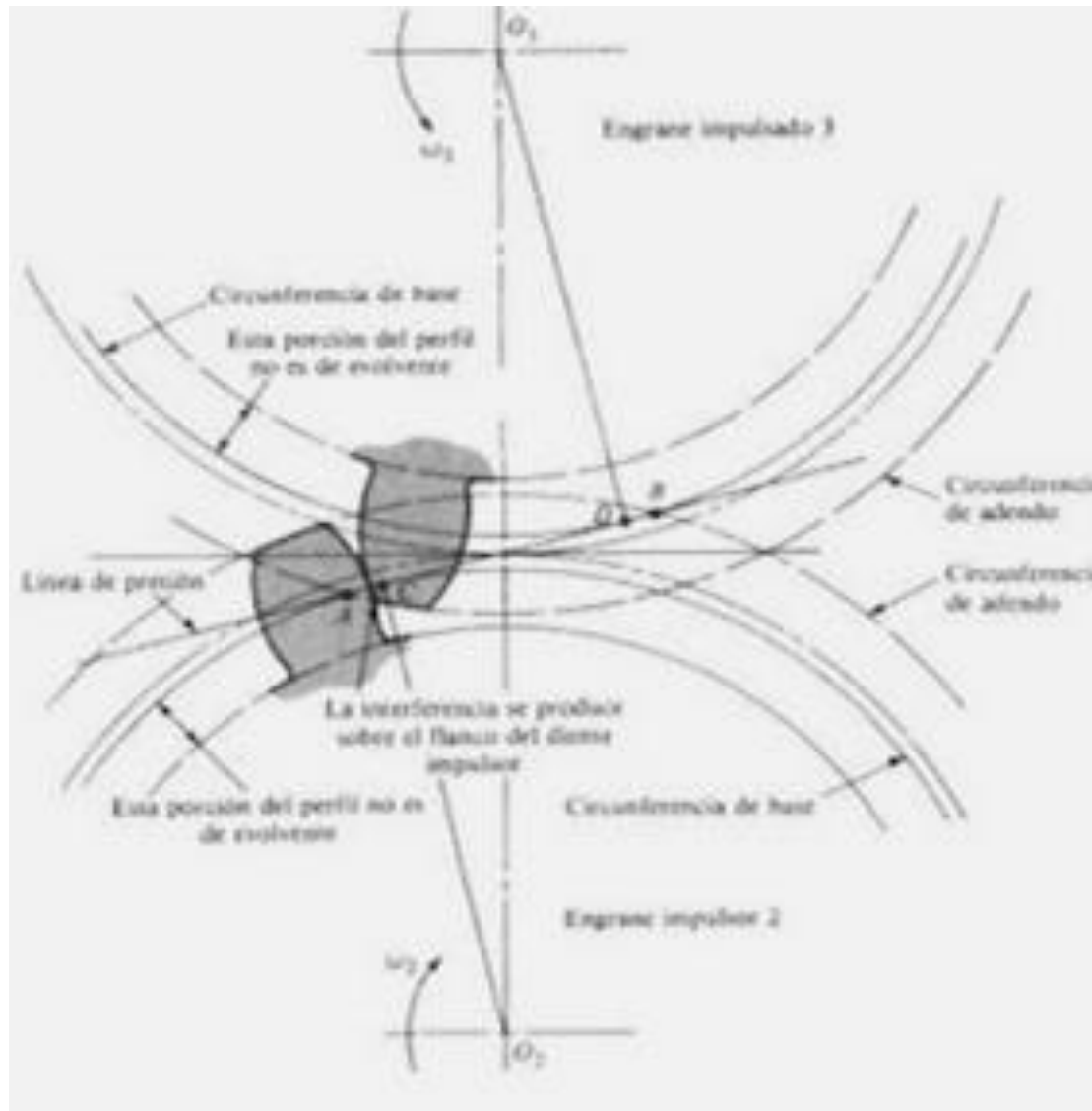


CONCEPTOS INVOLUCRADOS EN EL CALCULO RESISTENCIAL DE DENTADOS



CONCEPTOS EN EL CALCULO RESISTENCIAL DE DENTADOS

1 - CALCULO ESTATICO A LA FLEXION

FORMULA DE LEWIS – año 1892

Análisis de Viga empotrada con carga en extremo libre.

Condiciones mas seguras

- Diente único resistiendo →
- Fuerza en extremo B de la parábola $\sigma_{max} = cte (*)$
- Desprecia efecto de $Q = Ft$ en la base

Efecto de Fr ?

$$M_f = Ft \cdot h = \sigma \cdot W = \sigma \cdot b \cdot t^2 / 6$$

$$Ft = \sigma \cdot b \cdot t^2 / (6 \cdot h)$$

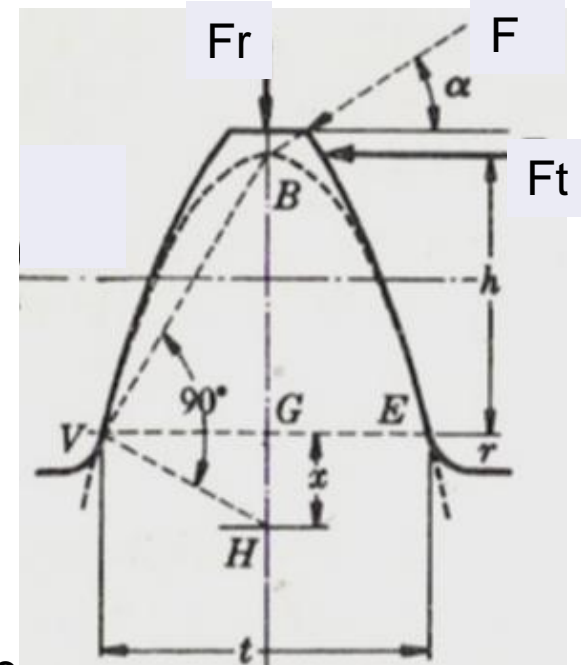
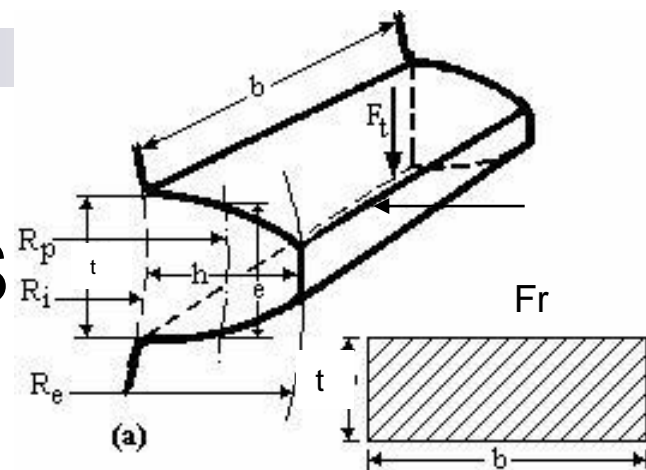
Para $\sigma = Sy \rightarrow$

$$Fs = (Sy \cdot b / (6 \cdot h)) \cdot t^2 \rightarrow$$

$$(*) t = (6 \cdot Fs / b \cdot Sy)^{1/2} \cdot h^{1/2} = k \cdot h^{1/2}$$

$Fs \rightarrow$ Máxima fuerza que puede transmitir el diente elásticamente por flexión estática.

$$\sigma = Ft \cdot 6 \cdot h / b \cdot t^2$$



Dependiendo del valor de α y del perfil cambia el valor de h

Comparando GVB con GHV y multiplicando y dividiendo por $M = \text{modulo}$

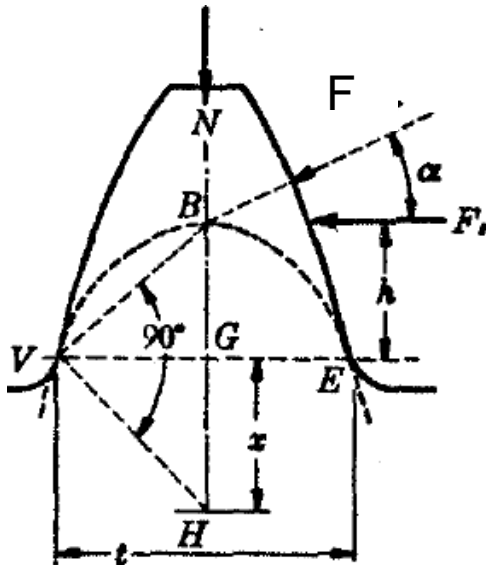
$$F_t = \sigma \cdot b \cdot t^2 / (6 \cdot h) = \sigma \cdot b \cdot M^3 [2 \cdot x / (3 \cdot M)] = \sigma \cdot b \cdot M^2 \cdot y \quad (1)$$

$$F_s = S_y \cdot b \cdot M^3 [2 \cdot x / (3 \cdot M)] = \underline{S_y \cdot b \cdot M^2 \cdot y = F_s} \rightarrow y: \text{Factor de forma} = [2 \cdot x / (3 \cdot M)]$$

o bien de (1) $\sigma = F_t / (b \cdot M^2 \cdot y)$

Cambia el perfil con el N° de dientes

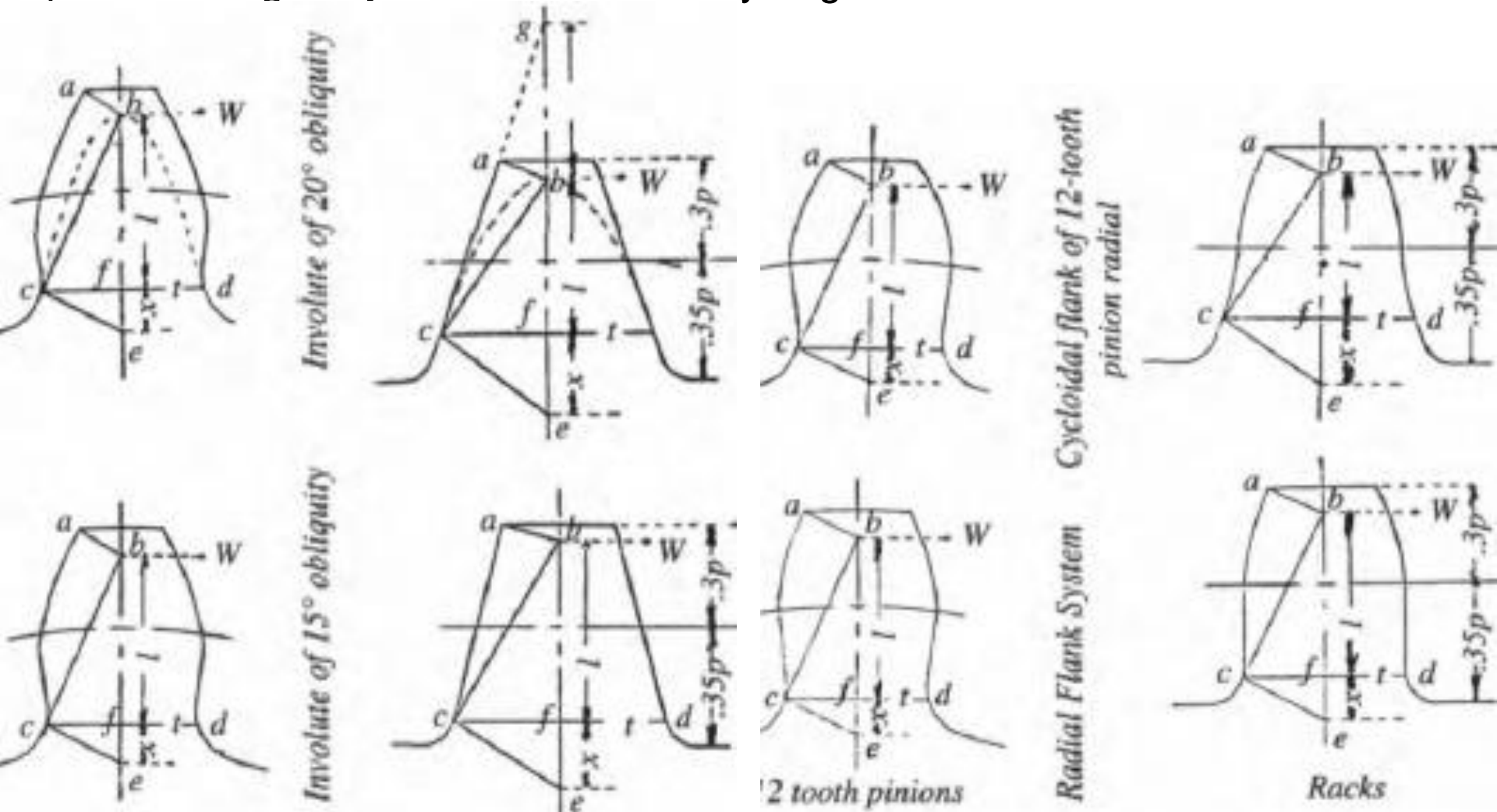
→ cambia y



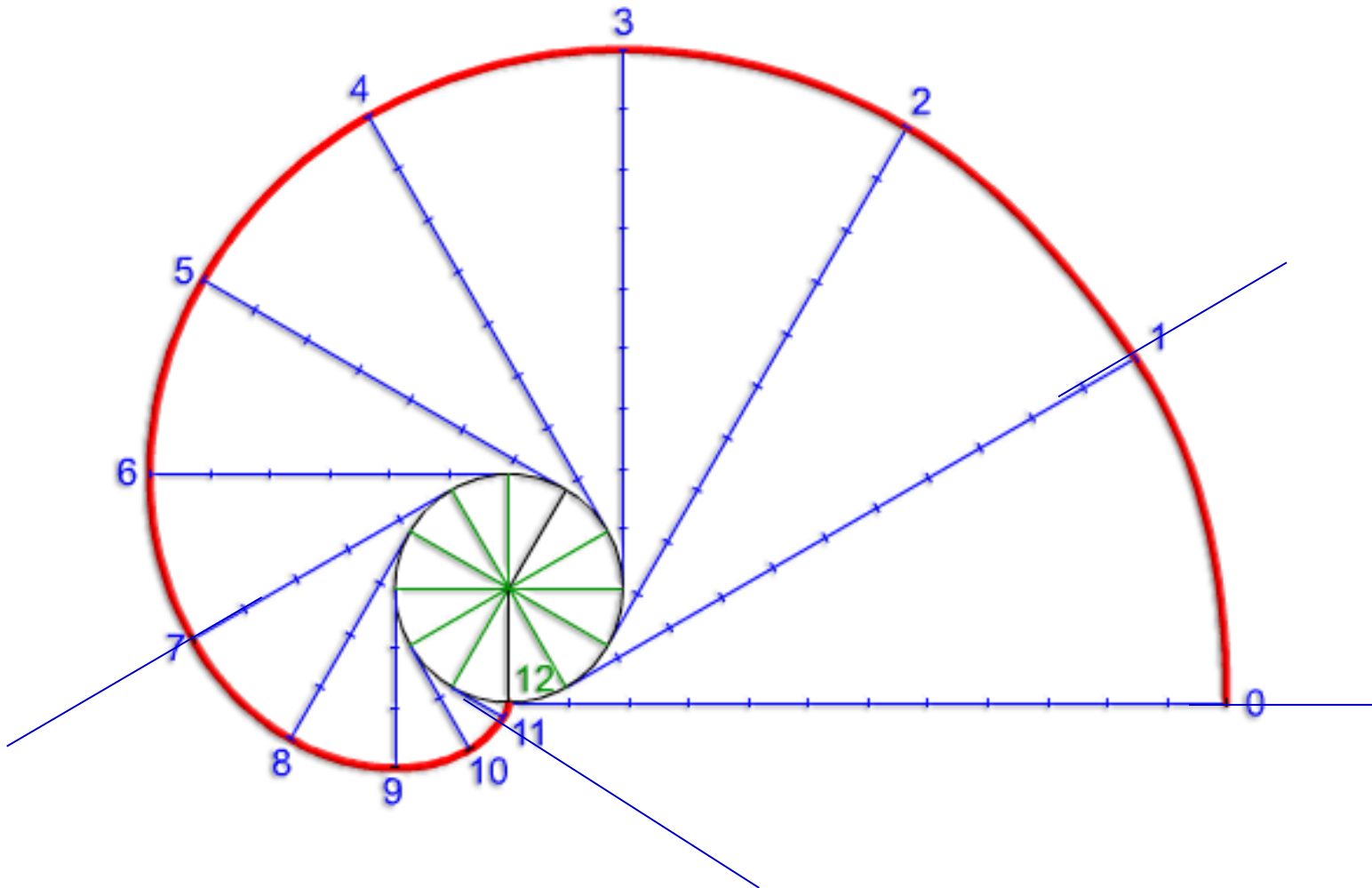
y para $\alpha = 20^\circ$

NÚMERO DE DIENTES	y	NÚMERO DE DIENTES	y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

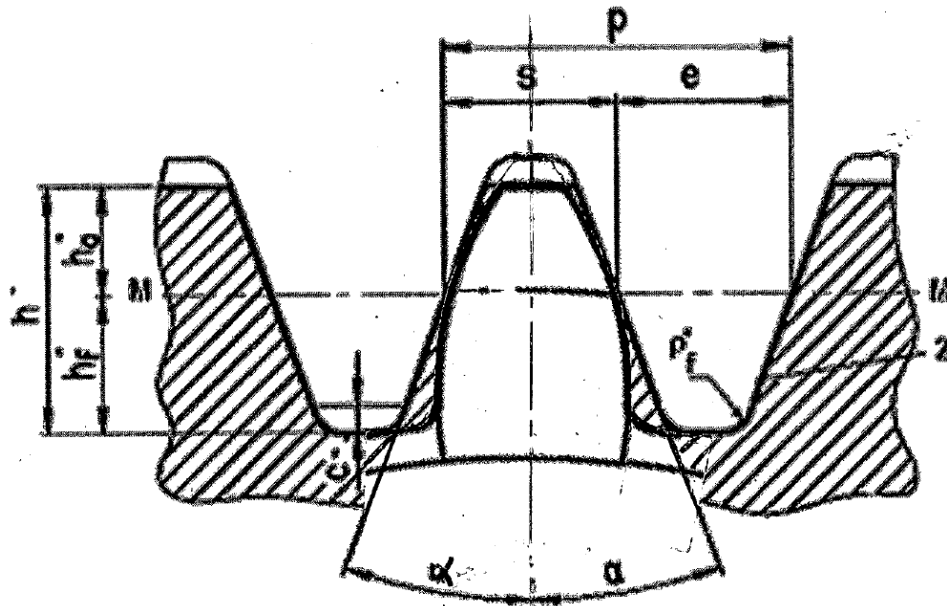
En cualquiera de los perfiles típicos el ancho cd (sección crítica) es mayor en la cremallera de N° de dientes ∞ y ángulo de contacto (acceso + receso) = 0 que en el engranaje de $N^\circ 12$ dientes y ángulo de contacto = 30°



- A igual modulo:** a) la longitud del perfil de contacto útil de dos flancos en contacto debe ser la misma para cualquier N° de dientes.
b) a menor N° de dientes cada paso (1 diente+1 valle) corresponde a un ángulo de contacto mayor \rightarrow mayor curvatura \rightarrow menor sección mínima



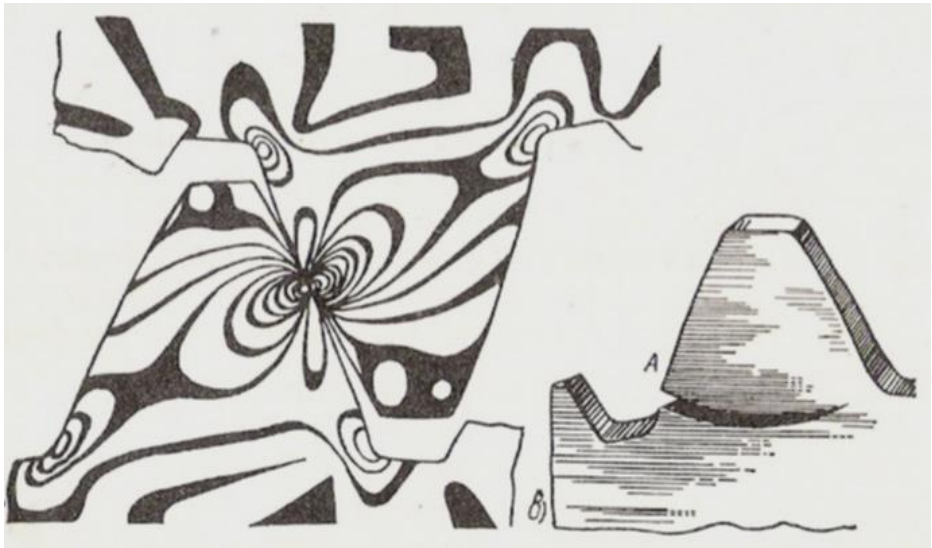
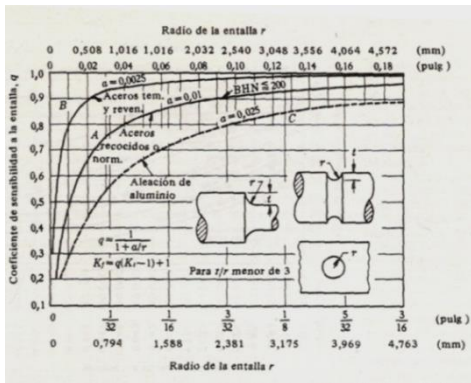
Variación de forma con el N^o de dientes – Coeficiente de forma y



2 - EFECTO DE CONCENTRACION DE TENSIONES EN RAIZ – FATIGA

$$K_t = 0,18 + (t/r)^{0,2} + (t/h)^{0,4} =$$

Para $\alpha = 20^\circ$ (h=altura diente, t=espesor, r=radio acuerdo)



1,2 < Kf < 1,8 en la base del diente

Goodman para esfuerzo alternante

$$K_f * \sigma_{alt} / S_e = 1/N \text{ aplicando } \sigma_{alt} \text{ de (2)}$$

$$K_f * F_t / (b * M * y * S_e) = 1/N \text{ (3)}$$

cuando N = 1 → Ft = Fs (fuerza máxima)

$$\underline{F_s = S_e * b * M * y / K_f}$$

transponiendo (3) y N=1 $\sigma_e = F_t * K_f / (b * M * y)$



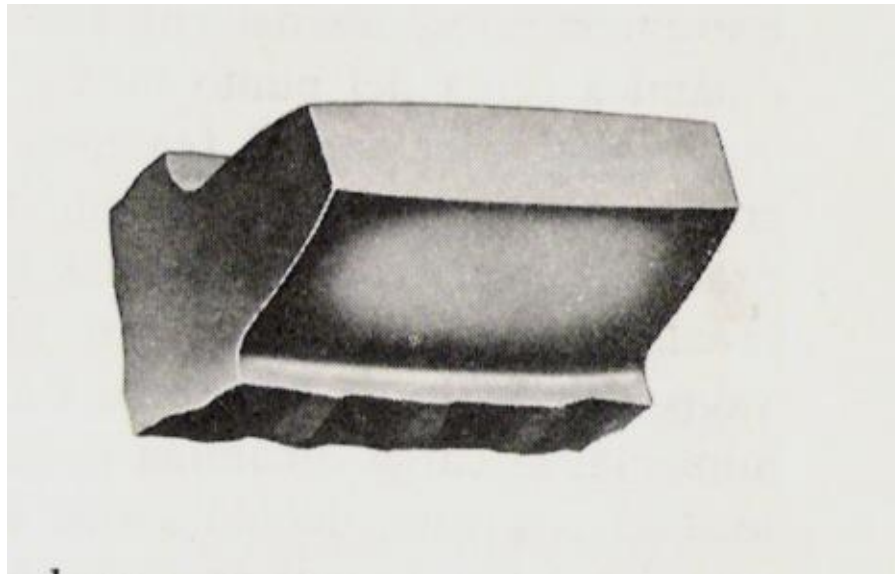
2 complementario - LIMITACIONES POR DESALINEAMIENTO O ALABEO

Resuelto con Recomendaciones de diseño

-- Rango de anchos

$$8*M < b < 12*M$$

-- Bombeo de flancos → del centro hacia los extremos 0,0003 mm/mm de b



-- Otra.....Espesor de llanta ????

3 – CARGAS POR EFECTOS DINAMICOS SOBRE LOS DIENTES

- Comportamiento a baja y alta velocidad ?

Fd (Fuerza equivalente con efecto dinámico)

METODO SIMPLIFICADO A.G.M.A.

$$F_d = [(183 + v_t)/183] * F_t \quad \text{en Kgr para } v_t < 600 \text{ mpm (tallado basto)}$$

$$F_d = [(366 + v_t)/366] * F_t \quad \text{en Kgr para } 600 < v_t < 1200 \text{ mpm (tallado preciso)}$$

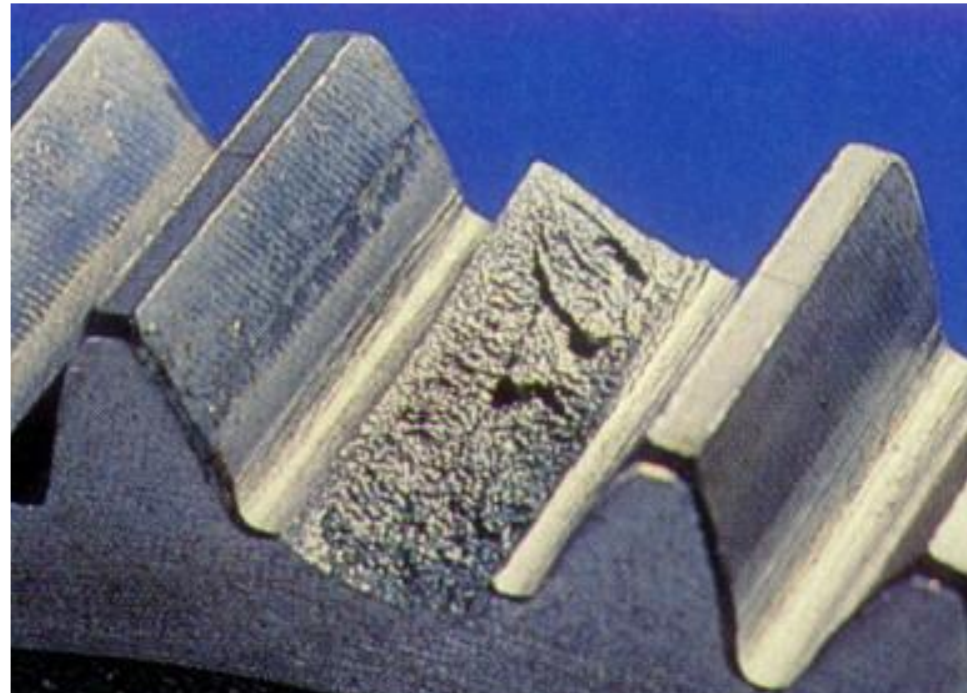
$$F_d = [(43 + v_t^{0,5})/43] * F_t \quad \text{en Kgr para } v_t > 1200 \text{ mpm (rectificado)}$$

(concepto $F_d = k * F_t$
 $k \rightarrow$ experimental)

**Condición estructural
Satisfactoria**

$F_s > F_d$

**Fd en el cálculo A.G.M.A. SOLO
FUNCION DE LA VELOCIDAD**



3 complementario - CARGAS DINAMICAS – METODO BUCKINGHAM

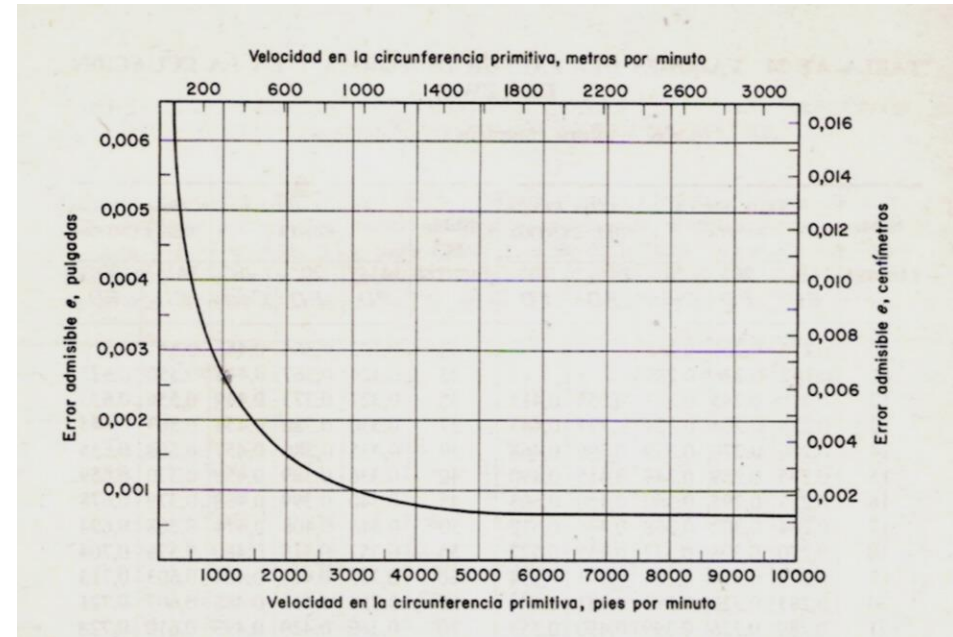
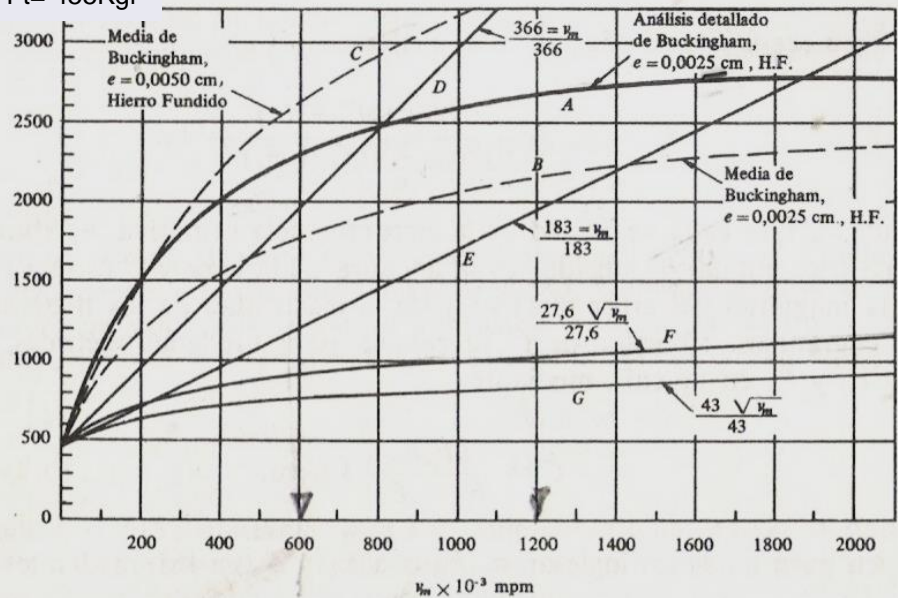
$$F_d = F_t + I = F_t + [0,164 \cdot v_t \cdot (b \cdot C + F_t)] / [0,164 \cdot v_t + 1,484 \cdot (b \cdot C + F_t)^{0,5}]$$

F_d y F_t en Kgr; b en cm; v_t en mpm

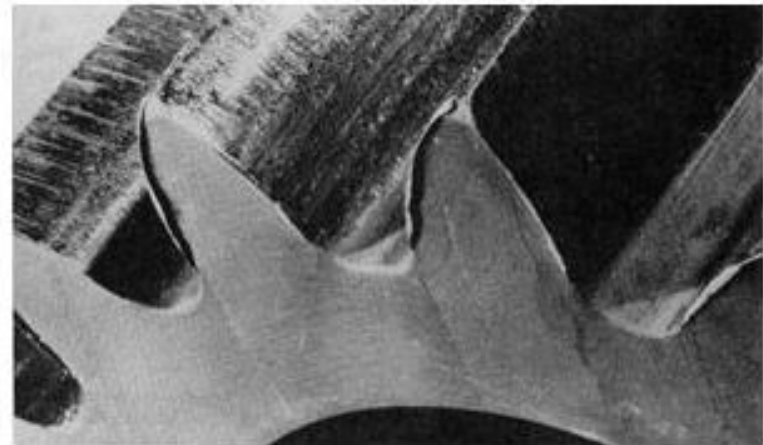
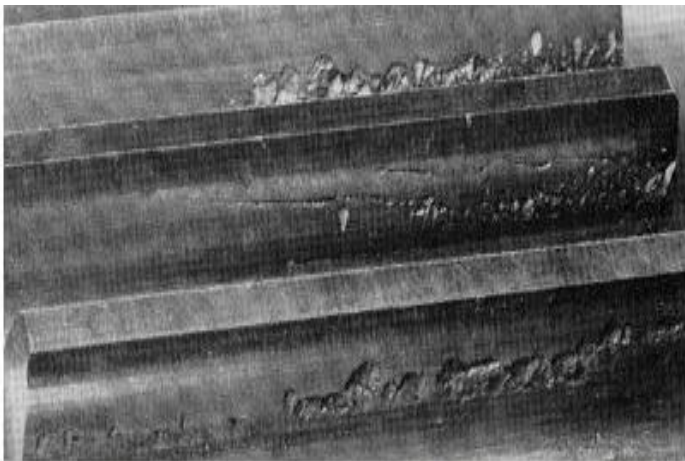
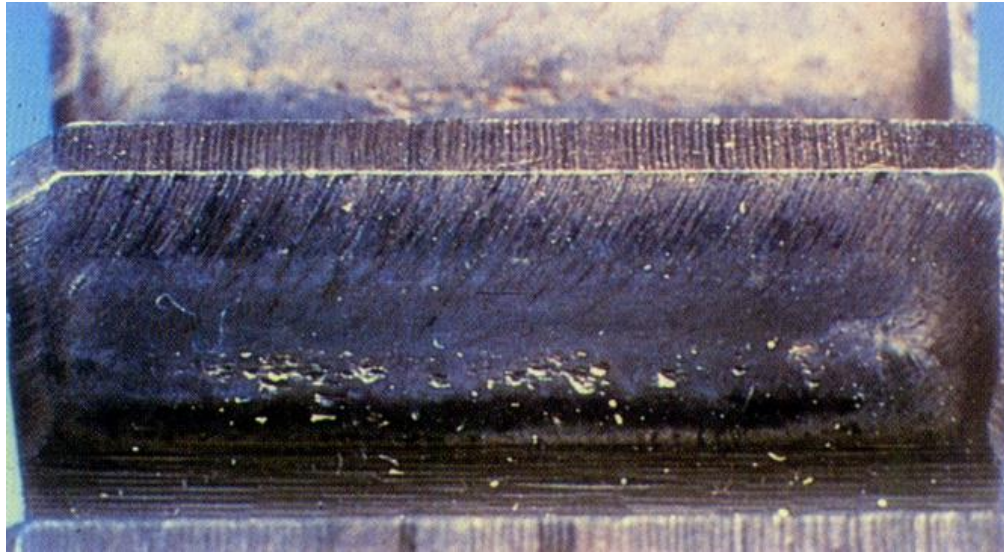
$C = (k \cdot E_p \cdot E_g) / (E_p + E_g)$ E_g y E_p módulos longitudinales de material de piñón y corona

$k = 0,115 \cdot e$ para $\alpha = 20^\circ$; $e =$ error total compuesto de perfil en mm.

F_d/F_t ;
 $F_t = 455 \text{ Kgr}$



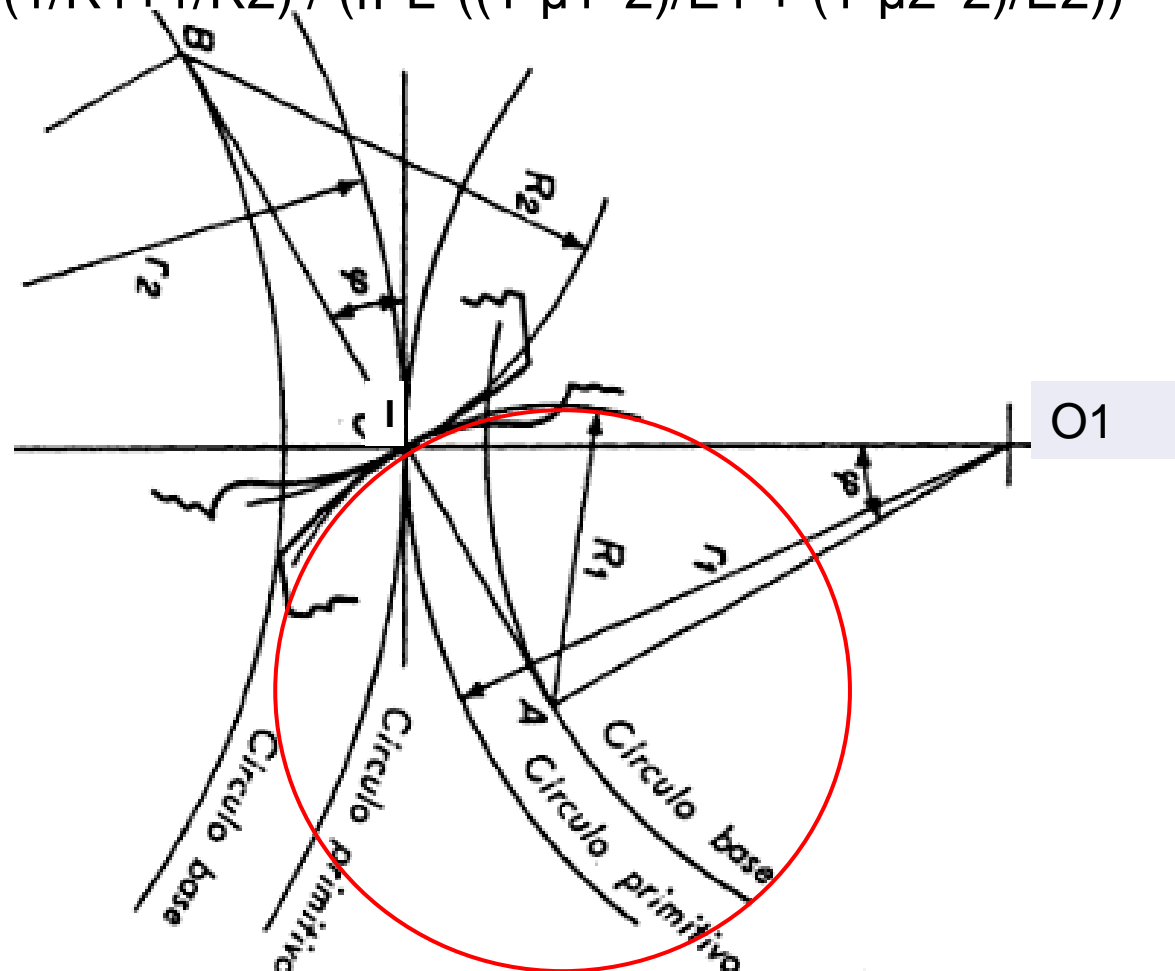
4 – DESGASTE SUPERFICIAL – TENSIONES DE CONTACTO



DESGASTE SUPERFICIAL – TENSIONES DE CONTACTO

Se basa en el análisis de la tensión de contacto de Hertz para dos cilindros de radios R_1 y R_2 (instantáneos de las evolventes) en contacto en el punto o de espesor L

$$\sigma^2 = F \cdot (1/R_1 + 1/R_2) / (\pi \cdot L \cdot ((1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2))$$



4 – DESGASTE SUPERFICIAL – BUCKINGHAM

Aplicación de formula de Hertz para dos cilindros en contacto

La formula Hertz con $\mu_g = \mu_p = 0,3$; $R1 = (Dp/2)*\text{sen } \varphi$ y $R2 = (Dp/2)*\text{sen } \varphi$

$$\sigma^2 = [0,35*Ft*2*(1/Dg+1/Dp)] / [\text{sen}\varphi*b*(1/Ep+1/Eg)] \quad (1)$$

Despejando para $\sigma = \text{límite máximo de tensión a fatiga} = Se$

$$Fw = [b* Se^2 * \text{sen } \varphi *(1/Ep+1/Eg)] / [0,35*2*(1/Dp+1/Dg)]$$

Agrupando

$$Kg = (Se^2 * \text{sen } \varphi / 1,4)*(1/Ep+1/Eg)$$

Definiendo Q por $1/(1/Dp+1/Dg) = Dp*Dg/(Dg+Dp) = Dp*Q/2$

$$\rightarrow Q = 2*Dg/(Dp+Dg) = 2*Ng/(Ng+Np) = 2*m/(m+1)$$

$$Fw = Dp*b*Q*Kg$$

Q puede expresarse en función de la relación de transmisión $m = Ng/Np$

Fw es la mayor fuerza que puede soportar por contacto sin fallar el flanco

Kg depende de los materiales (incluido su tratamiento y del ángulo de presión

Casos de Desgaste

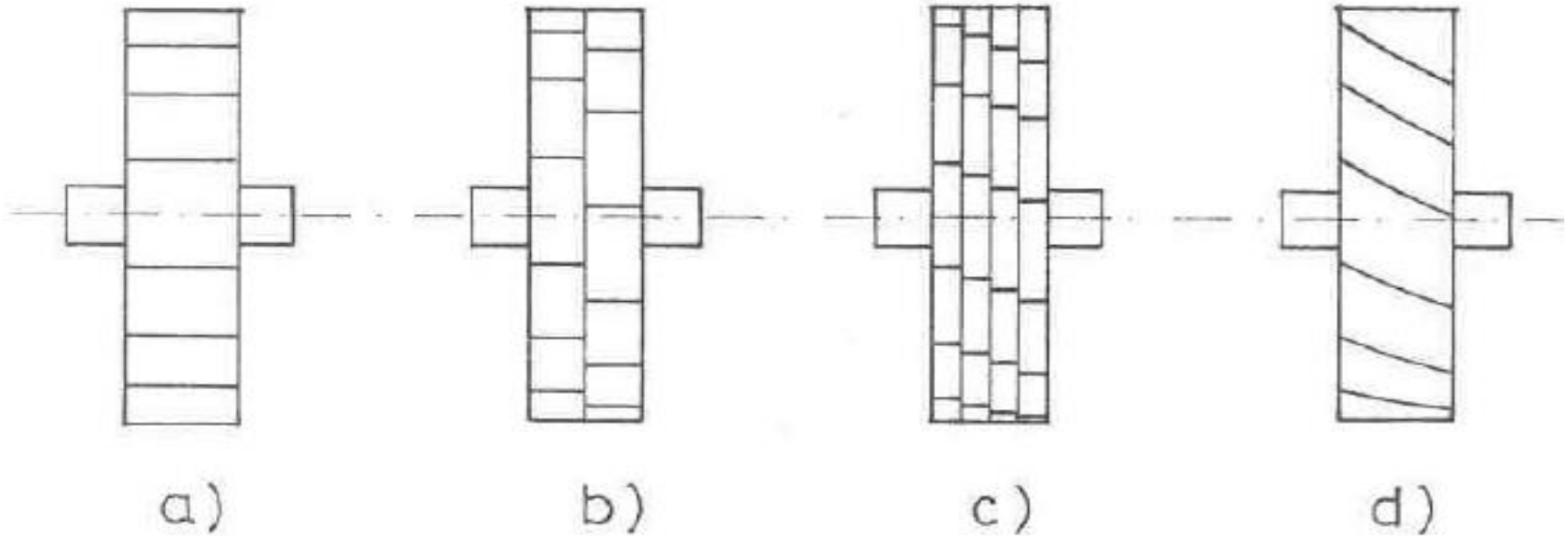
Condición Adicional



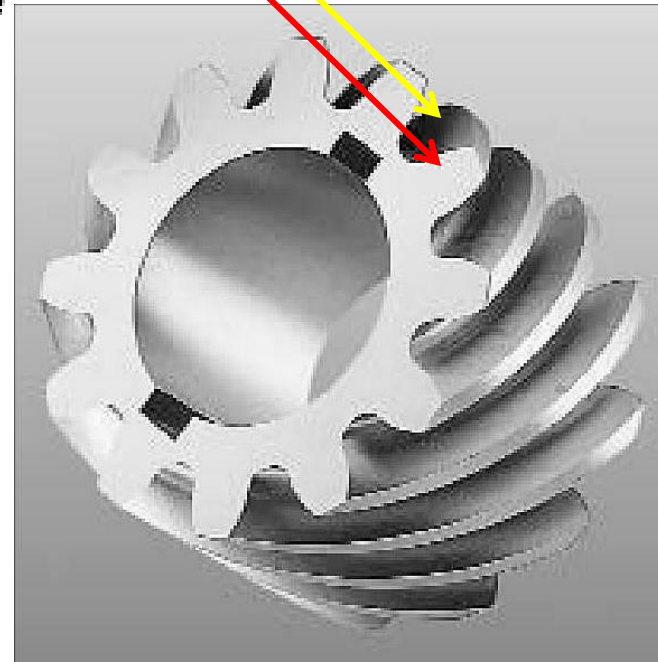
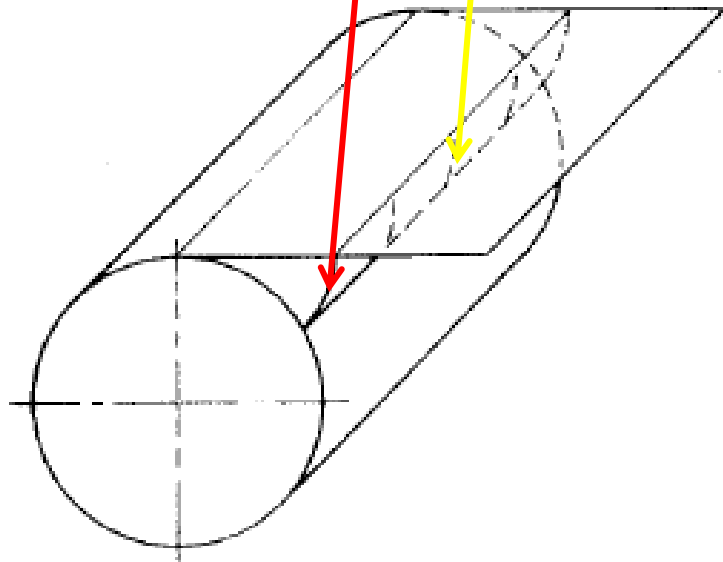
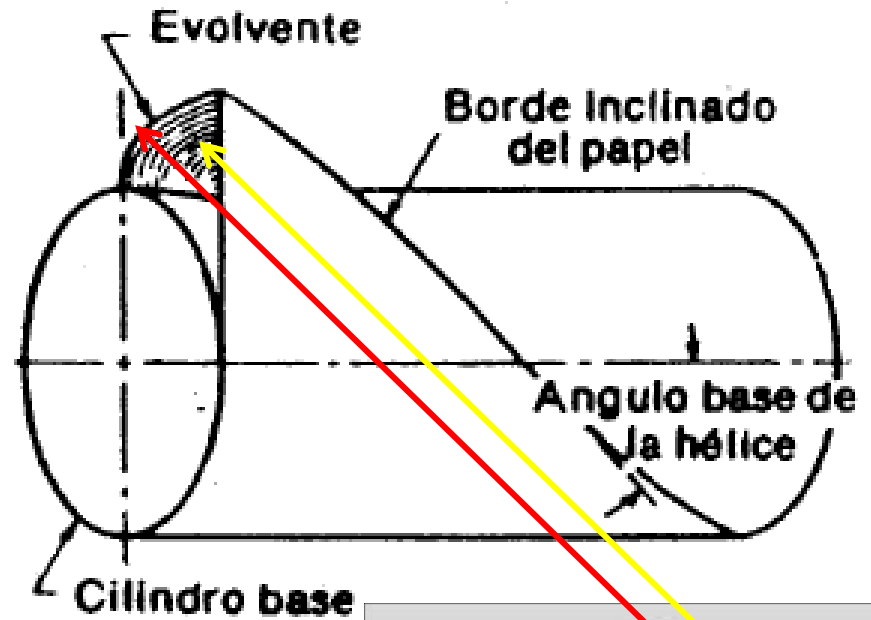
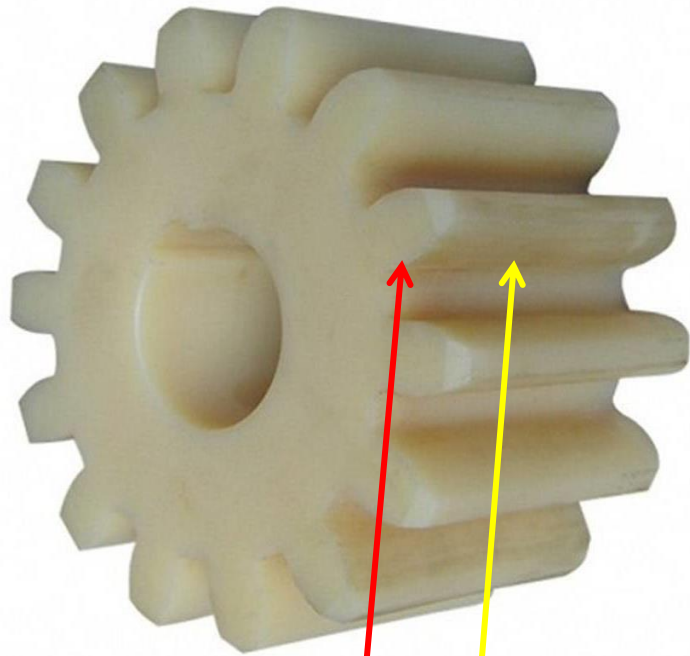
Fw > Fd

COMBINACIONES DE MATERIALES (BHN) Y DURACIÓN	PARA ECUACIONES EN UNIDADES MÉTRICAS			PARA ECUACIONES EN UNIDADES INGLESAS		
	S _n superf kg/cm ²	K _g		S _n superf ksi	K _g	
		14 1/2°	20°		14 1/2°	20°
<i>Ambas ruedas dentadas de acero:</i>						
Suma de BHN = 300, 10 ⁶ ciclos		4,43	6,04		63	86
Ditto, 10 ⁷ ciclos.		2,81	3,79		40	54
Ditto, 4 × 10 ⁷ ciclos o más.	3 515	2,11	2,88	50	30	41
Suma de BHN = 350.	4 218	3,02	4,07	60	43	58
Suma de BHN = 400, 10 ⁶ ciclos		8,36	11,38		119	162
Ditto, 10 ⁷ ciclos.		5,27	7,17		75	102
Ditto, 4 × 10 ⁷ ciclos o más.	4 921	4,07	5,55	70	58	79
Suma de BHN = 450	5 624	5,34	7,24	80	76	103
Suma de BHN = 500	6 327	6,75	9,21	90	96	131
Suma de BHN = 550	7 030	8,36	11,38	100	119	162
Suma de BHN = 600, 10 ⁶ ciclos		20,52	28,12		292	400
Ditto, 10 ⁷ ciclos.		13,00	17,71		185	252
Ditto, 4 × 10 ⁷ ciclos o más. <	7 734	10,12	13,78	110	144	196
Suma de BHN = 650	8 437	12,02	16,38	120	171	233
Suma de BHN = 700	9 140	13,78	18,98	130	196	270
Suma de BHN = 750.	9 843	16,38	22,35	140	233	318
Suma de BHN = 800	10 546	18,84	25,73	150	268	366
Acero (500) y acero (350).	10 194	17,57	24,04	145	250	342
Acero (450) y el mismo	11 952	24,18	33,04	170	344	470
Acero (500), endurecido por inducción, y el mismo, 10 ⁷ ciclos		61,87	83,66		880	1190
Ditto, 10 ⁸ ciclos		47,10	64,68		670	920
Ditto, 10 ¹⁰ ciclos.		28,47	39,01		405	555
Acero (600), superficie endurecida cementada, y el mismo, 10 ⁷ ciclos		86,48	118,11		1230	1680
Ditto, 10 ⁸ ciclos.		66,09	89,99		940	1280
Ditto, 10 ¹⁰ ciclos.		38,67	52,73		550	750
Acero (150) y hierro fundido.	3 515	3,09	4,21	50	44	60
Acero (250) y hierro fundido al Ni, con tratamiento térmico	6 327	10,54	14,41	90	150	205
Acero (630) y bronce fosforoso SAE 65 (67) *		3,72	5,06		53	72
Acero (250 y más) y bronce fosforoso endurecido.	5 835	9,00	12,30	83	128	175
Acero (630) y laminado fenólico *		3,23	4,50		46	64
Hierro fundido, clase 20, y el mismo *		5,69	7,87		81	112
Hierro fundido y el mismo, 10 ⁶ ciclos		26,43	36,20		376	515
Ditto, 10 ⁷ ciclos.		14,90	20,38		212	290
Ditto, 4 × 10 ⁷ ciclos **.		10,54	14,41		150	205
Hierro fundido con chatarra de acero y el mismo.		11,95	16,17		170	230
Hierro fundido, clase 30, bainíticamente templado (270) y el mismo *		15,74	21,51		224	306
G. M. Meehanite (190) y el mismo *		7,31	9,98		104	142
Fundición de hierro nodular 80-60-03 (210) y el mismo *.		12,65	17,43		180	248
Hierro fundido y bronce fosforoso	5 835	11,95	16,45	83	170	234
Hierro fundido, clase 30 (340) y aluminio fundido, SAE, 39 (60) *		1,12	1,54		16	22

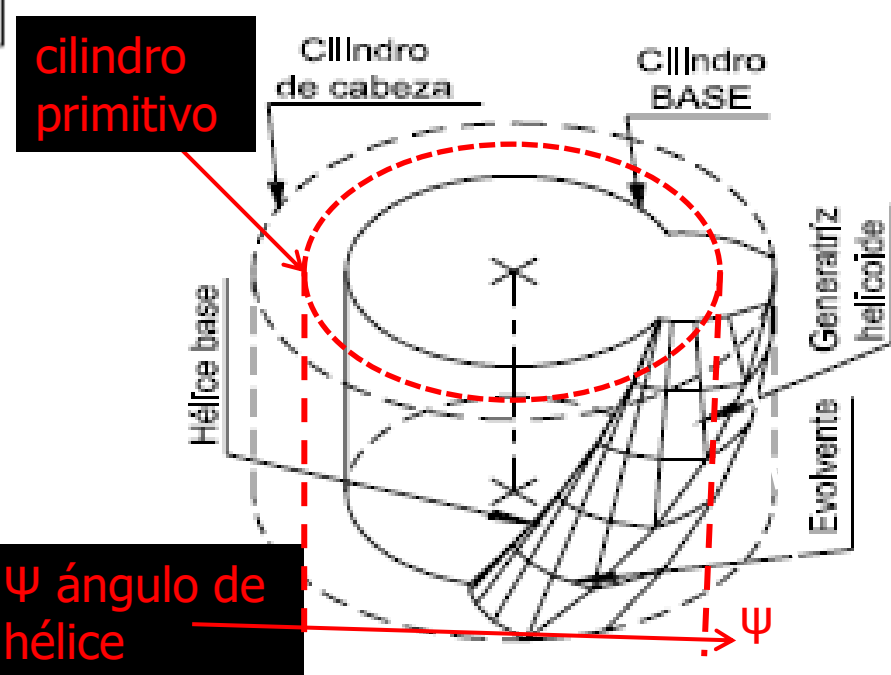
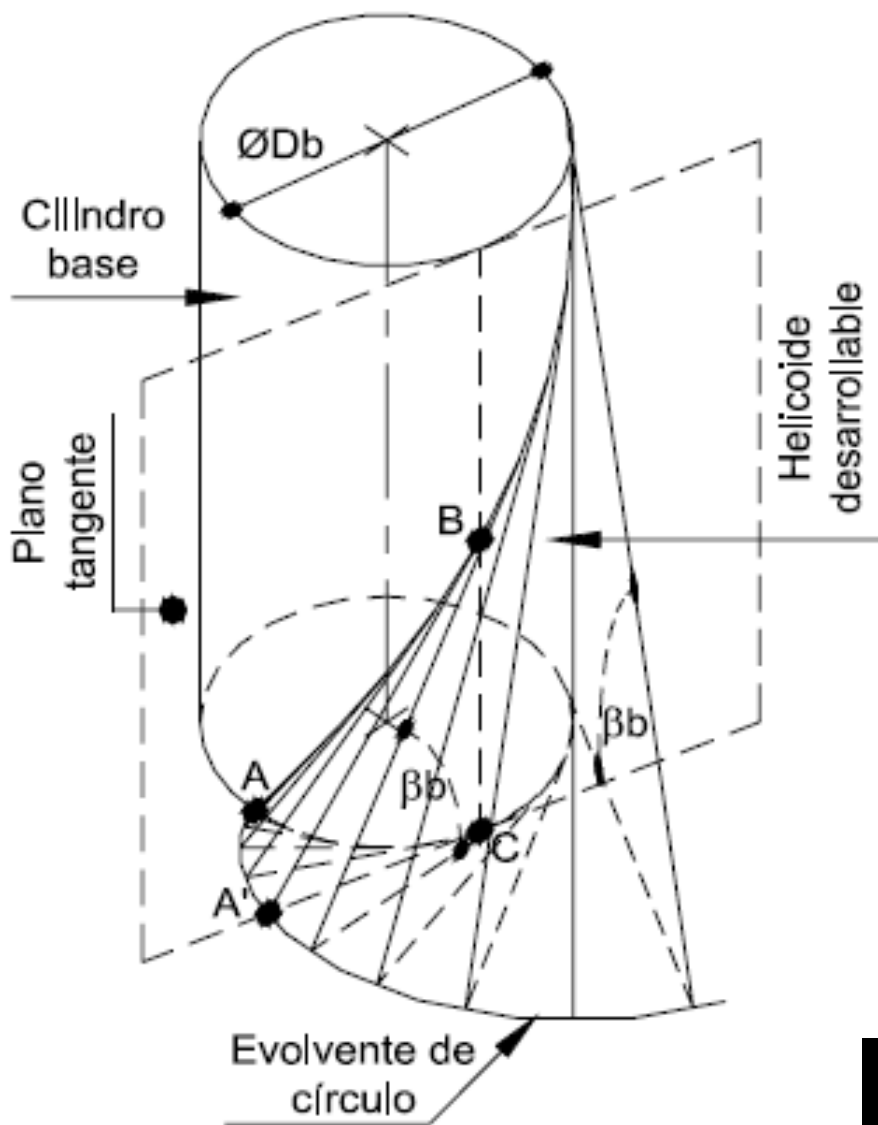
ENGRANAJES HELICOIDALES COMO LIMITE DE ENGRANAJES RECTOS ESCALONADOS



DESARROLLO COMPARADO DE SUPERFICIE DE EVOLVENTE RECTA CON SUPERFICIE DE EVOLVENTE HELICOIDAL

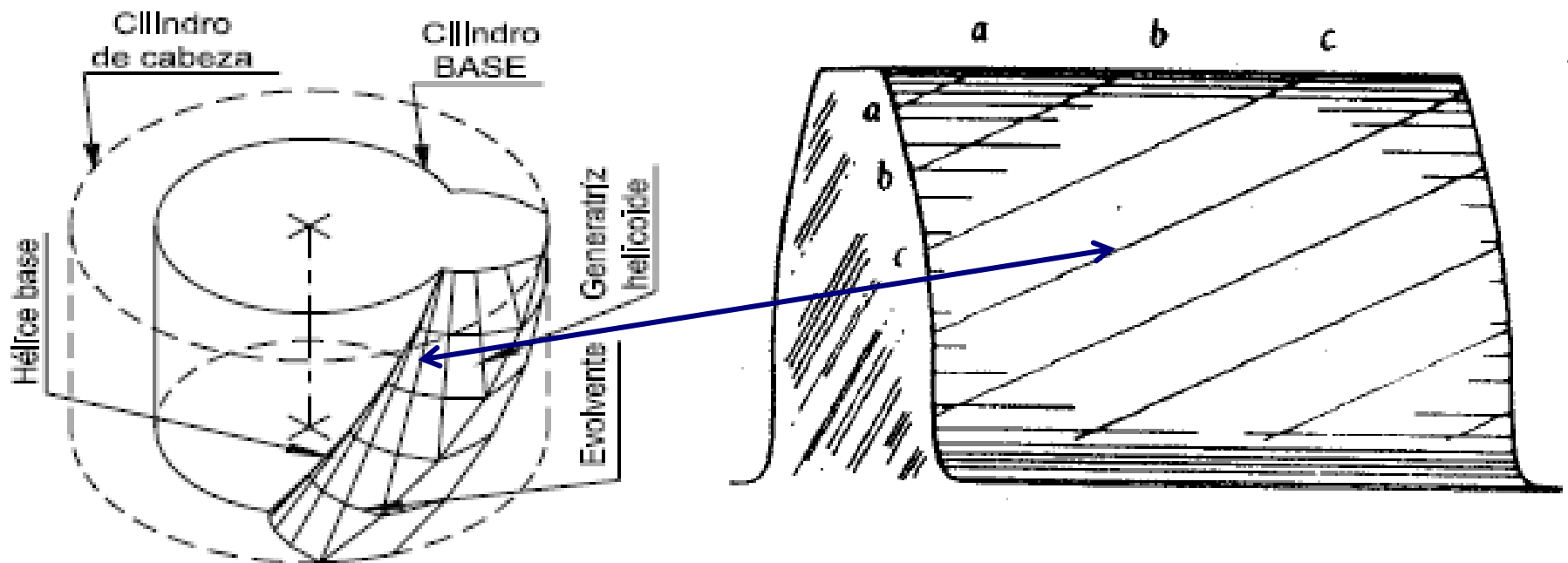


SUPERFICIE HELICOIDE DESARROLLABLE

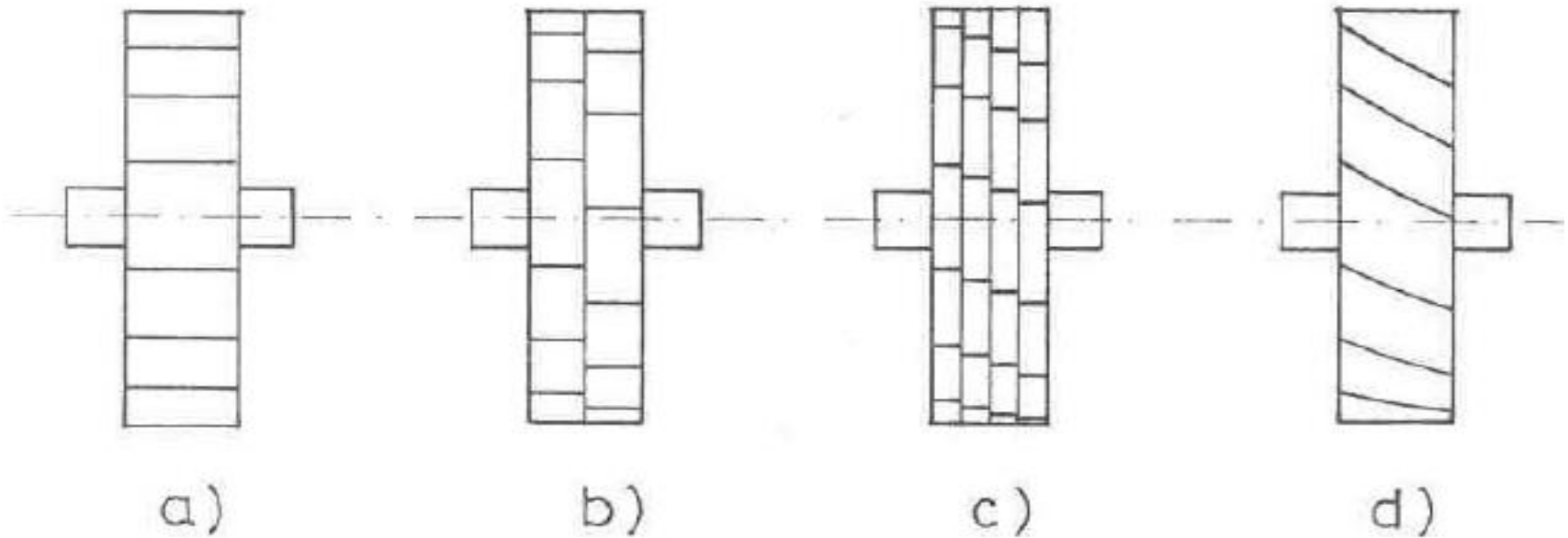


Las generatrices (líneas de contacto entre flancos) son rectas de mayor longitud que las de los engranajes rectos paralelos. Mejora la distribución de cargas y el diente entra en contacto en forma progresiva. Cuando mayor ψ mayor fuerza axial y también mejor progresividad de aplicación de carga ángulos típicos oscilan entre 15 y 30°

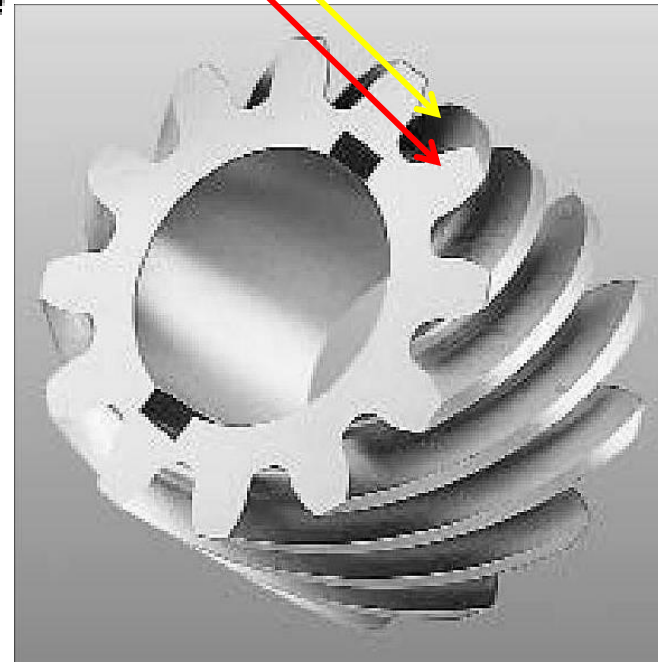
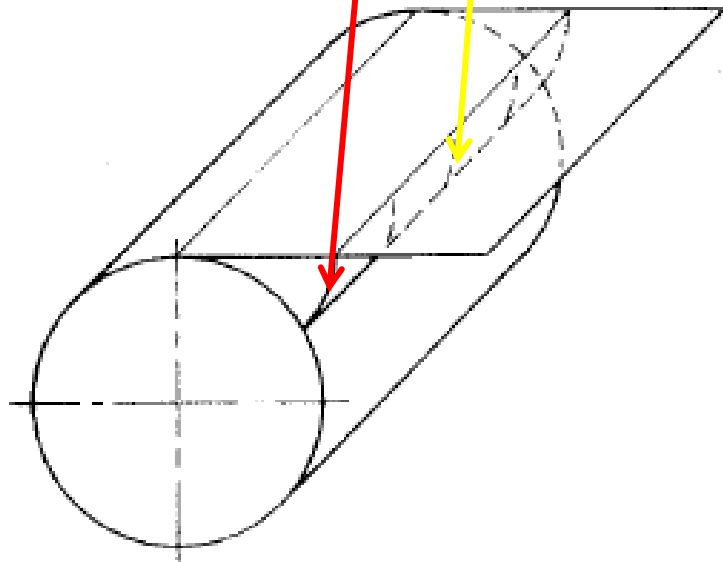
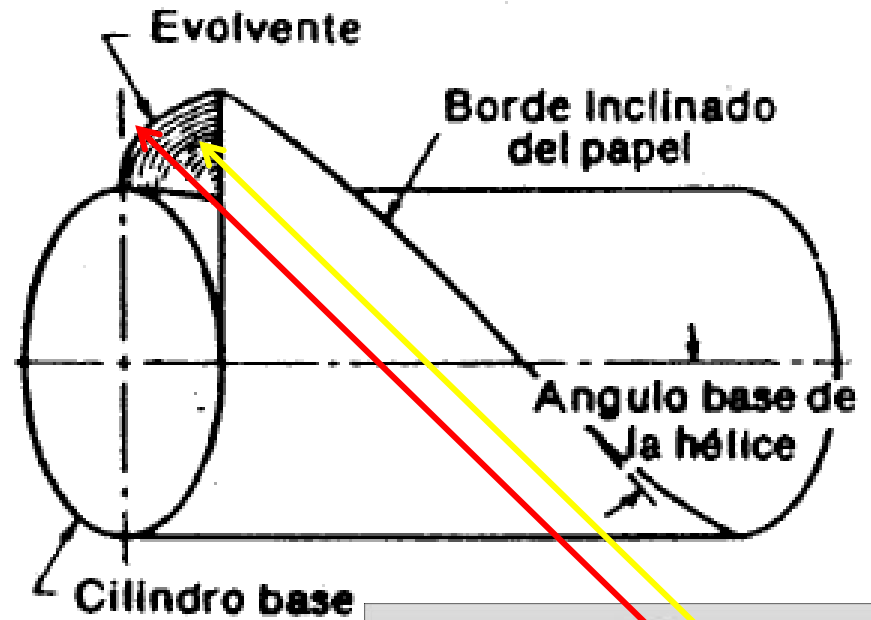
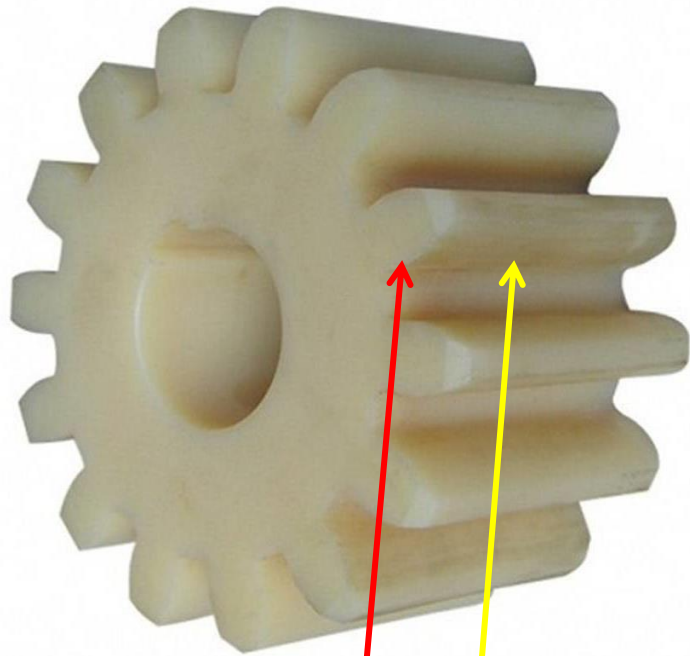
Buena progresividad se obtiene para $b > 2 * P_x$



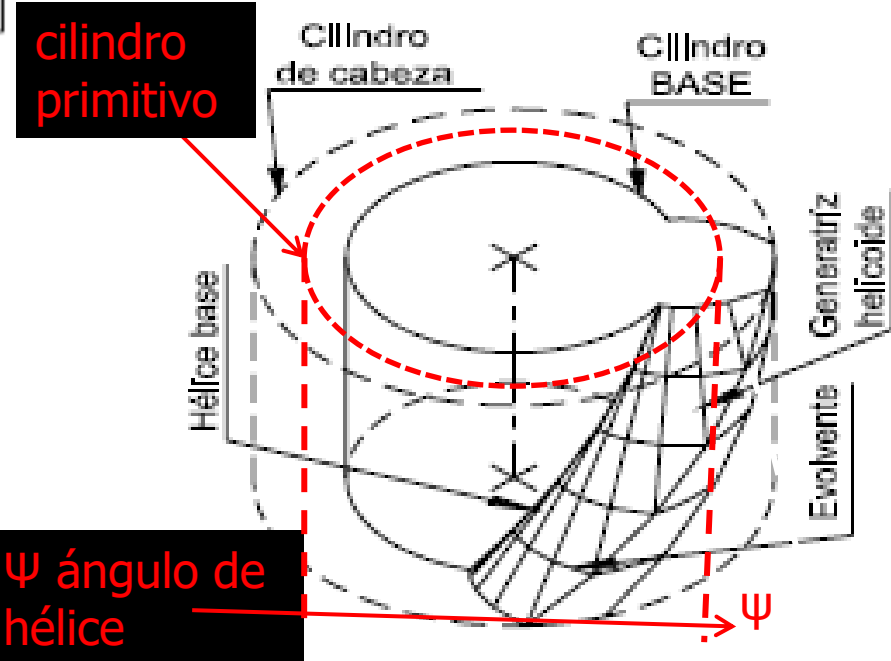
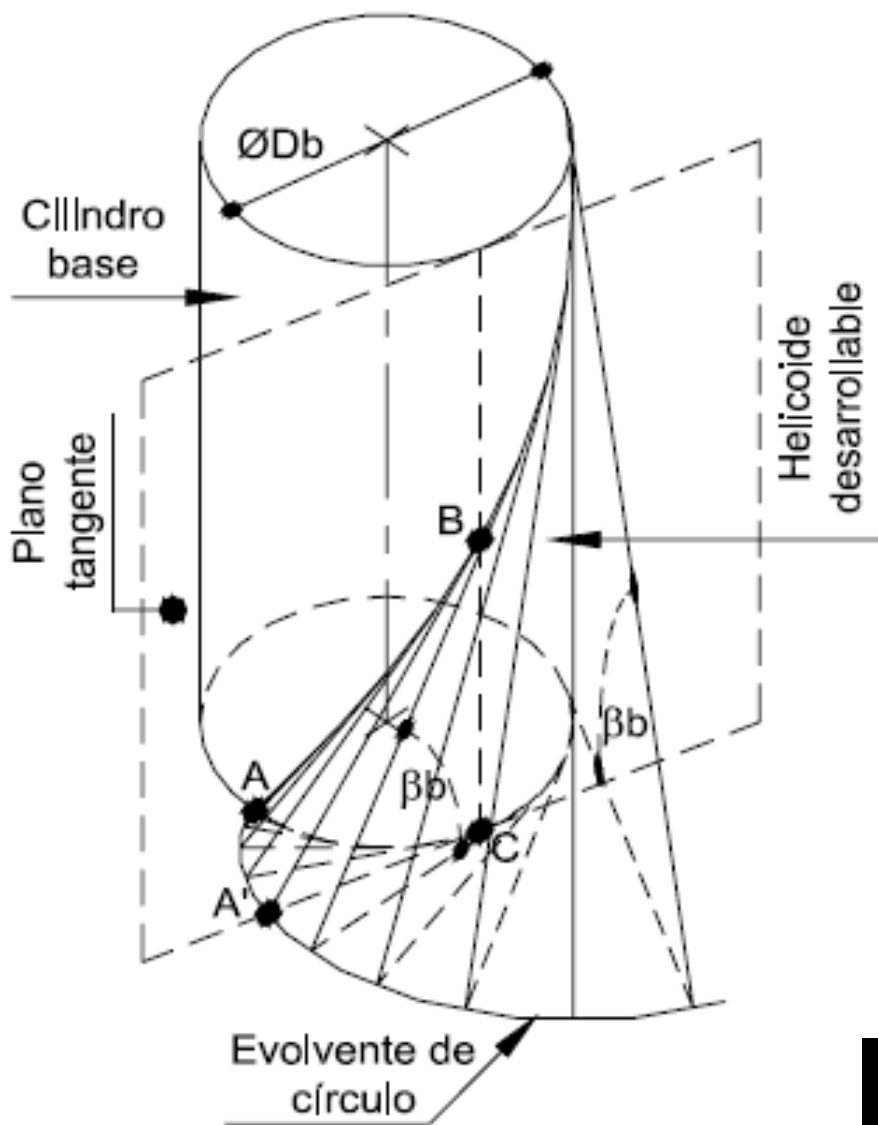
ENGRANAJES HELICOIDALES COMO LIMITE DE ENGRANAJES RECTOS ESCALONADOS



DESARROLLO COMPARADO DE SUPERFICIE DE EVOLVENTE RECTA CON SUPERFICIE DE EVOLVENTE HELICOIDAL

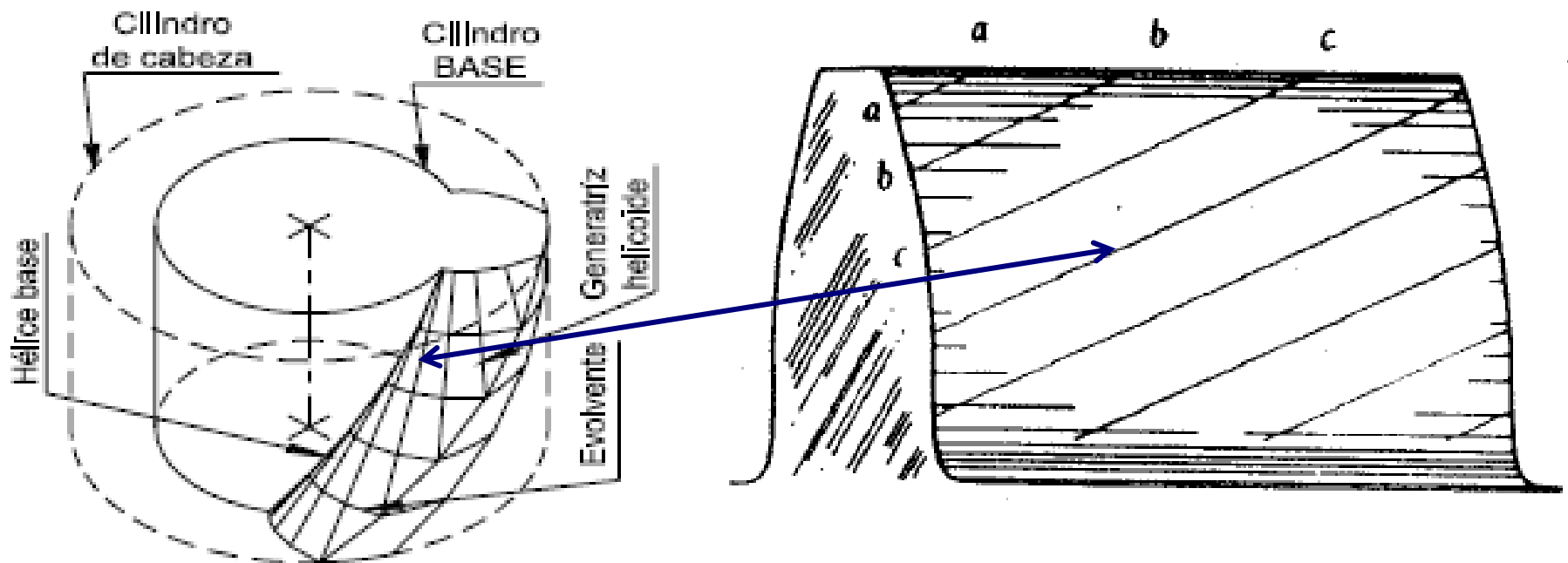


SUPERFICIE HELICOIDE DESARROLLABLE

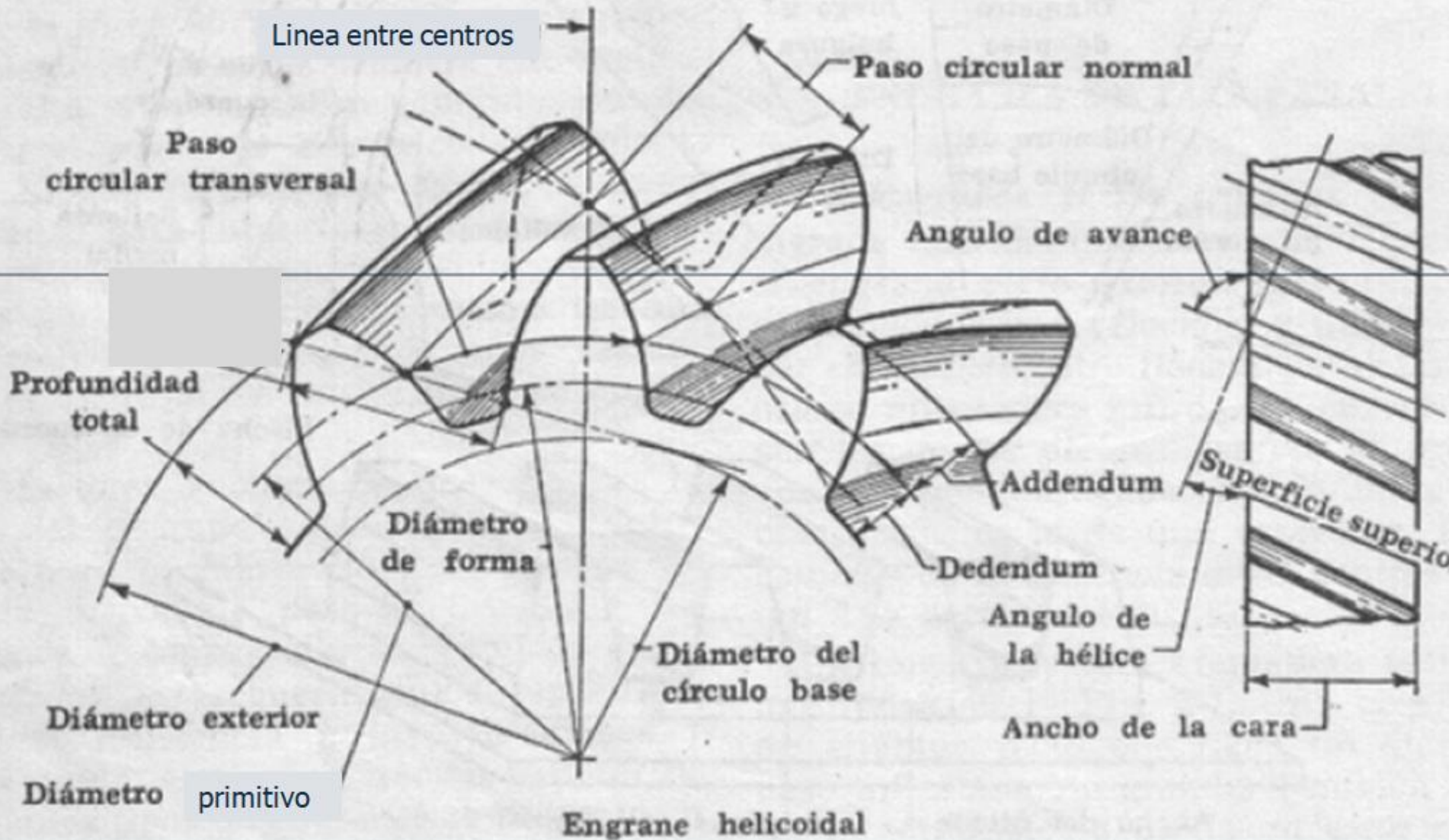


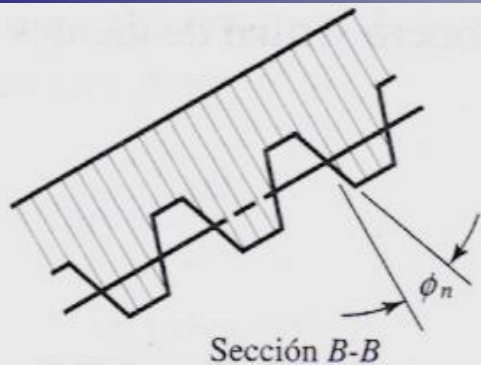
Las generatrices (líneas de contacto entre flancos) son rectas de mayor longitud que las de los engranajes rectos paralelos. Mejora la distribución de cargas y el diente entra en contacto en forma progresiva. Cuando mayor ψ mayor fuerza axial y también mejor progresividad de aplicación de carga ángulos típicos oscilan entre 15 y 30°

Buena progresividad se obtiene para $b > 2 * P_x$



DIMENSIONES GENERALES DE DENTADO HELICOIDAL



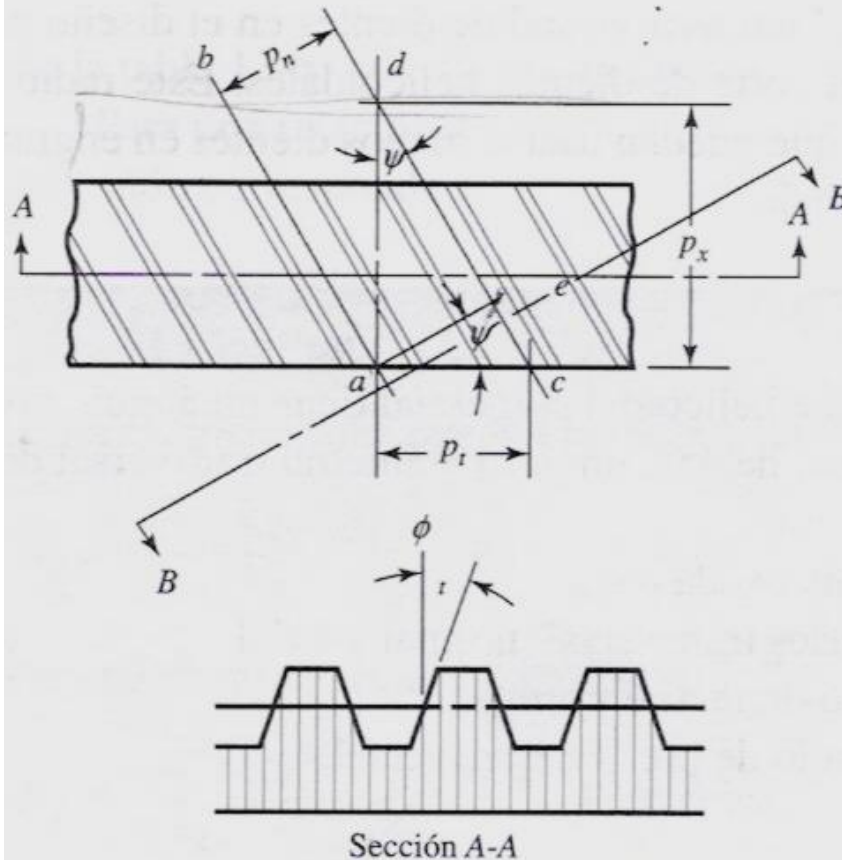


$$P_n = P_t \cdot \cos \psi$$

$$\rightarrow M_n = M \cdot \cos \psi$$

$$P_x = P_t \cdot \tan \psi$$

El Perfil normalizado del diente depende del método de fabricación



$M_n \rightarrow$ Modulo normal
 $M \rightarrow$ Modulo circunferencial

$\rightarrow M_n = P_n / \pi$ perfil normalizado

$\rightarrow M = P_t / \pi$ perfil normalizado

RESISTENCIA A LA FLEXION (AGMA) (ANSI/AGMA 2101--D04)

$$\sigma_F = F_t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J}$$

σ_F : es la tensión a la flexión.

F_t : Es la fuerza tangencial transmitida en N

K_o : Factor de Sobrecarga

K_v : Factor dinámico.

K_s : Factor de Tamaño

K_H : Factor de Distribución de Carga.

K_b : Factor de Espesor de Aro.

B : Es el largo o ancho del diente en mm

m_t : Módulo circunferencial o transversal.

Y_j : Es el factor Geométrico AGMA de Resistencia a la Flexión.

Tensión Admisible a la Flexión

$$\blacksquare Sa = \frac{St}{SF} * \frac{Yn}{Kt * Kr}$$

- Donde
- SF = Factor de Seguridad para Flexión
- Yn = Es el factor de Tensión cíclica según la cantidad de ciclos.
- Kt : Factor de Temperatura
- Kr : Factor de Confiabilidad

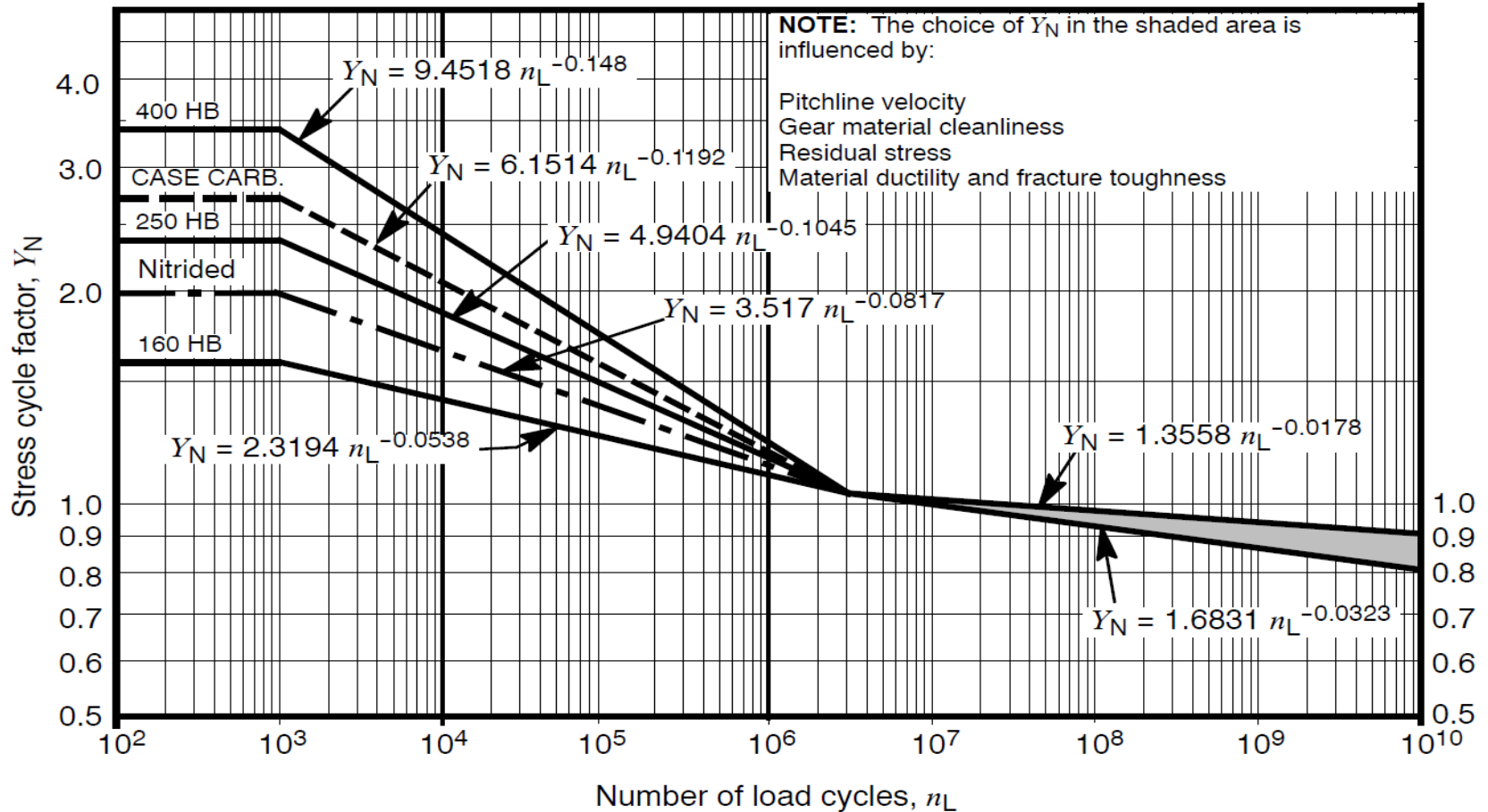
Table 4 - Allowable bending stress number, σ_{FP} , for steel gears

Material designation	Heat treatment	Minimum surface hardness ¹⁾	Allowable bending stress number ²⁾ , σ_{FP} N/mm ²		
			Grade 1	Grade 2	Grade 3
Steel ³⁾	Through hardened	see figure 9	see figure 9	see figure 9	--
	Flame ⁴⁾ or induction hardened ⁴⁾ with type A pattern ⁵⁾	see table 8	310	380	--
	Flame ⁴⁾ or induction hardened ⁴⁾ with type B pattern ⁵⁾	see table 8	150	150	--
	Carburized & hardened ⁴⁾	see table 9	380	450 or 485 ⁶⁾	515
	Nitrided ⁴⁾ ⁷⁾ (through hardened steels)	83.5 HR15N	see figure 10	see figure 10	--
Nitralloy 135M, Nitralloy N, and 2.5% Chrome (no aluminum)	Nitrided ⁴⁾ ⁷⁾	87.5 HR15N	see figure 11	see figure 11	see figure 11

NOTES

- 1) Hardness to be equivalent to that at the root diameter in the center of the tooth space and face width.
- 2) See tables 7 through 10 for major metallurgical factors for each stress grade of steel gears.
- 3) The steel selected must be compatible with the heat treatment process selected and hardness required.
- 4) The allowable stress numbers indicated may be used with the case depths prescribed in 16.1.
- 5) See figure 12 for type A and type B hardness patterns.
- 6) If bainite and microcracks are limited to Grade 3 levels, 485 N/mm² may be used.
- 7) The overload capacity of nitrided gears is low. Since the shape of the effective S-N curve is flat, the sensitivity to shock should be investigated before proceeding with the design. [7]

Yn : Factor de la Tensión Cíclica



$$n_L = 60 L \omega q$$

Kt: Factor de Temperatura

- Para temperaturas del aceite o del engranaje hasta 120°C. Se emplea $K_t = 1$. Cuando las temperaturas son más altas, estos factores deben ser mayores que la unidad. Se pueden utilizar intercambiadores de calor para asegurar que las temperaturas de operación sean considerablemente menores que este

Kr : Factor de confiabilidad

- El efecto de confiabilidad toma en cuenta el efecto de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material. Las resistencias de AGMA St y Sc se basan en una confiabilidad de 99% . La tabla se basa en datos de falla por fatiga debidas a esfuerzos de flexión y de contacto desarrollado por la marina de E.E.U.U

Requirements of application	$Y_Z^{1)}$
Fewer than one failure in 10 000	1.50
Fewer than one failure in 1000	1.25
Fewer than one failure in 100	1.00
Fewer than one failure in 10	0.85 ²⁾
Fewer than one failure in 2	0.70 ^{2) 3)}

NOTES

1) Tooth breakage is sometimes considered a greater hazard than pitting. In such cases a greater value of Y_Z is selected for bending.

2) At this value plastic flow might occur rather than pitting.

3) From test data extrapolation.

K_v Factor Dinámico

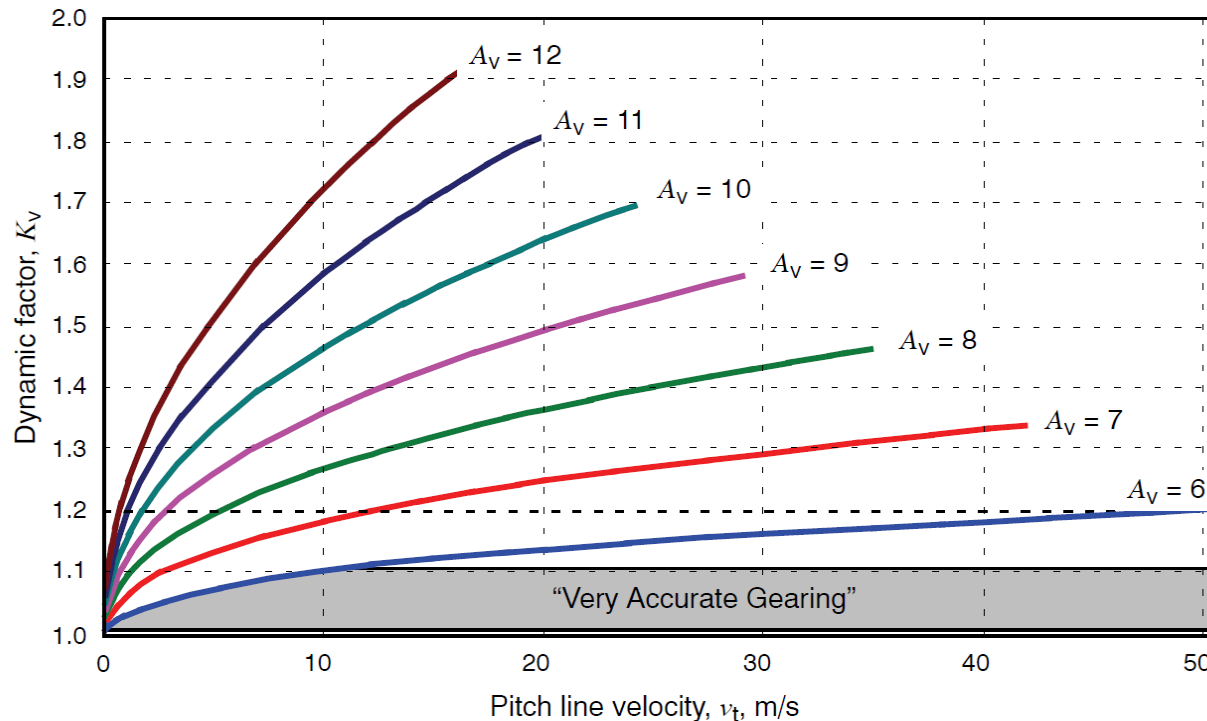
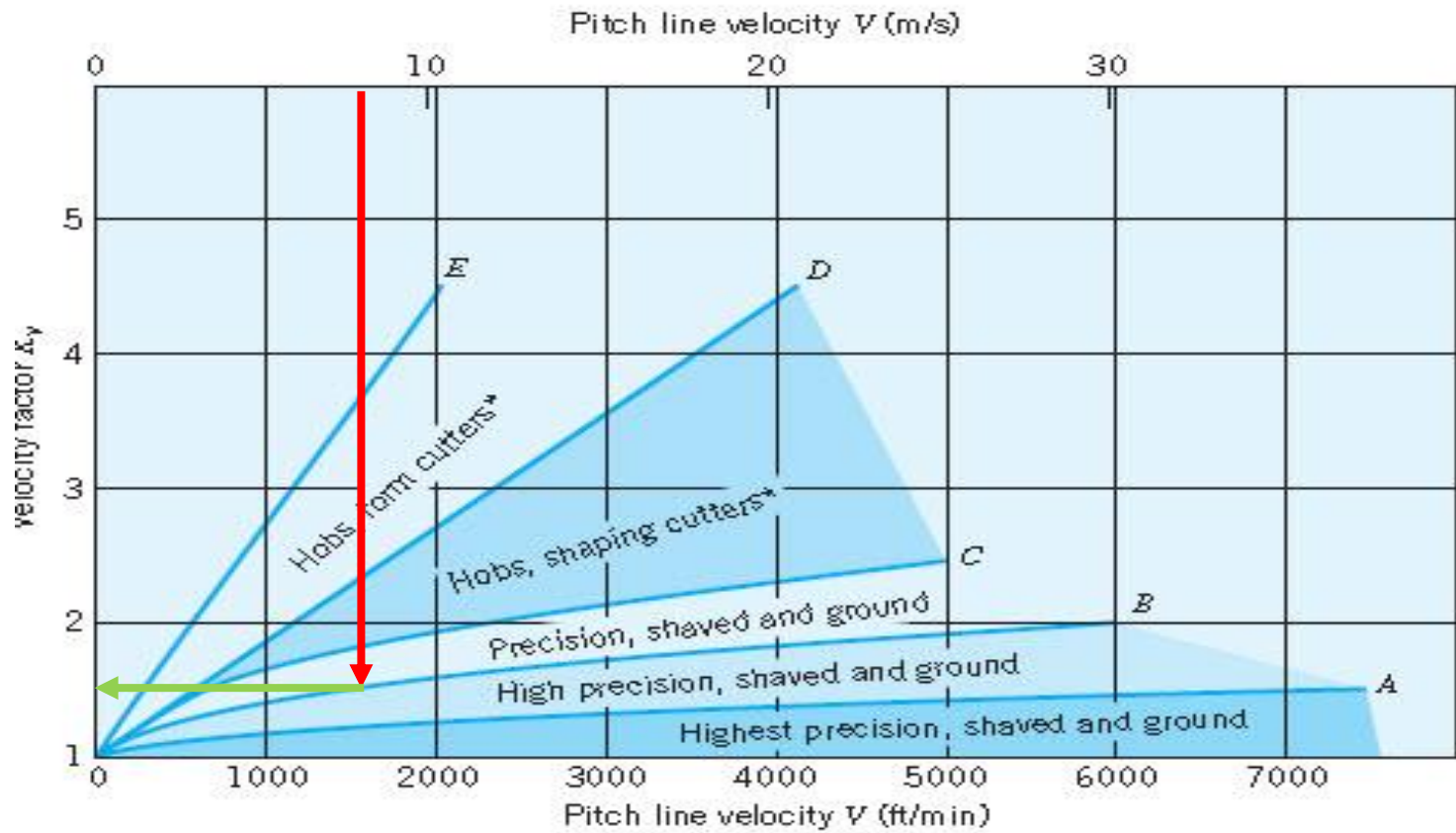


Figure 1 - Dynamic factor, K_v

A_v es designado por AGMA como: **Número de nivel de precisión de transmisión**



$$K_v = \frac{3.05 + V}{3.05} \quad (\text{cast iron, cast profile})$$

$$K_v = \frac{6.1 + V}{6.1} \quad (\text{cut or milled profile})$$

$$K_v = \frac{3.56 + \sqrt{V}}{3.56} \quad (\text{hobbed or shaped profile}) \quad \leftarrow$$

$$K_v = \sqrt{\frac{5.56 + \sqrt{V}}{5.56}} \quad (\text{shaved or ground profile})$$

Ko : Factor de Sobrecarga

- Este coeficiente tiene en cuenta todas las cargas que se aplican de manera externa en exceso de la carga tangencial transmitida. Por ejemplo: son variaciones en el valor medio del par de torsión debidas por ejemplo al encendido de los cilindros en un motor de combustión interna.

Table of Overload Factors, 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

Ks : Factor de Tamaño

- Depende del tamaño del diente
- Diámetro de la Pieza
- Relación del Tamaño del diente con el diámetro de la pieza
- Ancho de la cara
- Area del patrón de esfuerzo
- Templabilidad y tratamiento térmico
- AGMA sugiere $K_s=1$
- También : $K_s= 1/K_b = 1,192 * ((b*(Y)^{1/2})/P)^{0,0535}$
- El K_s puede considerarse como el factor de Lewis incorporado en el factor de Marín de tamaño.

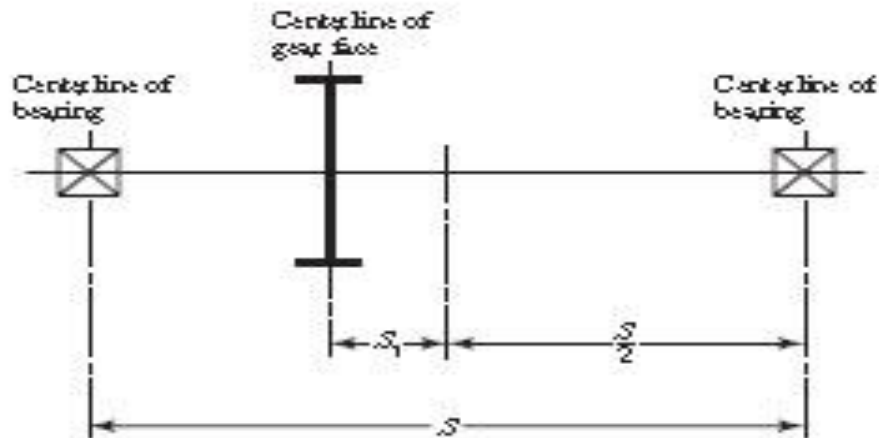
Km Factor de Distribución de Carga

- Depende del ancho de la cara con el diámetro primitivo del piñón (b/d menor o igual que 2)
- Cantidad de Engranajes montados entre los cojinetes.
- Anchos de caras hasta 40 pulgadas.
- Contacto cuando está sometido a carga , a lo largo del ancho total del elemento más angosto

K_H

- C_{mc} {
 - 1 para dientes sin coronar
 - 0,8 para dientes coronados
- C_{pf} {
 - $b/10 \cdot d^{-0.025}$ menor e igual 1 pulg b
 - $b/10 \cdot d^{-0,0375+0,0125 \cdot b}$ b menor o igual 17 pulg. $1 <$
 - $b/10 \cdot d^{-0,1109+0,0207 \cdot b}$ menor e igual 40 pulg $17 < b$
 - 1 para piñón montado separado con $S1/S < 0,175$
- C_{pm} {
 - 1,1 para piñón montado separado con $S1/S$ mayor o igual 0,175

Km



$$C_{ma} = A + Bb + Cb^2 \quad (\text{Valores de } b \text{ en pulgadas})$$

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 2101-004, pp. 20-22, for SI formulation.

- 0,8 para engranajes ajustados durante el ensamble o si la compatibilidad se mejora mediante lapeado o ambos

Como en nuestro TP no tenemos el ancho del diente b , vamos a seguir el procedimiento que se indica para obtenerlo \rightarrow 1 para las otras condiciones.

TABLE 15.2 Mounting Correction Factor K_m

Characteristics of Support	Face Width (in.)			
	0 to 2	6	9	16 up
Accurate mountings, small bearing clearances, minimum deflection, precision gears	1.3	1.4	1.5	1.8
Less rigid mountings, less accurate gears, contact across the full face	1.6	1.7	1.8	2.2
Accuracy and mounting such that less than full-face contact exists		Over 2.2		

J : Factor Geométrico

- El factor geométrico J de AGMA emplea un valor modificado del factor de forma de Lewis , que incluye a Y (Factor de Lewis), un factor de esfuerzos por fatiga Kf y una relación de repartición de la carga m_n del diente . Para engranajes rectos y helicoidales surge de la fórmula :

$$J = Y / (k_f * m_n)$$

El factor Y indicado en la ecuación no es el factor de forma de Lewis. Este valor de Y surge de la AGMA 908-B89 y se basa con frecuencia en el punto más alto de contacto con un solo diente.

Nosotros lo vamos a obtener de un gráfico de la figura siguiente:

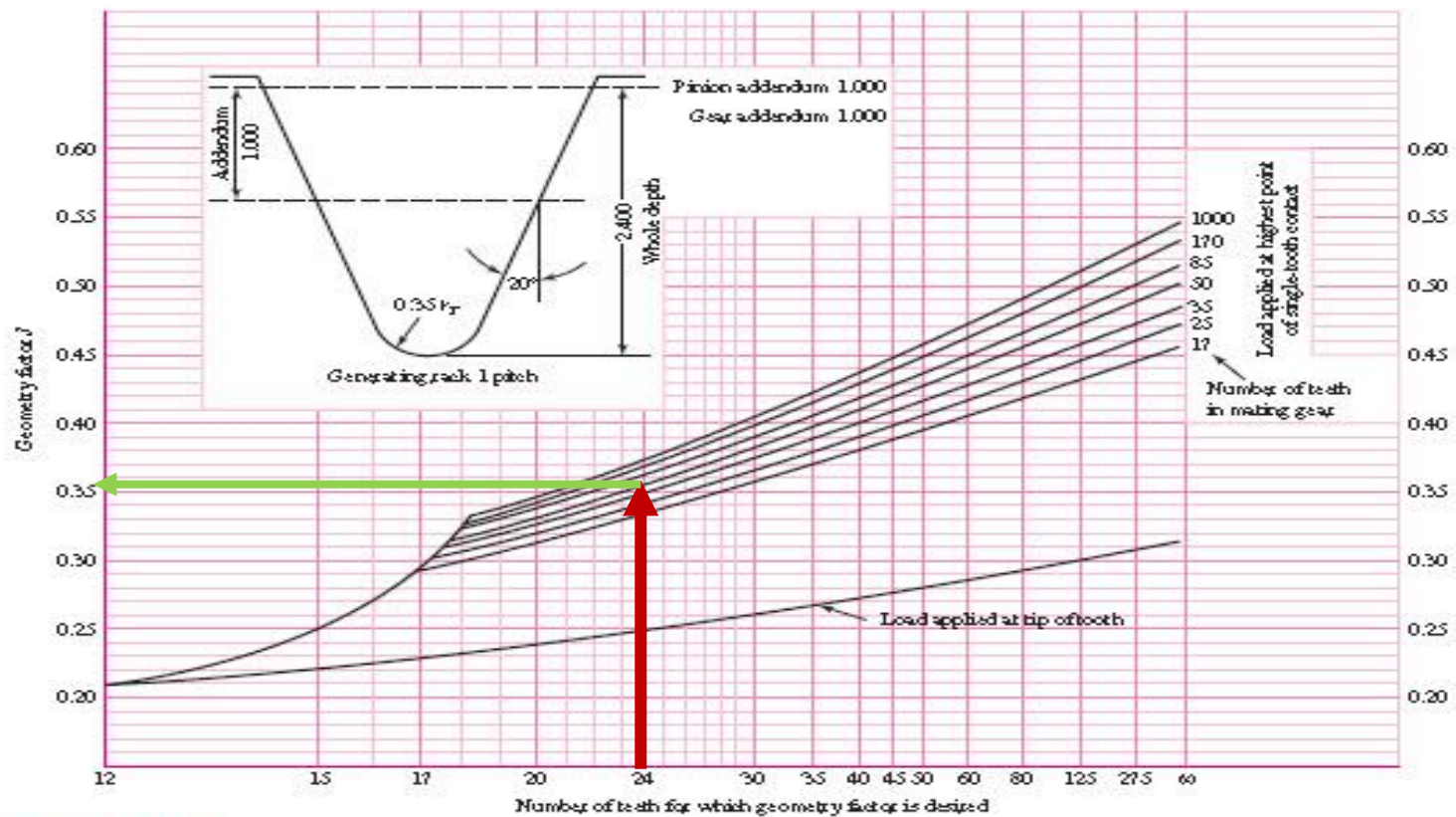
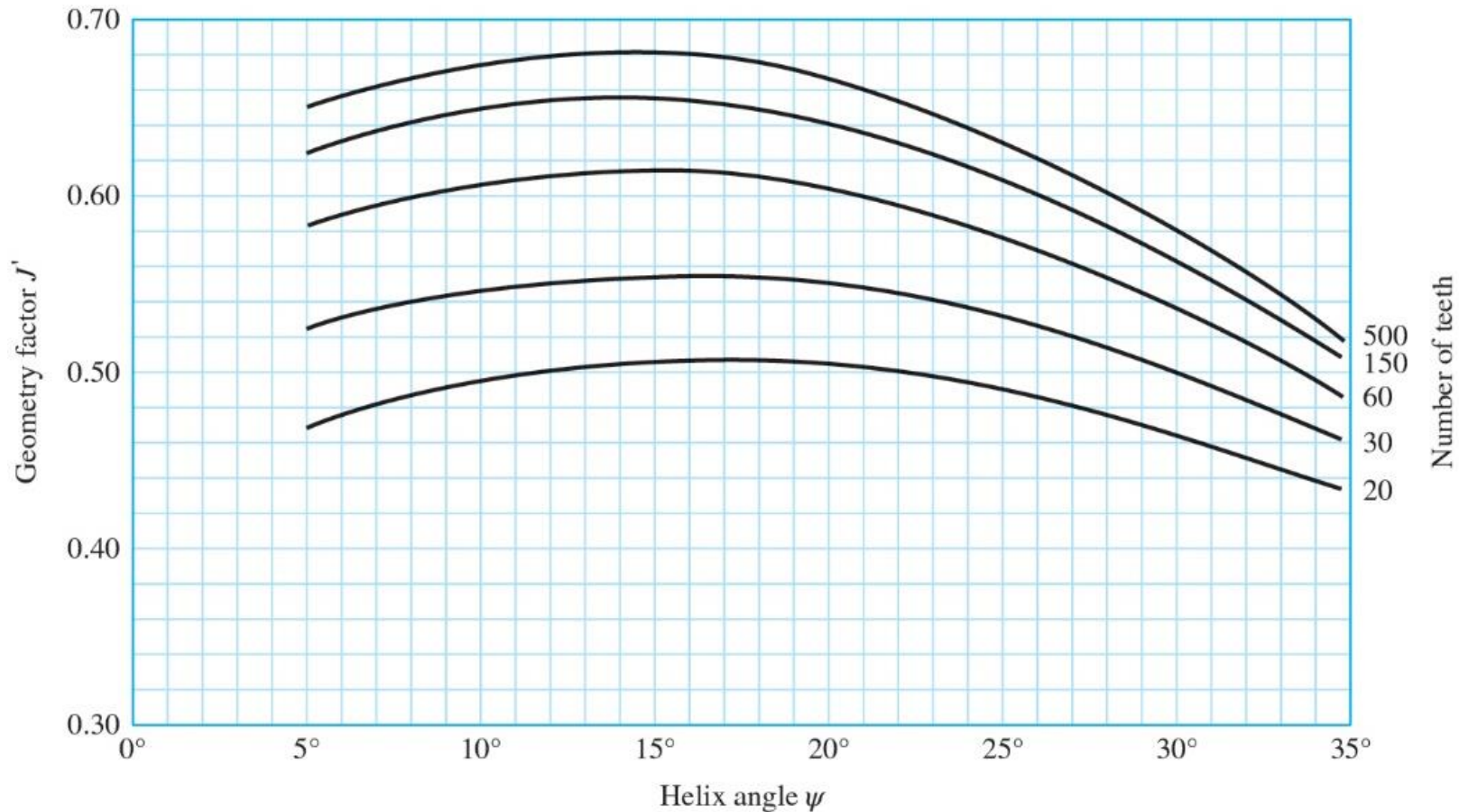


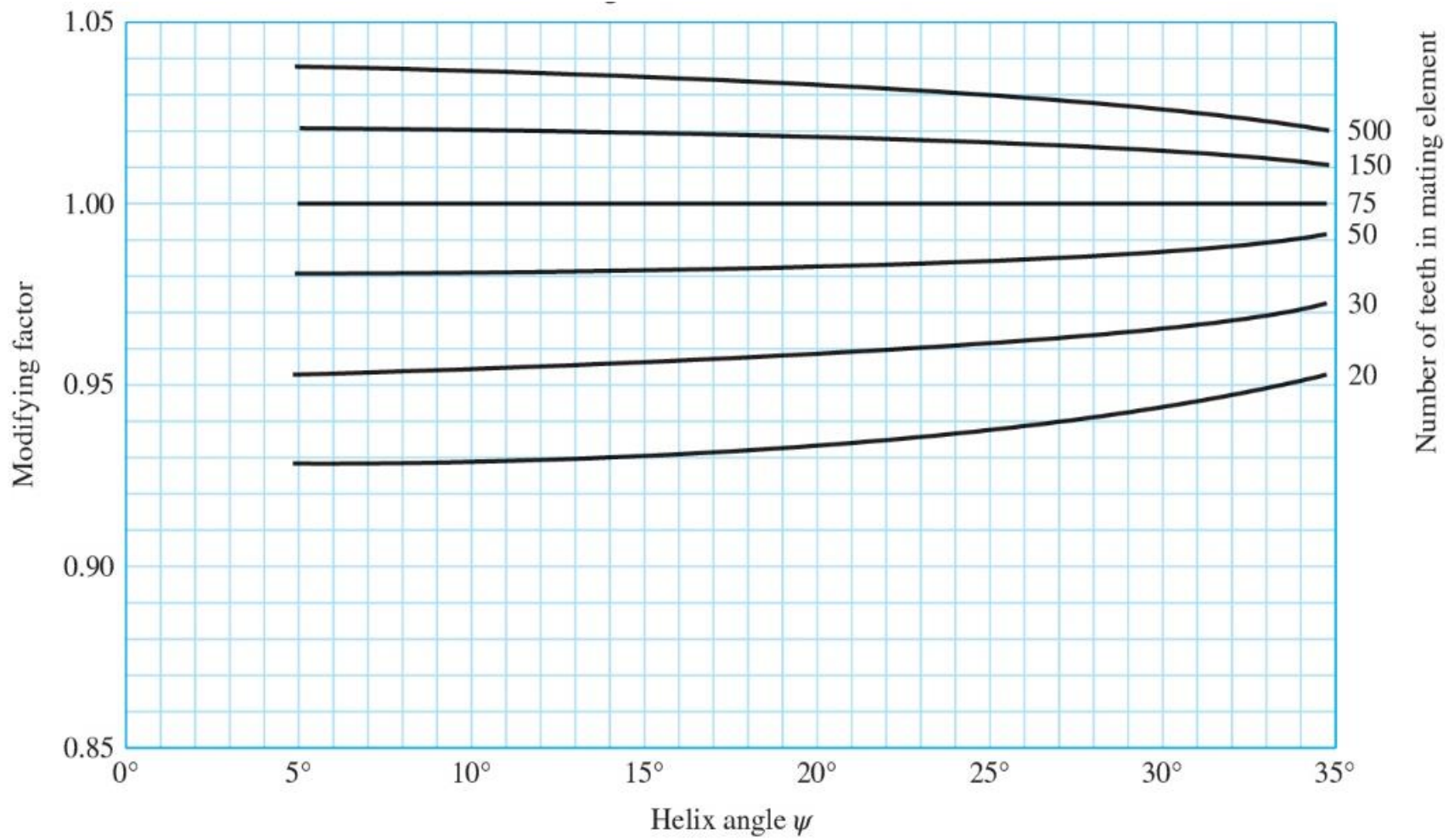
Figure 14-6

Spur-gear geometry factors J . Source: The graph is from AGMA 218.01, which is consistent with tabular data from the current AGMA 908-B-89. The graph is convenient for design purposes.

Factor J' para Engranajes Helicoidales



Factors are for
teeth cut with
a full fillet hob

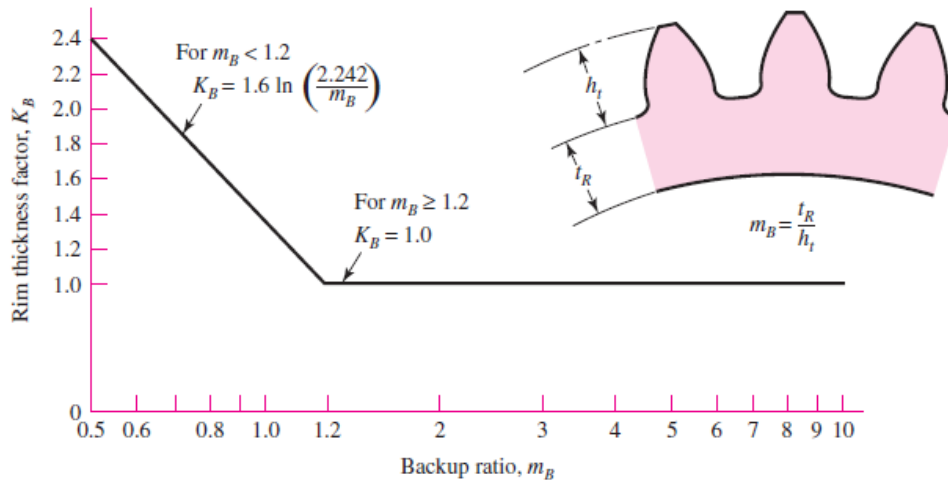


Ks : Factor de Tamaño

- Depende del tamaño del diente
- Diámetro de la Pieza
- Relación del Tamaño del diente con el diámetro de la pieza
- Ancho de la cara
- Area del patrón de esfuerzo
- Templabilidad y tratamiento térmico
- AGMA sugiere $K_s=1$
- También : $K_s= 1/K_b = 1,192 * ((b*(Y)^{1/2})/P)^{0,0535}$
- El K_s puede considerarse como el factor de Lewis incorporado en el factor de Marín de tamaño.

K_b : Factor de Espesor de Maza

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



Cuando el espesor de la maza no es el suficiente para proporcionar un soporte completo a la raíz del diente, la falla por fatiga por flexión puede ser a través del aro del engranaje en lugar del entalle de la raíz. En estos casos hay que usar el factor K_b .

Durabilidad Superficial (Método AGMA)

ANSI/AGMA 2101--D04

σ_H es la tensión de contacto que habíamos llamado σ_c .

K_o es el factor de sobrecarga

K_v es el factor dinámico

K_s es el factor de tamaño

K_H es el factor de distribución de carga

d_{w1} es el diámetro primitivo del piñón en mm

b es el ancho del diente en mm.

Z_R es el factor de condición de superficie a la durabilidad superficial

Z_I es el factor geométrico para durabilidad superficial.

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{F_t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}}$$

Cp: Coeficiente de Elasticidad

- Los podemos obtener de la ecuación :

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

TABLE 15.4b Values of Elastic Coefficient C_p for Spur Gears, in $\sqrt{\text{MPa}}$
 (Values Converted from Table 15.4a)

Pinion Material ($\nu = 0.30$ in All Cases)	Gear Material			
	Steel	Cast Iron	Aluminum Bronze	Tin Bronze
Steel, $E = 207 \text{ GPa}$ \longrightarrow	191	166	162	158
Cast iron, $E = 131 \text{ GPa}$	166	149	149	145
Aluminum bronze, $E = 121 \text{ GPa}$	162	149	145	141
Tin bronze, $E = 110 \text{ GPa}$	158	145	141	137

Factor Geométrico I

- El factor I también se conoce como factor geométrico de resistencia al
- Pitting o picado.
- Este factor geométrico lo vamos a determinar de la siguiente manera :

$$R = \frac{d_g}{d_p}$$

$$I = (\sin 20^\circ \cos 20^\circ) / 2 * (250/100) / ((250/100) + 1) = 0,114$$

$$I = \frac{\sin \phi \cos \phi}{2} \frac{R}{R + 1}$$

I AND J FACTORS FOR:¹

20.0 DEG. PRESSURE ANGLE
 0.0 DEG. HELIX ANGLE
 0.250 TOOL EDGE RADIUS
 EQUAL ADDENDUM ($x_1 = x_2 = 0$)

2.250 WHOLE DEPTH FACTOR
 0.024 TOOTH THINNING FOR BACKLASH
 LOADED AT TIP

GEAR TEETH	PINION TEETH																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12 I																	
J	U	U															
14 I																	
J	U	U	U	U													
17 I																	
J	U	U	U	U	U	U											
21 I							0.078										
J	U	U	U	U	U	U	0.24	0.24									
26 I							0.084		0.079								
J	U	U	U	U	U	U	0.24	0.25	0.25	0.25							
35 I							0.091		0.088		0.080						
J	U	U	U	U	U	U	0.24	0.26	0.25	0.26	0.26	0.26					
55 I							0.102		0.101		0.095		0.080				
J	U	U	U	U	U	U	0.24	0.28	0.25	0.28	0.26	0.28	0.28	0.28			
135 I							0.118		0.121		0.120		0.112		0.080		
J	U	U	U	U	U	U	0.24	0.29	0.25	0.29	0.26	0.29	0.28	0.29	0.29	0.29	

¹ The letter "U" indicates a gear tooth combination which produces an undercut tooth form in one or both components and should be avoided. See Section 7 and Fig 7-1.

I AND J FACTORS FOR:¹

20.0 DEG. PRESSURE ANGLE
 10.0 DEG. HELIX ANGLE
 0.250 TOOL EDGE RADIUS
 25 PERCENT LONG ADDENDUM PINION ($x_1 = 0.25$)
 25 PERCENT SHORT ADDENDUM GEAR ($x_2 = -0.25$)
 2.250 WHOLE DEPTH FACTOR
 0.024 TOOTH THINNING FOR BACKLASH
 LOADED AT TIP

GEAR TEETH	PINION TEETH															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12 I																
J	U	U														
14 I			0.109													
J	U	U	0.46	0.30												
17 I			0.129		0.116											
J	U	U	0.47	0.34	0.49	0.35										
21 I			0.151		0.137		0.122									
J	U	U	0.47	0.38	0.50	0.38	0.52	0.39								
26 I			0.172		0.157		0.142		0.127							
J	U	U	0.48	0.41	0.50	0.42	0.53	0.42	0.55	0.43						
35 I			0.200		0.185		0.170		0.155		0.134					
J	U	U	0.48	0.44	0.51	0.45	0.53	0.46	0.55	0.47	0.58	0.49				
55 I			0.236		0.223		0.209		0.194		0.173		0.141			
J	U	U	0.49	0.49	0.52	0.50	0.54	0.51	0.56	0.52	0.59	0.53	0.62	0.55		
135 I			0.286		0.276		0.266		0.255		0.240		0.214		0.151	
J	U	U	0.50	0.54	0.53	0.55	0.55	0.56	0.57	0.57	0.60	0.58	0.63	0.60	0.66	0.63

¹ The letter "U" indicates a gear tooth combination which produces an undercut tooth form in one or both components and should be avoided. See Section 7 and Fig 7-1.

***I* AND *J* FACTORS FOR:¹**

20.0 DEG. PRESSURE ANGLE
 20.0 DEG. HELIX ANGLE
 0.250 TOOL EDGE RADIUS
 EQUAL ADDENDUM ($x_1 = x_2 = 0$)

2.250 WHOLE DEPTH FACTOR
 0.024 TOOTH THINNING FOR BACKLASH
 LOADED AT TIP

GEAR TEETH	PINION TEETH															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12 I																
J	U	U														
14 I																
J	U	U	U	U												
17 I						0.125										
J	U	U	U	U	0.44	0.44										
21 I						0.140		0.129								
J	U	U	U	U	0.45	0.46	0.47	0.47								
26 I						0.156		0.145		0.133						
J	U	U	U	U	0.45	0.49	0.48	0.49	0.50	0.50						
35 I						0.177		0.167		0.155		0.138				
J	U	U	U	U	0.46	0.51	0.49	0.52	0.51	0.53	0.54	0.54				
55 I						0.205		0.197		0.188		0.172		0.144		
J	U	U	U	U	0.47	0.54	0.50	0.55	0.52	0.56	0.55	0.57	0.58	0.58		
135 I						0.245		0.242		0.238		0.229		0.209		0.151
J	U	U	U	U	0.48	0.58	0.51	0.59	0.54	0.60	0.57	0.61	0.60	0.62	0.64	0.64

¹ The letter "U" indicates a gear tooth combination which produces an undercut tooth form in one or both components and should be avoided. See Section 7 and Fig 7-1.

I AND J FACTORS FOR:

20.0 DEG. PRESSURE ANGLE 2.250 WHOLE DEPTH FACTOR
 25.0 DEG. HELIX ANGLE 0.024 TOOTH THINNING FOR BACKLASH
 0.250 TOOL EDGE RADIUS LOADED AT TIP
 50 PERCENT LONG ADDENDUM PINION ($x_1 = 0.50$)
 50 PERCENT SHORT ADDENDUM GEAR ($x_2 = -0.50$)

GEAR TEETH	PINION TEETH															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12 I	0.092															
J	0.50	0.23														
14 I	0.112		0.100													
J	0.50	0.25	0.51	0.26												
17 I	0.136		0.124		0.109											
J	0.51	0.29	0.52	0.29	0.53	0.30										
21 I	0.162		0.149		0.133		0.117									
J	0.51	0.32	0.52	0.33	0.53	0.34	0.55	0.34								
26 I	0.187		0.174		0.157		0.140		0.124							
J	0.51	0.35	0.52	0.36	0.54	0.36	0.55	0.37	0.56	0.38						
35 I	0.219		0.206		0.189		0.171		0.154		0.132					
J	0.52	0.38	0.53	0.39	0.54	0.40	0.55	0.41	0.56	0.42	0.58	0.43				
55 I	0.260		0.247		0.231		0.214		0.197		0.174		0.140			
J	0.52	0.42	0.53	0.43	0.54	0.44	0.55	0.45	0.57	0.46	0.58	0.48	0.60	0.49		
135 I	0.313		0.302		0.290		0.276		0.263		0.245		0.216		0.150	
J	0.52	0.47	0.53	0.48	0.55	0.49	0.56	0.50	0.57	0.51	0.58	0.53	0.60	0.55	0.62	0.57

Tensión Límite de Durabilidad Superficial

$$\sigma_H \leq \frac{\sigma_{HP}}{S_H} \frac{Z_N}{Y_\theta} \frac{Z_W}{Y_Z}$$

σ_{HP} Tensión límite de contacto del material del engranaje.

Z_N : Es el factor de la cantidad de ciclos a la durabilidad superficial

Z_W : Es el factor de relación de dureza a la durabilidad superficial.

S_H : Es el factor de seguridad al Pitting

Y_θ : Es el factor de temperatura

Y_Z : Es el factor de confiabilidad

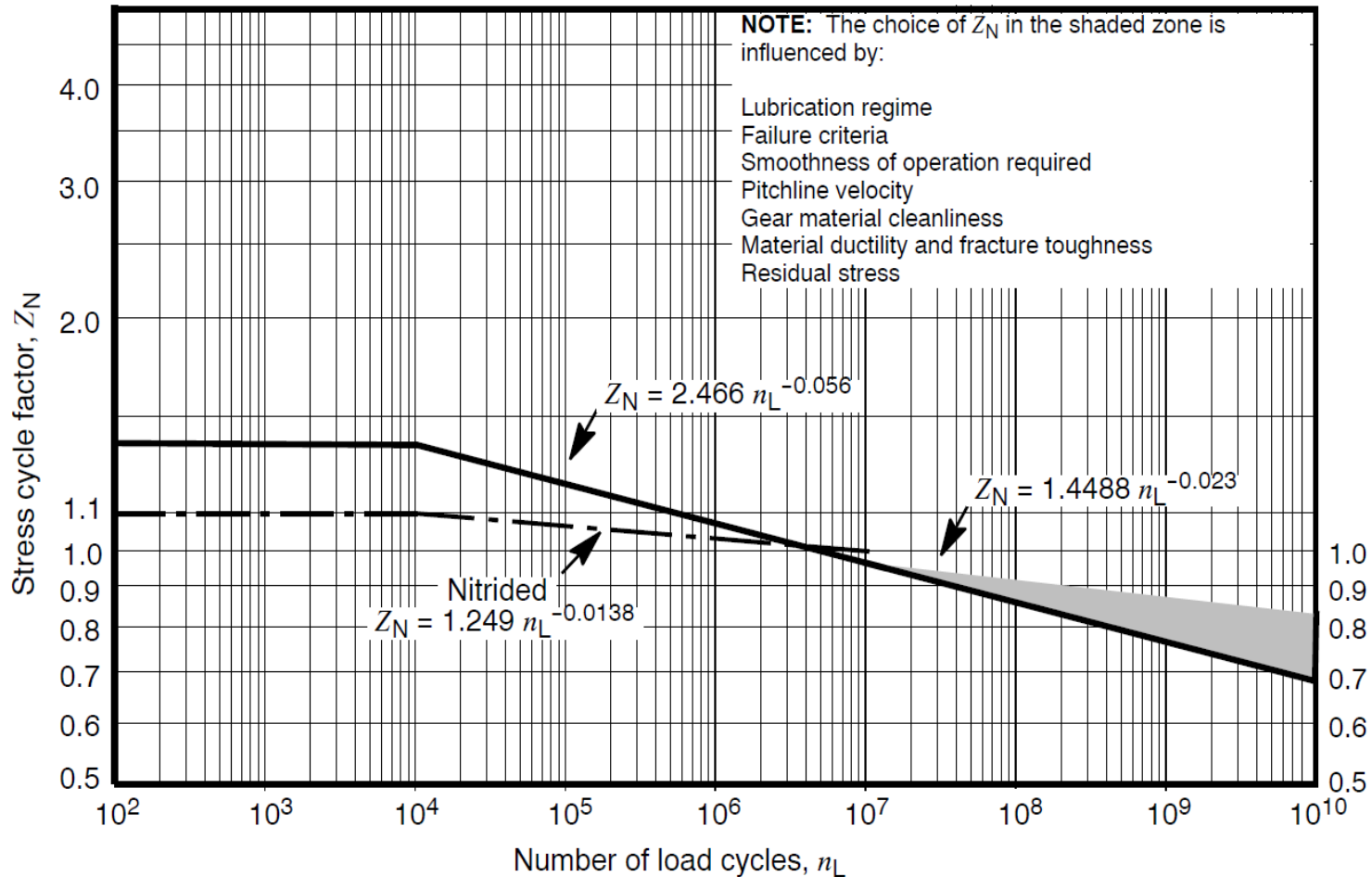
Table 3 - Allowable contact stress number, σ_{HP} , for steel gears

Material designation	Heat treatment	Minimum surface hardness ¹⁾	Allowable contact stress number ²⁾ , σ_{HP} N/mm ²		
			Grade 1	Grade 2	Grade 3
Steel ³⁾	Through hardened ⁴⁾	see figure 8	see figure 8	see figure 8	--
	Flame ⁵⁾ or induction hardened ⁵⁾	50 HRC	1170	1310	--
		54 HRC	1205	1345	--
	Carburized & hardened ⁵⁾	see table 9	1240	1550	1895
	Nitrided ⁵⁾ (through hardened steels)	83.5 HR15N	1035	1125	1205
		84.5 HR15N	1070	1160	1240
2.5% Chrome (no aluminum)	Nitrided ⁵⁾	87.5 HR15N	1070	1185	1305
Nitralloy 135M	Nitrided ⁵⁾	90.0 HR15N	1170	1260	1345
Nitralloy N	Nitrided ⁵⁾	90.0 HR15N	1185	1300	1415
2.5% Chrome (no aluminum)	Nitrided ⁵⁾	90.0 HR15N	1215	1350	1490

NOTES

- 1) Hardness to be equivalent to that at the start of active profile in the center of the face width.
- 2) See tables 7 through 10 for major metallurgical factors for each stress grade of steel gears.
- 3) The steel selected must be compatible with the heat treatment process selected and hardness required.
- 4) These materials must be annealed or normalized as a minimum.
- 5) The allowable stress numbers indicated may be used with the case depths prescribed in 16.1.

Z_N : Factor de la cantidad de ciclos a la durabilidad superficial



Zw : Factor de relación de dureza a la durabilidad superficial.

Este factor depende de:

- Relación de Transmisión
- Rugosidad Superficial del Piñón
- Dureza del Piñón y de la rueda

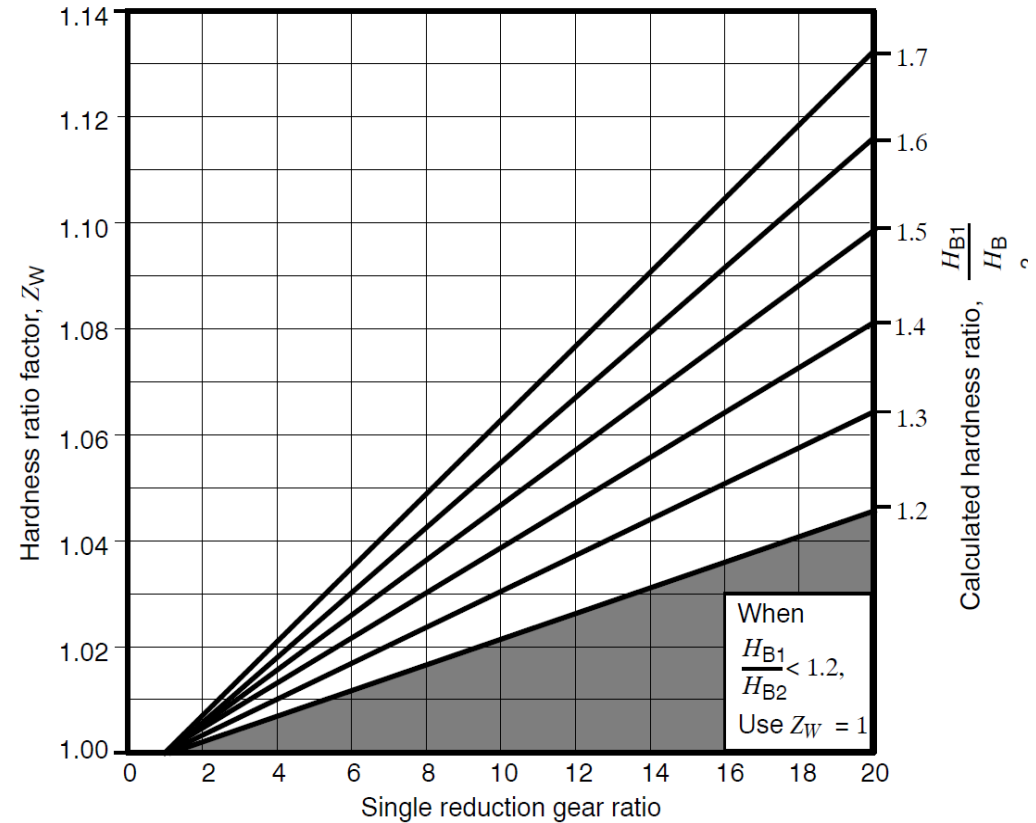



Figure 2 - Hardness ratio factor, Z_W (through hardened)



- Se calcula las tensiones debidas a la durabilidad superficial y se verifica

- $S_w = S_c/S_n > \sigma_c$