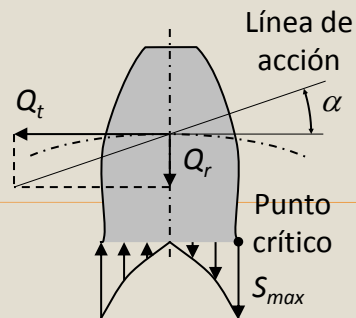


# CAPÍTULO 7

## TRANSMISIONES POR RUEDAS DENTADAS

### CÁLCULO DE LA RESISTENCIA MECÁNICA

Diseño II  
 Profesor: Libardo Vanegas  
 22 de abril de 2010



## CONTENIDO

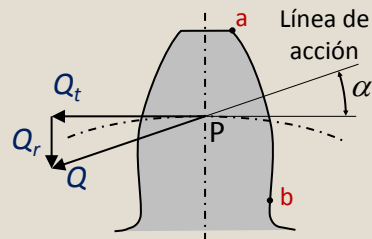
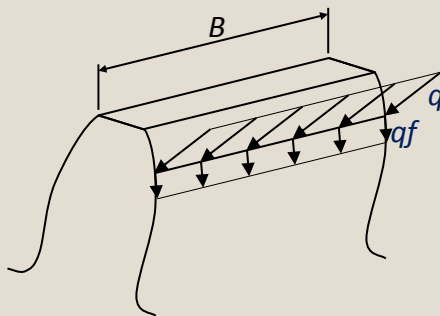
- × 7.1 Introducción
- × 7.2 **Fuerzas** en las ruedas dentadas
- × 7.3 Diseño de engranajes
- × 7.4 **Dis. eng. cilíndricos de dientes rectos**
  - + 7.4.1 ...resistencia a los esfuerzos variables por **flexión**
  - + 7.4.2 ...resistencia **superficial**
  - + 7.4.3 Factores de seguridad y diseño
- × 7.5 Dis. eng. cilíndricos de dientes **helicoidales**
- × 7.6 Diseño de engranajes **cónicos**
- × 7.7 Diseño de engranes **sinfín**
- × 7.8 **Materiales** para engranes

## 7.1 INTRODUCCIÓN

- × Objetivo del diseño de engranajes: adecuada **duración** de las ruedas dentadas
  - + Fatiga por **flexión** en la base del diente
  - + Fatiga **superficial** por esfuerzos de contacto
  - + Capacidad térmica (sólo para transmisiones por TSF)
- × Los otros tipos de falla (**desgaste, deformación plástica, fractura, etc.**) se pueden evitar con una adecuada lubricación, manufactura, tratamiento térmico y montaje y evitando interferencia

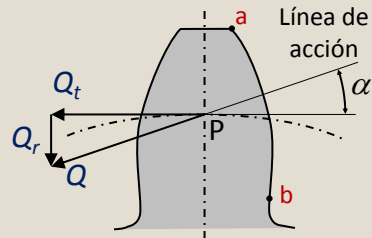
## 7.2 FUERZAS EN LAS RUEDAS DENTADAS

- × En engranes cilíndricos de dientes rectos:
  - +  $Q$ : fuerza normal
  - +  $fQ \approx 0$ : fuerza de fricción ( $f$ : coeficiente de fricción)
  - +  $Q = qB$  ( $q$ : fuerza por unidad de longitud)
  - +  $Q = Q_t + Q_r$  (suma vectorial)
  - + La fuerza  $Q$  se mueve desde **a hasta b**



## 7.2 FUERZAS EN LAS RUEDAS DENTADAS

- ×  $Q = Q_r + Q_t$
- ×  $Q_t = Q \cos \alpha$
- ×  $Q_r = Q \sin \alpha$
- ×  $Q_r = Q_t \tan \alpha$
- ×  $Q_t = T/(D/2) = 2T/D$
- × Ver ecuaciones para otros tipos de ruedas dentadas



## 7.3 DISEÑO DE ENGRANAJES

- × Acople y desacople de los dientes → cargas variables → **fatiga**
  - + Rotura (**flexión** en la base del diente)
  - + Picado (**superficial** por esfuerzos de contacto)
  - + Capacidad térmica (sólo para transmisiones por TSF)
- × **Rotura**: puede evitarse con un correcto dimensionamiento y selección del material (diseño para vida infinita)
- × **Picado**: diseño para vida finita (no existe límite de fatiga superficial)

## 7.3 DISEÑO DE ENGRANAJES

- × ¿Soderberg y Goodman modificada?
- × Existe información experimental sobre la resistencia a la fatiga de dientes de engranajes (**experimentos con engranes reales**)
- × Las ecuaciones estudiadas aquí son las recomendadas por la **AGMA** (American Gear Manufacturers Association)
- × Los **procedimientos de cálculo** pueden adoptarse de Ocampo (1993):
  - + **Para ruedas cilíndricas**: ver guía para el cálculo de ...
  - + **Para ruedas cónicas**: ver Ocampo (1993) pasos 1 al 12 y 17 págs. 297 a 299)
- × Los esfuerzos máximos y los permisibles y los factores de seguridad se calculan de acuerdo con la sección 7.6 de esta presentación

## 7.4 ENGRANAJES **CILÍNDRICOS** DE DIENTES **RECTOS**

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR **FLEXIÓN**

- × Ecuación de Lewis
- × Ecuación de esfuerzos a flexión de AGMA
- × Resistencia a la fatiga por flexión AGMA

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

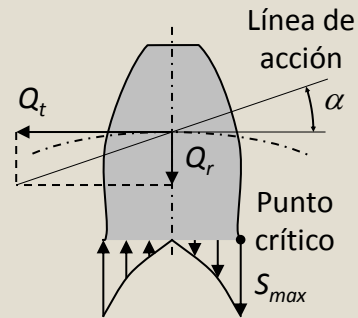
### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Ecuación de Lewis

$$S_b = \frac{Q_t P_d}{BY}, \quad \text{o} \quad S_b = \frac{Q_t}{BYm},$$

Y: factor de forma de Lewis

Primera ecuación útil para el esfuerzo a flexión en un diente de engranaje. Planteada por W. Lewis en 1892.



$$S_b = \frac{Mc}{I}, \quad \text{donde} \quad I = \frac{bh^3}{12}$$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Ecuación de esfuerzos a flexión AGMA

✘ Estándar 2001-B88

$$S_b = \frac{Q_t}{BmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I,$$

✘  $J$ : Factor geométrico que tiene en cuenta la geometría y la concentración de esfuerzos

Ecuación de Lewis 
$$S_b = \frac{Q_t}{BYm},$$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Condiciones de la ecuación AGMA

- ✘ La razón de contacto está entre 1 y 2
- ✘ No hay interferencia entre puntas y raíces de los dientes, y no hay rebaje en la parte activa del flanco
- ✘ Ningún diente es puntiagudo
- ✘ Existe juego diferente de cero
- ✘ Los redondeos de la raíz son estándar, son suaves y producidos por un proceso de generación
- ✘ Se desprecian las fuerzas de fricción
- ✘ Los engranes son externos (para engranes internos AGMA define también procedimientos de diseño)
- ✘ Nota: si  $r_c > 2$ , este procedimiento da resultados conservadores

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Factor geométrico de resistencia a flexión ( $J$ )

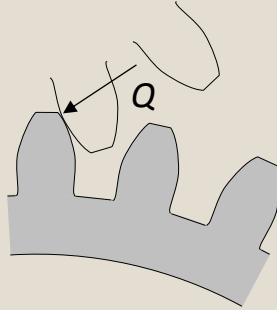
- ✘ Tiene en cuenta:
  - + La dimensión del diente en la raíz
  - + La altura del diente
  - + El efecto de concentración de esfuerzos
- ✘ Entonces depende de:
  - +  $\alpha$ ,  $Z$ , tipo de dientes (estándar de profundidad completa o de cabeza desigual)
- ✘ Tablas 11-8 a 11-15 de Norton

$$S_b = \frac{Q_t}{BmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I$$

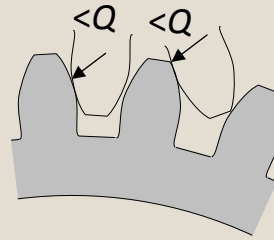
## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

$J$  también depende de si la carga máxima ocurre en las puntas o en un punto intermedio



La carga máxima ocurre en las **puntas**



La carga máxima ocurre en un punto intermedio del flanco (**HPSTC**)

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

Por ejemplo:  $\alpha = 20^\circ$  (carga en las puntas)

TABLA 11-8 Factor geométrico  $J$  a flexión AGMA para dientes de profundidad total de  $20^\circ$  con carga en las puntas

Dientes en el engrane	Dientes en el piñón																
	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	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	U	U											
21	U	U	U	U	U	U	0.24	0.24									
26	U	U	U	U	U	U	0.24	0.25	0.25	0.25							
35	U	U	U	U	U	U	0.24	0.26	0.25	0.26	0.26	0.26					
55	U	U	U	U	U	U	0.24	0.28	0.25	0.28	0.26	0.28	0.28	0.28			
135	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	

✗ P: piñón; G: rueda; U: rebaje debido a interferencia

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

Por ejemplo:  $\alpha = 20^\circ$  (HPSTC: highest point of single tooth contact)

TABLA 11-9 Factor geométrico  $J$  a flexión AGMA para dientes de profundidad total de  $20^\circ$  con carga HPSTC

Dientes en el engrane	Dientes en el piñón																
	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	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	U	U											
21	U	U	U	U	U	U	0.33	0.33									
26	U	U	U	U	U	U	0.33	0.35	0.35	0.35							
35	U	U	U	U	U	U	0.34	0.37	0.36	0.38	0.39	0.39					
55	U	U	U	U	U	U	0.34	0.40	0.37	0.41	0.40	0.42	0.43	0.43			
135	U	U	U	U	U	U	0.35	0.43	0.38	0.44	0.41	0.45	0.45	0.47	0.49	0.49	

× P: piñón; G: rueda; U: rebaje debido a interferencia

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Factor geométrico de resistencia a flexión ( $J$ )

- × ¿Carga en la punta o HPSTC?
- × Se escoge con base en precisión y  $r_c$
- × Ejemplos:
  - + Para  $r_c = 1$ , la carga máxima ocurre en la punta
  - + Para  $r_c > 1.4$  y alta precisión: HPSTC
  - + Para  $r_c > 1.4$  y baja precisión: en la punta

$$S_b = \frac{Q_t}{BmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I$$



## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Factor dinámico ( $K_v$ )

- ✘ Considera cargas dinámicas (vibración e impactos) producidas por inexactitudes del perfil (**error de transmisión**)
- ✘ Es función de  $Q_v$  y de la **velocidad periférica**
- ✘ AGMA suministra curvas empíricas (y sus ecuaciones)
- ✘ Figura 11-22 de Norton

$$S_b = \frac{Q_t}{BmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I$$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Factor dinámico ( $K_v$ ) (y $C_v$ )

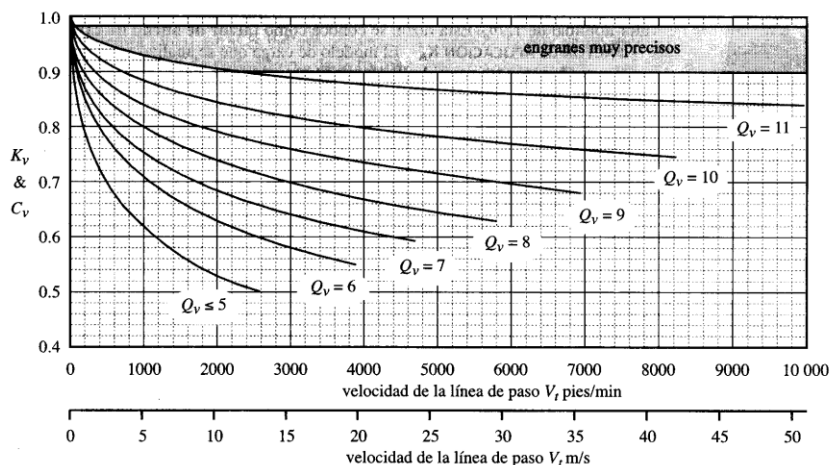


FIGURA 11-22

Factores dinámicos  $K_v$  y  $C_v$  de AGMA.

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Factor de distribución de carga ( $K_m$ )

- ✘ La carga no se distribuye uniformemente a lo largo del diente debido a:
  - + Desalineación axial de los engranes
  - + Desviación axial de la forma del diente
- ✘ Tabla 11-16 de Norton

B (mm)	< 50	150	250	≥ 500
$K_m$	1.6	1.7	1.8	2.0

Se recomienda que  $8m < B < 16m$

$$S_b = \frac{Q_t}{BmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I$$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Factor de aplicación ( $K_a$ )

- ✘ Tiene en cuenta cargas dinámicas debidas a las máquinas (sobrecargas, cargas pico, variaciones súbitas de carga):
- ✘ Tabla 11-17 de Norton

Máquina impulsora	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto severo
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	≥ 1.75
Impacto ligero (motor multicilindro)	1.25	1.50	≥ 2.00
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	≥ 2.25

$$S_b = \frac{Q_t}{BmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I$$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Factor de tamaño ( $K_s$ )

- ✗ Igual significado que  $K_b$  en la teoría de fatiga
- ✗ AGMA no ha establecido normas sobre  $K_s$
- ✗ Tomar  $K_s = 1$
- ✗ Sin embargo, para dientes muy “grandes” tomar  $K_s$  del orden de 1.25 a 1.5 (Norton, 1999)

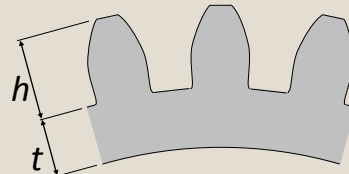
$$S_b = \frac{Q_t}{BmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I$$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Factor de espesor de aro ( $K_B$ )

Tiene en cuenta la posibilidad de falla del aro



$$K_B = -2m_B + 3.4, \quad 0.5 \leq m_B \leq 1.2$$

$$K_B = 1.0, \quad m_B > 1.2$$

donde:  $m_B = \frac{t}{h}$ ,

$m_B$  es la razón de respaldo (se recomienda que  $m_B \geq 0.5$ )

Para engranes sólidos  $K_B = 1$

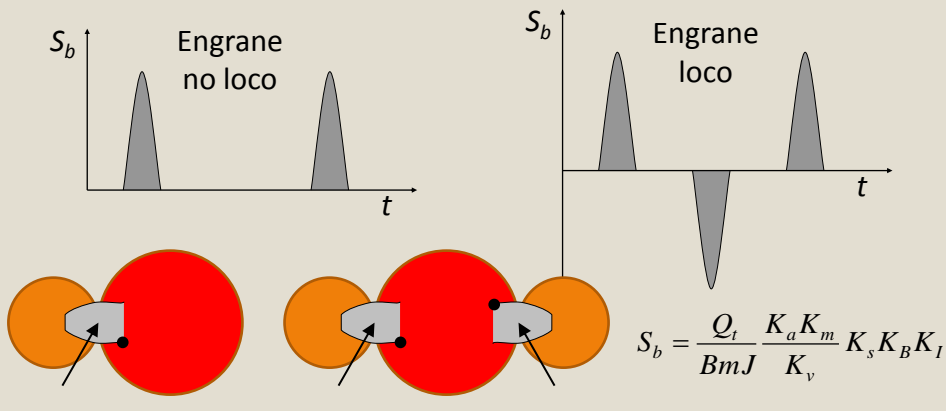
$$S_b = \frac{Q_t}{BmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I$$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Factor de engrane intermedio o loco ( $K_I$ )

×  $K_I = 1.42$  (loco);  $K_I = 1$  (no loco)



## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Resistencia a la fatiga por flexión AGMA ( $S_{fb}'$ )

- ×  $S_{fb}'$  corresponde a un esfuerzo permisible
- × AGMA ha publicado valores para algunos materiales (aceros, hierros fundidos y bronce):
  - + Tabla 11-20 de Norton (1999)
  - + Figura 11-25 de Norton (1999)

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Resistencia a la fatiga por flexión AGMA ( $S_{fb}'$ )

TABLA 11-20 Resistencias a la fatiga por fricción  $S_{fb}'$  de AGMA para una selección de materiales de engrane\*

Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por flexión	
					psi x 10 <sup>3</sup>	MPa
Acero	A1-A5		Endurecido en la masa	≤ 180 HB	25-33	170-230
			Endurecido en la masa	240 HB	31-41	210-280
			Endurecido en la masa	300 HB	36-47	250-325
			Endurecido en la masa	360 HB	40-52	280-360
			Endurecido en la masa	400 HB	42-56	290-390
			Endurecido con llama o por inducción	Patrón de tipo A 50-54 HRC	45-55	310-380
			Endurecido con llama o por inducción	Patrón de tipo B	22	150
			Carburizado y cementado	55-64HRC	55-75	380-520
			AISI 4140 Nitruizado	84.6 15N	34-45	230-310
			AISI 4340 Nitruizado	83.5 15N	36-47	250-325
			Nitalloy 135M Nitruizado	90.0 15N	38-48	260-330
Nitalloy N Nitruizado	90.0 15N	40-50	280-345			
Cromo al 2.5% Nitruizado	87.5-90.0 15N	55-65	380-450			
Hierro fundido	20	Clase 20	como está fundido		5	35
	30	Clase 30	como está fundido	175 HB	8	69
	40	Clase 40	como está fundido	200 HB	13	90

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

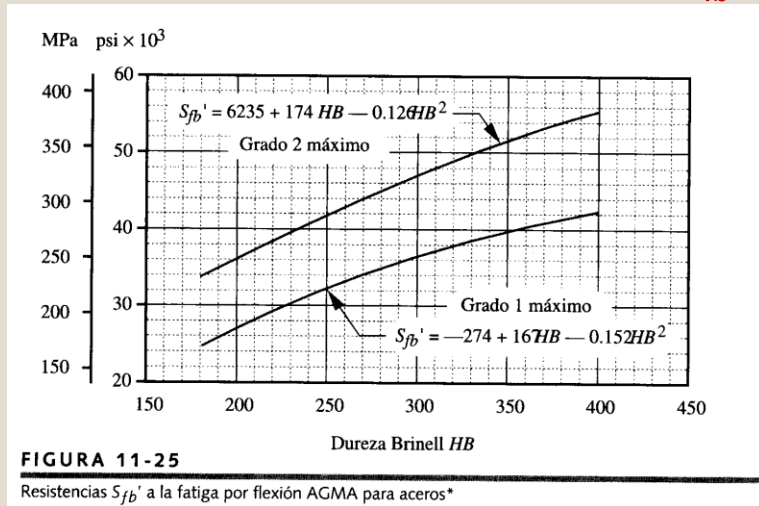
#### Resistencia a la fatiga por flexión AGMA ( $S_{fb}'$ )

		Nitalloy 135M Nitruizado		90.0 15N	40-50	280-345
		Cromo al 2.5% Nitruizado		87.5-90.0 15N	55-65	380-450
Hierro fundido	20	Clase 20	como está fundido		5	35
	30	Clase 30	como está fundido	175 HB	8	69
	40	Clase 40	como está fundido	200 HB	13	90
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	22-33	150-230
	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	22-33	150-230
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	27-40	180-280
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	27-40	180-280
Hierro maleable (perlitico)	A-8-c	45007		165 HB	10	70
	A-8-e	50005		180 HB	13	90
	A-8-f	53007		195 HB	16	110
	A-8-i	80002		240 HB	21	145
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundición en arena	Resistencia a la tensión 40 ksi mínima	5.7	40
	Al/Br 3	Aleación ASTM B-148 78 954	Con tratamiento térmico	Resistencia a la tensión 90 ksi mínimo	23.6	160

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Resistencia a la fatiga por flexión AGMA ( $S_{fb}'$ )



## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Diseño por esfuerzos variables a flexión

$$S_b < S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}',$$

- ✘  $S_{fb}'$ : esfuerzo permisible a flexión AGMA
- ✘  $S_{fb}$ : esfuerzo permisible a flexión corregido
- ✘  $S_b$ : esfuerzo máximo a flexión AGMA
- ✘  $K_L$ : factor de vida,  $K_T$ : factor de temperatura,  $K_R$ : factor de confiabilidad

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Factor de vida ( $K_L$ )

- ✗  $S_{fb}'$  está basado en una vida de  $10^7$  ciclos
- ✗ Otras vidas → Figura 11-24 de Norton (1999) para aceros

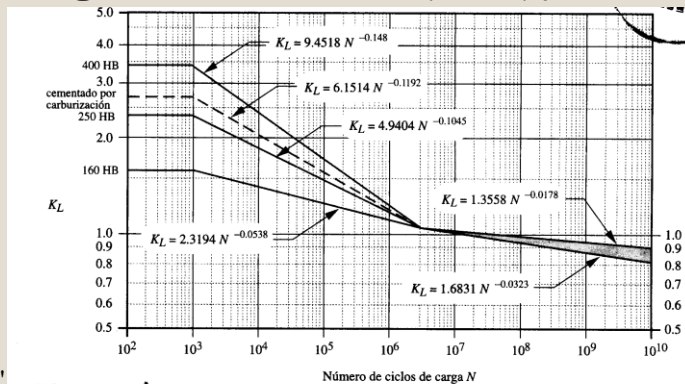


FIGURA 11-24\*  
Factor de vida de resistencia a flexión  $K_L$  de AGMA

$$S_b < S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}'$$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Factor de temperatura ( $K_T$ )

- ✗ Sólo usar para aceros:

$$K_T = 1, \quad \text{para } T_F \leq 250^\circ\text{F}$$

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620}, \quad \text{para } T_F > 250^\circ\text{F}$$

$$S_b < S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}'$$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

#### Factor de confiabilidad ( $K_R$ )

- × Los datos AGMA se basan en una confiabilidad de 99% (1 falla por cada 100 muestras)
- × Tabla 11-19 de Norton (1999)

Confiabilidad (%)	90	99	99.9	99.99
$K_R$	0.85	1.00	1.25	1.50

$$S_b < S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}'$$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.1 RESISTENCIA A LOS ESFUERZOS VARIABLES POR FLEXIÓN

Resumen sección 7.4.1:

- × Ecuación de Lewis
- × Ecuación de esfuerzos a flexión de AGMA
- × Resistencia a la fatiga por flexión AGMA



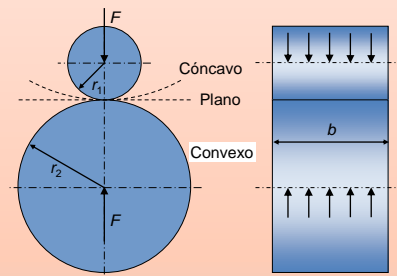
## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.2 RESISTENCIA SUPERFICIAL

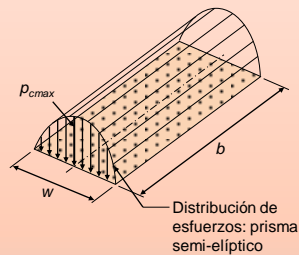
- ✘ Los dientes de las ruedas dentadas están sujetos a rodadura y deslizamiento soportando esfuerzos de compresión por contacto variables (de contacto hertziano, dinámicos) → **fatiga superficial**
- ✘ Ecuación de esfuerzos superficiales AGMA
- ✘ Resistencia a la fatiga superficial AGMA

#### Diseño I

#### Contacto cilindro - cilindro



(a) Elementos cilíndricos en contacto bajo la acción de una fuerza  $F$  de compresión



(b) Área de contacto rectangular de ancho  $w$ , y distribución del esfuerzo de compresión

$$w = 4 \sqrt{\frac{F}{\pi b} \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{(1/r_1 \pm 1/r_2)}}$$

$$p_{cmax} = \frac{4F}{\pi w b} = \sqrt{\frac{F}{b \pi} \frac{(1/r_1 \pm 1/r_2)}{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}}$$

Si  $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$  (por ejemplo, acero)

$$w = 2.15 \sqrt{\frac{F}{b} \frac{1/E_1 + 1/E_2}{(1/r_1 \pm 1/r_2)}}$$

$$p_{cmax} = \frac{4F}{\pi w b} = 0.59 \sqrt{\frac{F(1/r_1 \pm 1/r_2)}{b(1/E_1 + 1/E_2)}}$$

$$S_{smax} = 0.304 p_{cmax} \quad z_r = 0.4w$$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.2 RESISTENCIA SUPERFICIAL

#### Ecuación de esfuerzos superficiales AGMA

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{Q_t}{BID} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f},$$

- ✗  $S_c$ : esfuerzo máximo de compresión por contacto
- ✗  $Q_t$ : fuerza tangencial,  $B$ : ancho del diente,  $D$ : diámetro primitivo
- ✗  $C_a = K_a$ ,  $C_m = K_m$ ,  $C_v = K_v$  y  $C_s = K_s$  (factores de aplicación, de distribución de carga, dinámico y de tamaño)
- ✗  $I$ : Factor de geometría superficial
- ✗  $C_p$ : coeficiente elástico
- ✗  $C_f$ : factor de acabado superficial

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.2 RESISTENCIA SUPERFICIAL

#### Factor de geometría superficial ( $I$ )

- ✗ De acuerdo con AGMA:

$$I = \frac{\cos \alpha}{\left( \frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g} \right) D_p},$$

- + donde  $\rho_p$  y  $\rho_g$ : radios de curvatura de los dientes del piñón y la rueda
- +  $\alpha$ : ángulo de presión,  $D_p$ : diámetro primitivo del piñón
- + Para todas las ecuaciones: el signo superior se toma para engranes externos y el inferior cuando uno es interno

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{Q_t}{BID} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f},$$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.2 RESISTENCIA SUPERFICIAL

#### Factor de geometría superficial ( $I$ )

× Donde

$$\rho_p = \sqrt{(R_p + (1 + x_p)m)^2 - (R_p \cos \alpha)^2} - \pi m \cos \alpha,$$

$$\rho_g = A \operatorname{sen} \alpha \mp \rho_p,$$

- ×  $m$ : módulo,  $R_p$ : radio primitivo del piñón,  $A$ : distancia entre centros
- ×  $x_p$ : coeficiente de cabeza del piñón:
- ×  $x_p = 0$ , para dientes estándar (de profundidad completa)
- ×  $x_p = 0.25$ , para dientes del piñón con 25% más de altura de cabeza, etcétera

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{Q_t}{BID} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f},$$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.2 RESISTENCIA SUPERFICIAL

#### Coeficiente elástico ( $C_p$ )

× Considera las diferencias entre los materiales de los dientes:

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[ \left( \frac{1 - \mu_p^2}{E_p} \right) + \left( \frac{1 - \mu_g^2}{E_g} \right) \right]}}$$

- ×  $E_p$  y  $E_g$ : módulos de elasticidad del piñón y la rueda
- ×  $\mu_p$  y  $\mu_g$ : relaciones de Poisson

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{Q_t}{BID} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f},$$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.2 RESISTENCIA SUPERFICIAL

#### Coefficiente elástico ( $C_p$ ) (Tabla 11-18 de Norton (1999))

TABLA 11-18 Coeficiente elástico AGMA  $C_p$  en unidades de  $[\text{psi}]^{0.5}$  ( $[\text{MPa}]^{0.5}$ )\*

Material del piñón	$E_p$ psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

\* Los valores de  $E_p$  de esta tabla son aproximados, y se aplicó  $\nu = 0.3$  como aproximación de la razón de Poisson para todos los materiales. De haber disponibles cifras más precisas para  $E_p$  y para  $\nu$ , deberán aplicarse en la ecuación 11.23 para obtener  $C_p$ .

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.2 RESISTENCIA SUPERFICIAL

#### Factor de acabado superficial ( $C_f$ )

- ✘ Tiene en cuenta acabados superficiales de los dientes extraordinariamente ásperos
- ✘ Para métodos de manufactura convencionales

$$C_f = 1$$

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{Q_t}{BID} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f},$$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.2 RESISTENCIA SUPERFICIAL

#### Resistencia a la fatiga superficial AGMA ( $S_{fc}'$ )

- ✗  $S_{fc}'$  corresponde a un esfuerzo permisible
- ✗ AGMA ha publicado valores para algunos materiales (aceros, hierros fundidos y bronce):
  - + Tabla 11-21 de Norton (1999)
  - + Figura 11-27 de Norton (1999)

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.2 RESISTENCIA SUPERFICIAL

#### Resistencia a la fatiga superficial AGMA ( $S_{fc}'$ )

**TABLA 11-21 Resistencias  $S_{fc}'$  a la fatiga superficial AGMA para una selección de materiales de engranes\***

Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por flexión	
					psi x 10 <sup>3</sup>	MPa
Acero	A1-A5		Endurecido en la masa	≤ 180 HB	85-95	590-660
			Endurecido en la masa	240 HB	105-115	720-790
			Endurecido en la masa	300 HB	120-135	830-930
			Endurecido en la masa	360 HB	145-160	1000-1100
			Endurecido en la masa	400 HB	155-170	1100-1200
			Endurecido con llama o por inducción	50 HRC	170-190	1200-1300
			Endurecido con llama o por inducción	54 HRC	175-195	1200-1300
			Carburizado y cementado	55-64HRC	180-225	1250-1300
			AISI 4140 Nitruizado	84.6 15N	155-180	1100-1250
			AISI 4340 Nitruizado	83.5 15N	150-175	1050-1200
			Nitralloy 135M Nitruizado	90.0 15N	170-195	1170-1350
			Nitralloy N Nitruizado	90.0 15N	195-205	1340-1410
			Cromo al 25% Nitruizado	87.5 15N	155-172	1100-1200
	Cromo al 25% Nitruizado	90.0 15N	192-216	1300-1500		
Hierro	20	Clase 20	Como está fundido		50-60	340-410

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.2 RESISTENCIA SUPERFICIAL

#### Resistencia a la fatiga superficial AGMA ( $S_{fc}'$ )

		Nitalloy N	Nitrurizado	90.0 15N	195-205	1340-1410
		Cromo al 25%	Nitrurizado	87.5 15N	155-172	1100-1200
		Cromo al 25%	Nitrurizado	90.0 15N	192-216	1300-1500
Hierro fundido	20	Clase 20	Como está fundido		50-60	340-410
	30	Clase 30	Como está fundido	175 HB	65-70	450-520
	40	Clase 40	Como está fundido	200 HB	75-85	520-590
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	77-92	530-630
	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	77-92	530-630
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	92-112	630-770
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	103-126	710-870
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	72	500
	A-8-e	50005		180 HB	78	540
	A-8-f	53007		195 HB	83	570
	A-8-i	80002		240 HB	94	650
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundición en arena	Resistencia a la tensión 40 ksi mínima	30	450
	Al/Br 3	Aleación ASTM B-148 78 954	Con tratamiento térmico	Resistencia a la tensión 90 ksi mínimo	65	450

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.2 RESISTENCIA SUPERFICIAL

#### Resistencia a la fatiga superficial AGMA ( $S_{fc}'$ )

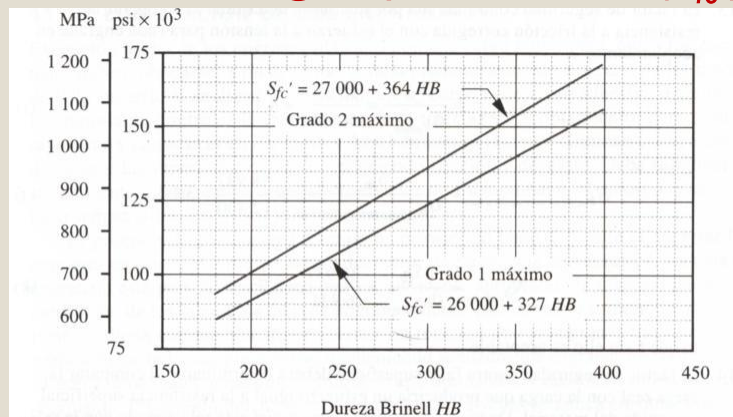


FIGURA 11-27

Resistencias a la fatiga superficial  $S_{fc}'$  AGMA para los aceros\*

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.2 RESISTENCIA SUPERFICIAL

#### Diseño por esfuerzos superficiales variables

$$S_c < S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}' ,$$

- ✘  $S_{fc}'$ : esfuerzo superficial permisible AGMA
- ✘  $S_{fc}$ : esfuerzo superficial permisible corregido
- ✘  $S_c$ : esfuerzo máximo de compresión por contacto AGMA
- ✘  $C_T = K_T$  y  $C_R = K_R$  (factores de temperatura y confiabilidad)
- ✘  $C_L$ : factor de vida superficial,  $C_H$ : factor de razón de dureza

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.2 RESISTENCIA SUPERFICIAL

#### Factor de vida superficial ( $C_L$ )

$$S_c < S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}' ,$$

- ✘ Igual significado que  $K_L$
- ✘  $S_{fc}'$  se obtiene para  $10^7$  ciclos

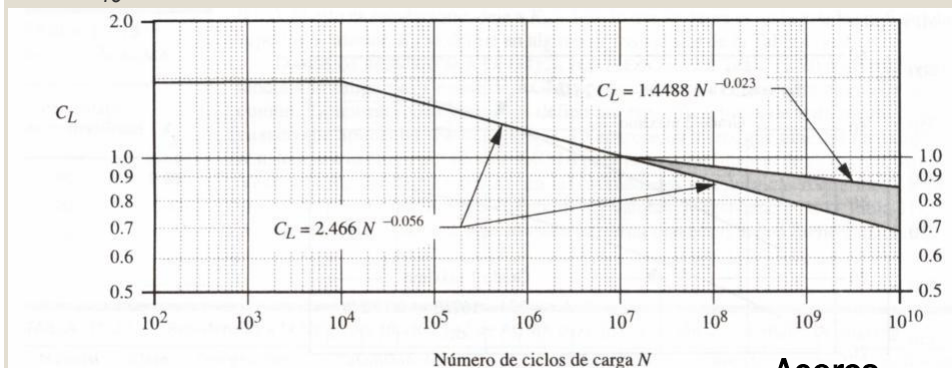


FIGURA 11-26\*

Factor de vida o resistencia a la fatiga superficial AGMA  $C_L$

Aceros

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.2 RESISTENCIA SUPERFICIAL

#### Factor de razón de dureza( $C_H$ )

$$S_c < S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}'$$

- ✗ Los dientes de la rueda se endurecen por deformación cuando aquellos del piñón son más duros
- ✗ Se aplica a la rueda (no al piñón)
- ✗  $C_H \geq 1 \rightarrow$  aumenta el esfuerzo permisible

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.2 RESISTENCIA SUPERFICIAL

#### Factor de razón de dureza( $C_H$ )

$$S_c < S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}'$$

- ✗ Para piñones endurecidos en su masa que operan contra ruedas endurecidas en su masa:

$$C_H = 1 + C_1(i - 1),$$

- ✗ Para piñones endurecidos superficialmente (> 48 HRC) y ruedas endurecidas en su masa:

$$C_H = 1 + C_2(450 - HB_g),$$

- ✗  $HB_p$  y  $HB_g$ : durezas Brinell del piñón (p) y la rueda (g).

- ✗  $R_q$ : aspereza superficial media cuadrática de los dientes del piñón

$$\text{si } \frac{HB_p}{HB_g} < 1.2, \text{ entonces } C_1 = 0$$

$$\text{si } 1.2 \leq \frac{HB_p}{HB_g} \leq 1.7, \text{ entonces } C_1 = 0.00898 \frac{HB_p}{HB_g} - 0.00829$$

$$\text{si } \frac{HB_p}{HB_g} > 1.7, \text{ entonces } C_1 = 0.00698$$

$$C_2 = 0.00075e^{-0.052R_q}$$



## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.3 FACTORES DE SEGURIDAD Y DISEÑO

$$N_b = \frac{S_{fb}}{S_b}, \quad N_c = \left( \frac{S_{fc}}{S_c} \right)^2,$$

- ×  $N_b$ : factor de seguridad para los esfuerzos a flexión
- ×  $N_c$ : factor de seguridad para los esfuerzos superficiales (nota: el esfuerzo es proporcional a la raíz cuadrada de la fuerza)
- ×  $N_b$  y  $N_c > 1$

## 7.4 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

### 7.4.3 FACTORES DE SEGURIDAD Y DISEÑO

- × Proceso de diseño **iterativo**
- × Se asumen unos parámetros y se calculan otros
- × **Datos iniciales**:  $T$  o  $P$ ,  $i$  y  $\omega_1$ , duración, temperatura, confiabilidad, etc.
- × **Datos a determinar**: diámetros primitivos, módulo, ángulo de presión, tipo de diente (estándar o de cabeza larga), ancho del diente, materiales, factores de seguridad, método de manufactura, precisión de fabricación de los dientes, etc.
- × Se itera hasta obtener **factores de seguridad** aceptables

## 7.5 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES HELICOIDALES

- Se usan las mismas ecuaciones para  $S_b$  (esfuerzo por flexión) y  $S_c$  (esfuerzo de compresión por contacto):

$$S_b = \frac{Q_t}{BmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I, \quad S_c = C_p \sqrt{\frac{Q_t}{BID} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f}$$

- Pero los valores de  $J$  e  $I$  son diferentes
- $J$  (factor geométrico de resistencia a flexión): tablas 12-1 a 12-6 de Norton (1999)

- $I$  (factor de geometría superficial): 
$$I = \frac{\cos \alpha}{\left( \frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g} \right) D_p m_N},$$



## 7.5 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES HELICOIDALES

- Factor geométrico de resistencia a flexión ( $J$ )

Por ejemplo:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\beta = 10^\circ$  (carga en las puntas)

TABLA 12-1 Factor geométrico  $J$  a flexión AGMA para  $\phi = 20^\circ$ ,  $\psi = 10^\circ$  dientes de profundidad completa con carga en las puntas

Dientes del engrane	Dientes del piñón																
	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	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	U	U											
21	U	U	U	U	U	U	0.46	0.46									
26	U	U	U	U	U	U	0.47	0.49	0.49	0.49							
35	U	U	U	U	U	U	0.48	0.52	0.50	0.53	0.54	0.54					
55	U	U	U	U	U	U	0.49	0.55	0.52	0.56	0.55	0.57	0.59	0.59			
135	U	U	U	U	U	U	0.50	0.60	0.53	0.61	0.57	0.62	0.60	0.63	0.65	0.65	

TABLA 12-2 Factor geométrico  $J$  a flexión AGMA para  $\phi = 20^\circ$ ,  $\psi = 20^\circ$  dientes de profundidad

- P: piñón; G: rueda; U: rebaje debido a interferencia

## 7.5 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES HELICOIDALES

### ✗ Factor de geometría superficial ( $I$ )

$$L_{min} = \frac{r_c B - (1 - n_a)(1 - n_r) p_a}{\cos \beta_b}, \text{ si } n_a > 1 - n_r$$

$$I = \frac{\cos \alpha}{\left( \frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g} \right) D_p m_N} \quad m_N = \frac{B}{L_{min}}$$

$$L_{min} = \frac{r_c B - n_a n_r p_a}{\cos \beta_b}, \text{ si } n_a \leq 1 - n_r$$

$n_r$  = parte fraccionaria de la **razón de contacto** (transversal)  $r_c$

$n_a$  = parte fraccionaria de la **razón de contacto axial**  $r_{ca}$  (No. promedio de dientes engranando a lo largo de una línea axial)

$$r_{ca} = \frac{B}{p_a} = \frac{B \tan \beta}{m \pi}$$

- ✗  $m_N$ : razón de distribución de carga
- ✗  $L_{min}$ : longitud mínima de las líneas de contacto
- ✗  $p_a$ : paso axial
- ✗  $\beta$ : ángulo de inclinación del diente
- ✗  $\beta_b$ : ángulo de base de la hélice
- ✗  $\rho_p$  y  $\rho_g$ : radios de curvatura de los dientes
- ✗  $A$ : distancia entre centros real (de operación)

$$\beta_b = \cos^{-1} \left( \cos \beta \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha} \right)$$

$$\rho_p = \sqrt{\left\{ 0.5 \left[ (R_p + h_{1p}) \pm (A - R_g - h_{1g}) \right] \right\}^2 - (R_p \cos \alpha)^2}$$

$$\rho_g = A \sin \alpha \mp \rho_p$$

## 7.5 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES HELICOIDALES

- ✗ Las resistencias del material, así como los factores de seguridad, se obtienen de la manera explicada en la sección 7.4

$$S_b < S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}'$$

$$N_b = \frac{S_{fb}}{S_b}$$

$$S_c < S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}'$$

$$N_c = \left( \frac{S_{fc}}{S_c} \right)^2$$

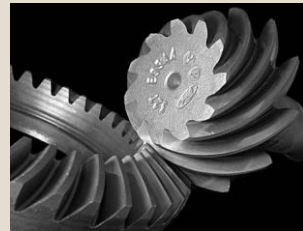
- ✗  $N_b$ : factor de seguridad para los esfuerzos a flexión
- ✗  $N_c$ : factor de seguridad para los esfuerzos superficiales
- ✗  $N_b$  y  $N_c > 1$

## 7.5 ENGRANAJES CÓNICOS

- ✘ Esfuerzo a flexión ( $S_b$ ) para dientes **rectos** o en **espiral**:

$$S_b = \frac{2T_p}{D_p} \frac{1}{BmJ} \frac{K_a K_m K_s}{K_v K_x}$$

- ✘  $T_p$ : par de torsión del piñón
- ✘  $D_p$ : diámetro primitivo del piñón
- ✘  $K_a$ ,  $K_m$ ,  $K_s$  y  $K_v$  se pueden calcular de la misma forma que para engranes cilíndricos de dientes rectos
- ✘  $K_x = 1$  para dientes cónicos rectos y es una función del radio de la herramienta para engranes en espiral o Zerol
- ✘ Factor geométrico  $J$  (figuras 12.5 y 12.8 de Norton (1999))



## 7.5 ENGRANAJES CÓNICOS

- ✘ **Factor geométrico ( $J$ ) (dientes rectos,  $\alpha = 20^\circ$ )**

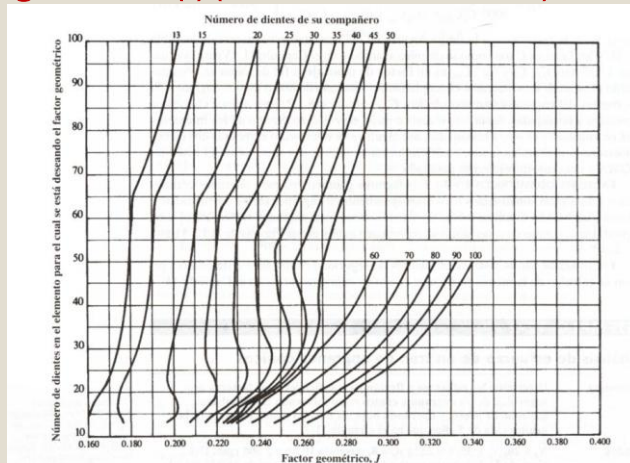


FIGURA 12-5

Factor geométrico  $J$  para engranes cónicos rectos con  $\phi = 20^\circ$  y un radio de borde de herramienta 0.120/ $p_d$ . Fuente: Tomado del estándar 2003-AB6 de AGMA, *Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, ZEROL<sup>®</sup> Bevel, and Spiral Bevel Gear Teeth*, con permiso del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King St., Suite 201, Alexandria, Va., 22314

## 7.5 ENGRANAJES CÓNICOS

- × Esfuerzo de compresión por contacto ( $S_c$ ) para dientes **rectos** o en **espiral**:

$$S_c = C_p C_b \sqrt{\frac{2T_D}{BID^2} \left(\frac{T_p}{T_D}\right)^z \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f C_{xc}}$$

- ×  $C_p$ ,  $C_a$ ,  $C_m$ ,  $C_v$ ,  $C_s$  y  $C_f$  se pueden calcular de la misma forma que para engranes cilíndricos de dientes rectos
- ×  $C_b = 0.634$  (constante de ajuste de esfuerzos)
- ×  $C_{xc}$  (factor de abombamiento):  $C_{xc} = 1$  (dientes sin abombamiento) ó 1.5 (con abombamiento)
- ×  $z = 0.667$  (si  $T_p < T_D$ ) ó 1 (en caso contrario)
- ×  $T_p$ : par de torsión de **operación** del piñón
- ×  $T_D$ : par de torsión de **diseño** del piñón (valor mínimo que produce una huella de contacto óptima):

$$T_D = \frac{B}{2} \frac{IC_v}{C_s C_{md} C_f C_a C_{xc}} \left( \frac{S_{fc}' D 0.774 C_H}{C_p C_b C_T C_R} \right)^2$$

- ×  $S_{fc}'$ : resistencia a la fatiga superficial (tabla 11-21 de Norton (1999))
- ×  $C_{md}$ : factor de montaje. Para dientes abombados:  $C_{md} = 1.2$  (ambos engranes a horcajadas) o  $C_{md} = 1.8$  (ambos engranes en voladizo) o un valor intermedio si un elemento está a horcajadas y el otro en voladizo. Para dientes sin abombamiento multiplique los valores anteriores por 2
- × Factor geométrico  $I$  (estándar 2005-B88 de AGMA o figuras 12.6 y 12.7 de Norton (1999))

## 7.5 ENGRANAJES CÓNICOS

- × **Factor geométrico ( $I$ ) (dientes rectos,  $\alpha = 20^\circ$ )**

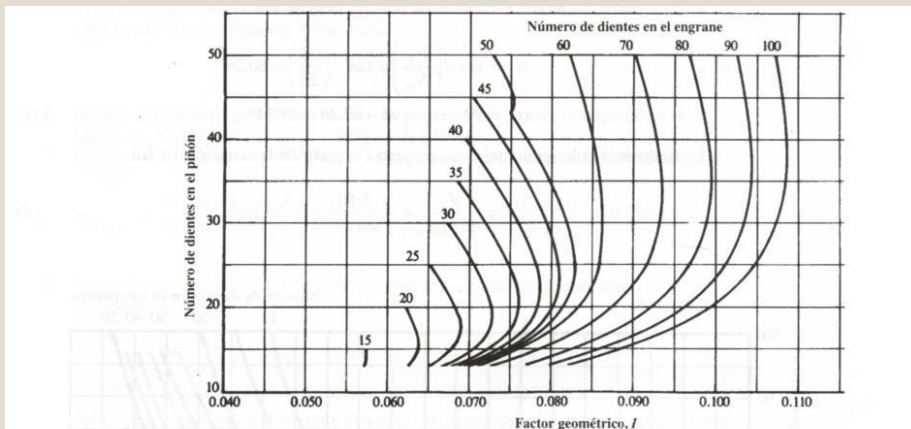


FIGURA 12-6

Factor geométrico  $I$  para engranes cónicos rectos con  $\phi = 20^\circ$  y un radio de borde de herramienta  $0.120/pd$ . Fuente: Tomado del estándar 2003-A86 de AGMA, *Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, ZERO L<sup>®</sup> Bevel, and Spiral Bevel Gear Teeth*, con permiso del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King St., Suite 201, Alexandria, Va., 22314

## 7.5 ENGRANAJES CÓNICOS

- × Las resistencias del material, así como los factores de seguridad, se obtienen de la manera explicada en la sección 7.4

$$S_b < S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}' \quad N_b = \frac{S_{fb}}{S_b}$$

$$S_c < S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}' \quad N_c = \left( \frac{S_{fc}}{S_c} \right)^2$$

- ×  $N_b$ : factor de seguridad para los esfuerzos a flexión
- ×  $N_c$ : factor de seguridad para los esfuerzos superficiales
- ×  $N_b$  y  $N_c > 1$

## 7.5 ENGRANAJES DE TORNILLO SIN FÍN

- × Debido al gran deslizamiento en las transmisiones de TSF, las fallas usuales son la fatiga superficial o el desgaste
- × Diseño con base en:
  - + Fatiga por flexión
  - + Fatiga superficial
  - + Capacidad térmica (capacidad para manejar cierta potencia)
- × Ver normas AGMA o Norton (1999)

## 7.5 MATERIALES PARA ENGRANAJES

- ✘ Más usados: **aceros**, **hierros fundidos**, maleables, nodulares, **bronces** y **termoplásticos**
- ✘ **Aceros:**
  - + Para transmisión de grandes potencias a altas velocidades
  - + Gran resistencia
  - + Costo competitivo
  - + Al carbono o aleados
  - + Bajo, medio o alto C
  - + Generalmente tratados térmicamente
  - + (temple, nitruración, cementación, cianuración)



## 7.5 MATERIALES PARA ENGRANAJES

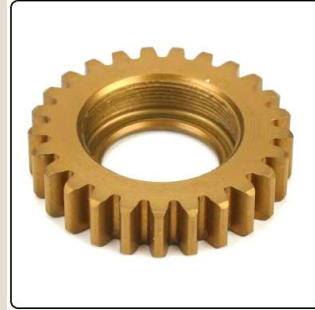
- ✘ **Hierros fundidos grises:**
  - + Bajo costo
  - + Fácil manufactura
  - + Bajo coeficiente de fricción, alta resistencia al desgaste y amortiguación interna (inclusiones de grafito)
  - + Baja resistencia a los esfuerzos de tracción
  - + Adecuados para transmisiones de TSF y para ruedas de gran tamaño
- ✘ Los **hierros nodulares** tienen mayor resistencia a la tracción pero son más costosos



## 7.5 MATERIALES PARA ENGRANAJES

### × Bronces:

- + Bajo coeficiente de fricción
- + Mejor distribución de las fuerzas (bajo  $E$ )
- + Para ambientes corrosivos y transmisiones de TSF (Ejemplo: TSF de acero y rueda de bronce)



## 7.5 MATERIALES PARA ENGRANAJES

### × Termoplásticos:

- + Baja resistencia
- + Para transmisiones de baja potencia (impresoras, juguetes)
- + Algunos materiales comunes son el Nylon y el acetal





## 7.5 BIBLIOGRAFÍA

- × NORTON, Robert L.. **Diseño de Máquinas**. México: Ed. Prentice-Hall (Pearson), 1999.
- × OCAMPO GIL. Luis Hernando. **Diseño de Accionamientos y Transmisiones de Máquinas**. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira. 1993.
- × VANEGAS USECHE, Libardo V.. **Guía para el Cálculo Cinemático y Diseño de Transmisiones por Correa, por Cadena y por Ruedas Dentadas**. Pereira, Notas de clase, 2002

## CONTENIDO

- × 7.1 Introducción
- × 7.2 Fuerzas en las ruedas dentadas
- × 7.3 Diseño de engranajes
- × 7.4 Dis. eng. cilíndricos de dientes rectos
  - + 7.4.1 ...resistencia a los esfuerzos variables por flexión
  - + 7.4.2 ...resistencia superficial
  - + 7.4.3 Factores de seguridad y diseño
- × 7.5 Dis. eng. cilíndricos de dientes helicoidales
- × 7.6 Diseño de engranajes cónicos
- × 7.7 Diseño de engranes sinfín
- × 7.8 Materiales para engranes