

1

Introdução – O conceito de tensão

Tensões ocorrem em todas as estruturas sob a ação de forças. Este capítulo examinará os estados de tensão nos elementos mais simples, como os elementos de dupla força, os parafusos e os pinos utilizados em muitas estruturas.

OBJETIVOS

Neste capítulo, vamos:

- **Revisar a estática** necessária para determinar forças em elementos de estruturas simples.
- **Introduzir** o conceito de tensão.
- **Definir** os diferentes tipos de tensão: tensão normal axial, tensão de cisalhamento e tensão de contato.
- **Discutir** as duas tarefas principais dos engenheiros, a saber, o projeto e a análise das estruturas e máquinas.
- **Desenvolver** estratégias para solução de problemas.
- **Discutir** as componentes de tensão em diferentes planos e sob condições de carregamento diversas.
- **Discutir** as muitas considerações de projeto que um engenheiro deve revisar antes de elaborar um projeto.

Introdução

- 1.1 Um breve exame dos métodos da estática
- 1.2 Tensões nos elementos de uma estrutura
 - 1.2.1 Tensão axial
 - 1.2.2 Tensão de cisalhamento
 - 1.2.3 Tensão de esmagamento em conexões
 - 1.2.4 Aplicação na análise e no projeto de estruturas simples
 - 1.2.5 Método de solução do problema
- 1.3 Tensão em um plano oblíquo sob carregamento axial
- 1.4 Tensão sob condições gerais de carregamento; componentes de tensão
- 1.5 Considerações de projeto
 - 1.5.1 Determinação do limite de resistência de um material
 - 1.5.2 Carga admissível e tensão admissível; coeficiente de segurança
 - 1.5.3 Seleção de um coeficiente de segurança apropriado
 - 1.5.4 Coeficiente de projeto para carga e resistência



Foto 1.1 Guindastes utilizados para carregar e descarregar navios. ©David R. Frazier/Science Source

Introdução

O principal objetivo do estudo da mecânica dos materiais é proporcionar ao futuro engenheiro os meios para analisar e projetar várias máquinas e estruturas portadoras de carga envolvendo a determinação das *tensões e deformações*. Este primeiro capítulo é dedicado ao conceito de *tensão*.

A Seção 1.1 apresenta um rápido exame dos métodos básicos da estática e sua aplicação na determinação das forças nos elementos conectados por pinos que formam uma estrutura simples. A Seção 1.2 apresentará o conceito de *tensão* em um elemento estrutural e mostrará como essa tensão pode ser determinada a partir da *força* nesse elemento. A seguir, você estudará sucessivamente as *tensões normais* em uma barra sob carga axial, as *tensões de cisalhamento* originadas pela aplicação de forças transversais equivalentes e opostas e as *tensões de esmagamento* criadas por parafusos e pinos em barras por eles conectadas.

A Seção 1.2 termina com uma descrição do método que você deverá utilizar na solução de determinado problema e com uma discussão da precisão numérica apropriada aos cálculos de engenharia. Esses vários conceitos serão aplicados na análise das barras de estrutura simples considerada anteriormente.

Na Seção 1.3, examinaremos novamente um elemento de barra sob carga axial, e será observado que as tensões em um plano *oblíquo* incluem as componentes de *tensões normal e de cisalhamento*, ao passo que a Seção 1.4 abordará a necessidade de *seis componentes* para descrever o estado de tensão em um ponto de um corpo, sob as condições mais generalizadas de carga.

Finalmente, a Seção 1.5 será dedicada à determinação do *limite de resistência* de um material através de ensaios de corpos de prova e a seleção de *coeficiente de segurança* aplicados ao cálculo da *carga admissível* de um componente estrutural feito com esse material.

1.1 UM BREVE EXAME DOS MÉTODOS DA ESTÁTICA

Considere a estrutura mostrada na Fig. 1.1, projetada para suportar uma carga de 30 kN. Ela consiste em uma barra *AB* com uma seção transversal retangular de 30×50 mm e uma barra *BC* com uma seção transversal circular com diâmetro de 20 mm. As duas barras estão conectadas por um pino em *B* e são suportadas por pinos e suportes em *A* e *C*, respectivamente. Nosso primeiro passo será desenhar um *diagrama de corpo livre* da estrutura, separando-a de seus suportes em *A* e *C* e mostrando as reações que esses suportes exercem na estrutura (Fig. 1.2). Note que o croqui da estrutura foi simplificado, omitindo-se todos os detalhes desnecessários. Muitos leitores devem ter reconhecido neste ponto que *AB* e *BC* são *barras simples*. Para aqueles que não perceberam, vamos proceder à nossa análise, ignorando esse fato e assumindo que as direções das reações em *A* e *C* são desconhecidas. Cada uma dessas reações, portanto, será representada por duas componentes: A_x e A_y em *A* e C_x e C_y em *C*.

Escrevemos as três equações de equilíbrio a seguir:

$$+\uparrow \sum M_C = 0: \quad A_x(0,6 \text{ m}) - (30 \text{ kN})(0,8 \text{ m}) = 0$$

$$A_x = +40 \text{ kN} \quad (1.1)$$

$$\rightarrow \sum F_x = 0: \quad A_x + C_x = 0$$

$$C_x = -A_x \quad C_x = -40 \text{ kN} \quad (1.2)$$

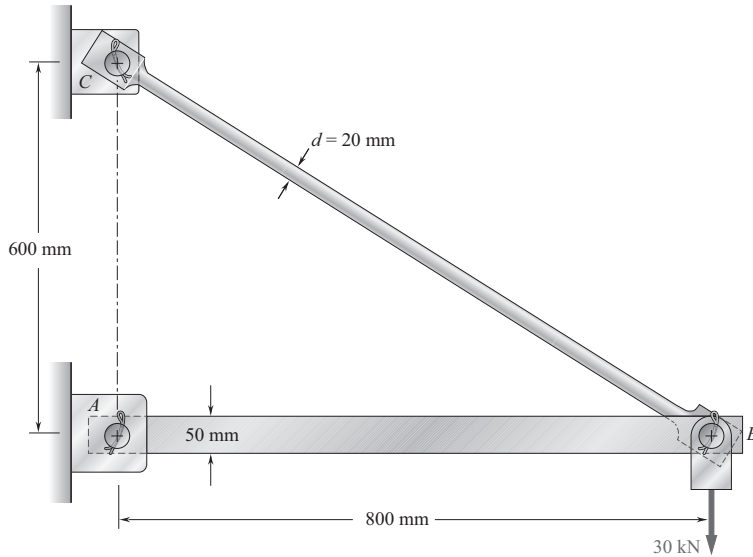


Fig. 1.1 Barra usada para suportar uma carga de 30 kN.

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \Sigma F_y = 0: \quad & A_y + C_y - 30 \text{ kN} = 0 \\
 & A_y + C_y = +30 \text{ kN}
 \end{aligned} \quad (1.3)$$

Encontramos duas das quatro incógnitas, mas não podemos determinar as outras duas a partir dessas equações e tampouco obter uma equação independente adicional a partir do diagrama de corpo livre da estrutura. Precisamos agora desmembrar a estrutura. Considerando o diagrama de corpo livre da barra AB (Fig. 1.3), temos a seguinte equação de equilíbrio:

$$+\uparrow \Sigma M_B = 0: \quad -A_y(0,8 \text{ m}) = 0 \quad A_y = 0 \quad (1.4)$$

Substituindo A_y da Equação (1.4) na Equação (1.3), obtemos $C_y = +30$ kN. Expressando os resultados obtidos para as reações em A e C na forma vetorial, temos

$$\mathbf{A} = 40 \text{ kN} \rightarrow \quad \mathbf{C}_x = 40 \text{ kN} \leftarrow \quad \mathbf{C}_y = 30 \text{ kN} \uparrow$$

Notamos que a reação em A é dirigida ao longo do eixo da barra AB e provoca compressão nessa barra. Observando que as componentes C_x e C_y da reação em C são, respectivamente, proporcionais às componentes horizontal e vertical da distância de B a C , concluímos que a reação em C é igual a 50 kN e dirigida ao longo do eixo da barra BC , provocando tração nessa barra.

Esses resultados poderiam ter sido previstos reconhecendo que AB e BC são barras simples, ou seja, elementos submetidos apenas a forças em dois pontos, sendo esses dois pontos A e B para a barra AB , e B e C para a barra BC . Sem dúvida, para uma barra simples, as linhas de ação das resultantes das forças agindo em cada um dos dois pontos são iguais e opostas e passam através de ambos os pontos. Utilizando essa propriedade, poderíamos ter obtido uma solução mais simples considerando o diagrama de corpo livre do pino B . As forças no pino B são as forças \mathbf{F}_{AB} e \mathbf{F}_{BC} exercidas, respectivamente, pelas

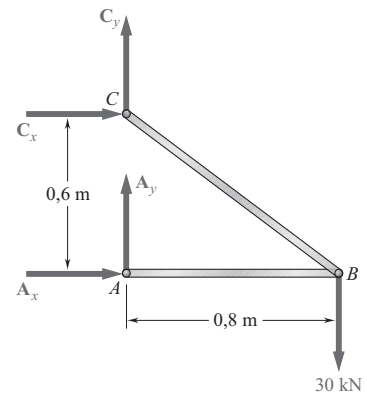


Fig. 1.2 Diagrama de corpo livre da barra apresentando a carga aplicada e as forças de reação.

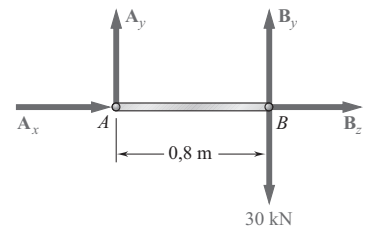


Fig. 1.3 Diagrama de corpo livre da barra AB separada da estrutura.

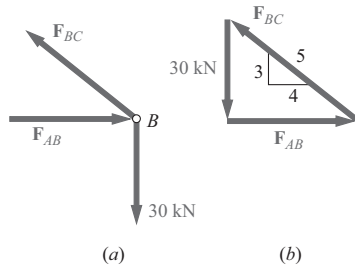


Fig. 1.4 Diagrama de corpo livre da junta de barra B e triângulo de forças correspondente.

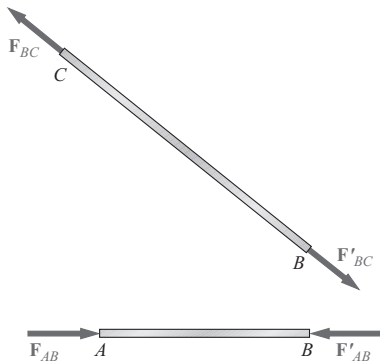


Fig. 1.5 Diagramas de corpo livre das barras simples AB e BC.

barras AB e BC e a carga de 30 kN (Fig. 1.4a). Podemos expressar que o pino B está em equilíbrio e desenhar o triângulo de forças correspondente (Fig. 1.4b).

Como a força F_{BC} está dirigida ao longo da barra BC, sua inclinação é a mesma de BC, ou seja, $\frac{3}{4}$. Então temos a proporção

$$\frac{F_{AB}}{4} = \frac{F_{BC}}{5} = \frac{30 \text{ kN}}{3}$$

da qual obtemos

$$F_{AB} = 40 \text{ kN} \quad F_{BC} = 50 \text{ kN}$$

As forças F'_{AB} e F'_{BC} exercidas pelo pino B, respectivamente, na barra AB e na haste BC são iguais e opostas a F_{AB} e F_{BC} (Fig. 1.5).

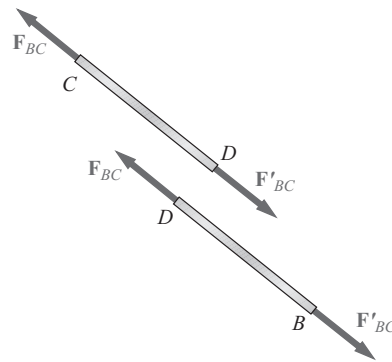


Fig. 1.6 Diagramas de corpo livre das seções da haste BC.

Conhecendo as forças nas extremidades de cada um dos elementos, podemos agora determinar suas forças internas. Cortando a barra BC em algum ponto arbitrário D, obtemos duas partes BD e CD (Fig. 1.6). Para restaurar o equilíbrio das partes BD e CD separadamente, quando em B aplica-se uma carga externa de 30 kN, é necessário que na seção em D exista uma força interna de 50 kN. Verificamos ainda, pelas direções das forças F_{BC} e F'_{BC} na Fig. 1.6, que a barra está sob tração. Um procedimento similar nos permitiria determinar que a força interna na barra AB é 40 kN e que a barra está sob compressão.

1.2 TENSÕES NOS ELEMENTOS DE UMA ESTRUTURA

1.2.1 Tensão axial

Embora os resultados obtidos na seção anterior representem uma primeira e necessária etapa na análise da estrutura apresentada, eles não nos dizem se aquela carga pode ser suportada com segurança. A haste BC do exemplo considerado na seção anterior é um elemento de dupla força e, portanto, as forças F_{BC} e F'_{BC} que agem nas suas extremidades B e C (Fig. 1.5) são orientadas segundo o eixo dessa haste. Se a haste BC vai ou não se romper sob o efeito desta carga depende do valor da força interna F_{BC} , da área da seção transversal da haste e do material de que a haste é feita. Sem dúvida, a força interna F_{BC} representa a resultante das forças elementares distribuídas sobre toda a área A da seção transversal (Fig. 1.7), e a intensidade média dessas forças



Foto 1.2 A estrutura desta ponte consiste em barras simples que podem estar tracionadas ou comprimidas. ©Natalia Bratslavsky/Shutterstock

distribuídas é igual à força por unidade de área, F_{BC}/A , na seção. Se a barra vai ou não se quebrar sob o efeito dessa carga, depende da capacidade do material em resistir ao valor correspondente F_{BC}/A da intensidade das forças internas distribuídas.

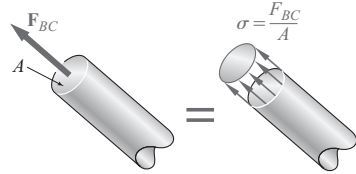


Fig. 1.7 A força axial representa a resultante das forças elementares distribuídas.

Vamos examinar a força uniformemente distribuída por meio da Fig. 1.8. A força por unidade de área, ou intensidade das forças distribuídas sobre uma determinada seção, é chamada de *tensão* naquela seção e é representada pela letra grega σ (sigma). A tensão na seção transversal de área A de uma barra submetida a uma carga axial \mathbf{P} é obtida dividindo-se o valor da carga P pela área A :

$$\sigma = \frac{P}{A} \tag{1.5}$$

Será utilizado um sinal positivo para indicar uma tensão de tração (barra tracionada) e um sinal negativo para indicar tensão de compressão (barra comprimida).

Conforme mostrado na Fig. 1.8, o corte que traçamos através da barra para determinar sua força interna e a tensão correspondente era perpendicular ao eixo da barra; tensão correspondente é descrita como *tensão normal*. Assim, a Equação (1.5) nos dá a *tensão normal em um elemento sob carga axial*:

Devemos notar também que, na Equação (1.5), σ representa o *valor médio* da tensão sobre a seção transversal e não a tensão em um ponto específico da seção transversal. Para definirmos a tensão em um determinado ponto Q da seção transversal, devemos considerar uma pequena área ΔA (Fig. 1.9). Dividindo a intensidade de ΔF por ΔA , obtemos o valor médio da tensão sobre ΔA . Fazendo ΔA aproximar-se de zero, obtemos a tensão no ponto Q :

$$\sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \tag{1.6}$$

Em geral, o valor obtido para a tensão σ em um determinado ponto Q da seção é diferente do valor da tensão média determinada pela Fórmula (1.5), e encontra-se que σ varia através da seção. Em uma barra esbelta submetida a cargas concentradas \mathbf{P} e \mathbf{P}' iguais e de sentidos opostos (Fig. 1.10a), essa variação é pequena em uma seção distante dos pontos de aplicação das cargas concentradas (Fig. 1.10c), mas é bastante significativa nas vizinhanças desses pontos (Fig. 1.10b e d).

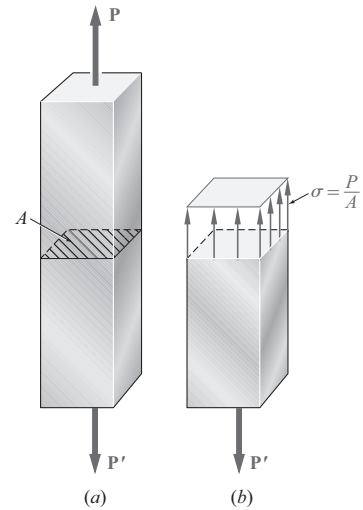


Fig. 1.8 (a) Barra submetida a uma carga axial. (b) Distribuição uniforme ideal da tensão em uma seção arbitrária.



Fig. 1.9 Pequena área ΔA , em um ponto arbitrário de uma seção transversal, comporta ΔF na sua barra axial.

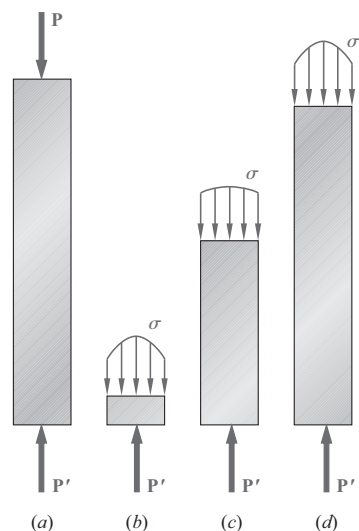


Fig. 1.10 Distribuição da tensão ao longo de diferentes seções de um elemento carregado axialmente.

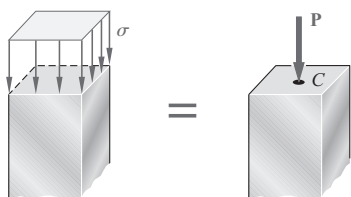


Fig. 1.11 A distribuição uniforme ideal da tensão em uma seção arbitrária implica que a força resultante passe através do centro da seção transversal.

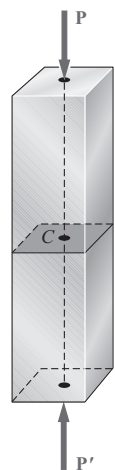


Fig. 1.12 Carga centrada com forças resultantes passando através do centroide da seção.

Pela Equação (1.6), vê-se que a intensidade da resultante das forças internas distribuídas é

$$\int dF = \int_A \sigma dA$$

No entanto, as condições de equilíbrio de cada uma das partes da barra mostrada na Fig. 1.10 exigem que essa intensidade seja igual à intensidade P das cargas concentradas. Temos, portanto,

$$P = \int dF = \int_A \sigma dA \quad (1.7)$$

o que significa que a resultante sob cada uma das superfícies de tensão na Fig. 1.10 deve ser igual à intensidade P das cargas. Essa, no entanto, é a única informação que a estática nos fornece, relativamente à distribuição das tensões normais nas várias seções da barra. A distribuição real das tensões em uma determinada seção é *estaticamente indeterminada*. Para saber mais sobre essa distribuição, é necessário considerar as deformações resultantes do modo particular de aplicação das cargas nas extremidades da barra. Isso será discutido no Capítulo 2.

Na prática, consideraremos que a distribuição das tensões normais em uma barra sob carga axial é uniforme, exceto nas vizinhanças imediatas dos pontos de aplicação das cargas. O valor σ da tensão é então igual a $\sigma_{\text{méd}}$ e pode ser obtido pela Fórmula (1.5). No entanto, devemos perceber que, quando assumimos uma distribuição uniforme das tensões na seção, ou seja, quando assumimos que as forças internas estão distribuídas uniformemente através da seção, segue-se da estática elementar* que a resultante \mathbf{P} das forças internas deve ser aplicada no centroide C da seção (Fig. 1.11). Isso significa que *uma distribuição uniforme da tensão é possível somente se a linha de ação das cargas concentradas \mathbf{P} e \mathbf{P}' passar através do centroide da seção considerada* (Fig. 1.12). Esse tipo de carregamento é chamado de *carga centrada*, e consideraremos que ele ocorre em todos os elementos de barra retos, encontrados em treliças e estruturas, conectados por pinos, como aquela da Fig. 1.1. No entanto, se um elemento de barra estiver carregado axialmente por uma carga excêntrica, como mostra a Fig. 1.13a, perceberemos, pelas condições de equilíbrio da parte da barra mostrada na Fig. 1.13b, que as forças internas em uma determinada seção devem ser equivalentes a uma força \mathbf{P} aplicada no centroide da seção e um conjugado \mathbf{M} , cuja intensidade é dada pelo momento $M = Pd$. A distribuição das forças, bem como a distribuição correspondente das tensões, *não pode ser uniforme*, assim como a distribuição de tensões não pode ser simétrica. Esse caso será discutido detalhadamente no Capítulo 4.

* Ferdinand P. Beer e E. Russell Johnston, Jr., *Mechanics for Engineers*, 5th ed., McGraw-Hill, New York, 2008, ou *Vector Mechanics for Engineers*, 12th ed., McGraw-Hill, New York, 2019, Sec. 5.1.

Como nessa discussão são utilizadas as unidades métricas do Sistema Internacional (SI), com P expressa em newtons (N) e A , em metros quadrados (m^2), a tensão σ será expressa em N/m^2 . Essa unidade é chamada de *pascal* (Pa). No entanto, considerando-se que o pascal é um valor extremamente pequeno, na prática, deverão ser utilizados múltiplos dessa unidade, ou seja, o quilopascal (kPa), o megapascal (MPa) e o gigapascal (GPa). Temos

$$1 \text{ kPa} = 10^3 \text{ Pa} = 10^3 \text{ N/m}^2$$

$$1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa} = 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$1 \text{ GPa} = 10^9 \text{ Pa} = 10^9 \text{ N/m}^2$$

Quando são utilizadas as unidades norte-americanas, a força P geralmente é expressa em libras (lb) ou quilolibras (kip), e a área da seção transversal A , em polegadas quadradas (in^2). A tensão σ será então expressa em libras por polegada quadrada (psi) ou quilolibras por polegada quadrada (ksi).*

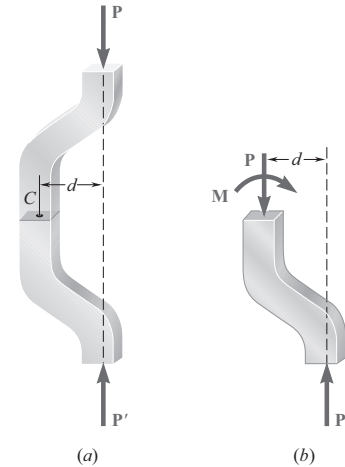


Fig. 1.13 Exemplo de carga excêntrica simples.

Aplicação do conceito 1.1

Considerando novamente a estrutura da Fig. 1.1, vamos supor que a barra BC seja feita de aço com uma tensão máxima admissível $\sigma_{adm} = 165 \text{ MPa}$. A barra BC pode suportar com segurança a carga à qual ela está submetida? O valor da força F_{BC} na barra já foi calculado como 50 kN . Lembrando que o diâmetro da barra é 20 mm , utilizamos a Equação (1.5) para determinar a tensão criada na barra pela carga. Temos

$$P = F_{BC} = +50 \text{ kN} = +50 \times 10^3 \text{ N}$$

$$A = \pi r^2 = \pi \left(\frac{20 \text{ mm}}{2} \right)^2 = \pi (10 \times 10^{-3} \text{ m})^2 = 314 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{+50 \times 10^3 \text{ N}}{314 \times 10^{-6} \text{ m}^2} = +159 \times 10^6 \text{ Pa} = +159 \text{ MPa}$$

Como o valor obtido para σ é menor que o valor da tensão admissível do aço utilizado σ_{adm} , concluímos que a barra BC pode suportar com segurança a carga à qual ela está submetida.

Para estar completa, nossa análise daquela estrutura também deverá incluir a determinação da tensão de compressão na barra AB , bem como uma investigação das tensões produzidas nos pinos e seus mancais. Isso será discutido mais adiante neste capítulo. Deveremos determinar também se as deformações produzidas pela carga são aceitáveis. O estudo das deformações sob cargas axiais será discutido no Capítulo 2. Uma consideração adicional necessária para elementos comprimidos envolve sua *estabilidade*, ou seja, sua capacidade para suportar uma dada carga sem apresentar mudança brusca de configuração. Isso será discutido no Capítulo 10.

* As principais unidades usadas em Mecânica, nos sistemas SI e de unidades norte-americanas, estão apresentadas no Apêndice A deste livro. A tabela da direita aponta que 1 psi equivale a aproximadamente 7 kPa e que 1 ksi é igual a cerca de 7 MPa.

O papel do engenheiro não se limita à análise das estruturas e das máquinas existentes sujeitas a uma determinada condição de carga. Mais importante ainda para o engenheiro é o *projeto* de novas estruturas e máquinas, o que implica a seleção dos componentes aptos a executar cada função específica.

Aplicação do conceito 1.2

Como exemplo de projeto, vamos voltar à estrutura da Fig. 1.1 e supor que será utilizado o alumínio, que tem uma tensão admissível $\sigma_{\text{adm}} = 100 \text{ MPa}$. Como a força na barra BC ainda será $P = F_{BC} = 50 \text{ kN}$ sob a carga dada, devemos ter então, da Equação (1.5),

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{P}{A} \quad A = \frac{P}{\sigma_{\text{adm}}} = \frac{50 \times 10^3 \text{ N}}{100 \times 10^6 \text{ Pa}} = 500 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

e, como $A = \pi r^2$,

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{500 \times 10^{-6} \text{ m}^2}{\pi}} = 12,62 \times 10^{-3} \text{ m} = 12,62 \text{ mm}$$

$$d = 2r = 25,2 \text{ mm}$$

Concluimos que uma barra de alumínio com 26 mm ou mais de diâmetro será adequada.

1.2.2 Tensão de cisalhamento

As forças internas e as tensões correspondentes discutidas na Seção 1.2.1 eram normais à seção considerada. Um tipo muito diferente de tensão é obtido quando forças transversais \mathbf{P} e \mathbf{P}' são aplicadas à barra AB (Fig. 1.14). Ao passar um corte na seção transversal C entre os pontos de aplicação das duas forças (Fig. 1.15a), obtemos o diagrama da parte AC mostrada na Fig. 1.15b. Concluimos que devem existir forças internas no plano da seção e que a resultante dessas forças é igual a \mathbf{P} . Essas forças internas elementares são chamadas de *forças de cisalhamento*, e a intensidade P de sua resultante é a *força cortante* na seção. Ao dividir a força cortante P pela área A da seção transversal, obtemos a *tensão média de cisalhamento*, na seção. Indicando a tensão de cisalhamento pela letra grega τ (tau), temos

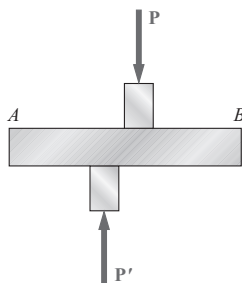


Fig. 1.14 Forças transversais opostas gerando cisalhamento no elemento AB .

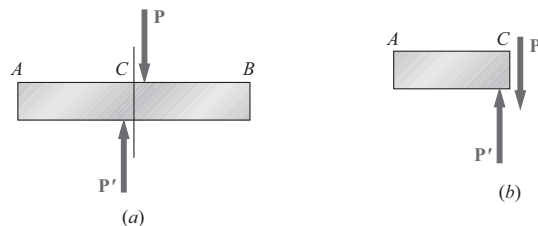


Fig. 1.15 Demonstração da força de cisalhamento interna resultante em uma seção entre forças transversais.

$$\tau_{\text{méd}} = \frac{P}{A} \quad (1.8)$$

Deve-se enfatizar que o valor obtido é um valor médio da tensão de cisalhamento sobre a seção toda. Ao contrário do que dissemos antes para as tensões normais, a distribuição da tensão de cisalhamento por meio da seção *não pode* ser considerada uniforme. Conforme veremos no Capítulo 6, o valor real τ da tensão de cisalhamento varia de zero na superfície da barra até um valor máximo $\tau_{\text{máx}}$, que pode ser muito maior que o valor médio $\tau_{\text{méd}}$.

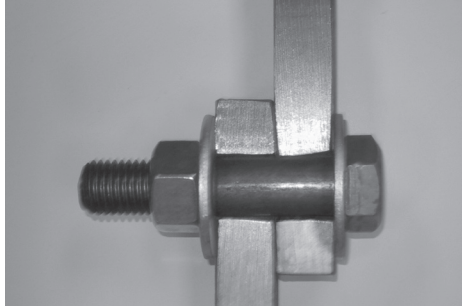


Foto 1.3 Vista em corte de uma conexão com um parafuso em cisalhamento. Cortesia de John DeWolf

As tensões de cisalhamento são comumente encontradas em parafusos, pinos e rebites utilizados para conectar vários elementos estruturais e elementos de máquinas (Foto 1.3). Considere as duas placas *A* e *B*, conectadas por um parafuso *CD* (Fig. 1.16). Se as placas estiverem submetidas a forças de tração de intensidade *F*, serão desenvolvidas tensões na seção *EE'* do parafuso. Desenhando os diagramas do parafuso e da parte localizada acima do plano *EE'* (Fig. 1.17), concluímos que a força cortante *P* na seção é igual a *F*. A tensão de cisalhamento média na seção é obtida de acordo com a Fórmula (1.8), dividindo-se a força cortante $P = F$ pela área *A* da seção transversal:

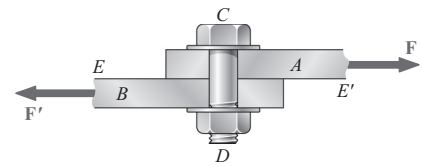


Fig. 1.16 Parafuso submetido a cisalhamento simples.

$$\tau_{\text{méd}} = \frac{P}{A} = \frac{F}{A} \quad (1.9)$$

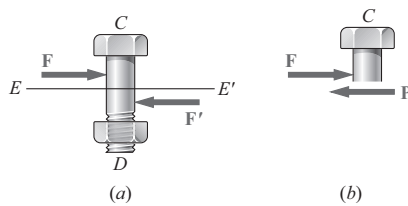


Fig. 1.17 (a) Diagrama do parafuso em cisalhamento simples. (b) Seção *EE'* do parafuso.

Podemos dizer que o parafuso que acabamos de considerar encontra-se em *cisalhamento simples*. No entanto, podem ocorrer diferentes situações de carga. Por exemplo, se forem utilizadas chapas de ligação *C* e *D* para conectar as placas *A* e *B* (Fig. 1.18), o cisalhamento ocorrerá no parafuso *HJ* em cada um dos dois planos *KK'* e *LL'* (e similarmente no parafuso *EG*). Dizemos que os parafusos estão na condição de *cisalhamento duplo*. Para determinar

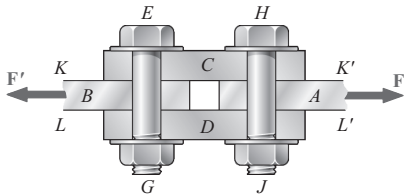


Fig. 1.18 Parafusos submetidos a cisalhamento duplo.

a tensão de cisalhamento média em cada plano, desenhamos os diagramas de corpo livre do parafuso *HJ* e da parte do parafuso localizada entre os dois planos (Fig. 1.19). Observando que a força cortante *P* em cada uma das seções é $P = F/2$, concluímos que a tensão média de cisalhamento é

$$\tau_{\text{méd}} = \frac{P}{A} = \frac{F/2}{A} = \frac{F}{2A} \quad (1.10)$$

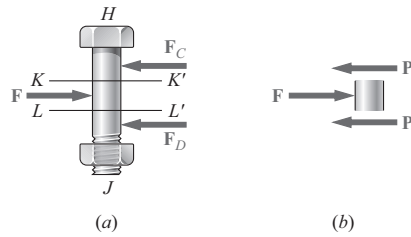


Fig. 1.19 (a) Diagrama do parafuso em cisalhamento duplo. (b) Seções *KK'* e *LL'* do parafuso.

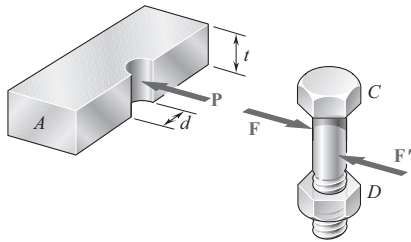


Fig. 1.20 Forças iguais e opostas entre a placa e o parafuso, exercidas sobre as superfícies de esmagamento.

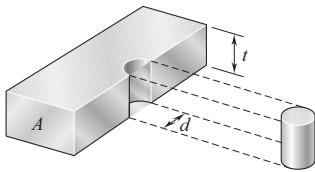


Fig. 1.21 Valores para calcular a área de tensão de esmagamento.

1.2.3 Tensão de esmagamento em conexões

Parafusos, pinos e rebites criam tensões ao longo da *superfície de esmagamento*, ou de contato, nos elementos que eles conectam. Por exemplo, considere novamente as duas placas *A* e *B* conectadas por um parafuso *CD*, conforme discutimos na seção anterior (Fig. 1.16). O parafuso exerce na placa *A* uma força **P** igual e oposta à força **F** exercida pela placa no parafuso (Fig. 1.20). A força **P** representa a resultante das forças elementares distribuídas na superfície interna de um meio-cilindro de diâmetro *d* e de comprimento *t* igual à espessura da placa. Como a distribuição dessas forças e as tensões correspondentes são muito complicadas, utiliza-se na prática um valor nominal médio σ_e para a tensão, chamado de *tensão de esmagamento*, obtido dividindo-se a carga *P* pela área do retângulo que representa a projeção do parafuso sobre a seção da placa (Fig. 1.21). Como essa área é igual a *td*, onde *t* é a espessura da placa e *d* o diâmetro do parafuso, temos

$$\sigma_e = \frac{P}{A} = \frac{P}{td} \quad (1.11)$$

1.2.4 Aplicação na análise e no projeto de estruturas simples

Estamos agora em condições de determinar as tensões nos elementos e nas conexões de várias estruturas simples bidimensionais e, portanto, em condições de projetar essas estruturas. Isso pode ser ilustrado por meio da Aplicação do conceito a seguir.

Aplicação do conceito 1.3

Como exemplo, vamos voltar à estrutura da Fig. 1.1 para determinar as tensões normais, as tensões de cisalhamento e as tensões de esmagamento. Como mostra a Fig. 1.22, a barra BC com diâmetro de 20 mm tem extremidades achatadas com seção transversal retangular de 20×40 mm, ao passo que a barra AB tem uma seção transversal retangular de 30×50 mm e está presa com uma articulação na extremidade B . Ambos os elementos são conectados em B por um pino a partir do qual é suspensa a carga de 30 kN, por meio de um suporte em forma de U. A barra AB é suportada em A por um pino preso em um suporte duplo, enquanto a barra BC está conectada em C a um suporte simples. Todos os pinos têm 25 mm de diâmetro.

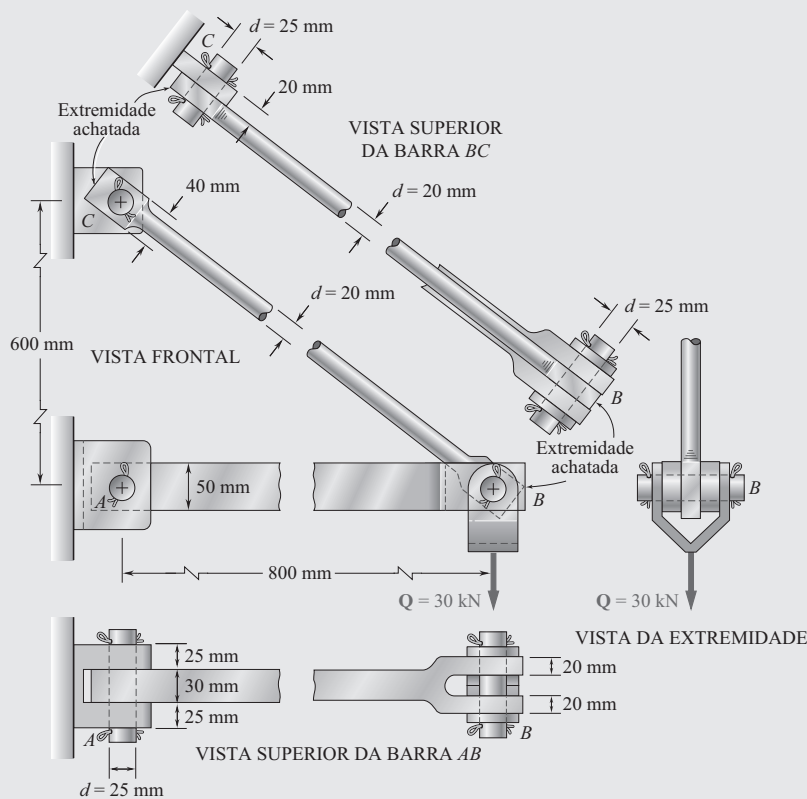


Fig. 1.22 Componentes da barra utilizados para suportar a carga de 30 kN.

Determinação da tensão normal na barra AB e na haste BC . Conforme determinamos anteriormente, a força na barra BC é $F_{BC} = 50$ kN (tração) e a área de sua seção transversal circular é $A = 314 \times 10^{-6} \text{ m}^2$; a tensão normal média correspondente é $\sigma_{BC} = +159$ MPa. No entanto, as partes achatadas da barra também estão sob tração, e na seção mais estreita, na qual está localizado um furo, temos

$$A = (20 \text{ mm})(40 \text{ mm} - 25 \text{ mm}) = 300 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

O valor médio correspondente da tensão é, portanto,

$$(\sigma_{BC})_{\text{ext}} = \frac{P}{A} = \frac{50 \times 10^3 \text{ N}}{300 \times 10^{-6} \text{ m}^2} = 167 \text{ MPa}$$

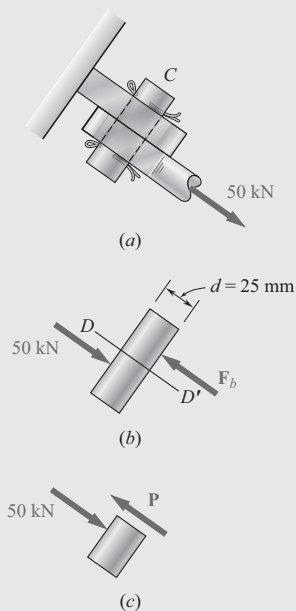


Fig. 1.23 Diagramas do cisalhamento simples no pino C.

Note que esse é um *valor médio*: próximo ao furo, a tensão realmente terá um valor muito maior, como veremos na Seção 2.11. Está claro que, sob uma carga crescente, a barra falhará próximo de um dos furos, e não na sua parte cilíndrica; seu projeto, portanto, poderia ser melhorado aumentando-se a largura ou a espessura das extremidades achatadas da barra.

Voltando nossa atenção agora para a barra *AB*, recordaremos da Seção 1.2 que a força na barra é $F_{AB} = 40$ kN (compressão). Como a área da seção transversal retangular da barra é $A = 30 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} = 1,5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, o valor médio da tensão normal na parte principal da barra entre os pinos *A* e *B* é

$$\sigma_{AB} = -\frac{40 \times 10^3 \text{ N}}{1,5 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = -26,7 \times 10^6 \text{ Pa} = -26,7 \text{ MPa}$$

Observe que as seções de área mínima em *A* e *B* não estão sob tensão, pois a barra está em compressão e, portanto, *empurra* os pinos (em vez de *puxá-los* como faz a barra *BC*).

Determinação da tensão de cisalhamento em várias conexões. Para determinarmos a tensão de cisalhamento em uma conexão, por exemplo, um parafuso, pino ou rebite, primeiramente mostramos claramente as forças aplicadas pelas várias barras que ela conecta. Assim, no caso do pino *C* em nosso exemplo (Fig. 1.23a), desenhamos a Fig. 1.23b, mostrando a força de 50 kN, aplicada pela barra *BC* sobre o pino, e a força igual e oposta aplicada pelo suporte. Desenhando agora o diagrama da parte do pino localizada abaixo do plano *DD'* em que ocorrem as tensões de cisalhamento (Fig. 1.23c), concluímos que a força cortante naquele plano é $P = 50$ kN. Como a área da seção transversal do pino é

$$A = \pi r^2 = \pi \left(\frac{25 \text{ mm}}{2} \right)^2 = \pi (12,5 \times 10^{-3} \text{ m})^2 = 491 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

concluímos que o valor médio da tensão de cisalhamento no pino *C* é

$$\tau_{\text{méd}} = \frac{P}{A} = \frac{50 \times 10^3 \text{ N}}{491 \times 10^{-6} \text{ m}^2} = 102,0 \text{ MPa}$$

Considerando agora o pino em *A* (Fig. 1.24a), notamos que ele está na condição de cisalhamento duplo. Desenhando os diagramas de corpo livre do pino e da parte do pino localizada entre os planos *DD'* e *EE'* em que ocorrem as tensões de cisalhamento, concluímos que $P = 20$ kN e que

$$\tau_{\text{méd}} = \frac{P}{A} = \frac{20 \text{ kN}}{491 \times 10^{-6} \text{ m}^2} = 40,7 \text{ MPa}$$

Considerando o pino em *B* (Fig. 1.25a), verificamos que ele pode ser dividido em cinco partes que estão sob a ação de forças aplicadas pelas barras e suporte. Considerando sucessivamente as partes *DE* (Fig. 1.25b) e *DG* (Fig. 1.25c), concluímos que a força cortante na seção *E* é $P_E = 15$ kN, enquanto a força cortante na seção *G* é $P_G = 25$ kN. Como a carga do pino é simétrica, concluímos que o valor máximo da força cortante no pino *B* é $P_G = 25$ kN e que a maior tensão de cisalhamento ocorre nas seções *G* e *H*, em que

$$\tau_{\text{méd}} = \frac{P_G}{A} = \frac{25 \text{ kN}}{491 \times 10^{-6} \text{ m}^2} = 50,9 \text{ MPa}$$

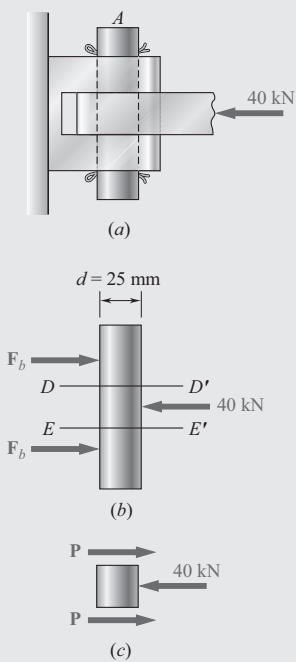


Fig. 1.24 Diagrama de corpo livre do pino de cisalhamento duplo em *A*.

Determinação das tensões de esmagamento. Para determinarmos a tensão de esmagamento nominal em A na barra AB , utilizamos a Fórmula (1.11). Da Fig. 1.22, temos $t = 30$ mm e $d = 25$ mm. Lembrando que $P = F_{AB} = 40$ kN, temos

$$\sigma_e = \frac{P}{td} = \frac{40 \text{ kN}}{(30 \text{ mm})(25 \text{ mm})} = 53,3 \text{ MPa}$$

Para obtermos a tensão de esmagamento no suporte em A , utilizamos $t = 2(25 \text{ mm}) = 50$ mm e $d = 25$ mm:

$$\sigma_e = \frac{P}{td} = \frac{40 \text{ kN}}{(50 \text{ mm})(25 \text{ mm})} = 32,0 \text{ MPa}$$

As tensões de esmagamento em B na barra AB , em B e C na barra BC e no suporte em C são encontradas de forma semelhante.

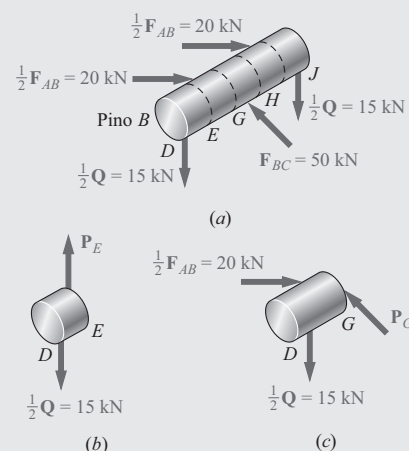


Fig. 1.25 Diagramas de corpo livre para diversas seções no pino B .

1.2.5 Método de solução do problema

Você deve abordar um problema em resistência dos materiais da mesma maneira como abordaria uma situação real de engenharia. Utilizando sua experiência e intuição, sobre o comportamento físico você terá mais facilidade para entender e formular o problema. A solução deverá ser com base nos princípios fundamentais da estática e nos princípios que você aprenderá neste curso. Cada passo a executar deverá ser justificado com base no que acabamos de dizer, não restando lugar para “intuição”. Depois de obtida a resposta, ela deverá ser verificada. Aqui, novamente, você pode utilizar o seu bom senso e a experiência pessoal. Se não estiver completamente satisfeito com o resultado obtido, verifique cuidadosamente a formulação do problema, a validade dos métodos utilizados em sua solução e a precisão dos seus cálculos.

Em geral você normalmente pode resolver os problemas de várias formas diferentes; não há uma abordagem que funcione melhor para todos. Contudo, verificamos que frequentemente os estudantes consideram útil contar com um conjunto de orientações gerais destinadas a situar os problemas e encaminhar as soluções. Na seção Problema Resolvido, ao longo deste livro, usamos uma abordagem em quatro passos, a qual nos referimos como metodologia SMART: Estratégia, Modelagem, Análise e Refletir E Pensar (Strategy, Modeling, Analysis, and Reflect & Think):

- 1. Estratégia.** O enunciado do problema deverá ser claro e preciso, contendo os dados fornecidos e indicando as informações necessárias. O primeiro passo para a solução do problema é decidir sobre quais são, entre os conceitos aprendidos, os que se aplicam à situação dada e estabelecer a conexão desses dados com as informações pedidas. Muitas vezes é útil fazer o caminho inverso, partindo da informação que você está tentando obter: pergunte-se quais as quantidades que precisa conhecer para obter a resposta, e, se alguma dessas quantidades for desconhecida, como você pode obtê-la a partir dos dados fornecidos.
- 2. Modelagem.** A solução da maioria dos problemas irá exigir que, primeiramente, você determine *as reações de apoio e as forças e momentos internos*. É importante incluir um ou vários *diagramas de*

corpo livre para dar base a essas determinações. Desenhe croquis adicionais à medida que for necessário, guiando o restante de sua solução, como a análise da tensão.

3. **Análise.** Depois de desenhar os diagramas necessários, use os princípios fundamentais de mecânica para escrever equações de equilíbrio. Elas podem ser resolvidas para encontrar forças desconhecidas e podem ser utilizadas para calcular as tensões necessárias e deformações.
4. **Refletir E Pensar.** Após obter a resposta, ela deverá ser *cuidadosamente verificada*. Ela faz sentido no contexto do problema? Erros de *raciocínio* frequentemente podem ser detectados ao rastrear as unidades envolvidas nos cálculos feitos e verificando se as unidades obtidas para a resposta são compatíveis. Por exemplo, no projeto da barra discutido na Aplicação do conceito 1.2, encontramos, após especificar as unidades nos nossos cálculos, que o diâmetro necessário para a barra estava expresso em milímetros, que é a unidade correta para uma medida de comprimento; se tivéssemos encontrado outra unidade, saberíamos que algum engano foi cometido.

Erros de *cálculo* geralmente podem ser detectados substituindo-se nas equações os valores numéricos obtidos que ainda não foram utilizados, e verificando se a equação é satisfatória. Nunca é demais destacar a importância do cálculo correto na engenharia.

Precisão numérica A precisão da solução de um problema depende de dois itens: (1) a precisão dos dados fornecidos e (2) a precisão dos cálculos executados.

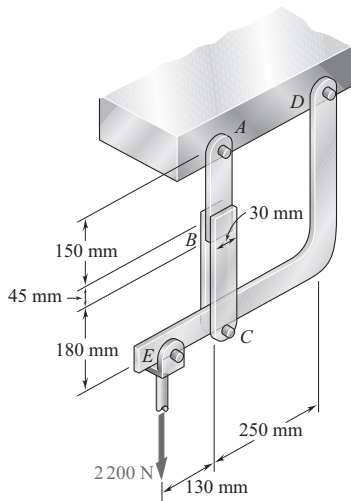
A solução não pode ser mais precisa do que o menos preciso desses dois itens. Por exemplo, se a carga de uma viga for 75 000 lb com um possível erro de 100 lb para mais ou para menos, o erro relativo que mede o grau de precisão dos dados é

$$\frac{100 \text{ lb}}{75\,000 \text{ lb}} = 0,0013 = 0,13\%$$

Ao calcular a reação em um dos apoios da viga, não teria significado expressá-la como 14 322 lb. A precisão da solução não pode ser maior do que 0,13%, não importa quão precisos sejam os cálculos, e o erro possível na resposta pode ser de até $(0,13/100)(14\,322 \text{ lb}) \approx 20 \text{ lb}$. A resposta adequada deverá ser dada como $14\,320 \pm 20 \text{ lb}$.

Em problemas de engenharia, raramente os dados são conhecidos com uma precisão maior do que 0,2%. Portanto, não se justifica dar as respostas desses problemas com uma precisão maior que 0,2%. Uma regra prática é utilizar quatro algarismos para representar números começados com um “1” e três algarismos em todos os outros casos. A menos que seja indicado o contrário, os dados fornecidos em um problema deverão ser considerados conhecidos com um grau comparável de precisão. Por exemplo, uma força de 40 lb deverá ser lida como 40,0 lb, e uma força de 15 lb deverá ser lida como 15,00 lb.

As calculadoras de bolso e os computadores são amplamente utilizados pelos engenheiros e estudantes de engenharia. No entanto, os estudantes não devem utilizar mais algarismos significativos do que os necessários meramente porque são facilmente obtidos. Conforme mencionamos, uma precisão maior que 0,2% raramente é necessária ou significativa na solução prática dos problemas de engenharia.



PROBLEMA RESOLVIDO 1.1

No suporte mostrado na figura, a parte superior do elemento *ABC* tem 9,5 mm de espessura, e as partes inferiores têm 6,4 mm de espessura cada uma. É utilizada resina epóxi para unir as partes superior e inferior em *B*. O pino em *A* tem 9,5 mm de diâmetro, e o pino usado em *C* tem 6,4 mm de diâmetro. Determine (a) a tensão de cisalhamento no pino *A*, (b) a tensão de cisalhamento no pino *C*, (c) a maior tensão normal no elemento *ABC*, (d) a tensão de cisalhamento média nas superfícies coladas em *B* e (e) a tensão de esmagamento no elemento em *C*.

ESTRATÉGIA: Considere o diagrama de corpo livre do suporte para determinar o esforço interno no elemento *AB* e continue determinando as forças de cisalhamento e de contato atuantes nos pinos. Essas forças podem então ser usadas para calcular as tensões.

MODELAGEM: Desenhe o diagrama de corpo livre para o suporte e determine as reações de apoio (Fig. 1). Desenhe então os diagramas dos vários componentes de interesse mostrando as forças necessárias à determinação das tensões desejadas (Figuras 2–6).

ANÁLISE:

Corpo livre: todo o suporte. Como o elemento *ABC* é uma barra simples, a reação em *A* é vertical; a reação em *D* é representada por suas componentes *D_x* e *D_y*. Assim, temos

$$+\uparrow \Sigma M_D = 0: \quad (2\,200\text{ N})(380\text{ mm}) - F_{AC}(250\text{ mm}) = 0$$

$$F_{AC} = +3\,344\text{ N} \quad F_{AC} = 3\,344\text{ N} \quad \text{tração}$$

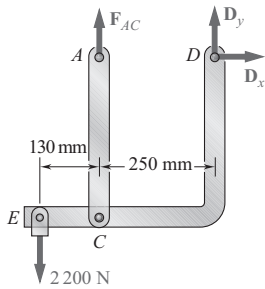


Fig. 1 Diagrama de corpo livre do suporte.

a. Tensão de cisalhamento no pino *A*. Como este pino tem 9,5 mm de diâmetro e está sob cisalhamento simples (Fig. 2), temos

$$\tau_A = \frac{F_{AC}}{A} = \frac{3\,344}{\frac{1}{4}\pi(9,5\text{ mm})^2} \quad \tau_A = 47,2\text{ MPa} \quad \blacktriangleleft$$

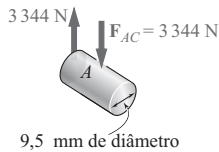


Fig. 2 Pino *A*.

b. Tensão de cisalhamento no pino *C*. Como este é um pino de 6,4 mm de diâmetro e está sob cisalhamento duplo (Fig. 3), temos

$$\tau_C = \frac{\frac{1}{2}F_{AC}}{A} = \frac{1\,672\text{ N}}{\frac{1}{4}\pi(6,4\text{ mm})^2} \quad \tau_C = 52,0\text{ MPa} \quad \blacktriangleleft$$

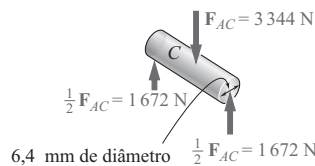


Fig. 3 Pino *C*.

c. Maior tensão normal no membro ABC. A maior tensão é encontrada onde a área é menor; isso ocorre na seção transversal *A* (Fig. 4) em que está localizado o furo de 9,5 mm. Temos

$$\sigma_A = \frac{F_{AC}}{A_{\text{útil}}} = \frac{3\,344\text{ N}}{(9,5\text{ mm})(30\text{ mm} - 9,5\text{ mm})} = \frac{3\,344\text{ N}}{194,75\text{ mm}^2}$$

$\sigma_A = 17,2\text{ MPa} \blacktriangleleft$

d. Tensão de cisalhamento média em B. Notamos que existe ligação em ambos os lados da parte superior do membro (Fig. 5) e que a força de cisalhamento em cada lado é $F_1 = (3\,344\text{ N})/2 = 1\,672\text{ N}$. A tensão de cisalhamento média em cada superfície é então

$$\tau_B = \frac{F_1}{A} = \frac{1\,672\text{ N}}{(30\text{ mm})(45\text{ mm})}$$

$\tau_B = 1,24\text{ MPa} \blacktriangleleft$

e. Tensão de esmagamento em C. Para cada parte do vínculo (Fig. 6), $F_1 = 1\,672\text{ N}$ e a área de contato nominal é $(6,4\text{ mm})(6,4\text{ mm}) = 40,96\text{ mm}^2$,

$$\sigma_e = \frac{F_1}{A} = \frac{1\,672\text{ N}}{40,96\text{ mm}^2}$$

$\sigma_e = 40,8\text{ MPa} \blacktriangleleft$

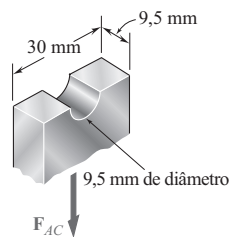


Fig. 4 Seção do membro ABC em A.

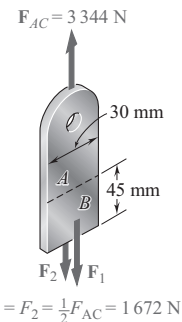


Fig. 5 Elemento AB.

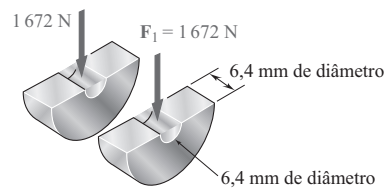


Fig. 6 Seção do membro ABC e C.

REFLETIR E PENSAR: Este exemplo de aplicação demonstra a necessidade de desenhar separadamente os diagramas de corpo livre de cada elemento, considerando cuidadosamente o comportamento de cada um deles. Como exemplo, baseado em uma inspeção visual do suporte, o elemento AC aparenta estar tracionado considerada a ação dada, e a análise confirma isso. Ao contrário, se obtido um resultado de compressão, será necessária uma completa reanálise do problema.

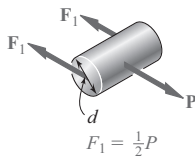
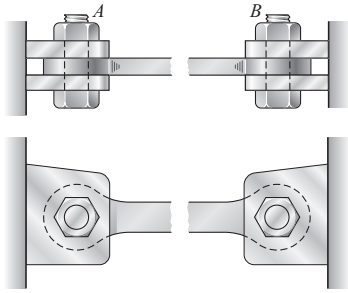


Fig. 1 Parafuso seccionado.

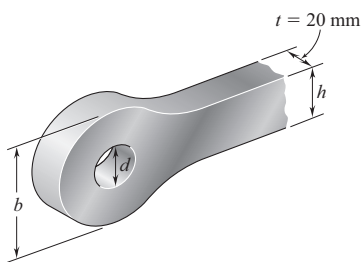


Fig. 2 Geometria da barra de ligação.

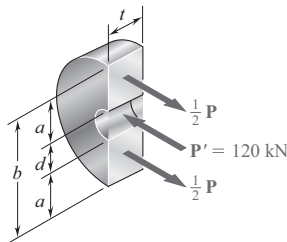


Fig. 3 Seção da extremidade da barra de ligação.

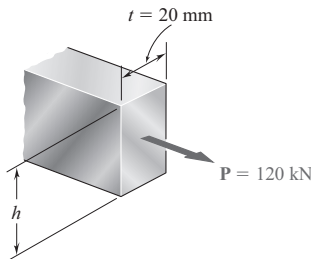


Fig. 4 Seção de meio-corpo da barra de ligação.

PROBLEMA RESOLVIDO 1.2

A barra de ligação de aço mostrada na figura deve suportar uma força de tração de intensidade $P = 120 \text{ kN}$ quando é rebitada entre suportes duplos em A e B . A barra será feita a partir de uma chapa de 20 mm de espessura. Para a classe do aço a ser utilizado, as tensões máximas admissíveis são: $\sigma = 175 \text{ MPa}$, $\tau = 100 \text{ MPa}$, $\sigma_e = 350 \text{ MPa}$. Projete a barra determinando os valores necessários de (a) o diâmetro d do parafuso, (b) a dimensão b em cada extremidade da barra e (c) a dimensão h da barra.

ESTRATÉGIA: Use diagramas de corpo livre para determinar as forças necessárias à obtenção das tensões em função das forças de tração projetadas. Fazendo as tensões iguais às tensões admissíveis gera a determinação das dimensões especificadas.

MODELAGEM E ANÁLISE:

a. **Diâmetro do parafuso.** Como o parafuso está sob cisalhamento duplo, $F_1 = \frac{1}{2}P = 60 \text{ kN}$.

$$\tau = \frac{F_1}{A} = \frac{60 \text{ kN}}{\frac{1}{4}\pi d^2} \quad 100 \text{ MPa} = \frac{60 \text{ kN}}{\frac{1}{4}\pi d^2} \quad d = 27,6 \text{ mm}$$

Utilizaremos $d = 28 \text{ mm}$ ◀

Neste ponto verificamos a tensão de esmagamento entre a chapa de 20 mm de espessura (Fig. 2) e o parafuso com 28 mm de diâmetro.

$$\sigma_e = \frac{P}{td} = \frac{120 \text{ kN}}{(0,020 \text{ m})(0,028 \text{ m})} = 214 \text{ MPa} < 350 \text{ MPa} \quad \text{OK}$$

b. **Dimensão b em cada extremidade da barra.** Vamos considerar uma das partes extremas da barra apresentada na Fig. 3. Lembrando que a espessura da chapa de aço é $t = 20 \text{ mm}$ e que a tensão de tração média não deve exceder 175 MPa , temos

$$\sigma = \frac{\frac{1}{2}P}{ta} \quad 175 \text{ MPa} = \frac{60 \text{ kN}}{(0,02 \text{ m})a} \quad a = 17,14 \text{ mm}$$

$$b = d + 2a = 28 \text{ mm} + 2(17,14 \text{ mm}) \quad b = 62,3 \text{ mm} \quad \blacktriangleleft$$

c. **Dimensão h da barra.** Vamos considerar uma seção da porção central da barra (Fig. 4). Lembrando que a espessura da chapa de aço é $t = 20 \text{ mm}$, temos

$$\sigma = \frac{P}{th} \quad 175 \text{ MPa} = \frac{120 \text{ kN}}{(0,020 \text{ m})h} \quad h = 34,3 \text{ mm}$$

Utilizaremos $h = 35 \text{ mm}$ ◀

REFLETIR E PENSAR: Dimensionamos d baseados no cisalhamento do parafuso, e então verificamos a força de contato no olhal. Excedida a tensão de contato admissível, teremos que recalculamos d baseados em um critério para tensões de contato.

PROBLEMAS

- 1.1** Duas barras cilíndricas de seção transversal cheia AB e BC são soldadas uma à outra em B e submetidas a um carregamento conforme mostra a figura. Determine a intensidade da força P para a qual a tensão normal de tração na barra AB é duas vezes a intensidade da tensão de compressão da barra BC .

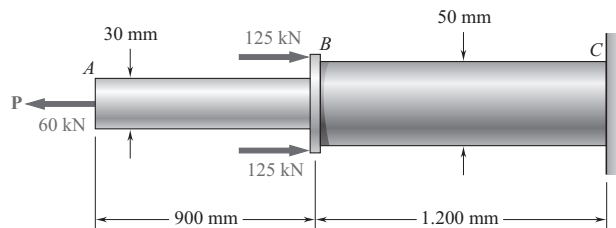


Fig. P1.1 e P1.2

- 1.2** No Problema 1.1, sabendo que $P = 177,9\text{ kN}$, determine a tensão normal média no ponto médio da (a) barra AB e (b) barra BC .
- 1.3** Duas barras cilíndricas de seção transversal cheia AB e BC são soldadas uma à outra em B e submetidas a um carregamento conforme mostra a figura. Sabendo que a tensão normal média não pode exceder 175 MPa na barra AB e 150 MPa na barra BC , determine os menores valores admissíveis de d_1 e d_2 .

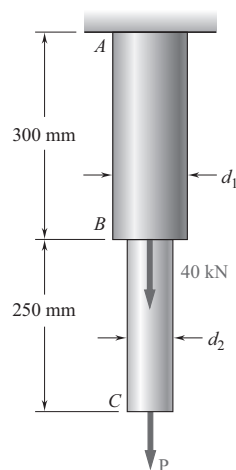
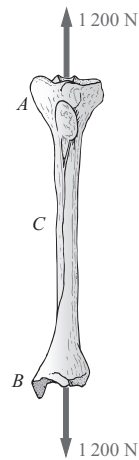
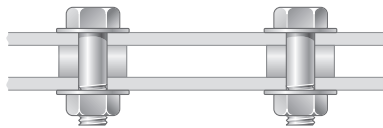
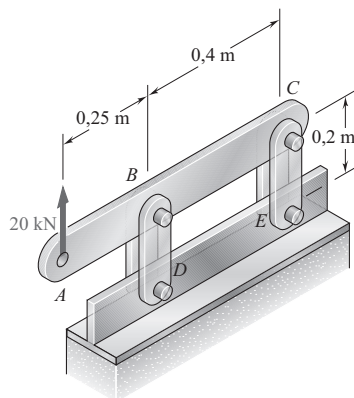


Fig. P1.3 e P1.4

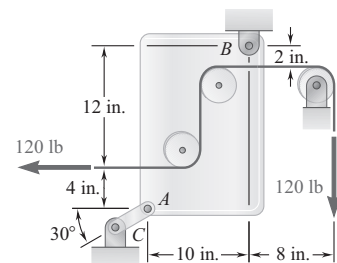
- 1.4** Duas barras cilíndricas de seção transversal cheia AB e BC são soldadas uma à outra em B e submetidas a um carregamento conforme mostra a figura. Sabendo que $d_1 = 50$ mm e $d_2 = 30$ mm, calcule a tensão normal média no ponto médio da (a) barra AB e (b) barra BC .
- 1.5** Um medidor de deformação localizado em C na superfície do osso AB indica que a tensão normal média no osso é 3,80 MPa, quando o osso está submetido a duas forças de 1200 N como mostra a figura. Supondo que a seção transversal do osso em C seja anular e sabendo que seu diâmetro externo é 25 mm, determine o diâmetro interno da seção transversal do osso em C .
- 1.6** Duas chapas de aço serão unidas por parafusos de aço de alta resistência de 16 mm de diâmetro bem ajustados dentro de espaçadores de latão cilíndricos. Sabendo que a tensão normal média não deve exceder 200 MPa nos parafusos e 130 MPa nos espaçadores, determine o diâmetro externo dos espaçadores permitira o projeto mais econômico e seguro.


Fig. P1.5

Fig. P1.6

- 1.7** Cada uma das quatro barras verticais tem uma seção transversal retangular uniforme de 8×36 mm, e cada um dos quatro pinos tem um diâmetro de 16 mm. Determine o valor máximo da tensão normal média nos vínculos que conectam (a) os pontos B e D e (b) os pontos C e E .


Fig. P1.7

- 1.8** A conexão AC tem seção transversal retangular uniforme com $\frac{1}{8}$ in. de espessura e 1 in. de altura. Determine a tensão normal na porção central da conexão.


Fig. P1.8

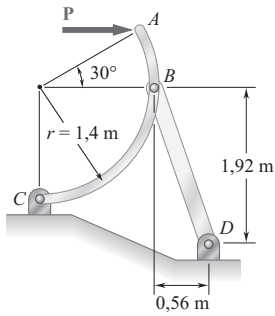


Fig. P1.9

1.9 Sabendo que a porção central da barra BD possui uma área da seção transversal uniforme de 800 mm^2 , determine a intensidade da carga P para a qual a tensão normal stress naquela porção de BD é igual a 50 MPa .

1.10 A conexão BD consiste em uma barra simples de 1 in. de altura por $\frac{1}{2} \text{ in.}$ de espessura. Sabendo que cada pino tem $\frac{3}{8} \text{ in.}$ de diâmetro, determine o valor máximo da tensão normal média na conexão BD se (a) $\theta = 0$, (b) $\theta = 90^\circ$.

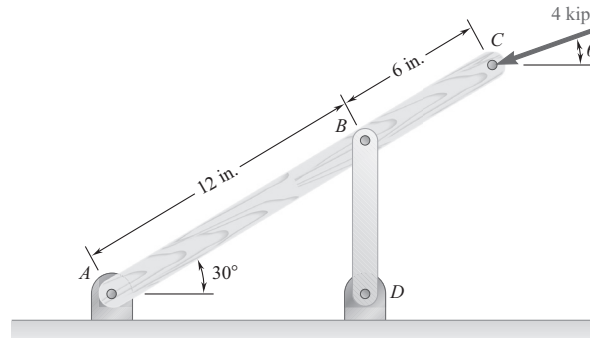


Fig. P1.10

1.11 A barra rígida EFG é apoiada pelo sistema de treliça mostrado. Sabendo que o elemento CG é uma haste circular sólida com $0,75 \text{ in.}$ de diâmetro, determine a tensão normal em CG .

1.12 A barra rígida EFG é apoiada pelo sistema de treliça mostrado. Determine a área da seção transversal do elemento AE para a qual a tensão normal no elemento é de 15 ksi .

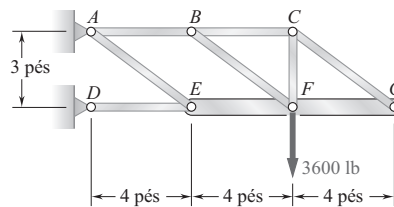


Fig. P1.11 e P1.12

1.13 Uma barra de reboque para aviões é posicionada utilizando um cilindro hidráulico conectado por uma haste de aço com diâmetro de 25 mm a dois dispositivos de braços e rodas DEF . A massa de toda barra de reboque é de 200 kg , e seu centro de gravidade está localizado em G . Para a posição mostrada, determine a tensão normal na haste.

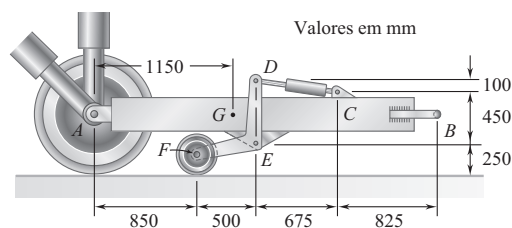


Fig. P1.13

- 1.14** Dois cilindros hidráulicos são utilizados para controlar a posição de um braço robótico ABC . Sabendo que as hastes de controle fixadas em A e D têm cada uma 20 mm de diâmetro e estão paralelas na posição mostrada, determine a tensão normal média no (a) elemento AE , (b) no elemento DG .

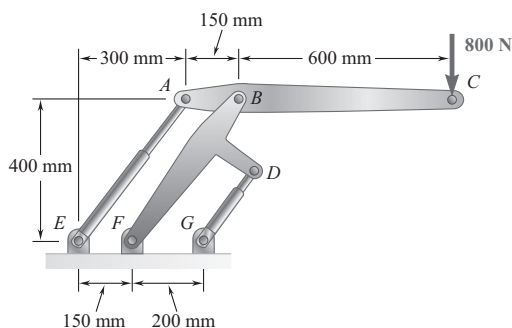


Fig. P1.14

- 1.15** Sabendo que uma força P de intensidade 50 kN é necessária para criar um furo de diâmetro $d = 20$ mm em uma chapa de alumínio com espessura $t = 5$ mm, determine a tensão de cisalhamento média no alumínio com falha.

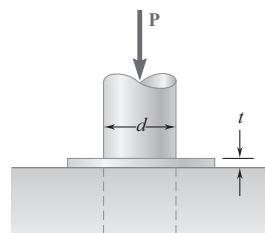


Fig. P1.15

- 1.16** Duas pranchas de madeira, cada uma com 12 mm de espessura e 225 mm de largura, são unidas pela junta de encaixe mostrada na figura. Sabendo que a madeira utilizada rompe por cisalhamento ao longo das fibras quando a tensão de cisalhamento média alcança 8 MPa, determine a intensidade P da carga axial que romperá a junta.

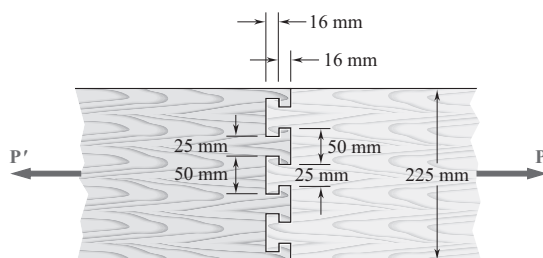


Fig. P1.16

1.17 Quando a força P alcançou 8 kN, o corpo de prova de madeira mostrado na figura falhou sob cisalhamento ao longo da superfície indicada pela linha tracejada. Determine a tensão de cisalhamento média ao longo daquela superfície no instante da falha.

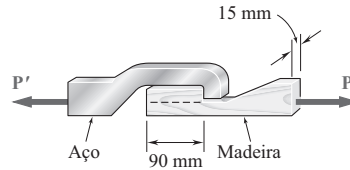


Fig. P1.17

1.18 Uma carga P é aplicada a uma barra de aço suportada por uma chapa de alumínio na qual foi feito um furo de 12 mm conforme mostra a figura. Sabendo que a tensão de cisalhamento não deve exceder 180 MPa na barra de aço e 70 MPa na chapa de alumínio, determine a máxima carga P que pode ser aplicada à barra.

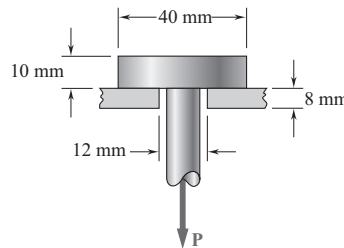


Fig. P1.18

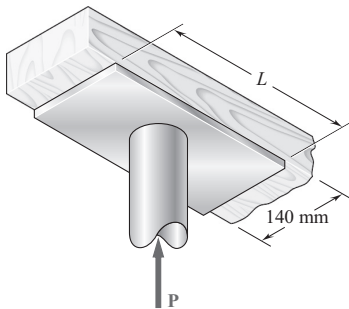


Fig. P1.19

1.19 A força axial na coluna que suporta a viga de madeira mostrada na figura é $P = 75$ kN. Determine o menor comprimento L admissível para a chapa de contato para que a tensão de contato na madeira não exceda 3,0 MPa.

1.20 Três pranchas de madeira são justapostas por uma série de parafusos formando uma coluna. O diâmetro de cada parafuso é igual a 12 mm, e o diâmetro interno de cada arruela é de 16 mm, o qual é ligeiramente maior que o diâmetro dos furos nas pranchas. Determine o menor diâmetro externo admissível d das arruelas, sabendo que a tensão normal média nos parafusos é de 36 MPa e que a tensão de contato entre as arruelas e as pranchas não deve exceder 8,5 MPa.

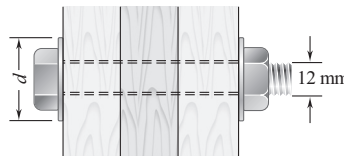


Fig. P1.20

- 1.21** Uma carga axial de 40 kN é aplicada a uma coluna curta de madeira suportada por uma base de concreto em solo estável. Determine (a) a tensão de contato máxima na base de concreto e (b) o tamanho da base para que a tensão de contato média no solo seja de 145 kPa.

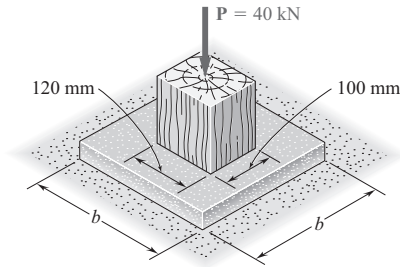


Fig. P1.21

- 1.22** A carga axial $P = 240$ kips, apoiada por uma coluna $W10 \times 45$, é distribuída a uma fundação de concreto pela placa de base quadrada, como mostrado. Determine o tamanho da placa de base para a qual a tensão de esmagamento média sobre o concreto é de 750 psi.

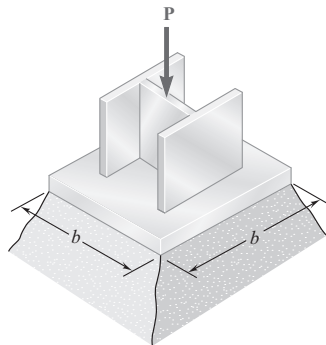


Fig. P1.22

- 1.23** A conexão AB , de largura $b = 2$ in. e espessura $t = \frac{1}{4}$ in., é utilizada para apoiar a extremidade de uma viga horizontal. Sabendo que a tensão normal média na conexão é de -20 ksi e que a tensão de cisalhamento média em cada um dos dois pinos é de 12 ksi, determine (a) o diâmetro d dos pinos, (b) a tensão média de contato na conexão.
- 1.24** Um pino de 6 mm de diâmetro é usado na conexão C do pedal mostrado. Sabendo que $P = 500$ N, determine (a) a tensão de cisalhamento média no pino, (b) a tensão de esmagamento nominal no pedal em C , (c) a tensão de esmagamento nominal em cada suporte em C .
- 1.25** Sabendo que uma força P de intensidade 750 N é aplicada ao pedal mostrado, determine (a) o diâmetro do pino em C para o qual a tensão de cisalhamento média no pino é igual a 40 MPa, (b) a tensão de esmagamento correspondente no pedal em C , (c) a tensão de esmagamento correspondente em cada suporte em C .

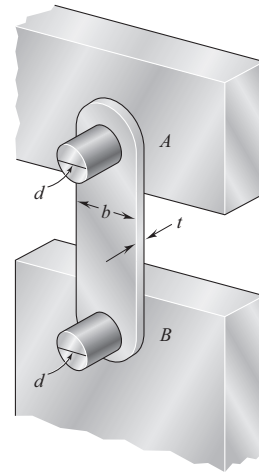


Fig. P1.23

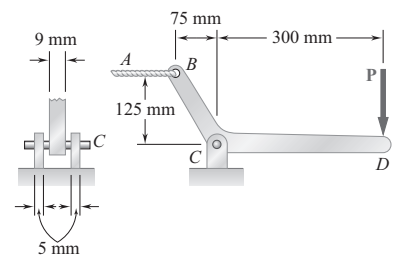


Fig. P1.24 e P1.25

- 1.26** O cilindro hidráulico CF , que controla parcialmente a posição da haste DE , foi travado na posição mostrada. O elemento BD tem 15 mm de espessura e está conectado em C à haste vertical por um parafuso de 9 mm de diâmetro. Sabendo que $P = 2$ kN e $\theta = 75^\circ$, determine (a) a tensão de cisalhamento média no parafuso, (b) a tensão de contato em C no elemento BD .

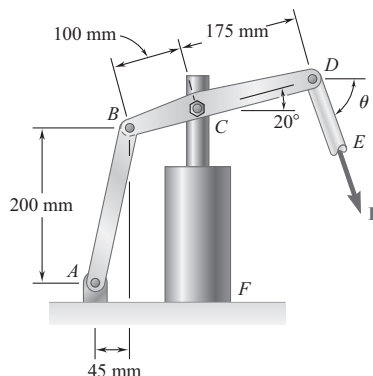


Fig. P1.26

- 1.27** Para a montagem e carregamento do Problema 1.7, determine (a) a tensão de cisalhamento média no pino B , (b) a tensão média de contato em B sobre o elemento BD e (c) a tensão de contato média em B sobre o elemento ABC , sabendo que esse membro tem 10×50 mm e seção retangular uniforme.
- 1.28** Dois sistemas idênticos de acionamento a cilindros hidráulicos controlam a posição dos garfos de uma empilhadeira. A carga suportada pelo sistema mostrado é de 1500 lb. Sabendo que a espessura do elemento BD é de $\frac{5}{8}$ in., determine (a) a tensão de contato média no pino de $\frac{1}{2}$ in. de diâmetro em B , (b) a tensão de contato em B no elemento BD .

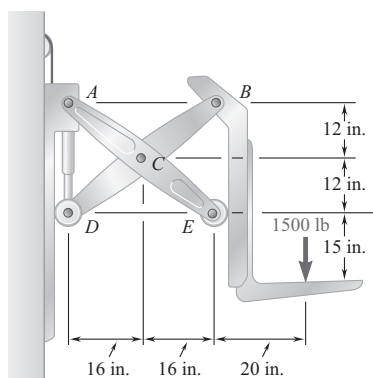


Fig. P1.28

1.3 TENSÃO EM UM PLANO OBLÍQUO SOB CARREGAMENTO AXIAL

Nas seções anteriores, vimos que forças axiais aplicadas em um elemento de barra (Fig. 1.26a) provocavam tensões normais na barra (Fig. 1.26b), enquanto forças transversais agindo sobre parafusos e pinos (Fig. 1.27a) provocavam tensões de cisalhamento nas conexões (Fig. 1.27b). A razão pela qual se observou uma relação entre forças axiais e tensões normais, por um lado, e forças transversais e tensões de cisalhamento, por outro lado, era porque as tensões estavam sendo determinadas apenas em planos perpendiculares ao eixo do elemento ou conexão. Conforme será visto nesta seção, forças axiais provocam tensões normais e tensões de cisalhamento em planos que não são perpendiculares ao eixo do elemento. Da mesma forma, forças transversais agindo sobre um parafuso ou um pino provocam tensões normais e tensões de cisalhamento em planos que não são perpendiculares ao eixo do parafuso ou pino.

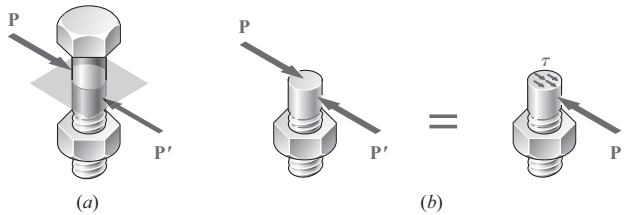


Fig. 1.27 (a) Diagrama de um parafuso a partir de uma conexão de cisalhamento simples com um corte plano normal ao parafuso. (b) Modelos de diagrama de força equivalente da força resultante atuando no corte do centroide e a tensão de cisalhamento uniforme média.

Considere a barra da Fig. 1.26, que está submetida às forças axiais \mathbf{P} e \mathbf{P}' . Se cortarmos a barra por um plano formando um ângulo θ com um plano normal (Fig. 1.28a) e desenharmos o diagrama de corpo livre da parte do componente localizada à esquerda da seção (Fig. 1.28b), verificaremos, pelas condições de equilíbrio do corpo livre, que as forças distribuídas agindo na seção serão equivalentes à força \mathbf{P} .

Decompondo \mathbf{P} nas suas componentes \mathbf{F} e \mathbf{V} , respectivamente normal e tangencial à seção (Fig. 1.28c), temos

$$F = P \cos \theta \quad V = P \sin \theta \quad (1.12)$$

A força \mathbf{F} representa a resultante das forças normais distribuídas sobre a seção, e a força \mathbf{V} , a resultante das forças tangenciais (Fig. 1.28d). Os valores médios das tensões normal e de cisalhamento correspondentes são obtidos dividindo-se, respectivamente, F e V pela área A_θ da seção:

$$\sigma = \frac{F}{A_\theta} \quad \tau = \frac{V}{A_\theta} \quad (1.13)$$

Substituindo F e V da Equação (1.12) na Equação (1.13) e observando, da Fig. 1.28c, que $A_0 = A_\theta \cos \theta$, ou $A_\theta = A_0 / \cos \theta$, em que A_0 indica a área de uma seção perpendicular ao eixo da barra, obtemos

$$\sigma = \frac{P \cos \theta}{A_0 / \cos \theta} \quad \tau = \frac{P \sin \theta}{A_0 / \cos \theta}$$

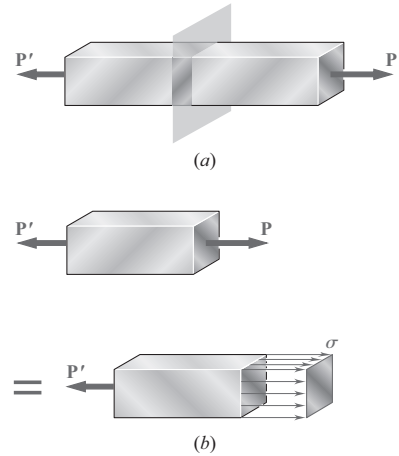


Fig. 1.26 Forças axiais aplicadas em um elemento de barra. (a) Corte plano perpendicular ao membro distante da aplicação da carga. (b) Modelos de diagrama de força equivalente da força resultante atuando no centroide e a tensão normal uniforme.

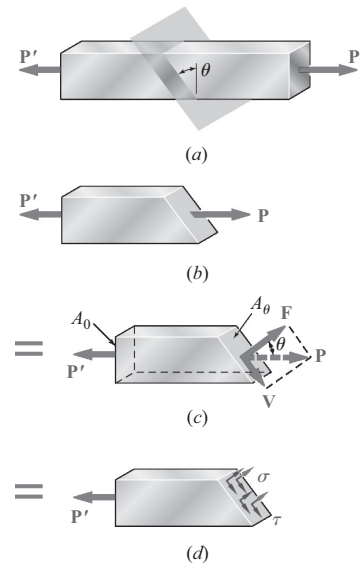


Fig. 1.28 Corte oblíquo através de uma barra simples. (a) Corte plano feito em um ângulo θ ao elemento normal ao plano. (b) Diagrama de corpo livre do corte esquerdo com a força resultante interna \mathbf{P} . (c) Diagrama de corpo livre da força resultante resolvida nos componentes \mathbf{F} e \mathbf{V} ao longo das direções normal e tangencial à seção plana. (d) Diagrama de corpo livre com as forças do corte \mathbf{F} e \mathbf{V} representadas como tensão normal, σ , e tensão de cisalhamento, τ .

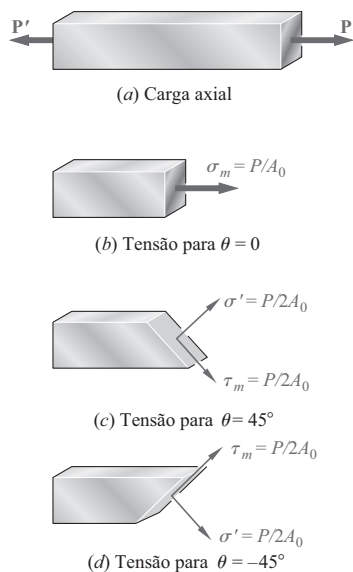


Fig. 1.29 Resultados de tensão selecionados por carregamento axial.

ou

$$\sigma = \frac{P}{A_0} \cos^2 \theta \quad \tau = \frac{P}{A_0} \sin \theta \cos \theta \quad (1.14)$$

Notamos na primeira das Equações (1.14) que a tensão normal σ é máxima quando $\theta = 0$, ou seja, quando o plano da seção é perpendicular ao eixo do elemento, e que ela se aproxima de zero à medida que θ se aproxima de 90° . Verificamos que o valor de σ quando $\theta = 0$ é

$$\sigma_m = \frac{P}{A_0} \quad (1.15)$$

A segunda das Equações (1.14) mostra que a tensão de cisalhamento τ é zero para $\theta = 0$ e $\theta = 90^\circ$ e que, para $\theta = 45^\circ$, ela alcança seu valor máximo

$$\tau_m = \frac{P}{A_0} \sin 45^\circ \cos 45^\circ = \frac{P}{2A_0} \quad (1.16)$$

A primeira das Equações (1.14) indica que, quando $\theta = 45^\circ$, a tensão normal σ' também é igual a $P/2A_0$:

$$\sigma' = \frac{P}{A_0} \cos^2 45^\circ = \frac{P}{2A_0} \quad (1.17)$$

Os resultados obtidos nas Equações (1.15), (1.16) e (1.17) são mostrados graficamente na Fig. 1.29. Notamos que a mesma carga pode produzir uma tensão normal $\sigma_m = P/A_0$ e nenhuma tensão de cisalhamento (Fig. 1.29b), ou uma tensão normal e de cisalhamento da mesma intensidade $\sigma' = \tau_m = P/2A_0$ (Fig. 1.29c e d), dependendo da orientação da seção.

1.4 TENSÃO SOB CONDIÇÕES GERAIS DE CARREGAMENTO; COMPONENTES DE TENSÃO

Os exemplos das seções anteriores estavam limitados a elementos sob carregamento axial e conexões sob carregamento transversal. Muitos elementos estruturais e de máquinas estão sob condições de carregamento mais complexas.

Considere um corpo sujeito a várias cargas, $\mathbf{P}_1, \mathbf{P}_2$, etc. (Fig. 1.30). Para entendermos a condição de tensão criada por essas cargas em algum ponto Q interno ao corpo, vamos primeiro passar um corte através de Q , utilizando um plano paralelo ao plano yz . A parte do corpo à esquerda do corte está sujeita a algumas das cargas originais e a forças normais e cortantes distribuídas na seção. Vamos indicar por $\Delta \mathbf{F}^x$ e $\Delta \mathbf{V}^x$, respectivamente, as forças normal e cortante agindo sobre uma pequena área ΔA que circunda o ponto Q (Fig. 1.31a).

Note que é utilizado o índice superior x para indicar que as forças $\Delta \mathbf{F}^x$ e $\Delta \mathbf{V}^x$ agem sobre uma superfície perpendicular ao eixo x . Enquanto a força normal $\Delta \mathbf{F}^x$ tem uma direção bem definida, a força cortante $\Delta \mathbf{V}^x$ pode ter qualquer direção no plano da seção. Decompomos então $\Delta \mathbf{V}^x$ nas duas componentes de força, $\Delta \mathbf{V}_y^x$ e $\Delta \mathbf{V}_z^x$, em direções paralelas aos eixos y e z , respectivamente (Fig. 1.31b). Dividindo agora a intensidade de cada força pela área

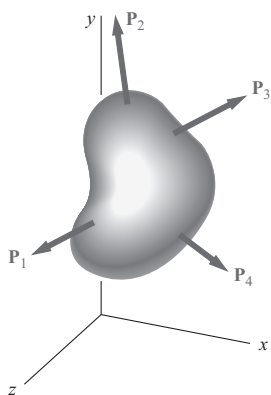


Fig. 1.30 Múltiplas cargas em um corpo.

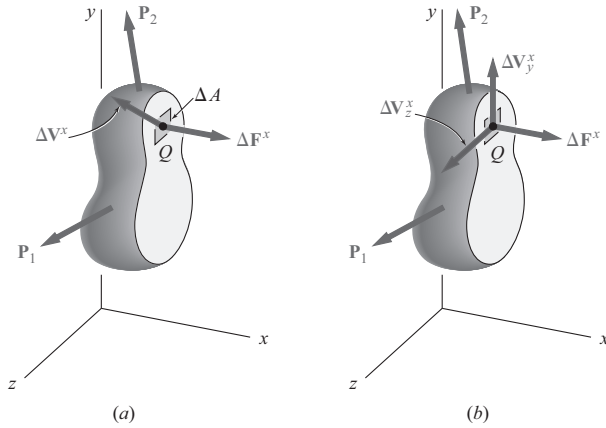


Fig. 1.31 (a) Resultantes das forças cortante e normal, ΔV^x e ΔF^x , atuando sobre uma pequena área ΔA no ponto Q . (b) Forças em ΔA solucionadas em forças nas direções coordenadas.

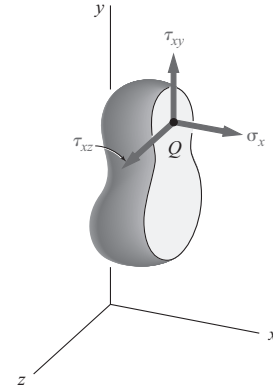


Fig. 1.32 Componentes de tensão no ponto Q no corpo à esquerda do plano.

ΔA e fazendo ΔA aproximar-se de zero, definimos as três componentes de tensão mostradas na Fig. 1.32:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F^x}{\Delta A} \\ \tau_{xy} &= \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta V_y^x}{\Delta A} & \tau_{xz} &= \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta V_z^x}{\Delta A} \end{aligned} \quad (1.18)$$

Notemos que o primeiro índice em σ_x , τ_{xy} e τ_{xz} é utilizado para indicar que as tensões em consideração são aplicadas em uma superfície perpendicular ao eixo x . O segundo índice em τ_{xy} e τ_{xz} identifica a direção da componente. A tensão normal σ_x é positiva, se o sentido do vetor correspondente apontar para a direção positiva de x , isto é, se o corpo estiver sendo tracionado, e negativa em caso contrário. Analogamente, as componentes da tensão de cisalhamento τ_{xy} e τ_{xz} são positivas, se os sentidos dos vetores correspondentes apontarem, respectivamente, nas direções positivas de y e z .

A análise acima também pode ser feita considerando-se a parte do corpo localizada à direita do plano vertical através de Q (Fig. 1.33). As mesmas intensidades, mas com sentidos opostos, são obtidas para as forças normal e cortante ΔF^x , ΔV_y^x e ΔV_z^x . Portanto, os mesmos valores são também obtidos para as componentes de tensão correspondentes, mas, como a seção na Fig. 1.35 agora está voltada para o lado *negativo do eixo x*, um sinal positivo para σ_x indicará que o sentido do vetor correspondente aponta na *direção negativa de x*. Analogamente, sinais positivos para τ_{xy} e τ_{xz} indicarão que os sentidos dos vetores correspondentes apontam, respectivamente, nas direções negativas de y e z , como mostra a Fig. 1.33.

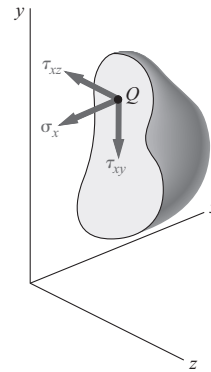


Fig. 1.33 Componentes de tensão no ponto Q no corpo à direita do plano.

Passando um corte através de Q paralelo ao plano zx , definimos da mesma maneira as componentes da tensão σ_y , τ_{yz} e τ_{yx} . Finalmente, um corte através de Q paralela ao plano xy resulta nas componentes σ_z , τ_{zx} e τ_{zy} .

Para facilitar a visualização do estado de tensão no ponto Q , consideraremos um pequeno cubo de lado a centrado em Q e as tensões que atuam em cada uma das seis faces desse cubo (Fig. 1.34). As componentes de tensão

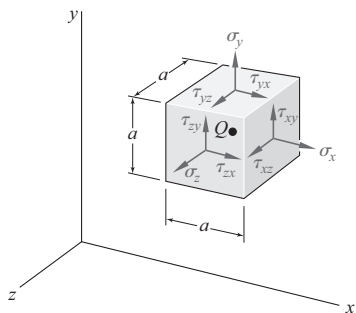


Fig. 1.34 Componentes de tensão positivos no ponto Q.

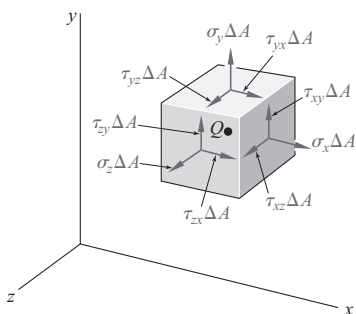


Fig. 1.35 Forças resultantes positivas em um pequeno elemento no ponto Q resultado de um estado de tensão geral.

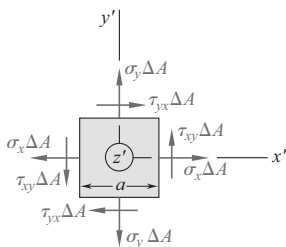


Fig. 1.36 Diagrama de corpo livre do elemento pequeno em Q visto no plano projetado perpendicular ao eixo z. Forças resultantes nas faces negativas e positivas de z (não mostrado) agindo através do eixo z, sem contribuir para o momento sobre o eixo.

mostradas na figura são σ_x , σ_y e σ_z , que representam as tensões normais nas faces perpendiculares, respectivamente, aos eixos x , y e z e às seis componentes de tensão de cisalhamento τ_{xy} , τ_{xz} , etc. Recordamos que, de acordo com a definição das componentes de tensão de cisalhamento, τ_{xy} representa a componente y da tensão de cisalhamento que atua na face perpendicular ao eixo x , enquanto τ_{yx} representa a componente x da tensão de cisalhamento que atua na face perpendicular ao eixo y . Note que somente três faces do cubo são realmente visíveis na Fig. 1.34 e que componentes de tensão iguais e opostas atuam nas faces ocultas. Embora as tensões que atuam nas faces do cubo difiram ligeiramente das tensões em Q , o erro envolvido é pequeno e desaparece na medida em que o lado a do cubo aproxima-se de zero.

Componentes de tensão cisalhantes. Considere o diagrama de corpo livre do pequeno cubo com centro no ponto Q (Fig. 1.35). As forças normal e cortante que atuam nas várias faces do cubo são obtidas multiplicando-se as componentes de tensão correspondentes pela área ΔA de cada face. Escreveremos primeiro as três equações de equilíbrio a seguir:

$$\sum F_x = 0 \quad \sum F_y = 0 \quad \sum F_z = 0 \quad (1.19)$$

Como há forças iguais e opostas às forças mostradas na Fig. 1.35 que atuam nas faces ocultas do cubo, está claro que as Equações (1.19) são satisfeitas. Considerando agora os momentos das forças em relação aos eixos x' , y' e z' desenhados a partir de Q em direções, respectivamente, paralelas aos eixos x , y e z , temos as três equações adicionais

$$\sum M_{x'} = 0 \quad \sum M_{y'} = 0 \quad \sum M_{z'} = 0 \quad (1.20)$$

Utilizando a projeção no plano $x'y'$ (Fig. 1.36), notamos que somente as forças de cisalhamento têm momentos, em relação ao eixo z , diferentes de zero. Essas forças formam dois conjugados, um de momento anti-horário (positivo) $(\tau_{xy} \Delta A)a$, e outro de momento horário (negativo) $-(\tau_{yx} \Delta A)a$. Da última das três Equações (1.20) resulta, então,

$$+ \uparrow \sum M_z = 0: \quad (\tau_{xy} \Delta A)a - (\tau_{yx} \Delta A)a = 0$$

da qual concluímos que

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad (1.21)$$

A relação obtida mostra que a componente y da tensão de cisalhamento aplicada à face perpendicular ao eixo x é igual à componente x da tensão de cisalhamento aplicada sobre a face perpendicular ao eixo y . Das duas equações restantes (1.20), determinamos de maneira semelhante as relações

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} \quad \tau_{zx} = \tau_{xz} \quad (1.22)$$

Concluímos, das Equações (1.21) e (1.22), que são necessárias somente seis componentes de tensão para definir o estado de tensão em um determinado ponto Q , em lugar das nove componentes consideradas originalmente. Essas seis componentes são σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xy} , τ_{yz} e τ_{zx} . Notamos também que, em um determinado ponto, *o cisalhamento não pode ocorrer apenas em um*

plano; deve sempre existir uma tensão de cisalhamento igual em outro plano perpendicular ao primeiro. Por exemplo, considerando novamente o parafuso da Fig. 1.29 e um pequeno cubo no centro Q do parafuso (Fig. 1.37a), vemos que tensões de cisalhamento de igual intensidade devem estar atuando nas duas faces horizontais do cubo e nas duas faces perpendiculares às forças \mathbf{P} e \mathbf{P}' (Fig. 1.37b).

Carga axial. Antes de concluirmos nossa discussão sobre as componentes de tensão, vamos considerar novamente o caso de um elemento sob carga axial. Se considerarmos um pequeno cubo com faces, respectivamente, paralelas às faces do elemento, e lembrando os resultados obtidos na Seção 1.3, verificaremos que o estado de tensão no elemento pode ser descrito como mostra a Fig. 1.38a; as únicas tensões são as normais σ_x que atuam nas faces do cubo perpendiculares ao eixo x . No entanto, se o pequeno cubo for girado de 45° em torno do eixo z de modo que sua nova orientação corresponda à orientação das seções consideradas na Fig. 1.29c e d, concluímos que as tensões normal e de cisalhamento de igual intensidade estão atuando nas quatro faces do cubo (Fig. 1.38b). Observamos então que a mesma condição de carregamento pode levar a diferentes interpretações do estado de tensão em um determinado ponto, dependendo da orientação do elemento considerado. Discutiremos mais sobre esse assunto no Capítulo 7: Transformação de Tensão e Deformações.

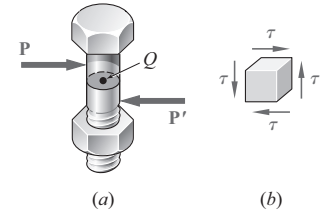


Fig. 1.37 (a) Parafuso de cisalhamento simples com o ponto Q escolhido no centro. (b) Elemento de tensão de cisalhamento puro no ponto Q .

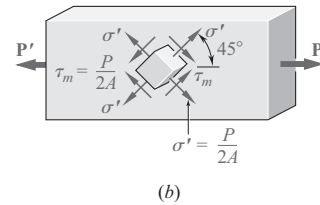
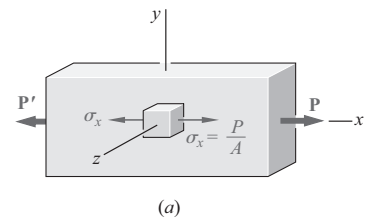


Fig. 1.38 Mudar a orientação do elemento de tensão cria diferentes componentes de tensão para um mesmo estado de tensão.

1.5 CONSIDERAÇÕES DE PROJETO

Em aplicações de engenharia, a determinação das tensões raramente é o objetivo final. Ao contrário, o conceito de tensões é utilizado pelos engenheiros como auxílio na sua mais importante tarefa: o projeto de estruturas e máquinas que executarão determinada função com segurança e economia.

1.5.1 Determinação do limite de resistência de um material

Um elemento importante a ser considerado por um projetista é como o material selecionado se comportará sob um carregamento. Para um determinado material, isso é determinado executando-se testes específicos em corpos de prova preparados com aquele material. Por exemplo, um corpo de prova de aço pode ser preparado e colocado em uma máquina de ensaios de laboratório para ser submetido à força axial de tração centrada conhecida, conforme descrito na Seção 2.1.2. À medida que se aumenta a intensidade da força, são medidas várias alterações no corpo de prova, como alterações em seu comprimento e diâmetro. Em algum momento, é possível atingir a máxima força a ser aplicada ao corpo de prova, e este pode se romper ou começar a suportar menos carga. Essa força máxima é chamada de *carga-limite* do corpo de prova, também denominada P_L . Como a carga aplicada é centrada, podemos dividir o valor da carga-limite pela área da seção transversal original da barra para obter o *limite da tensão normal* do material utilizado. Essa tensão, também conhecida como *limite de resistência à tração* do material, é

$$\sigma_L = \frac{P_L}{A} \tag{1.23}$$

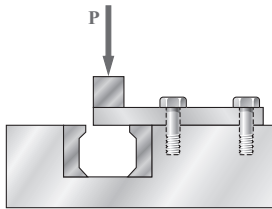


Fig. 1.39 Ensaio de cisalhamento simples.

Há vários procedimentos de ensaio disponíveis para determinar o *limite da tensão de cisalhamento*, ou *limite de resistência em cisalhamento*, de um material. O procedimento mais comumente utilizado envolve a torção de um tubo circular (Seção 3.2). Um procedimento mais direto, embora menos preciso, consiste em prender uma barra retangular ou redonda e, com uma *ferramenta de corte* (Fig. 1.39), aplicar uma carga P crescente até ser obtida a carga-limite P_L para cisalhamento simples. Se a extremidade livre do corpo de prova se apoiar em ambas as superfícies de corte (Fig. 1.40), será obtida a carga-limite para cisalhamento duplo. Em qualquer caso, o limite da tensão de cisalhamento τ_L .

$$\tau_L = \frac{P_L}{A} \quad (1.24)$$

No caso de cisalhamento simples, essa é a área da seção transversal A do corpo de prova, enquanto em cisalhamento duplo ela é igual a duas vezes a área da seção transversal.

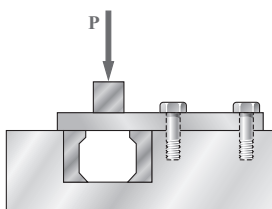


Fig. 1.40 Ensaio de cisalhamento duplo.

1.5.2 Carga admissível e tensão admissível; coeficiente de segurança

A carga máxima que um elemento estrutural ou um membro de máquina poderá suportar sob condições normais de utilização é consideravelmente menor que o valor da *carga-limite*. Essa carga menor é conhecida como *carga admissível* e, às vezes, como *carga de trabalho* ou *carga de projeto*. Somente uma fração do limite da capacidade de carga do elemento é utilizada quando aplicada à carga admissível. A parte restante da capacidade de carga do elemento é mantida na reserva para garantir seu desempenho com segurança. A relação entre a carga-limite e a carga admissível é utilizada para definir o *coeficiente de segurança*.[†] Temos

$$\text{Coeficiente de segurança} = C.S. = \frac{\text{carga-limite}}{\text{carga admissível}} \quad (1.25)$$

Uma definição alternativa do coeficiente de segurança é dada com base no uso de tensões:

$$\text{Coeficiente de segurança} = C.S. = \frac{\text{limite de tensão}}{\text{tensão admissível}} \quad (1.26)$$

As duas expressões dadas para o coeficiente de segurança nas equações acima são idênticas quando existe uma relação linear entre a carga e a tensão. No entanto, na maioria das aplicações de engenharia, essa relação deixa de ser linear à medida em que a carga se aproxima de seu valor-limite e o coeficiente de segurança obtido da Equação (1.26) não proporciona uma verdadeira avaliação da segurança de um determinado projeto. Contudo, o *método de projeto da tensão admissível*, com base no uso da Equação (1.26), é amplamente utilizado.

[†] Em alguns campos da engenharia, principalmente na engenharia aeronáutica, é usada a *margem de segurança* em lugar do coeficiente de segurança. A margem de segurança é definida como o coeficiente de segurança menos um; ou seja, margem de segurança = $C.S. - 1,00$.