5 teorías de rotura

1- Máxima tensión corte (GUEST):

$$\frac{\sigma_T}{C_s} = \sigma_{adm} \geq \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\ \tau_{xy}^2}$$

2- Máxima tensión normal:

$$\frac{\sigma_{RT}}{C_s} = \sigma_{adm} \geq \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\ \tau_{xy}^2}$$

3- Deformaciones principales:

$$\frac{\sigma_{RT}}{C_s}; \frac{\sigma_{RC}}{C_s} = \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} \geq (\sigma_x - \sigma_y)\left(\frac{1-\mu}{2}\right) \pm \frac{1+\mu}{2}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\ \tau_{xy}^2}$$

4- Energía deformación

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{Cs} \geq \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - 2\mu\sigma_x\sigma_y + 2(1+\mu)\tau_{xy}^2}$$

5- Energía distorión:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{Cs} \geq \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

(1,4,5 → material dúctil) (2,3 → material frágil)

NOMENCLATURA

σ_T	tensión tracción
σ_C	tensión compresión
σ_f	tensión fluencia
σ_{adm}	tensión admisible
Cs	Coeficiente de seguridad

Deformaciones

$$e = \frac{l - l_0}{l_0}$$

- e = alargamiento especifico.
- l = longitud "final"
- l_0 = longitud inicial

$$\sigma = E\ e$$

Para deformaciones producidas por torsión

$$\tau_{xy} = G\ \gamma \qquad G = \frac{E}{2(1+\mu)}$$

- τ = tensión tangencial
- γ = angulo distorsión
- l_0 = longitud inicial

Cargas dinámicas

Solicitud dinámica axial

$$\delta = \delta_{est}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g\ \delta_{est}}}\right)$$

- δ_{est} alargamiento estático
- v velocidad
- g gravedad

$$\sigma_{din} = \sigma_{est}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{2\ h}{\delta_{est}}}\right)$$

- $\sigma_{est/din}$ tensión estatica/dinamica
- h altura

Tensiones variables

Consideraciónes/Recordatorios

Esto aplica para cilindros

$$\tau_{max} = \frac{MT}{Wp} = \frac{MT\ 16}{\pi\ D^3}$$

$$\sigma_{max} = \frac{MF}{Wr} = \frac{MF\ 32}{\pi D^3}$$

$\tau_f = 0{,}6\ \sigma_f$ y tambien $\tau_R = 0{,}6\ \sigma_R$

$\sigma_{\mathbf{wb}}$ para distintos materiales

Aceros	$0.4\ /\ 0.5\ \sigma_R \leq 140 Kg/mm^2$
	$70\ kg/mm^2$ si $\sigma_R \geq 140 Kg/mm^2$
Fundición	$0.4\ \sigma_R$
Al y Mg	$0.3\ /0.4\sigma_R$

Tension media $\sigma_m = \dfrac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$ tension alternada $\sigma_a = \dfrac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a$$

Criterio Soderberg $Cs = \dfrac{\sigma_f}{\sigma_m + \sigma_a * K_f * \dfrac{\sigma_f}{\sigma_w^*}}$

$$Cs = \frac{\tau_f}{\tau_m + \tau_a * K_f * \frac{\tau_f}{\tau_w^*}}$$

Factores de concentración

$K_t = \dfrac{\sigma_{máx}}{\sigma_{nominal}}$, sale de ábaco.

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

- q Indice de entalladura → Syrson
- K_t factor geométrico
- K_f factor geométrico,tamaño absoluto.

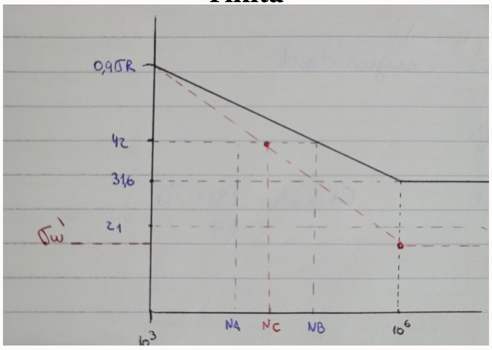
Coef. seguridad

Cond. Estática	Cond. Fatíga
$Cs = \dfrac{\sigma_f}{\sigma_{máx}} = \dfrac{\sigma_f}{\sigma_m + \sigma_a}$	$Cs = \dfrac{\sigma_w^*}{\sigma_a * K_f}$

K_f solo si hay concentración

VIDA

Finita



Condicionando cantidad de RPMs/ciclos

$$m = \frac{1}{3} log_{10}\left(\frac{0{,}9\sigma_R}{\sigma_w}\right) \quad b = log_{10}\left(\frac{0{,}9\sigma_R^2}{\sigma_w}\right)$$

$$\sigma_{wN} = \left[\frac{10^b}{N_{(RPM)}^m}\right] \quad N_{(RPM)} = \sqrt[m]{\frac{10^b}{\sigma_{wN}}}$$

$$CL = \frac{\sigma_{wN}}{\sigma_w}$$

Vida restante en caso de sobrecarga

$$m = \frac{1}{3} log_{10}\left(\frac{0{,}9\sigma_R}{\sigma_w^*}\right) \quad b = log_{10}\left(\frac{0{,}9\sigma_R^2}{\sigma_w^*}\right)$$

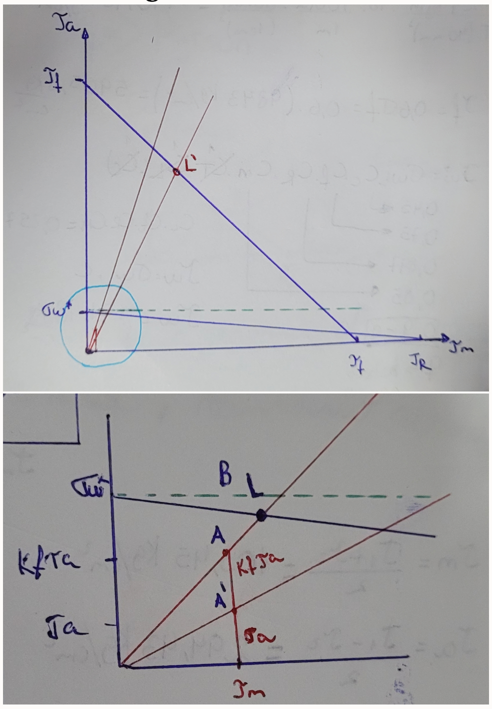
$$Nb_{(RPM)} = \left[\frac{10^b}{\sigma_N}\right]^{\frac{1}{m}} \quad Nc = Nb - Na$$

la nueva tension: $\sigma_w^{'} = \left[\dfrac{10^{b^{'}}}{N_{(RPM)}^{m^{'}}}\right]$

$$m^{'} = \frac{log_{10}(0{,}9\sigma_R) - log_{10}(\sigma_N)}{log_{10}Nc - log_{10}10^3}$$

$$b^{'} = log_{10}(0{,}9\sigma_R) + m^{'} \ (log_{10}10^3)$$

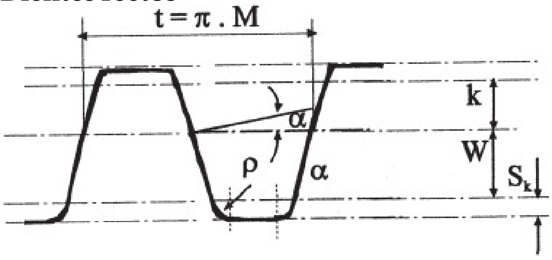
Diagrama de Goodman



Soderberg	Cs	$\frac{OL}{OA}$
Elastico	Cs	$\frac{OL'}{OA'}$
Fatiga	Cs	$\frac{O'B}{O'A}$

ENGRANAJES

Dientes rectos



Altura diente	$k + W$
	$\rightarrow\ De = Di + 2h = Dp + 2k$
Altura de cabeza (k)	$k = M$ o $K = 0{,}8M$
Raíz (w)	$w = 1{,}166M$
Juego de cabeza	$S_k = W - k$
Relación de transmisión	$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{Dp_1}{Dp_2}$
Paso del dentado	$z\ t = \pi\ Dp \rightarrow Dp = \frac{t}{\pi\ z} = \frac{M}{\pi}$

Módulo del dentado:

Métrico / alemán	$M(mm) = \frac{t(mm)}{\pi} = \frac{Dp(mm)}{z}$
Diamteral pitch	$P"(\frac{1}{pulg}) = \frac{\pi}{t(")} = \frac{z}{Dp(")}$

Para el dimensionamiento (piñon):

•Entre centro:$= \frac{dp_1+dp_2}{2} = \frac{Mz_1+Mz_2}{2} = \frac{M}{2}(z_1+z_2)$

•No exceder la relación $\frac{b}{M}$ y $\frac{b}{D_p}$ de los siguientes valores:

$\frac{b}{M}$	=6	p. dientes de Fundición bruto
	=10	p. apoyos ordinarios
	=15-28	p. buenos apoyos apoyos en cajas de engranajes
$\frac{b}{D_p}$	=0.5-2.5	

•desgaste- Buckingham: $P_t \leq F_w$

(Carga transmitida P_t, la fuerza)

$$\begin{cases} F_w = Dp\ b\ \lambda\ C_z\ \dfrac{C_L c_\psi C_v}{C_s} \\ P_t = 71620 \dfrac{N}{n\ \frac{Dp_1}{2}} \left[\dfrac{cv}{\frac{v}{min}\ cm}\right]\ [kg] \\ \mu = \frac{b}{D_p} \end{cases}$$

queda:$D_p = \sqrt[3]{\dfrac{71620 \times 2 \times N\ C_s}{n_1\ \mu\ \lambda\ C_z\ C_L\ C_\psi\ C_v}}$

•resistencia, M necesario, Lewis $P_t \leq F_b$

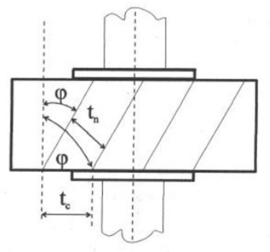
$$\begin{cases} F_b = b\ Y\ M\ \sigma_{Wadm}\ \dfrac{K_1}{K_f\ K_s}\ C_v \\ P_t = 71620 \dfrac{N}{n\ \frac{Dp_1}{2}} \left[\dfrac{cv}{\frac{v}{min}\ cm}\right]\ [kg] \\ \mu = \frac{b}{D_p} \end{cases}$$

queda: $M = \dfrac{71620 \times 2 \times N\ K_f\ K_s}{n_1\ Y\ \mu\ C_v\ \sigma_{Wadm}\ K_1\ D_{p1}^2}$

Dientes helicoidales ($\psi = \phi$)

t_c paso circunferencial

t_n paso normal



$$\begin{cases} M_c = \dfrac{t_c}{\pi} \\ t_n \approx t_c Cos(\phi) \end{cases}$$

$$M_n = \frac{t_n}{\pi} = M_c Cos(\phi)$$

$$D_p = M_c z = \frac{M_n}{Cos(\psi)} z$$

$$D_{ext} = D_p + 2M_n = \frac{M_n}{Cos(\psi)} z + 2M_n$$

$$M_n = \frac{D_{ext}}{\frac{z}{Cos(\psi)} + 2}$$

Para el dimensionamiento (piñon):

•Entre centro:

$$ec = \frac{dp_1 + dp_2}{2} = \frac{M_c z_1 + M z_2}{2}$$

$$ec = \frac{M_n}{2Cos\psi}(z_1 + z_2)$$

•Mantener contacto sobre totalidad del flanco:

$$b_{min} = \frac{t_c}{tan(\psi)}$$

Consideraciones varias:

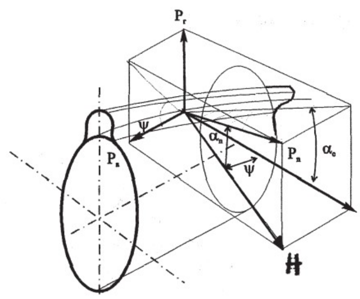
$\lambda = \frac{b}{M} = 12 - 20 \qquad \mu = \frac{b}{D_p} = 2 - 4$

•Resistencia, M necesario, Lewis $P_t \leq F_b$, se utilizan valores "normales" Y_n correspondiente a $Z_{eq} = \frac{Z}{Cos^3(\psi)}$

•Desgaste- Buckingham: $P_t \leq F_w$, con $C_\psi = \frac{1}{Cos^2(\psi)}$

•Podemos plantear por Efectos dinámicos - Buckingham: aplicamos Lewisy Buckingham sin C_v, pero comparamos esos esfuerzos con P_d, $P_d = F_t + \Delta_p$

Descomposición de fuerzas



$$P_t = 71620 \frac{N}{n \frac{D_p}{2}}$$

$$P_r = P_t\ tan(\alpha_c)$$

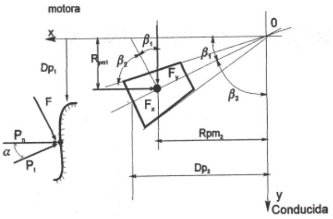
$$P_a = P_t\ tan(\psi)$$

Ejes concurrentes

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{sen(\beta_1)}{sen(\beta_2)}$$

$$\phi = \beta_1 + \beta_2$$

Descomposición de fuerzas



$$P_t = 71620 \frac{N}{n \frac{D_p}{2}}$$

$$F = P_t \ tan(\alpha)$$

$$F_x = F \ cos(\beta_2)$$

$$F_y = F \ cos(\beta_1)$$

Ejes alabeados

t_c	paso circunferencial
t_n	paso normal
m	número filetes del piñon
i	Relacion transmición

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{R_1 \ cos(\psi_1)}{R_2 \ cos(\psi_2)} = \frac{m}{z_2}$$

$$t_n = \frac{2\pi R_1 cos(\psi_1)}{Z_1}$$

En la elección de los ángulos se plantea:

$$\begin{cases} \phi = \psi_1 + \psi_2 \\ i = \dfrac{R_1 \ cos(\psi_1)}{R_2 \ cos(\psi_2)} = \dfrac{m}{z_2} \end{cases}$$