



ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Elementos de Máquinas para Automação

PMR 3307 – A26

Engrenagens – P3

Projeto segundo a AGMA

2020.2



Cronograma de aulas

Dia	S	Aula	Tópico	Prof.
18.08	3ª	A1	Introdução a disciplina Modelagem, carregamento e equilíbrio	RS
21.08	6ª	A2	Comportamento mecânico dos materiais	RS
25.08	3ª	A3	Composição de tensões Estado plano de tensões – Círculo de Mohr	RS
28.08	6ª	A4	Teorias de Falha: 1) Falha por deformação excessiva; fundamentos	RS
01.09	3ª	A5	Teorias de Falha: 2) Falha por deformação permanente: von Mises, Tresca, Coulomb-Mohr;	RS
04.09	6ª	A6	Teorias de Falha: 3) Falha por fadiga: Parte - 1	RS
08.09	3ª	A7	Teorias de Falha: 3) Falha por fadiga: Parte - 2	RS
11.09	6ª	A8	Teorias de Falha: 4) Falha por instabilidade: flambagem	RS
15.09	3ª	A9	Teorias de Falha: 5) Falha por impacto: Parte - 1	RS
18.09	6ª	A10	Teorias de Falha: 6) Falha por impacto: Parte - 2	RS
22.09	3ª	A11	Teorias de Falha: 6) Falha por desgaste excessivo	RS
25.09	6ª	A12	Fixações cubo-eixo	NG
29.09	3ª	A13	Especificação e dimensionamento de elementos de fixação: Rebites	NG
02.10	6ª	A14	Especificação e dimensionamento de elementos de fixação: Parafusos: Parte - 1	NG
06.10	3ª	A15	Especificação e dimensionamento de elementos de fixação: Parafusos: Parte - 2	NG
09.10	6ª	A16	Especificação e dimensionamento de elementos de transmissão: Fusos	NG
13.10	3ª	A17	Análise e dimensionamento de componentes mecânicos: Mancais: Parte - 1	NG
16.10	6ª	A18	Análise e dimensionamento de componentes mecânicos: Mancais: Parte - 2	NG
20.10	3ª	A19	Análise e dimensionamento de componentes mecânicos: Molas: Parte - 1	NG
23.10	6ª	A20	Análise e dimensionamento de componentes mecânicos: Molas: Parte - 2	NG
27.10	3ª	A21	Análise e dimensionamento de componentes mecânicos: Freios e embreagens	NG
30.10	6ª	A22	Análise e dimensionamento de componentes mecânicos: Correias e Correntes	NG
03.11	3ª	A23		RS
06.11	6ª	A24	Análise e dimensionamento de componentes mecânicos: Engrenagens: Parte - 1	RS
10.11	3ª	A25	Análise e dimensionamento de componentes mecânicos: Engrenagens: Parte - 2	RS
13.11	6ª	A26	Análise e dimensionamento de componentes mecânicos: Engrenagens: Parte - 3	RS
17.11	3ª	---	Feriado municipal – Consciência Negra	
20.11	6ª	A27	Análise e dimensionamento de componentes mecânicos: Guias de escorregamento	RS
24.11	3ª	A28	Análise e dimensionamento de componentes mecânicos: Guias lineares	RS
27.11	6ª	A29	Apresentação dos trabalhos	RS
01.12	3ª	A30	Apresentação dos trabalhos	
04.12	6ª	A29	Apresentação dos trabalhos	
08.12	3ª	A30		
11.12	6ª	A31		
14.12	2ª		Encerramento do semestre 2020-2	



Projeto segundo a AGMA

Exercício

Observação

Referência: Capítulos 13, **14** e 15 do Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition, McGraw–Hill Primis, 2006



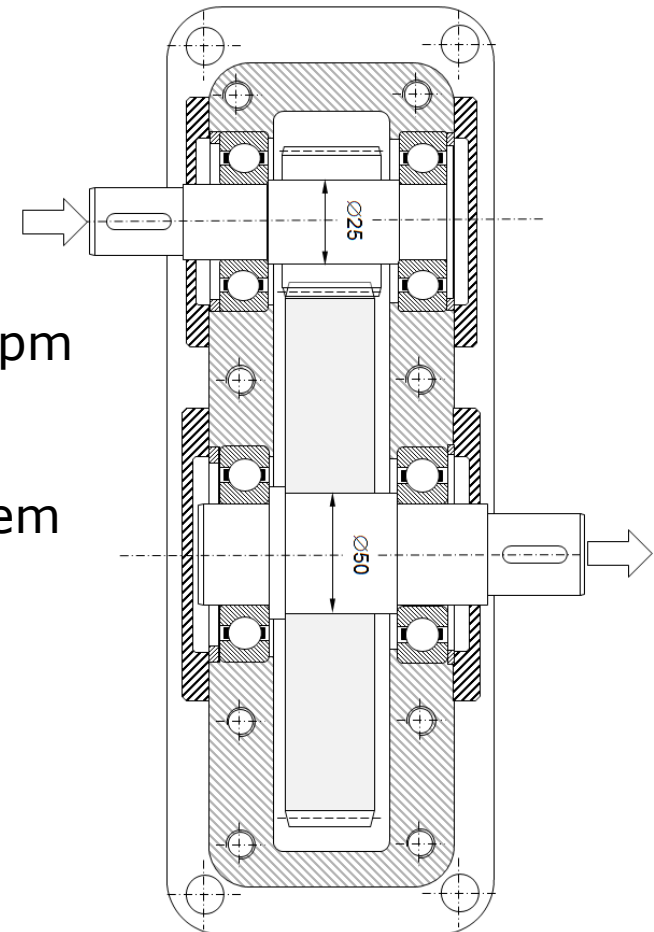
Projeto segundo a AGMA

Exercício

O projeto simplificado de um redutor de um estágio é apresentado na figura abaixo

Dados:

- Relação de redução de 1:3
- Potência transmitida (H): 4,0 kW a 1.850 rpm
- A redução é feita com um único par de engrenagens, ambas montadas centradas em eixos curtos, suportados por mancais de elementos rolantes.





Projeto segundo a AGMA

Exercício

Dados: **Pinhão**

- ⇒ cilíndrico de dentes retos
- ⇒ comercial, fabricado por geração e acabamento convencional (não são retificados)
- ⇒ Módulo 4
- ⇒ 12 dentes
- ⇒ espessura do dente de 12,7 mm (0,5 pol.)
- ⇒ grau de qualidade (Qv) 8.
- ⇒ fabricado em aço grau 1
- ⇒ material: Ansi 1045
- ⇒ dureza integral de 84 HB
- ⇒ relação de Poisson é 0,29
- ⇒ Módulo de Young: 206 GPa
- ⇒ ângulo de pressão de 20°
- ⇒ O sistema opera enclausurado com carregamento suave, sem choque
- ⇒ O perfil dos dentes é sem coroa
- ⇒ Rpm: 1850



Projeto segundo a AGMA

Exercício

Primeiro passo: Definir a geometria do pinhão e da engrenagem

Dados:

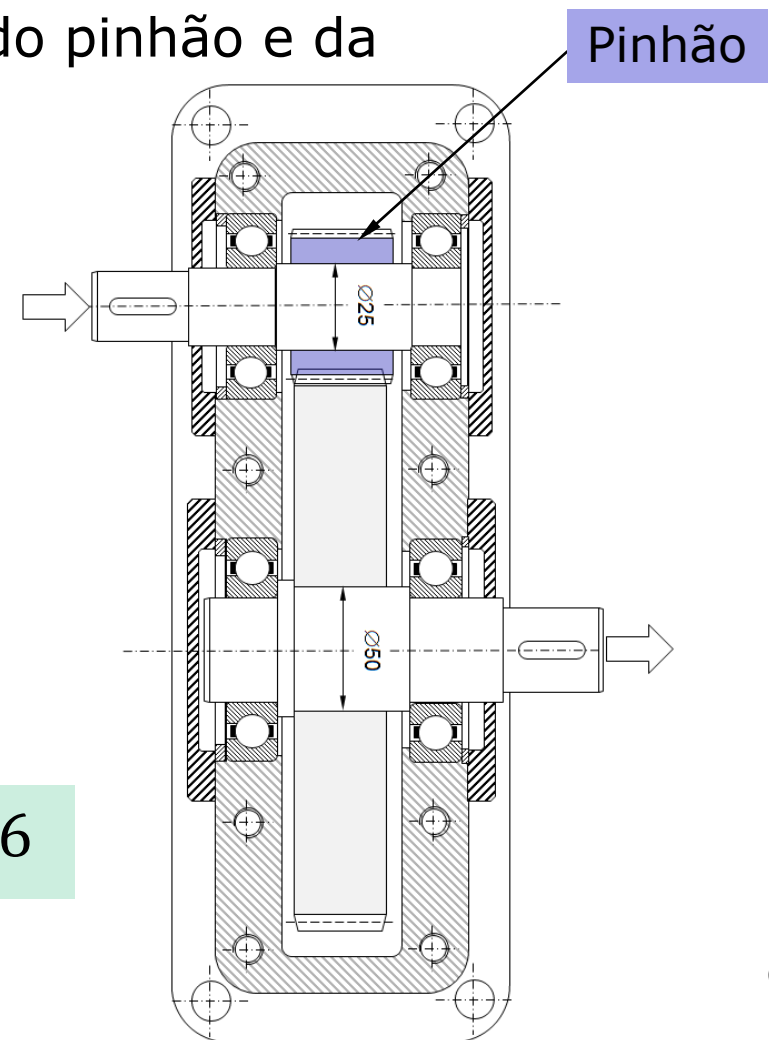
⇒ Relação de redução de 1:3

⇒ Módulo 4

⇒ 12 dentes

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1}$$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow 3 = \frac{Z_2}{12} \Rightarrow 3 * 12 = Z_2 = 36$$





Projeto segundo a AGMA

Exercício

- Definir a geometria do pinhão e da engrenagem

Dados:

⇒ Relação de redução de 1:3

⇒ Módulo 4

⇒ $Z_1 = 12$ dentes

⇒ $Z_2 = 36$ dentes

Cálculo do diâmetro primitivo

$$d_0 = m * Z$$

p/ Pinhão

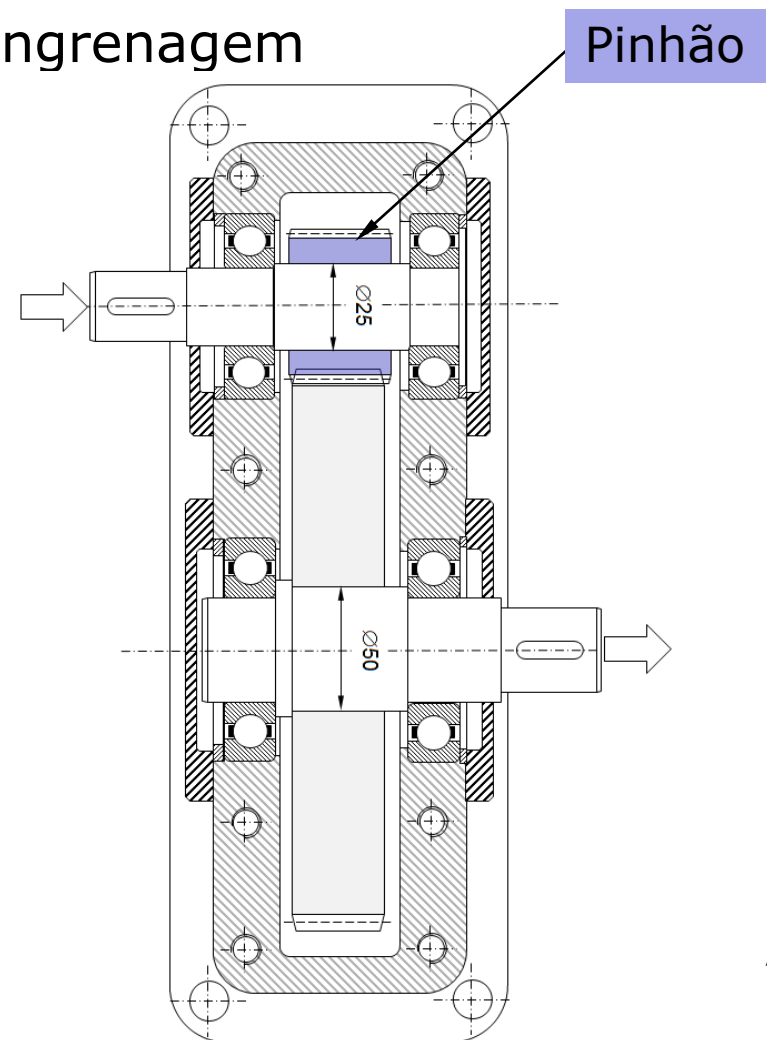
$$d_{0_1} = 4 * 12$$

$$d_{0_1} = 48 \text{ mm}$$

p/ Engrenagem

$$d_{0_2} = 4 * 36$$

$$d_{0_2} = 144 \text{ mm}$$



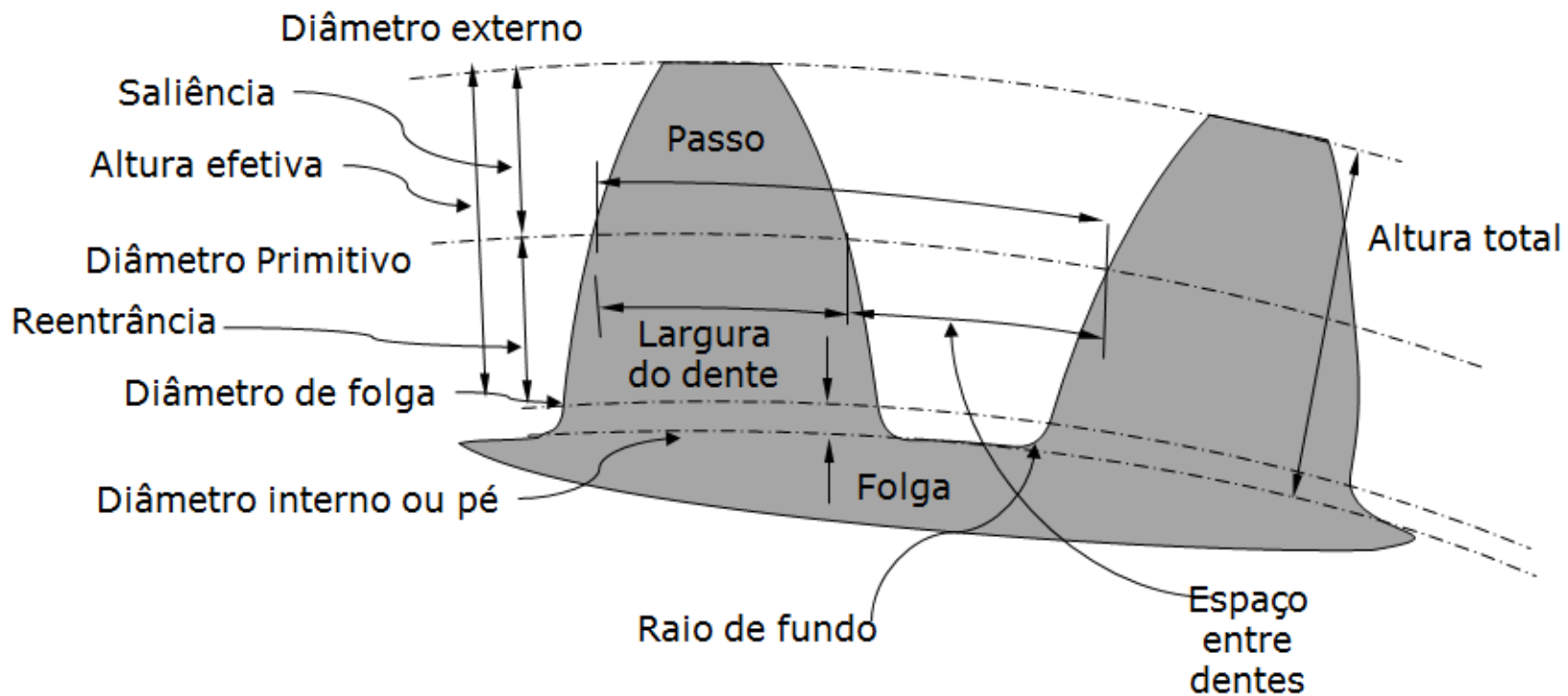


Projeto segundo a AGMA

Exercício

➤ Definir a geometria do pinhão e da engrenagem

Dados:





$Z / ((Z) - (s_0 * Z))$

$d_k = m \cdot (N + 2)$

Número de dentes
 Módulo
 Passo
 Largura do dente
 Espaço entre dentes
 Diâmetro primitivo
 Distância entre centros

Saliência - Altura da cabeça do dente
 Reentrância - altura do pé do dente
 Altura efetiva do dente
 Altura efetiva do dente
 Diâmetro externo
 Diâmetro de folga ou base
 Diâmetro do pé do dente
 folga
 Ângulo de pressão
 Relação de transmissão
 passo na linha de engrenamento
 Grau de recobrimento

Norma ISO

Z	
m	Normalizados
t ₀	t ₀ = s ₀ + l ₀
s ₀	s ₀ = (π/2) * m
l ₀	l ₀ = (π/2) * m
d ₀	d ₀ = m * Z
a ₀	a ₀ = (d ₀₁ + d ₀₂)/2
a ₀	a ₀ = m(Z ₁ + Z ₂)/2
h _k	h _k = m
h _f	h _f = 1,25 * m
h	h = h _k + h _f
h _z	h _z = h _f + h _k
d _k	d _k = d _o + 2 * m
d _f	d _f = d _o - 2.5 * m
d _g	d _g = d _f - 2 * S _k
S _k	
α ₀	Normalizados
i	i = Z ₂ / Z ₁
t _e	t _e = s ₀ + l ₀
ε	

p/ Pinhão

Z ₁ = 12 dentes
m = 4
t ₀ = 12,57 mm
s ₀₁ = 6,28 mm
l ₀₁ = 6,28 mm
d ₀₁ = 48 mm
a ₀ = (48 + 144)/2 = 96
a ₀ = 4(12 + 36)/2 = 96
h _{k1} = 4 mm
h _{f1} = 5 mm
h ₁ = 9 mm
h _{z1} = 9 mm
d _{k1} = 56 mm
d _{f1} = 38 mm

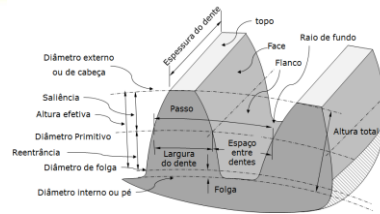
p/ Engrenagem

Z ₂ = 36 dentes
m = 4
t ₀ = 12,57 mm
s ₀₂ = 6,28 mm
l ₀₂ = 6,28 mm
d ₀₂ = 144 mm
a ₀ = (48 + 144)/2 = 96
a ₀ = 4(12 + 36)/2 = 96
h _{k2} = 4 mm
h _{f2} = 5 mm
h ₂ = 9 mm
h _{z2} = 9 mm
d _{k22} = 152 mm
d _{f22} = 134 mm

α ₀ = 20°
i = 3
t _e = 12,57 mm

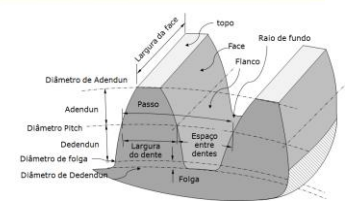


Terminologia de Engrenagens



Norma ISO

Número de dentes	Z
Módulo	m
Passo	t_0
Largura do dente	s_0
Espaço entre dentes	l_0
Diâmetro primitivo	d_0
Diâmetro entre centros	a_0
Altura comum do dente	h
Altura da cabeça do dente	h_k
Altura do pé do dente	h_f
Altura do dente	h_z
folga	S_k
Diâmetro externo	d_k
Diâmetro do pé do dente	d_f
Diâmetro de base	d_g
Ângulo de pressão	α_0
Relação de transmissão	i
passo na linha de engrenamento	t_e
Grau de recobrimento	ϵ



AGMA – Shigley

Número de dentes	N
Módulo	m
Circular pitch	p
Largura do dente	t
Espaço entre dentes	— —
Diâmetro pitch	d
Diâmetro entre centros	C
Altura comum do dente	h
Addendum	a
Dedendum	b
Altura do dente	h_t
folga	c
Diâmetro de addendum	D_a
Diâmetro de raiz	D_R
Diâmetro de trabalho	D_K
Ângulo de pressão	ϕ
Relação de transmissão	i
passo na linha de engrenamento	$?$
Razão de contato	m_p



Projeto segundo a AGMA

Exercício

Módulo

A norma DIN 780 P1 e P2 definem o perfil do dente e as dimensões da envolvente e MÓDULOS (m) normalizados

	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9												
1	1,25		1,50		1,75														
2	2,25		2,50		2,75														
3	3,25		3,50		3,75														
4	4,5																		
5	5,5																		
6	6,5																		
7	8	9																	
10	11	12	13	14	15	16	17	18											
20	22	24	27	30	33	36	39	42	45										
50	55	60	65	70	75														

Ângulos de pressão Normalizados

14,5° - 17,5° - **20°** - 22,5° - 25°



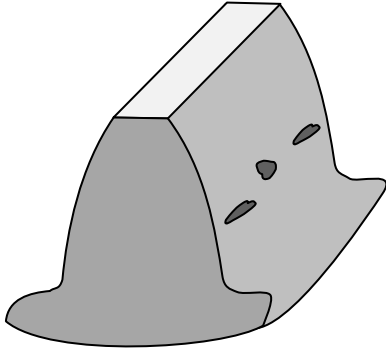
Conversões

De	Para	Conversão
Módulo m	Diâmetro Pitch d	$d = m \cdot N$
Módulo m	Círculo Pitch p	$p = m \cdot \pi = (D/N) \cdot \pi$
Diâmetro Pitch d	Módulo m	$m = d/N = 24,5 / d$
Módulo e Diâmetro Pitch	Número de dentes N	$N = D/m$
Módulo m	Adendo a	$a = m$
Módulo m	Dedendo b	$b = 1,25 \cdot m$
Módulo, Dia. Pitch ou no. de dentes	Diâmetro externo d_e	$d_e = d + 2 \cdot m = m \cdot (N + 2)$
Módulo e Diâmetro Pitch	Diâmetro da raiz d_i	$d_i = d - 2,5m$
Diâmetro Pitch e ângulo de pressão	Diâmetro do círculo base d_b	$d_b = d \cdot \cos \phi$
Módulo e ângulo de pressão	Pitch base P_b	$P_b = m \cdot \pi \cdot \cos \phi$
Módulo m	Espessura do dente t	$t = (\pi/2) * m$
Módulo e número de dentes	Distância entre centros	$C = m(N_1 + N_2)/2$
Raio externo, raio do círculo de base, distância entre centros e ângulo de pressão	Razão de contato	$m_p = \frac{\sqrt{R_{a1} - R_{b1}} + \sqrt{R_{b1} + R_{b2}} - C \cdot \sin \phi}{m \cdot \pi \cdot \cos \phi}$
Alteração na espessura do dente	Backlash linear	$B_{LA} = B \cdot \cos \phi$ $Z_1 = \frac{2}{\sin \phi}$
Backlash linear no círculo Pitch	Backlash linear na linha de ação	$Ba = 6880 (B/D)$ (em minutos de arco)
Ângulo de pressão	Menor número de dentes	$N_c = \frac{2}{\sin^2 \phi}$



Equação AGMA

Exercício



- ▶ AGMA – Falha por flexão associada a fadiga

$$\sigma = k_v K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Carregamento transversal

Fator geométrico para *flexão*

módulo

Espessura do dente

Fator de espessura

Fator de resistência a flexão

Fator de distribuição de carga

Fator de sobrecarga

Fator dinâmico



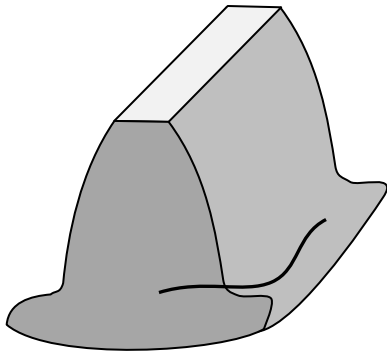
Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por flexão

$$\sigma = k_v K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Fator dinâmico



$$K_v = \left(\frac{A \sqrt{200V}}{A} \right)^B$$

Onde: V = velocidade tangencial a linha de pitch [m/s],

➤ $A = 50 + 56 (1 - B)$

➤ $B = 0,25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}$

$$V_{t_{max}} = \frac{A + (Q_v - 3)^2}{200}$$

→ Índice de precisão de transmissão



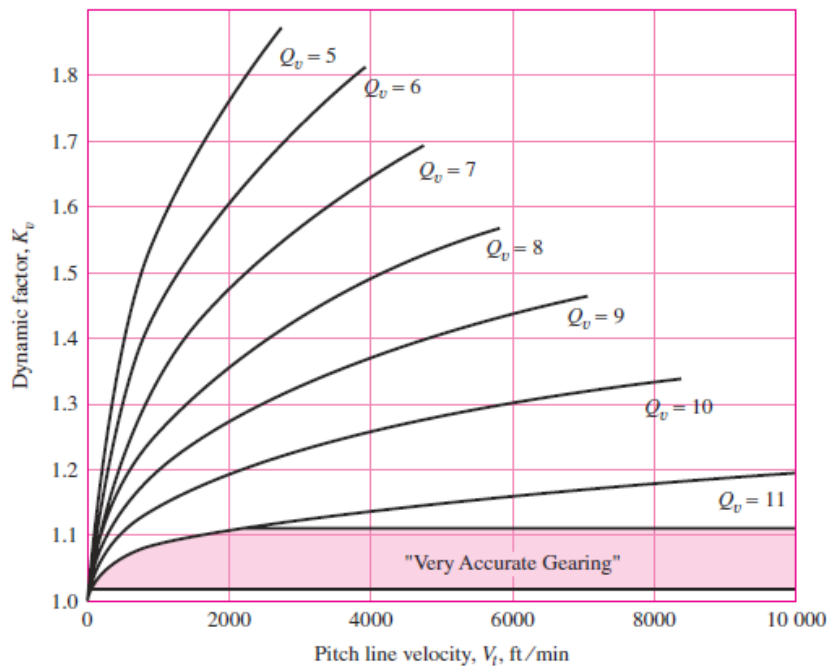
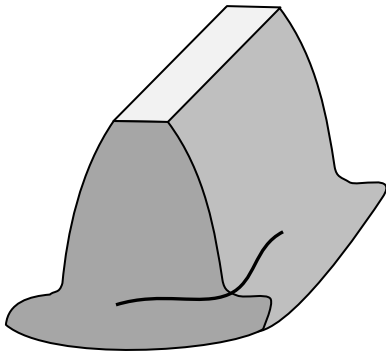
Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por flexão

$$\sigma = k_v K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Fator dinâmico



$Q_v =$ grau de precisão das engrenagens



Equação AGMA

Exercício

- ▶ Determinação do fator dinâmico **K_v**
- ▶ O fator dinâmico tenta compensar erros de manufatura e operação
- ▶ Os principais erros observados são:
 - Erros geométricos e dimensionais nos dentes resultantes da fabricação
 - Vibração do dente durante o engrenamento devido a sua rigidez
 - Intensidade da velocidade na linha de pitch
 - Desbalanceamento do elementos em rotação
 - Desgaste e deformação plástica na face de contato
 - Desalinhamentos lineares e angulares, resultantes da flexão dos eixos
 - Atrito nos dentes



Fator Dinâmico K_v

- ▶ Para compensar estes erros a AGMA definiu graus de qualidade (quality numbers)
- ▶ Estes definem as tolerâncias para engrenagens de diversos tamanhos
- ▶ Graus de 3 a 7 – engrenagens comerciais
- ▶ Graus de 8 a 12 - engrenagens de precisão



Fator Dinâmico K_v

- Equações para o fator dinâmico: ► Sistema métrico

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B$$

- Onde:

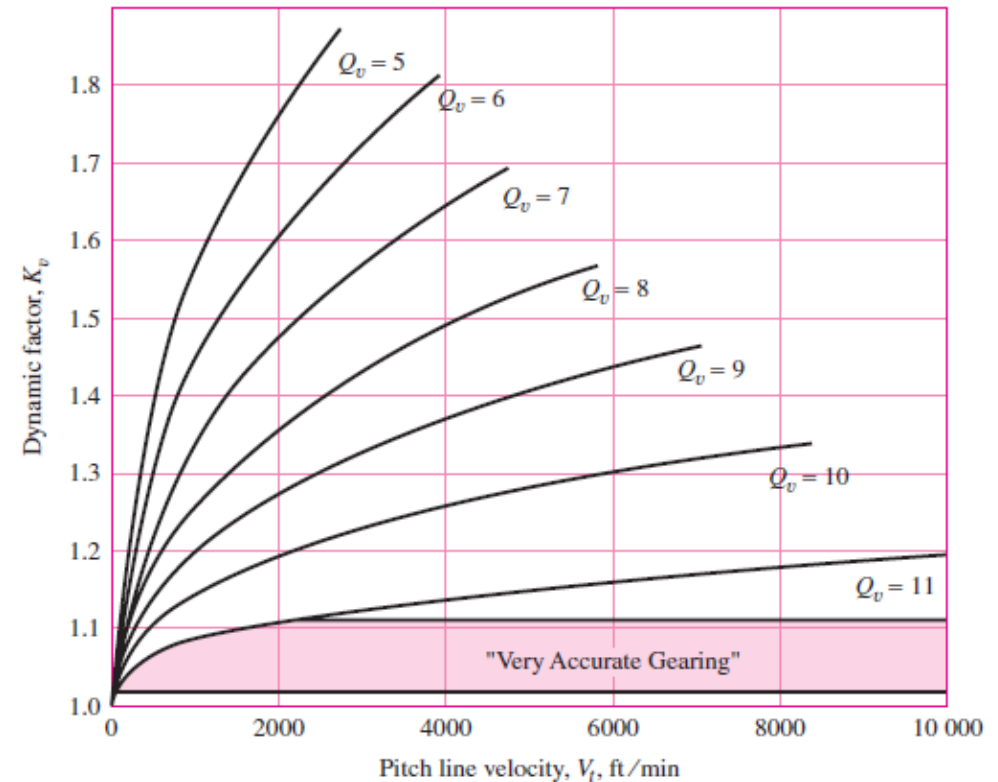
$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3}$$

$$V_{tmax} = (A + (Q_v - 3))^2 \text{ [ft/mim]}$$

$$1 \text{ m/min} = 3.28084 \text{ ft/min}$$

$$V_{tmax} = \frac{A + (Q_v - 3)^2}{200}$$





Fator Dinâmico Kv

$$V_{tmax} = \frac{(35,44 + (8-3))^2}{200}$$

$$V_{tmax} = \frac{(35,44 + (5))^2}{200}$$

► Equações para o fator dinâmico: ► Sistema métrico

⇒ Rpm: 1850

⇒ grau de qualidade (Qv) 8.

$$B = 0,25 (12 - Q_v)^{2/3}$$

$$B = 0,25 (12 - 8)^{2/3}$$

$$B = 0,25 (4)^{2/3}$$

$$B = 0,25(0,67)$$

$$B = 1,26$$

$$A = 50 + 56 (1 - B)$$

$$A = 50 + 56 (1 - 1,26)$$

$$A = 50 + 56 (-0,26)$$

$$A = 50 - 14,56$$

$$A = 35,44$$

$$V_{tmax} = (A + (Q_v - 3))^2$$

$$V_{tmax} = (35,44 + (8 - 3))^2$$

$$V_{tmax} = (35,44 + (5))^2$$

$$V_{tmax} = (40,44)^2$$

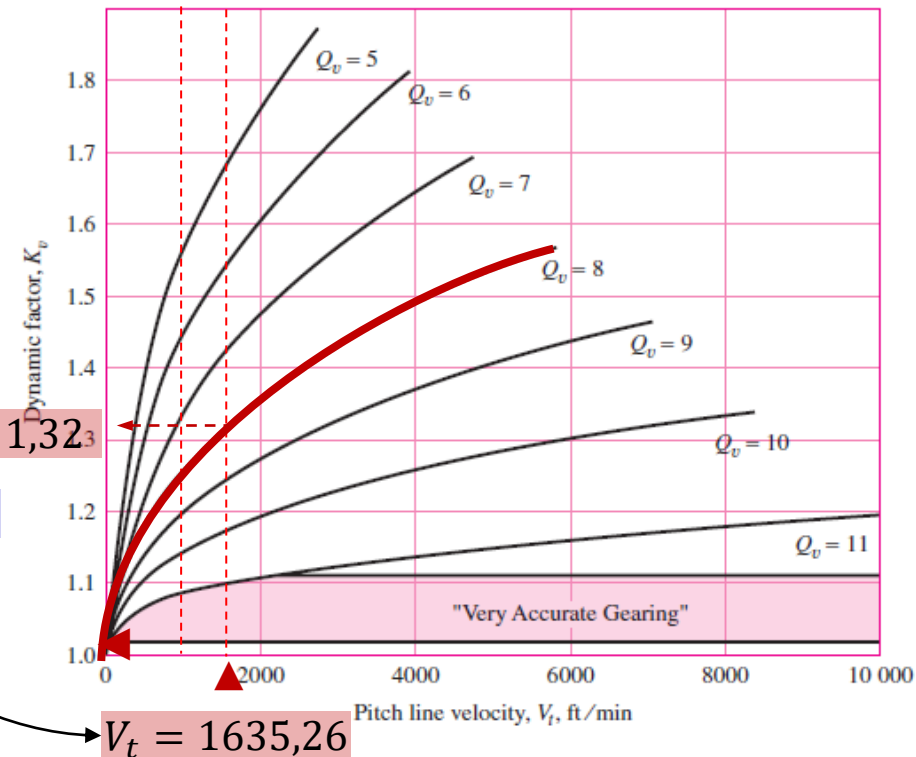
$$V_{tmax} = 1635,39 \text{ ft/min}$$

$$K_v \cong 1,323$$

$$1 \text{ m/min} = 3.28084 \text{ ft/min}$$

$$V_{tmax} = 498,47 \text{ m/min}$$

$$V_{tmax} = 8,31 \text{ m/s}$$



$$V_t = 1635,26$$



Fator Dinâmico Kv

► Equações para o fator dinâmico: ► Sistema métrico

⇒ Rpm: 1850

⇒ grau de qualidade (Qv) 8.

$$B = 0,25 (12 - Q_v)^{2/3}$$

$$B = 0,25 (12 - 8)^{2/3}$$

$$B = 0,25 (4)^{2/3}$$

$$B = 0,25(0,67)$$

$$B = 0,63$$

$$A = 50 + 56 (1 - B)$$

$$A = 50 + 56 (1 - 1,26)$$

$$A = 50 + 56 (-0,26)$$

$$A = 50 - 14,56$$

$$A = 35,44$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B$$

$$K_v = \left(\frac{35,44 + \sqrt{1635,39}}{35,44} \right)^{0,63}$$

$$K_v = \left(\frac{35,44 + \sqrt{1636}}{35,44} \right)^{0,63}$$

$$K_v = \left(\frac{35,44 + 40,45}{35,44} \right)^{0,63}$$

$$K_v = \left(\frac{35,44 + 40,45}{35,44} \right)^{0,63}$$

$$K_v = \left(\frac{75,79}{35,44} \right)^{0,63}$$

$$K_v = (2,14)^{0,63}$$

$$K_v = 1,61$$

$$V_{t_{max}} = 1635,39 \text{ ft/min}$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B$$

$$K_v = \left(\frac{35,44 + \sqrt{200 \cdot 498,47}}{35,44} \right)^{0,63}$$

$$K_v = \left(\frac{35,44 + \sqrt{1636}}{35,44} \right)^{0,63}$$

$$K_v = \left(\frac{35,44 + 40,45}{35,44} \right)^{0,63}$$

$$K_v = \left(\frac{35,44 + 40,45}{35,44} \right)^{0,63}$$

$$K_v = \left(\frac{75,79}{35,44} \right)^{0,63}$$

$$K_v = (2,14)^{0,63}$$

$$K_v = 1,61$$

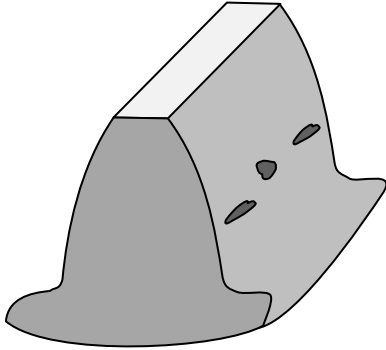
$$V_{t_{max}} = 8,18 \text{ m/s}$$



Equação AGMA

Exercício

- ▶ AGMA – Falha por flexão associada a fadiga



$$\sigma = 1,32 K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Carregamento transversal

Fator geométrico para flexão

módulo

Espessura do dente

Fator de espessura

Fator de resistência a flexão

Fator de distribuição de carga

Fator de sobrecarga

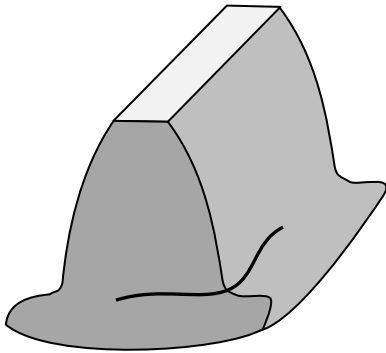
Fator dinâmico



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Fator de sobrecarga

Table of Overload Factors, K_o

$$K_A = K_o$$

Driven Machine

Power source	Uniform	Moderate shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.75
Light shock	1.25	1.50	2.00
Medium shock	1.50	1.75	2.25

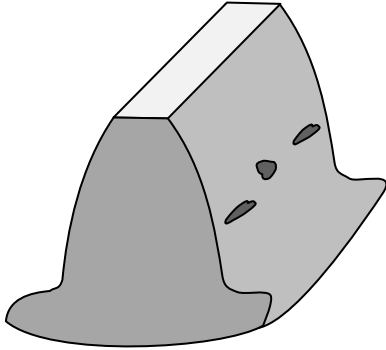
$$K_A = 1$$



Equação AGMA

Exercício

- ▶ AGMA – Falha por flexão associada a fadiga



$$\sigma = 1,32 \cdot 1 \cdot K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Carregamento transversal

Fator geométrico para flexão

módulo

Espessura do dente

Fator de espessura

Fator de resistência a flexão

Fator de distribuição de carga

Fator de sobrecarga

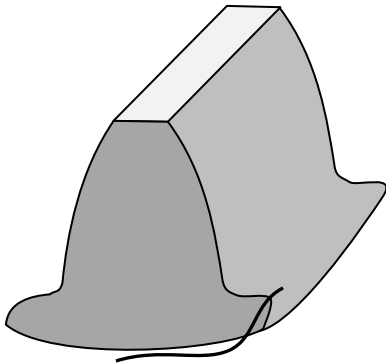
Fator dinâmico



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Fator de distribuição de carga

$$K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

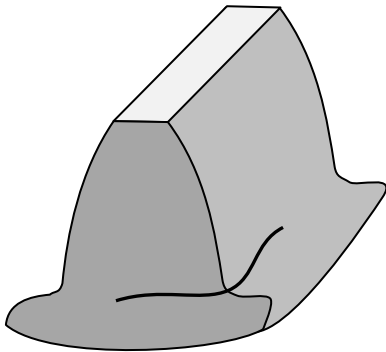
→ Fator de correção do alinhamento da malha
→ Fator de alinhamento da malha
→ Fator modificador da proporção do pinhão
→ Fator de proporção do pinhão
→ Fator de correção da carga
→ Fator de distribuição de carga na face



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Fator de distribuição de carga

$$K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

Fator de correção da carga

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 \\ 0.8 \end{cases}$$

for uncrowned teeth
for crowned teeth

Definido no projeto

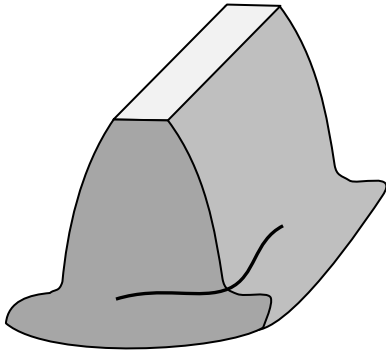
$$C_{mc} = 1$$



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Fator de distribuição de carga

$$K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$$

Fator de proporção do pinhão

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{b}{10d} - 0,0025 & b \leq 25,4 \text{ mm (1 pol.)} \\ \frac{b}{10d} - 0,0375 + 0,0125b & 25,4 < b \leq 431,8 \text{ mm (17 pol.)} \\ \frac{b}{10d} - 0,1109 + 0,0207b - 0,000228 b^2 & 431,8 < b \leq 1.016 \text{ mm (40 pol.)} \end{cases}$$

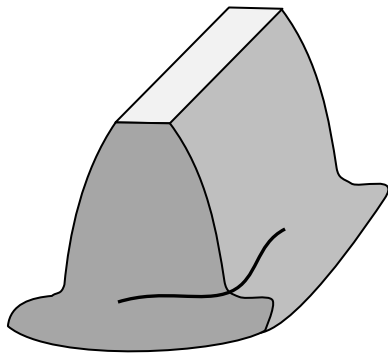
onde: b = largura da face do dente
 d = espessura da engrenagem



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Fator de distribuição de carga

$$K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$$

Fator de proporção do pinhão

$$C_{pf} = \frac{b}{10d} - 0,0025$$

$$C_{pf} = \frac{12,7}{10 * 12,7} - 0,0025$$

$$C_{pf} = 0,1 - 0,0025$$

$$C_{pf} = 0,0975$$

$$b = 12,7 \leq 25,4 \text{ mm (1 pol.)}$$

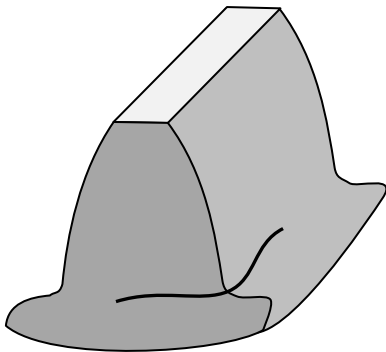
$$d = b = 12,7 \text{ mm (engrenagem de dentes retos)}$$



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



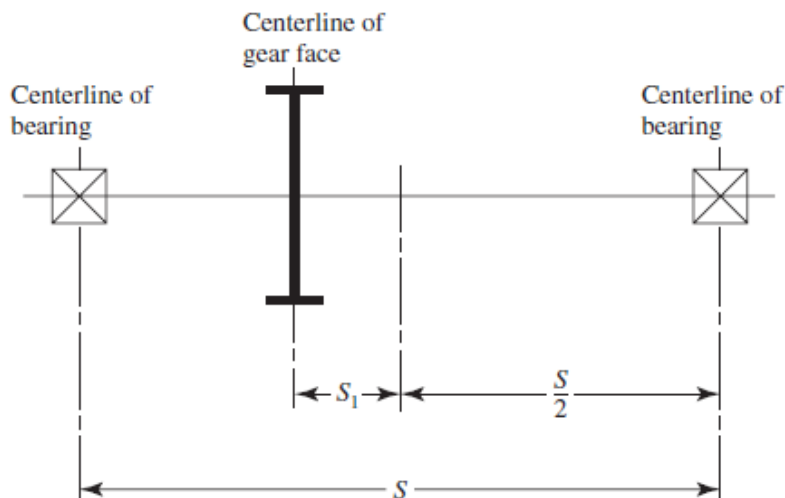
$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Fator de distribuição de carga

$$K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$$

Fator modificador da proporção do pinhão

Como a engrenagem está montada no eixo



$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \Rightarrow \frac{s_1}{s} < 0,175 \\ 1,1 & \Rightarrow \frac{s_1}{s} \geq 0,175 \end{cases}$$

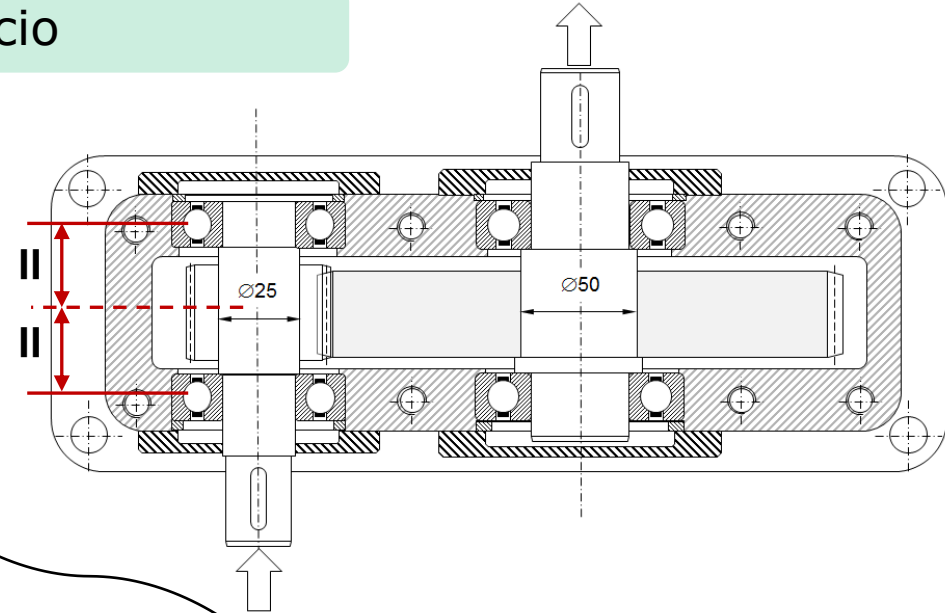
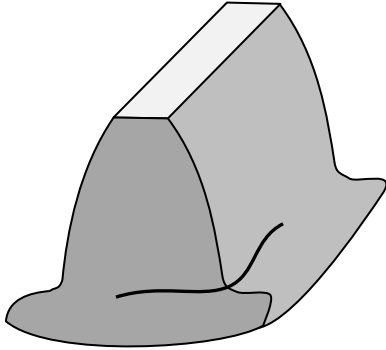


Equação AGMA

Exercício

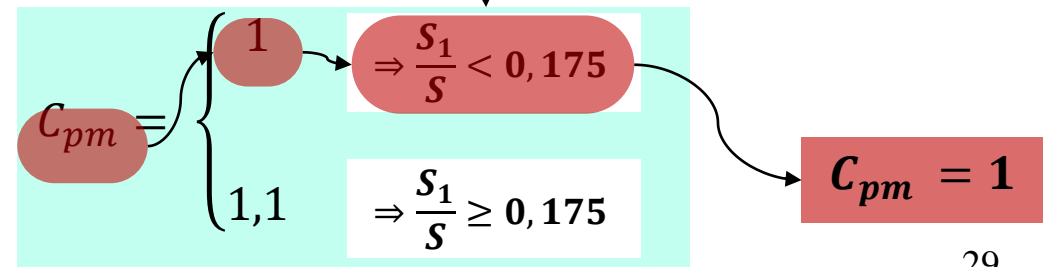
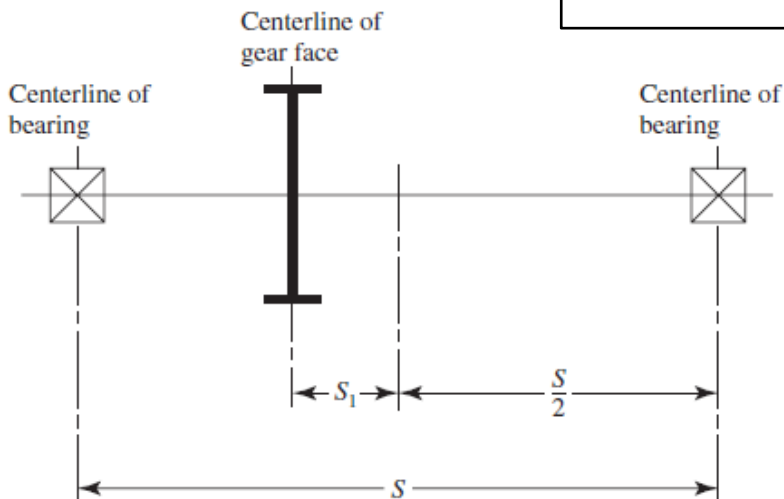
▶ falha por flexão

$$\frac{s_1}{S} = \frac{0}{S} = 0 \leftarrow$$



$$K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

Fator modificador da proporção do pinhão
Como a engrenagem está montada no eixo

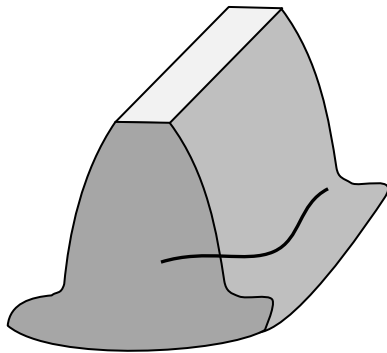




Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Fator de distribuição de carga

Onde **F** é a largura da face do dente em polegadas

$$K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

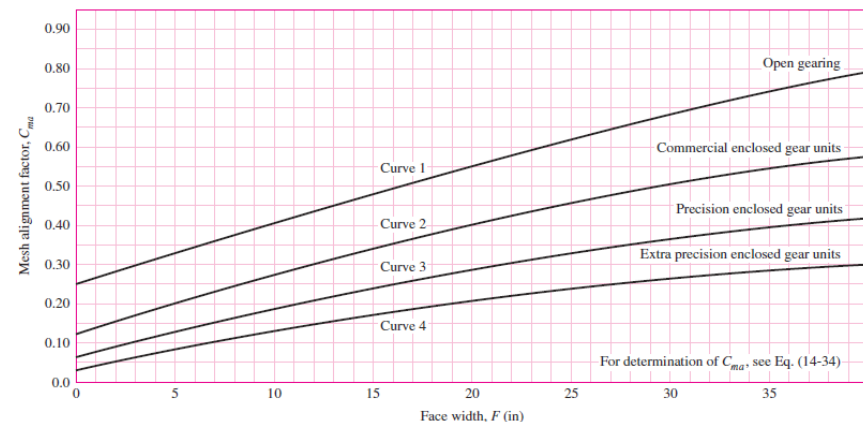
$$C_{ma} = A + BF + CF^2$$

Fator de alinhamento da mesh

Condition	A	B	C
Open gearing	0.247	0.0167	-0.765(10 ⁻⁴)
Commercial, enclosed units	0.127	0.0158	-0.930(10 ⁻⁴)
Precision, enclosed units	0.0675	0.0128	-0.926(10 ⁻⁴)
Extraprecision enclosed gear units	0.00360	0.0102	-0.822(10 ⁻⁴)

*See ANSI/AGMA 2101-D04, pp. 20–22, for SI formulation.

$$C_{ma} = A + B \left(\frac{b}{25,4} \right) + C \left(\frac{b}{25,4} \right)^2$$



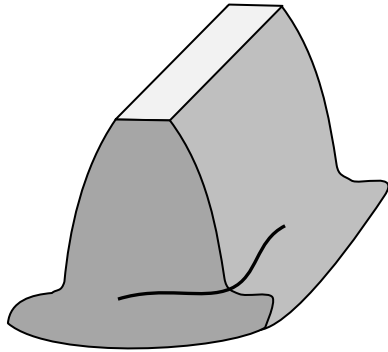
Onde **b** é a largura da face do dente em milímetros



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão

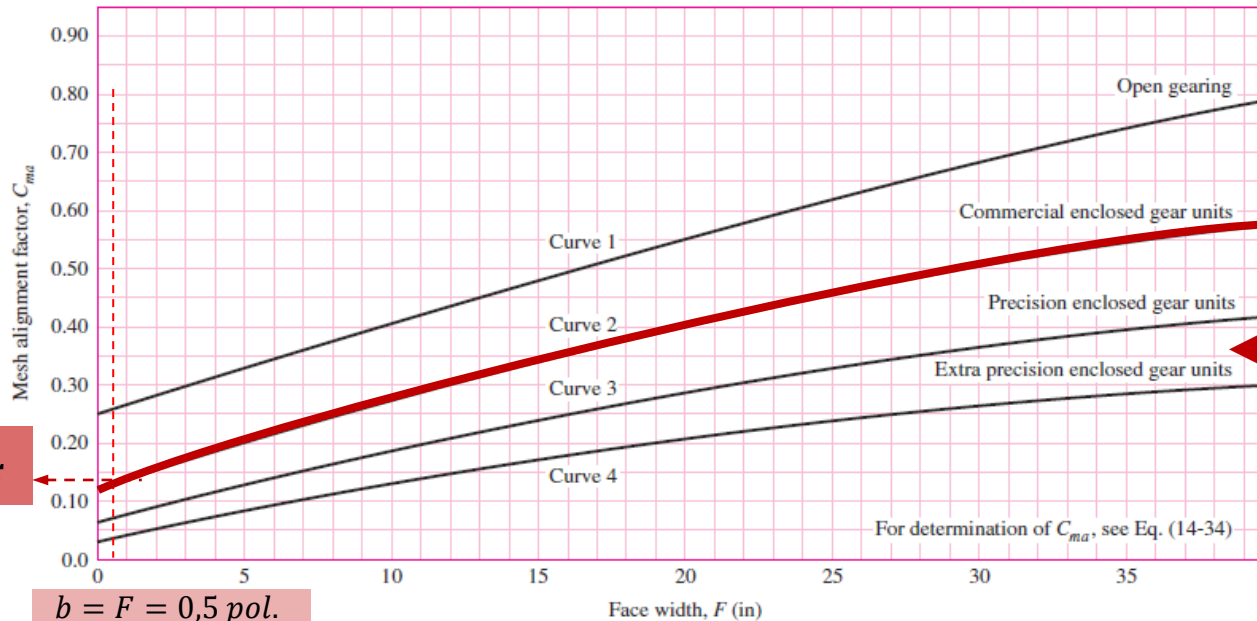


$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Fator de distribuição de carga

$$K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}G_e)$$

Fator de alinhamento da mesh



$C_{ma} \cong 0,14$

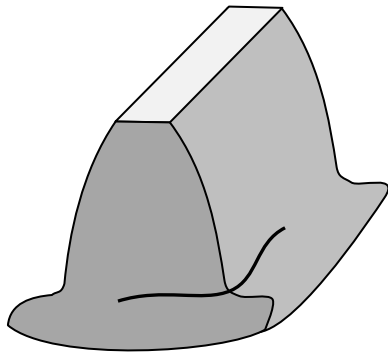
$b = F = 0,5 \text{ pol.}$



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Fator de distribuição de carga

$$K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

Fator de alinhamento da mesh

$$C_{ma} = A + B \left(\frac{b}{25,4} \right) + C \left(\frac{b}{25,4} \right)^2$$

$$C_{ma} = 0,127 + 0,0158 \left(\frac{12,7}{25,4} \right) - 0,930E^{-4} \left(\frac{12,7}{25,4} \right)^2$$

$$C_{ma} = 0,127 + 0,0158 (0,5) - 0,930E^{-4} (0,5)^2$$

$$C_{ma} = 0,127 + 0,0079 - 0,00002325$$

$$C_{ma} = 0,1349$$

$$C_{ma} = 0,14$$

Condition	A	B	C
Open gearing	0.247	0.0167	-0.765(10 ⁻⁴)
Commercial, enclosed units	0.127	0.0158	-0.930(10 ⁻⁴)
Precision, enclosed units	0.0675	0.0128	-0.926(10 ⁻⁴)
Extraprecision enclosed gear units	0.00360	0.0102	-0.822(10 ⁻⁴)

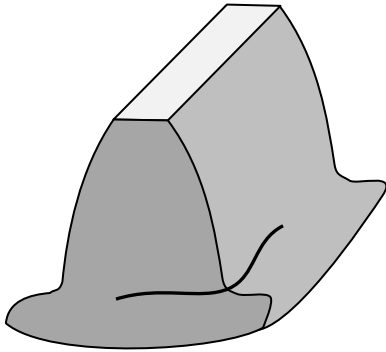
*See ANSI/AGMA 2101-D04, pp. 20–22, for SI formulation.



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Fator de distribuição de carga

$$K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

Fator de correção do alinhamento da *mesh*

$C_e = \begin{cases} 0,8 & \Rightarrow \text{para engrenagens ajustadas na montagem, ou ajustadas por lapidação ou ambas} \\ 1 & \Rightarrow \text{para qualquer outra condição} \end{cases}$

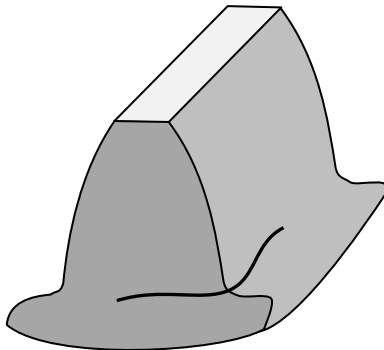
$$C_e = 1$$



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



$$C_e = \begin{cases} 0.8 & \text{for gearing adjusted at assembly, or compatibility} \\ & \text{is improved by lapping, or both} \\ 1 & \text{for all other conditions} \end{cases}$$

$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Fator de distribuição de carga

$$K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

$$C_e = 1$$

$$C_{ma} = 0,14$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{pf} = 0,0975$$

$$C_{mc} = 1$$

$$K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 * 1 + 0,14 * 1)$$

$$K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 + 0,14)$$

$$K_{H\beta} = 1 + 1(0,2375)$$

$$K_{H\beta} = 1 + 0,2375$$

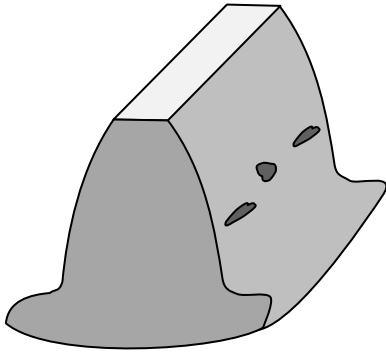
$$K_{H\beta} = 1,2375$$



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



$$\sigma = 1,32 \cdot 1 \cdot 1,24 \cdot Y_X \cdot K_B \cdot \frac{W_t}{b \cdot m \cdot Y_J}$$

Carregamento transversal

Fator geométrico para flexão

módulo

Espessura do dente

Fator de espessura

Fator de resistência a flexão

Fator de distribuição de carga

Fator de sobrecarga

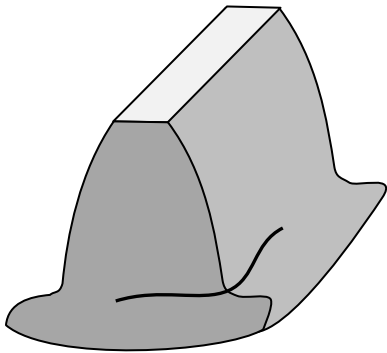
Fator dinâmico



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por flexão



$$\sigma = K_v K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Fator de resistência a flexão

$$K_S = Y_X = 1,192 \left(\frac{b\sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535}$$

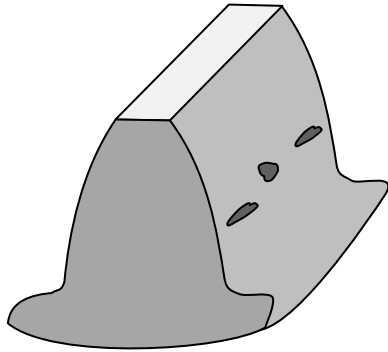
$K_S = Y_X = 1$ por recomendação da norma AGMA



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



$$\sigma = 1,32 \cdot 1 \cdot 1,24 \cdot 1 \cdot K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Carregamento transversal

Fator geométrico para flexão

módulo

Espessura do dente

Fator de espessura

Fator de resistência a flexão

Fator de distribuição de carga

Fator de sobrecarga

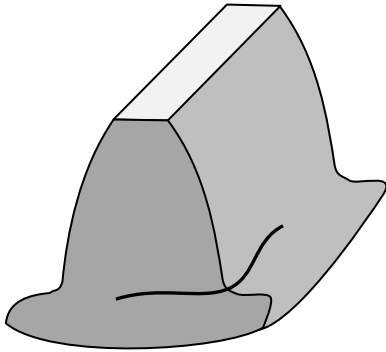
Fator dinâmico



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



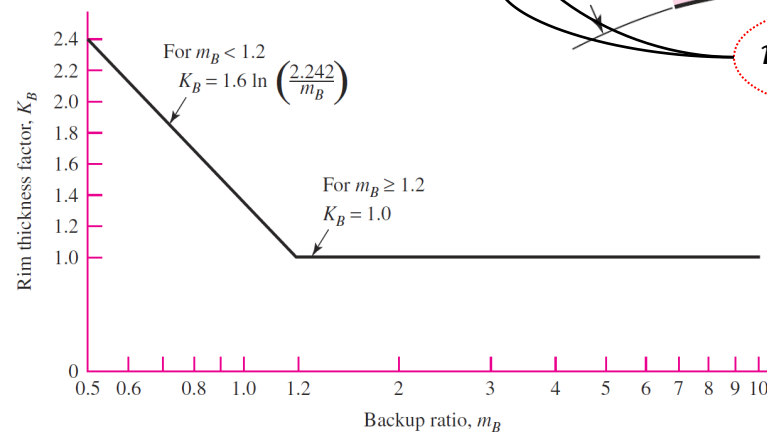
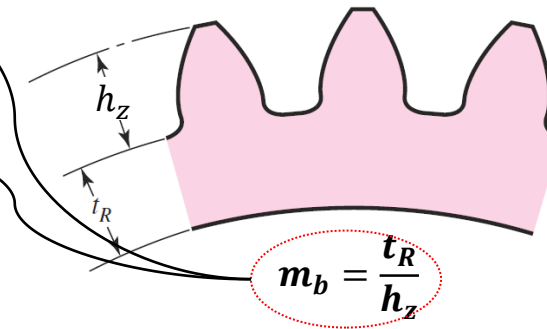
$$\sigma = K_v K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Fator ajuste da espessura

$$K_B = \begin{cases} 1,6 \ln \left(\frac{2,242}{m_b} \right) \\ 1 \end{cases}$$

$$\Rightarrow m_b < 1,2$$

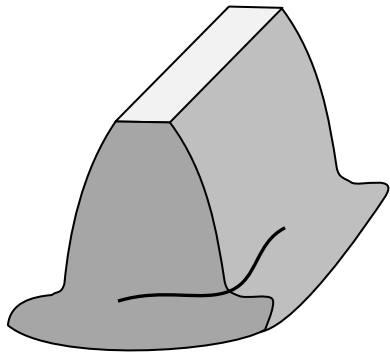
$$\Rightarrow m_b \geq 1,2$$





Equação AGMA

Altura efetiva do dente



Exercício

▶ falha por flexão

$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

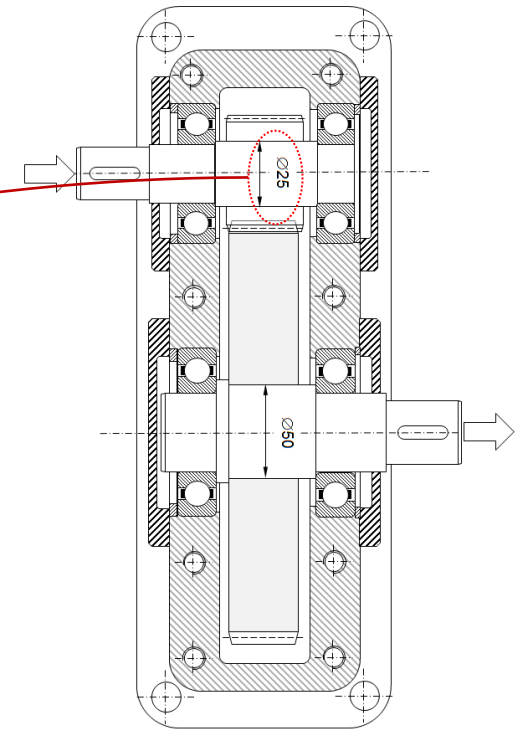
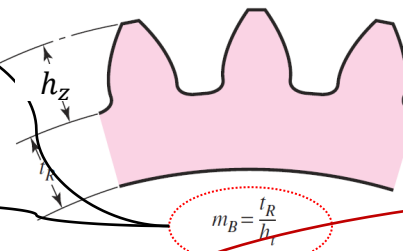
$$h_{z_2} = 9 \text{ mm}$$

$$h_{z_1} = 9 \text{ mm}$$

$$d_{f_1} = 38 \text{ mm}$$

Fator ajuste da espessura

$K_B = \begin{cases} 1,6 \ln \left(\frac{2,242}{m_b} \right) & \Rightarrow m_b < 1,2 \\ 1 & \Rightarrow m_b \geq 1,2 \end{cases}$



$$t_R = (d_f - d_{eixo})/2$$

$$t_R = (38 - 25)/2$$

$$t_R = 6,5 \text{ mm}$$

$$m_b = \frac{t_R}{h_z}$$

$$m_b = \frac{6,5}{9}$$

$$m_b = 0,72$$

$$K_B = 1,6 \ln \left(\frac{2,242}{m_b} \right)$$

$$K_B = 1,6 \ln \left(\frac{2,242}{0,72} \right)$$

$$K_B = 1,6 * 1,13$$

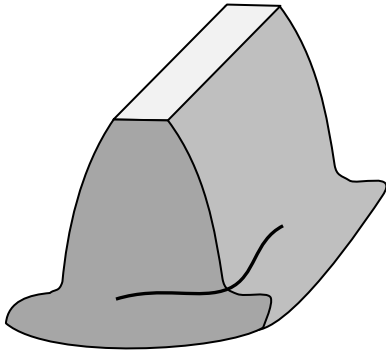
$$K_B = 1,81$$



Equação AGMA

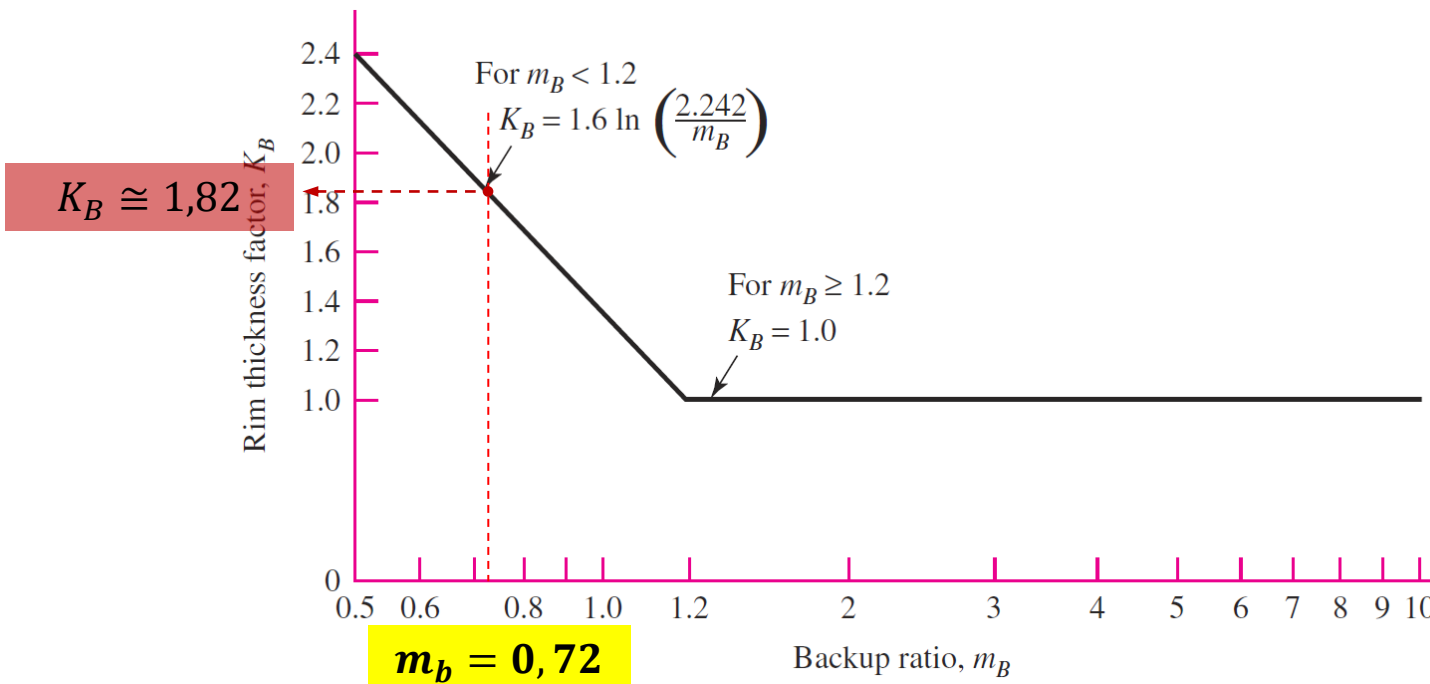
Exercício

► falha por flexão



$$\sigma = K_v K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Fator ajuste da espessura

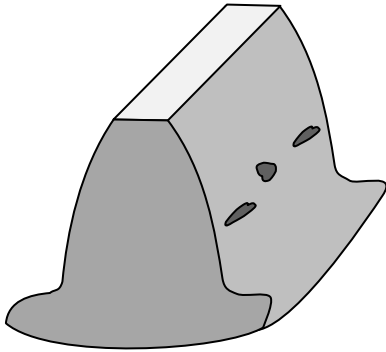




Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



$$\sigma = 1,32 \cdot 1 \cdot 1,24 \cdot 1 \cdot 1,82 \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Carregamento transversal

Fator geométrico para flexão

módulo

Espessura do dente

Fator de espessura

Fator de resistência a flexão

Fator de distribuição de carga

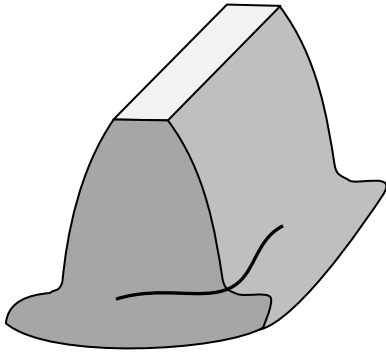
Fator de sobrecarga

Fator dinâmico



Equação AGMA

Exercício



▶ falha por flexão

$$\sigma = K_v K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

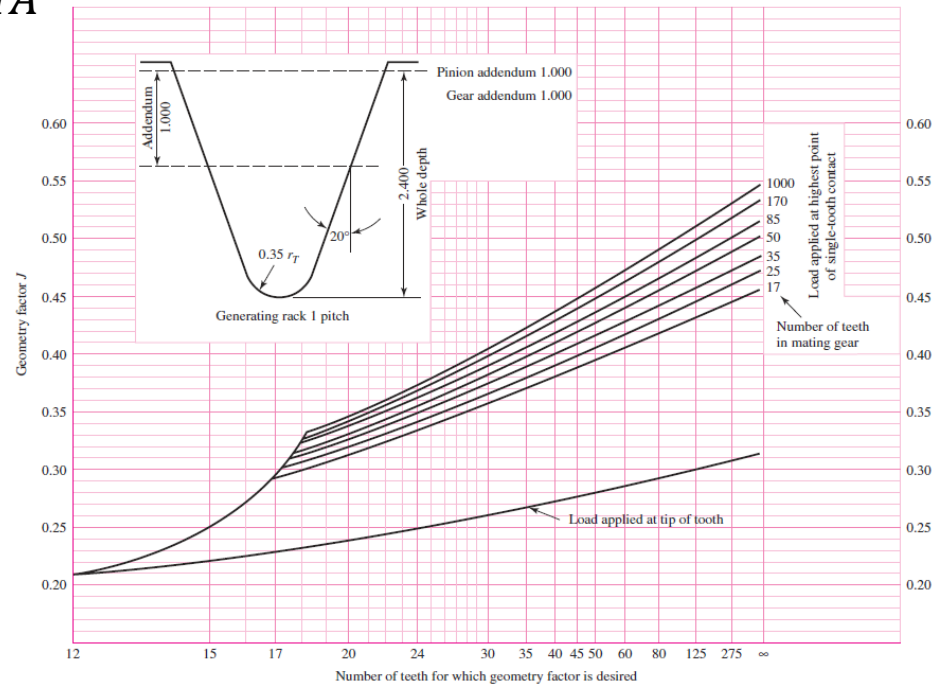
Fator geométrico para flexão

$Y =$ Fator de forma AGMA

$$Y_J = \frac{Y}{K_f m_N}$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 Z}$$

$K_f =$ Fator de correção de tensão





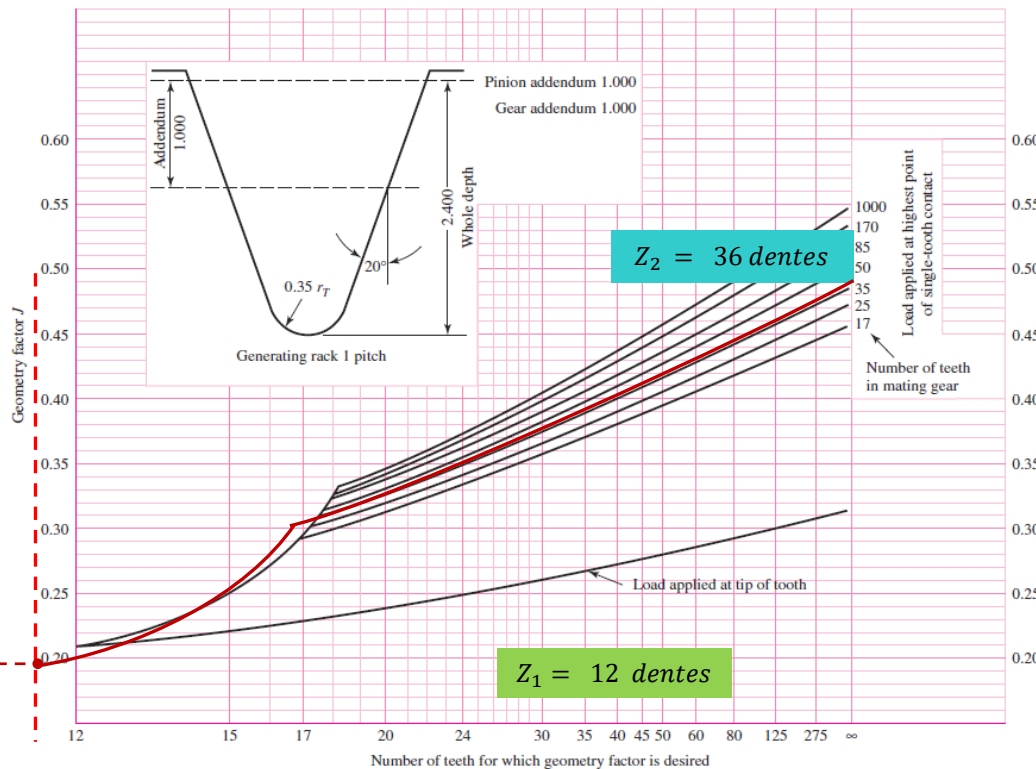
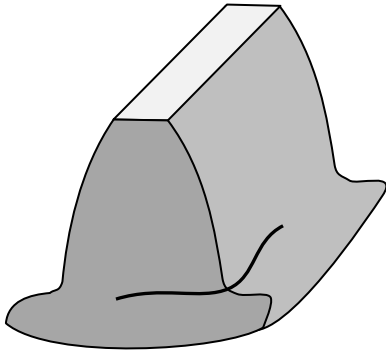
Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão

$$\sigma = K_v K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

↳ Fator geométrico para flexão



$Y_J = J = 0,21$

$Z_1 = 12$ dentes

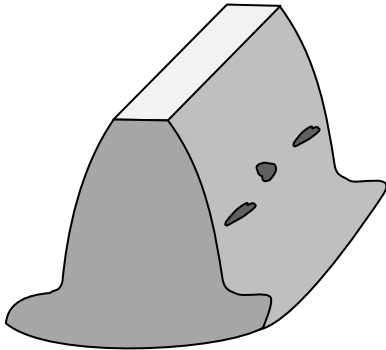
$Z_2 = 36$ dentes



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



$$\sigma = 1,32 \cdot 1 \cdot 1,24 \cdot 1 \cdot 1,82 \cdot \frac{W_t}{b m 0,21}$$

Carregamento transversal

Fator geométrico para flexão

módulo

Espessura do dente

Fator de espessura

Fator de resistência a flexão

Fator de distribuição de carga

Fator de sobrecarga

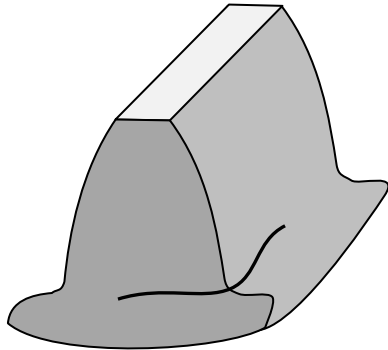
Fator dinâmico



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por flexão



$$\sigma = K_v K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Módulo da engrenagem

Espessura do dente

Dados do problema

⇒ Módulo 4

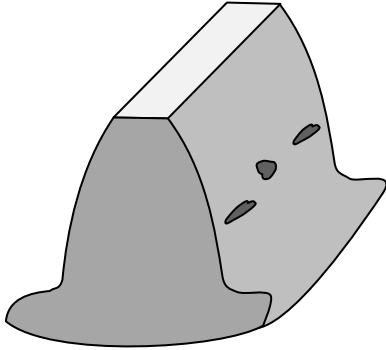
⇒ espessura do dente de 12,7 mm (0,5 pol.)



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



Carregamento transversal

$$\sigma = 1,32 \cdot 1 \cdot 1,24 \cdot 1 \cdot 1,82 \cdot \frac{W_t}{12,74 \cdot 0,21}$$

Fator geométrico para flexão

módulo

Espessura do dente

Fator de espessura

Fator de resistência a flexão

Fator de distribuição de carga

Fator de sobrecarga

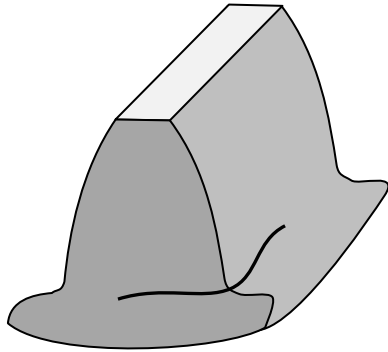
Fator dinâmico



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por flexão



$$\sigma = K_v K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Carregamento transversal

$$W_t = \frac{60.000 H}{\pi d n}$$

Potência [kW]

Rotação [rpm]

Diâmetro da engrenagem [mm]

⇒ Rpm: 1850

⇒ Potência transmitida (H): 4,0 kW

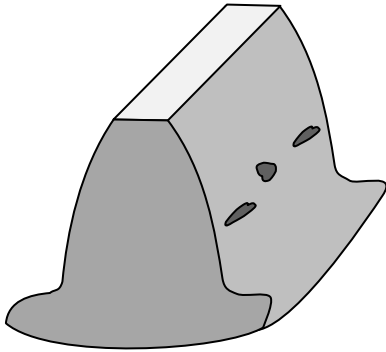
$$d_{0_1} = 48 \text{ mm}$$



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão



$$\sigma = 1,32 \cdot 1 \cdot 1,24 \cdot 1 \cdot 1,82 \cdot \frac{W_t}{12,74 \cdot 0,21}$$

Carregamento transversal

Fator geométrico para flexão

módulo

Espessura do dente

Fator de espessura

Fator de resistência a flexão

Fator de distribuição de carga

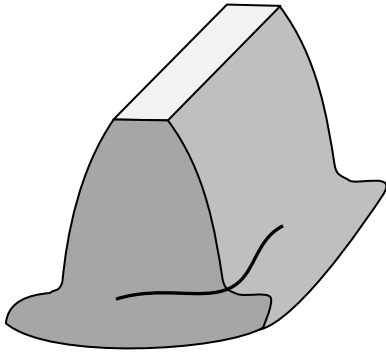
Fator de sobrecarga

Fator dinâmico



Equação AGMA

Exercício



- ▶ falha por flexão

$$\sigma = k_v K_O K_H K_B K_S \frac{W_t}{b m Y_J}$$

↳ Fator dinâmico

- ▶ Critério de falha por flexão

$$\sigma < \sigma_{total}$$

$$\sigma_{total} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{(K_T K_R)}$$

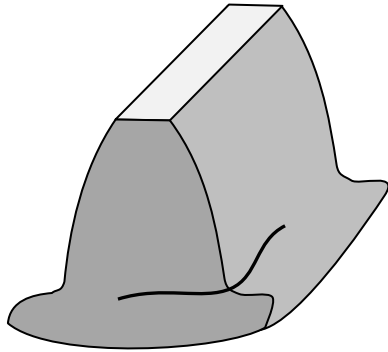
$$S_F = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma}$$



Equação AGMA

Exercício

- ▶ Critério de falha por flexão



$$\sigma_{total} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{(K_T K_R)}$$

Fator de confiabilidade

Tensão de ciclos de fadiga a flexão

Fator dinâmico

Fator de segurança a flexão

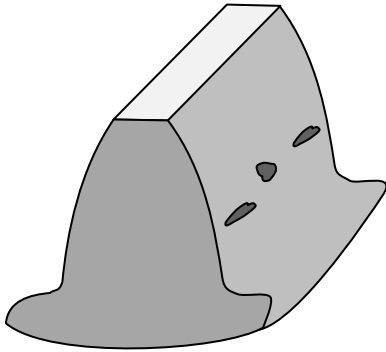
Tensão AGMA de flexão



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato



$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_H \beta \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_I} \right)}$$

Fator de superfície

Fator resistência para *pitting*

Espessura do dente

Diâmetro *pitch* do pinhão

Fator de distribuição de carga

Fator de resistência a flexão

Fator de sobrecarga

Fator dinâmico

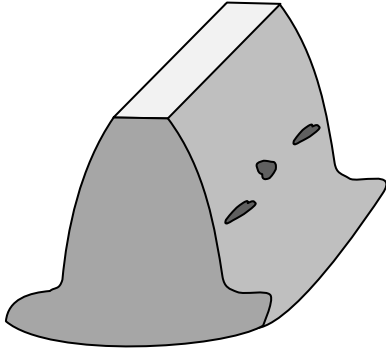
Coeficiente elástico



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato



$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_H \beta \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_I} \right)}$$

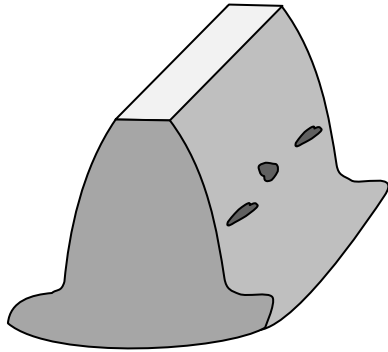
Coeficiente elástico

$$Z_E = C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_P^2}{E_P} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{1/2}$$



Equação AGMA

Exercício



- ▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_H \beta \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_I} \right)}$$

$$K_v = \left(\frac{A \sqrt{200V}}{A} \right)^B$$

Fator dinâmico

Onde: V = velocidade tangencial a linha de pitch [m/s],

- ▶ $A = 50 + 56(1 - B)$

- ▶ $B = 0,25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}$

$$V_{t_{max}} = \frac{A + (Q_v - 3)^2}{200}$$

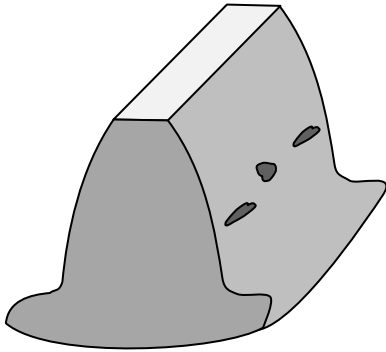
Índice de precisão de transmissão



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato



$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_H \beta \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_I} \right)}$$

Fator de sobrecarga

Table of Overload Factors, $K_o = K_A$

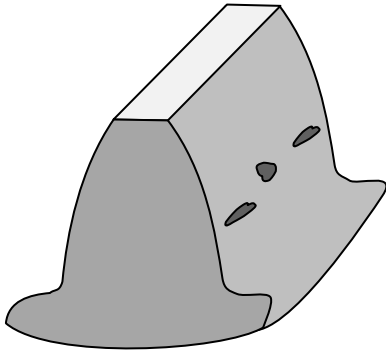
Driven Machine			
Power source	Uniform	Moderate shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.75
Light shock	1.25	1.50	2.00
Medium shock	1.50	1.75	2.25



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato



$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_I} \right)}$$

→ Fator de distribuição de carga

$$K_S = Y_X = 1,192 \left(\frac{b\sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535}$$

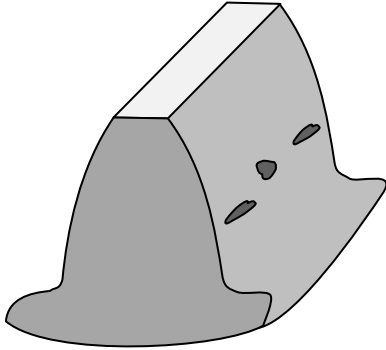
$K_S = Y_X = 1$ por recomendação da norma AGMA



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato



$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b}\right) \left(\frac{Z_r}{Z_I}\right)}$$

Fator de distribuição de carga

$$K_m = K_{H\beta} = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

Fator de correção do alinhamento da malha

Fator de alinhamento da malha

Fator modificador da proporção do pinhão

Fator de proporção do pinhão

Fator de correção da carga

Fator de distribuição de carga na face



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato

Fator de condicionamento de superfície Cf (Zr)

- ▶ A validade destas equações depende:
 - ▶ do acabamento superficial, não somente as características topográficas do (ex. shaving, retificado, lapidado)
 - ▶ Tensão residual
 - ▶ Deformação plástica (endurecimento) devido ao uso
- ▶ Ainda não existem recomendações de norma para o acabamento superficial de dentes de engrenagens



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato

Fator de forma - K_s

- ▶ O fator de forma não uniformemente as propriedades do material em função do tamanho do dente. Este depende:
 - ▶ Da dimensão do dente
 - ▶ Diâmetro da peça
 - ▶ Razão entre a dimensão do dente e o diâmetro da peça
 - ▶ Largura da face
 - ▶ Padrão da área de tensão
 - ▶ Razão entre a profundidade total e do dente
 - ▶ Dureza e tratamento térmico



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato

Fator de forma - K_s

- ▶ Em geral $K_s = 1$, principalmente por que as pesquisas ainda não são conclusivas

$$K_s = \frac{1}{k_b} = 1,192 \left(\frac{F \sqrt{Y}}{P} \right)$$



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato

Fator de distribuição de carregamento – K_m (KH)

- ▶ O fator de distribuição de carregamento modifica as equações de tensões de forma a refletir uma distribuição não uniforme ao longo da linha de contato

$$K_m = C_{fm} = 1 + C_{mc} (C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$$



Fator de distribuição de carregamento – Km (KH)

► Para $Km = C_{fm} = 1 + C_{mc} (C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{for uncrowned teeth} \\ 0.8 & \text{for crowned teeth} \end{cases}$$

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0.025 & F \leq 1 \text{ in} \\ \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.0125F & 1 < F \leq 17 \text{ in} \\ \frac{F}{10d} - 0.1109 + 0.0207F - 0.000228F^2 & 17 < F \leq 40 \text{ in} \end{cases}$$

Note that for values of $F/(10d) < 0.05$, $F/(10d) = 0.05$ is used.

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{for straddle-mounted pinion with } S_1/S < 0.175 \\ 1.1 & \text{for straddle-mounted pinion with } S_1/S \geq 0.175 \end{cases}$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (\text{see Table 14-9 for values of } A, B, \text{ and } C)$$

$$C_e = \begin{cases} 0.8 & \text{for gearing adjusted at assembly, or compatibility} \\ & \text{is improved by lapping, or both} \\ 1 & \text{for all other conditions} \end{cases}$$



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato

Fator de distribuição de carregamento – K_m (KH)

- ▶ Valores empíricos de A, B e C para uso na equação

$$C_{ma} = A + B F + C F^2$$

Condition	A	B	C
Open gearing	0.247	0.0167	$-0.765(10^{-4})$
Commercial, enclosed units	0.127	0.0158	$-0.930(10^{-4})$
Precision, enclosed units	0.0675	0.0128	$-0.926(10^{-4})$
Extraprecision enclosed gear units	0.00360	0.0102	$-0.822(10^{-4})$

*See ANSI/AGMA 2101-D04, pp. 20–22, for SI formulation.



Equação AGMA

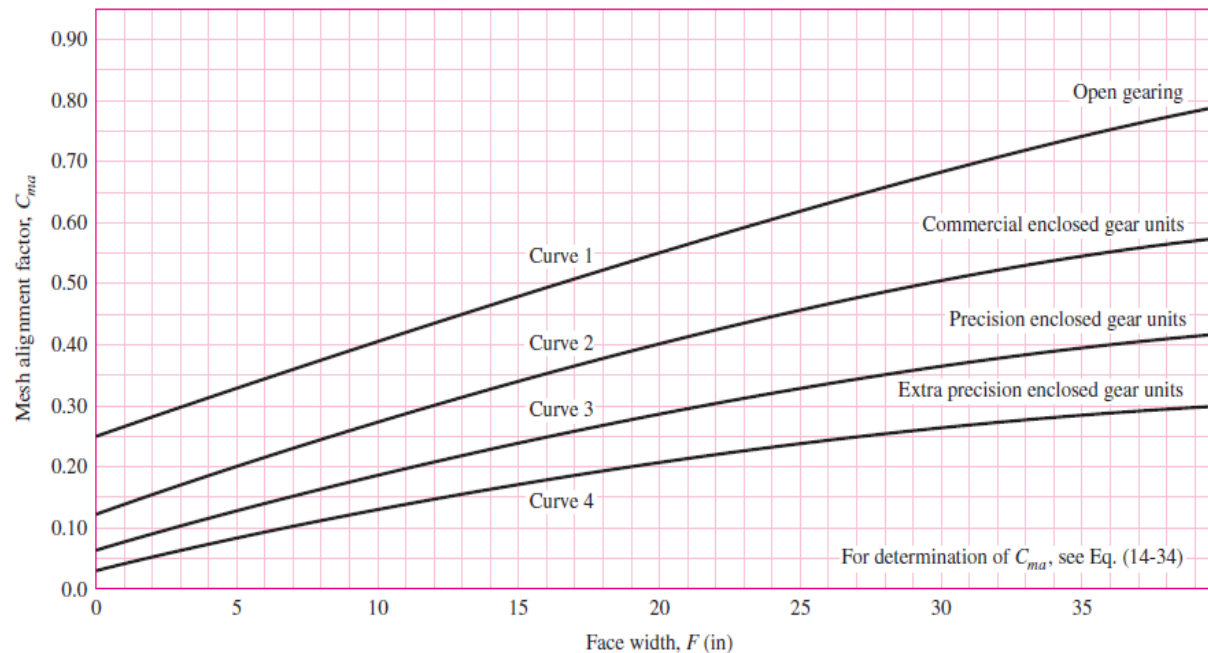
Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato

Fator de distribuição de carregamento – K_m (KH)

- ▶ Valores empíricos de A, B e C para uso na equação

$$C_{ma} = A + B F + C F^2$$





Equação AGMA

Exercício

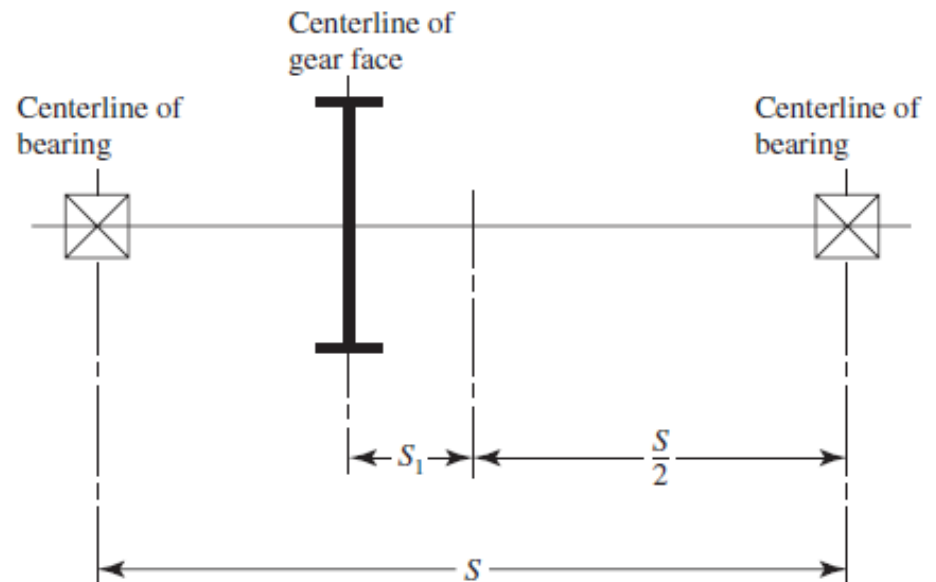
- ▶ falha por fadiga de contato

Fator de distribuição de carregamento – K_m (KH)

- ▶ Definição das distâncias S e S_1 usadas para definir C_{pm}

- ▶ $C_{pm} = 1$ para $\frac{S_1}{S} < 0,175$

- ▶ $C_{pm} = 1,1$ para $\frac{S_1}{S} \geq 0,175$





Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato

Fator de razão de dureza – C_H

- ▶ Considerando que geralmente o pinhão tem menor número de dentes do que a engrenagem, este estará sujeito a ciclos maiores de tensão de contato.
- ▶ Mesmo com o endurecimento natural resultante do uso, recomenda-se que o pinhão tenha maior dureza, de forma a se obter uma resistência uniforme.
- ▶ O fator de razão de dureza C_H é somente empregado para o projeto da engrenagem



Equação AGMA

Exercício ► falha por fadiga de contato

Fator de razão de dureza – C_H

► Os valores para o fator de razão de dureza C_H são obtidos através da equação:

► Onde: $C_H = 1 + A'(m_g - 1)$

► Se $A' = 8,98 \times 10^{-3} \left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 8,29 \times 10^{-3}$

► Se $\left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) < 1,2$ então $A' = 0$

$\left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) > 1,7$ então $A' = 0,00698$



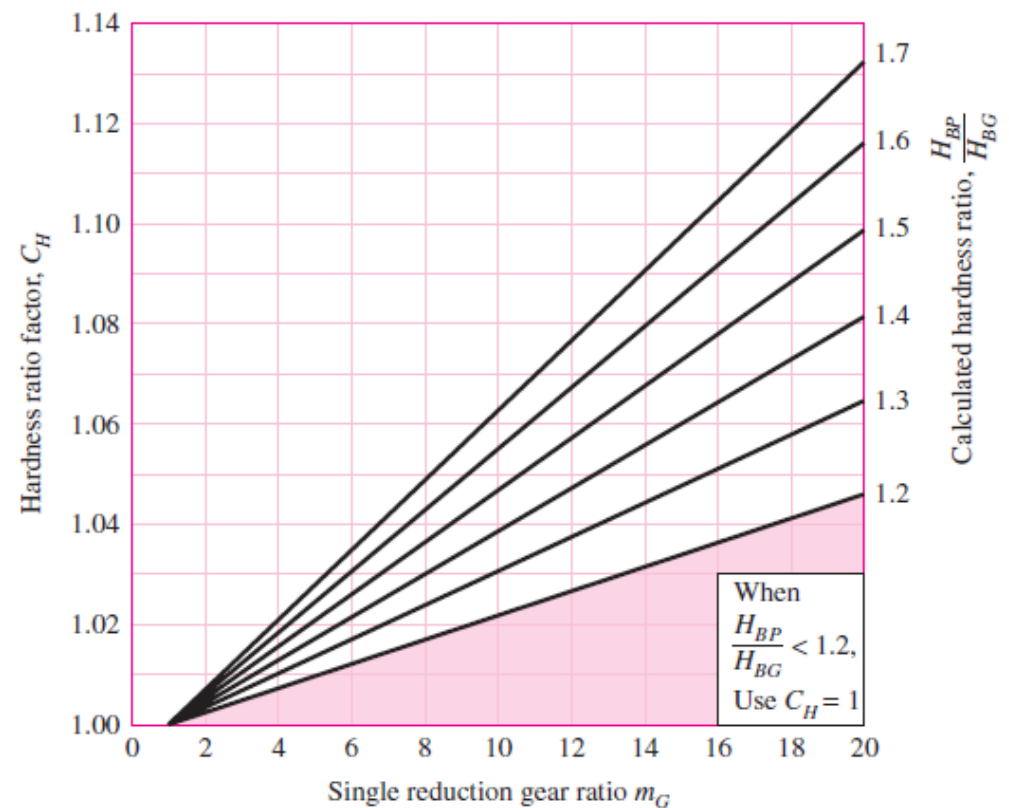
Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato

Fator de razão de dureza – C_H

- ▶ Para aço endurecido





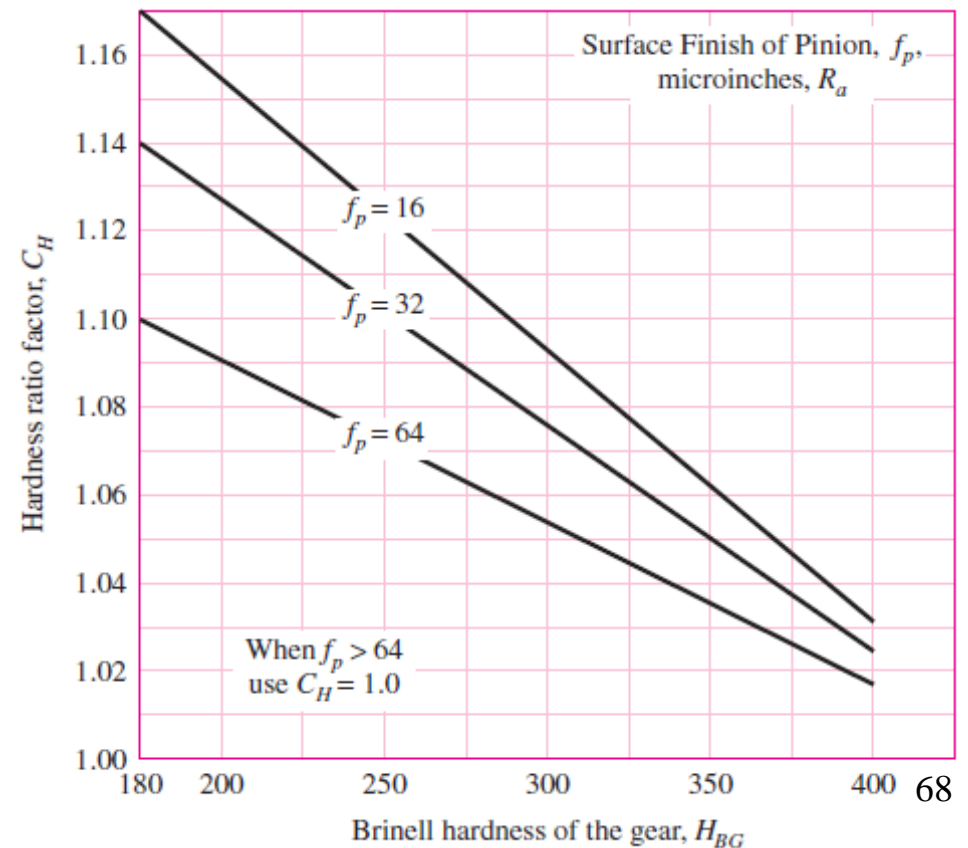
Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato

Fator de razão de dureza – C_H

- ▶ Para aço endurecido - pinhão





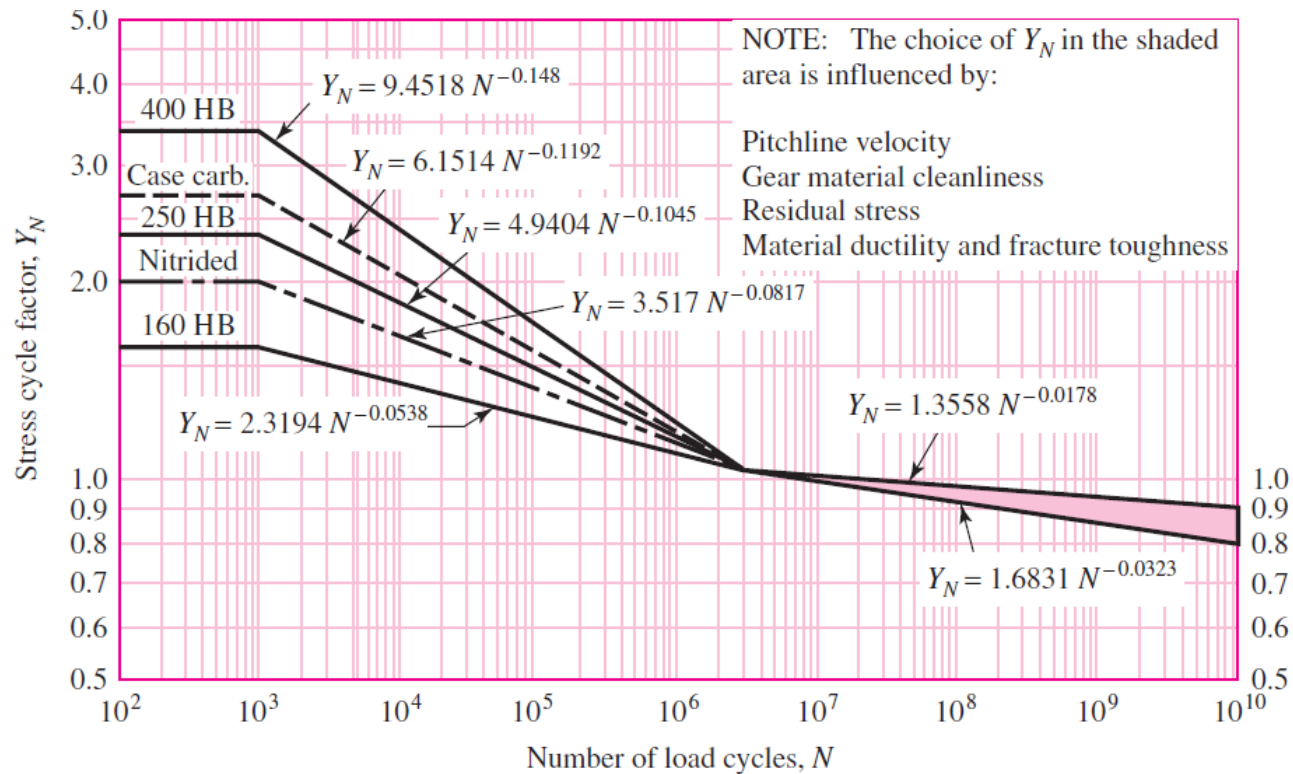
Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato

Fator de tensão cíclica – Y_N e Z_N

- ▶ Fator de tensão cíclica para flexão - Y_N





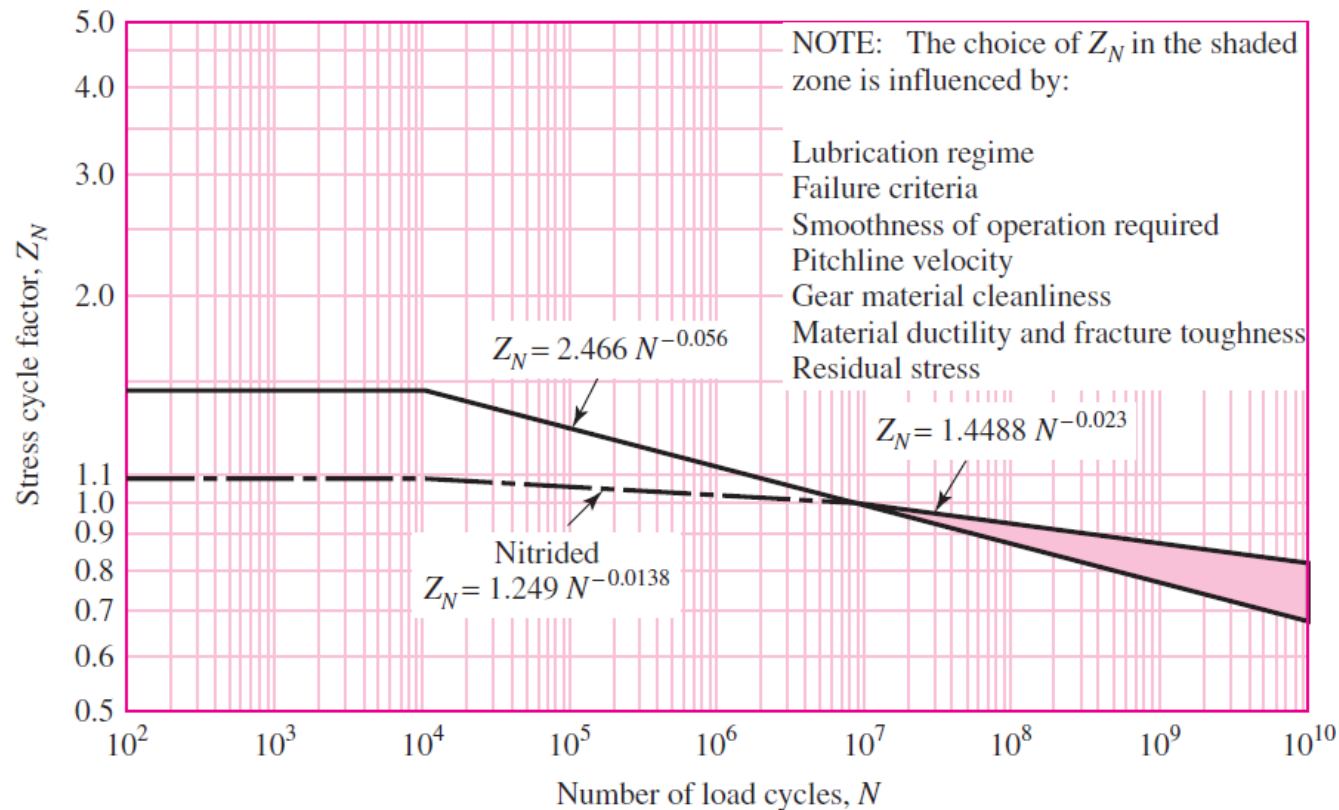
Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato

Fator de tensão cíclica – Y_N e Z_N

- ▶ Fator de tensão cíclica para tensão - Z_N





Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato

Fator de confiabilidade – K_R ou Y_Z

- ▶ Fator de confiabilidade contabiliza o efeito da probabilidade estatística de falha do material na fadiga
- ▶ As tensões **S_t** e **S_c** estão baseadas em uma confiabilidade de 99%
- ▶ Fator de confiabilidade – K_R ou Y_Z

Reliability	K_R (Y_Z)
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato

Fator de temperatura – K_T ou Y_θ

- ▶ Para óleo ou temperatura de contato de até 120°C ,
 - ▶ $K_T = Y_\theta = 1$.
- ▶ Para temperaturas superiores $K_T = Y_\theta \gg 1$ e deve-se providenciar alguma solução que permita troca de calor.



Equação AGMA

Exercício

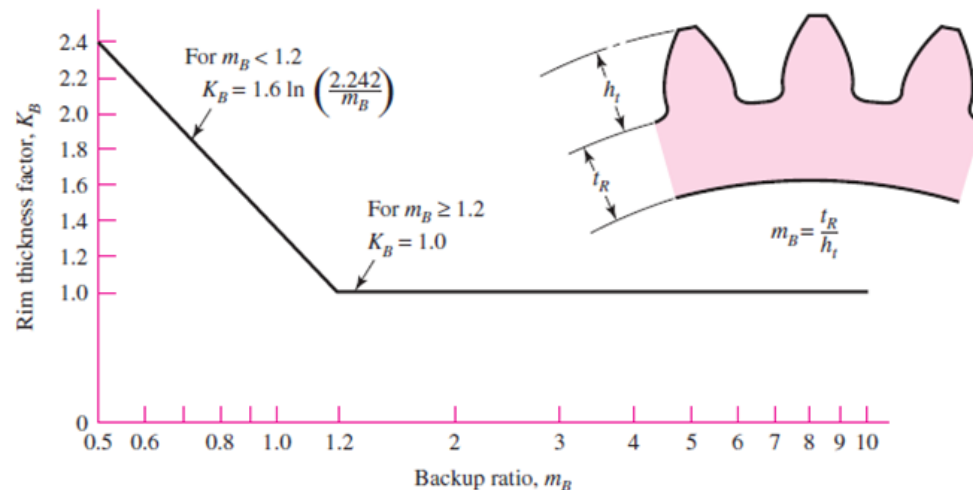
- ▶ falha por fadiga de contato

Fator de espessura da curvatura – K_B

- ▶ O Fator de espessura da curvatura – K_B , ajusta as estimativas da tensão de dobramento (flexão) para engrenagens de espessuras curvatura fina.
- ▶ O fator K_B depende do fator m_B :

- ▶
$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

$$K_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.242}{m_B} & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases}$$

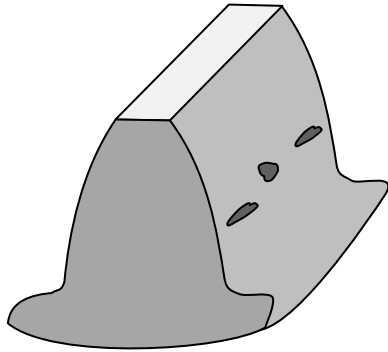




Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato



$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_I} \right)}$$

→ Fator de resistência ao *pitting*

$$Z_I = I = \begin{cases} \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} & \text{external gears} \\ \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G - 1} & \text{internal gears} \end{cases}$$

$$m_N = 1$$

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{d_G}{d_P}$$

Diâmetro *pitch* da engrenagem

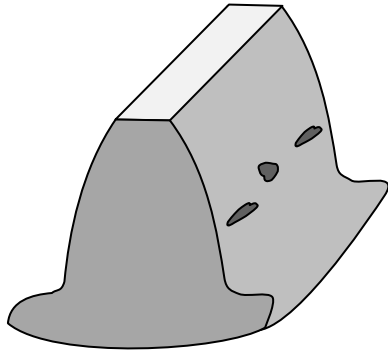
Diâmetro *pitch* do pinhão



Equação AGMA

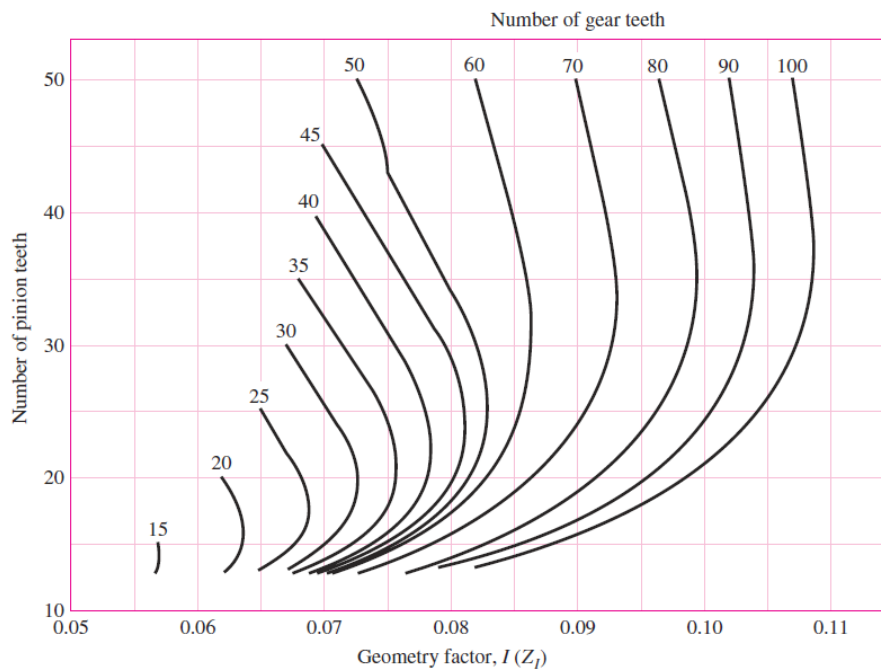
Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato



$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_I} \right)}$$

→ Fator de resistência ao *pitting*

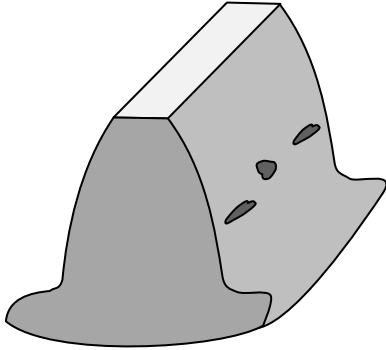




Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato



$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_I} \right)}$$

Fator de superfície

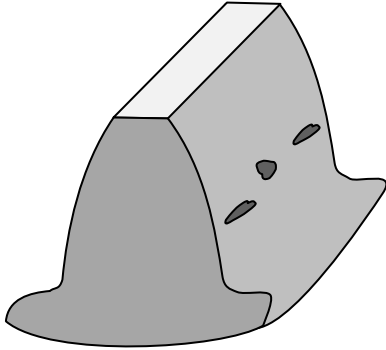
$Z_r = 1$ por recomendação da norma AGMA



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato



$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_I} \right)}$$

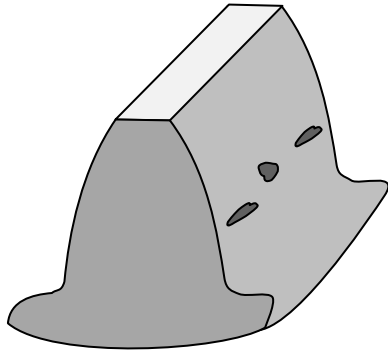
$$W_t = 33.000 \frac{H}{V}$$

Carregamento tangencial



Equação AGMA

Exercício



- ▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_I} \right)}$$

- ▶ Critério de falha por flexão

$$\sigma < \sigma_{c_{total}}$$

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

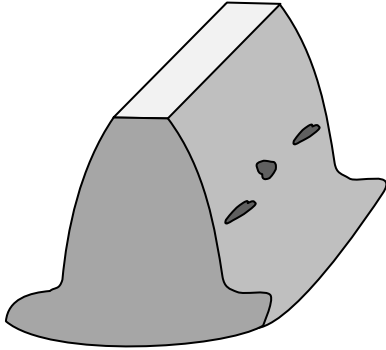
$$S_H = \frac{S_c Z_n \left(\frac{C_H}{(K_T K_R)} \right)}{\sigma_c}$$



Equação AGMA

Exercício

- ▶ falha por fadiga de contato



$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_C}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

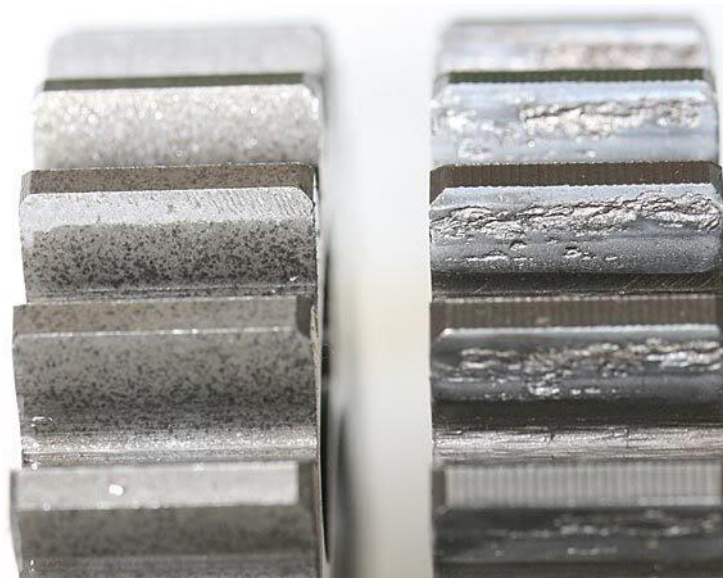
- Fator de confiabilidade
- Fator de relação de durezas
- Fator de resistência a fadiga por pitting
- Fator de temperatura
- Fator de segurança para pitting
- Fator de superfície de Buckingham



Equação AGMA

Considerações sobre a durabilidade da superfície

- ▶ falha por fadiga de contato
- ▶ Um dos modos de falha de engrenagens está relacionado a fadiga superficial dos dentes, pitting.
- ▶ Este é formado pela ação cíclica das tensões de





Equação AGMA

Considerações sobre a durabilidade da superfície

- ▶ falha por fadiga de contato

Durabilidade da superfície

- ▶ Empregando a teoria de contato de Hertz para dois cilindros

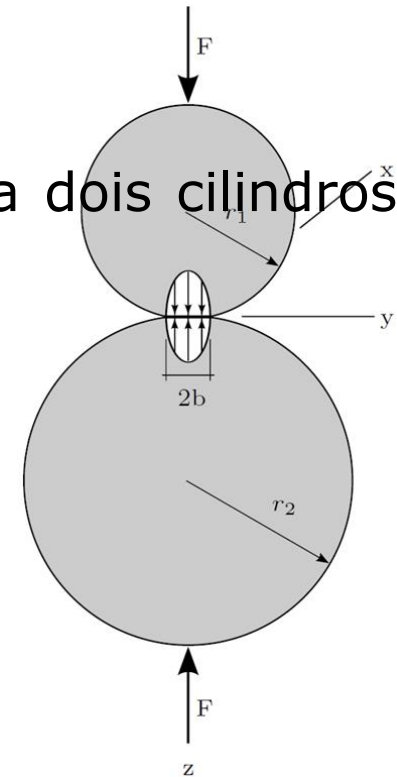
temos:

$$p_{max} = \frac{2F}{\pi b l}$$

- ▶ Onde:

- p_{max} = maior pressão de contato
- F = força aplicada nos cilindros
- l = comprimento dos cilindros

- $$b = \left\{ \frac{2F}{\pi l} \frac{[(1 - \nu_1^2) / E_1] + [(1 - \nu_2^2) / E_2]}{(1/d_1) + (1/d_2)} \right\}^{\frac{1}{2}}$$





Equação AGMA

Considerações sobre a durabilidade da superfície

- ▶ falha por fadiga de contato

Durabilidade da superfície

- ▶ Considerando P_{max} como σ_c (tensão compressiva de Hertz),

temos:

$$\sigma_c^2 = \frac{W_t}{\pi F \cos\phi} \frac{(1/r_1) + (1/r_2)}{[(1 - \nu_1^2) / E_1] + [(1 - \nu_2^2) / E_2]}$$

- ▶ Onde:

- r_1, r_2 = são os raios das engrenagens no ponto de contato
- ν = coeficiente de Poisson
- ϕ o ângulo de pressão



Considerações sobre a durabilidade da superfície

$$\sigma_c^2 = \frac{W_t}{\pi F \cos\phi} \frac{(1/r_1) + (1/r_2)}{[(1 - \nu_1^2)/E_1] + [(1 - \nu_2^2)/E_2]}$$

- ▶ Esta equação pode ser resolvida para todos os pontos de contato durante o engrenamento
- ▶ Apesar do contato apresentar rolamento e escorregamento, será considerado que este será somente de rolamento

$$r_1 = \frac{d_p \sin\phi}{2}$$

$$r_2 = \frac{d_G \sin\phi}{2}$$

▶ Onde:

- d_p = diâmetro pitch do pinhão
- d_G = diâmetro pitch da engrenagem



Considerações sobre a durabilidade da superfície

Durabilidade da superfície

▶ A equação
$$\sigma_c^2 = \frac{W_t}{\pi F \cos \phi} \frac{(1/r_1) + (1/r_2)}{[(1 - \nu_1^2) / E_1] + [(1 - \nu_2^2) / E_2]}$$

▶ apresenta quatro termos elásticos, dois para a engrenagem e dois para o pinhão

▶ O que permite a AGMA definir um coeficiente elástico C_p

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_P^2}{E_P} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{1/2}$$

▶ Substituindo temos:

$$\sigma_c = -C_p \left[\frac{K_v W_t}{F \cos \phi} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right]^{1/2}$$



FIM DA AULA