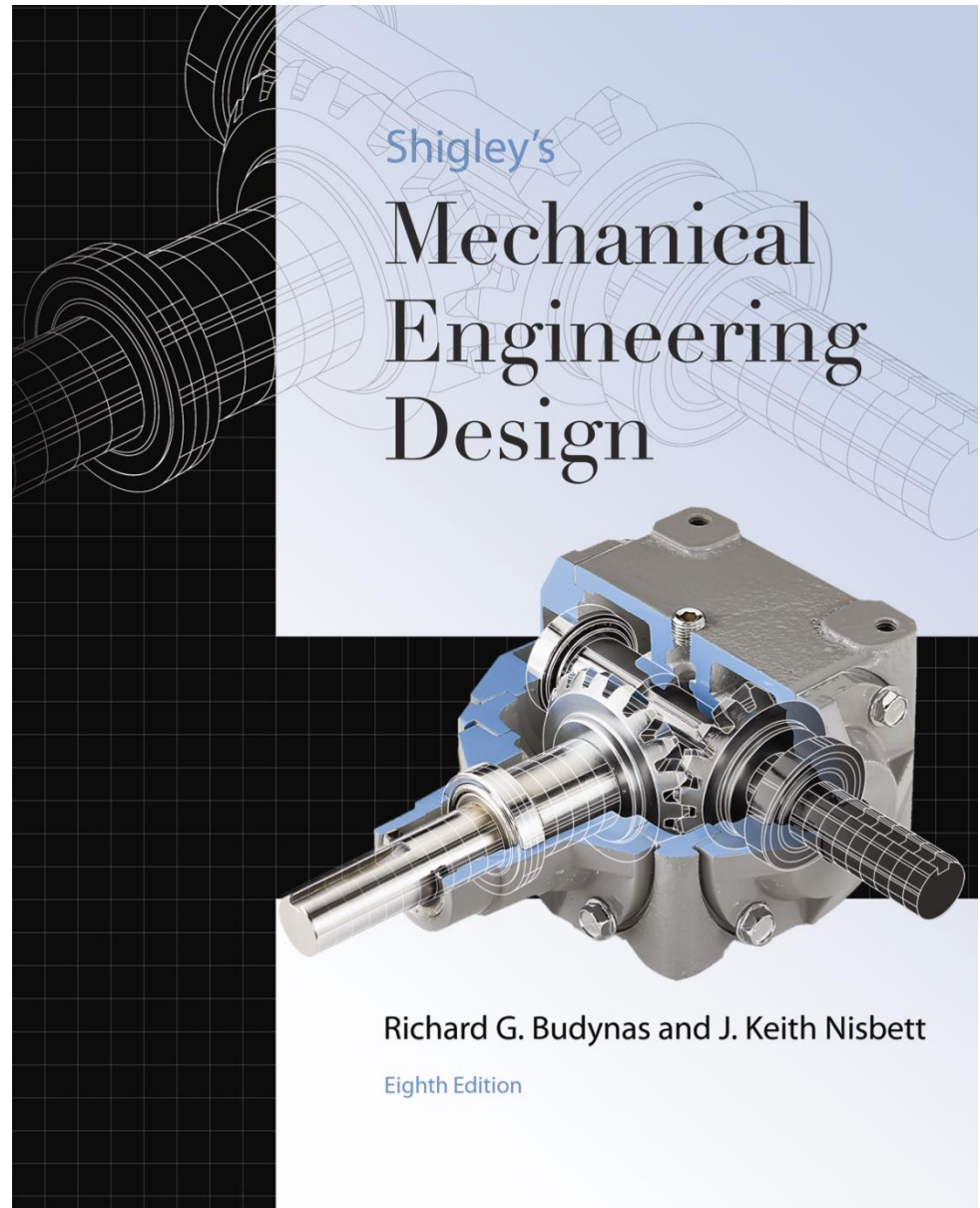


# Capítulo 8

# Parafusos de fixação Parte 1



Boeing 747: 2,5 milhões de elementos de fixação



Fig. 8.1: Terminologia de roscas de parafusos

Copyright © The McGraw-Hill Companies, Inc. Permission required for reproduction or display.

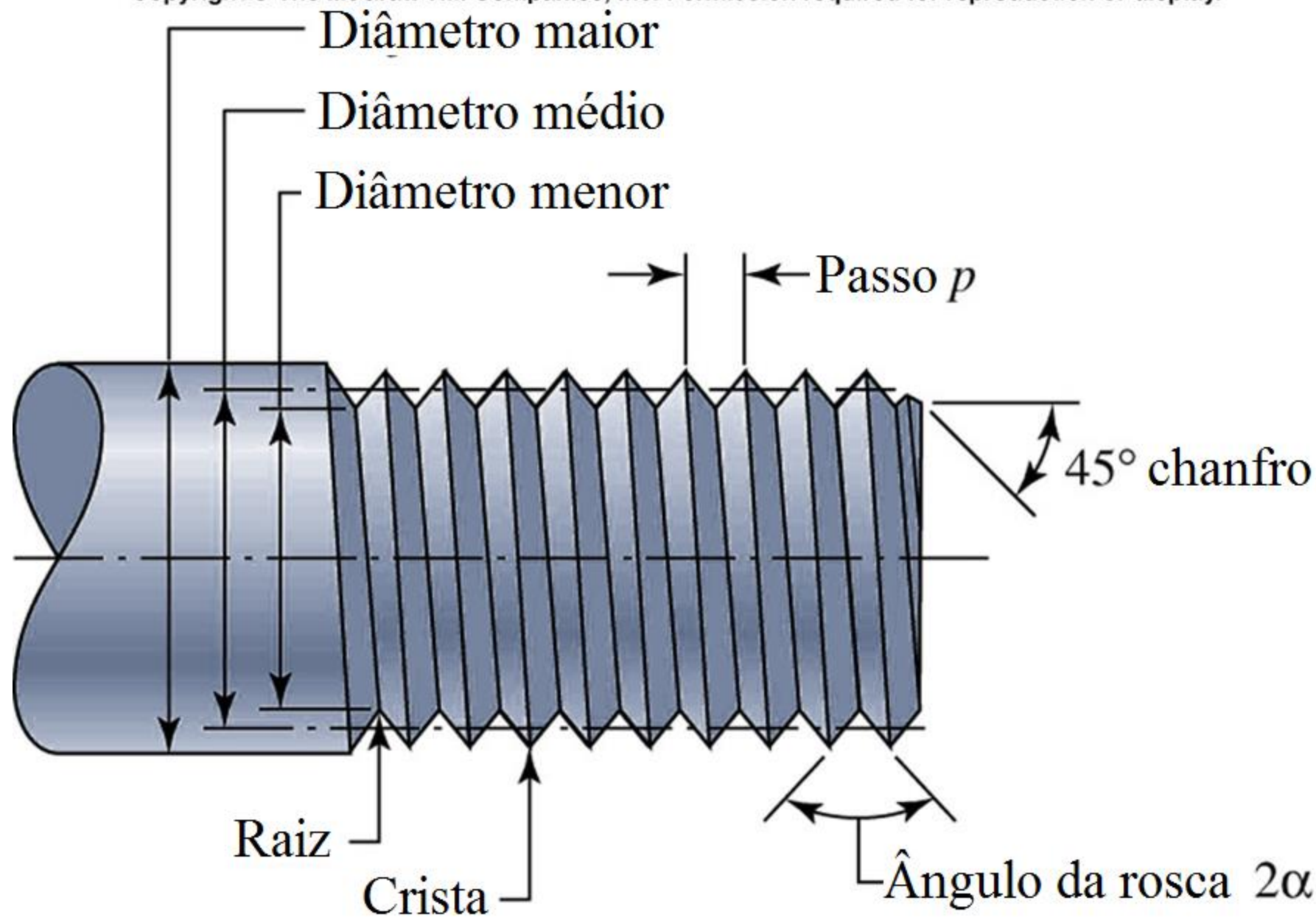
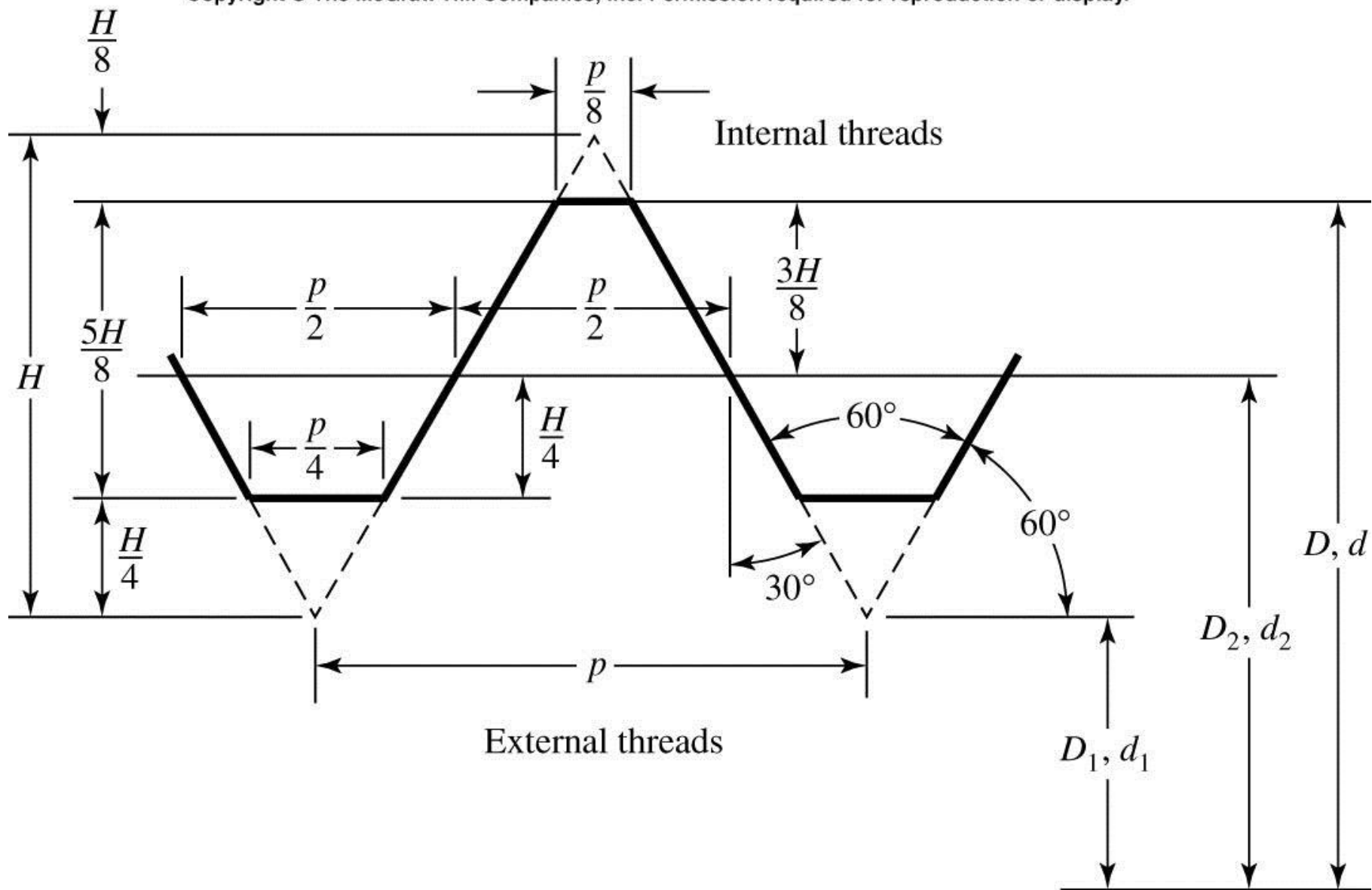


Fig. 8.2: Perfil básico das roscas métricas M e MJ.

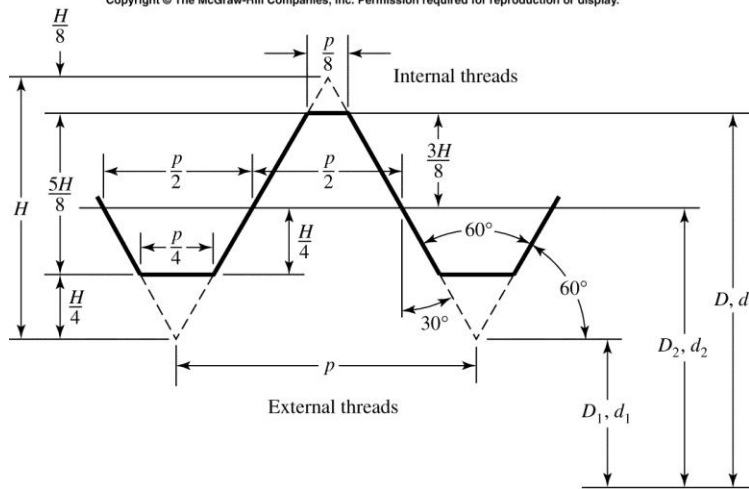
Copyright © The McGraw-Hill Companies, Inc. Permission required for reproduction or display.





**Tabela 8-1**

Diâmetros e áreas de roscas métricas de passo grosso e passo fino.\*



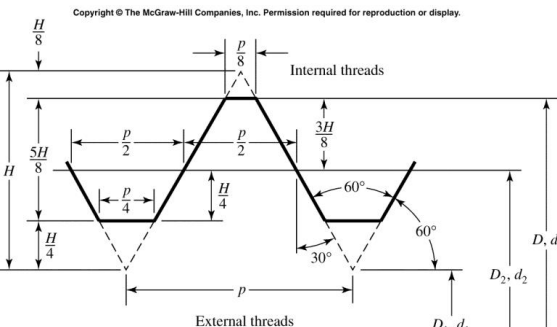
Diâmetro maior nominal $d$ mm	Passo $p$ mm	Série de passo grosso		Série de passo fino		
		Área de tensão de tração $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área de diâmetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>	Passo $p$ mm	Área de tensão de tração $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área de diâmetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>
1,6	0,35	1,27	1,7			
2	0,40	2,07	1,79			
2,5	0,45	3,39	2,98			
3	0,5	5,03	4,47			
3,5	0,6	6,78	6,00			
4	0,7	8,78	7,75			
5	0,8	14,2	12,7			
6	1	20,1	17,9			
8	1,25	36,6	32,8	1	39,2	36,0
10	1,5	58,0	52,3	1,25	61,2	56,3
12	1,75	84,3	76,3	1,25	92,1	86,0
14	2	115	104	1,5	125	116
16	2	157	144	1,5	167	157
20	2,5	245	225	1,5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3,5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4,5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5,5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1,5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

\* As equações e os dados usados para desenvolver esta tabela foram cópiados do ANSI B1.1-1974 e B18.3.1-1978. O diâmetro menor foi encontrado por meio da equação  $d_r = d - 1,226869p$ , e o diâmetro de passo, por meio de  $d_p = d - 0,649519p$ . A média do diâmetro de passo e do diâmetro menor foi usada para computar a área de tensão de tração.

**Tabela 8-2**

Diâmetros e área de roscas de parafusos unificados UNC e UNF.\*

Designação de tamanho	Diâmetro maior nominal in	Roscas por polegada N	Série grossa - UNC		Série fina - UNF		
			Área de tensão $A_t$ in <sup>2</sup> de tração	Área de diâmetro menor $A_r$ in <sup>2</sup>	Roscas por polegada N	Área de tensão de tração $A_t$ in <sup>2</sup>	Área de diâmetro menor $A_r$ in <sup>2</sup>
0	0,600				80	0,001 80	0,001 51
1	0,0730	64	0,002 63	0,002 18	72	0,002 78	0,002 37
2	0,0860	56	0,003 70	0,003 10	64	0,003 94	0,003 39
3	0,0990	48	0,004 87	0,004 06	56	0,005 23	0,004 51
4	0,1120	40	0,006 04	0,004 96	48	0,006 61	0,005 66
5	0,1250	40	0,007 96	0,006 72	44	0,008 80	0,007 16
6	0,1380	32	0,009 09	0,007 45	40	0,010 15	0,008 74
8	0,1640	32	0,014 0	0,011 96	36	0,014 74	0,012 85
10	0,1900	24	0,017 5	0,014 50	32	0,020 0	0,017 5
12	0,2160	24	0,024 2	0,020 6	28	0,025 8	0,022 6
$\frac{1}{4}$	0,2500	20	0,031 8	0,026 9	28	0,036 4	0,032 6
$\frac{5}{16}$	0,3125	18	0,052 4	0,045 4	24	0,058 0	0,052 4
$\frac{3}{8}$	0,3750	16	0,077 5	0,067 8	24	0,087 8	0,080 9
$\frac{7}{16}$	0,4375	14	0,106 3	0,093 3	20	0,118 7	0,109 0
$\frac{1}{2}$	0,5000	13	0,1419	0,125 7	20	0,159 9	0,148 6
$\frac{9}{16}$	0,5625	12	0,182	0,162	18	0,203	0,189
$\frac{5}{8}$	0,6250	11	0,226	0,202	18	0,256	0,240
$\frac{3}{4}$	0,7500	10	0,334	0,302	16	0,373	0,351
$\frac{7}{8}$	0,8750	9	0,462	0,419	14	0,509	0,480
1	1,0000	8	0,606	0,551	12	0,663	0,625
$1\frac{1}{4}$	1,2500	7	0,969	0,890	12	1,073	1,024
$1\frac{1}{2}$	1,5000	6	1,405	1,294	12	1,581	1,521



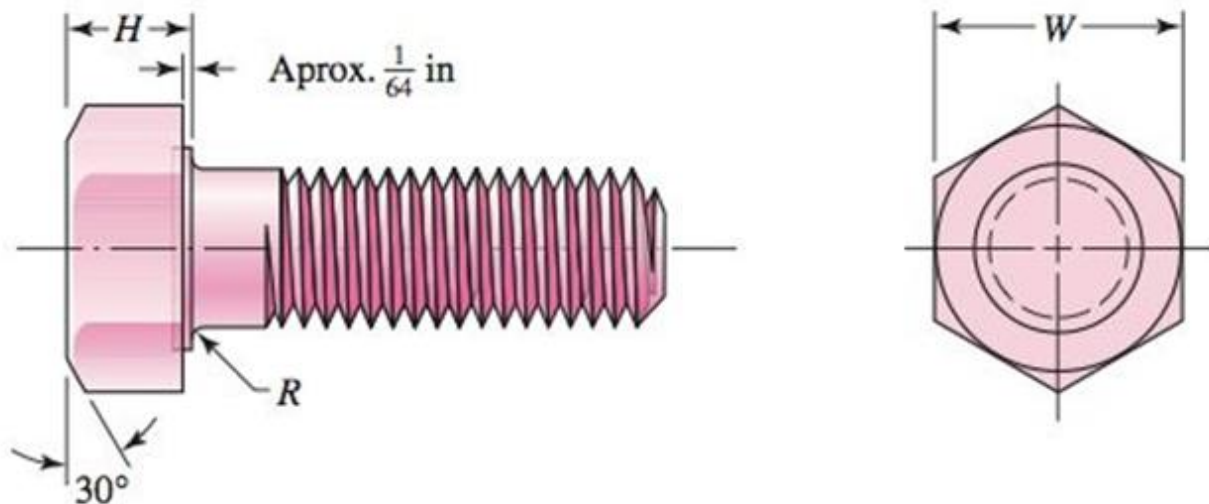
\* Esta tabela foi compilada com base na ANSI B1.1-1974. O diâmetro menor foi encontrado por meio da equação  $d_r = d - 1,299\ 038p$ , e o diâmetro de passo por meio da equação  $d_p = d - 0,649\ 519p$ . A média entre o diâmetro de passo e o diâmetro menor foi usado para computar a área da tensão de tração.



FIXADORES ROSQUEADOS

## Figura 8-9

Parafuso de cabeça hexagonal; note a face da arruela, o filete abaixo da cabeça, o início das roscas e o chanfro em ambas as extremidades. Os comprimentos de parafusos são sempre medidos da parte de baixo da cabeça.



O diâmetro da face da arruela é o mesmo que a largura entre as faces opostas do hexágono. O comprimento de rosca de parafusos da série em polegadas, em que  $d$  é o diâmetro nominal, é

$$L_T = \begin{cases} 2d + \frac{1}{4} \text{ in} & L \leq 6 \text{ in} \\ 2d + \frac{1}{2} \text{ in} & L > 6 \text{ in} \end{cases} \quad (8-13)$$

e para a série métrica é

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 & d \leq 48 \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases} \quad (8-14)$$

cujas dimensões estão em milímetros. O comprimento ideal de parafusos é aquele no qual somente uma ou duas roscas se projetam da porca depois que ela é apertada.



Pontos de concentração de tensão

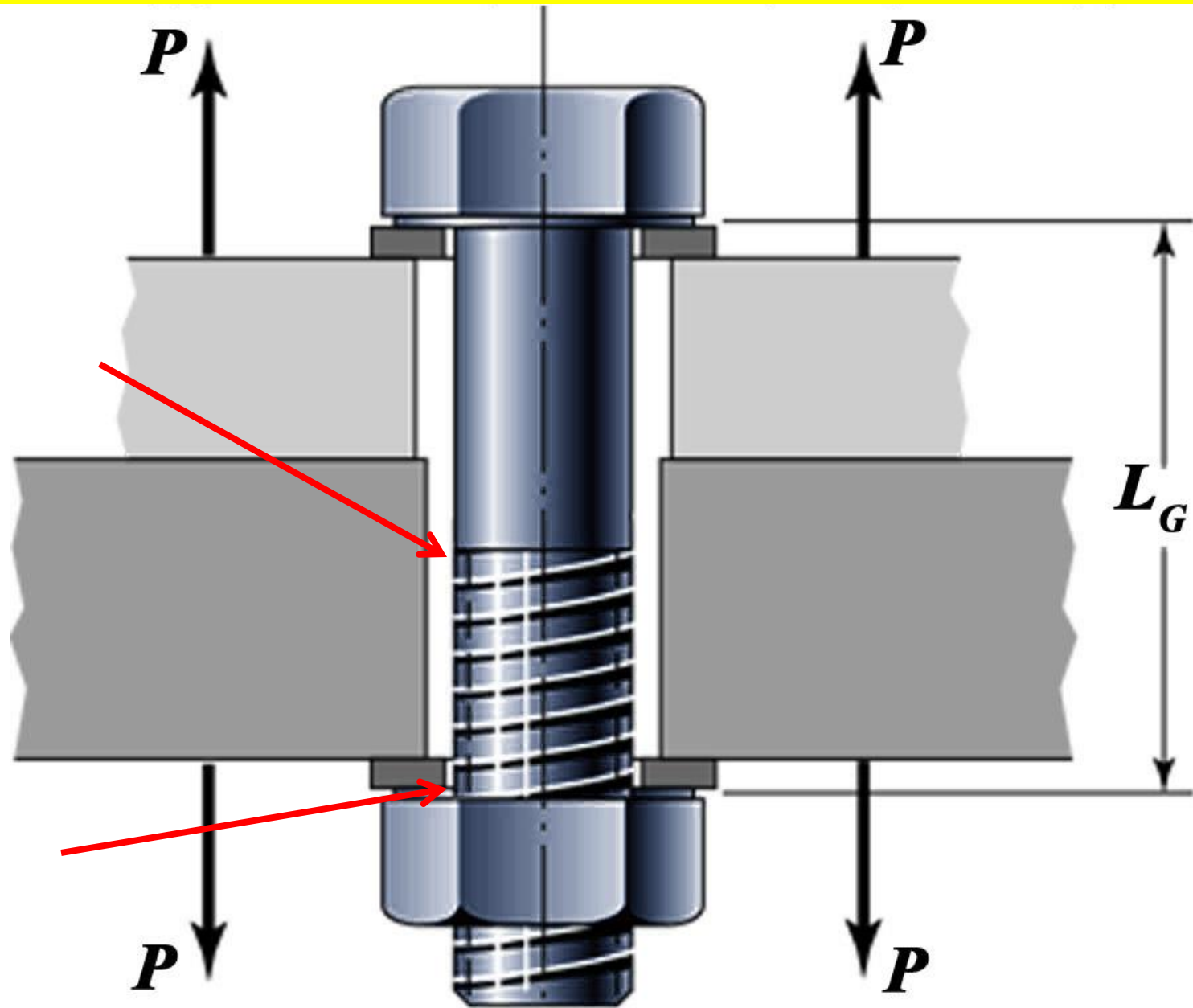
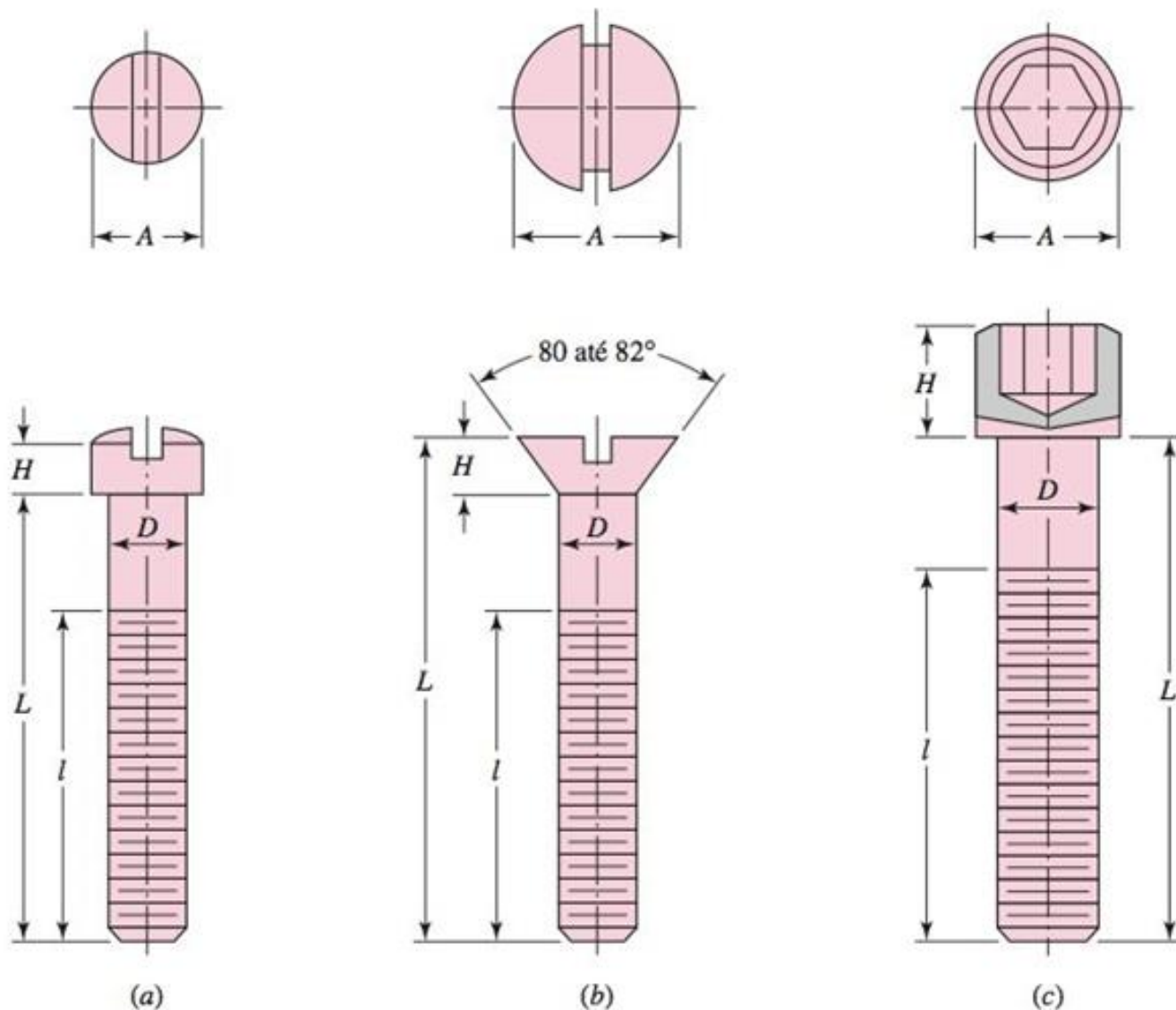


Fig. 8.10

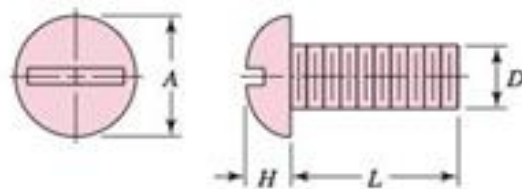
### Figura 8-10

Cabeças típicas de parafusos de rosca à cabeça: (a) cabeça de fenda (cilíndrica-oval de fenda); (b) cabeça plana (cônica-plana de fenda); (c) cabeça de encaixe hexagonal. Parafusos de máquina são também manufacturados com cabeças hexagonais similares à mostrada na Figura 8-9, bem como uma variedade de outros estilos de cabeça. Esta ilustração utiliza um dos métodos convencionais de representação de roscas.

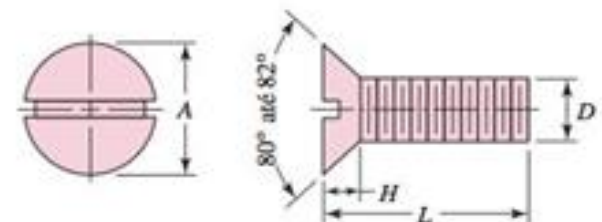


## Figura 8-11

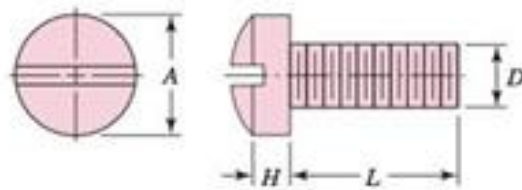
Tipos de cabeças usadas em parafusos de máquina.



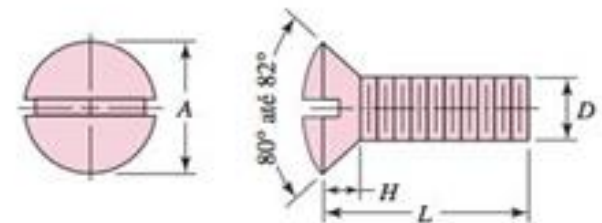
(a) Cabeça redonda de fenda



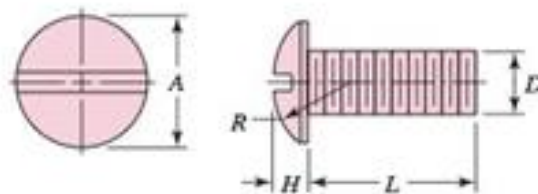
(b) Cabeça plana



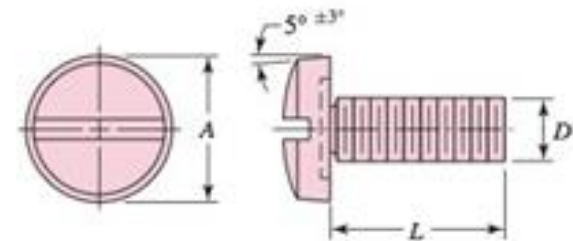
(c) Cabeça de fenda



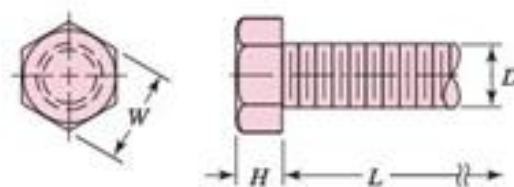
(d) Cabeça oval



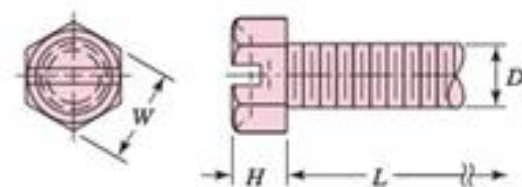
(e) Cabeça-lentilha de fenda



(f) Cabeça-aderente de fenda



(g) Cabeça hexagonal (aparada)

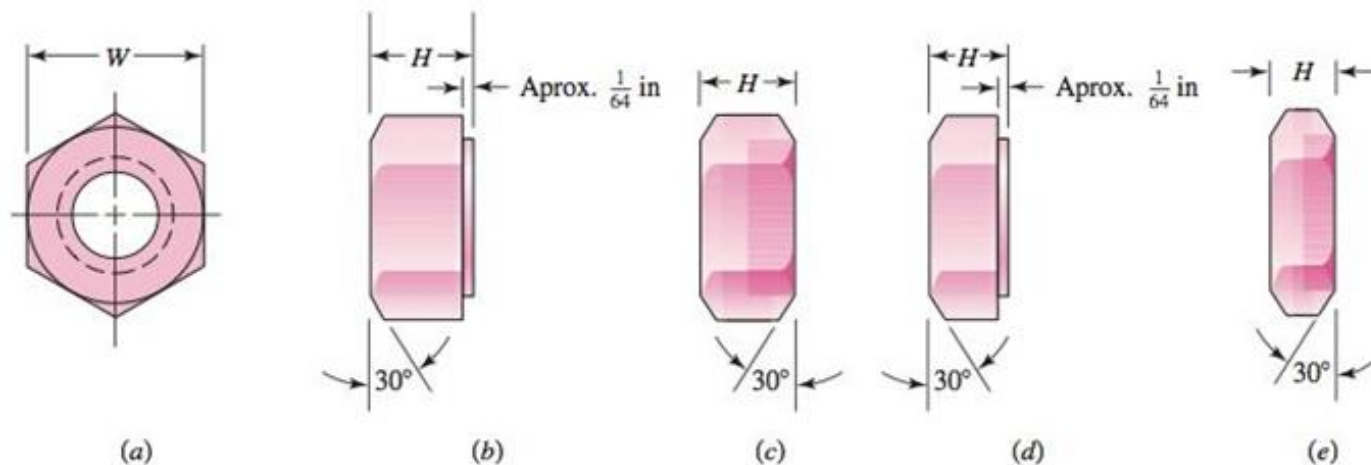


(h) Cabeça hexagonal de fenda (recalcada)

Fig. 8.12

### Figura 8-12

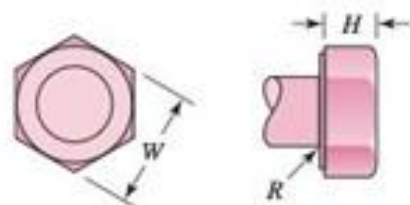
Porcas hexagonais: (a) vista da extremidade, geral; (b) porca regular de face de arruela; (c) porca regular chanfrada em ambos os lados; (d) porca de travamento (ou contraporca) com face de arruela; (e) porca de travamento (ou contraporca) chanfrada em ambos os lados.





## Tabela A-27

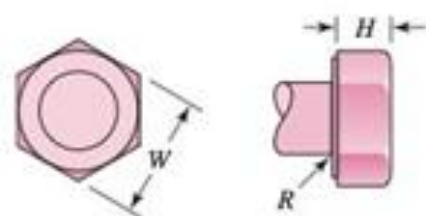
Dimensões de parafusos de porca quadrada e hexagonal.



Medida nominal, in	Tipo de cabeça										
	Quadrada		Hexagonal regular			Hexagonal regular			Hexagonal estrutural		
	W	H	W	H	$R_{min}$	W	H	$R_{min}$	W	H	$R_{min}$
$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{11}{64}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{64}$	0,01						
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{13}{64}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{7}{32}$	0,01						
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{4}$	0,01						
$\frac{7}{16}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{19}{64}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{19}{64}$	0,01						
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{11}{32}$	0,01	$\frac{7}{8}$	$\frac{11}{32}$	0,01	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{16}$	0,009
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{27}{64}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{27}{64}$	0,02	$1\frac{1}{16}$	$\frac{27}{64}$	0,02	$1\frac{1}{16}$	$\frac{25}{64}$	0,021
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	0,02	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	0,02	$1\frac{1}{4}$	$\frac{15}{32}$	0,021
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{21}{32}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{43}{64}$	0,03	$1\frac{5}{8}$	$\frac{43}{64}$	0,03	$1\frac{5}{8}$	$\frac{39}{64}$	0,062
$1\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{3}{4}$	0,03	$1\frac{13}{16}$	$\frac{3}{4}$	0,03	$1\frac{13}{16}$	$\frac{11}{16}$	0,062
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$\frac{27}{32}$	$1\frac{7}{8}$	$\frac{27}{32}$	0,03	2	$\frac{27}{32}$	0,03	2	$\frac{25}{32}$	0,062
$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$\frac{29}{32}$	$2\frac{1}{16}$	$\frac{29}{32}$	0,03	$2\frac{3}{16}$	$\frac{29}{32}$	0,03	$2\frac{3}{16}$	$\frac{27}{32}$	0,062
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	$2\frac{1}{4}$	1	0,03	$2\frac{3}{8}$	1	0,03	$2\frac{3}{8}$	$\frac{15}{16}$	0,062

## Tabela A-27

Dimensões de parafusos de porca quadrada e hexagonal.



Medida nominal, mm	Tipo de cabeça										
	Quadrada		Hexagonal regular			Hexagonal regular			Hexagonal estrutural		
	W	H	W	H	R <sub>min</sub>	W	H	R <sub>min</sub>	W	H	R <sub>min</sub>
M5	8	3,58	8	3,58	0,2						
M6			10	4,38	0,3						
M8			13	5,68	0,4						
M10			16	6,85	0,4						
M12			18	7,95	0,6	21	7,95	0,6			
M14			21	9,25	0,6	24	9,25	0,6			
M16			24	10,75	0,6	27	10,75	0,6	27	10,75	0,6
M20			30	13,40	0,8	34	13,40	0,8	34	13,40	0,8
M24			36	15,90	0,8	41	15,90	0,8	41	15,90	1,0
M30			46	19,75	1,0	50	19,75	1,0	50	19,75	1,2
M36			55	23,55	1,0	60	23,55	1,0	60	23,55	1,5

## Tabela A-28

Dimensões de parafusos de cabeça hexagonal de haste totalmente roscada e parafusos hexagonais de serviços pesados (W = largura entre superfícies planas paralelas; H = altura da cabeça. Veja figura na Tabela A-27).

Medida nominal, in	Raio mínimo de Filete	Tipo de parafuso		
		Haste de rosca completa W	Pesado W	Altura H
$\frac{1}{4}$	0,015	$\frac{7}{16}$		$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	0,015	$\frac{1}{2}$		$\frac{13}{64}$
$\frac{3}{8}$	0,015	$\frac{9}{16}$		$\frac{13}{64}$
$\frac{7}{16}$	0,015	$\frac{5}{8}$		$\frac{9}{32}$
$\frac{1}{2}$	0,015	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	0,020	$\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{25}{64}$
$\frac{3}{4}$	0,020	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{15}{32}$
$\frac{7}{8}$	0,040	$1\frac{5}{16}$	$1\frac{7}{16}$	$\frac{35}{64}$
1	0,060	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{39}{64}$
$1\frac{1}{4}$	0,060	$1\frac{7}{8}$	2	$\frac{25}{32}$
$1\frac{3}{8}$	0,060	$2\frac{1}{16}$	$2\frac{3}{16}$	$\frac{27}{32}$
$1\frac{1}{2}$	0,060	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{8}$	$\frac{15}{16}$

### Tabela A-28

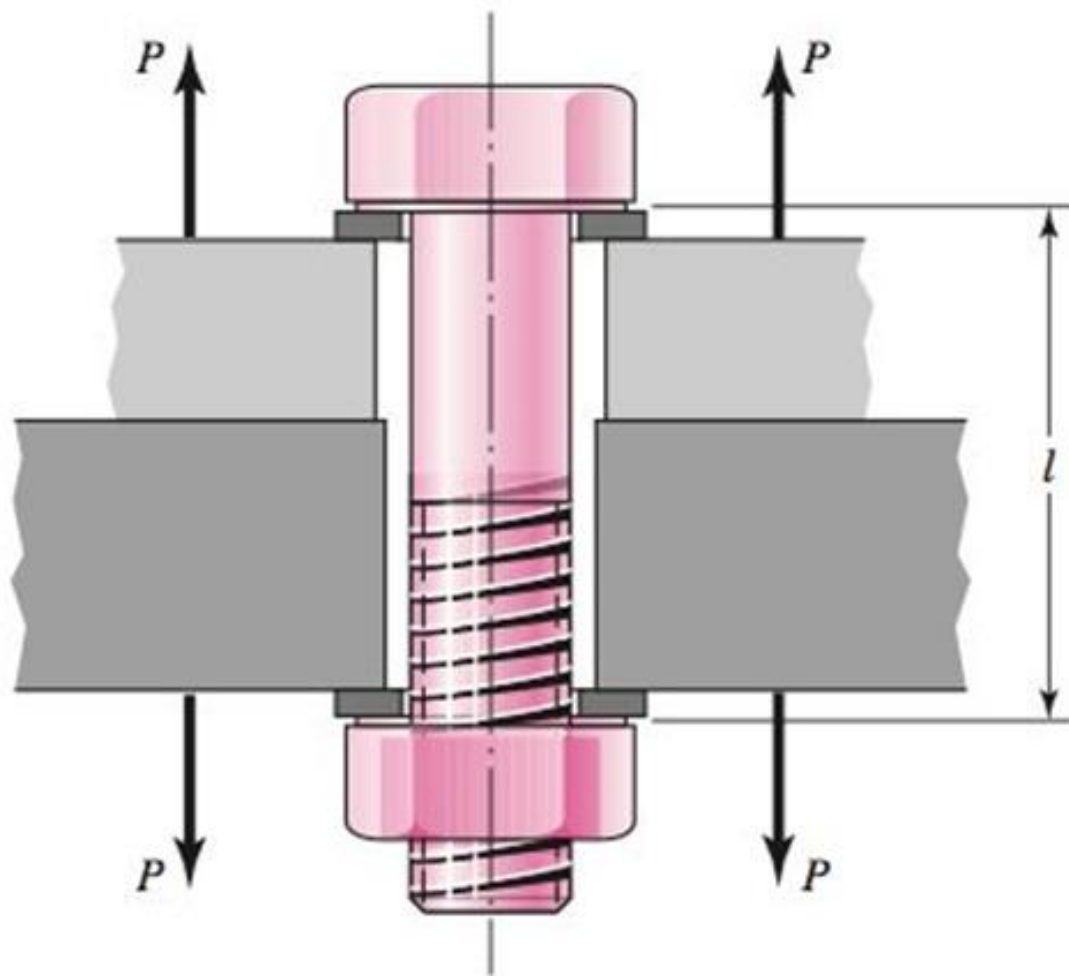
Dimensões de parafusos de cabeça hexagonal de haste totalmente rosçada e parafusos hexagonais de serviços pesados (W = largura entre superfícies planas paralelas; H = altura da cabeça. Veja figura na Tabela A-27).

Medida nominal, mm	Tipo de parafuso			
	Raio mínimo de Filete	Haste de rosca completa W	Pesado W	Altura H
M5	0,2	8		3,65
M6	0,3	10		4,15
M8	0,4	13		5,50
M10	0,4	16		6,63
M12	0,6	18	21	7,76
M14	0,6	21	24	9,09
M16	0,6	24	27	10,32
M20	0,8	30	34	12,88
M24	0,8	36	41	15,44
M30	1,0	46	50	19,48
M36	1,0	55	60	23,38



## Figura 8-13

Uma conexão de parafuso carregada em tração pelas forças  $P$ . Observe o uso de duas arruelas e como as roscas se estendem adentrando o corpo de conexão. Isso é comum e é desejável.  $l$  é o agarre (alcance ou abrangência) da conexão.

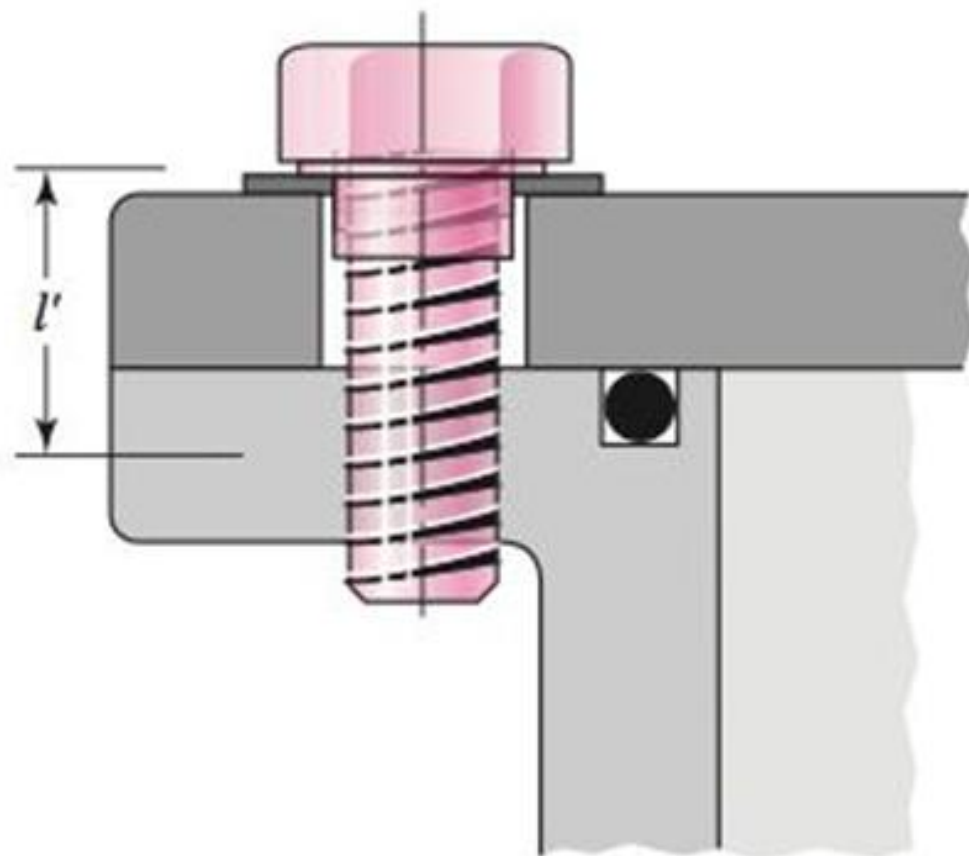


Pré-carga

Carga de trabalho

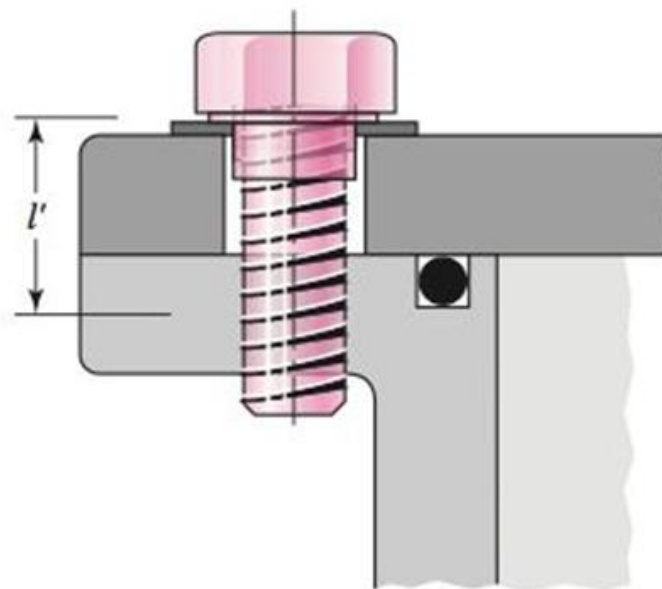
## Figura 8-14

Seção do vaso cilíndrico de pressão. Parafusos de cabeça hexagonal de haste totalmente roscada são usados para prender a cabeça do cilindro ao corpo. Note o uso de um anel de vedação.  $l'$  é o agarre efetivo da conexão (ver Tabela 8-7).



**Figura 8-14**

Seção do vaso cilíndrico de pressão. Parafusos de cabeça hexagonal de haste totalmente roscada são usados para prender a cabeça do cilindro ao corpo. Note o uso de um anel de vedação.  $l'$  é o agarre efetivo da conexão (ver Tabela 8-7).

**4-2 Tração, compressão e torção**

A extensão ou contração total de uma barra uniforme em tração pura ou compressão pura, é, respectivamente, dada por

$$\delta = \frac{Fl}{AE} \quad (4-3)$$

Essa equação não se aplica a uma barra *longa* carregada em compressão caso exista alguma possibilidade de flambagem (ver Seções 4-11 a 4-15). Usando as Equações (4-2) e (4-3), vemos que a constante de mola de uma barra carregada axialmente é

$$k = \frac{AE}{l} \quad (4-4)$$

A rigidez da porção de um parafuso parcialmente rosqueado ou parafuso de rosca inteira dentro da zona de aperto geralmente consistirá em duas partes, aquela da porção da haste não rosqueada e aquela da porção rosqueada.

Assim, a constante de rigidez do parafuso de porca é equivalente à rigidez de duas molas em série. Usando os resultados do Problema 4-1, encontramos

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \quad \text{ou} \quad k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \quad (8-15)$$

para duas molas em série. Da Equação (4-4), as razões de mola das porções rosqueadas e não rosqueadas do parafuso de porca na região de aperto são, respectivamente,

$$k_t = \frac{A_t E}{l_t} \quad k_d = \frac{A_d E}{l_d} \quad (8-16)$$

em que  $A_t$  = área de tensão de tração (Tabelas 8-1 e 8-2)

$l_t$  = comprimento da porção rosqueada do agarre

$A_d$  = área de diâmetro maior do fixador

$l_d$  = comprimento da porção não rosqueada no agarre

Substituir essas rigidezes na Equação (8-15) produz

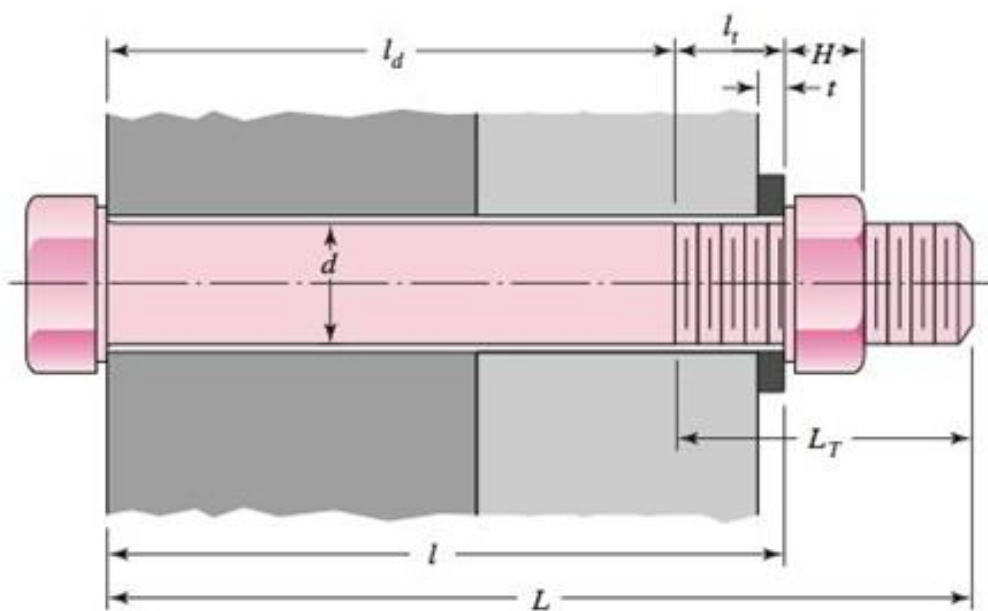
$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (8-17)$$

em que  $k_b$  é a rigidez efetiva estimada do parafuso parcialmente rosqueado ou do parafuso de rosca até a cabeça na região de aperto. Para fixadores curtos, aquele na Figura 8-14, por exemplo, a área não rosqueada é pequena, assim, a primeira das expressões na Equação (8-16) pode ser usada para encontrar  $k_b$ . Para fixadores longos, a área rosqueada é relativamente pequena, assim, a segunda expressão na Equação (8-16) pode ser usada. A Tabela 8-7 é útil.

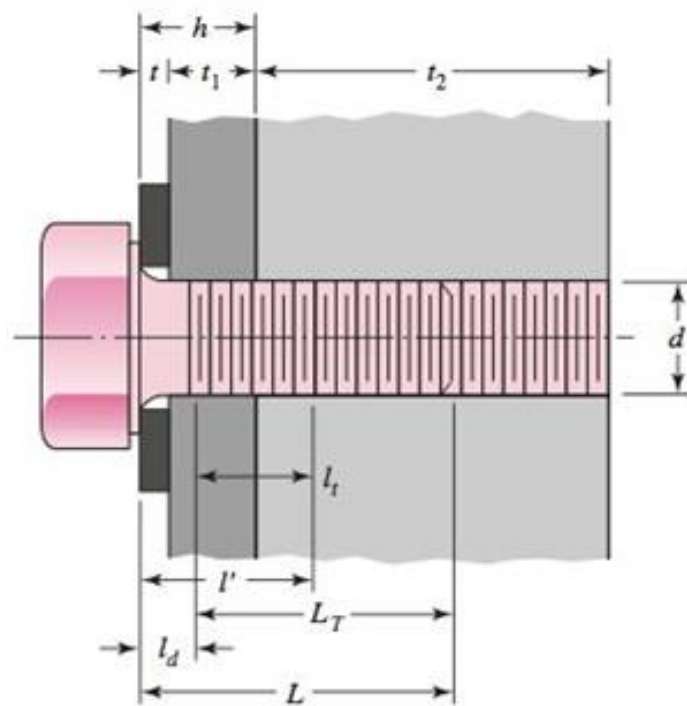


## Tabela 8-7

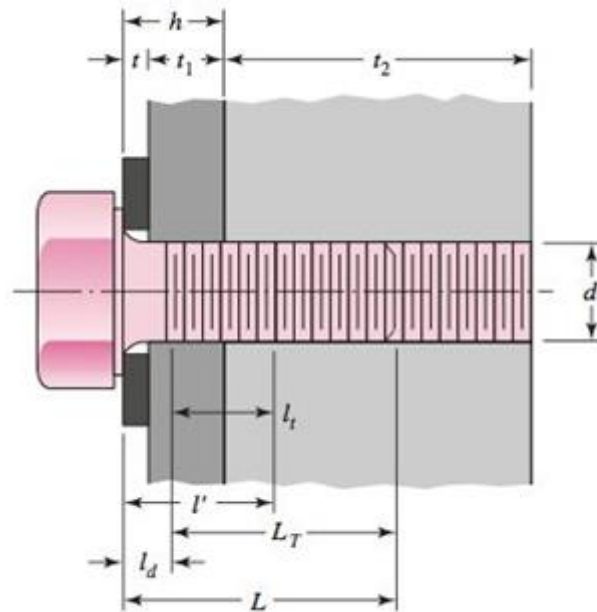
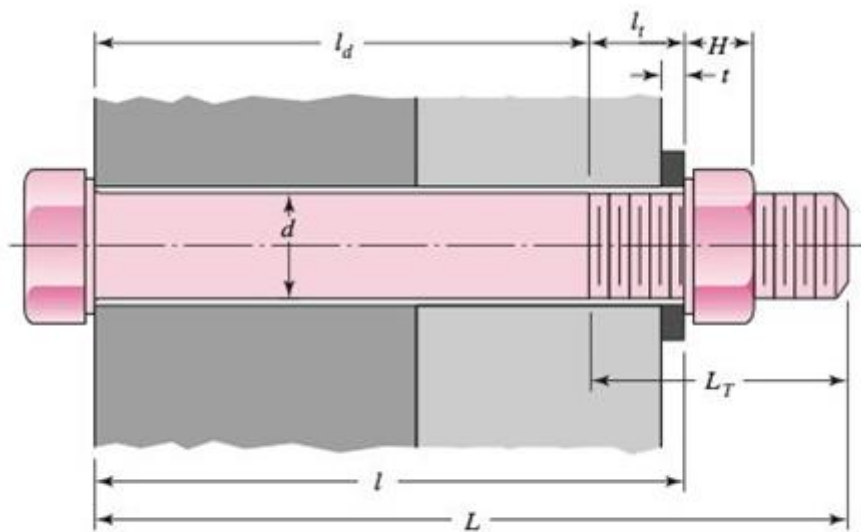
Procedimento sugerido para encontrar a rigidez de fixador.



(a)



(b)



Dado o diâmetro do fixador  $d$   
e o passo  $p$  ou número de roscas

Agarre efetivo

Agarre é a espessura  $l$

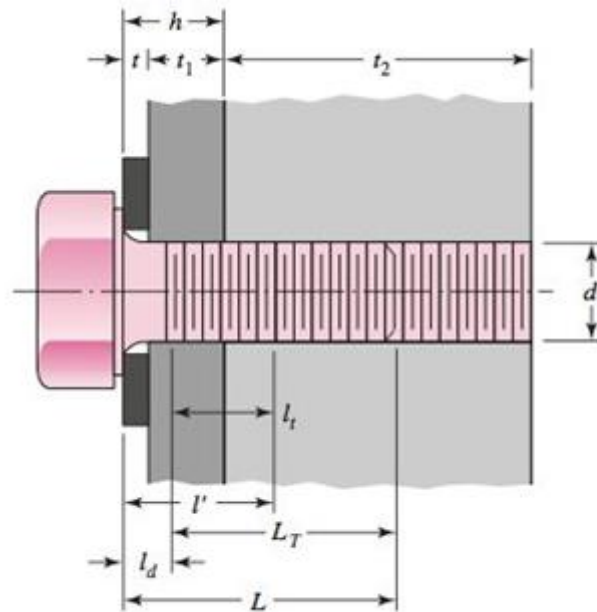
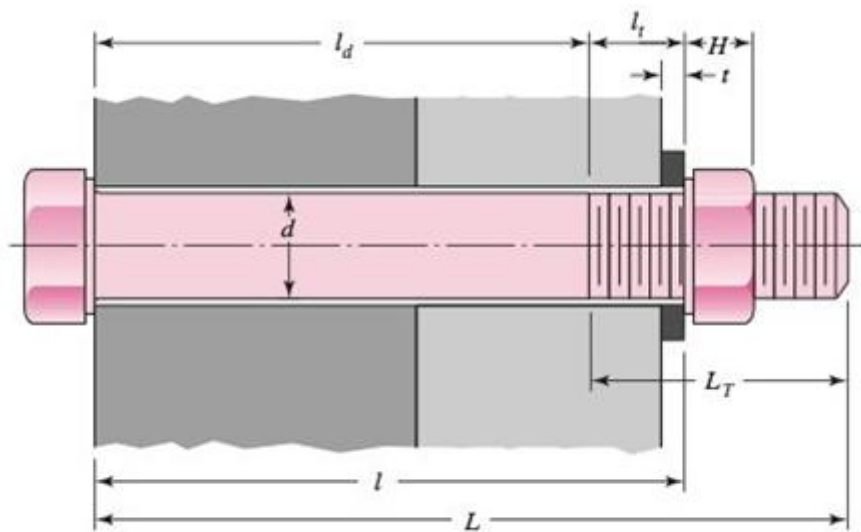
$$l' = \begin{cases} h + t_2/2, & t_2 < d \\ h + d/2, & t_2 \geq d \end{cases}$$

Espessura de arruela da Tabela A-30  
ou A-31. Comprimento rosqueado  $L_T$   
Série em polegadas:

$$L_T = \begin{cases} 2d + \frac{1}{4} \text{ in}, & L \leq 6 \text{ in} \\ 2d + \frac{1}{2} \text{ in}, & L > 6 \text{ in} \end{cases}$$

Série métrica:

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 \text{ mm}, & L \leq 125, d \leq 48 \text{ mm} \\ 2d + 12 \text{ mm}, & 125 < L \leq 200 \text{ mm} \\ 2d + 25 \text{ mm}, & L > 200 \text{ mm} \end{cases}$$



Comprimento de fixador:  $L > l + H$

Arredondar para cima usando a Tabela A-15\*

Comprimento de fixador:

$$L > h + 1,5d$$

Comprimento de porção útil

não rosqueada:  $l_d = L - L_T$

Comprimento de porção rosqueada:

$$l_t = l - l_d$$

Comprimento de porção útil

não rosqueada:  $l_d = L - L_T$

Comprimento de porção útil

$$\text{rosqueada: } l_t = l' - l_d$$

Área da porção não rosqueada:

$$A_d = \pi d^2/4$$

Área da porção rosqueada:

$A_r$ , Tabela 8-1 ou 8-2

Rigidez de fixador:

$$k_b = \frac{A_d A_r E}{A_d l_t + A_r l_d}$$

Fig. 8.15

### Figura 8-15

Compressão de um membro com propriedades elásticas equivalentes representadas por um frusto (tronco) de um cone vazado. Aqui,  $l$  representa o comprimento de agarre.

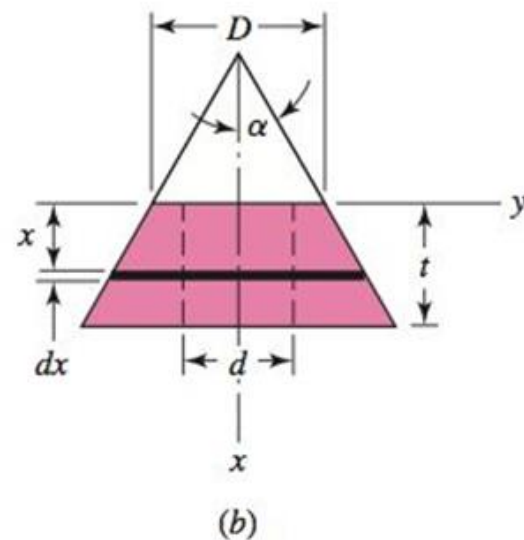
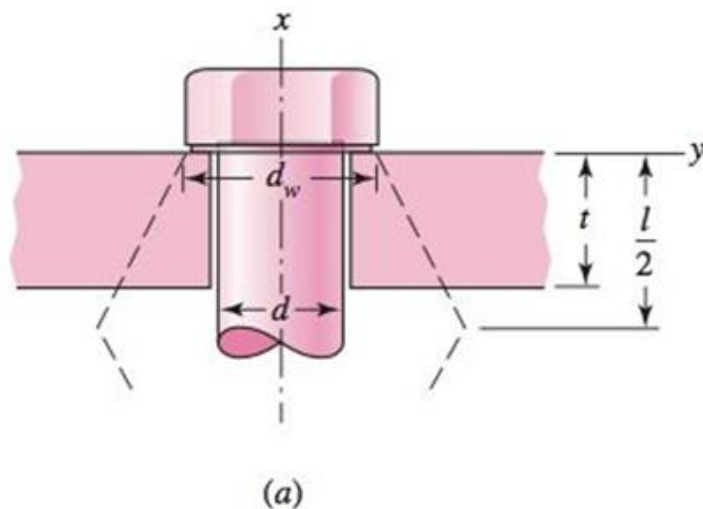
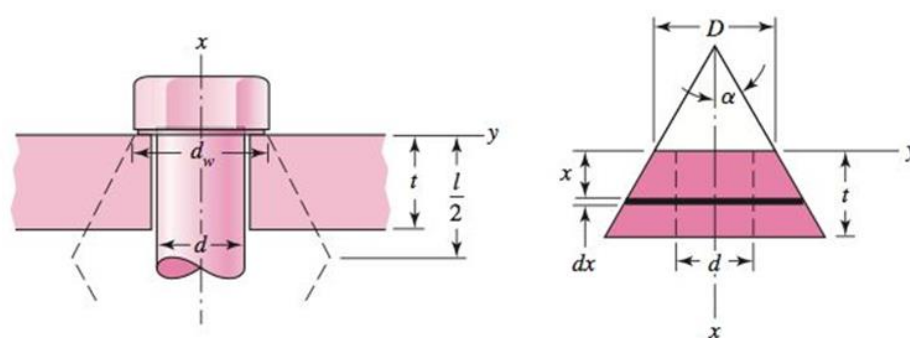




Fig. 8.15

**Figura 8-15**

Compressão de um membro com propriedades elásticas equivalentes representadas por um frusto (tronco) de um cone vazado. Aqui,  $l$  representa o comprimento de agarre.



Referindo-nos agora à Figura 8–15b, a contração de um elemento do cone de espessura  $dx$  sujeito a uma força compressiva  $P$  é, a partir da Equação (4–3)

$$d\delta = \frac{P dx}{EA} \quad (a)$$

A área do elemento é

$$\begin{aligned} A &= \pi(r_o^2 - r_i^2) = \pi \left[ \left( x \tan \alpha + \frac{D}{2} \right)^2 - \left( \frac{d}{2} \right)^2 \right] \\ &= \pi \left( x \tan \alpha + \frac{D+d}{2} \right) \left( x \tan \alpha + \frac{D-d}{2} \right) \end{aligned} \quad (b)$$

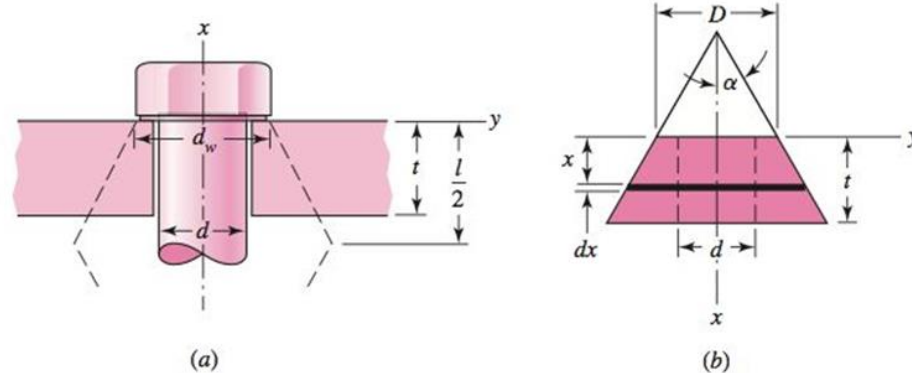
Substituindo isso na Equação (a) e integrando produz uma contração total de

$$\delta = \frac{P}{\pi E} \int_0^l \frac{dx}{[x \tan \alpha + (D+d)/2][x \tan \alpha + (D-d)/2]} \quad (c)$$

Fig. 8.15

**Figura 8-15**

Compressão de um membro com propriedades elásticas equivalentes representadas por um frusto (tronco) de um cone vazado. Aqui,  $l$  representa o comprimento de agarre.



$$\delta = \frac{P}{\pi E d \tan \alpha} \ln \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)} \quad (d)$$

Logo, a razão de mola ou rigidez deste frusto é

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{\ln \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}} \quad (8-19)$$

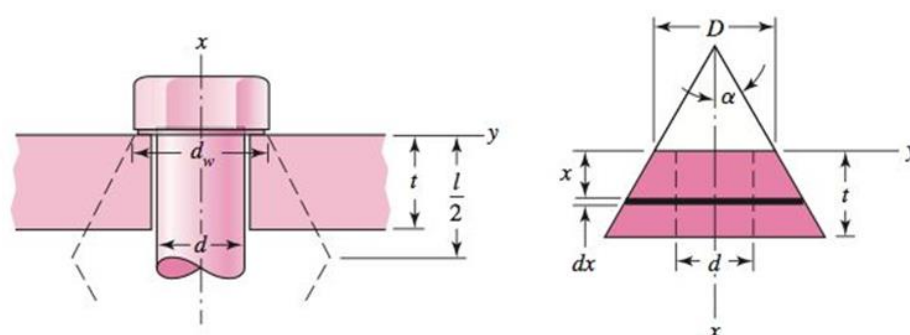
Com  $\alpha = 30^\circ$ , esta se torna

$$k = \frac{0,5774\pi E d}{\ln \frac{(1,155t + D - d)(D + d)}{(1,155t + D + d)(D - d)}} \quad (8-20)$$

Fig. 8.15

**Figura 8-15**

Compressão de um membro com propriedades elásticas equivalentes representadas por um frusto (tronco) de um cone vazado. Aqui,  $l$  representa o comprimento de agarre.



Se os membros da junção tiverem o mesmo módulo  $E$  de Young com regiões afetadas simétricas dorso a dorso, então eles agirão como duas molas idênticas em série. Da Equação (8-18) aprendemos que  $k_m = k/2$ . Usando o agarre como  $l = 2t$  e  $d_w$  como o diâmetro da face da arruela, encontramos a razão de mola dos membros

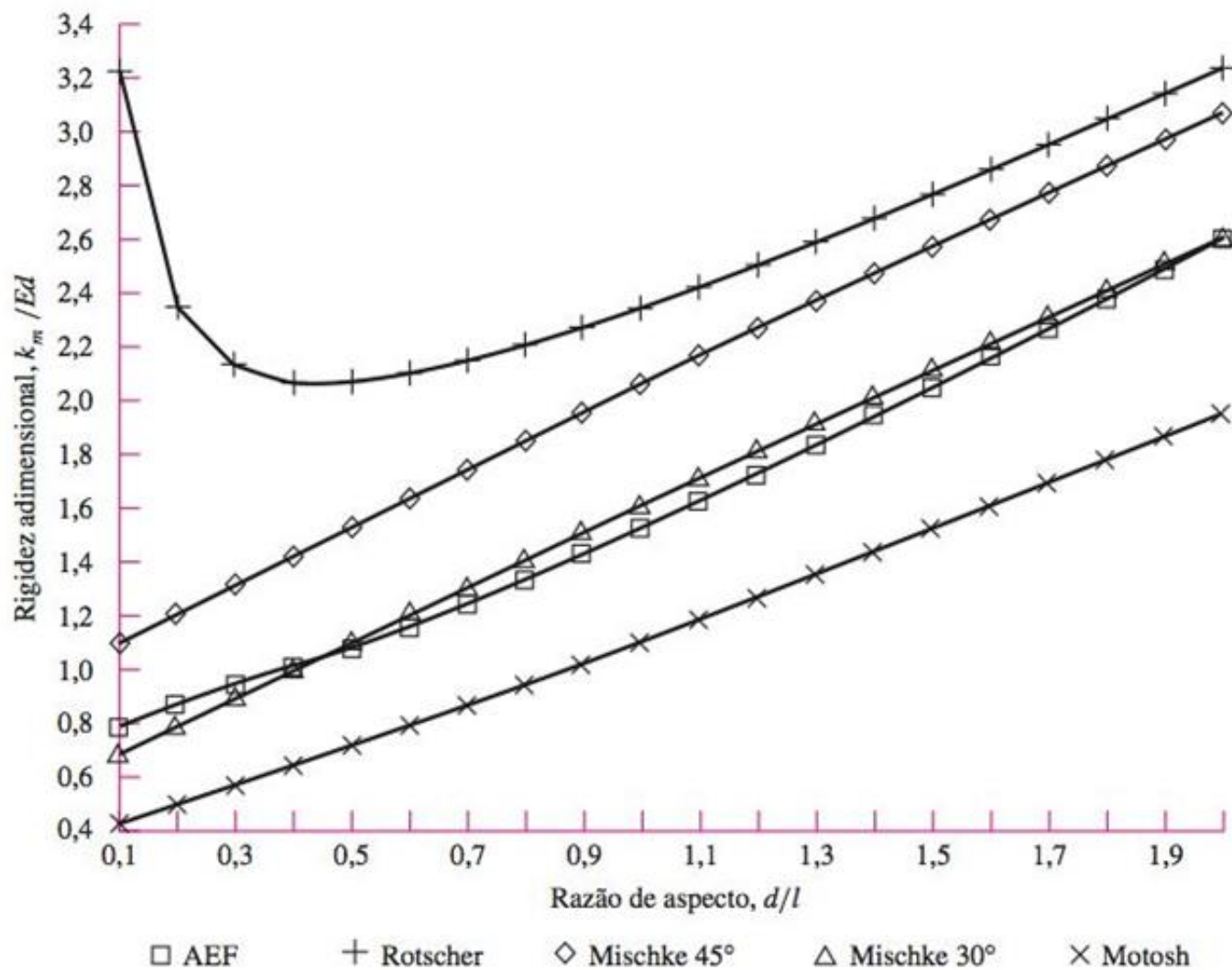
$$k_m = \frac{\pi E d \tan \alpha}{2 \ln \frac{(l \tan \alpha + d_w - d)(d_w + d)}{(l \tan \alpha + d_w + d)(d_w - d)}} \quad (8-21)$$

O diâmetro da face da arruela é cerca de 50% maior que o diâmetro do fixador para parafusos padronizados de cabeça hexagonal e parafusos de haste totalmente roscada. Logo, podemos simplificar a Equação (8-21) fazendo  $d_w = 1,5d$ . Se também usarmos  $\alpha = 30^\circ$ , então a Equação (8-21) poderá ser escrita como

$$k_m = \frac{0,5774\pi E d}{2 \ln \left( 5 \frac{0,5774l + 0,5d}{0,5774l + 2,5d} \right)} \quad (8-22)$$

**Figura 8-16**

O gráfico adimensional da rigidez versus a razão de aspecto dos membros de uma junção parafusada de porca, mostrando a acurácia relativa dos métodos de Rotscher, Mischke e Motosh, comparados à análise por elementos finitos (AEF) conduzida por Wileman, Choudury e Green.





Para ver como é útil a Equação (8-21), resolva-a para  $k_m/Ed$ :

$$\frac{k_m}{Ed} = \frac{\pi \tan \alpha}{2 \ln \left[ \frac{(l \tan \alpha + d_w - d)(d_w + d)}{(l \tan \alpha + d_w + d)(d_w - d)} \right]}$$

Anteriormente nesta seção, o uso de  $\alpha = 30^\circ$  foi recomendado para membros de aço endurecido, ferro fundido ou de alumínio. Wileman, Choudury e Green<sup>5</sup> conduziram um estudo dos elementos finitos deste problema. Os resultados, que estão representados na Figura 8-16, concordam com a recomendação de  $\alpha = 30^\circ$ , coincidindo exatamente na razão de aspecto  $d/l = 0,4$ . Além disso, eles ofereceram um ajuste de curva exponencial da forma

$$\frac{k_m}{Ed} = A \exp(Bd/l) \tag{8-23}$$

com constantes  $A$  e  $B$  definidas na Tabela 8-8. Para faces de arruelas padronizadas e membros do mesmo material, a Equação (8-23) oferece um cálculo simples para a rigidez de membro  $k_m$ . Para casos distantes desta condição, a Equação (8-20) permanece a base para abordar o problema.

$$\frac{k_m}{Ed} = A \exp(Bd/l) \quad (8-23)$$

### Tabela 8-8

Parâmetros de rigidez de vários materiais de membros.<sup>†</sup>

<sup>†</sup>Fonte: J. Wileman, M. Choudury e I. Green, "Computation of Member Stiffness in Bolted Connections", *Trans. ASME, J. Mech. Design*, v. 113, dez. 1991, p. 432-437.

Material usado	Coefficiente de Poisson	Módulo elástico GPa	A	B
Aço	0,291	207	0,787 15	0,628 73
Alumínio	0,334	71	0,796 70	0,638 16
Cobre	0,326	119	0,795 68	0,635 53
Ferro fundido cinza	0,211	100	0,778 71	0,616 16
Expressão geral			0,789 52	0,629 14

**EXEMPLO 8-2**

Duas placas de aço de 12 mm de espessura com um módulo de elasticidade de 207 GPa são fixadas por dois parafusos de grau 5 UNC SAE de diâmetro de 12 mm com arruela de face, com uma arruela de 2 mm de espessura sob a porca. Encontre o coeficiente de mola do elemento  $k_m$  usando o método de frusto cônico e compare o resultado com o método de ajuste de curva da análise por elementos finitos (AEF) de Wileman et al.

**Solução**

O alcance de agarre é de  $12 + 12 + 2 = 26$  mm. Usando a Equação (8-22) com  $l = 26$  e  $d = 12$  mm escrevemos

$$k_m = \frac{0,5774\pi 207 \times 10^3(12)}{2 \ln \left[ 5 \frac{0,5774(26) + 0,5(12)}{0,5774(26) + 2,5(12)} \right]} = 2,62 \times 10^6 \text{ N/mm}$$

Da Tabela 8-8,  $A = 0,787 15$ ,  $B = 0,628 73$ . A Equação (8-23) resulta em

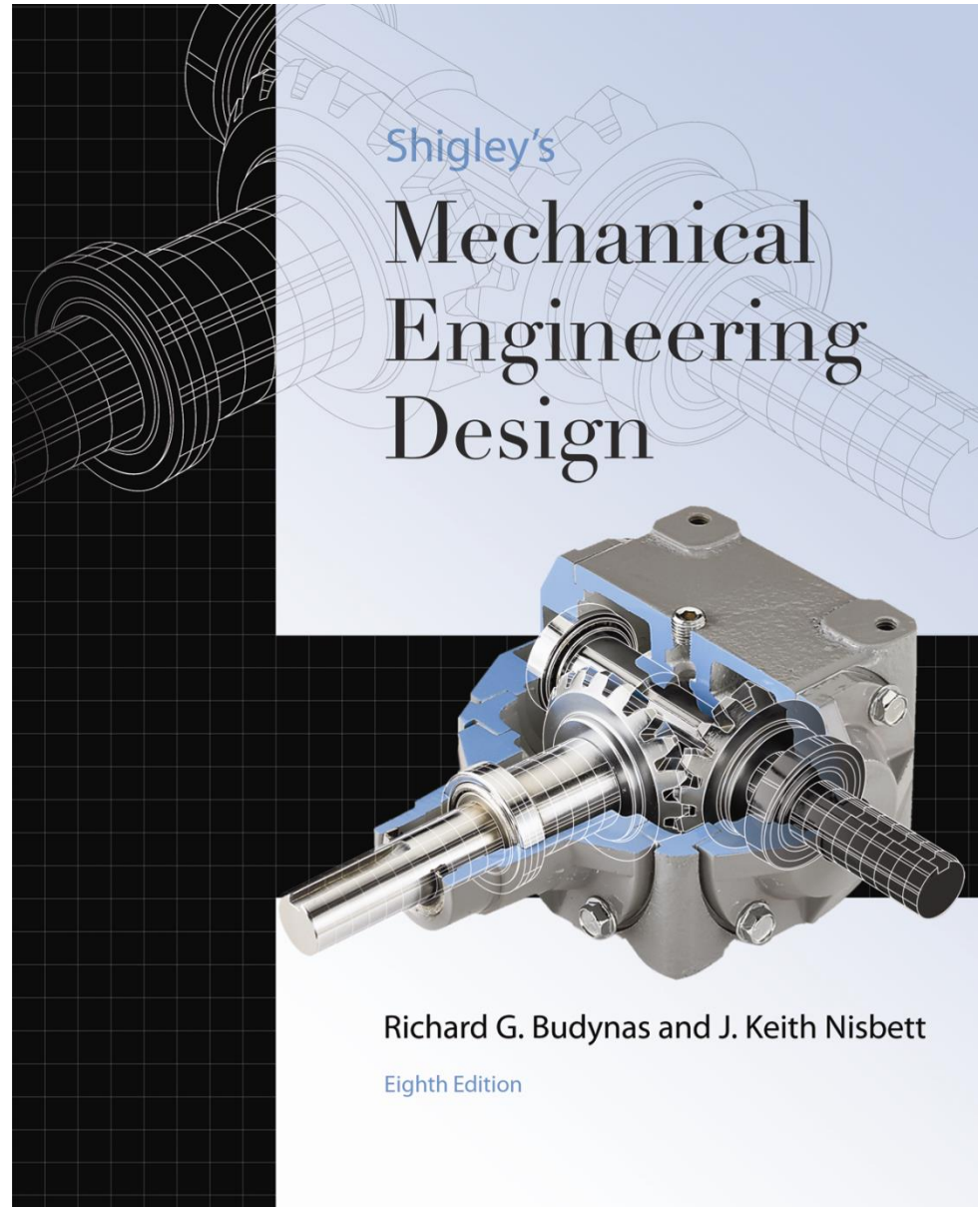
$$\begin{aligned} k_m &= 207\,000(12)(0,787\,15) \exp[0,628\,73(12)/26] \\ &= 2,61 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

Para este caso, a diferença entre os resultados das Equações (8-22) e (8-23) é menos de 1%.



# Capítulo 8

# Parafusos de fixação Parte 2

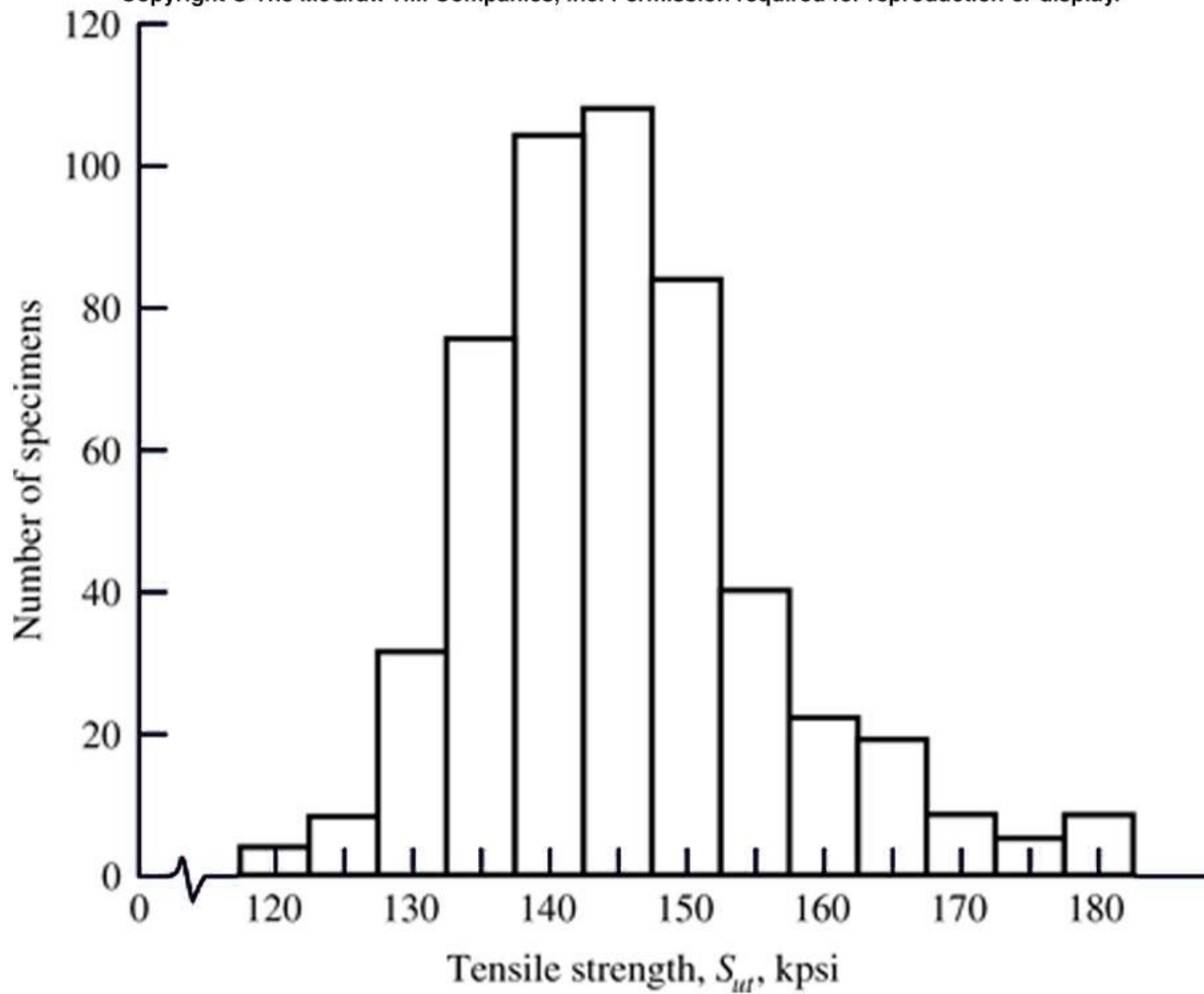




A carga de prova é a carga máxima (força) que um parafuso pode aguentar sem adquirir uma deformação permanente. A resistência de prova é o quociente entre a carga de prova e a área de tensão de tração. A resistência de prova corresponde grosseiramente ao limite de proporcionalidade e a 0,0001 em deformação permanente no fixador (primeiro desvio mensurável do comportamento elástico). O valor da resistência média de prova, a resistência média de tração e os desvios padrão correspondentes não fazem parte dos códigos de especificação, assim é responsabilidade do projetista obter esses valores, talvez por ensaios de laboratório, antes de projetar para uma especificação de confiabilidade. A Figura 8–17 mostra a distribuição da resistência máxima de tração de uma partida de produção de parafusos de porca. Se a resistência mínima ASTM for igual ou exceder 120 kpsi, os parafusos de porca podem ser oferecidos como SAE grau 5. O projetista não vê esse histograma. Em vez disso, na Tabela 8–9, ele vê a entrada  $S_{ut} = 120$  kpsi sob o tamanho  $\frac{1}{4}$ –1 in em parafusos de porca de grau 5. Semelhantemente, resistências mínimas são mostradas nas Tabelas 8–10 e 8–11.









Fig. 8.17

Copyright © The McGraw-Hill Companies, Inc. Permission required for reproduction or display.



## Tabela 8-9



Especificações da SAE para parafusos de aço.

Grau SAE nº	Intervalo de tamanho inclusivo, in	Resistência mínima de prova,* kpsi	Resistência mínima de tração,* kpsi	Resistência mínima de escoamento,* kpsi	Material	Marcação de cabeça
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Baixo ou médio carbono	
2	$\frac{1}{2}$ - $\frac{3}{4}$	55	74	57	Baixo ou médio carbono	
	$\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Médio carbono, estirado a frio	
5	$\frac{1}{2}$ -1	85	120	92	Médio carbono, Q&T (temperado e revenido)	
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	74	105	81		
5.2	$\frac{1}{2}$ -1	85	120	92	Martensita de baixo carbono, Q&T (temperado e revenido)	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Liga de baixo carbono, Q&T (temperado e revenido)	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Liga de médio carbono, Q&T (temperado e revenido)	
8.2	$\frac{1}{2}$ -1	120	150	130	Martensita de baixo carbono, Q&T (temperado e revenido)	

\*Resistências mínimas são resistências excedidas por 99% dos fixadores.

**Tabela 8-10**

ASTM especificações (parafusos de aço).

Designação ASTM nº	Intervalo de tamanho inclusivo, in	Resistência mínima de prova,* kpsi	Resistência mínima de tração,* kpsi	Resistência mínima de escoamento,* Kpsi	Material	Marcação de cabeça
A307	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Baixa carbono	
A325, tipo 1	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Média carbono, Q&T (temperado e revenido)	
A325, tipo 2	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Baixa carbono, Martensita, Q&T (temperado e revenido)	
A325, tipo 3	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Aço envelhecido, Q&T (temperado e revenido)	
A354, grau BC	$\frac{1}{2}$ - $2\frac{1}{2}$ $2\frac{1}{2}$ -4	105 95	125 115	109 99	Aço-liga Q&T (temperado e revenido)	
A354, grau BD	$\frac{1}{2}$ -4	120	150	130	Aço-liga Q&T (temperado e revenido)	
A449	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ $1\frac{3}{4}$ -3	85 74 55	120 105 90	92 81 58	Média carbono, Q&T (temperado e revenido)	
A490, tipo 1	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Aço-liga, Q&T (temperado e revenido)	
A490, tipo 2	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Aço envelhecido, Q&T (temperado e revenido)	

\*Resistências mínimas são resistências excedidas por 99% dos fixadores.



## Tabela 8-11

Categories métricas de propriedades mecânicas para parafusos de aço, parafusos e prisioneiros.\*

Categoria de propriedade	Intervalo de tamanho inclusivo	Resistência mínima de prova, <sup>†</sup> MPa	Resistência mínima de tração, <sup>†</sup> MPa	Resistência mínima de escoamento, <sup>†</sup> MPa	Material	Marcação de cabeça
4,6	M5-M36	225	400	240	Baixo e médio carbono	
4,8	M1,6-M16	310	420	340	Baixo e médio carbono	
5,8	M5-M24	380	520	420	Baixo e médio carbono	
8,8	M16-M36	600	830	660	Médio carbono, Q&T (temperado e revenido)	
9,8	M1,6-M16	650	900	720	Médio carbono, Q&T (temperado e revenido)	
10,9	M5-M36	830	1040	940	Baixo carbono, martensita, Q&T (temperado e revenido)	
12,9	M1,6-M36	970	1220	1100	Liga, Q&T (temperado e revenido)	

\*O comprimento de rosca para parafusos e parafusos de rosca até a cabeça é

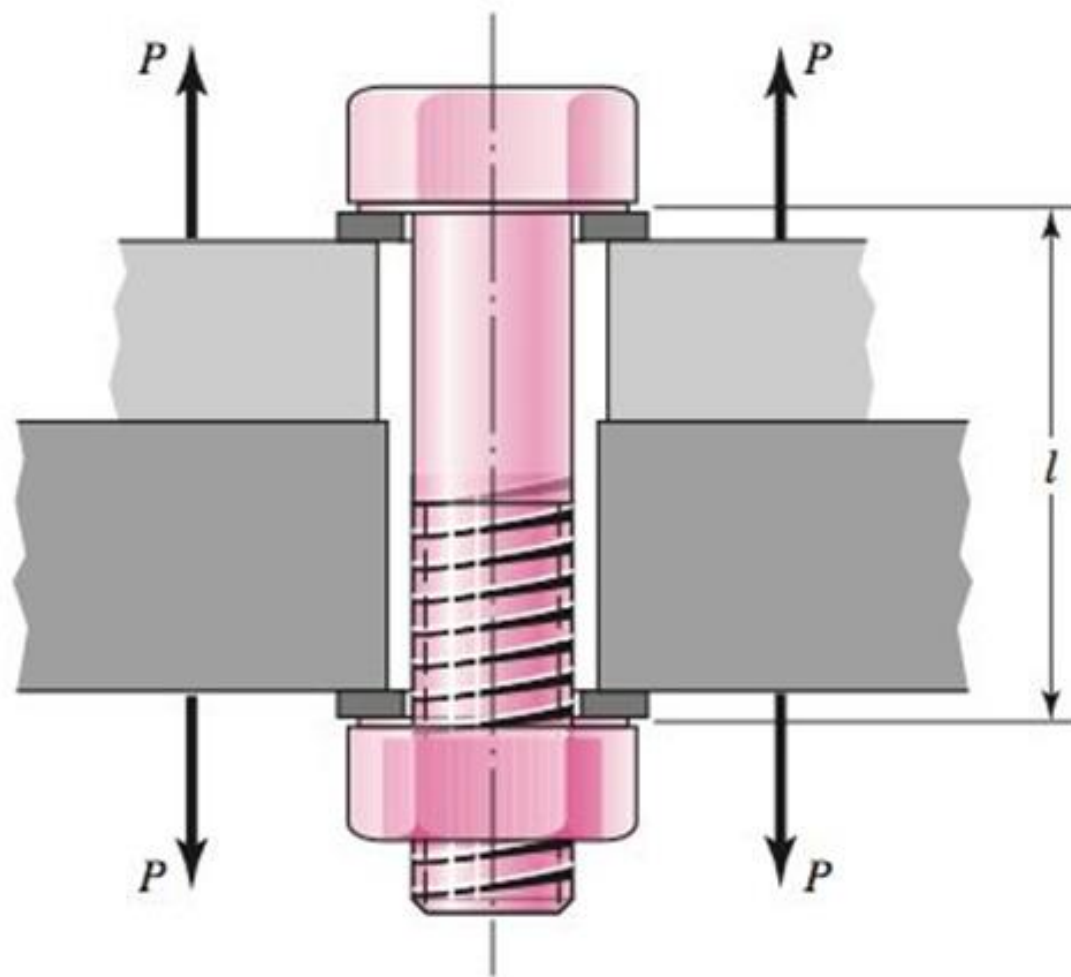
$$l_T = \begin{cases} 2d + 6 & l \leq 125 \\ 2d + 12 & 125 < l \leq 200 \\ 2d + 25 & l > 200 \end{cases}$$

em que  $l$  é o comprimento do parafuso. O comprimento de rosca para parafusos estruturais é ligeiramente menor que o fornecido acima.

<sup>†</sup> Resistências mínimas são resistências excedidas por 99% dos fixadores.

## Figura 8-13

Uma conexão de parafuso carregada em tração pelas forças  $P$ . Observe o uso de duas arruelas e como as roscas se estendem adentrando o corpo de conexão. Isso é comum e é desejável.  $l$  é o agarre (alcance ou abrangência) da conexão.



Pré-carga

Carga de trabalho

## 8-7 Pré-carregamento de parafusos

Vamos agora considerar o que ocorre quando uma carga externa de tração  $P$ , como na Figura 8-13, é aplicada a uma conexão parafusada. Deve ser admitido, naturalmente, que a força de fixação (engaste), a qual chamaremos de *pré-carga*  $F_i$ , seja corretamente aplicada apertando a porca *antes que*  $P$  seja aplicada. A nomenclatura usada é:

$F_i$  = pré-carga

$P$  = carga externa de tração

$P_b$  = porção de  $P$  absorvida pelo parafuso de porca

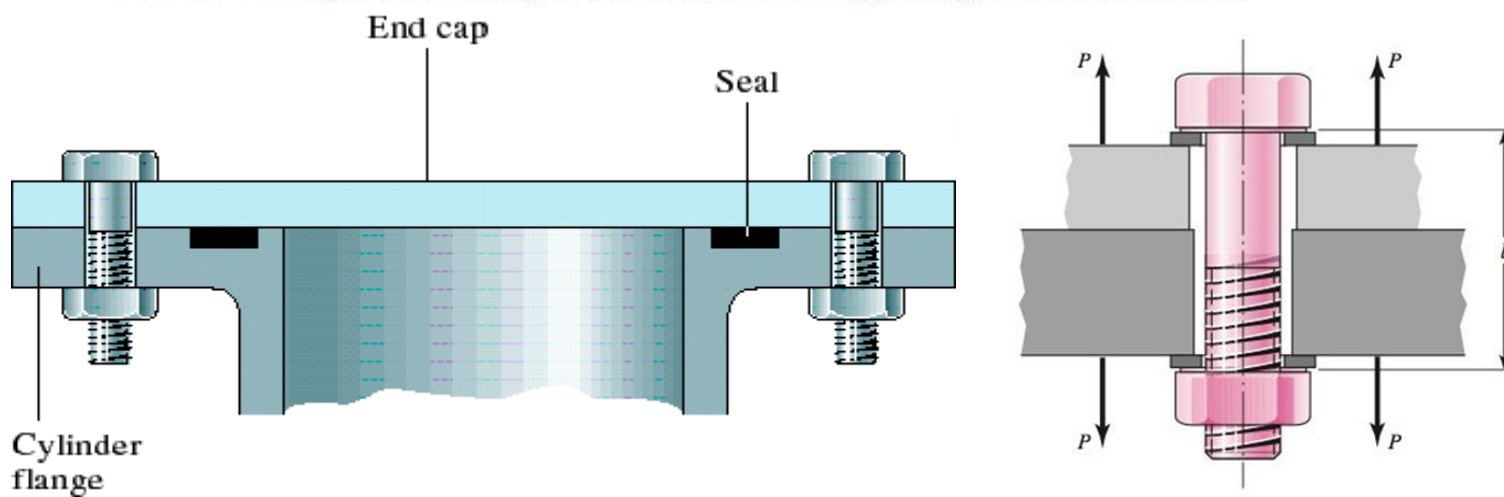
$P_m$  = porção de  $P$  absorvida pelos membros

$P_b = P_b + F_i$  = carga resultante no parafuso de porca

$F_m = P_m - F_i$  = carga resultante nos membros

$C$  = fração da carga externa  $P$  carregada pelo parafuso de porca

$1 - C$  = fração da carga externa  $P$  carregada pelos membros



A carga  $P$  é tração, e ela faz a conexão esticar-se, ou alongar-se, por alguma distância  $\delta$ . Podemos relacionar essa elongação às rigidezes recordando que  $k$  é a força dividida pela deflexão. Logo,

$$\delta = \frac{P_b}{k_b} \quad \text{e} \quad \delta = \frac{P_m}{k_m} \quad (a)$$

ou

$$P_m = P_b \frac{k_m}{k_b} \quad (b)$$

Visto que  $P = P_b + P_m$ , temos

$$P_b = \frac{k_b P}{k_b + k_m} = C P \quad (c)$$

e

$$P_m = P - P_b = (1 - C)P \quad (d)$$

em que

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_i} \quad (e)$$

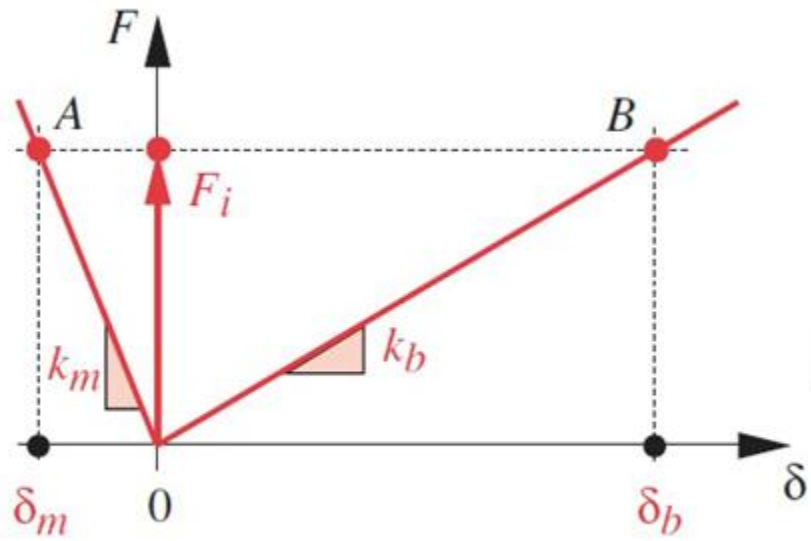
é chamada de *constante de rigidez da junção*. A carga resultante do parafuso de porca é

$$F_b = P_b + F_i = C P + F_i \quad F_m < 0 \quad (8-24)$$

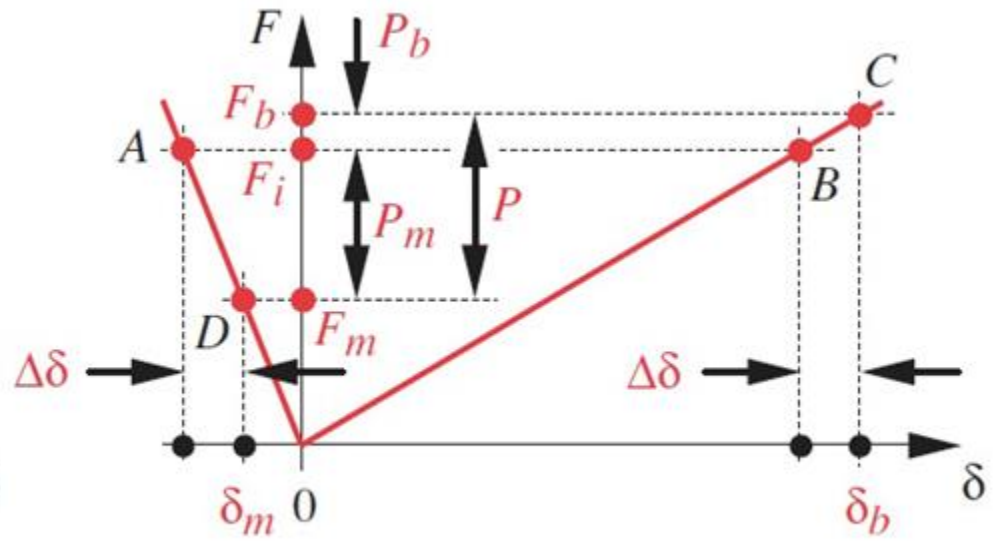
e a carga resultante nos membros conectados é

$$F_m = P_m - F_i = (1 - C)P - F_i \quad F_m < 0 \quad (8-25)$$





Pré-carga e deflexões iniciais

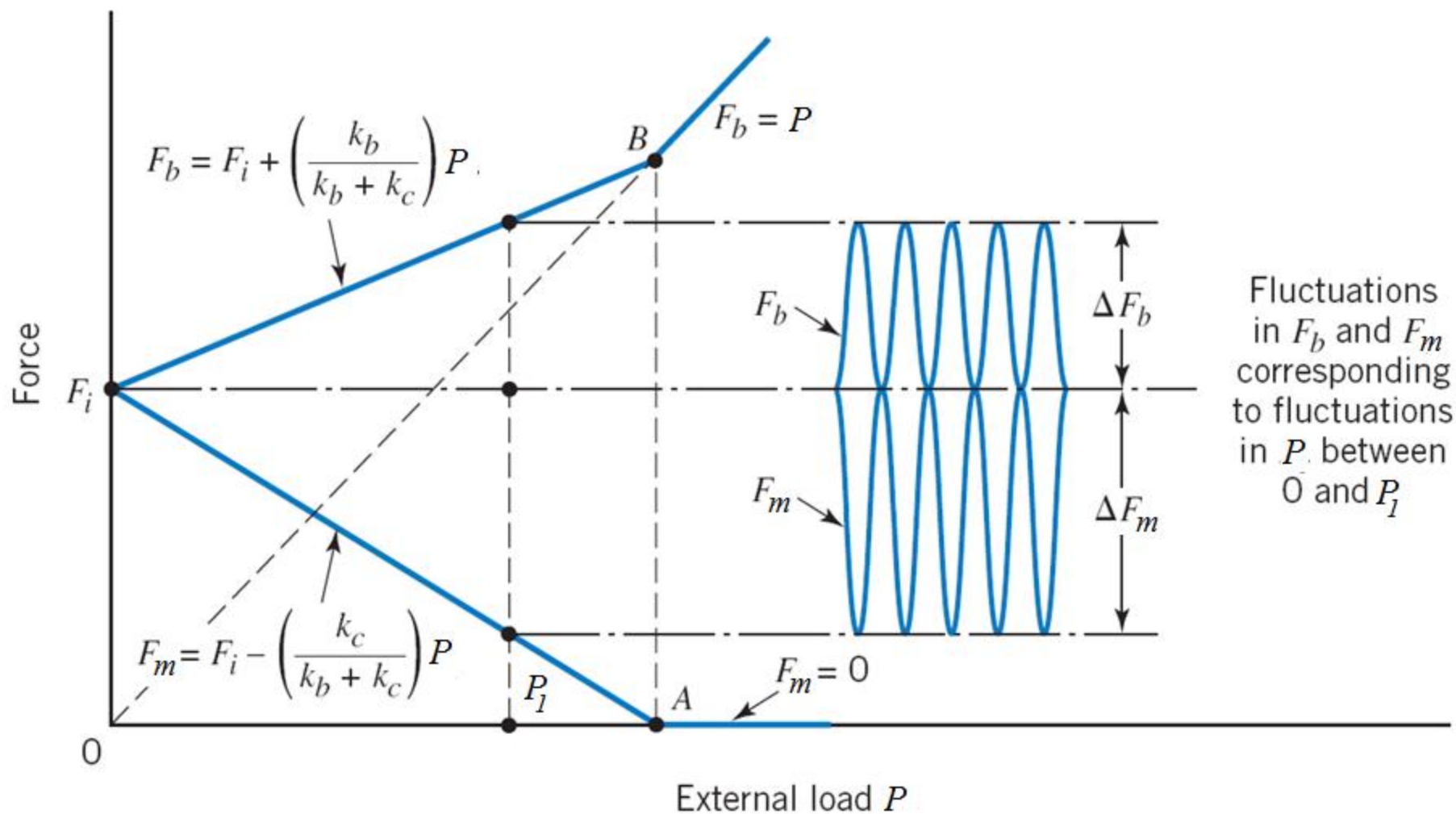


Forças e deflexões resultantes

constante de rigidez da junção  $C = \frac{k_b}{k_b + k_c}$

carga resultante do parafuso  $F_b = P_b + F_i = CP + F_i \quad F_m < 0$

carga resultante nos membros conectados  $F_m = P_m - F_i = (1 - C)P - F_i \quad F_m < 0$



constante de rigidez da junção  $C = \frac{k_b}{k_b + k_i}$

carga resultante do parafuso  $F_b = P_b + F_i = CP + F_i \quad F_m < 0$

carga resultante nos membros conectados  $F_m = P_m - F_i = (1 - C)P - F_i \quad F_m < 0$

**Tabela 8-12**

Cômputo da rigidez do parafuso e do elemento.

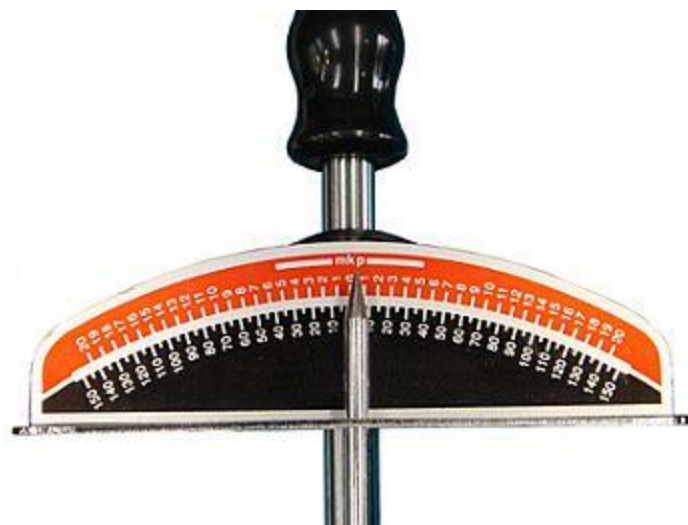
Elementos de aço engastados usando um parafuso de aço

$\frac{1}{2}$  in-13NC.  $C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$ .

Alcance de agarre do parafuso, in	Rigidezes, Mlbf/in			
	$k_b$	$k_m$	<b>C</b>	<b>1 - C</b>
2	2,57	12,69	0,168	0,832
3	1,79	11,33	0,136	0,864
4	1,37	10,63	0,114	0,886

8.8 Torque de montagem

Torquímetro de vareta

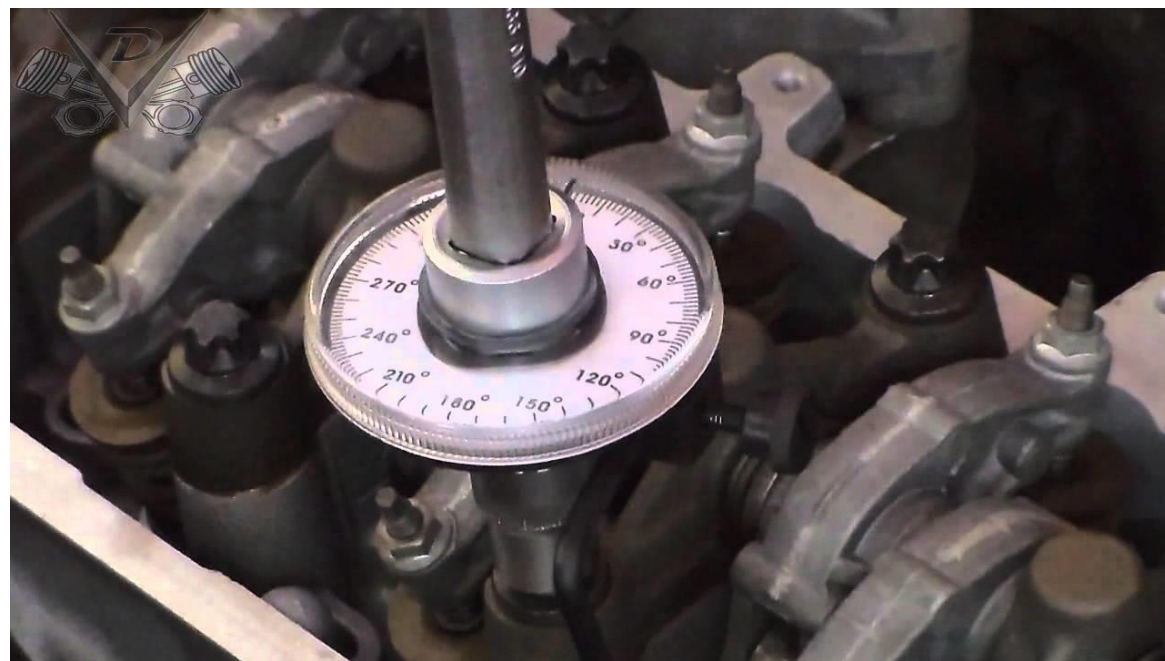


Torquímetro digital





## 8.8 Torque de montagem



Embora os coeficientes de atrito possam variar amplamente, podemos obter uma boa estimativa do torque requerido para produzir uma dada pré-carga combinando as Equações (8-5) e (8-6):

$$T = \frac{F_i d_m}{2} \left( \frac{l + \pi f d_m \sec \alpha}{\pi d_m - f l \sec \alpha} \right) + \frac{F_i f_c d_c}{2} \quad (a)$$

em que  $d_m$  é a média dos diâmetros maior e menor. Visto que  $\lambda = l/\pi d_m$ , dividimos o numerador e o denominador do primeiro termo por  $\pi d_m$  e obtemos

$$T = \frac{F_i d_m}{2} \left( \frac{\tan \lambda + f \sec \alpha}{1 - f \tan \lambda \sec \alpha} \right) + \frac{F_i f_c d_c}{2} \quad (b)$$

O diâmetro de face da arruela de uma porta hexagonal é o mesmo que a largura entre faces opostas e iguala a  $\frac{1}{2}$  vez o tamanho nominal. Portanto, o diâmetro médio de colar é  $d_c = (d + 1,5d)/2 = 1,25d$ . A Equação (b) pode agora ser rearranjada para dar

$$T = \left[ \left( \frac{d_m}{2d} \right) \left( \frac{\tan \lambda + f \sec \alpha}{1 - f \tan \lambda \sec \alpha} \right) + 0,625 f_c \right] F_i d \quad (c)$$

Agora definimos o coeficiente de torque  $K$  como o termo no colchete, assim

$$K = \left( \frac{d_m}{2d} \right) \left( \frac{\tan \lambda + f \sec \alpha}{1 - f \tan \lambda \sec \alpha} \right) + 0,625 f_c \quad (8-26)$$

A Equação (c) pode agora ser escrita como

$$T = K F_i d \quad (8-27)$$

O coeficiente de fricção depende da maciez da superfície, acurácia e grau de lubrificação. Em média,  $f$  e  $f_c$  estão perto de 0,15. O fato interessante da Equação (8-26) é que  $K \doteq 0,20$  para  $f = f_c = 0,15$ , sem importar qual tamanho de parafuso de porca foi empregado ou se as roscas são brutas ou finas.

**Tabela 8-13**

Distribuição da pré-carga  $F_i$  para 20 ensaios de parafusos, não lubrificados, torcidos a 90 N·m.

23,6,	27,6,	28,0,	29,4,	30,3,	30,7,	32,9,	33,8,	33,8,	33,8,
34,7,	35,6,	35,6,	37,4,	37,8,	37,8,	39,2,	40,0,	40,5,	42,7

\*Valor médio  $\bar{F}_i = 34,3$  kN. Desvio padrão,  $\sigma = 4,91$  kN.

**Tabela 8-14**

Distribuição da pré-carga para dez ensaios de parafusos, lubrificados, torcidos a 90 N·m.

30,3,	32,5,	32,5,	32,9,	32,9,	33,8,	34,3,	34,7,	37,4,	40,5
-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	------

\*Valor médio,  $\bar{F}_i = 34,18$  kN. Desvio padrão,  $\sigma = 2,88$  kN.

**Tabela 8-15**

Fatores de torque para uso com a Equação (8-27).

Se a condição do parafuso não for declarada: **K = 0,2**

**Condição do parafuso****K**

Não revestido, acabamento negro	0,30
Revestido de zinco, (zincagem)	0,20
Lubrificado	0,18
Revestido de cádmio, (cadmiagem)	0,16
Com antiaderente da Bowman	0,12
Com porcas de agarre da Bowman	0,09



**EXEMPLO 8-3**

Um parafuso  $\frac{3}{4}$  in-16  $\times$  2 $\frac{1}{2}$  de grau 5 é submetido a uma carga  $P$  de 6 kip em uma junção de tração. A tração inicial do parafuso é  $F_i = 25$  kip. As rigidezes do parafuso e da junção são  $k_b = 6,50$  e  $k_m = 13,8$ , respectivamente.

(a) Determine as tensões da pré-carga e da carga de serviço no parafuso. Compare essas com as resistências mínimas SAE de prova do parafuso.

(b) Especifique o torque necessário para desenvolver a pré-carga, usando a Equação (8-27).

(c) Especifique o torque necessário para desenvolver a pré-carga, usando a Equação (8-26) com  $f = f_c = 0,15$ .

**Solução**

Com base na Tabela 8-2,  $A_t = 0,373$  in<sup>2</sup>

(a) A tensão de pré-carga é

**Resposta**

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = \frac{25}{0,373} = 67,02 \text{ kpsi}$$

A constante de rigidez é

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{6,5}{6,5 + 13,8} = 0,320$$

Por meio da Equação (8-24), a tensão sob a carga de serviço é

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \frac{F_b}{A_t} = \frac{CP + F_i}{A_t} = C \frac{P}{A_t} + \sigma_i \\ &= 0,320 \frac{6}{0,373} + 67,02 = 72,17 \text{ kpsi} \end{aligned}$$

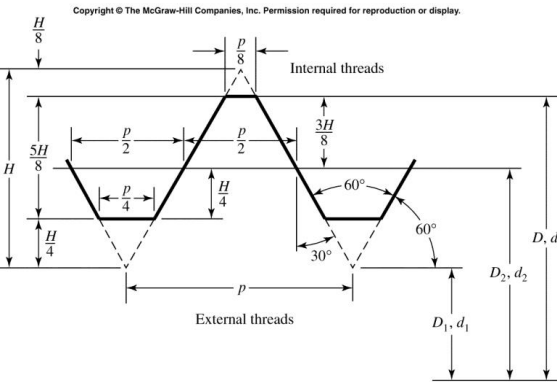
**Resposta**

Com base na Tabela 8-9, a resistência mínima SAE de prova do parafuso é  $S_p = 82$  kpsi. As tensões da pré-carga e da carga de serviço são, respectivamente, 21% e 15% menores que a resistência de prova.



**Tabela 8-2**

Diâmetros e área de roscas de parafusos unificados UNC e UNF.\*



Designação de tamanho	Diâmetro maior nominal in	Roscas por polegada N	Série grossa - UNC		Série fina - UNF		
			Área de tensão $A_t$ , in <sup>2</sup> de tração	Área de diâmetro menor $A_r$ , in <sup>2</sup>	Roscas por polegada N	Área de tensão de tração $A_t$ , in <sup>2</sup>	Área de diâmetro menor $A_r$ , in <sup>2</sup>
0	0,600				80	0,001 80	0,001 51
1	0,0730	64	0,002 63	0,002 18	72	0,002 78	0,002 37
2	0,0860	56	0,003 70	0,003 10	64	0,003 94	0,003 39
3	0,0990	48	0,004 87	0,004 06	56	0,005 23	0,004 51
4	0,1120	40	0,006 04	0,004 96	48	0,006 61	0,005 66
5	0,1250	40	0,007 96	0,006 72	44	0,008 80	0,007 16
6	0,1380	32	0,009 09	0,007 45	40	0,010 15	0,008 74
8	0,1640	32	0,014 0	0,011 96	36	0,014 74	0,012 85
10	0,1900	24	0,017 5	0,014 50	32	0,020 0	0,017 5
12	0,2160	24	0,024 2	0,020 6	28	0,025 8	0,022 6
$\frac{1}{4}$	0,2500	20	0,031 8	0,026 9	28	0,036 4	0,032 6
$\frac{5}{16}$	0,3125	18	0,052 4	0,045 4	24	0,058 0	0,052 4
$\frac{3}{8}$	0,3750	16	0,077 5	0,067 8	24	0,087 8	0,080 9
$\frac{7}{16}$	0,4375	14	0,106 3	0,093 3	20	0,118 7	0,109 0
$\frac{1}{2}$	0,5000	13	0,1419	0,125 7	20	0,159 9	0,148 6
$\frac{9}{16}$	0,5625	12	0,182	0,162	18	0,203	0,189
$\frac{5}{8}$	0,6250	11	0,226	0,202	18	0,256	0,240
$\frac{3}{4}$	0,7500	10	0,334	0,302	16	0,373	0,351
$\frac{7}{8}$	0,8750	9	0,462	0,419	14	0,509	0,480
1	1,0000	8	0,606	0,551	12	0,663	0,625
$1\frac{1}{4}$	1,2500	7	0,969	0,890	12	1,073	1,024
$1\frac{1}{2}$	1,5000	6	1,405	1,294	12	1,581	1,521

\* Esta tabela foi compilada com base na ANSI B1.1-1974. O diâmetro menor foi encontrado por meio da equação  $d_2 = d - 1,299\ 038p$ , e o diâmetro de passo por meio da equação  $d_p = d - 0,649\ 519p$ . A média entre o diâmetro de passo e o diâmetro menor foi usado para computar a área da tensão de tração.

(b) Por meio da Equação (8-27), o torque necessário para alcançar a pré-carga é

Resposta

$$T = K F_i d = 0,2(25)(10^3)(0,75) = 3750 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

(c) O diâmetro menor pode ser determinado com base na área menor da Tabela 8-2. Logo,  $d_r = \sqrt{4A_r/\pi} = \sqrt{4(0,351)/\pi} = 0,6685 \text{ in}$ . Assim, o diâmetro médio é  $d_m = (0,75 + 0,6685)/2 = 0,7093 \text{ in}$ . O ângulo de avanço é

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{l}{\pi d_m} = \tan^{-1} \frac{1}{\pi d_m N} = \tan^{-1} \frac{1}{\pi(0,7093)(16)} = 1,6066^\circ$$

Para  $\alpha = 30^\circ$ , a Equação (8-26) resulta em

$$T = \left\{ \left[ \frac{0,7093}{2(0,75)} \right] \left[ \frac{\tan 1,6066^\circ + 0,15(\sec 30^\circ)}{1 - 0,15(\tan 1,6066^\circ)(\sec 30^\circ)} \right] + 0,625(0,15) \right\} 25(10^3)(0,75) \\ = 3551 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

o qual é 5,3% menor que o valor encontrado na parte (b).

## 8-9 Junção tracionada estaticamente com pré-carga

As Equações (8-24) e (8-25) representam as forças em uma junção parafusada com porca com pré-carga. A tensão de tração no parafuso pode ser encontrada, como no Exemplo 8-3, como sendo

$$\sigma_b = \frac{CP}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad (a)$$

O valor limitante de  $\sigma_b$  é a resistência de prova  $S_p$ . Logo, com a introdução de um *fator de carga*  $n$ , a Equação (a) se torna

$$\frac{CnP}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} = S_p \quad (b)$$

ou

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} \quad (8-28)$$

Aqui chamamos de  $n$  um fator de carga em vez de um fator de segurança, embora as duas ideias estejam um pouco relacionadas. Qualquer valor de  $n > 1$  na Equação (8-28) assegura que a tensão do parafuso é menor que a resistência de prova.

Uma outra maneira de assegurar que uma junção é segura é requerer que a carga externa seja menor que aquela necessária para causar a separação da junção. Se a separação realmente ocorrer, a carga externa total será imposta ao parafuso de porca. Seja  $P_0$  o valor da carga externa que causaria a separação da junção. Na separação,  $F_m = 0$  na Equação (8-25), assim

$$(1 - C)P_0 - F_i = 0 \quad (c)$$

Seja o fator de segurança contra a separação da junção

$$n_0 = \frac{P_0}{P} \quad (d)$$

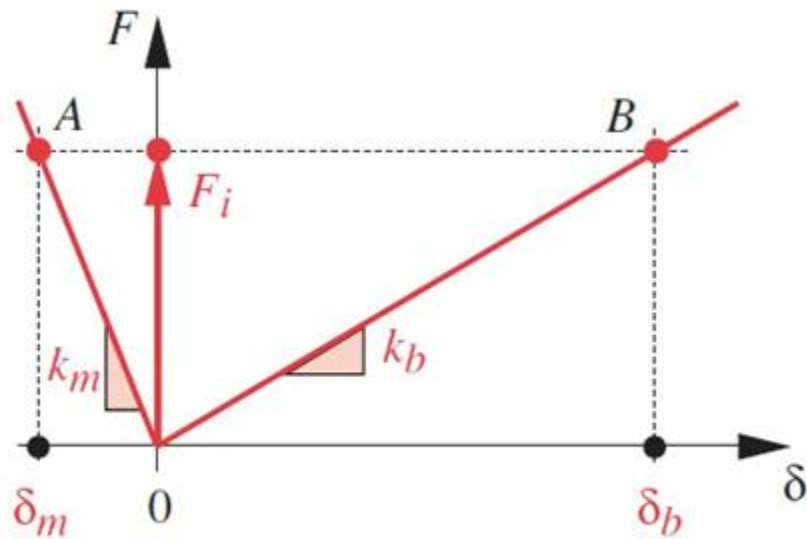
Substituindo  $P_0 = n_0P$  na Equação (c), encontramos

$$n_0 = \frac{F_i}{P(1 - C)} \quad (8-29)$$

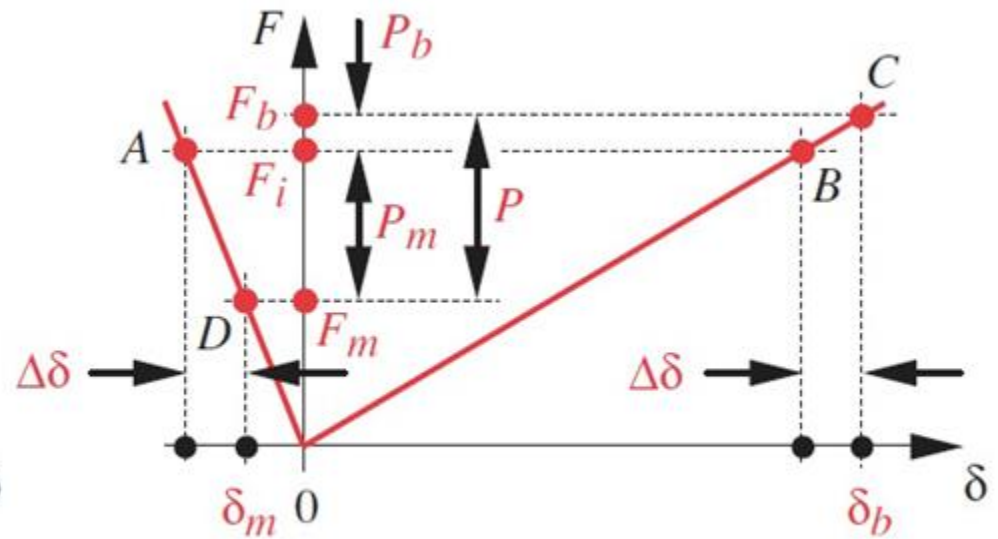
como um fator de carga resguardando contra a separação da junção.



## 8.9 Junção tracionada estaticamente com pré-carga



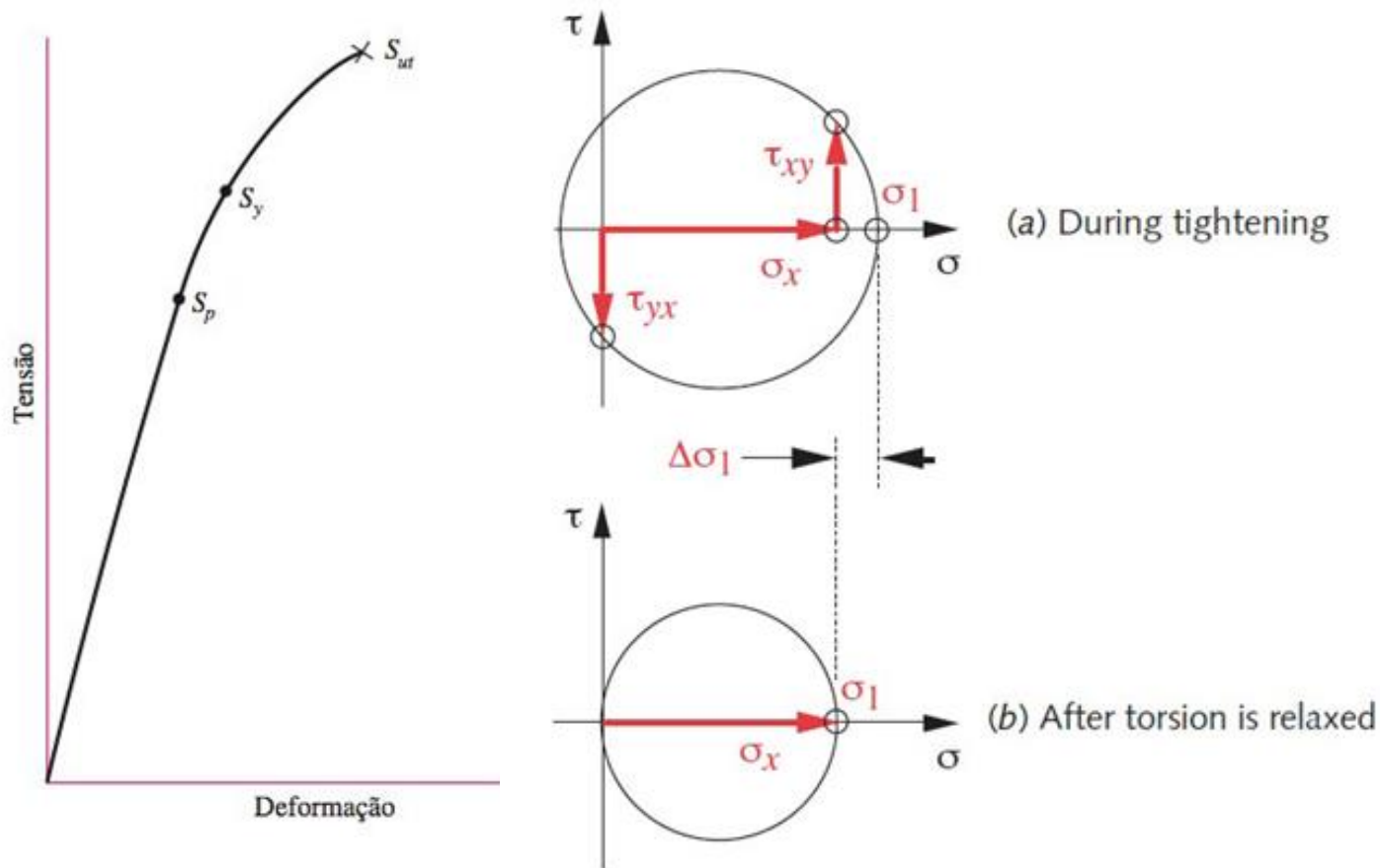
Pré-carga e deflexões iniciais



Forças e deflexões resultantes

**Figura 8-18**

Diagrama típico tensão-deformação para materiais de parafuso mostrando a resistência de prova  $S_p$ , resistência de escoamento  $S_y$  e a resistência máxima de tração  $S_{ut}$ .



$$F_i = \begin{cases} 0,75 F_p & \text{para conexões não permanentes, fixadores não reutilizados} \\ 0,90 F_p & \text{para conexões permanentes} \end{cases} \quad (8-30)$$

em que  $F_p$  é a carga de prova obtida da equação

$$F_p = A_t S_p \quad (8-31)$$

Aqui  $S_p$  é a resistência de prova obtida das Tabelas 8-9 a 8-11. Para outros materiais, um valor aproximado é  $S_p = 0,85 S_y$ .

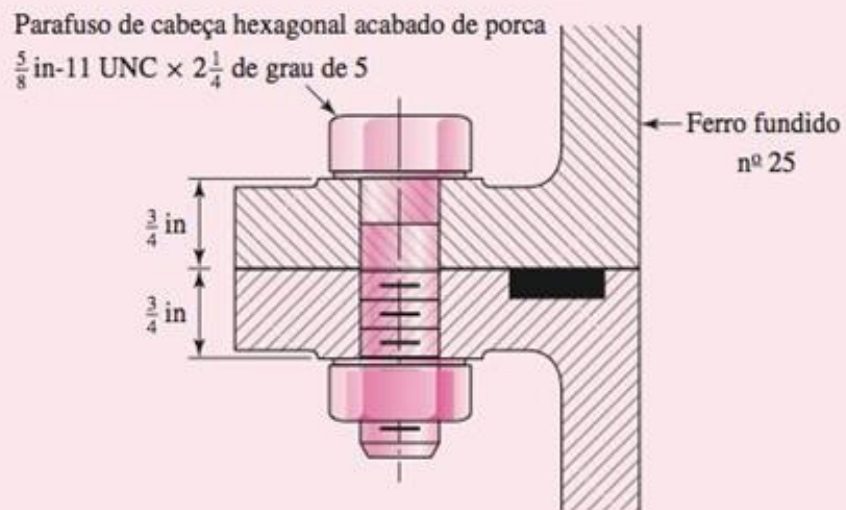
**EXEMPLO 8-4**

A Figura 8–19 é uma seção transversal de um vaso de pressão de ferro fundido de grau 25. Um total de  $N$  parafusos são usados para resistir a força de separação de 36 kip.

(a) Determine  $k_b$ ,  $k_m$  e  $C$ .

(b) Encontre o número de parafusos requeridos para um fator de carga de 2, em que os parafusos podem ser reutilizados quando a junção for desmontada.

| **Figura 8-19**



## Solução

(a) O alcance de agarre é  $l = 1,50$ . Da Tabela A-29, a espessura de porca é  $\frac{35}{64}$ . Adicionar duas roscas além da porca de  $\frac{2}{11}$  resulta em um comprimento de parafuso de

$$L = \frac{35}{64} + 1,50 + \frac{2}{11} = 2,229 \text{ in}$$

Da Tabela A-15 o parafuso seguinte de tamanho fracionário é  $L = 2\frac{1}{4}$  in. Da Equação (8-13), o comprimento de rosca é  $L_T = 2(0,65) + 0,25 = 1,50$  in. Logo, o comprimento da porção não rosqueada no alcance de agarre é  $l_d = 2,25 + 1,50 = 0,75$  in. O comprimento rosqueado no agarre é  $l_t = l - l_d = 0,75$  in. Da Tabela 8-2,  $A_t = 0,226 \text{ in}^2$ . A área do diâmetro maior é  $A_d = \pi(0,625)^2/4 = 0,3068 \text{ in}^2$ . A rigidez do parafuso é portanto

## Resposta

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} = \frac{0,3068(0,226)(30)}{0,3068(0,75) + 0,226(0,75)}$$

$$= 5,21 \text{ Mlbf/in}$$

Da Tabela A-22, para o ferro fundido n° 25 usaremos  $E = 14 \text{ Mpsi}$ . A rigidez dos elementos, por meio da Equação (8-22) é

## Resposta

$$k_m = \frac{0,5774\pi E d}{2 \ln \left( 5 \frac{0,5774l + 0,5d}{0,5774l + 2,5d} \right)} = \frac{0,5774\pi(14)(0,625)}{2 \ln \left[ 5 \frac{0,5774(1,5) + 0,5(0,625)}{0,5774(1,5) + 2,5(0,625)} \right]}$$

$$= 8,95 \text{ Mlbf/in}$$



Se você está usando a Equação (8-23), da Tabela 8-8,  $A = 0,77871$  e  $B = 0,61616$  e

$$\begin{aligned}k_m &= EdA \exp(Bd/l) \\ &= 14(0,625)(0,77871) \exp[0,61616(0,625)/1,5] \\ &= 8,81 \text{ Mlbf/in}\end{aligned}$$

a qual é somente 1,6% menor que o resultado anterior.

Com base no primeiro cálculo de  $k_m$ , a constante de rigidez  $C$  é

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{5,21}{5,21 + 8,95} = 0,368$$

Resposta

(b) Da Tabela 8–9,  $S_p = 85$  kpsi. Então, usando as Equações (8–30) e (8–31), encontramos a pré-carga recomendada sendo

$$F_i = 0,75A_t S_p = 0,75(0,226)(85) = 14,4 \text{ kip}$$

Para  $N$  parafusos, a Equação (8–28) pode ser escrita como

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C(P, N)} \quad (1)$$

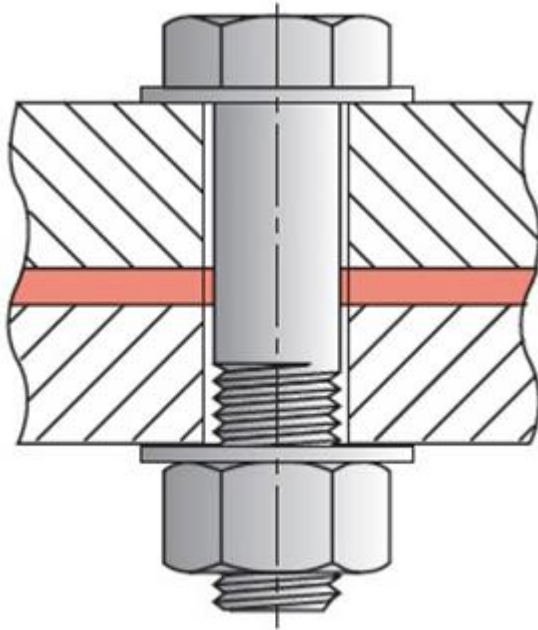
ou

$$N = \frac{CnP}{S_p A_t - F_i} = \frac{0,368(2)(36)}{85(0,226) - 14,4} = 5,52$$

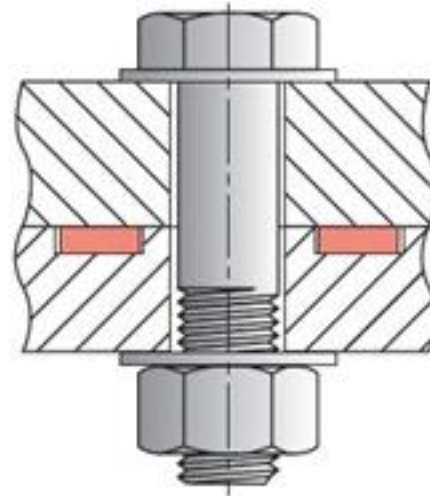
Com seis parafusos, a Equação (1) resulta em

$$n = \frac{85(0,226) - 14,4}{0,368(36/6)} = 2,18$$

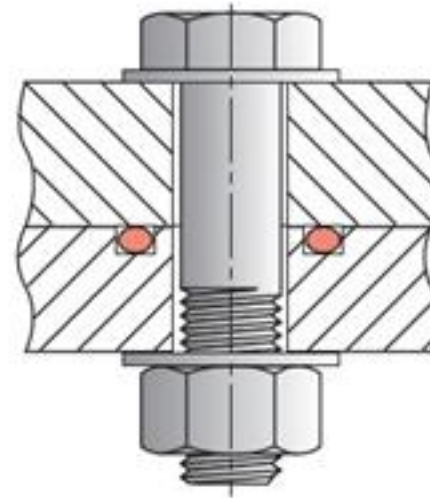
o qual é maior que o valor requerido. Por isso, escolhemos seis parafusos e usamos a pré-carga recomendada de aperto.



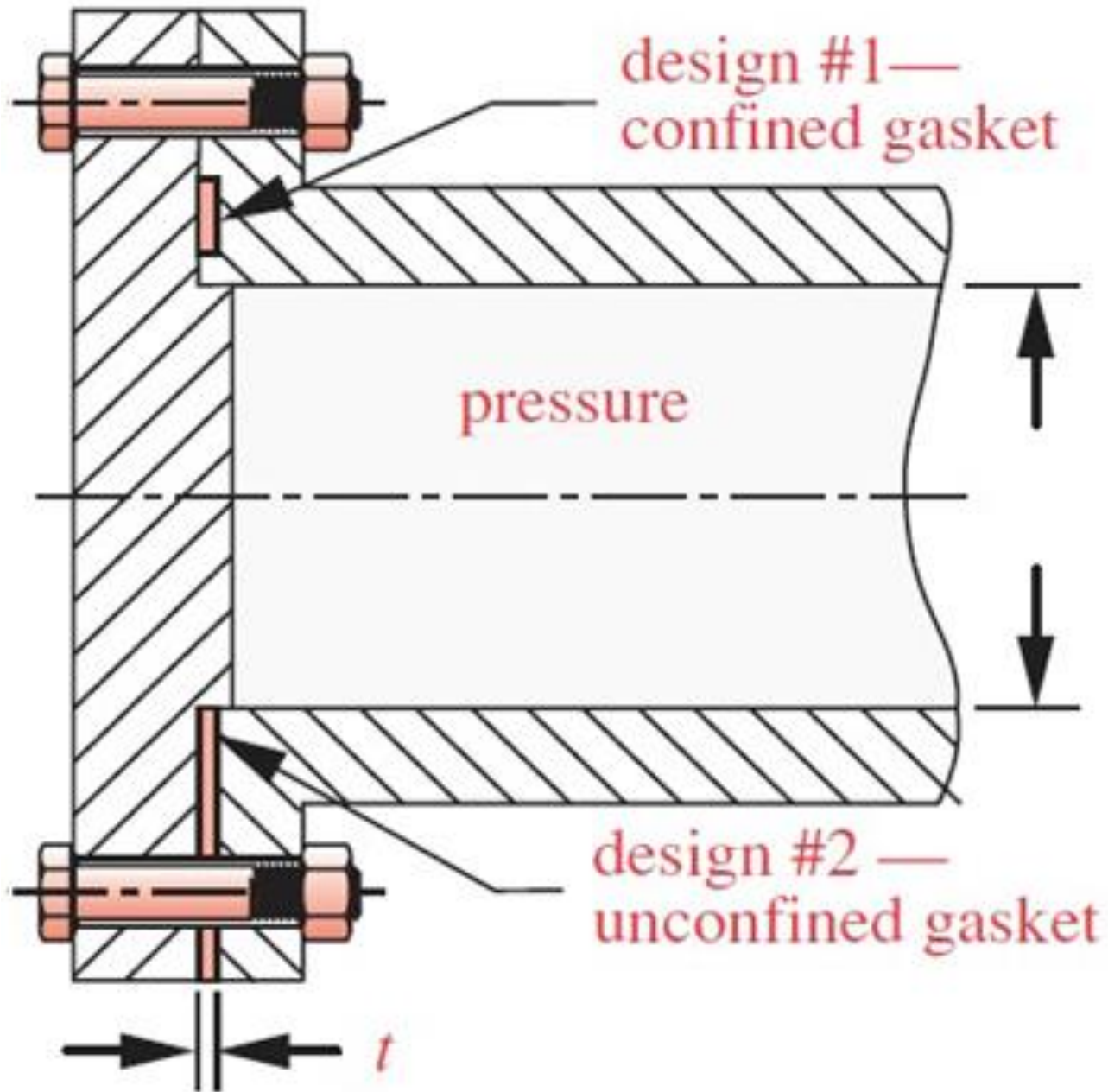
gaxeta não-confinada



gaxeta  
confinada



8.10 Junções com gaxeta





## 8-10 Junções com gaxeta

Se uma gaxeta completa estiver presente na junção, a pressão  $p$  da gaxeta é encontrada dividindo a força no membro pela área de gaxeta por parafuso. Logo, para  $N$  parafusos

$$p = - \frac{F_m}{A_g/N} \quad (a)$$

Com um fator de carga  $n$ , a Equação (8-25) pode ser escrita como

$$F_m = (1 - C)nP - F_i \quad (b)$$

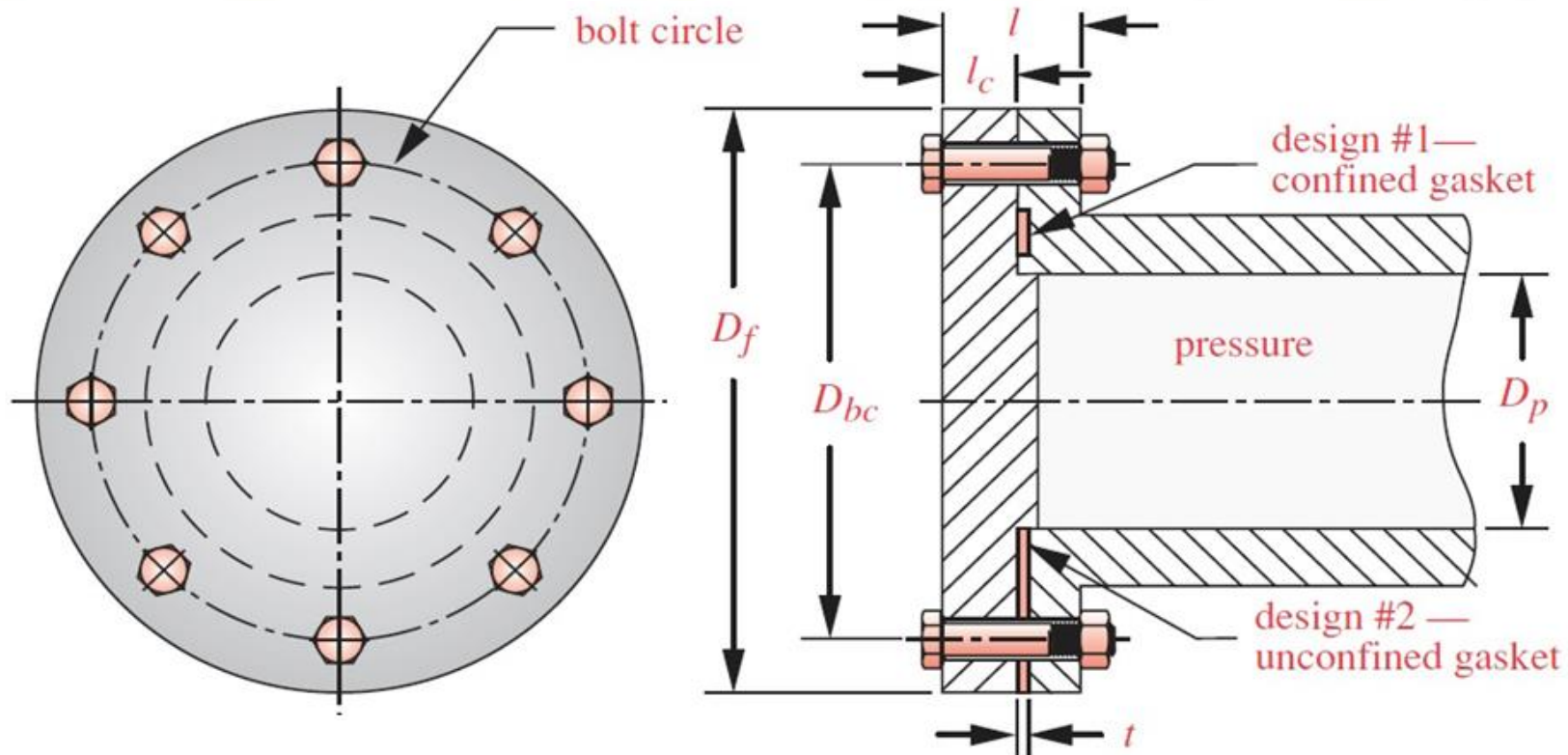
Substituindo isso na Equação (a), temos a pressão de gaxeta como

$$p = [F_i - nP(1 - C)] \frac{N}{A_g} \quad (8-32)$$

Em uma junção de gaxeta completa, a uniformidade de pressão na gaxeta é importante. Para manter adequada a uniformidade de pressão, parafusos adjacentes não devem ser colocados mais que seis diâmetros nominais à parte no círculo de parafusos. Para manter folga para a chave de boca, os parafusos devem ser colocados a pelo menos três diâmetros à parte. Uma regra grosseira para espaçamento de parafusos ao redor de um círculo de parafusos é

$$3 \leq \frac{\pi D_b}{Nd} \leq 6 \quad (8-33)$$

em que  $D_b$  é o diâmetro do círculo de parafuso e  $N$  é o número de parafusos de porca.

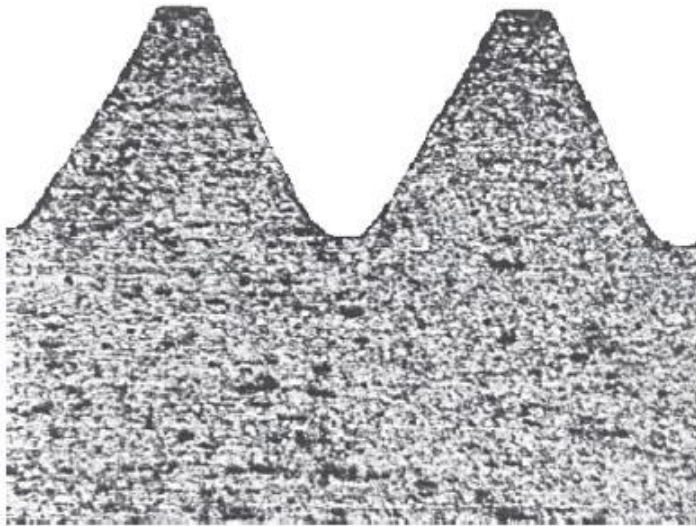


## 8-11 Carregamento de fadiga de junções tracionadas

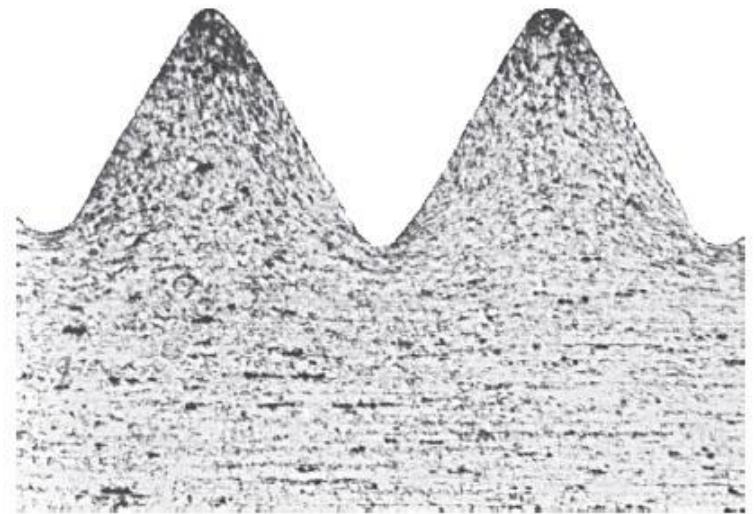
### Tabela 8-16

Fatores de concentração de tensão de fadiga  $K_f$  para elementos rosqueados.

Grau SAE	Grau métrico	Roscas laminadas	Roscas cortadas	Filete
0 a 2	3,6 a 5,8	2,2	2,8	2,1
4 a 8	6,6 a 10,9	3,0	3,8	2,3



(a) Cut threads



(b) Rolled threads

### FIGURE 15-18

Grain Structure of Cut and Rolled Threads Source: R. D. Barer and B. F. Peters, *Why Metals Fail*, Gordon and Breach, New York, 1970, p. 23



**Tabela 8-17**

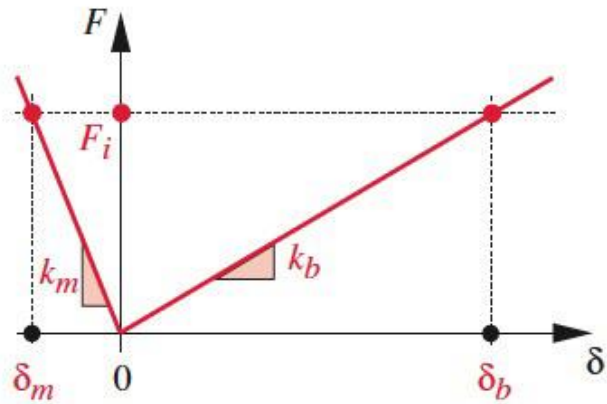
Resistências à fadiga completamente corrigidas para parafusos com e sem porca, com roscas laminadas.\*

<b>Grau ou classe</b>	<b>Intervalo de tamanho</b>	<b>Resistência à fadiga</b>
SAE 5	$\frac{1}{4}$ –1 in	18,6 kpsi
	$1\frac{1}{8}$ – $1\frac{1}{2}$ in	16,3 kpsi
SAE 7	$\frac{1}{4}$ – $1\frac{1}{2}$ in	20,6 kpsi
SAE 8	$\frac{1}{4}$ – $1\frac{1}{2}$ in	23,2 kpsi
ISO 8,8	M16–M36	129 MPa
ISO 9,8	M1,6–M16	140 MPa
ISO 10,9	M5–M36	162 MPa
ISO 12,9	M1,6–M36	190 MPa

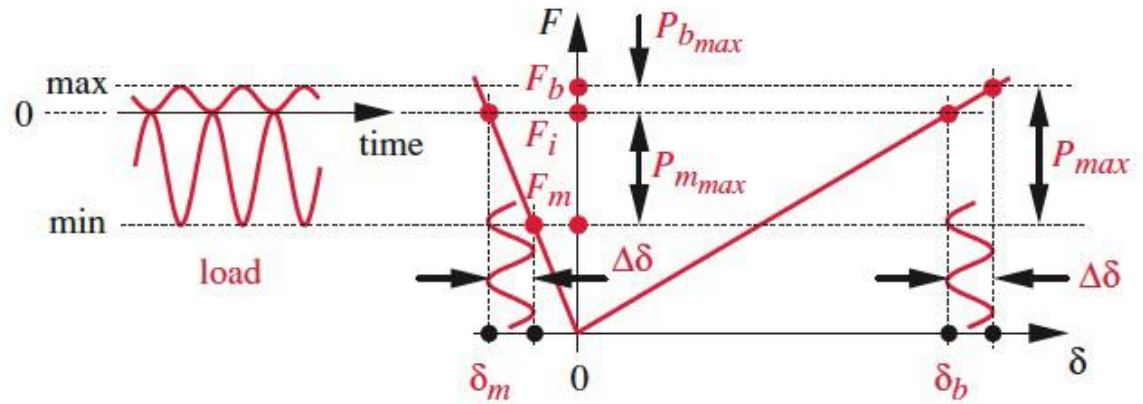
\*Carga aplicada repetidamente, carregamento axial, correção integral.



## 8.11 Carregamento de fadiga em juntas tracionadas



(a) Load condition when  $P = 0$

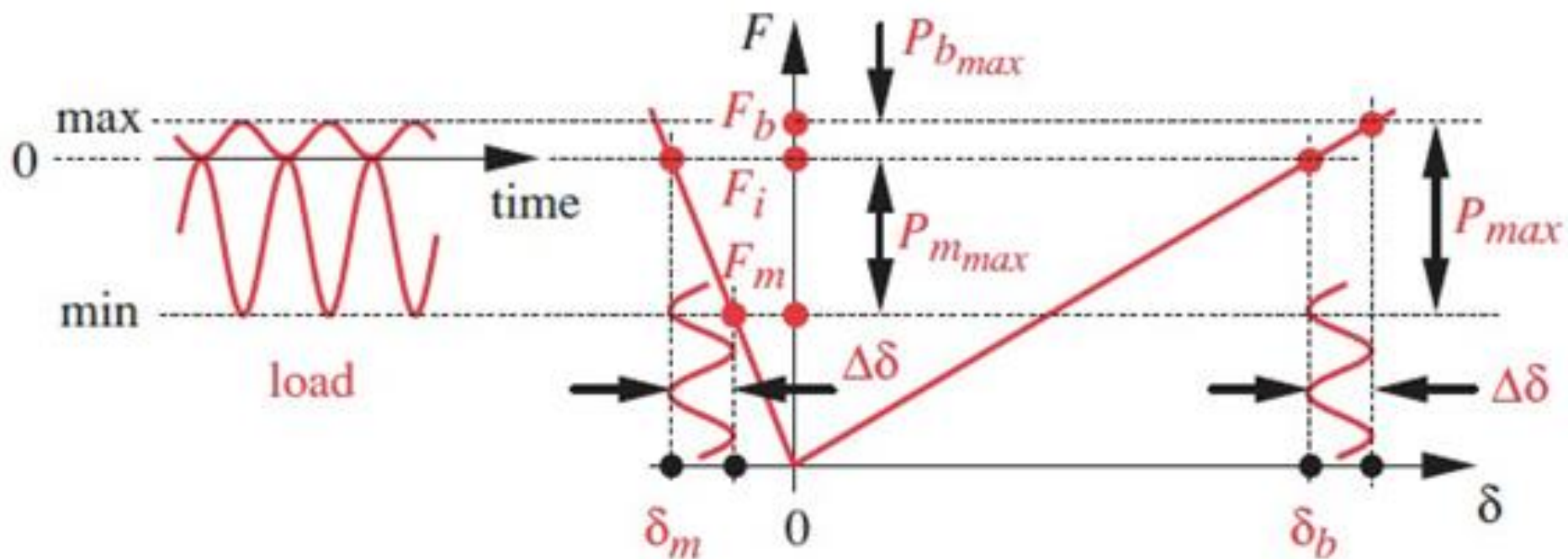


(b) Load condition when  $P = P_{max}$

**FIGURE 15-26**

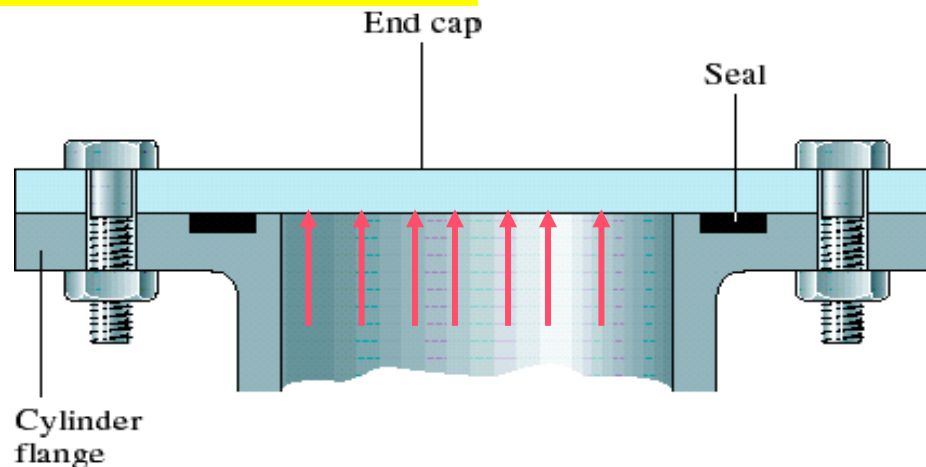
Effects on Bolt and Material of a Load Fluctuating from Zero to  $P_{max}$

## 8.11 Carregamento de fadiga em juntas tracionadas



(b) Load condition when  $P = P_{max}$

## 8.11 Carregamento de fadiga em juntas tracionadas



Esta seria a situação em um cilindro de pressão, por exemplo, em que a pressão existe ou não. Para tais casos,  $F_{\max} = F_b$  e  $F_{\min} = F_i$  e a componente alternante da força é  $F_a = (F_{\max} - F_{\min})/2 = (F_b - F_i)/2$ . Dividindo isto por  $A_t$  revela a componente alternante da tensão de parafuso. Empregando a notação da Seção 8-7 com a Equação (8-24), obtemos

$$\sigma_a = \frac{F_b - F_i}{2A_t} = \frac{(CP + F_i) - F_i}{2A_t} = \frac{CP}{2A_t} \quad (8-34)$$

A tensão média é igual à componente alternante mais a tensão mínima  $\sigma_i = F_i/A_t$ , que resulta em

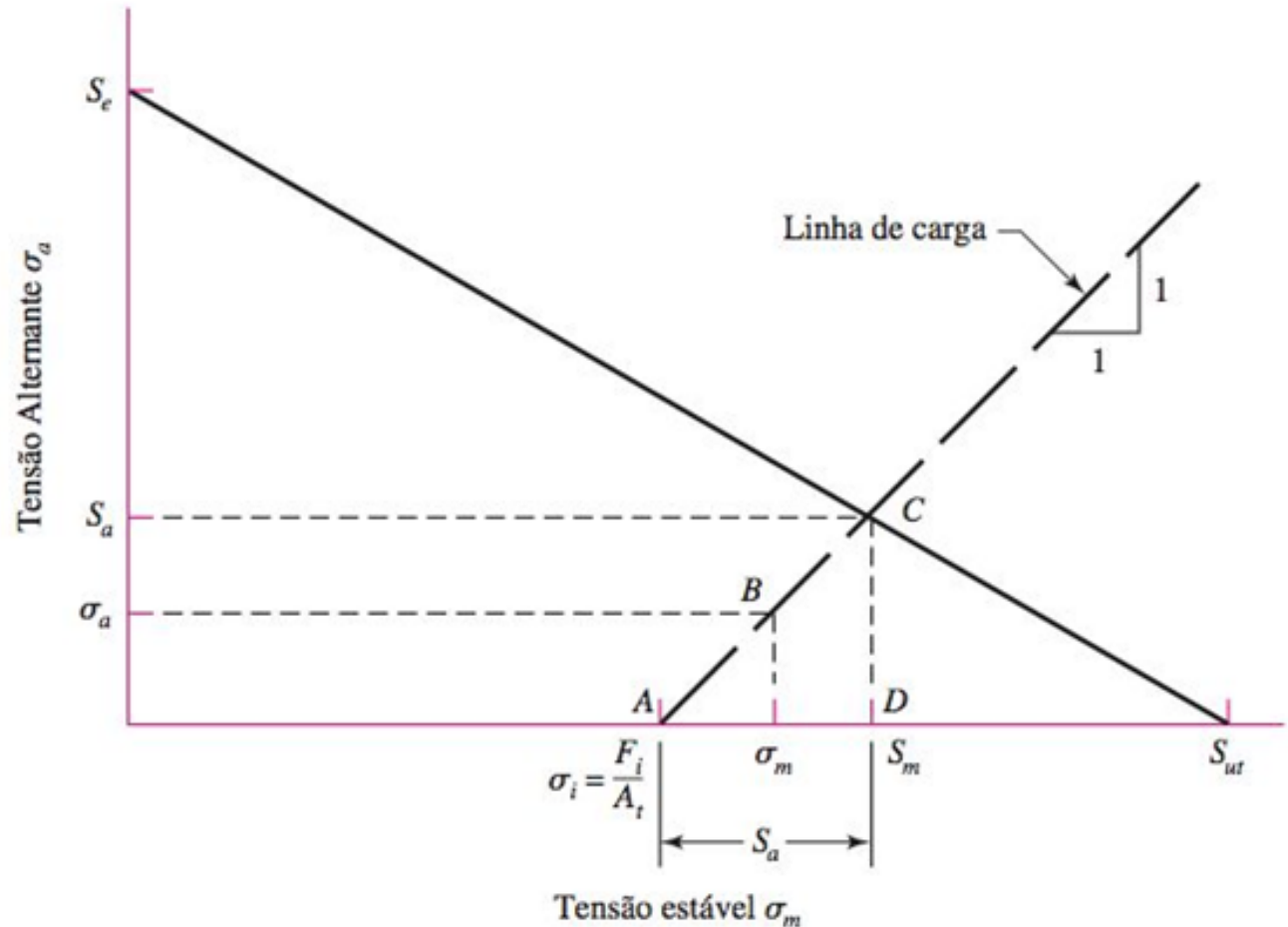
$$\sigma_m = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad (8-35)$$

No diagrama de fadiga do projetista, mostrado na Figura 8–20, a linha de carga é

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i \quad (8-36)$$

### Figura 8–20

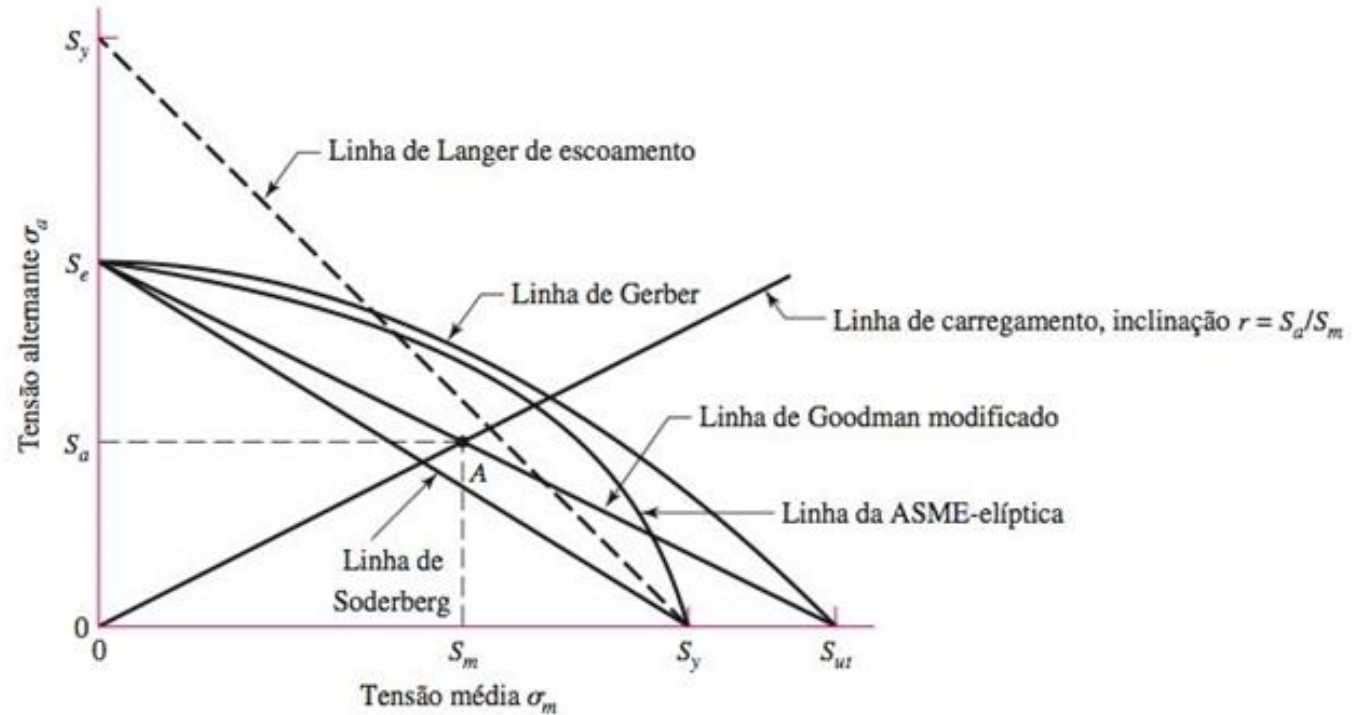
Diagrama de fadiga do projetista mostrando a linha de falha de Goodman, e como uma linha de carga é usada para definir falha e segurança em junções parafusadas com pré-carregadas em fadiga. O ponto *B* representa caso sem falha; ponto *C*, com falha.





**Figura 6-27**

Diagrama de fadiga que mostra vários critérios de falha. Para cada critério, pontos na respectiva linha ou "acima" indicam falha. Um ponto *A* na linha de Goodman, por exemplo, dá a resistência  $S_m$  como o valor limite de  $\sigma_m$  correspondente à resistência  $S_a$ , que, emparelhada com  $\sigma_m$ , é o valor limite de  $\sigma_a$ .



O próximo problema é encontrar as componentes de resistência  $S_a$  e  $S_m$  da linha de falha por fadiga. Estas dependem do critério de falha:

*Goodman:*

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (8-37)$$

*Gerber:*

$$\frac{S_a}{S_e} + \left( \frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (8-38)$$

*ASME-elíptico:*

$$\left( \frac{S_a}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{S_m}{S_p} \right)^2 = 1 \quad (8-39)$$

A solução simultânea entre a Equação (8-36), sendo  $S_m = S_a + \sigma_i$ , e cada uma das Equações (8-37) a (8-39) resulta em

*Goodman:*

$$S_a = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e} \quad (8-40)$$

$$S_m = S_a + \sigma_i \quad (8-41)$$

*Gerber:*

$$S_a = \frac{1}{2S_e} \left[ S_{ut} \sqrt{S_{ut}^2 + 4S_e(S_e + \sigma_i)} - S_{ut}^2 - 2\sigma_i S_e \right] \quad (8-42)$$

$$S_m = S_a + \sigma_i$$

*ASME-elíptico:*

$$S_a = \frac{S_e}{S_p^2 + S_e^2} \left( S_p \sqrt{S_p^2 + S_e^2 - \sigma_i^2} - \sigma_i S_e \right) \quad (8-43)$$

$$S_m = S_a + \sigma_i$$

Ao usar as relações desta seção, esteja seguro de usar  $K_f$  para ambos  $\sigma_a$  e  $\sigma_m$ . Caso contrário, a declividade da linha de carga não permanecerá de 1 para 1.

O exame das Equações (8-37) a (8-43) mostra as equações paramétricas que relacionam as coordenadas de interesse à forma do critério. O fator de segurança resguardando contra fadiga é dado por

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (8-44)$$

Aplicando isso ao critério de Goodman, por exemplo, com as Equações (8-34) e (8-40) e  $\sigma_i = F_i/A_t$ , temos

$$n_f = \frac{2S_e(S_{ut}A_t - F_i)}{CP(S_{ut} + S_e)} \quad (8-45)$$

quando a pré-carga  $F_i$  estiver presente. Sem a pré-carga,  $C = 1$ ,  $F_i = 0$  e a Equação (8-45) se torna

$$n_{f0} = \frac{2S_e S_{ut} A_t}{P(S_{ut} + S_e)} \quad (8-46)$$



A pré-carga é benéfica para resistir à fadiga quando  $n_f/n_{f0}$  é maior que a unidade. Para Goodman, as Equações (8-45) e (8-46) com  $n_f/n_{f0} \geq 1$  põem um limite superior na pré-carga  $F_i$

$$F_i \leq (1 - C)S_{ut}A_t \quad (8-47)$$

Se isso não puder ser atingido e  $n_f$  for insatisfatório, use o critério de Gerber ou ASME-elíptico para obter uma avaliação menos conservativa. Se o dimensionamento ainda não for satisfatório, parafusos adicionais e/ou parafusos de diferentes tamanhos podem ser necessários. Parafusos soltos, visto que eles são dispositivos de atrito, e carregamento cíclico e vibração, bem como outros efeitos, permitem que os fixadores percam tração com o tempo. Como se luta contra o afrouxamento? Dentro das limitações de resistência, quanto mais elevada for a pré-carga, melhor. Uma regra prática é que as pré-cargas de 60% da carga de prova raramente afrouxam. Quanto maior, melhor, mas quanto mais? Bem, não tanto quanto para criar fixadores reutilizados como uma ameaça futura. Podem ser empregados também alternativamente esquemas de travamento de fixadores.

Após resolver a Equação (8-44), você deve também verificar a possibilidade de escoamento usando a resistência de prova

$$n_p = \frac{S_p}{\sigma_m + \sigma_a}$$

(8-48)

**EXEMPLO 8-5**

A Figura 8–21 mostra uma conexão usando parafusos de haste totalmente rosqueada. A junção está sujeita a uma força flutuante cujo valor máximo é 5 kip por parafuso. Os dados requeridos são: parafuso rosqueado totalmente 5/8 in-11 NC, SAE 5; arruela de aço endurecido, com espessura  $t_w = \frac{1}{16}$  in; chapa de aço de cobertura com espessura  $t_1 = \frac{5}{8}$  in,  $E_s = 30$  Mpsi; base de ferro fundido com espessura  $t_2 = \frac{5}{8}$  in,  $E_{ci} = 16$  Mpsi.

- (a) Encontre  $k_b$ ,  $k_m$  e  $C$  usando as suposições dadas na legenda da Figura 8–21.  
 (b) Encontre todos os fatores de segurança e explique o que eles significam.

**Figura 8-21**

Modelo de tronco de cone de pressão do membro para um parafuso totalmente rosqueado. Para este modelo os tamanhos significativos são:

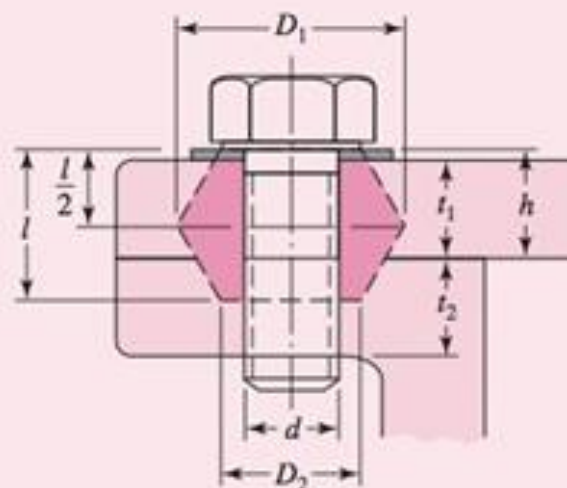
$$l = \begin{cases} h + t_2/2 & t_2 < d \\ h + d/2 & t_2 \geq d \end{cases}$$

$$D_1 = d_w + l \tan \alpha = 1,5d + 0,577l$$

$$D_2 = d_w = 1,5d$$

em que  $l$  = agarre efetivo.

As soluções são para  $\alpha = 30^\circ$  e  $d_w = 1,5d$ .





**Solução** (a) Para os símbolos das Figuras 8-15 e 8-21,  $h = t_1 + t_w = 0,6875$  in,  $l = h + d/2$  e  $D_2 = 1,5d = 0,9375$  in. A junção é composta de três troncos (frustos); os dois superiores são de aço e o inferior é de ferro fundido.

Para o frusto superior:  $t = 1/2 = 0,5$  in,  $D = 0,9375$  in, e  $E = 30$  Mpsi. Usar esses valores na Equação (8-20) produz  $k_1 = 46,46$  Mlbf/in.

Para o tronco superior:  $t = h - 1/2 = 0,1875$  in e  $D = 0,9375 + 2(l - h) \tan 30^\circ = 1,298$  in. Com estes e  $E_s = 30$  Mpsi, a Equação (8-20) dá  $k_2 = 197,43$  Mlbf/in.

O tronco inferior tem  $D = 0,9375$  in,  $t = l - h = 0,3125$  in e  $E_{ci} = 16$  Mpsi. A mesma equação produz  $k_3 = 32,39$  Mlbf/in.

Substituir essas três rigidezes na Equação (8-18) resulta em  $k_m = 17,40$  Mlbf/in. O parafuso totalmente rosqueado é pequeno e rosqueado de ponta a ponta. Usando  $l = 1$  in para o agarre e  $A_t = 0,226$  in<sup>2</sup> da Tabela 8-2, encontramos a rigidez como  $k_b = A_t E / l = 6,78$  Mlbf/in. Logo, a constante da junção é

**Resposta**

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{6,78}{6,78 + 17,40} = 0,280$$

(b) A Equação (8–30) dá a pré-carga como

$$F_i = 0,75 F_p = 0,75 A_t S_p = 0,75(0,226)(85) = 14,4 \text{ kip}$$

e, da Tabela 8–9,  $S_p = 85$  kpsi para um parafuso totalmente rosqueado de grau 5 SAE. Usando a Equação (8–28), obtemos o fator de carga sendo

Resposta

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C P} = \frac{85(0,226) - 14,4}{0,280(5)} = 3,44$$

Esse fator evita que a tensão do parafuso se torne igual à resistência de carga.

A seguir, usando a Equação (8–29), temos

Resposta

$$n_0 = \frac{F_i}{P(1 - C)} = \frac{14,4}{5(1 - 0,280)} = 4,00$$

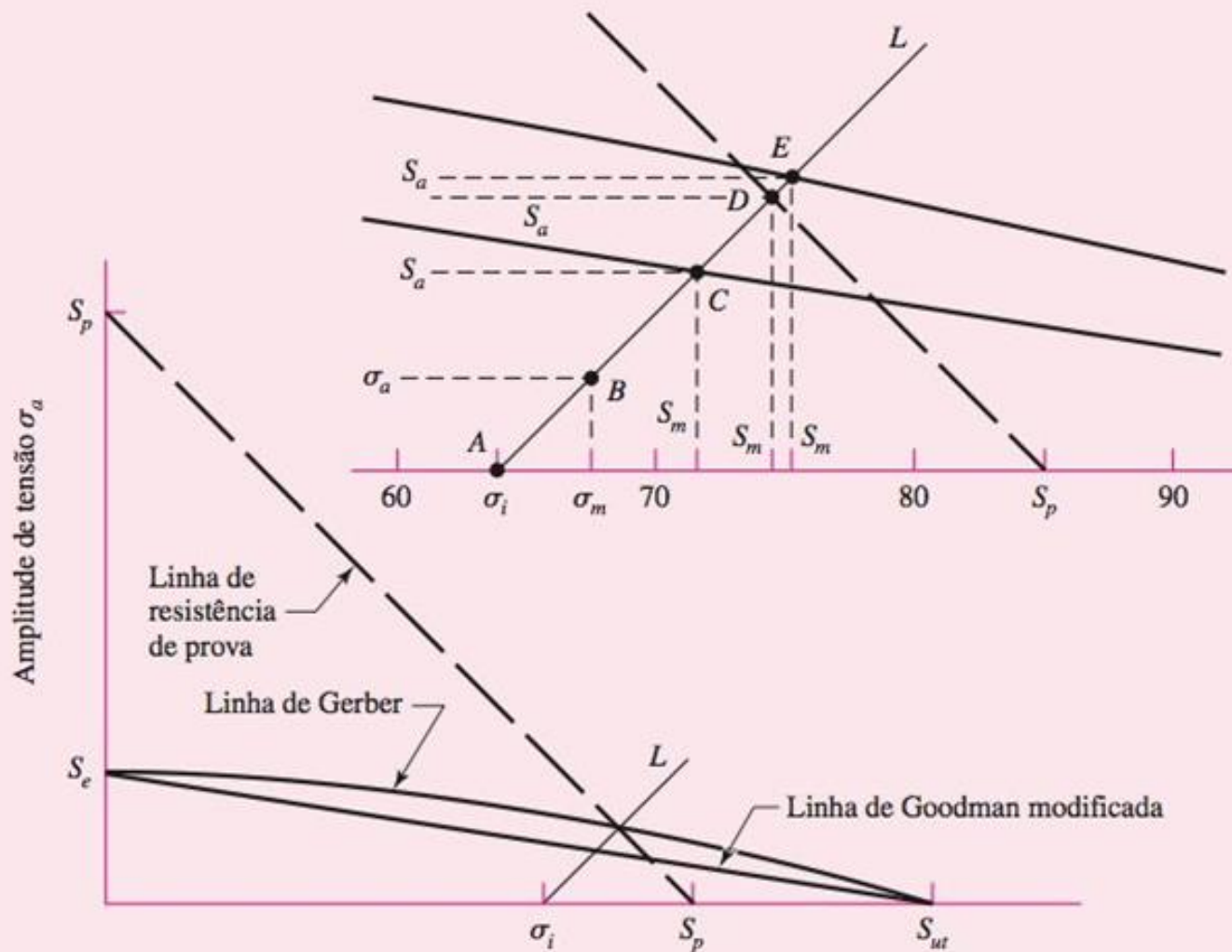
Se a força  $P$  se tornar muito grande, a junção se separará e o parafuso receberá toda a carga. Esse fator protege o parafuso contra tal evento.

Para os fatores remanescentes, consulte a Figura 8–22. Este diagrama contém a linha de Goodman modificada, a linha de Gerber, a linha de resistência de prova e a linha de carga. A intersecção da linha  $L$  de carga com as respectivas linha de falha nos pontos  $C$ ,  $D$  e  $E$  define um conjunto de resistências  $S_a$  e  $S_m$  em cada intersecção. O ponto  $B$  representa o estado de tensão  $\sigma_a$ ,  $\sigma_m$ . O ponto  $A$  é a tensão de pré-carga  $\sigma_i$ . Por isso, a linha de carga começa em  $A$  e faz um ângulo tendo uma declividade unitária. Esse ângulo é  $45^\circ$  somente quando ambos os eixos de tensão têm a mesma escala.



**Figura 8-22**

Diagrama de fadiga do projetista para parafusos pré-carregados, traçado em escala, mostrando a linha de Goodman modificada, a linha de Gerber e a linha de resistência de prova de Langer, com uma vista expandida da área de interesse. As resistências usadas são  $S_p = 85$  kpsi,  $S_e = 18,6$  kpsi e  $S_{ut} = 120$  kpsi. As coordenadas são A,  $\sigma_i = 63,72$  kpsi; B,  $\sigma_a = 3,20$  kpsi,  $\sigma_m = 66,82$  kpsi; C,  $S_a = 7,55$  kpsi,  $S_m = 71,29$  kpsi; D,  $S_a = 10,64$  kpsi,  $S_m = 74,36$  kpsi; E,  $S_a = 11,32$  kpsi,  $S_m = 75,04$  kpsi.



Os fatores de segurança são encontrados ao dividir as distâncias  $AC$ ,  $AD$  e  $AE$  pela distância  $AB$ . Note que isso é o mesmo que dividir  $S_a$  de cada teoria por  $\sigma_a$ .

As quantidades mostradas na legenda da Figura 8–22 são obtidas como se segue:

*Ponto A*

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = \frac{14,4}{0,226} = 63,72 \text{ kpsi}$$

*Ponto B*

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t} = \frac{0,280(5)}{2(0,226)} = 3,10 \text{ kpsi}$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i = 3,10 + 63,72 = 66,82 \text{ kpsi}$$

*Ponto C*

Esse é o critério de Goodman modificado. Com base na Tabela 8–17, encontramos  $S_e = 18,6$  kpsi. Então, usando a Equação (8–40), obtemos

$$S_a = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e} = \frac{18,6(120 - 63,72)}{120 + 18,6} = 7,55 \text{ kpsi}$$

O fator de segurança é encontrado como sendo

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{7,55}{3,10} = 2,44$$

*Ponto D*

Este ponto está na linha de resistência de prova em que

$$S_m + S_a = S_p \quad (1)$$

Além disso, a projeção horizontal da linha de carga *AD* é

$$S_m = \sigma_i + S_a \quad (2)$$

Resolver as Equações (1) e (2) simultaneamente resulta em

$$S_a = \frac{S_p - \sigma_i}{2} = \frac{85 - 63,72}{2} = 10,64 \text{ kpsi}$$

O fator de segurança resultante é

$$n_p = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{10,64}{3,10} = 3,43$$

que é idêntico ao resultado previamente obtido por meio da Equação (8–28).

Resposta



Uma análise similar de um diagrama de fadiga poderia ter sido feita usando a resistência de escoamento em lugar da resistência de prova. Embora as duas resistências estejam relacionadas, a resistência de prova é um indicador muito melhor e mais positivo de um parafuso totalmente carregado que a resistência de escoamento. É também válido lembrar que os valores da resistência de prova estão especificados nas normas de projeto; já as resistências de escoamento não.

Encontramos  $n_f = 2,44$  com a hipótese de fadiga e o critério da linha de Goodman modificado, e  $n_p = 3,43$  com base na resistência de prova. Logo, o perigo de falha ocorre por fadiga, e não por carregamento de sobreprova. Esses dois fatores devem sempre ser comparados para determinar onde reside o maior perigo.

#### Ponto E

Para o critério de Gerber, por meio da Equação (8-42),

$$\begin{aligned} S_a &= \frac{1}{2S_e} \left[ S_{ut} \sqrt{S_{ut}^2 + 4S_e(S_e + \sigma_i)} - S_{ut}^2 - 2\sigma_i S_e \right] \\ &= \frac{1}{2(18,6)} \left[ 120 \sqrt{120^2 + 4(18,6)(18,6 + 63,72)} - 120^2 - 2(63,72)(18,6) \right] \\ &= 11,33 \text{ kpsi} \end{aligned}$$

Logo, para o critério de Gerber, o fator de segurança é

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{11,33}{3,10} = 3,65$$

#### Resposta

o qual é maior que  $n_p = 3,43$  e contradiz a conclusão anterior de que o perigo de falha é a fadiga. A Figura 8-22 claramente mostra o conflito onde o ponto *D* se situa, entre os pontos *C* e *E*. Novamente, a natureza conservativa do critério de Goodman explica a discrepância, e o projetista deve formar sua própria conclusão.