamento de 360MPa) para ser utilizado na ponte rolante ilustrada abaixo, com comprimento equivalente a 15 metros e que deverá suportar uma carga máxima equivalente a 6 toneladas em seu centro. Para o dimensionamento desta viga, utilize $F_s = 4$.



3) Calcule uma viga para trabalhar com segurança, conforme o esquema abaixo. O material da viga deve ser perfil I, de aço, com tensão de escoamento à tração de 400 MPa. Usaremos coeficiente de segurança 2. Selecione a viga que pode ser utilizada nesse sistema, sabendo que a mesma suportará uma carga de 18KN.

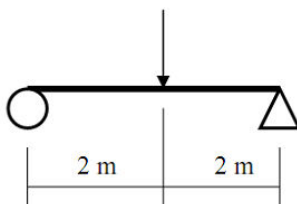


Tabela de Propriedades de Vigas " I " (para efeito didático)					
Designação	Altura	largura	espessur	I	W
	polegada	polegada	a		
			polegada	mm ⁴	mm ³
S 3x5,7	3	2,33	0,17	1 048 903	27 530
S 3x7,5	3	2,509	0,34	1 219 558	31 955
S 4x7,7	4	2,663	0,193	2 530 687	49 817
S 4x9,5	4	2,796	0,326	2 826 211	55 552
S 5x10	5	3,004	0,214	5 119 646	80 624
S 5x14,75	5	3,284	0,494	6 326 718	99 797
S 6x12,5	6	3,332	0,232	9 198 714	120 773

7 - CISALHAMENTO

7.1 - Introdução

Um corpo é submetido ao esforço de cisalhamento quando sofre a ação de um carregamento P que atua na direção transversal ao seu eixo.

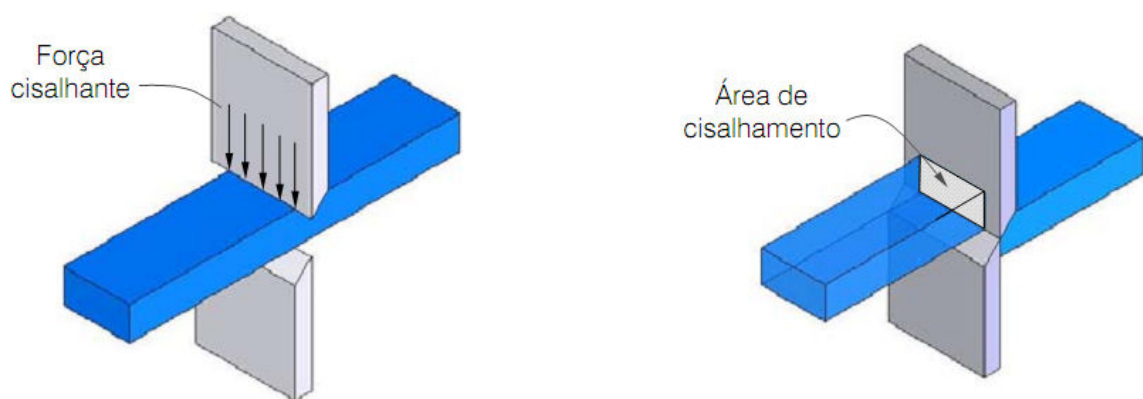


Figura 29 - Cisalhamento

7.2 - Tensão de Cisalhamento

A ação de cargas transversais num corpo provoca o aparecimento de forças internas, na seção transversal, denominadas esforço cortante. A tensão de cisalhamento τ é obtida através da razão entre a força cortante F e a área de seção transversal (área de corte) A. Como segue:

$$\tau = \frac{F}{N \cdot A}$$

onde N representa a quantidade de áreas cisalhadas com a aplicação da força F.

As tabelas de propriedades dos materiais, no geral, não indicam os valores das tensões (limite de ruptura ou escoamento) de cisalhamento. Em nosso estudo seguiremos critérios práticos para a determinação destes valores a partir dos limites fornecidos pelo ensaio de tração.

Tabela 4 - Tensões de cisalhamento.

	Ruptura	Escoamento
Aço até 0,3% C e Alumínio	$\tau_R = 0,6 \sigma_R$	$\tau_R = 0,5 \sigma_E$
Aço 0,3 – 0,7% C	$\tau_R = 0,75 \sigma_R$	$\tau_R = 0,75 \sigma_E$
Aço acima de 0,7% C	$\tau_R = \sigma_R$	$\tau_R = \sigma_E$

A tensão de cisalhamento ocorre comumente em parafusos, rebites e pinos que ligam diversas partes de máquinas e estruturas.

Dizemos que um rebite está sujeito a corte simples quando este une duas chapas nas quais são aplicadas cargas de tração F que provocam o aparecimento de tensões numa seção do rebite. Outra situação comum ocorre quando o rebite é usado para conectar três chapas e poderá ser cortado em dois planos, como mostra a figura abaixo. Neste caso o rebite está sujeito à corte duplo.

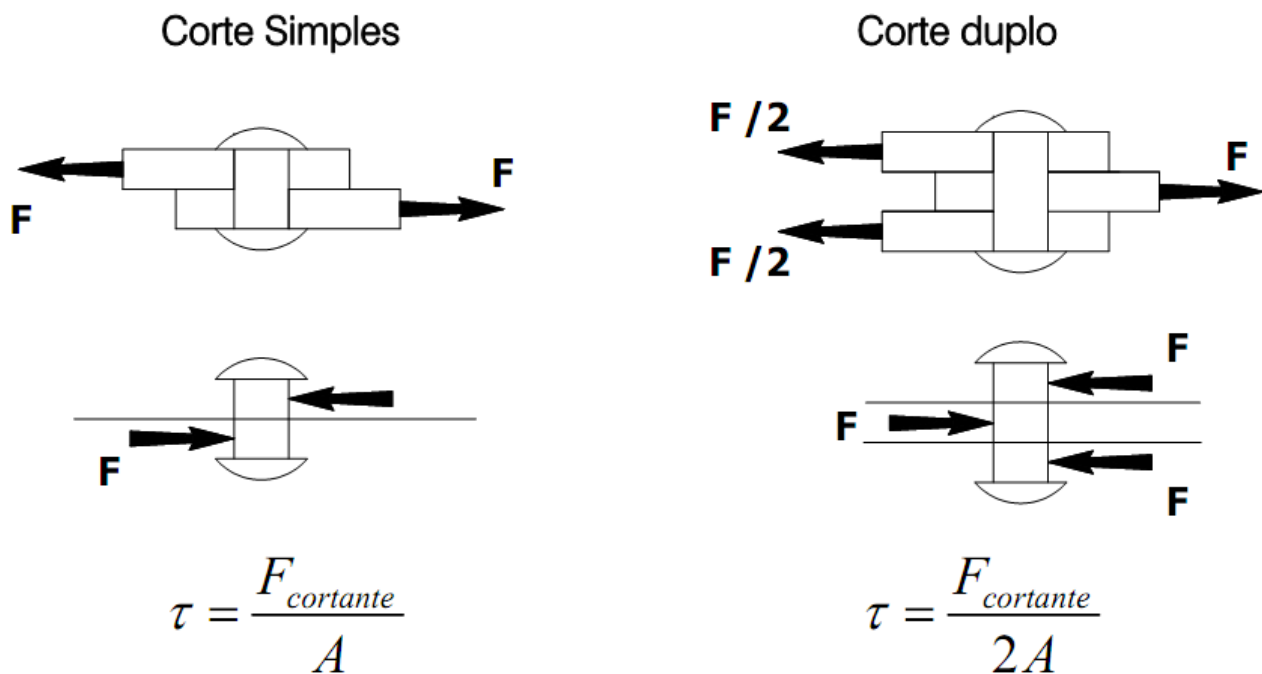


Figura 30 - Cisalhamento simples e duplo.

Para rebites, parafusos e pinos podemos calcular a área (A) usando a seguinte fórmula:

$$A = \pi \cdot r^2$$

$$d = 2 \cdot r$$

Onde r representa o raio do elemento e d representa o diâmetro da mesma.

Outro elemento mecânico que sofre cisalhamento são as chavetas, estas são submetidas a cargas cortantes devido à força que o eixo exerce na chaveta e por sua vez transmitem para o elemento de transmissão (engrenagem, polia ou came), devido à resistência ao giro dos elementos de transmissão, os mesmos exercem uma força de reação na chaveta, provocando assim, um cisalhamento na mesma.

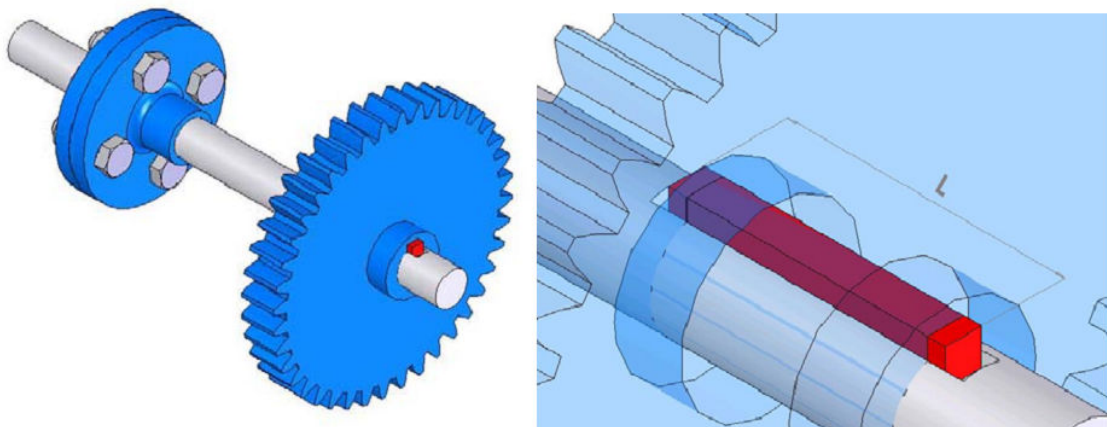


Figura 31 - Cisalhamento em chaveta.

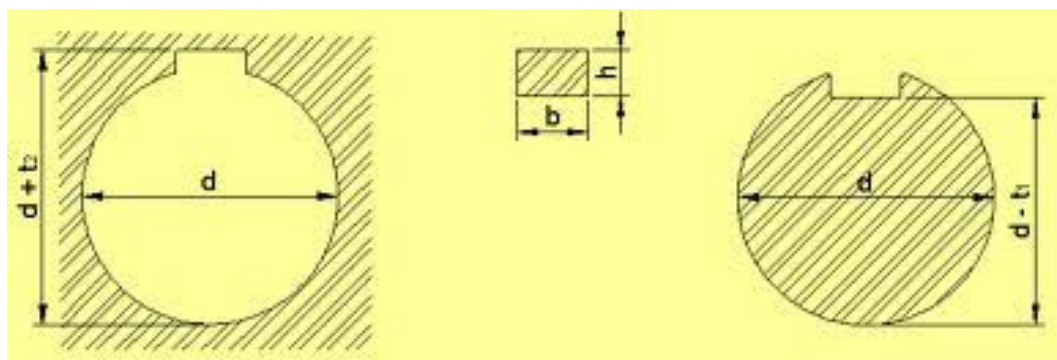


Figura 32 - Desenho de chaveta.

Para calcularmos a tensão de cisalhamento em uma chaveta, podemos usar a fórmula da tensão já apresentada no início deste capítulo. Se analisarmos a situação veremos que o N será 1, pois teremos apenas um ponto de cisalhamento e podemos calcular a área com a seguinte expressão:

$$A = b \cdot L$$

onde b representa a espessura da chaveta e L representa o comprimento.

A solicitação de cisalhamento ocorre quando uma peça é submetida à ação de duas forças opostas (tangenciais), que tendem a separá-la em duas partes, através do deslizamento das seções adjacentes à área de corte.

A condição de cisalhamento ideal ocorre quando as forças cortantes atuam no mesmo plano de ação, como no exemplo ilustrado na Figura 33.

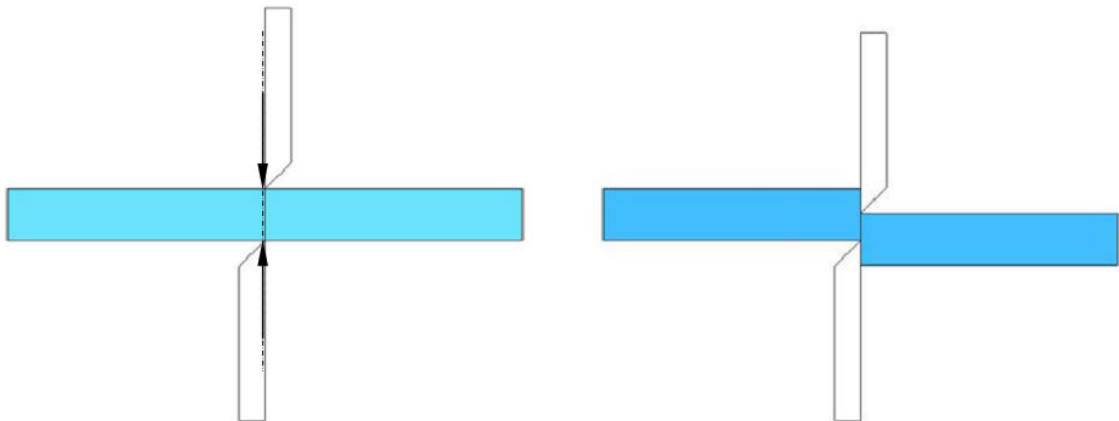


Figura 33 – Cisalhamento.

Na figura (rebites), as forças F exercidas sobre o rebite, não atuam exatamente sobre o mesmo plano de ação, e, portanto, produzindo, além do corte um esmagamento (compressão).

7.3 - Tensões de Esmagamento

Durante o carregamento, os elementos de união de chapas (rebite, parafuso, etc.) sofrem além do cisalhamento, também esmagamento pelas chapas. Durante o dimensionamento destes componentes, é importante verificar se a tensão de esmagamento está abaixo do limite admissível. Desta forma:

$$\sigma_{\text{esmagamento}} = \frac{F}{e \cdot d} \quad (6.5)$$

Onde,

σ_e : Tensão de esmagamento (compressão)

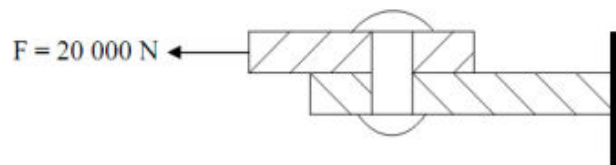
F: força de esmagamento (mesma de cisalhamento)

e: espessura da chapa;

d: diâmetro do parafuso.

Exemplo 7.1:

Calcular o diâmetro do rebite para unir, com segurança as duas chapas do esquema abaixo: O material do rebite tem limite de escoamento à cisalhamento de 600MPa. Usaremos coeficiente de segurança de 3.



$$\tau = \frac{F}{NA} \rightarrow \frac{600}{3} = \frac{20000}{1 \cdot A} \quad \therefore \quad A = \frac{20000 \cdot 3}{600} = 100mm$$

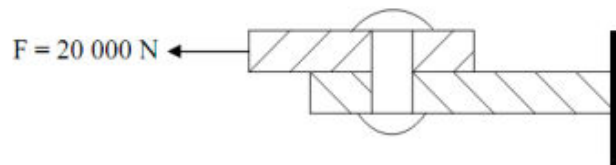
$$A = \pi r^2 \rightarrow 100 = 3,14 \cdot r^2 \quad \therefore \quad r^2 = \frac{100}{3,14} = 31,85mm^2 \rightarrow r = \sqrt{31,85}$$

$$r = 5,64mm \rightarrow d = 2r \rightarrow d = 2 \cdot 5,64mm$$

$$d = 11,28mm$$

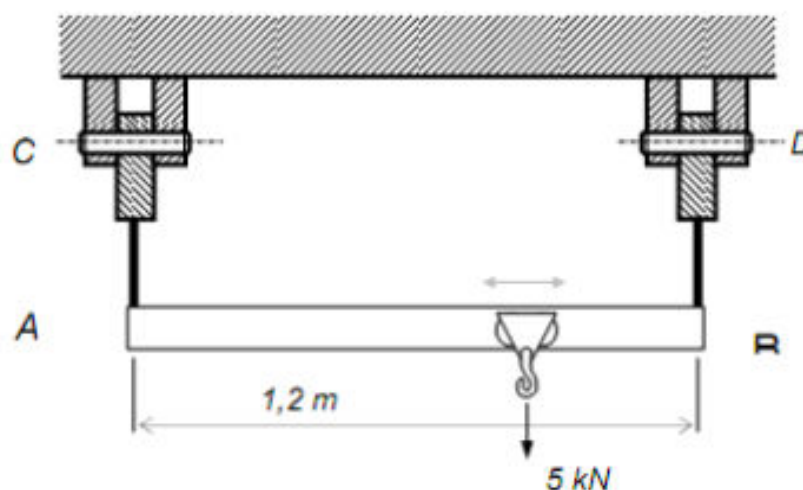
7.4 - Exercícios

1) Calcular o diâmetro do rebite para unir, com segurança as duas chapas do esquema abaixo: O material do rebite tem limite de escoamento à cisalhamento de 200MPa. Usaremos coeficiente de segurança de 1,5.



2) O sistema ilustrado mostra um acoplamento, utilizando quatro pinos, sabendo que a força máxima que o sistema deve suportar é de 45KN, determine o diâmetros dos pinos sabendo que os mesmo são fabricado de Aço 1020 (tensão admissível de 105MPa), para um coeficiente de segurança de 4.

3) A estrutura abaixo está fixada por dois pinos, sabendo que os pinos são fabricados de aço 1020, laminados a quente e devem ter fator de segurança de 2. Calcula p diâmetro dos pinos para o pior caso (quando o rolete estiver em uma das duas extremidades).



8 - TORÇÃO

8.1 - Introdução

O comportamento das peças quando submetidas a um momento de torção (ou torque), em relação ao seu eixo longitudinal, o qual produz ou tende a produzir rotação ou “Torção” na peça.

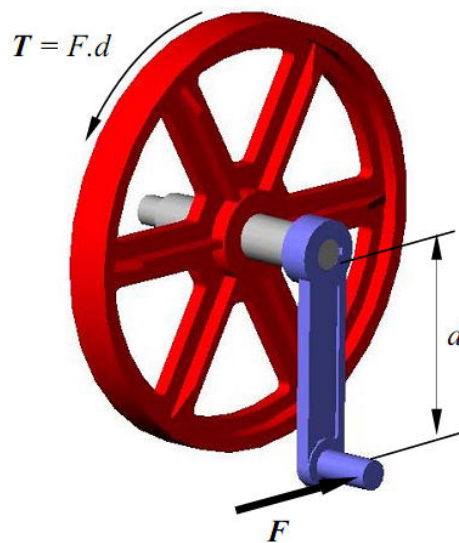


Figura 34 - Torção em manivela.

Esta ação de torcer é resistida pelo material, através de forças internas de cisalhamento, desta forma o corpo está submetido a uma sollicitação de Torção. A condição de equilíbrio exige que a peça produza um momento interno igual e oposto ao aplicado externamente.



Figura 35 - Torção em eixo.

8.2 - Tensão de Torção

A região da peça que fica localizada entre estes dois planos, mostrado na Figura 35, está submetida à Torção. O Torque aplicado ou transmitido sempre produz rotação, “deformando” o eixo por torção e conseqüentemente produzindo “tensões” no material.

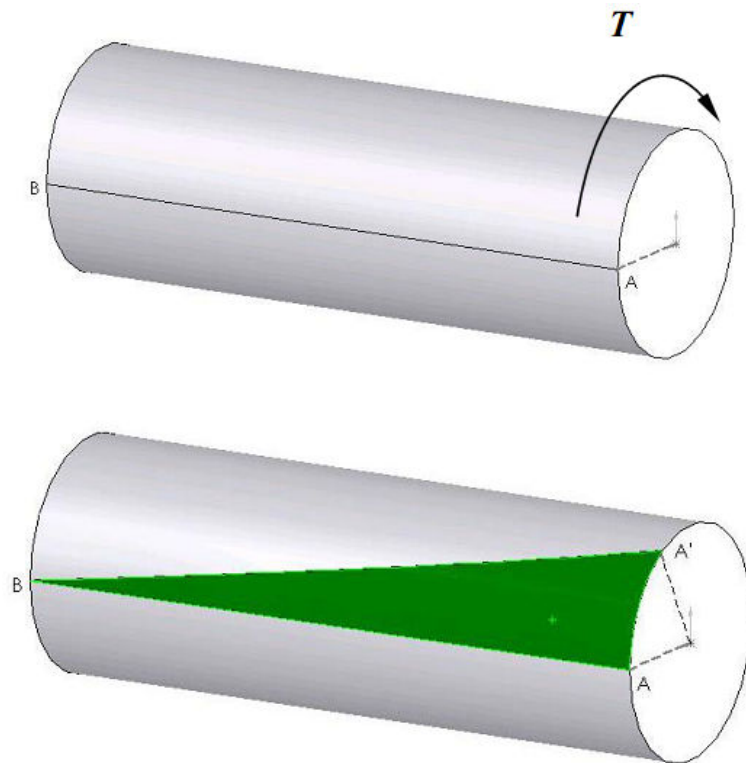


Figura 36 - Deformação da Torção.

Como pode ser observado nas ilustrações acima, a hipótese de torção considera que a deformação longitudinal, num eixo submetido a um torque T numa extremidade e engastado na extremidade oposta, apresenta um campo de deformações onde o valor máximo ocorre na extremidade livre (ponto A').

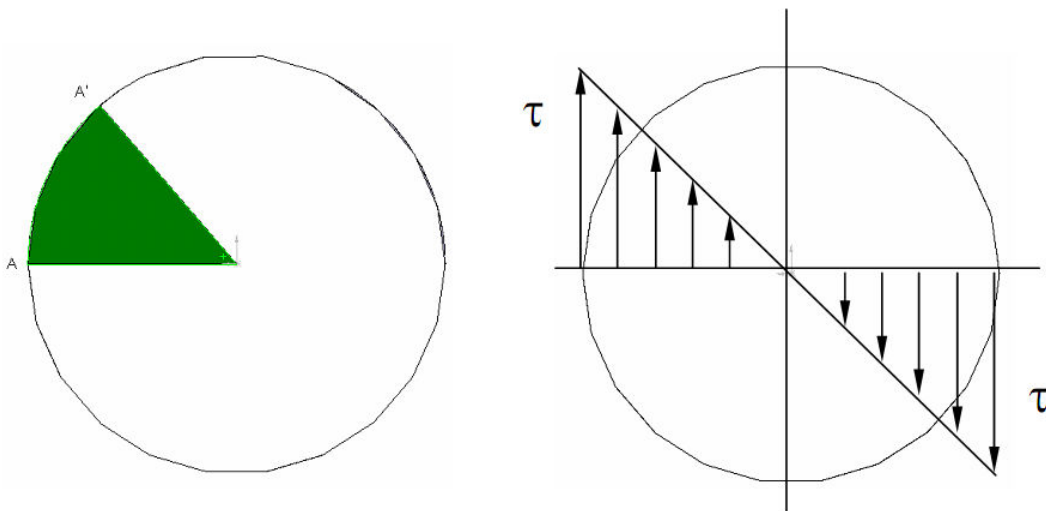


Figura 37 - Perfil de Tensão na Torção.

O ponto A' para a seção transversal, também corresponde a máxima deformação ($\epsilon_{\text{máx}}$) de torção, variando linearmente até o centro do eixo onde a deformação é nula ($\epsilon = 0$). Considerando o regime elástico, segundo a Lei de Hooke, podemos afirmar que: se a deformação varia linearmente do centro (nula) à extremidade (máxima), a tensão também assim o fará.

Para eixos de seção circular, a tensão de torção pode ser expressa pelas seguintes equações:

Para eixos de seção transversal maciça:

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Para eixos de seção transversal vazada:

$$\tau = \frac{16Td_e}{\pi(d_e^3 - d_i^3)}$$

Onde:

T : torque [n.mm]

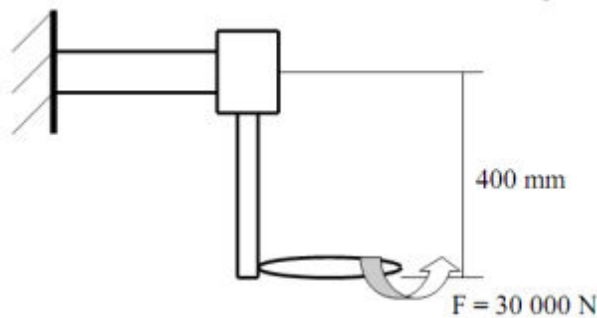
d : diâmetro cheio [mm]

d_e : diâmetro externo [mm]

d_i : diâmetro interno [mm]

Exemplo 8.1:

Calcular uma árvore, para que execute com segurança o trabalho proposto no esquema abaixo. O material que queremos utilizar na árvore tem tensão de escoamento ao cisalhamento valendo 500 MPa. Usaremos coeficiente de segurança 2.



Para o cálculo do diâmetro usaremos a seguinte fórmula:

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$T = F \cdot R = 30000 \cdot 400 = 12000000 \text{ Nmm}$$

$$\tau = \frac{500 \text{ MPa}}{2} = 250 \text{ MPa}$$

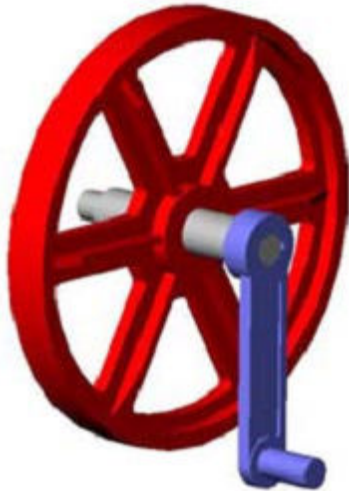
Usando os valores calculados temos:

$$250 = \frac{16 \cdot 12000000}{3,14 \cdot d^3} \therefore d^3 = \frac{16 \cdot 12000000}{250 \cdot 3,14} = \sqrt[3]{244585,99}$$

$$d = 62,54 \text{ mm}$$

8.3 - Exercícios

1) Para a figura abaixo, (a) calcule o torque provocado pela manivela (comprimento = 300 mm), e (b) a tensão de torção sobre o eixo (diâmetro = 24 mm). Considere a carga de acionamento igual a 500N.



2) Um eixo de transmissão (aço ABNT 1020) deve suportar um torque equivalente a 5970 Nm. Quais devem ser o diâmetro mínimo para o eixo?

3) Um motor de 2hp produz um torque médio de 315.65Nm em seu eixo, que por sua vez está acoplado a um redutor, utilizando as equações de elementos de transmissão foi possível calcular o torque na saída do redutor que é de 3475,48Nm. Calcule o diâmetro do eixo do motor e do de saída do redutor, sabendo que os mesmos serão fabricados com aço de alta resistência ($\tau=450\text{MPa}$) e com fator de segurança de 4.

ANEXO A – PROPRIEDADES MECÂNICAS

Aço comum ao carbono						
ABNT	Trat	σ_R [MPa]	σ_E [MPa]	E [GPa]	BH [kgf/mm ²]	Alongamento [%]
1010	LQ	330	180	210	95	28
	TR	370	310		105	20
1020	LQ	390	210	210	105	25
	TR	430	360		111	15
1030	LQ	480	250	210	149	20
	TR	530	290		149	12
1040	LQ	530	290	210	149	18
	TR	600	500		170	12
1050	LQ	630	350	210	179	15
	TR	700	590		197	10
1095	LQ	984	583	210	293	
	RE	669	386		192	

Obs.: LQ – laminado a quente; TR – Trefilado; RE - Recozido

FERRO FUNDIDO CINZENTO				
ASTM	σ_R [MPa] (TRAÇÃO)	σ_R [MPa] (COMPRESÃO)	E [GPa]	BH
20	155	583	82	156
35	256	871	111	212
60	440	1314	153	302

FERRO FUNDIDO MALEÁVEL				
	σ_R [MPa]	σ_E [MPa]	Alogamento [%]	BH
FERRÍTICO	300	190	6	até150
	350		12	
PERLÍTICO	450	260	7	240
	700		500	

FERRO FUNDIDO NODULAR				
	σ_R [MPa]	σ_E [MPa]	Alogamento [%]	E [GPa]
	422	281	18	170
	843	632	2	

FERRO FUNDIDO BRANCO					
	σ_R [MPa]	σ_E [MPa]	Alogamento [%]	E [GPa]	BH
	351	-	0	147	207 600 (temperado)

NÃO FERROSOS e outros materiais					
MATERIAL	σ_R [MPa]	σ_E [MPa]	E [GPa]	BH	Alongamento [%]
LIGA DE ALUMÍNIO (EXTRUDADA)	267 422	246 309	70 74		
DURALUMÍNIO	490	420	74,2	130	13
LIGA DE MAGNÉZIO	281	155	45,7		
COBRE FOSFORADO	220 340	500 280	120	45 95	10 45
LATÃO (fio mq.)	340 470	140 410	105	65 130	55 12
LATÃO (forja)	400 560	220 480	98	90 140	35 15
BRONZE (fosforoso)	340 450	140 380		80 140	40 20
BRONZE SAE-65	210 390	210	105	105	16
BRONZE ALUMÍNIO	480 600	200 350		130 170	30 20
POLIESTIRENO	48(tração) 90(comp r.)		3		4
VIDRO PLANO	2-6 (tração) 60-120 (compr.)			12 - 15	
CONCRETO	22 40 (compr.)		25 30		