

MCTG-1015

Tarea 3

Diseño de engranajes

Andre Aguirre Apolo
Adrián Siabichay

Caso 3:

- Motor de jaula de ardilla para compresor recíprocante de 5 hp.
- Reducción de 1200 rpm a un rango de 390 rpm (aproximadamente).
- 10,000 horas de operación.
- 95% de confiabilidad.



Procedimiento

1. Proponer un diseño.
2. Determinar las cargas sobre los dientes de los engranajes.
3. Determinar el esfuerzo de flexión.
4. Determinar el esfuerzo de contacto.
5. Determinar la resistencia a la flexión.
6. Determinar la resistencia al contacto.
7. Determinar los factores de seguridad.

Paso 1: proponer un diseño

- Caso seleccionado: 3
- Factor de aplicación: 1.25
- Explicación: Porque tenemos un motor eléctrico jaula de ardilla como maquina máquina impulsora y el compresor que es la máquina impulsada presenta un impacto moderado.
- Potencia corregida: $5\text{hp} * 1.25 = 6.25\text{ hp}$

Tabla 8-17 Aplicación de factores K_a

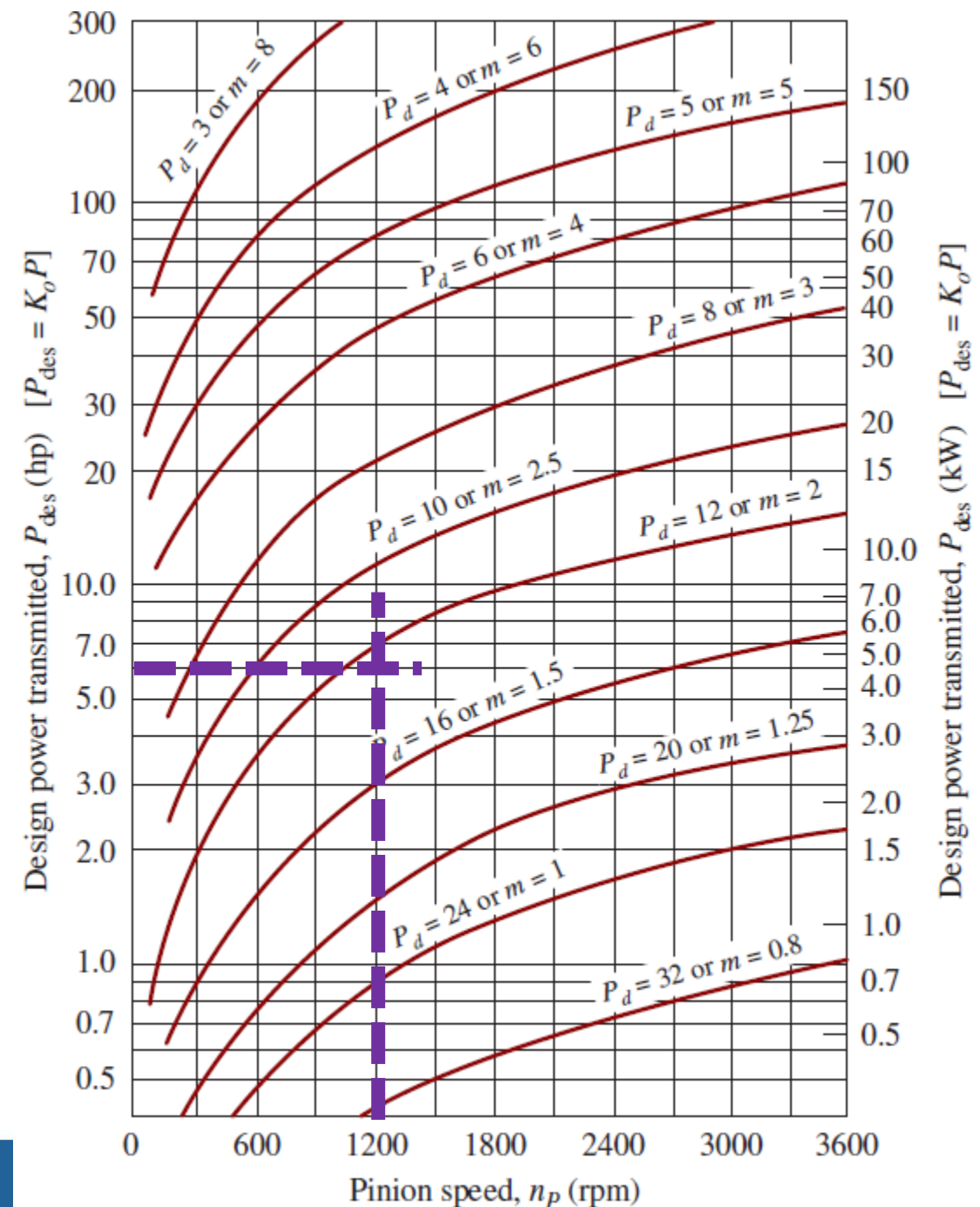
Máquina impulsora	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

TABLE 9-1 Suggested Overload Factors, K_o

Power source	Driven Machine			
	Uniform	Light shock	Moderate shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75
Light shock	1.20	1.40	1.75	2.25
Moderate shock	1.30	1.70	2.00	2.75

Paso 1: proponer un diseño

- Módulo/Diametral pitch según recomendación: 1,5
- Módulo/Diametral pitch seleccionada: 2
- Explicación: se selecciona un mayor tamaño de diente para ser más conservadores y el sistema pueda resistir mayores esfuerzos.
- Ángulo de presión: 20
- Método de fabricación: fresado



Paso 1: proponer un diseño

- Ancho de cara seleccionado: $F = ?$
- $16m > F > 8m$
- $\frac{8}{p_d} < F < \frac{16}{p_d}$
- $F = 16 * 2 > F > 8 * 2$
- $F = 32 > F > 16$
- $F = 30[mm]$
- Por tanto, se selecciona un valor en el rango disponible entre 16 y 32, así, se elige 30[mm]

Paso 1: proponer un diseño

- Mínimo número de dientes para evitar interferencia: 20 y 62 (relacion de velocidad 3.1:1)
- Diámetros:
- $D_P = mN_P = N_P/p_d = 2 * 20 = 40[\text{mm}]$
- $D_G = mN_G = N_G/p_d = 2 * 62 = 124 [\text{mm}]$
- Distancia entre centros $C = 164/2 = 42 [\text{mm}]$

Tabla 8-5

Número mínimo de dientes del piñón para eliminar la interferencia entre un piñón con diente, a profundidad total a 20° , y los engranes de varios tamaños, a profundidad total

Número mínimo de dientes en el piñón	Número máximo de dientes en el engrane
17	1 309
16	101
15	45
14	26
13	16

Paso 1: proponer un diseño

- Material a utilizar: AISI 4340 acero inoxidable
- Tratamiento térmico: templado y revenido
- (Opciones: sin tratamiento, templado y revenido, solo endurecido superficialmente, etc.)
- Dureza Brinell (HB): 217

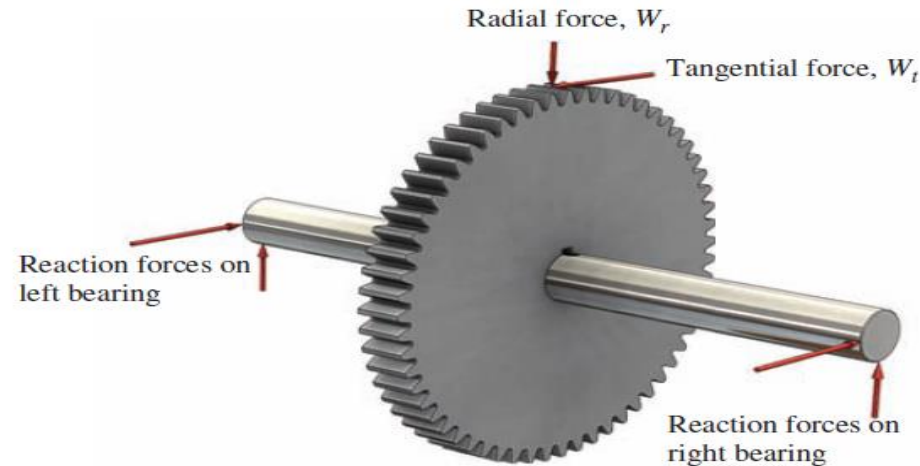
Nota: puede usar materiales de tablas en los libros o de proveedores nacionales

Paso 2: determinar cargas

- Cálculo de la velocidad lineal (verifique las unidades)
- $v_t = \frac{D_P}{2} * n_p = 0.04/2 * 1200 * 2\pi/60 = 2.51 \text{ [m/s]}$
- Cálculo del torque en el piñón
- $T_P = \frac{Potencia}{n_p} = 3.73/1200 * 2\pi/60 = 29.7 \text{ [Nm]}$

Paso 2: determinar cargas

- Cálculo de la fuerza tangencial (son iguales para piñón y engrane)
- $W_t = \frac{T_P}{\left(\frac{D_p}{2}\right)} = 29.7/40/2 = 1.485 \text{ [kN]}$
- Cálculo de la fuerza radial
- $W_r = W_t \tan \phi = 1485 \tan(20) = 540 \text{ [N]}$



Paso 3: determinar el esfuerzo de flexión

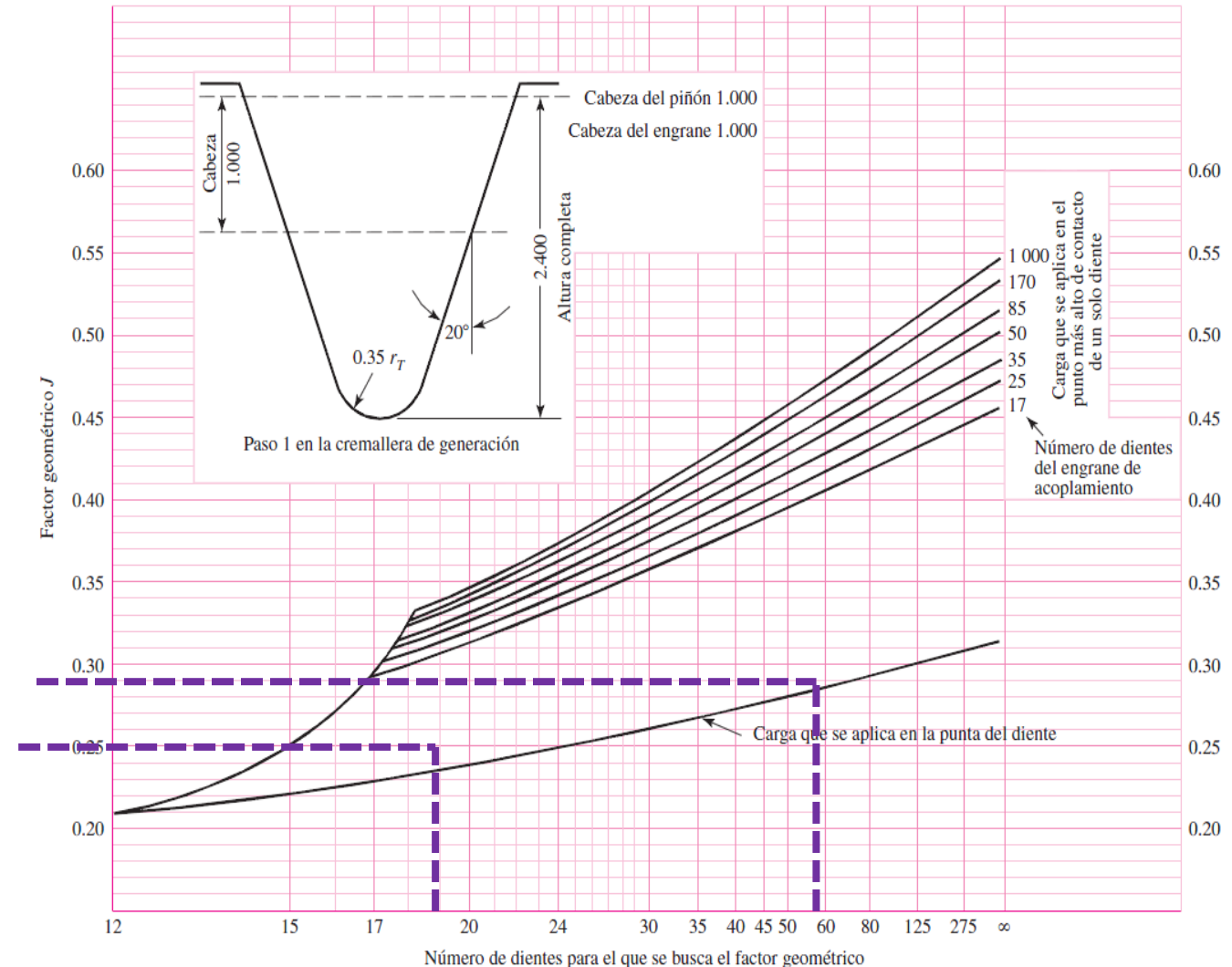
- Para determinar el esfuerzo a la flexión se utiliza la ecuación de Lewis modificada.

$$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I$$

- Se requiere determinar los diversos factores.

Factor geométrico, J

- Contacto en: punta o HPSTC
- Explicación: Dado el número de dientes y la carga aplicada se selecciona un factor geométrico aproximado.
- Para el piñón
 - $J = 0.24$
- Para el engrane
 - $J = 0.29$



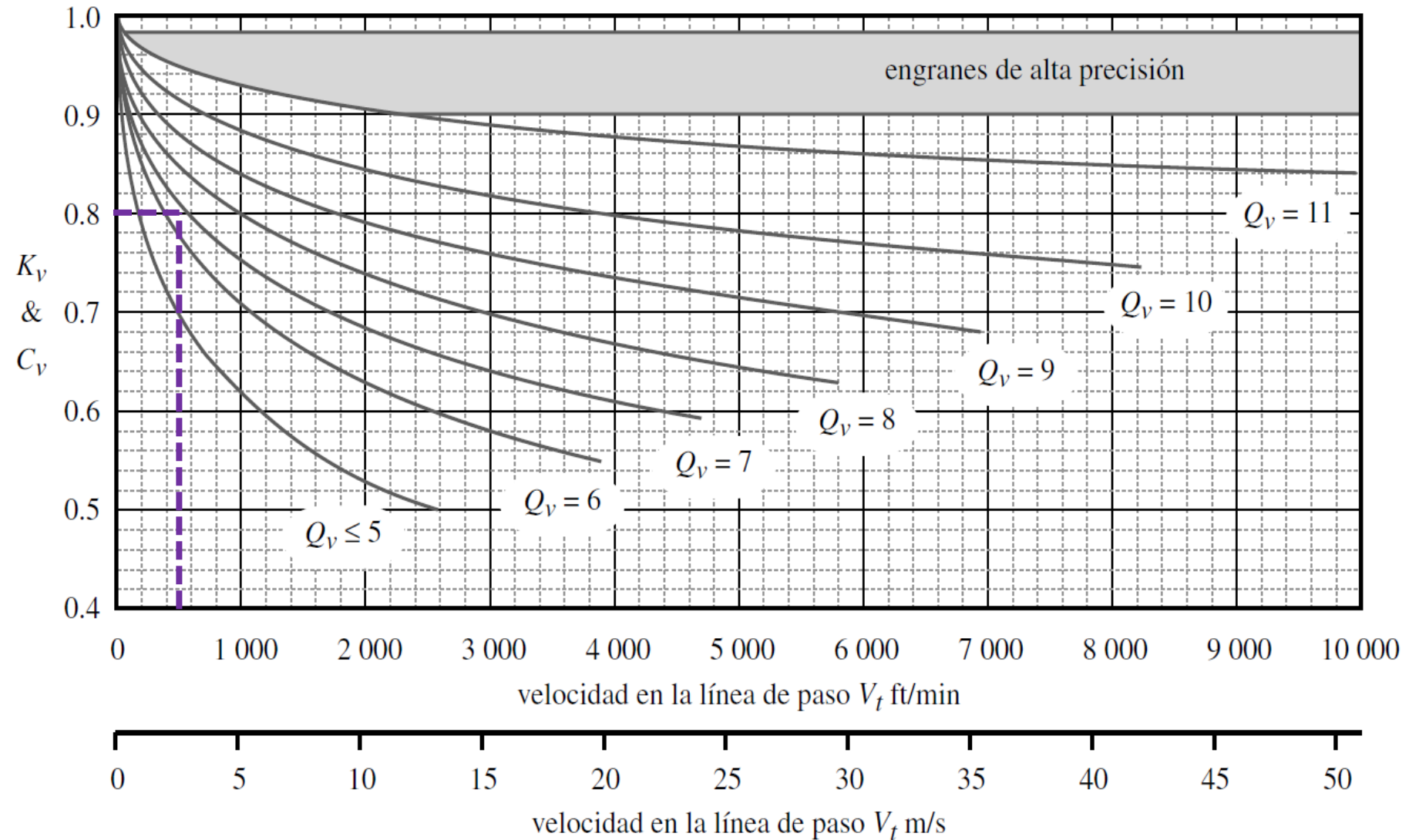
Factor dinámico, K_v

- Número de calidad de su engranaje: $Q_v = 6$
- Explicación: Como el proceso de mecanizado es fresado se escoge un valor intermedio de 6. Q_v

Q_v	Procesos
3 - 4	Formado: <ul style="list-style-type: none">• FUNDICIÓN• SINTERIZADO• ESTIRADO EN FRÍO• ESTAMPADO
5 - 7	Rectificado: <ul style="list-style-type: none">• FRESADO• GENERACIÓN POR CREMALLERA• FORMADO POR CORTE
8 - 11	Cepillado o esmerilado

Factor dinámico, K_v

- $K_v = 0.8$



Factor de distribución de carga, K_m

- $K_m = 1.6$

Tabla 8-16

Factores K_m de distribución de carga

Ancho de cara in (mm)		K_m
<2	(50)	1.6
6	(150)	1.7
9	(250)	1.8
≥20	(500)	2.0

Factor de aplicación, K_a

- $K_a = 1.25$

Tabla 8-17 Aplicación de factores K_a

Máquina impulsora	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

Factor de tamaño, K_s

- $K_s = 1$

TABLE 9-2 Suggested Size Factors, K_s

Diametral pitch, P_d	Metric module, m	Size factor, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Factor de espesor del aro, K_B

- Para esta primera iteración, asuma que el espesor del aro es igual a la altura del diente
- $m_B = 1$
- $K_B = 1.24$

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

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

Factor de engranaje loco, K_I

- No se está analizando ningún engranaje loco.
- El factor se iguala a 1 y no afecta el cálculo

Paso 3: determinar el esfuerzo de flexión

- De esta manera se determina el esfuerzo de flexión para el piñón y el engrane.
- (Revise bien las unidades)
- $$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a K_m K_s K_B K_I}{K_v} = \frac{p_d W_t}{FJ} \frac{K_a K_m K_s K_B K_I}{K_v}$$
- $\sigma_{bP} = 360.9375 \text{ [Mpa]}$
- $\sigma_{bG} = 298.707 \text{ [Mpa]}$

Paso 4: determinar el esfuerzo de contacto

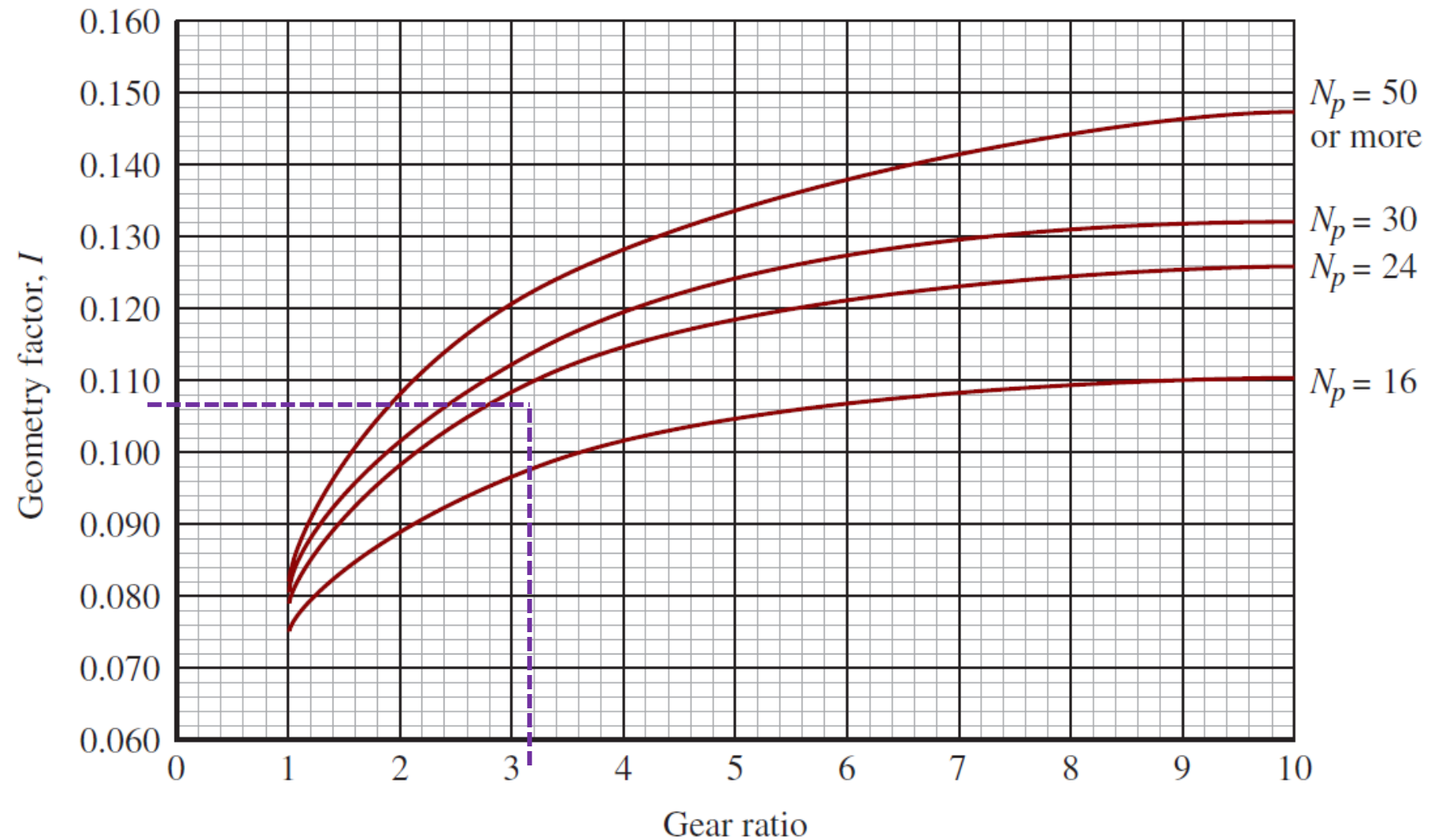
- Para determinar los esfuerzos superficiales se emplea como base para la fórmula de resistencia contra el picado de la AGMA, la cual es

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f}$$

- Los factores C_a , C_m , C_v y C_s son iguales a K_a , K_m , K_v y K_s , respectivamente, como se definió en el esfuerzo a la flexión.
- Los factores que faltan calcular son I , C_p y C_f .

Factor geométrico superficial, I

- $I = 0.105$



Coeficiente elástico, C_p

Tabla 8-18 Coeficiente elástico C_p de la AGMA en unidades de $[\text{psi}]^{0.5}$
 $([\text{MPa}]^{0.5})^{*\dagger}$

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 en esta tabla son aproximados; se utilizó $\nu = 0.3$ como una aproximación de la razón de Poisson para todos los materiales. Si existen números más precisos de E_p y ν , éstos se deberían emplear en la ecuación 7.23 para determinar C_p .

Factor de acabado superficial, C_f

- En este caso $C_f = 1$ para engranes fabricados con métodos convencionales.

Paso 4: determinar el esfuerzo de contacto

- Ahora se ingresan todos los factores

- $$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F l d} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f}$$

- $$\sigma_c = 1036.77 \text{ [Mpa]}$$

Paso 5: Determinar la resistencia a la flexión

- Primero se obtiene la resistencia sin corregir y luego los factores correspondientes

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

$$S_{fb} = 200$$

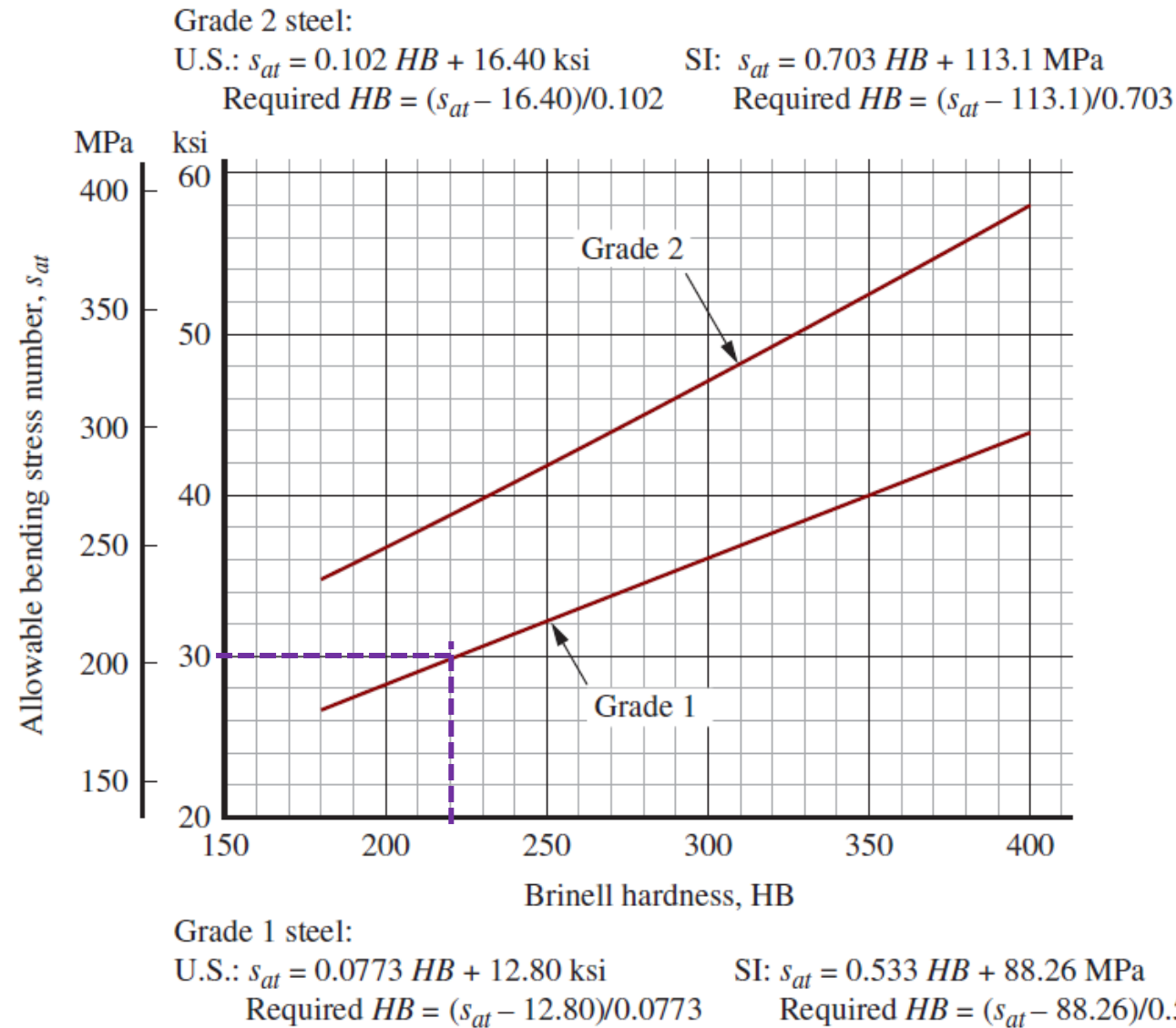


FIGURE 9-18 Allowable bending stress number for through-hardened steel gears, s_{at} (Extracted from AGMA 2001-D04 Standard, *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, with permission of the publisher, American Gear Manufacturers Association, 1001 North Fairfax Street, 5th floor, Alexandria, VA 22314) [Reference 6]

Factor de vida, K_L

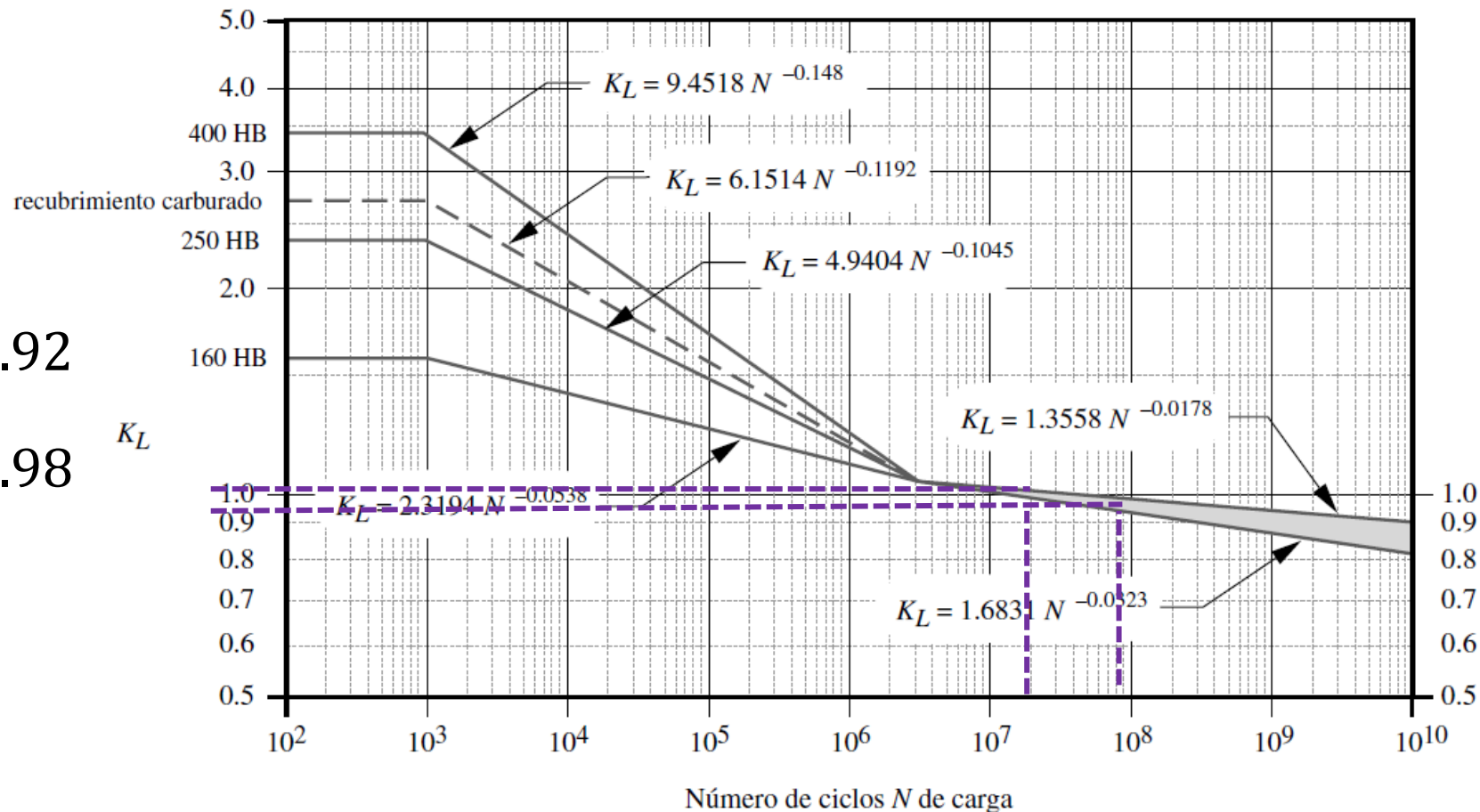
- Vida mínima: 10000 horas
- Número de ciclos
- Para el piñón:
 - $N = 1200 \text{ rev} * 60 \text{ min} * 10000 \text{ h} = 7.2E8 \text{ ciclos}$
- Para el engrane:
 - $N = 390 \text{ rev} * 60 \text{ min} * 10000 \text{ h} = 2.3E8 \text{ ciclos}$

Factor de vida, K_L

- El factor de vida, K_L , varía según el número de ciclos al que se va a someter el engranaje.

$$K_{LP} = 0.92$$

$$K_{LG} = 0.98$$



Factor de temperatura, K_T

- $K_T = 1$
- Explicación: La temperatura es menor a 121

Factor de confiabilidad, K_R

- $K_R = 0.96$

Tabla 8-19

Factor K_R de la AGMA

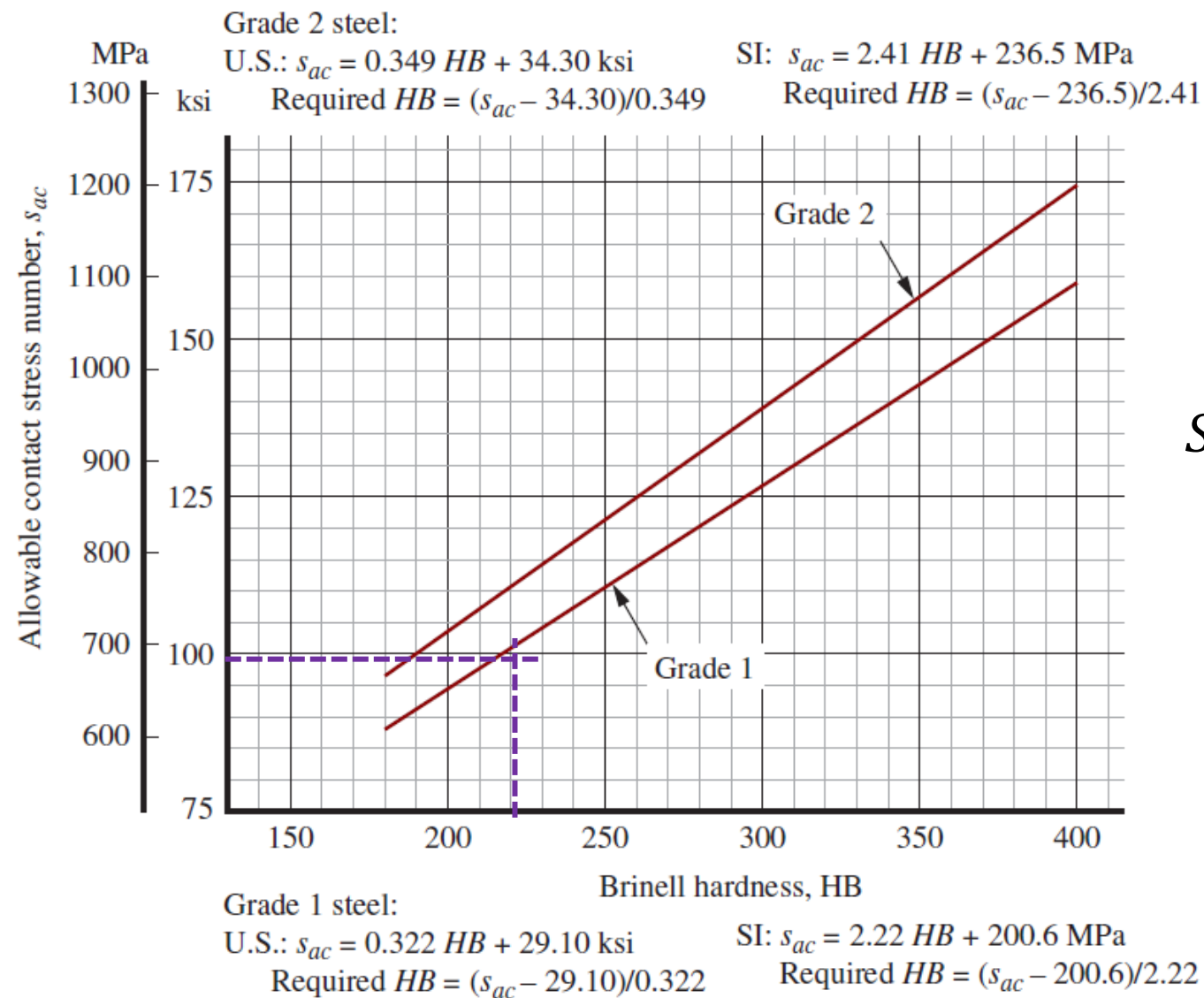
% de confiabilidad	K_R
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

Paso 5: Determinar la resistencia a la flexión

- Para el piñón
- $S_{fbP} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb} = 191.67$
- Para el engrane
- $S_{fbG} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb} = 204.17$

Paso 6: Determinar la resistencia al contacto

- Determinar la resistencia al contacto.
- $S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}'$
- Los factores C_T y C_R son iguales a K_T y K_R , respectivamente.

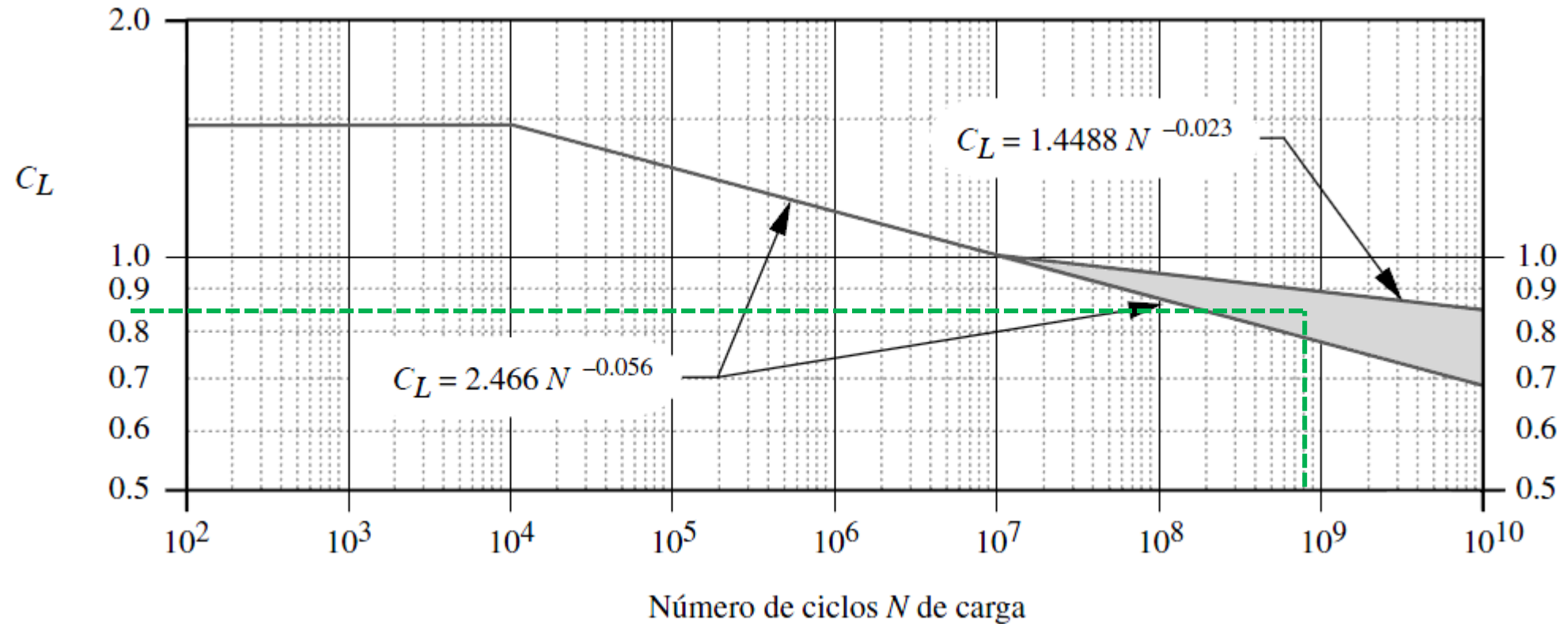


$$s'_{fc} = 700$$

FIGURE 9-19 Allowable contact stress number for through-hardened steel gears, s_{ac} (Extracted from AGMA 2001-D04 Standard, *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, with permission of the publisher, American Gear Manufacturers Association, 1001 North Fairfax Street, 5th floor, Alexandria, VA 22314) [Reference 6]

Factor de vida superficial, C_L

- De manera similar al K_L con $N_p = 7.2\text{E}08$ ciclos
 $C_L = 0.85$



Factor de razón de dureza, C_H

- $C_H = 1$
- Explicación: Ambos engranajes se fabricaran con el mismo material y tratamiento.

Paso 6: Determinar la resistencia al contacto

- Ahora se puede determinar la resistencia al contacto

- $S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S'_{fc} = 619.79 \text{ MPa}$

Paso 7: Determinar los factores de seguridad

- En cuanto a la flexión, los factores de seguridad para el engranaje y el piñón son:
- $N_{bP} = \frac{S_{fbP}}{\sigma_{bP}} = 0.53$
- $N_{bG} = \frac{S_{fbG}}{\sigma_{bG}} = 0.68$

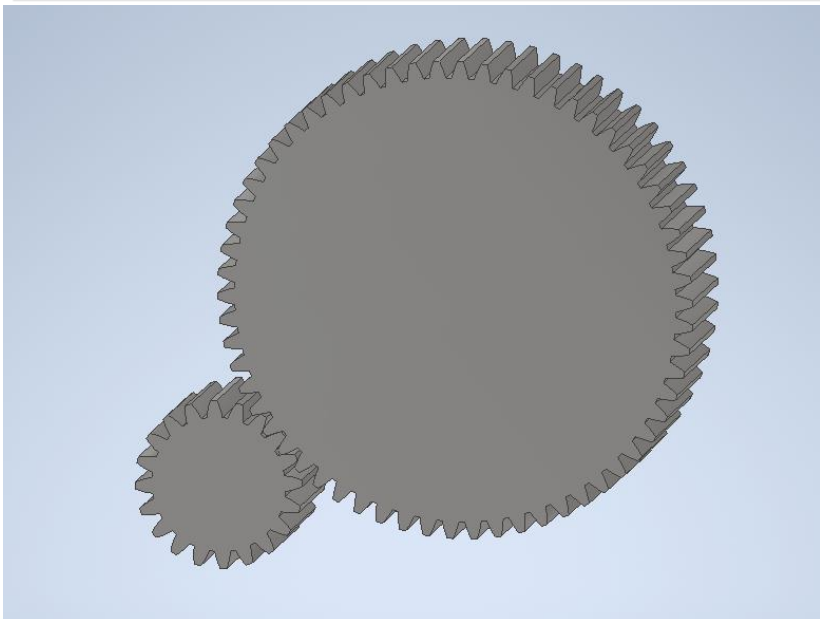
Paso 7: Determinar los factores de seguridad

- El factor de seguridad para el contacto entre dientes del engranaje y el piñón es:
- $N_c = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2 = 0.357$

Modelo en Inventor

- Modele el par de engranajes propuestos en Inventor.
- Capture todas las medidas geométricas importantes desde el ayudante.

	Engranaje 1	Engranaje 2
Velocidad	n 1200,00 rpm	387,10 rpm
Par de torsión	T 7,958 N m	24,176 N m
Eficacia	h 0,980 su	



Engranaje 1	
S_H	1,764 su
S_F	6,085 su
S_{Hst}	1,592 su
S_{Fst}	12,444 su

Engranaje 2	
S_H	1,817 su
S_F	6,289 su
S_{Hst}	1,640 su
S_{Fst}	12,969 su

Engranaje 1	
Resultados	
p_{tb}	5,904 mm
p	6,283 mm
p_t	6,283 mm
a	82,000 mm
a_t	20,0000 gr
a_w	20,0000 gr
a_{tw}	20,0000 gr
d	40,000 mm
d_b	37,588 mm
d_f	35,800 mm
d_a	44,800 mm
W	15,594 mm
z_w	3,000 su
M	45,558 mm
t_c	3,031 mm
a_c	1,848 mm

Engranaje 2	
Resultados	
p_{tb}	5,904 mm
p	6,283 mm
p_t	6,283 mm
a	82,000 mm
a_t	20,0000 gr
a_w	20,0000 gr
a_{tw}	20,0000 gr
d	124,000 mm
d_b	116,522 mm
d_f	118,200 mm
d_a	127,200 mm
W	45,745 mm
z_w	8,000 su
M	128,284 mm
t_c	2,517 mm
a_c	1,142 mm

Conclusiones y comentarios

- Norton sugiere que el factor de seguridad a la flexión sea mayor a 2, mientras que Mott sugiere que esté entre 1 y 1.5. ¿Cumple o no cumple? En el diseño generado no se cumple con este requerimiento ya que ambos factores de seguridad dieron menores a 1. El del engranaje es de 0.53 y el del piñón es de 0.68
- En ambos casos se sugiere que el factor de seguridad del contacto sea mayor a 1. ¿Cumple o no cumple? El factor de seguridad de contacto salió 0.357 lo que es menor a 1 por lo que no se cumple esta condición.
- ¿El diseño sugerido funciona o no? Explique. El diseño funcionará durante unas pocas horas pero debido a los bajos factores de seguridad se sabe que no podrá llegar hasta las 10000 horas de funcionamiento como fue requerido.
- En caso de que los factores de seguridad no sean satisfactorios, ¿qué cambios le haría al diseño para que lo sean? Se debe volver a realizar iteraciones hasta llegar a un diseño que cumpla con lo requerido.
- El factor m_b se debe definir según la geometría del engranaje para poder mayor precisión al realizar los cálculos.