UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO - ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MINAS E DE PETRÓLEO
PMR2372 – INTRODUÇÃO AOS ELEMENTOS DE MÁQUINAS
3ª PROVA – 11/05/2016
PROF. RONALDO CARRION

Nome: ______________________________________ Nº USP**:** _________________

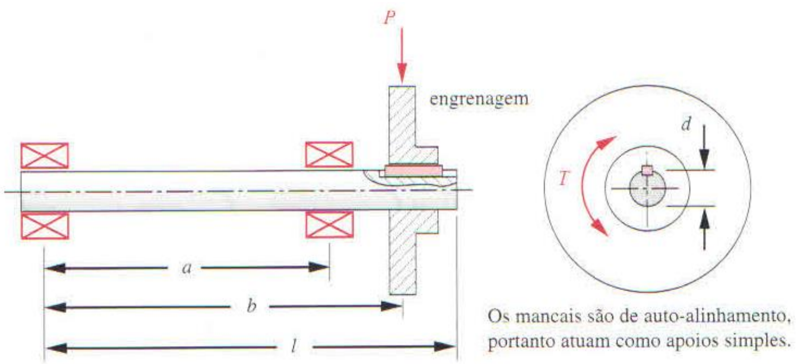
Duração da Prova: 90 min.

Questão 1 (5,0 pontos) – Determine o tamanho da chaveta, paralela com seção transversal quadrada, necessário para dar um coeficiente de segurança de pelo menos 2,0 contra cisalhamento e esmagamento para o projeto mostrado na figura abaixo. Pressuponha o diâmetro do eixo de 1,75 in, feito de aço com S_{ut} = 108 kpsi e S_y = 62 kpsi. A chaveta também é de aço com S_{ut} = 88 kpsi e S_y = 52 kpsi

Dados:

l = 20 in *a* = 16 in *b* = 18 in $T_{mín}$ = 0 $T_{máx}$ = 2000 lb.in

Assumir: Acabamento superficial usinado, confiabilidade de 90% e a operação do eixo será em temperatura ambiente. Utilize múltiplos de 1/8 in na resposta final.



Questão 2 (5,0 pontos) - Um eixo suporte de um cilindro de colheitadeira foi submetido à análise de tensões para determinar que o diâmetro mínimo requerido com base na resistência é de 40 mm em uma das sedes propostas para o mancal. A partir da análise de forças associadas e de outras especificações de projeto, as seguintes informações são obtidas:

Carga radial do mancal $F_r = 910 lb$ Carga axial do mancal $F_a = 620 lb$

Velocidade do eixo $n = 350 rpm$

A especificação de vida de projeto é de 10 anos de operação, 50 dias/ano e 20 h/dia Selecione um mancal de rolamento rígido de esferas. Considerar análise individual dos rolamento

Para consulta dos rolamentos

http://www.skf.com/pt/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html

Bom trabalho!

Formulário:

1 lb = 4,45 N
1MPa = 0,145038 kpsi ("kilopounds per square inch")

Tensão Efetiva de Von Mises

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \qquad \sigma_m' = \sqrt{(\sigma_m + \sigma_{m_{axial}})^2 + 3\tau_m^2} \qquad \frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_a'}{S_f} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}}$$

Fadiga dos Materiais

p/ aços:

$$S_{e'} \cong 0,5\, S_{ut} \qquad S_{ut} < 1400\ MPa$$
$$S_{e'} \cong 700\, MPa \qquad S_{ut} \geq 1400\ MPa$$

$$S_e = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf}\, S_{e'}$$
$$S_f = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf}\, S_{f'}$$

- Efeito do carregamento

Flexão alternada: C_{carreg} = 1
Força normal alternada: C_{carreg} = 0,7
Torção alternada: C_{carreg} = 1

- Efeito do tamanho

Para peças cilíndricas

$$d \leq 0,3\,in\,(8mm) \qquad C_{tamanho} = 1$$
$$0,3\,in \leq d \leq 10\,in \qquad C_{tamanho} = 0,869\, d^{-0,097}\ (\text{em } in)$$
$$8\,mm \leq d \leq 250\,mm \qquad C_{tamanho} = 1,189\, d^{-0,097}\ (\text{em } mm)$$
$$d \geq 10\,in \qquad C_{tamanho} = 0,6$$

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{wl}{0,0766}} \quad \text{p/ chavetas paralelas}$$

* Somente esforço axial $C_{tamanho}$ = 1
As falhas não são sensíveis ao tamanho

Efeito da superfície

$C_{superf} \cong A(S_{ut})^b$ Se $C_{superf} > 1,0$ utilize C_{superf} =1,0

Fonte: Shigley e Mischke, *Mechanical Engineering Design*, 5th ed., McGraw-Hill, New York, 1989, p. 283, com permissão.

	MPa		kpsi	
Acabamento superficial	A	b	A	b
Retificado	1,58	–0,085	1,34	–0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	–0,265	2,7	–0,265
Laminado a quente	57,7	–0,718	14,4	–0,718
Forjado	272	–0,995	39,9	–0,995

- <u>Efeito da temperatura</u>

$$T \le 450°C\,(840°F) \qquad C_{temp} = 1$$

p/ aços:

$$450°C < T \le 550°C \qquad C_{temp} = 1 - 0{,}0058(T - 450)$$

$$840°F \le T \le 1020°F \qquad C_{temp} = 1 - 0{,}0032(T - 840)$$

- <u>Efeito de confiabilidade</u>

Fatores de confiabilidade para $S_d = 0{,}08\mu$

Confiabilidade %	C_{conf}
50	1,000
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Chavetas

Chavetas padronizadas e tamanhos de parafusos para eixos com dimensões US e métricas

Diâmetro do eixo (in)	Largura nominal da chaveta (in)	Diâmetro do parafuso (in)	Diâmetro do eixo (mm)	Largura x altura da chaveta (mm)
$0{,}312 < d \le 0{,}437$	0,093	#10	$8 < d \le 10$	3 x 3
$0{,}437 < d \le 0{,}562$	0,125	#10	$10 < d \le 12$	4 x 4
$0{,}562 < d \le 0{,}875$	0,187	0,250	$12 < d \le 17$	5 x 5
$0{,}875 < d \le 1{,}250$	0,250	0,312	$17 < d \le 22$	6 x 6
$1{,}250 < d \le 1{,}375$	0,312	0,375	$22 < d \le 30$	8 x 7
$1{,}375 < d \le 1{,}750$	0,375	0,375	$30 < d \le 38$	10 x 8
$1{,}750 < d \le 2{,}250$	0,500	0,500	$38 < d \le 44$	12 x 8
$2{,}250 < d \le 2{,}750$	0,625	0,500	$44 < d \le 50$	14 x 9
$2{,}750 < d \le 3{,}250$	0,750	0,625	$50 < d \le 58$	16 x 10
$3{,}250 < d \le 3{,}750$	0,875	0,750	$58 < d \le 65$	18 x 11
$3{,}750 < d \le 4{,}500$	1,000	0,750	$65 < d \le 75$	20 x 12
$4{,}500 < d \le 5{,}500$	1,250	0,875	$75 < d \le 85$	22 x 14
$5{,}500 < d \le 6{,}500$	1,500	1,000	$85 < d \le 95$	25 x 14

Solução da Prova:

Questão 1 – Chavetas:

1 Dados do problema

$$eixo: d = 1{,}75\ in;\ S_{ut} = 108\ kpsi;\ S_y = 62\ kpsi$$

$$chaveta: S_{ut} = 88\ kpsi; S_y = 52\ kpsi$$

$$chaveta\ paralela\ e\ de\ seção\ quadrada$$

$$l = 20\ in; a = 16\ in; b = 18\ in$$

$$T_{mín} = 0, T_{máx} = 2000\ lb.in$$

$$N_f = 2{,}0$$

$$P = 1000\ lbf$$

$$Temperatura\ ambiente; Confiabilidade = 90\%; acabamento\ usinado$$

$$utilizar\ multiplos\ de \frac{1}{8}\ na\ resposta$$

2 Escolha da largura nominal da chaveta

Utiliza-se a tabela abaixo, através do valor do diâmetro:

Chavetas padronizadas e tamanhos de parafusos para eixos com dimensões US e métricas

Diâmetro do eixo (in)	Largura nominal da chaveta (in)	Diâmetro do parafuso (in)	Diâmetro do eixo (mm)	Largura x altura da chaveta (mm)
$0{,}312 < d \le 0{,}437$	0,093	#10	$8 < d \le 10$	3 x 3
$0{,}437 < d \le 0{,}562$	0,125	#10	$10 < d \le 12$	4 x 4
$0{,}562 < d \le 0{,}875$	0,187	0,250	$12 < d \le 17$	5 x 5
$0{,}875 < d \le 1{,}250$	0,250	0,312	$17 < d \le 22$	6 x 6
$1{,}250 < d \le 1{,}375$	0,312	0,375	$22 < d \le 30$	8 x 7
$1{,}375 < d \le 1{,}750$	0,375	0,375	$30 < d \le 38$	10 x 8
$1{,}750 < d \le 2{,}250$	0,500	0,500	$38 < d \le 44$	12 x 8
$2{,}250 < d \le 2{,}750$	0,625	0,500	$44 < d \le 50$	14 x 9
$2{,}750 < d \le 3{,}250$	0,750	0,625	$50 < d \le 58$	16 x 10
$3{,}250 < d \le 3{,}750$	0,875	0,750	$58 < d \le 65$	18 x 11
$3{,}750 < d \le 4{,}500$	1,000	0,750	$65 < d \le 75$	20 x 12
$4{,}500 < d \le 5{,}500$	1,250	0,875	$75 < d \le 85$	22 x 14
$5{,}500 < d \le 6{,}500$	1,500	1,000	$85 < d \le 95$	25 x 14

Temos que:

$$W = 0{,}375\ in$$

3 Torque do sistema

O torque do eixo é variável e possui um valor mínimo e um valor máximo. Deste modo, podemos calcular o valor da componente média e da componente alternada:

$$T_a^{nom} = \frac{T_{máx} - T_{mín}}{2} = \frac{2000 - 0}{2} = 1000\ lbf.in$$

$$T_m^{nom} = \frac{T_{máx} + T_{mín}}{2} = \frac{2000 + 0}{2} = 1000\ lbf.in$$

4 Componentes alternada e média das forças na chaveta

A equação abaixo relaciona o torque atuante com a força na chaveta (localizada na superfície do eixo):

$$T = F \times r$$

Portanto,

$$F_a = \frac{T_a}{r} = \frac{1000}{\frac{1{,}75}{2}} = 1143\ lb$$

$$F_m = \frac{T_m}{r} = \frac{1000}{\frac{1{,}75}{2}} = 1143\ lb$$

5 Cálculo das tensões de cisalhamento

Com o valor das forças que atuam na chaveta, é possível estabelecer uma relação entre a tensão de cisalhamento e o comprimento da chaveta (nossa variável de interesse).

$$\tau_a = \frac{F_a}{A_{cisalhamento}} = \frac{F_a}{W.L}$$

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_{cisalhamento}} = \frac{F_m}{W.L}$$

Portanto,

$$\tau_a = \frac{1143}{0,375.L} = \frac{3047,62}{L}$$

$$\tau_m = \frac{1143}{0,375.L} = \frac{3047,62}{L}$$

6 Obtendo as tensões efetivas de Von Mises

Para aplicarmos nosso modelo, temos que transformar esforços cisalhantes num equivalente normal. Para isso, utiliza-se o método das tensões efetivas de Von Mises, através das equações abaixo:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + \sigma_{ya}^2 - \sigma_{xa}\sigma_{ya} + 3\tau_{xya}^2} = \sqrt{3\tau_a^2} = \sqrt{3}\,\tau_a = \frac{5278,63}{L}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + \sigma_{ym}^2 - \sigma_{xm}\sigma_{ym} + 3\tau_{xym}^2} = \sqrt{3\tau_m^2} = \sqrt{3}\,\tau_m = \frac{5278,63}{L}$$

7 Cálculo do limite de fadiga

7.1 Limite de fadiga do corpo de prova

$$S_{ut} = 88\ kpsi < 200\ kpsi$$

Para esta condição utiliza-se a seguinte expressão para estimar o limite de fadiga do corpo de prova:

$$S'_e = 0,5 S_{ut} = 0,5 \times 88 = 44\ kpsi$$

7.2 Coeficientes de correção do limite de fadiga

$$C_{carregamento} = 1, pois\ se\ trata\ de\ flexão$$

$$C_{tamanho} = 1, pois\ ainda\ desconhecemos$$

$$C_{temperatura} = 1, pois\ se\ trata\ de\ baixa\ temperatura$$

Para o coeficiente de confiabilidade, devemos seguir a tabela abaixo:

Fatores de confiabilidade para $S_d = 0{,}08\mu$

Confiabilidade %	C_{conf}
50	1,000
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Para confiabilidade de 90%:

$$C_{confiabilidade} = 0{,}897$$

Para o coeficiente de superfície: a peça é usinada. Utilizando a tabela abaixo:

Fonte: Shigley e Mischke, *Mechanical Engineering Design*, 5th ed., McGraw-Hill, New York, 1989, p. 283, com permissão.

	MPa		kpsi	
Acabamento superficial	*A*	*b*	*A*	*b*
Retificado	1,58	–0,085	1,34	–0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	–0,265	2,7	–0,265
Laminado a quente	57,7	–0,718	14,4	–0,718
Forjado	272	–0,995	39,9	–0,995

O cálculo do coeficiente de superfície é então feito da seguinte forma:

$$C_{superfície} = 2{,}7 \times S_{ut}^{-0{,}265} = 2{,}7 \times 88^{-0{,}265} = 0{,}824$$

7.3 Calculando o limite de fadiga da peça

$$S_e = S_e' \times C_{carr} C_{tam} C_{superf} C_{temp} C_{conf} = 44 \times 0{,}824 \times 0{,}897 = 32{,}52\ kpsi$$

8 Aplicação do modelo

Aplicando os valores calculados ao modelo, temos:

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}}} = 2 \rightarrow \frac{1}{\frac{\frac{5278{,}63}{L}}{32521{,}63} + \frac{\frac{5278{,}63}{L}}{88000}} = \frac{1}{\frac{0{,}1623}{L} + \frac{0{,}06}{L}} = \frac{1}{\frac{0{,}2224}{L}} = 2$$

$$L = 0{,}44\ in$$

Utilizaremos o múltiplo de 1/8 mais próximo, portanto:

$$L = 0{,}5\ in\ (4/8")$$

9 Validação do comprimento encontrado (L=0,5 in)

Primeiro passo é calcular o C_{tam} que desconhecíamos inicialmente. Para isso, é necessário calcular o diâmetro equivalente da chaveta:

$$d_{eq} = \sqrt{W.\frac{L}{0{,}0766}} = \sqrt{0{,}375 \times \frac{0{,}5}{0{,}0766}} = 1{,}5645\ in$$

Então:

$$C_{tam} = 0{,}869 \times d_{eq}^{-0{,}097} = 0{,}869 \times 1{,}5645^{-0{,}097} = 0{,}8321$$

Aplicando ao limite de fadiga:

$$Se = 32{,}52 \times 0{,}8321 = 27{,}06\ kpsi$$

Aplicando ao modelo:

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} \rightarrow \frac{1}{\frac{\frac{5278{,}63}{0{,}5}}{27060} + \frac{\frac{5278{,}63}{0{,}5}}{88000}} = 1{,}96 < 2{,}00\ (abaixo\ da\ especificação)$$

Devemos, pois, aumentar o comprimento para o próximo múltiplo de 1/8:

$$L = 0{,}625\ in\ (5/8")$$

10 Validação do comprimento encontrado (L=0,625 in)

Primeiro passo é calcular o C_{tam} que desconhecíamos inicialmente. Para isso, é necessário calcular o diâmetro equivalente da chaveta:

$$d_{eq} = \sqrt{W.\frac{L}{0{,}0766}} = \sqrt{0{,}375 \times \frac{0{,}625}{0{,}0766}} = 1{,}7492\ in$$

Então:

$$C_{tam} = 0{,}869 \times d_{eq}^{-0{,}097} = 0{,}869 \times 1{,}7492^{-0{,}097} = 0{,}8231$$

Aplicando ao limite de fadiga:

$$Se = 32{,}52 \times 0{,}8231 = 26{,}77\ kpsi$$

Aplicando ao modelo:

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}}} \rightarrow \frac{1}{\frac{\frac{5278{,}63}{0{,}625}}{26770} + \frac{\frac{5278{,}63}{0{,}625}}{88000}} = 2{,}43 > 2{,}00\ (acima\ da\ especificação)$$

Logo, com relação à avaliação de cisalhamento, o comprimento da chaveta é:

$$L = 0{,}625\ in\ (5/8")$$

11 Analisando o esmagamento

A área do esmagamento é definida por:

$$A_{esm} = \frac{1}{2}\ h.L \rightarrow como\ a\ seção\ é\ quadrada \rightarrow A_{esm} = \frac{1}{2} W.L$$

Assim,

$$A_{esm} = \frac{1}{2} \times 0{,}375 \times 0{,}625 = 0{,}1172\ in^2$$

A força máxima atuante na chaveta é:

$$F_{máx} = F_a + F_m = 1143 + 1143 = 2286\ lb$$

Portanto a tensão normal máxima atuante é:

$$\sigma_{máx} = \frac{F_{máx}}{A_{esm}} = \frac{2286}{0{,}1172} = 19507\ psi$$

Finalmente, o coeficiente de segurança é:

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{esm}} = \frac{52000}{19507} = 2{,}67 > 2{,}00\ (acima\ da\ especificação)$$

A chaveta escolhida para este projeto é, portanto:

$$\boldsymbol{Chaveta\ quadrada\ de\ lado\ 0{,}375\ in\ e\ comprimento\ 0{,}625\ in}$$

Questão 2 – Rolamentos:

12 Dados do problema

$$d_{eixo} = 40mm$$

$$F_r = 910\ lb; F_a = 620\ lb$$

$$n = 350\ rpm$$

$$10\ anos\ de\ operação;\ 50\frac{dias}{ano}; 20\frac{horas}{dia}$$

13 Cálculo da vida útil requerida

A vida útil é dada pela expressão abaixo:

$$vida\ útil = 10\ anos \times 50\frac{dias}{ano} \times 20\frac{horas}{dia} = 10000h$$

E, em ciclos:

$$L_h = \frac{L \times 10^6}{60n} \rightarrow L = \frac{L_h \times 60n}{10^6} = \frac{10000 \times 60 \times 350}{10^6} = 210$$

$$L_{10} = 210 \times 10^6 ciclos$$

14 Escolhendo o rolamento inicial

Para escolher o rolamento, é necessário aplicar o valor de L encontrado na etapa anterior na equação abaixo:

$$L = \left(\frac{C}{F_r}\right)^3 \rightarrow \left(\frac{C}{910}\right)^3 = 210 \rightarrow \left(\frac{C}{910}\right) = 5{,}9$$

$$C = 5723\ lb \times 4{,}448\frac{N}{lb} = 25467{,}35\ N$$

Utilizando o catálogo de rolamentos anexo no fim da resolução, o rolamento inicial é (utilizam-se os rolamentos simples apenas, como 6008, 6108, 6208, 6308, etc):

$$Rolamento\ 6208{:}\ C = 32{,}5\ kN, C_o = 19\ kN, n = 11000\ rpm$$

15 Verificação do rolamento

15.1 Rotação máxima:

$$350\ rpm < 11000\ rpm\ (aprovado!)$$

15.2 Carga estática:

$$P_o = 0{,}6\ F_r + 0{,}5\ F_a = 0{,}6 \times 910 + 0{,}5 \times 620 = 856\ lb$$

Como P_o é menor que F_r:

$$P_o = F_r = 910\ lb\ ou\ 4050\ N$$

Comparando P_o com C_o:

$$4050\ N < 19000\ N\ (aprovado!)$$

15.3 Carga dinâmica:

A análise da carga dinâmica requer alguns passos a mais do que o que é feito para carga estática, cuja comparação é feita diretamente. O primeiro passo é calcular o e_{calc}.

$$e_{calc} = \frac{F_a}{V.F_r} = \frac{620}{1 \times 910} = 0{,}68$$

E então obter e_{tab}:

Fatores V, X e Y para mancais radiais

Tipo de mancal			Em relação à carga o anel interno está: Rodando	Estacionário	Mancais de fila única (1) $\frac{F_a}{VF_r} > e$		Mancais de fila dupla (2) $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e
			V	V	X	Y	X	Y	X	Y	
(3) Mancais de bolas de ranhura de contato radial	(4) $\frac{F_a}{C_0}$	(5) $\frac{F_a}{iZD_w^2}$									
	0,014 0,028 0,056 0,084 0,11 0,17 0,28 0,42 0,56	25 50 100 150 200 300 500 750 1000	1	1,2	0,56	2,30 1,99 1,71 1,55 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	1	0	0,56	2,30 1,99 1,71 1,55 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	0,19 0,22 0,26 0,28 0,30 0,34 0,38 0,42 0,44
20° 25° 30° 35° 40°			1	1,2	0,43 0,41 0,39 0,37 0,35	1,00 0,87 0,76 0,66 0,57	1	1,09 0,92 0,78 0,66 0,55	0,70 0,67 0,63 0,60 0,57	1,63 1,44 1,24 1,07 0,93	0,57 0,68 0,80 0,95 1,14
Mancais de bola de auto alinhamento			1	1	0,40	0,4 cot α	1	0,42 cot α	0,65	0,65 cot α	1,5 tan α
Mancais de rolos cônicos de auto alinhamento			1	1,2	0,40	0,4 cot α	1	0,45 cot α	0,67	0,67 cot α	1,5 tan α

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{620 \times 4{,}448}{19000} = 0{,}145 \rightarrow e_{tab} = 0{,}27$$

$$Como\ e_{tab} < e_{calc}, não\ se\ pode\ desprezar\ F_a$$

Portanto,

$$X = 0{,}56; Y = 1{,}6; V = 1$$

$$P = X.V.F_r + Y.F_a$$

$$P = 0{,}56 \times 1 \times 910 + 1{,}6 \times 620 = 1501{,}6\ lb\ ou\ 6682{,}12\ N$$

15.4 Recalculando a vida do rolamento

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{32500}{6682{,}12}\right)^3 = 115{,}055 \times 10^6 ciclos < 210 \times 10^6 ciclos\ (reprovado!)$$

Avançamos, então, para o rolamento 6308

16 Calculando a vida para 6308

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{42300}{6682{,}12}\right)^3 = 253{,}675 \times 10^6 ciclos > 210 \times 10^6 ciclos\ (aprovado!)$$

Portanto, o rolamento 6308 é o mais adequado para o projeto.

TABELA ANEXA

Deep groove ball bearings, single row

Tolerances: Normal (metric), Normal (inch)
Radial internal clearance: Single bearings, Matched bearing pairs
Recommended fits
Shaft and housing tolerances and fits

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic	static	Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Designation
d	D	B	C	C_0	P_u			
mm			kN		kN	r/min		
40	52	7	4.49	3.75	0.16		7500	61808-2RS1
40	68	9	13.8	10.2	0.44	22000	14000	16008
40	68	15	17.8	11	0.49		6300	6008-2RS1
40	68	15	17.8	11.6	0.49	22000	14000	6008-Z
40	52	7	4.49	3.75	0.16	26000	16000	61808
40	90	23	42.3	24	1.02		5000	6308-RS1
40	68	15	17.8	11	0.49	22000	14000	6008
40	68	15	17.8	11.6	0.49		6300	6008-RS1
40	90	33	41	24	1.02		5000	62308-2RS1
40	80	23	30.7	19	0.8		5600	62208-2RS1
40	68	15	17.8	11	0.49	22000	11000	6008-2RZ
40	80	18	32.5	19	0.8	18000	11000	6208
40	68	15	17.8	11	0.49	22000	11000	6008-2Z
40	80	18	30.7	18.6	0.78	20000	11000	E2.6208-2Z
40	80	18	32.5	19	0.8	18000	9000	6208-2RZ
40	80	18	32.5	19	0.8	18000	11000	6208-Z
40	90	23	42.3	24	1.02	17000	8500	6308-2Z
40	110	27	63.7	36.5	1.53	14000	9000	6408
40	90	23	42.3	24	1.02		5000	6308-2RS1
40	80	18	32.5	19	0.8	18000	11000	6208-RZ
40	62	12	13.8	10	0.425		6700	61908-2RS1
40	52	7	4.49	3.75	0.16	26000	13000	61808-2RZ
40	62	12	13.8	10	0.425	24000	14000	61908
40	90	23	42.3	24	1.02	17000	11000	6308-Z
40	80	18	32.5	19	0.8		5600	6208-RS1
40	90	23	41	24	1.02	18000	10000	E2.6308-2Z
40	62	12	13.8	10	0.425	24000	12000	61908-2RZ
40	80	18	32.5	19	0.8	18000	9000	6208-2Z
40	68	21	16.8	11	0.49		6300	63008-2RS1
40	68	15	15.9	9.65	0.405	24000	12000	E2.6008-2Z
40	68	15	17.8	11	0.49	22000	14000	6008-RZ
40	80	18	32.5	19	0.8		5600	6208-2RS1
40	90	23	42.3	24	1.02	17000	8500	6308-2RZ
40	90	23	42.3	24	1.02	17000	11000	6308-RZ
40	90	23	42.3	24	1.02	17000	11000	6308
40	80	18	35.8	20.8	0.88	18000	11000	6208 ETN9