



IME 108 MABH- CÁLCULO, DISEÑO Y ENSAYO DE MÁQUINAS

1

TEMA 9. CÁLCULO DE ENGRANAJES

TEMA 9. CÁLCULO DE ENGRANAJES

CONTENIDOS

1. INTRODUCCIÓN
2. CLASIFICACIÓN
3. NOMENCLATURA
4. LEY DE PERFILES CONJUGADOS
5. ANÁLISIS DE FUERZAS
6. ESFUERZOS EN LOS DIENTES
 1. Cálculo estático
 2. Efectos dinámicos
 3. Estimación del tamaño del engrane
7. RESISTENCIA A FATIGA
8. DURABILIDAD DE LA SUPERFICIE
 1. Tensiones de contacto
 2. Resistencia a la fatiga de la superficie

CÁLCULO DE ENGRANAJES

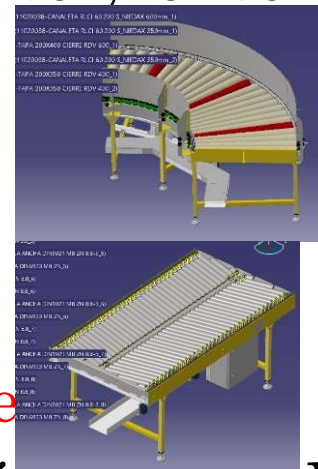
1. INTRODUCCIÓN



- En la asignatura de **Teoría de Máquinas** se hizo un recorrido completo sobre los distintos tipos de engranajes. Se recomienda revisar los apuntes de la asignatura.
- Son **elementos esenciales en la mayoría de las máquinas**, de uso frecuente y extenso.

- El estudio suele abordar

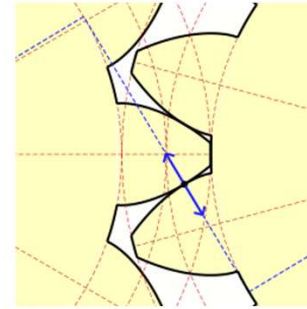
- **Análisis cinemático**
- **Análisis de fuerzas**
- **Diseño dimensional**
- **Consideración de desgaste**



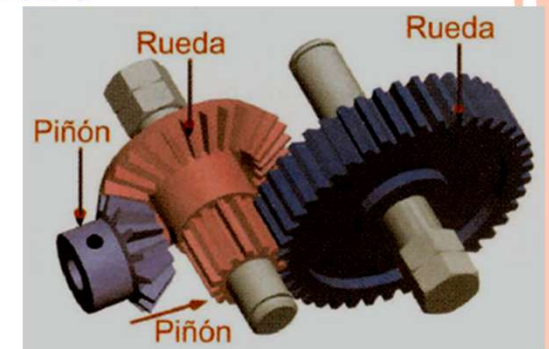
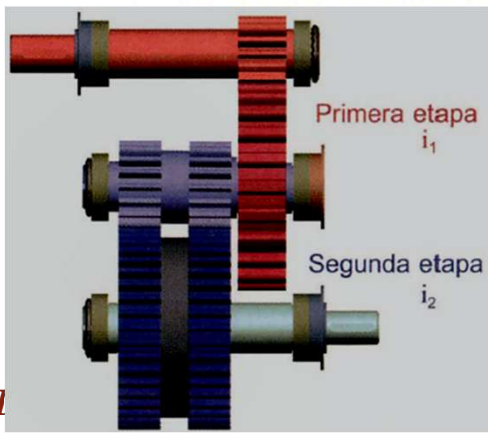
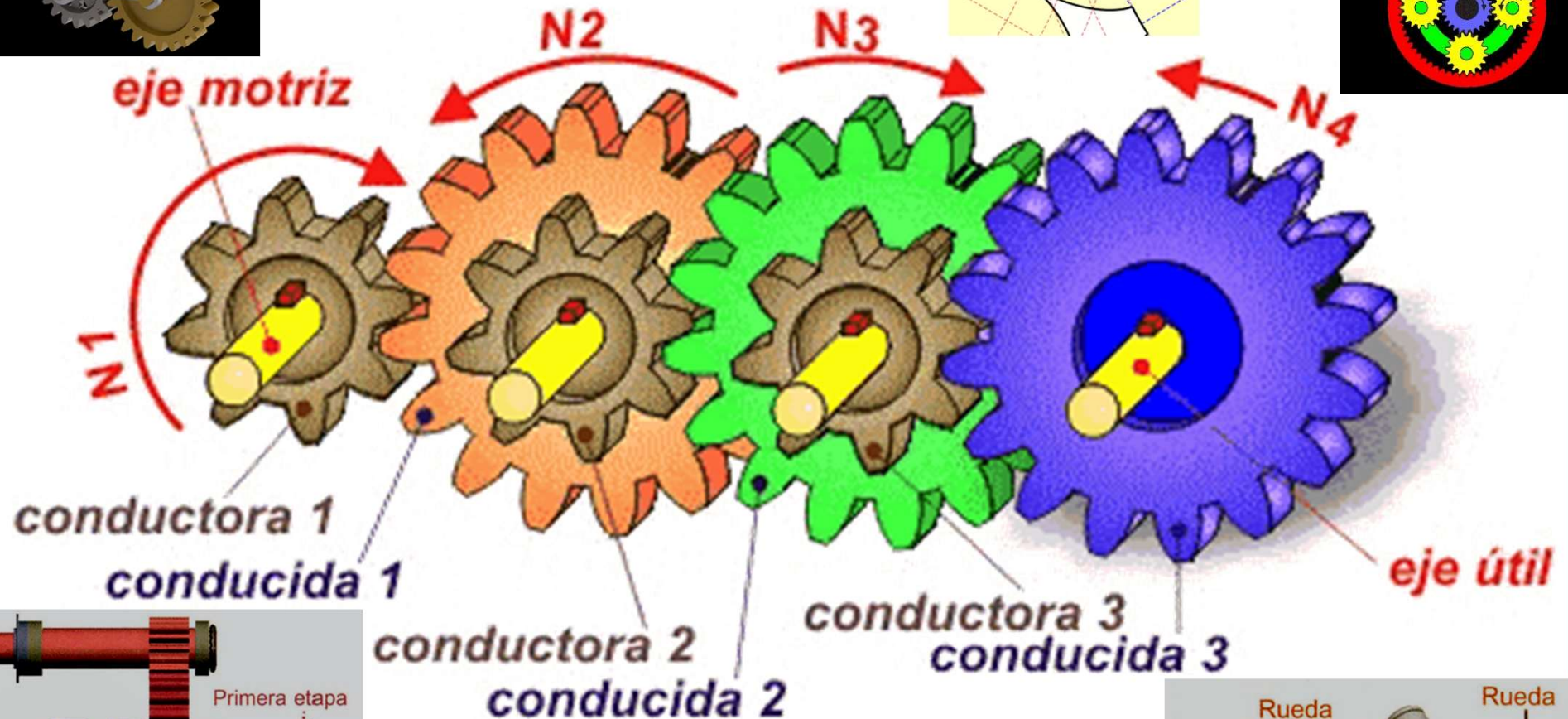
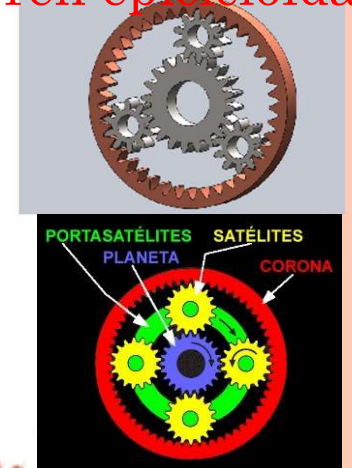
- En este tema se abordará principalmente el **cálculo de engranajes rectos** para presentar la metodología de cálculo en estos elementos de máquinas.

CÁLCULO DE ENGRANAJES

1. INTRODUCCIÓN



Tren epicicloidal



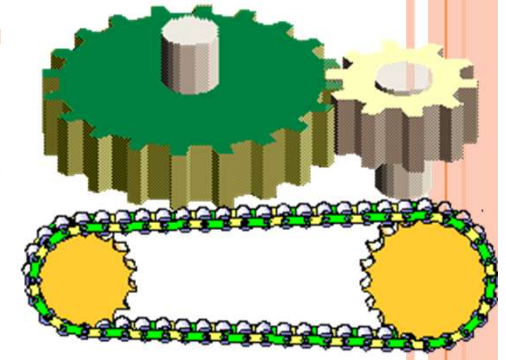
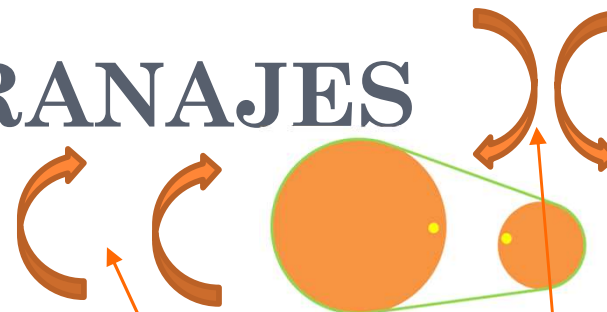
CÁLCULO DE ENGRANAJES

1. INTRODUCCIÓN

- El objetivo de los engranajes es **transmitir una rotación** entre dos ejes con una relación de velocidades angulares constante. (Transmitir par, también con correas o cadenas)
- La **relación de transmisión** es el cociente entre la velocidad angular de salida ω_2 (velocidad de la rueda conducida) y la de la entrada ω_1 (velocidad de la rueda conductora)

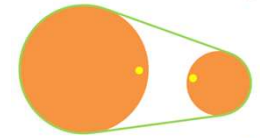
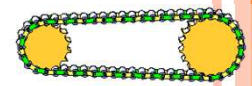
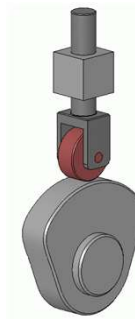
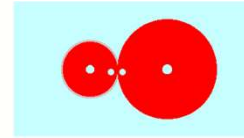
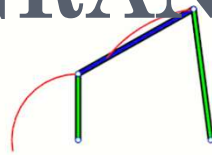
$$\mu = \frac{\omega_2}{\omega_1} = cte$$

- Dicha relación puede tener **signo positivo** (si los dos ejes giran en el mismo sentido) o **negativo** (si los giros son de sentido contrario)
- Del mismo modo, si la relación es mayor que 1 se hablará de un **mecanismo multiplicador**, y si es menor que 1 (que suele ser lo más habitual) de un **mecanismo reductor**.



CÁLCULO DE ENGRANAJES

1. INTRODUCCIÓN



Cremallera



6

- El objetivo de transmitir una rotación entre dos ejes con una relación de velocidades angulares constante se puede conseguir también mediante otros dispositivos como correas, cadenas, **ruedas de fricción, levas o mecanismos de barras articuladas**.
- Las correas, cadenas, ruedas de fricción y levas no pueden transmitir grandes potencias. Ver Shigley, Tema 17, “Elementos mecánicos flexibles”, pág. 859-911.
- Los mecanismos de barras articuladas son aplicables sólo en casos concretos.
- Los engranajes presentan una serie de ventajas:
 - Son relativamente sencillos de construir.
 - Pueden transmitir grandes potencias
 - Su diseño está normalizado
 - Permiten soluciones muy variadas
- Por ello los engranajes son el elemento de máquinas más utilizado: **cajas de velocidades, reductores, diferenciales, cadenas de transmisión...**

Lo normal es tallar los engranajes

Impresión 3D

Plásticos.

Esfuerzos bajos.

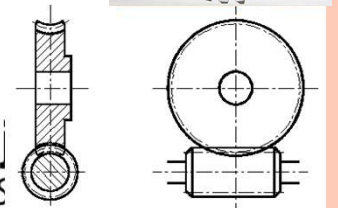
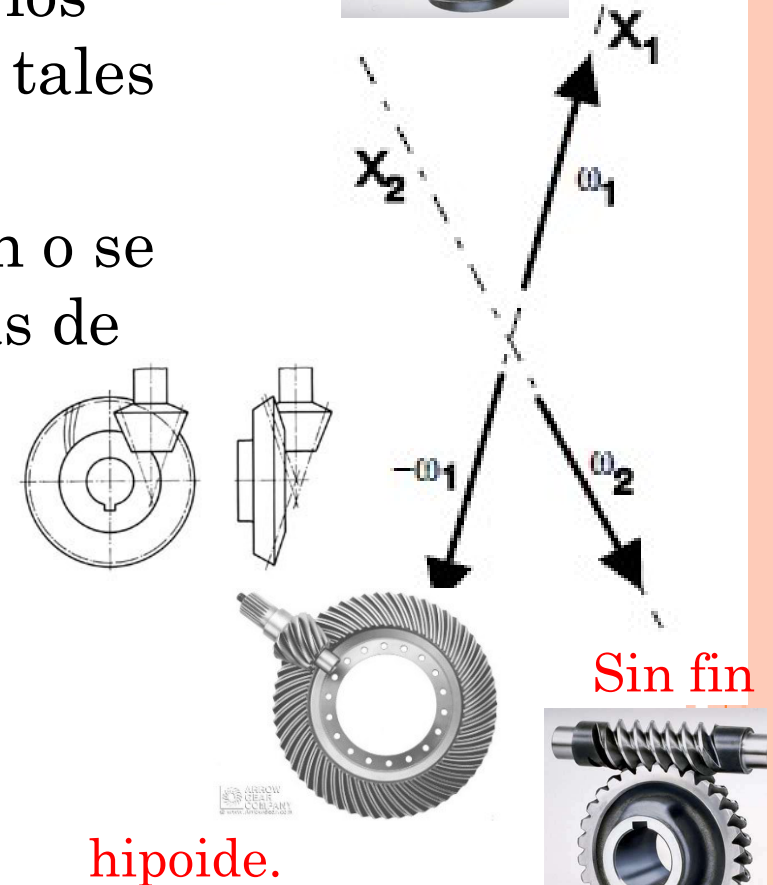
También metálicas por sinterizado.

Problema fatiga.

CÁLCULO DE ENGRANAJES

2. CLASIFICACIÓN

- Sean dos ejes cualesquiera X_1 y X_2 , en los que se desean tener rotaciones ω_1 y ω_2 tales que $\mu = cte$.
- Según los ejes sean paralelos, se corten o se crucen se tendrán tres tipos de familias de engranajes: **Cilíndricos, Cónicos o Hiperbólicos**.
- Además, en todo engrane se pueden distinguir dos partes diferenciadas: el **núcleo** y los **dientes**.
- Así, partiendo del tipo de eje que caracteriza el movimiento y según la disposición de los ejes se puede establecer una primera clasificación de los engranajes.



Relación de contacto es la media del número de dientes en contacto.

Cuando la relación es 1 siempre un diente esta en contacto con otro.

Lo normal es que el contacto sea >1 haya más que uno puesto que esto evita choques.

Si la relación es menor que 1 existen momentos sin contacto y se producirán choque. Se tiene que evitar.

CALCULO DE ENGRANAJES

2. CLASIFICACIÓN

○ CILÍNDRICOS

- **Dientes rectos exteriores**. Transmiten rotación en sentido contrario.
- **Dientes rectos interiores**. Transmiten rotación en el mismo sentido.
- **Rectos piñón cremallera**. Son engranajes cilíndricos rectos con una de las circunferencias de radio infinito. **La rotación es producida por la traslación.**
- **Rectos escalonados**. Transmiten potencia de forma más suave que los rectos simples.
- **Dientes helicoidales**. Es un paso al límite de los escalonados. **Aparecen menos golpes** entre los dientes del piñón y la rueda, luego pueden transmitir mayores potencias que los de dientes rectos. Transmiten entre ejes paralelos. **Uniformidad en el contacto.**

Rueda

Piñón

Corona.

Cremallera

CÁLCULO DE ENGRANAJES

2. CLASIFICACIÓN

○ CÓNICOS

- Rectos
- Helicoidales

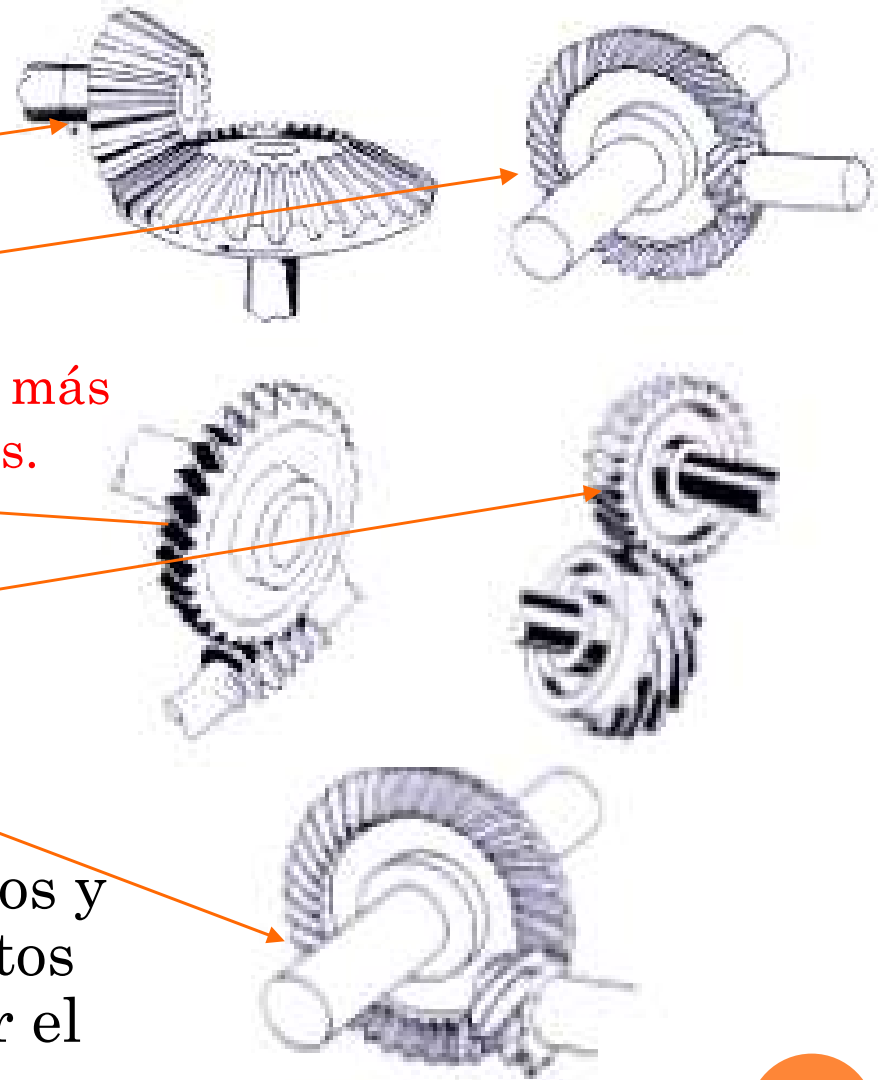
○ HIPERBÓLICOS

- Sin fin – corona.
- Helicoidales de ejes cruzados
- Hipoidales

○ NO CIRCULARES

- Orientados a aplicaciones concretas. Más caros, compactos y equilibrados que otros elementos mecánicos que pueden generar el mismo efecto (mecanismos de barra y levas)

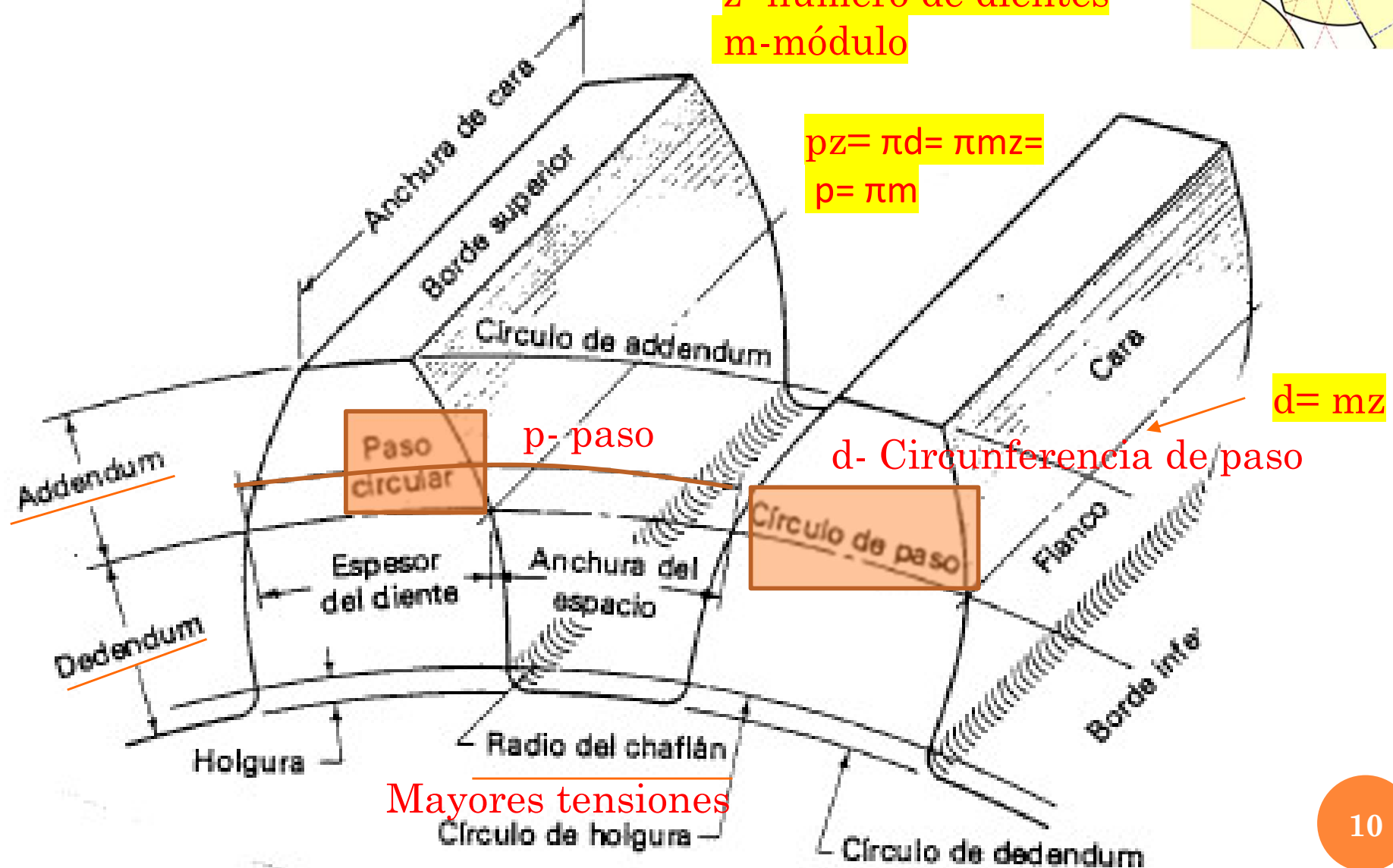
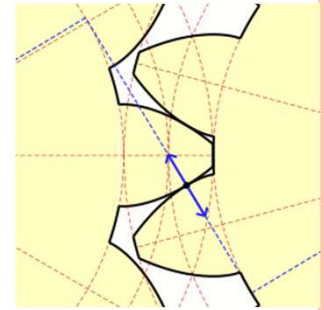
Cálculos más complejos.



CÁLCULO DE ENGRANAJES

3. NOMENCLATURA

z- número de dientes
m- módulo

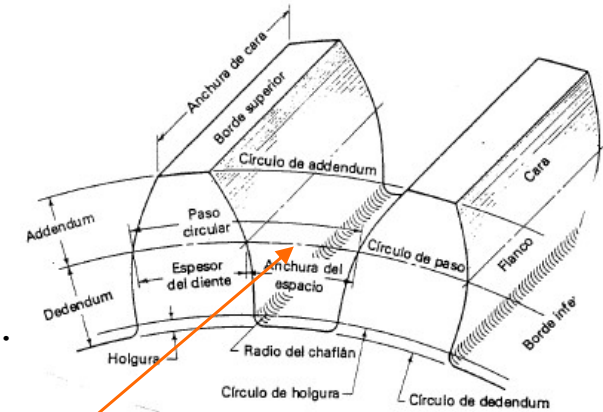
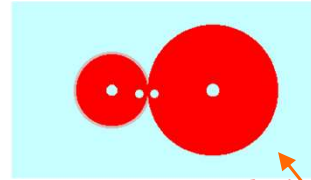


Mayores tensiones
Círculo de holgura

10

CÁLCULO DE ENGRANAJES

3. NOMENCLATURA



- **Piñon – Rueda:** Rueda dentada de menor-mayor diámetro.
- **Número de dientes** del engrane: z
- **Espesor del diente:** e (sobre la c. primitiva)
- **Círculo de paso o primitivo** (R). Es la del cilindro rodante equivalente.
- **Paso circular** (p): es la distancia entre dos dientes consecutivos. Se mide sobre el círculo de paso. $p = 2\pi R/z$
- **Paso angular** (p_a): ángulo entre dos dientes consecutivos $p_a = 2\pi/z$
- **Círculo de addendum** (R_e): El exterior. **Addendum** (a): distancia radial entre la c. primitiva y la cabeza: $a = R_e - R$
- **Círculo de fondo**, pie o dedendum (R_p). **Dedendum** (l): distancia radial entre la c. primitiva y la de pie: $l = R - R_p$
- **Anchura de cara** (b): longitud del diente medida en dirección axial.
- **Hueco** (h): anchura del hueco entre dientes sobre la c. primitiva $h = p - e$
- **Juego** (j): dif. entre el hueco de un diente y el espesor del que engrana con él: $j = h_1 - e_2$
- **Holgura** o espacio libre de fondo (c): diferencia entre el dedendum de un diente y el addendum del que engrana con él: $c = l_2 - a_1$
- **Altura del diente** (h_T): distancia radial entre la c. de pie y la de cabeza. $h_T = a + l$
- **Módulo** o paso diametral (su inverso) (m , pd): cociente entre el **diámetro primitivo** del engranaje y el n° de dientes: $m = 2R/z = p/\pi$. Su valor determina el tamaño del diente, ya que el paso es el mismo independientemente que los dientes se coloquen en una rueda grande o pequeña.

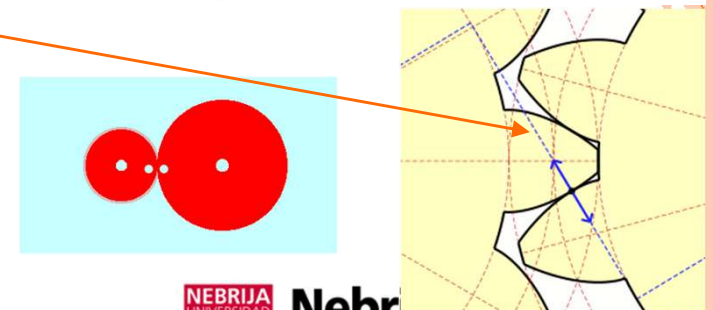
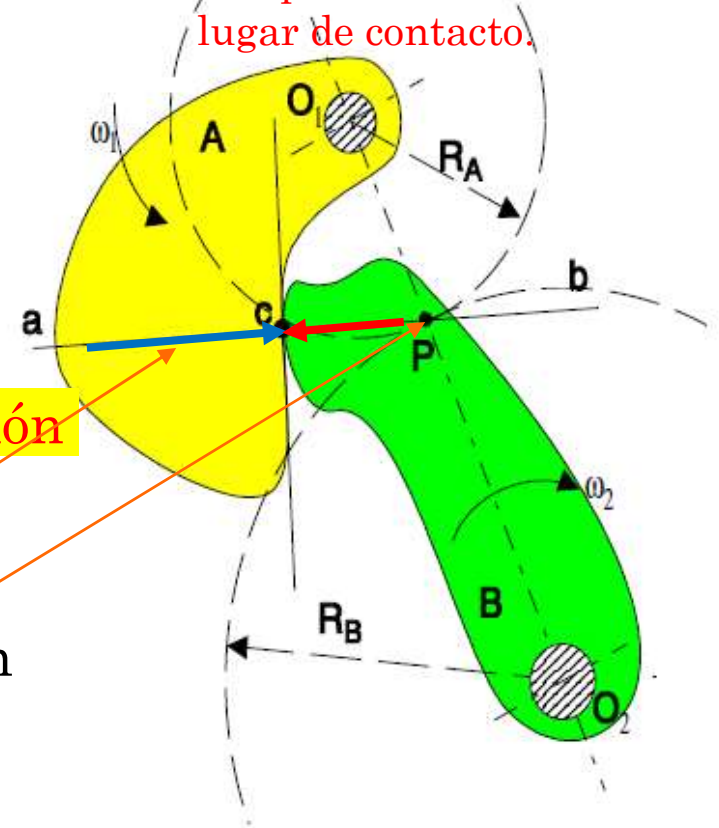
CÁLCULO DE ENGRANAJES

4. LEY DE PERFILES CONJUGADOS

- Cuando los perfiles de los dientes se diseñan para mantener una **relación de velocidades constante**, se dice que tienen **“Acción Conjugada”**.
- Cuando una superficie empuja a otra, **el punto de contacto “c” resulta aquél en donde las superficies son tangentes entre sí**. A su vez, en cualquier instante, **las fuerzas de acción-reacción están dirigidas a lo largo de la normal común “ab”**.
- Dicha recta recibe el nombre de **“Línea de Acción”** y cortará a la línea de centros O_1O_2 en un punto P llamado **“Punto primitivo”**.
- Las circunferencias de radio O_1P y O_2P se denominan **“Circunferencias Primitivas”**.
- **Para que la relación de transmisión se mantenga constante, el punto P debe permanecer fijo. La línea de acción de pasar siempre por P** (se consigue con perfiles de evolventes)

Desplazamiento a lo largo del flanco.

La idea es diseñar el diente de tal manera que la velocidad angular sea constante independientemente del lugar de contacto.



CÁLCULO DE ENGRANAJES

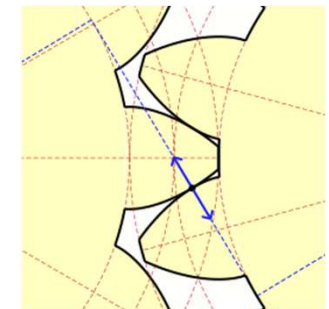
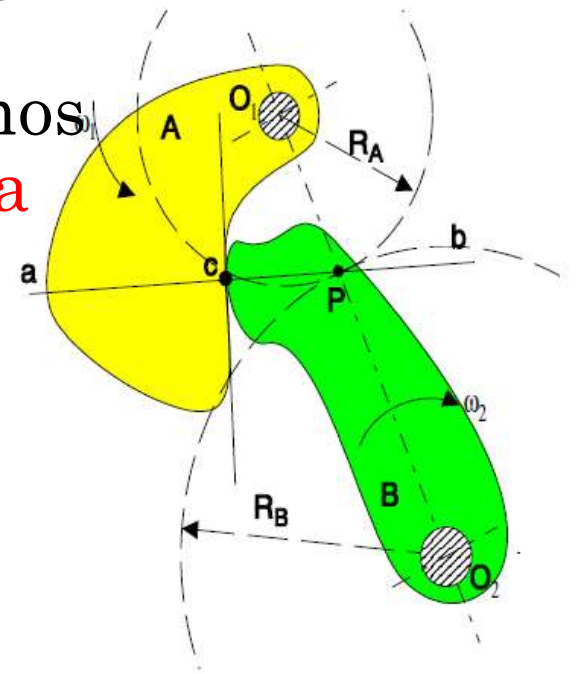
4. LEY DE PERFILES CONJUGADOS



- La relación de velocidades entre mecanismos en contacto es inversamente proporcional a la relación de segmentos que determina el punto P sobre la línea de centros.

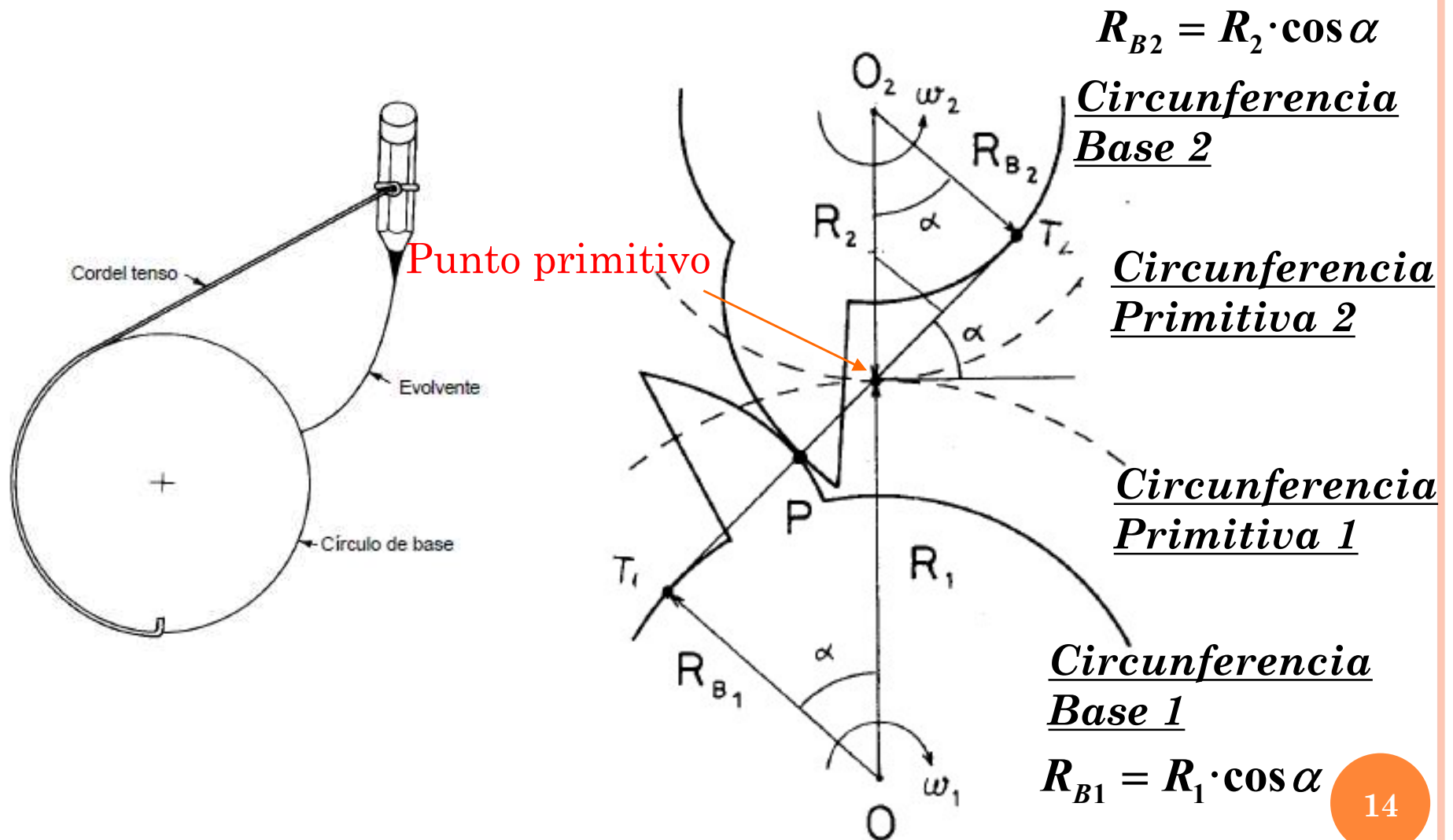
$$v = r_1 \omega_1 = r_2 \omega_2 \Rightarrow \frac{\omega_2}{\omega_1} = cte = \mu = \frac{r_1}{r_2}$$

- Ley General del Engrane:** “Para que la relación de transmisión entre dos perfiles se mantenga constante, es necesario y suficiente que la normal a los perfiles en el punto de contacto pase en todo instante por un punto fijo de la línea de centros”
- Los perfiles que cumplen esta condición se dice que son “**Perfiles Conjugados**”.



CÁLCULO DE ENGRANAJES

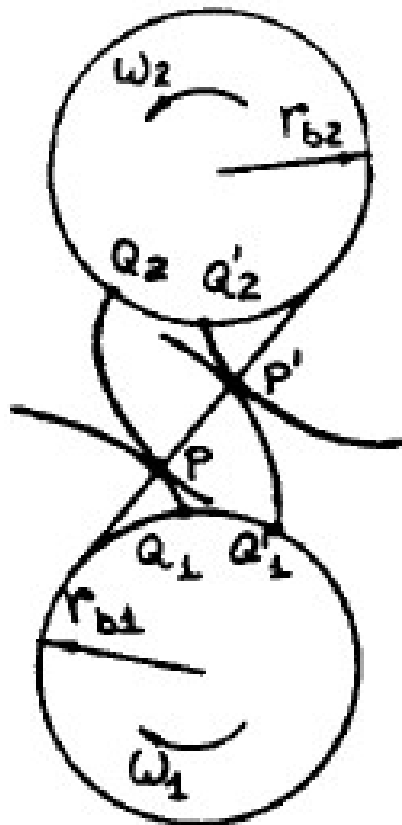
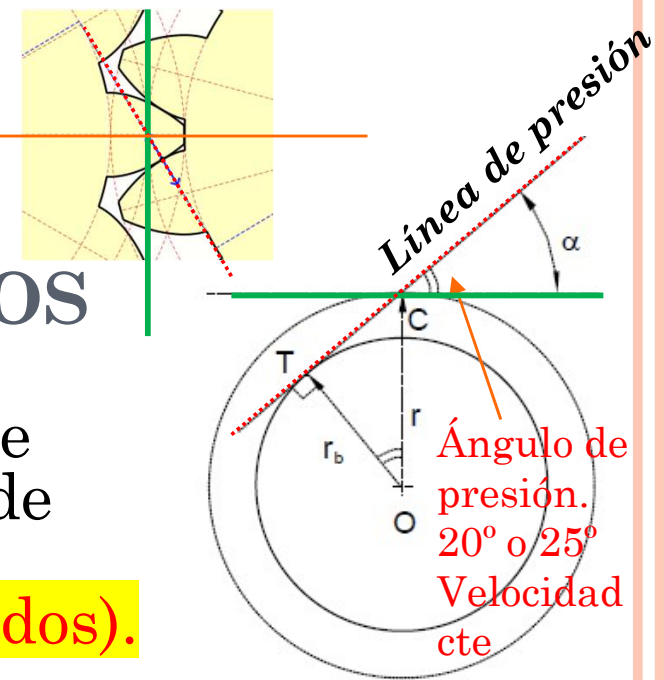
4. LEY DE PERFILES CONJUGADOS



CÁLCULO DE ENGRANAJES

4. LEY DE PERFILES CONJUGADOS

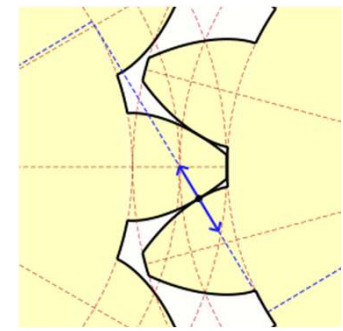
- El ángulo α que forma la normal a los perfiles (la línea de acción) en el punto de contacto con la perpendicular a la línea de centros se llama **“Ángulo de Presión”** (suelen ser de $20^\circ - 25^\circ$ - están normalizados).



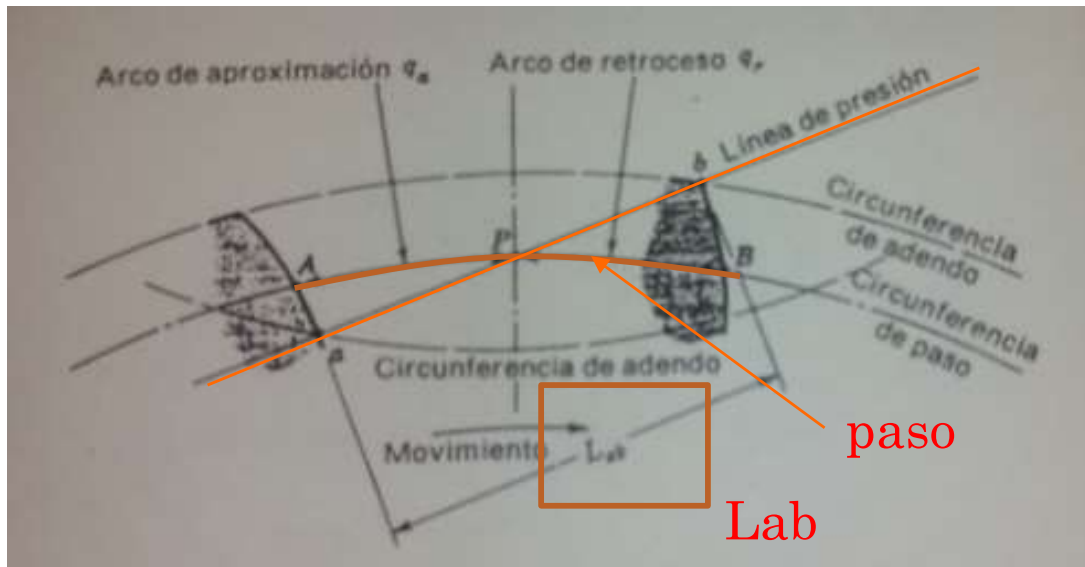
- El **contacto inicial** tendrá lugar cuando el **flanco** del diente impulsor quede en contacto con la **punta del impulsado** (pto P) que es donde la línea PP' cruza la c. de adendo del engrane.
- El punto de **contacto final** se da cuando la c. de adendo del impulsor corta a la línea de presión (P')
- Si se **aumenta la distancia** entre centros de las ruedas, se originan nuevas circunferencias de paso de operación. Este cambio no influye en las circunferencias base, pero se **incrementa el ángulo de presión** y se reduce la longitud de la línea de acción.

CÁLCULO DE ENGRANAJES

4. LEY DE PERFILES CONJUGADOS



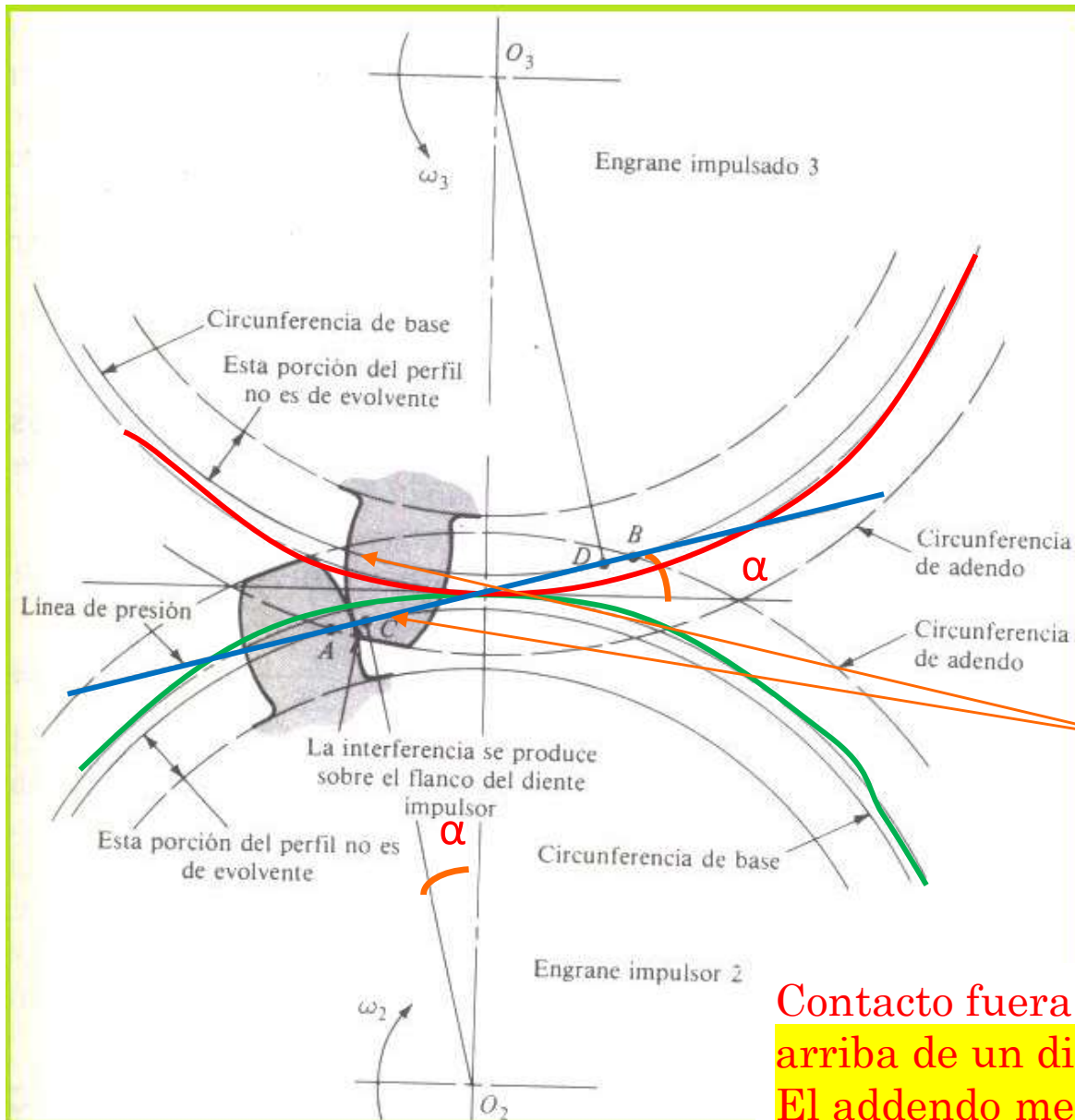
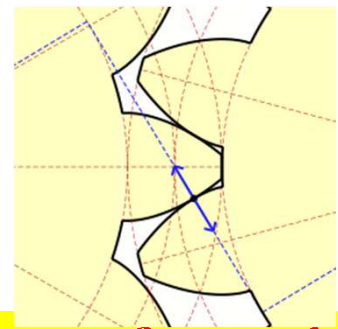
- Se llama “**Relación de contacto**” m_c , al número que indica el promedio de dientes en contacto.
- Si q_t es el arco de acción AB.
- Si $q_t = p$ (paso circular) un diente comienza contacto en a cuando el otro lo está terminando en b.
- No deben diseñarse engranes con $m_c < 1.2$
- La longitud de la línea ab puede servir para calcular m_c .



$$m_c = \frac{q_t}{p} = \frac{L_{ab}}{p \cos \alpha}$$

CÁLCULO DE ENGRANAJES

4. LEY DE PERFILES CONJUGADOS



- Se produce **interferencia** cuando hay contacto entre dos porciones de perfiles de diente no conjugados.
- En la figura se ve como los puntos de tangencia entre las c. de base y la línea de acción -C y D- están entre los puntos A y B (inicial y final de contacto) -> Interferencia
- Para que no haya interferencia el contacto debe comenzar y acabar como mucho en C y D.
- La interferencia produce debilitamiento del pie del diente.

Contacto fuera línea azul interferencia la parte de arriba de un diente se come la base del otro diente. El addendo menor que dedendo.

CÁLCULO DE ENGRANAJES

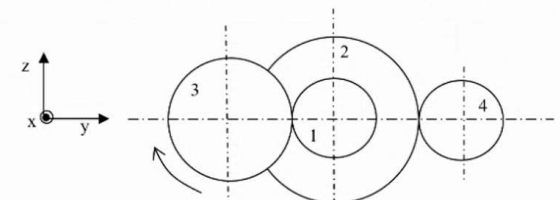
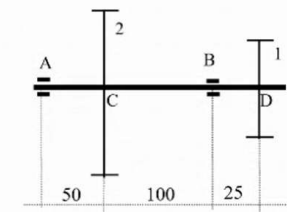
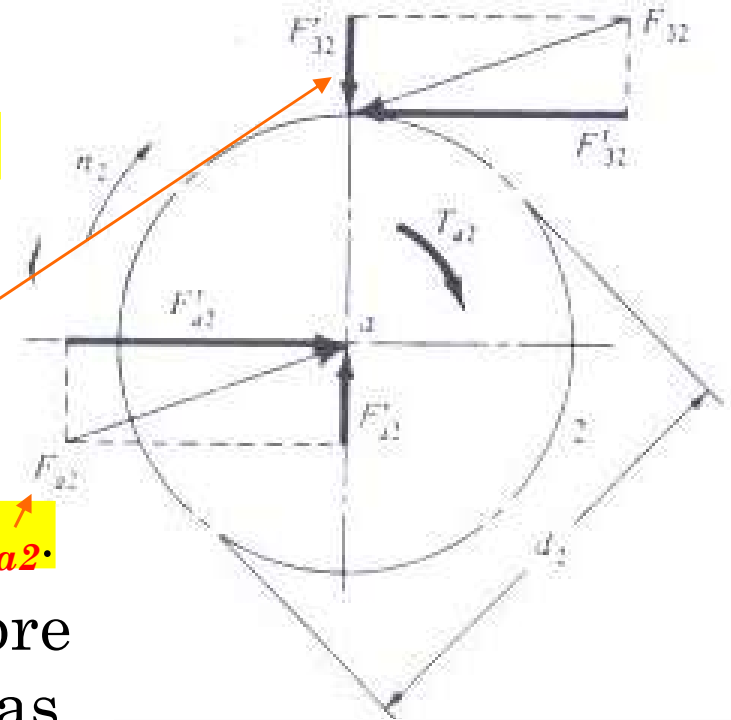
5. ANÁLISIS DE FUERZAS

$$\omega = n_2$$

○ Notación:

- Sub. 1: Armazón o bastidor de la máquinas
- Sub. 2: Engrane de entrada
- Sub. 3, 4, ...: Engranes sucesivos.
- Fuerza ejercida por el engrane 2 contra el engrane 3 se representa por F_{23} .
- Fuerza del engrane 2 contra el eje a será F_{a2} .

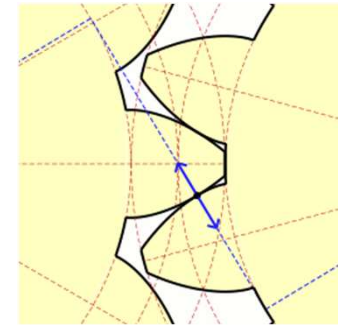
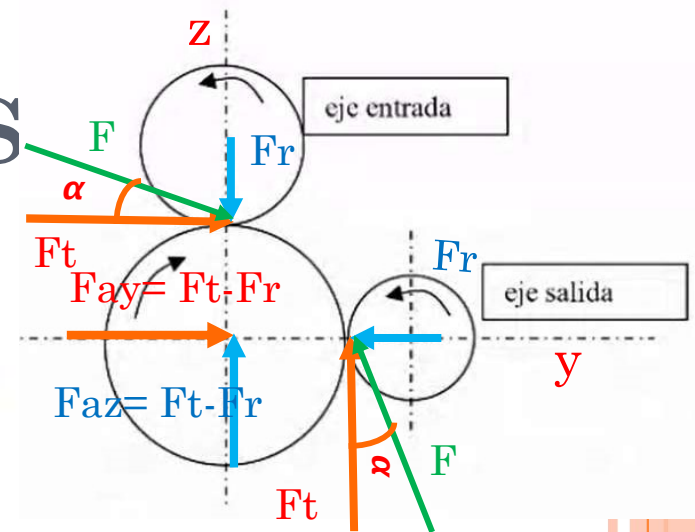
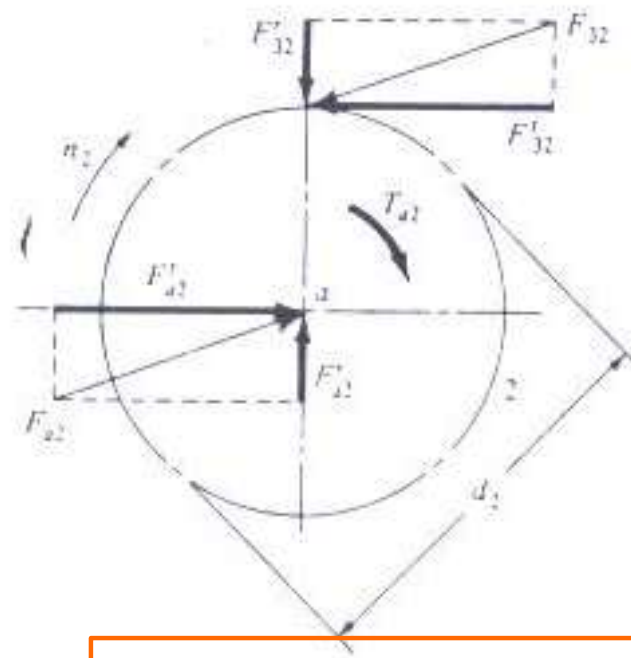
- En la figura se ve un piñón montado sobre un **eje a**, que gira en sentido de las agujas del reloj a **n_2 rpm** y que mueve otro engrane montado en el **eje b**, a **n_3 rpm**.
- Las **reacciones entre los dientes conectados** ocurren a lo largo de la línea de presión.



CÁLCULO DE ENGRANAJES

5. ANÁLISIS DE FUERZAS

- Al ser ω constante (perfiles de evolvente), si se transmite una potencia constante, al no variar la dirección de la fuerza, ésta es constante.



- Puesto que varía el punto de contacto P, el efecto (o descomposición) de la fuerza sobre el diente variará.

$$\omega = n_2$$

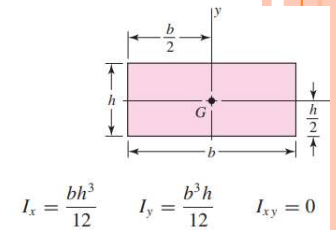
$$d = mz$$

$$T = cte = F_{32}^t \cdot \frac{d_2}{2} = F_{32} \cdot r_b = F_{32} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \cos \alpha$$

$$Pot = cte = T \cdot \omega = F_{32} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \cos \alpha \cdot \omega$$

CÁLCULO DE ENGRANAJES

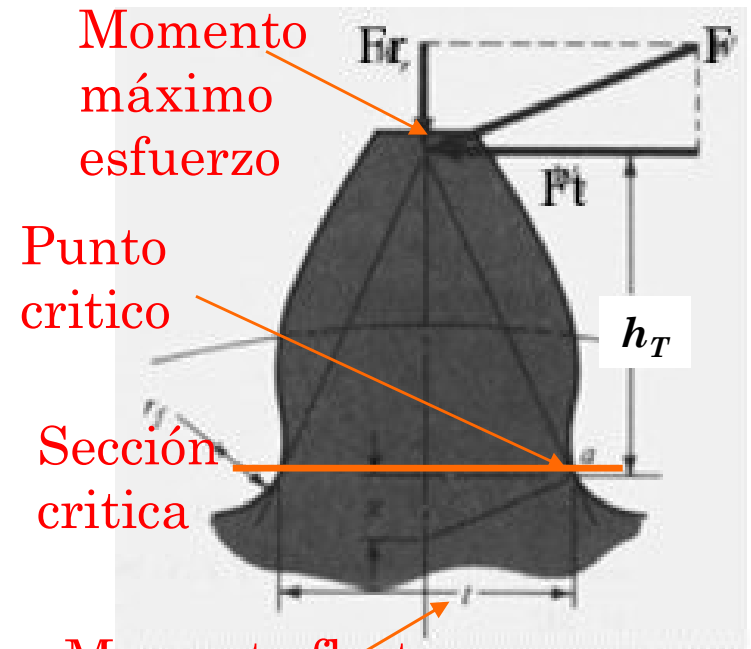
6. ESFUERZOS DE LOS DIENTES: ESTÁTICOS



- La **capacidad de transmisión** del engrane viene limitada por:
 - Calor generado
 - Fallos de los dientes por ruptura
 - Fallo por fatiga en la superficie de los dientes
 - Desgaste abrasivo en la superficie
 - Ruido resultante de velocidades altas o cargas fuertes

○ CÁLCULO ESTÁTICO

- Se hallan las tensiones en cualquier punto del diente.
- El peor caso para el diente es que la **fuerza esté lo más arriba posible en su perfil**.
- Si ***b*** es el ancho del diente, la tensión en el punto ***a*** (donde el ancho es ***t***), sin tener en cuenta la compresión es:



Momento flector

$$\sigma = \frac{M_c}{I} = \frac{F^t \cdot h_T \cdot \frac{t}{2}}{\frac{1}{12} b t^3} = \frac{F^t}{b} \frac{6 \cdot h_T}{t^2}$$

Esto es como una viga sometida a flexión F^t y a compresión F_r

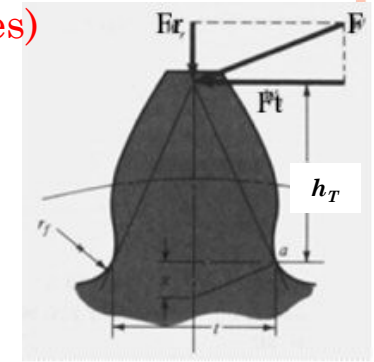
F_r es menor que F^t

$$d = mz, m = d/z$$

Dimensiono el elemento más pequeño porque es el que aguante más tensión porque (menor número de dientes)

CÁLCULO DE ENGRANAJES

6. ESFUERZOS DE LOS DIENTES



- Manteniendo F^t y b constantes, las curvas de isotensión debido a la flexión son parábolas.
- La sección más crítica será aquella en la que una de las parábolas sea tangente al flanco del diente.
- El factor $6h_T/t^2$ de la ecuación es puramente geométrica y se puede sustituir en función del módulo m y del **factor de Lewis** (Y) que depende exclusivamente de la norma del dentado y del número de dientes.
- La expresión no considera el efecto de la fuerza F^r , además supone que toda la carga se la lleva un solo diente y que la fuerza máxima se ejerce en el extremo del diente.
- Si el diseño es correcto **la relación de contacto será mayor que 1** y cuando la carga se aplique en el extremo de este habrá otros que estén en contacto.
- De lo anterior se deriva que, probablemente, el punto más desfavorable será alguno intermedio donde sólo un diente esté en contacto.

$$\sigma = \frac{F^t}{b} \frac{6 \cdot h_T}{t^2} = \frac{F^t}{b \cdot m} \frac{1}{Y}$$

$$\frac{6 \cdot h_T}{t^2} = \frac{1}{mY}$$

Y- Factor de Lewis Normalizado.

Cálculo estático Lewis

Tabla 13-3 VALORES DEL FACTOR DE FORMA Y DE LEWIS, DE LA AGMA*

Calculo de Y factor de Lewis

Dimensiono el elemento más pequeño porque es el que aguante más tensión porque (menor número de dientes)

Número de dientes	$\phi = 20^\circ$ $a = 0.800$ $b = 1.000$	$\phi = 20^\circ$ $a = 1.000$ $b = 1.250$	$\phi = 25^\circ$ $a = 1.000$ $b = 1.250$	$\phi = 25^\circ$ $a = 1.000$ $b = 1.350$
12	0.335 12	0.229 60	0.276 77	0.254 73
13	0.348 27	0.243 17	0.292 81	0.271 77
14	0.359 85	0.255 30	0.307 17	0.287 11
15	0.370 13	0.266 22	0.320 09	0.301 00
16	0.379 31	0.276 10	0.331 78	0.313 63
17	0.387 57	0.285 08	0.342 40	0.325 17
18	0.395 02	0.293 27	0.352 10	0.335 74
19	0.401 79	0.300 78	0.360 99	0.345 46
20	0.407 97	0.307 69	0.369 16	0.354 44
21	0.413 63	0.314 06	0.376 71	0.362 76
22	0.418 83	0.319 97	0.383 70	0.370 48
24	0.428 06	0.330 56	0.396 24	0.384 39
26	0.436 01	0.339 79	0.407 17	0.396 57
28	0.442 94	0.347 90	0.416 78	0.407 33
30	0.449 02	0.355 10	0.425 30	0.416 91
34	0.459 20	0.367 31	0.439 76	0.433 23
38	0.467 40	0.377 27	0.451 56	0.446 63
45	0.478 46	0.390 93	0.467 74	0.465 11
50	0.484 58	0.398 60	0.476 81	0.475 55
60	0.493 91	0.410 47	0.490 86	0.491 77
75	0.503 45	0.422 83	0.505 46	0.508 77
100	0.513 21	0.435 74	0.520 71	0.526 65
150	0.523 21	0.449 30	0.536 68	0.545 56
300	0.533 48	0.463 64	0.553 51	0.565 70
Cremallera	0.544 06	0.478 97	0.571 39	0.587 39

a addendo
b dedendo

uso

a=0,8xm addendo

b = 1xm dedendo

Calculo estático

m=3 mm

z = 20 dientes

b =30 mm

$\phi = 20^\circ$

relación dedendo/addendo b/a =0,8

a= 2,4 mm

b= 3 mm

F =500 N

$$\sigma = \frac{F^t}{b \cdot m Y} \cdot \frac{1}{Y}$$

Calculo estático.

$$\sigma = \frac{500}{0,03 \cdot 0,003} \cdot \frac{1}{0,40797} = 13,62 \text{ MPa}$$

Fuente: R. G. Mitchiner and H. H. Mabie, "The Determination of the Lewis Form Factor and the AGMA Geometry Factor J for External-Spur Gear Teeth, *ASME Journal of Mechanical Design*, vol. 104, no. 1, enero 1982, pp. 148-158.

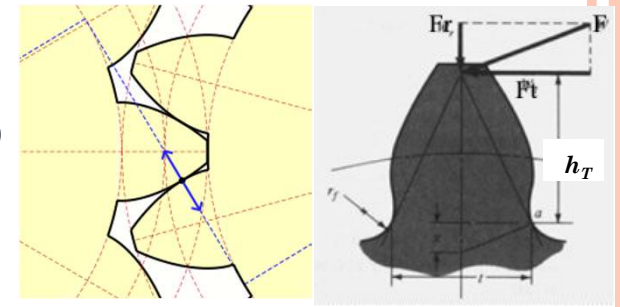
* Todas las dimensiones están en pulgadas. Los valores dados corresponden a un paso diametral de 1.

Número mínimo de dientes para 18 para que no haya interferencias de tallado para 20° .

En el caso de 25° el $z > 12$

CÁLCULO DE ENGRANAJES

6. ESFUERZOS DE LOS DIENTES



- Otro aspecto que no tiene en cuenta la ecuación de Lewis es la concentración de tensiones en el pie del diente.
- Para la determinación del **factor de concentración (K_f)** se utilizan los datos geométricos y constructivos del diente.
- La **AGMA** (American Gear Manufacturers Association) estableció una ecuación de Lewis modificada en la que contempla el **factor K_f** , y el hecho de que la carga (debido a la relación de contacto) cuando sólo un diente está en contacto no se aplica en la punta del diente.
- Se introduce un nuevo **factor J , factor AGMA**

$$\sigma = \frac{F^t}{b} \frac{6 \cdot h_T}{t^2} = \frac{F^t}{b \cdot m} \frac{1}{J}$$

AGMA

$$\sigma = \frac{F^t}{b \cdot m} \frac{1}{J}$$

K_f

Contacto en el extremo ya habrá contacto de otro diente $1 < m_c < 1,2$

Lewis

$$\sigma = \frac{F^t}{b \cdot m} \frac{1}{Y}$$

- **J** , lo mismo que **Y** , se determina por tablas a partir de adendo, dedendo, **r_f (radio de acuerdo)** y **z (número de dientes)**

r_f = radio diente en "t"

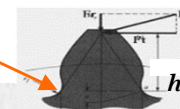


Tabla 13-7 FACTOR GEOMÉTRICO J DE LA AGMA PARA EL CASO DE DIENTES
CON $\phi = 25^\circ$, $a = 1.000$ pulg., $b = 1.550$ pulg. $r_f = 0.245$ pulg.

Número de dientes	Número de dientes del engrane conectado						
	17	25	35	50	85	300	1000
14	0.333 61	0.339 13	0.343 18	0.346 71	0.350 62	0.353 79	0.356 73
15	0.345 19	0.351 08	0.355 47	0.359 32	0.363 59	0.367 07	0.370 30
16	0.355 52	0.361 82	0.366 53	0.370 67	0.375 27	0.379 04	0.382 55
17	0.364 84	0.371 51	0.376 52	0.380 93	0.385 85	0.389 89	0.393 66
18	0.373 29	0.380 31	0.385 60	0.390 26	0.395 48	0.399 77	0.403 78
19	0.380 99	0.388 33	0.393 88	0.398 78	0.404 27	0.408 80	0.413 04
20	0.388 03	0.395 68	0.401 46	0.406 59	0.412 34	0.417 09	0.421 55
21	0.394 50	0.402 43	0.408 44	0.413 77	0.419 77	0.424 73	0.429 39
22	0.400 47	0.408 66	0.414 88	0.420 40	0.426 63	0.431 79	0.436 64
24	0.411 11	0.419 78	0.426 38	0.432 25	0.438 90	0.444 42	0.449 63
26	0.420 31	0.429 40	0.436 34	0.442 53	0.449 55	0.455 39	0.460 91
28	0.428 35	0.437 82	0.445 06	0.451 53	0.458 88	0.465 01	0.470 81
30	0.435 44	0.445 24	0.452 75	0.459 48	0.467 12	0.473 51	0.479 57
34	0.447 38	0.457 75	0.465 72	0.472 87	0.481 03	0.487 87	0.494 37
38	0.457 01	0.467 88	0.476 22	0.483 71	0.492 32	0.499 54	0.506 40
45	0.470 16	0.481 63	0.490 51	0.498 51	0.507 69	0.515 42	0.522 80
50	0.477 45	0.489 29	0.498 45	0.506 74	0.516 25	0.524 28	0.531 95
60	0.488 63	0.501 03	0.510 65	0.519 37	0.529 40	0.537 89	0.546 02
75	0.500 13	0.513 10	0.523 20	0.532 37	0.542 94	0.551 91	0.560 52
100	0.511 97	0.525 53	0.535 12	0.545 75	0.556 00	0.566 37	0.575 49
150	0.524 18	0.538 35	0.549 44	0.559 58	0.571 30	0.581 29	0.590 94
300	0.536 61	0.551 60	0.563 21	0.573 83	0.586 18	0.596 72	0.606 92
Cremaillera	0.549 90	0.565 32	0.577 47	0.588 60	0.601 58	0.612 69	0.623 46

Tabla 13-6 FACTOR GEOMÉTRICO J DE LA AGMA PARA EL CASO DE DIENTES
CON $\phi = 25^\circ$, $a = 1.000$ pulg., $b = 1.250$ pulg. $r_f = 0.300$ pulg.

Número de dientes	Número de dientes del engrane conectado						
	17	25	35	50	85	300	1000
13	0.316 81	0.352 92	0.357 44	0.361 38	0.365 72	0.369 25	0.372 51
14	0.359 24	0.365 87	0.370 81	0.375 14	0.379 94	0.383 86	0.387 49
15	0.370 27	0.377 40	0.382 75	0.387 44	0.392 67	0.396 94	0.400 92
16	0.380 16	0.387 75	0.393 46	0.398 49	0.404 11	0.408 73	0.413 03
17	0.389 07	0.397 09	0.403 14	0.408 49	0.414 48	0.419 41	0.424 02
18	0.397 14	0.405 56	0.411 93	0.417 56	0.423 90	0.429 13	0.434 03
19	0.404 49	0.413 28	0.419 94	0.425 85	0.432 50	0.438 01	0.443 18
20	0.411 21	0.420 34	0.427 27	0.433 44	0.440 39	0.446 16	0.451 59
21	0.417 38	0.426 82	0.434 01	0.440 42	0.447 65	0.453 67	0.459 33
22	0.423 06	0.432 80	0.440 23	0.446 06	0.454 36	0.460 60	0.466 50
24	0.433 18	0.443 46	0.451 72	0.458 36	0.466 35	0.473 01	0.479 32
26	0.441 91	0.452 68	0.460 93	0.468 33	0.476 74	0.483 78	0.490 16
28	0.449 57	0.460 75	0.469 33	0.477 05	0.485 85	0.493 23	0.500 23
30	0.456 31	0.467 85	0.476 75	0.484 75	0.493 89	0.501 57	0.508 61
34	0.467 63	0.479 81	0.489 23	0.497 72	0.507 46	0.515 66	0.523 49
38	0.476 78	0.489 48	0.499 33	0.508 24	0.518 47	0.527 10	0.535 36
45	0.489 19	0.502 61	0.513 05	0.522 52	0.533 44	0.542 68	0.551 54
50	0.496 08	0.509 91	0.520 68	0.530 47	0.541 77	0.551 36	0.560 56
60	0.506 83	0.521 09	0.532 38	0.542 67	0.554 57	0.564 69	0.574 44
75	0.517 47	0.532 57	0.544 40	0.555 20	0.567 73	0.578 42	0.588 73
100	0.528 60	0.544 36	0.556 76	0.568 10	0.581 29	0.592 57	0.603 48
150	0.540 05	0.556 51	0.569 51	0.581 38	0.595 26	0.607 16	0.618 69
300	0.551 85	0.569 02	0.582 59	0.595 07	0.609 67	0.622 22	0.634 42
Cremaillera	0.561 05	0.581 94	0.596 13	0.609 21	0.624 56	0.637 78	0.650 68

Relación entre addendo y dedendo, hace falta las pulgadas.

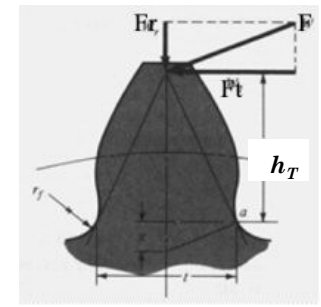
Oviamente, común a ambos dientes

1 pulgada=25,4 mm

Número de dientes rueda de menor (piñon) porque es el que tiene mayor tensión

CÁLCULO DE ENGRANAJES

6. ESFUERZOS DE LOS DIENTES



CÁLCULO DINÁMICO

- Los fenómenos **dinámicos** intervienen por la transmisión de una carga en movimiento.
- El parámetro que ayuda a tener en cuenta este efecto es la **velocidad de la circunferencia de paso**.
- Se utiliza un factor **K_V** que se aplica a la ecuación anterior.
- Cuando los efectos dinámicos no se tienen en cuenta **$K_V = 1$** .
 - Engranajes rectos, **dientes acabados por sinfín o por alisado**

AGMA

$$K_V = \frac{50}{50 + \sqrt{v}}$$

v se da en pies/minuto

(1 pie=12 pulgadas, 1 pulgada=25,4 mm)

Velocidad
 $v = \omega \times r$

- Engranajes con **dientes de alta precisión alisados o esmerilados**. Carga dinámica apreciable.

$$K_V = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{v}}}$$

v se da en pies/minuto

- Por tanto se tienen dos expresiones para la tensión a flexión

$$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot m \cdot Y \cdot K_V}$$

$$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot m \cdot J \cdot K_V}$$

Predimensionamiento estático CS
grande para asegurarnos que cuando
calculemos a fatiga se cumpla:

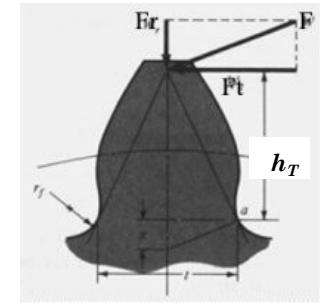
$$\sigma \leq \frac{S_y}{CS}$$

ECUACIÓN LEWIS ECUACIÓN AGMA

CÁLCULO DE ENGRANAJES

6. ESFUERZOS DE LOS DIENTES

ESTIMACIÓN DEL TAMAÑO DEL ENGRANAJE



- Se pueden dar algunas orientaciones para obtener unos valores preliminares sobre el tamaño del engranaje (sin consideraciones de durabilidad o confiabilidad)
- Se suele elegir una anchura de cara del diente, b , tal que:

$$3p < b < 5p \quad (p: \text{paso circular})$$

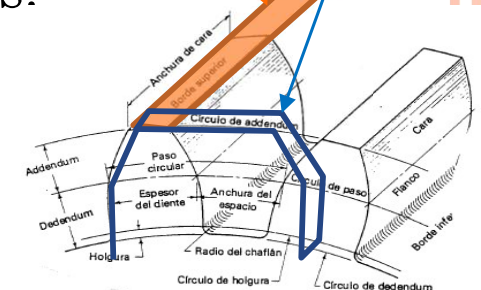
$$3\pi m < b < 5\pi m$$

$$\sigma = \frac{F^t}{b \cdot m} \frac{1}{Y}$$

Variar ancho Variar modulo

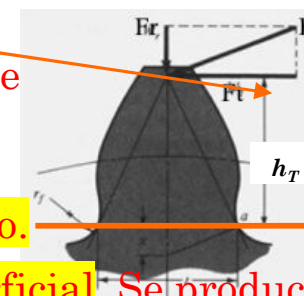
- El tamaño se obtiene por iteraciones, a partir de los datos de potencia (P), velocidad en rpm, n y n° de dientes z .
- El procedimiento de cálculo consiste en seleccionar un valor de prueba para el módulo m y luego realizar los cálculos sucesivos.

$$v = \omega r = \frac{2\pi n d}{60 \cdot 2}; \quad F^t = \frac{P}{\omega r}; \quad \sigma = \frac{F^t}{b \cdot m \cdot J \cdot K_V}$$



- La interferencia obliga a que con dimensiones estándar no se elijan engranajes por debajo de 18 dientes cuando el ángulo de presión es 20° , ni por debajo de 12 dientes cuando es 25°

En fatiga y la sección crítica “t” y el punto crítico arranque “rf” pie del diente (riesgo grieta) son los mismos que en estática. Se produce fatiga porque el momento varia al desplazarse por la superficie.



CÁLCULO DE ENGRANAJES

6. ESFUERZOS DE LOS DIENTES

Material más duro.

Fatiga superficial. Se producen tensiones de contacto en el contacto (como rodamientos) que generan tensiones internas que fluctúan al moverse el contacto. Zonas en adherencia y en deslizamiento.

Punto crítico flanco del diente. Descascarillado

RESISTENCIA A LA FATIGA

- Los límites de fatiga se obtienen con los **métodos de cálculo vistos en el Tema 3 de Fatiga**, con los mismos factores de corrección del límite de fatiga.
- Factor de superficie, K_a . Se elegirá el apartado **“Mecanizado sin acabar”** del Tema 3.
- Factor de tamaño, K_b . En este caso, para dientes de engranes rectos se tendrá en cuenta el **número de pasos por pulgada P**:
 - Si $P > 12$ dientes/pulgada, $K_b = 1$
 - Si $P < 12$ dientes/pulgada, usar la tabla siguiente:

No es paso “p”

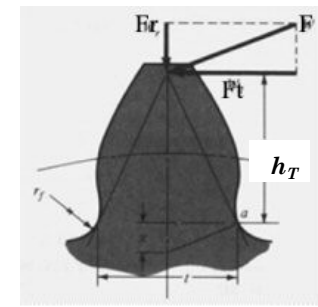
$$P = \frac{1}{m} \text{ en pulgadas}$$

$$25,4 \text{ mm} = 1 \text{ pulgada}$$

Paso P	Factor k_b	Paso P	Factor k_b
2	0.832	6	0.925
2.5	0.850	7	0.939
3	0.865	8	0.951
4	0.890	10	0.972
5	0.909	12	0.990

A más dientes por pulgada dientes más pequeños y K_b más próximo a 1.

CÁLCULO DE ENGRANAJES



6. ESFUERZOS DE LOS DIENTES

RESISTENCIA A LA FATIGA

- Factor de modificación de carga. $K_c = 1$.
- Factor de temperatura K_d . Ver Tema 3, “Fatiga”.
- Factor de confiabilidad K_e . Ver Tema 3, “Fatiga”.
- Factor de concentración de tensiones K_f . Este factor ha sido incluido en el coeficiente J de la AGMA y por lo tanto puede tomarse $K_f = 1$. Si se considera Y Lewis se tiene que calcular K_f .
- Efectos diversos K_g . Se puede tener en cuenta que algunos engranes giran siempre en el mismo sentido y por tanto la flexión es en un solo sentido (tabla):

FACTORES DE EFECTOS DIVERSOS PARA FLEXIÓN EN UN SOLO SENTIDO

Resistencia a la tensión S_{ut} , kpsi	Hasta 200	250	300	350	400
Factor K_g	1.33	1.43	1.50	1.56	1.60

Es pulsante de la mitad no alternante.

$$1 \text{ psi} = 6,895 \text{ kPa}$$

$$200 \text{ kpsi} \cong 140,5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\frac{\sigma}{S_e} \leq \frac{1}{CS}$$

28

La variación de tensión ($0, \sigma$) la parte negativa no ocurre. Esto es positivo porque en intervalo es menor.
Recordemos estudio que la curva S-N es para tensión alternante pura ($-\sigma, \sigma$)

CÁLCULO DE ENGRANAJES

6. ESFUERZOS DE LOS DIENTES

RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL

- Hay que tener en cuenta la fatiga debida a las tensiones de contacto. Por un lado, hay que determinar las **tensiones de contacto que se generan en el engrane σ_H** . Por otro lado, la **resistencia a la fatiga superficial del material empleado S_H** . Hertz
- Las expresiones de las **tensiones de contacto** entre dos cilindros de radios y carga aplicada conocidos son:

Donde:

- $C_v = K_v$ (factor dinámico visto antes)
- b = ancho del diente
- d = diámetro de paso $d = m \cdot z$

Ángulo presión

Factor de geometría.
Relación entre ángulo de presión y la relación del engranaje



$$\sigma_H = -C_p \sqrt{\frac{F^t}{C_v \cdot b \cdot d \cdot I}}$$

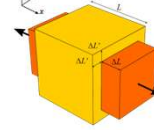
Fuerza tangencial

Dependía acabado dientes

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{v}} \quad K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{v}}}$$

Coef. Poisson $\nu \sim 0,3$

$$\nu = -\frac{\epsilon_{trans}}{\epsilon_{long}}$$



Relación engranaje

(para engranes interiores)

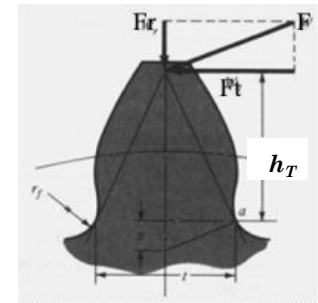
Módulo de Young elástico.

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right)}}$$

p piñón
g rueda.
p y g mismo Material se simplifica.

CÁLCULO DE ENGRANAJES

6. ESFUERZOS DE LOS DIENTES



RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL

- La AGMA recomienda que se use la siguiente expresión para el límite de fatiga:

Ciclos de vida	Factor de vida C_L	Confiabilidad R	Factor de conf. C_R
10^4	1.5	Hasta 0.99	0.80
10^5	1.3	0.99 a 0.999	1.00
10^6	1.1	0.999 o más	1.25 o más
10^8 o más	1.0		

$$S_H = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_c$$

$$S_c = 0.4 H_B - 10 \text{ [kpsi]}$$

$$1 \text{ psi} = 6,895 \text{ kPa}$$

$$200 \text{ kpsi} \approx 140,5 \text{ kg/mm}^2$$

Tensión dependiente de la dureza del material.

- H_B : Dureza Brinell de la superficie más suave en contacto.
- C_L : Factor duración vida
- C_R : Factor confiabilidad
- C_H : Factor de relación de dureza (=1 para eng. Rectos)
- C_T : Factor de temperatura =1 si $TF < 120^\circ\text{C}$.

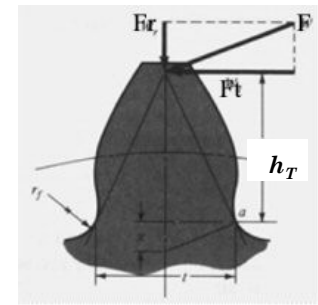
$$\frac{\sigma_H}{S_H} \leq \frac{1}{CS'}$$

$$\frac{\sigma_H}{S_H} \leq \frac{1}{CS}$$

Tenemos CS de fatiga y de fatiga superficial.
El diente romperá antes por el que sea menor.

CÁLCULO DE ENGRANAJES

6. ESFUERZOS DE LOS DIENTES



RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL

- Hay que tener en cuenta además que la carga F^t puede **no estar perfectamente distribuida en el ancho de la cara**. (Factor de corrección por sobrecarga en tabla)

Características de montaje	K_m	Ancho de cara, pulg			
		0 a 2	6	9	16 o más
Exactos, holguras pequeñas en cojinetes, mínima flexión del eje, engranes de precisión.		1.3	1.4	1.5	1.8
Menos rígidos, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara.		1.6	1.7	1.8	2.2
Exactitud y ajuste tales que el área de contacto es menor que la de toda la cara		Mayor que 2.2			

- Además se puede prever un **factor de sobrecarga (K_0)** y un **coeficiente de seguridad CS**.
$$F^{t'} = CS \cdot K_0 \cdot K_m \cdot F^t$$

K_0 Carga impulsora.	Características de la carga impulsada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques fuertes
Motor eléctrico. Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choque ligero	1.25	1.50	2.00
Choque moderado	1.50	1.75	2.25

Machaqueo obra pública.

Choques.

Tabla 13-3 VALORES DEL FACTOR DE FORMA Y DE LEWIS, DE LA AGMA*

Número de dientes	$\phi = 20^\circ$ $a = 0.800$ $b = 1.000$	$\phi = 20^\circ$ $a = 1.000$ $b = 1.250$	$\phi = 25^\circ$ $a = 1.000$ $b = 1.250$	$\phi = 25^\circ$ $a = 1.000$ $b = 1.350$
12	0.335 12	0.229 60	0.276 77	0.254 73
13	0.348 27	0.243 17	0.292 81	0.271 77
14	0.359 85	0.255 30	0.307 17	0.287 11
15	0.370 13	0.266 22	0.320 09	0.301 00
16	0.379 31	0.276 10	0.331 78	0.313 63
17	0.387 57	0.285 08	0.342 40	0.325 17
18	0.395 02	0.293 27	0.352 10	0.335 74
19	0.401 79	0.300 78	0.360 99	0.345 46
20	0.407 97	0.307 69	0.369 16	0.354 44
21	0.413 63	0.314 06	0.376 71	0.362 76
22	0.418 83	0.319 97	0.383 70	0.370 48
24	0.428 06	0.330 56	0.396 24	0.384 39
26	0.436 01	0.339 79	0.407 17	0.396 57
28	0.442 94	0.347 90	0.416 78	0.407 33
30	0.449 02	0.355 10	0.425 30	0.416 91
34	0.459 20	0.367 31	0.439 76	0.433 23
38	0.467 40	0.377 27	0.451 56	0.446 63
45	0.478 46	0.390 93	0.467 74	0.465 11
50	0.484 58	0.398 60	0.476 81	0.475 55
60	0.493 91	0.410 47	0.490 86	0.491 77
75	0.503 45	0.422 83	0.505 46	0.508 77
100	0.513 21	0.435 74	0.520 71	0.526 65
150	0.523 21	0.449 30	0.536 68	0.545 56
300	0.533 48	0.463 64	0.553 51	0.565 70
Cremallera	0.544 06	0.478 97	0.571 39	0.587 39

Fuente: R. G. Mitchiner and H. H. Mabie, "The Determination of the Lewis Form Factor and the AGMA Geometry Factor J for External-Spur Gear Teeth, *ASME Journal of Mechanical Design*, vol. 104, no. 1, enero 1982, pp. 148-158.

* Todas las dimensiones están en pulgadas. Los valores dados corresponden a un paso diametral de 1.

Tabla 13-7 FACTOR GEOMÉTRICO J DE LA AGMA PARA EL CASO DE DIENTES
CON $\phi = 25^\circ$, $a = 1.000$ pulg., $b = 1.350$ pulg. $\gamma_{rf} = 0.245$ pulg.

Número de dientes	Número de dientes del engrane conectado						
	17	25	35	50	85	300	1000
14	0.333 61	0.339 13	0.343 18	0.346 71	0.350 62	0.353 79	0.356 73
15	0.345 19	0.351 08	0.355 47	0.359 32	0.363 59	0.367 07	0.370 30
16	0.355 52	0.361 82	0.366 53	0.370 67	0.375 27	0.379 04	0.382 55
17	0.364 84	0.371 51	0.376 52	0.380 93	0.385 85	0.389 89	0.393 66
18	0.373 29	0.380 31	0.385 60	0.390 26	0.395 48	0.399 77	0.403 78
19	0.380 99	0.388 33	0.393 88	0.398 78	0.404 27	0.408 80	0.413 04
20	0.388 03	0.395 68	0.401 46	0.406 59	0.412 34	0.417 09	0.421 55
21	0.394 50	0.402 43	0.408 44	0.413 77	0.419 77	0.424 73	0.429 39
22	0.400 47	0.408 66	0.414 88	0.420 40	0.426 63	0.431 79	0.436 64
24	0.411 11	0.419 78	0.426 38	0.432 25	0.438 90	0.444 42	0.449 63
26	0.420 31	0.429 40	0.436 34	0.442 53	0.449 55	0.455 39	0.460 91
28	0.428 35	0.437 82	0.445 06	0.451 53	0.458 88	0.465 01	0.470 81
30	0.435 44	0.445 24	0.452 75	0.459 48	0.467 12	0.473 51	0.479 57
34	0.447 38	0.457 75	0.465 72	0.472 87	0.481 03	0.487 87	0.494 37
38	0.457 01	0.467 88	0.476 22	0.483 71	0.492 32	0.499 54	0.506 40
45	0.470 16	0.481 63	0.490 51	0.498 51	0.507 69	0.515 42	0.522 80
50	0.477 45	0.489 29	0.498 45	0.506 74	0.516 25	0.524 28	0.531 95
60	0.488 63	0.501 03	0.510 65	0.519 37	0.529 40	0.537 89	0.546 02
75	0.500 13	0.513 10	0.523 20	0.532 37	0.542 94	0.551 91	0.560 52
100	0.511 97	0.525 53	0.535 12	0.545 75	0.556 00	0.566 37	0.575 49
150	0.524 18	0.538 35	0.549 44	0.559 58	0.571 30	0.581 29	0.590 94
300	0.536 61	0.551 60	0.563 21	0.573 83	0.586 18	0.596 72	0.606 92
Cremallera	0.549 90	0.565 32	0.577 47	0.588 60	0.601 58	0.612 69	0.623 46

Tabla 13-6 FACTOR GEOMÉTRICO J DE LA AGMA PARA EL CASO DE DIENTES
CON $\phi = 25^\circ$, $a = 1.000$ pulg., $b = 1.250$ pulg. $\gamma_{rf} = 0.300$ pulg.

Número de dientes	Número de dientes del engrane conectado						
	17	25	35	50	85	300	1000
13	0.316 81	0.352 92	0.357 44	0.361 38	0.365 72	0.369 25	0.372 51
14	0.359 24	0.365 87	0.370 81	0.375 14	0.379 94	0.383 86	0.387 49
15	0.370 27	0.377 40	0.382 75	0.387 44	0.392 67	0.396 94	0.400 92
16	0.380 16	0.387 75	0.393 46	0.398 49	0.404 11	0.408 73	0.413 03
17	0.389 07	0.397 09	0.403 14	0.408 49	0.414 48	0.419 41	0.424 02
18	0.397 14	0.405 56	0.411 93	0.417 56	0.423 90	0.429 13	0.434 03
19	0.404 49	0.413 28	0.419 94	0.425 85	0.432 50	0.438 01	0.443 18
20	0.411 21	0.420 34	0.427 27	0.433 44	0.440 39	0.446 16	0.451 59
21	0.417 38	0.426 82	0.434 01	0.440 42	0.447 65	0.453 67	0.459 33
22	0.423 06	0.432 80	0.440 23	0.446 06	0.454 36	0.460 60	0.466 50
24	0.433 18	0.443 46	0.451 72	0.458 36	0.466 35	0.473 01	0.479 32
26	0.441 91	0.452 68	0.460 93	0.468 33	0.476 74	0.483 78	0.490 16
28	0.449 57	0.460 75	0.469 33	0.477 05	0.485 85	0.493 23	0.500 23
30	0.456 31	0.467 85	0.476 75	0.484 75	0.493 69	0.501 57	0.508 61
34	0.467 63	0.479 81	0.489 23	0.497 72	0.507 46	0.515 66	0.523 49
38	0.476 78	0.489 48	0.499 33	0.508 24	0.518 47	0.527 10	0.535 36
45	0.489 19	0.502 61	0.513 05	0.522 52	0.533 44	0.542 68	0.551 54
50	0.496 08	0.509 91	0.520 68	0.530 47	0.541 77	0.551 36	0.560 56
60	0.506 83	0.521 09	0.532 38	0.542 67	0.554 57	0.564 69	0.574 44
75	0.517 47	0.532 57	0.544 40	0.555 20	0.567 73	0.578 42	0.588 73
100	0.528 60	0.544 36	0.556 76	0.568 10	0.581 29	0.592 57	0.603 48
150	0.540 05	0.556 51	0.569 51	0.581 38	0.595 26	0.607 16	0.618 69
300	0.551 85	0.569 02	0.582 59	0.595 07	0.609 67	0.622 22	0.634 42
Cremallera	0.561 05	0.581 94	0.596 13	0.609 21	0.624 56	0.637 78	0.650 68

Tabla 13-5 FACTOR GEOMÉTRICO J DE LA AGMA PARA EL CASO DE DIENTES
 CON $\phi = 20^\circ$, $a = 1.000$ pulg, $b = 1.250$ pulg $\gamma r_f = 0.300$ pulg

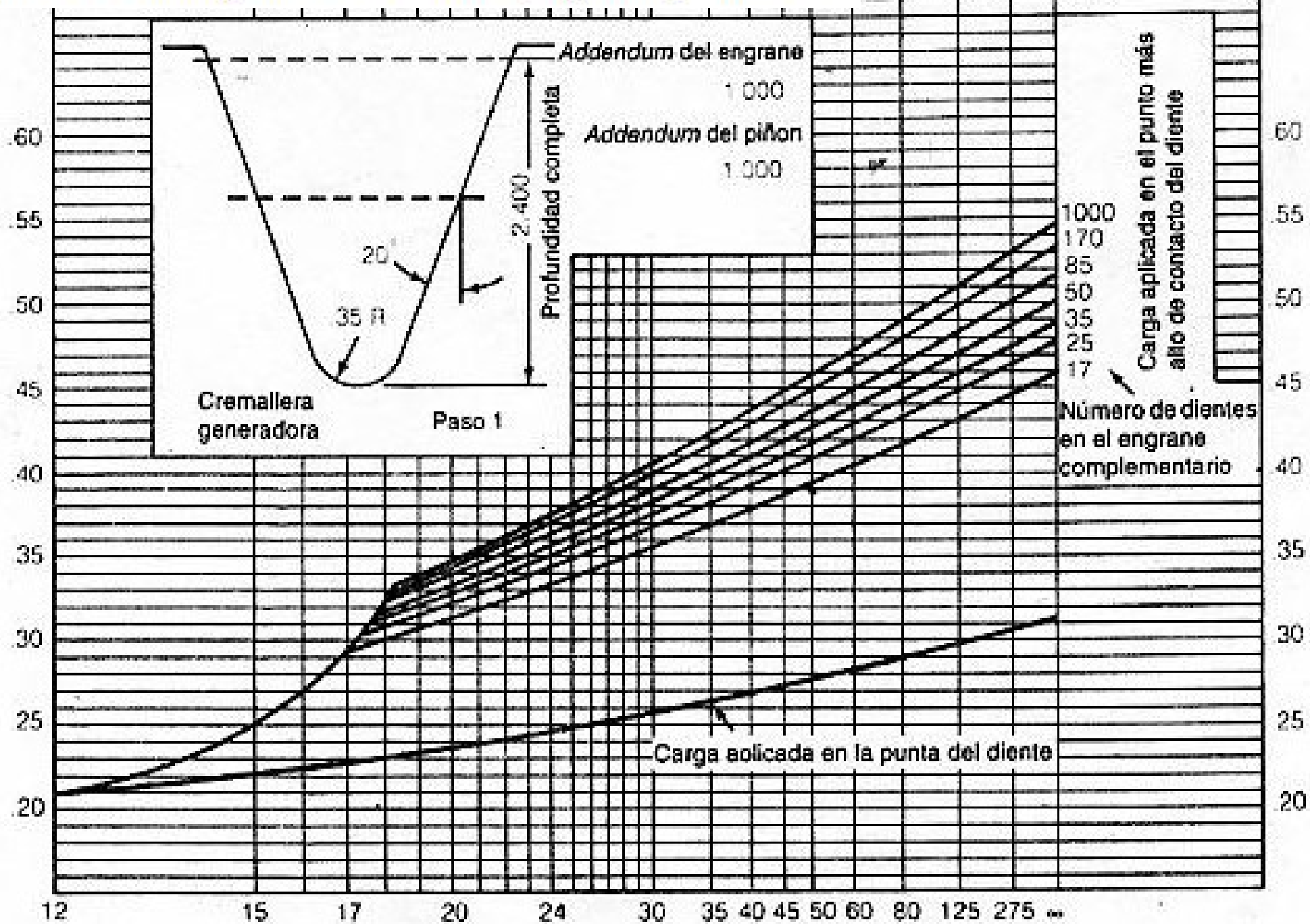
Número de dientes	Número de dientes del engrane conectado						
	17	25	35	50	85	300	1000
18	0.324 04	0.332 14	0.338 40	0.344 04	0.350 50	0.355 94	0.361 12
19	0.330 29	0.338 78	0.345 37	0.351 34	0.358 22	0.364 05	0.369 63
20	0.336 00	0.344 85	0.351 76	0.358 04	0.365 32	0.371 51	0.377 49
21	0.341 24	0.350 44	0.357 64	0.364 22	0.371 86	0.378 41	0.384 75
22	0.346 07	0.355 59	0.363 06	0.369 92	0.377 92	0.384 79	0.391 48
24	0.354 68	0.364 77	0.372 75	0.380 12	0.388 77	0.396 26	0.403 64
26	0.362 11	0.372 72	0.381 15	0.388 97	0.398 21	0.406 25	0.414 16
28	0.368 60	0.379 67	0.388 51	0.396 73	0.406 50	0.415 04	0.423 51
30	0.374 62	0.385 80	0.395 00	0.403 59	0.413 83	0.422 83	0.431 79
34	0.383 94	0.396 11	0.405 94	0.415 17	0.426 24	0.436 04	0.445 86
38	0.391 70	0.404 46	0.414 80	0.424 56	0.436 33	0.446 80	0.457 35
45	0.402 23	0.415 79	0.426 85	0.437 35	0.450 10	0.461 52	0.473 10
50	0.408 08	0.422 08	0.433 55	0.444 48	0.457 78	0.469 75	0.481 93
60	0.417 02	0.431 73	0.443 83	0.455 42	0.469 60	0.482 43	0.495 57
75	0.426 20	0.441 63	0.454 40	0.466 68	0.481 79	0.495 54	0.509 70
100	0.435 61	0.451 80	0.465 27	0.478 27	0.494 37	0.509 09	0.524 35
150	0.445 30	0.462 26	0.476 45	0.490 23	0.507 16	0.523 12	0.539 54
300	0.455 26	0.473 04	0.487 98	0.502 56	0.520 78	0.537 65	0.555 33
Cremallera	0.465 54	0.484 15	0.499 88	0.515 29	0.534 67	0.552 72	0.571 73

Tabla 13-4 FACTOR GEOMÉTRICO J DE LA AGMA PARA EL CASO DE DIENTES
 CON $\phi = 20^\circ$, $a = 0.80$ pulg, $b = 1.000$ pulg $\gamma r_f = 0.304$ pulg

Número de dientes	Número de dientes del engrane conectado						
	17	25	35	50	85	300	1000
14	0.321 54	0.328 92	0.334 52	0.339 48	0.345 01	0.349 70	0.354 05
15	0.328 49	0.336 24	0.342 14	0.347 40	0.353 36	0.358 31	0.362 98
16	0.334 67	0.342 76	0.348 94	0.354 47	0.360 75	0.365 99	0.370 96
17	0.340 21	0.348 60	0.355 04	0.360 81	0.367 39	0.372 91	0.378 15
18	0.345 20	0.353 87	0.360 54	0.366 54	0.373 40	0.379 16	0.384 66
19	0.349 72	0.358 64	0.365 53	0.371 74	0.378 85	0.384 85	0.390 58
20	0.353 83	0.362 99	0.370 07	0.376 47	0.383 82	0.390 03	0.395 99
21	0.357 59	0.366 96	0.374 23	0.380 81	0.388 38	0.394 79	0.400 95
22	0.361 01	0.370 61	0.378 05	0.384 79	0.392 56	0.399 16	0.405 51
24	0.367 15	0.377 08	0.384 82	0.391 86	0.400 00	0.406 94	0.413 63
26	0.372 10	0.382 64	0.390 64	0.397 94	0.406 41	0.413 64	0.420 64
28	0.376 90	0.387 47	0.395 71	0.403 24	0.411 99	0.419 48	0.426 76
30	0.380 96	0.391 71	0.400 15	0.407 88	0.416 89	0.424 62	0.432 13
34	0.387 61	0.398 80	0.407 59	0.415 66	0.425 10	0.433 23	0.441 15
38	0.393 01	0.404 49	0.413 56	0.421 91	0.431 71	0.440 16	0.448 43
45	0.400 23	0.412 15	0.421 61	0.430 31	0.440 62	0.449 52	0.458 26
50	0.404 21	0.416 38	0.426 05	0.435 00	0.445 55	0.454 70	0.463 70
60	0.410 28	0.422 82	0.432 81	0.442 09	0.453 06	0.462 60	0.472 01
75	0.416 45	0.429 30	0.439 71	0.449 32	0.460 72	0.470 67	0.480 51
100	0.422 74	0.436 06	0.446 74	0.456 70	0.468 54	0.478 91	0.489 19
150	0.429 16	0.442 87	0.453 91	0.464 22	0.476 53	0.487 33	0.498 07
300	0.435 71	0.449 83	0.461 23	0.471 91	0.484 69	0.495 94	0.507 16
Cremallera	0.442 10	0.456 94	0.468 70	0.479 77	0.493 03	0.504 76	0.516 47

Figura 4.4.- Factor geométrico J de AGMA, ángulo de presión = 20°

Factor de geometría - J



Número de dientes para los cuales se desea el factor de geometría

Tabla 4.3.- Esfuerzos admisible para dientes de engrane (Ec. De Lewis)

MATERIAL	ESFUERZO ADMISIBLE (psi)	
Hierro fundido (ASTM 20)	8000	$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot m \cdot J \cdot K_v}$ ECUACIÓN AGMA
Hierro fundido, grado medio	10000	
Hierro fundido, alta calidad	15000	
Acero fundido, 0.2% C, sin tratar.	20000	$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot m \cdot Y \cdot K_v}$ ECUACIÓN LEWIS
Acero fundido, 0.2% C, tratado	28000	
AISI 1020, Endurecido en la superficie	18000	
AISI 1030, sin tratar	20000	$\sigma \leq \frac{S_y}{CS}$
AISI 1035, sin tratar	23000	
AISI 1040, sin tratar	25000	
AISI 1045, sin tratar	30000	
AISI 1045, tratado térmicamente	30000	
AISI 1050, tratado térmicamente	35000	
SAE 2320, endurecido en la superficie	50000	
SAE 3245, tratado térmicamente	65000	
SAE 6145, tratado térmicamente	67000	
Bronce SAE 62	10000	
Bronce fosforado SAE 65	12000	
Meehanite, grado GA	12500	
Baquelita, Micarta, celoron	8000	

Tabla 4.8.- Esfuerzos admisibles a flexión (según AGMA)

H_B: Dureza Brinell Dureza Brinell (BHN)	<u>Esfuerzo admisible a flexión</u>	
	(psi)	(MPa)
150	26000	180
200	32000	225
250	38000	250
300	41000	290
350	46000	320
400	49000	345

Tabla 4.9.- Esfuerzos admisibles a la fatiga superficial (según AGMA)

Dureza Brinell (BHN)	<u>Resistencia a la fatiga superficial</u>	
	(psi)	(MPa)
180	90000	622
200	94000	650
250	114000	788
300	132000	912
400	164000	1133

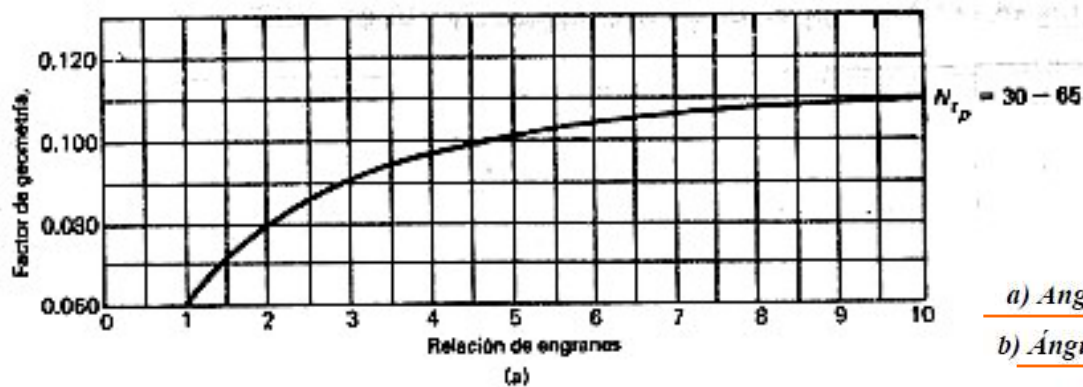
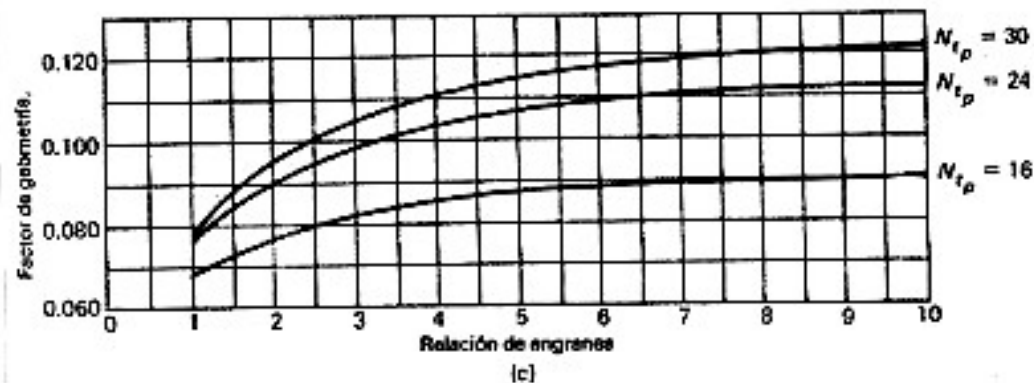
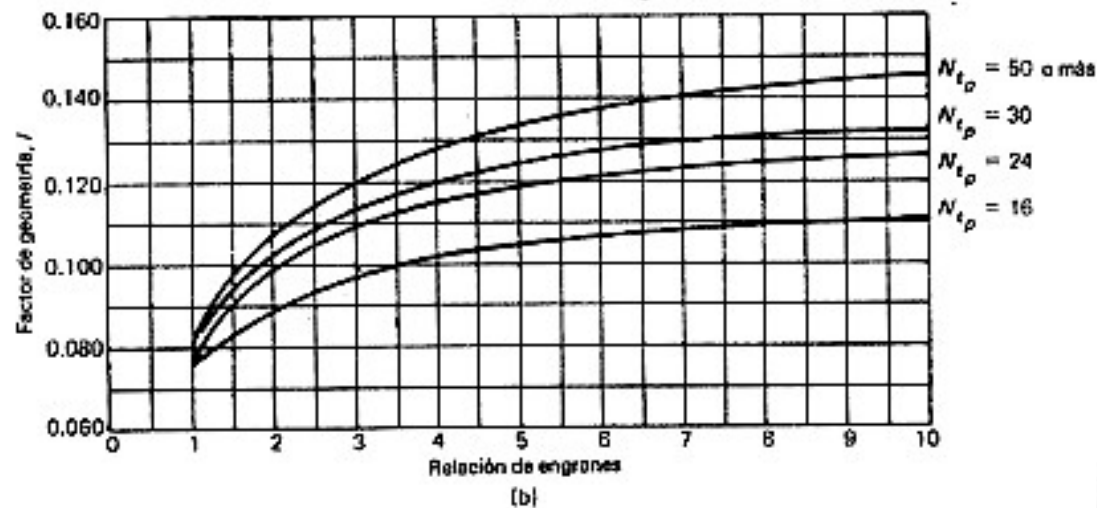


Figura 4.5.-Factor de geometría I para piñón recto externo

- a) Ángulo de presión = 14.5° , diente de profundidad total, adendo estándar = $1/P$.
- b) Ángulo de presión = 20° , dientes de profundidad total, adendo estándar = $1/P$.
- c) Ángulo de presión = 20° , dientes cortos, adendo estándar = $0.8/P$.



EJERCICIO.

- Diseñar un par de engranajes con factor de relación 4:1 que esta conectado a un motor de 1120 rpm y tiene 100 CV. El ángulo de presión es de 20° y el addendo es el igual al modulo y el dedendo es 1,25 veces el modulo. El material esta ejecutado en un acero de limite de fluencia 579 MPa, un limite de rotura de 689,5 Mpa y una dureza Brinell de 235. Vamos a procurar que el número de dientes sea lo menor posible. Factor de confiabilidad 90 %.

μ	=4:1	4					
w=	1120 rpm	1rpm= $2\pi/60$ rad/s	0,10471976 rad/s	w=	117,29 rad/s		
P=	100 CV	1CV=	735 W	P=	73500 W		
Sy=	579 MPa						
Sut=	689,5 Mpa						
HB=	235						
α =							
	20°		0,34906585 rad				
z1=	18	Minimo número de dientes para angulo de presión 20° según apuntes.					
z2	72						
Calclaremos z1=18 por que es el que tiene mayor esfuerzo.							

EJERCICIO.

- Diseñar un par de engranajes con factor de relación 4:1 que esta conectado a un motor de 1120 rpm y tiene 100 CV. El ángulo de presión es de 20° y el addendo es el igual al modulo y el dedendo es 1,25 veces el modulo. El material esta ejecutado en un acero de limite de fluencia 579 Mpa, un limite de rotura de 689,5 Mpa y una dureza Brinell de 235. Vamos a procurar que el número de dientes sea lo menor posible. Factor de confiabilidad 90 %.

μ	=4:1	
w=	117,29	rad/s
P=	73500	W
Sy=	579	N
Sut=	689,5	N
HB=	235	
α =		
	20	º
z1=	18	N
z2	72	

Buscaremos una relación entre los datos que tenemos recurriendo a la fórmula de la potencia y la tensión.

$$P = Tw = \frac{F_t m z}{2} w; F_t = \frac{2P}{m z w} = \frac{2 \times 73500}{m \times 18 \times 117,29} = \frac{69,63}{m}$$

Ft=	2	73500	=	69,63		Ft=	69,63	N
	m	18	117,29	m			m	

$$\sigma = \frac{F_t}{b} \frac{1}{mY}; \sigma = \frac{69,63}{m} \frac{1}{b} \frac{1}{mY}; \sigma = \frac{69,63}{bm^2Y}$$

EJERCICIO.

- Diseñar un par de engranajes con factor de relación 4:1 que esta conectado a un motor de 1120 rpm y tiene 100 CV. El ángulo de presión es de 20° y el addendo es el igual al modulo y el dedendo es 1,25 veces el modulo. El material esta ejecutado en un acero de limite de fluencia 579 Mpa, un limite de rotura de 689,5 Mpa y una dureza Brinell de 235. Vamos a procurar que el número de dientes sea lo menor posible. Factor de confiabilidad 90 %.

μ	=4:1	
W=	117,29	rad/s
P=	73500	W
Sy=	579	N
Sut=	689,5	N
HB=	235	
α =	20 °	
z1=	18	N
z2	72	

Buscaremos una relación entre los datos que tenemos recurriendo a la formula de la potencia y la tensión.

$$P = Tw = \frac{F_t m z}{2} w; F_t = \frac{2P}{m z w} = \frac{2 \times 73500}{m \times 18 \times 117,29} = \frac{69,63}{m}$$

Ft=	2	73500	=	69,63		Ft=	69,63	N
m		18		117,29	m		m	

$$\sigma = \frac{F_t}{b} \frac{1}{m Y}; \sigma = \frac{69,63}{m} \frac{1}{b} \frac{1}{m Y}; \sigma = \frac{69,63}{b m^2 Y}$$

Ahora extraeremos el coeficiente de Lewis a partir de las tablas-

Tabla 13-3 VALORES DEL FACTOR DE FORMA Y DE LEWIS, AGMA*

Número de dientes	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 25^\circ$	$\phi = 25^\circ$
	$a = 0.800$	$a = 1.000$	$a = 1.000$	$a = 1.000$
	$b = 1.000$	$b = 1.250$	$b = 1.250$	$b = 1.350$
12	0.335 12	0.229 60	0.276 77	0.254 73
13	0.348 27	0.243 17	0.292 81	0.271 77
14	0.359 85	0.255 30	0.307 17	0.287 11
15	0.370 13	0.266 22	0.320 09	0.301 00
16	0.379 31	0.276 10	0.331 78	0.313 63
17	0.387 57	0.285 08	0.342 40	0.325 17
18	0.395 02	0.293 27	0.352 10	0.335 74

EJERCICIO.

- Diseñar un par de engranajes con factor de relación 4:1 que esta conectado a un motor de 1120 rpm y tiene 100 CV. El ángulo de presión es de 20° y el addendo es el igual al modulo y el dedendo es 1,25 veces el modulo. El material esta ejecutado en un acero de limite de fluencia 579 Mpa, un limite de rotura de 689,5 Mpa y una dureza Brinell de 235. Vamos a procurar que el número de dientes sea lo menor posible. Factor de confiabilidad 90 %.

μ	=4:1	
w=	117,29	rad/s
P=	73500	W
Sy=	579	N
Sut=	689,5	N
HB=	235	
α =	20 °	
z1=	18	N
z2	72	

Buscaremos una relación entre los datos que tenemos recurriendo a la formula de la potencia y la tensión.

$$P = Tw = \frac{F_t m z}{2} w; F_t = \frac{2P}{m z w} = \frac{2 \times 73500}{m \times 18 \times 117,29} = \frac{69,63}{m}$$

Ft=	2	73500	=	69,63		Ft=	69,63	N
m		18		m		m		

$$\sigma = \frac{F_t}{b} \frac{1}{m Y}; \sigma = \frac{69,63}{m} \frac{1}{b} \frac{1}{m Y}; \sigma = \frac{69,63}{b m^2 Y}$$

Ahora extraeremos el coeficiente de Lewis a partir de las tablas-

Tabla 13-3 VALORES DEL FACTOR DE FORMA Y DE LEWIS, AGMA*

Número de dientes	$\phi = 20^\circ$ $a = 0.800$ $b = 1.000$	$\phi = 20^\circ$ $a = 1.000$ $b = 1.250$	$\phi = 25^\circ$ $a = 1.000$ $b = 1.250$	$\phi = 25^\circ$ $a = 1.000$ $b = 1.350$
12	0.335 12	0.229 60	0.276 77	0.254 73
13	0.348 27	0.243 17	0.292 81	0.271 77
14	0.359 85	0.255 30	0.307 17	0.287 11
15	0.370 13	0.266 22	0.320 09	0.301 00
16	0.379 31	0.276 10	0.331 78	0.313 63
17	0.387 57	0.285 08	0.342 40	0.325 17
18	0.395 02	0.293 27	0.352 10	0.335 74

Y=0,29327

EJERCICIO.

- Diseñar un par de engranajes con factor de relación 4:1 que esta conectado a un motor de 1120 rpm y tiene 100 CV. El ángulo de presión es de 20° y el addendo es el igual al modulo y el dedendo es 1,25 veces el modulo. El material esta ejecutado en un acero de limite de fluencia 579 Mpa, un limite de rotura de 689,5 Mpa y una dureza Brinell de 235. Vamos a procurar que el número de dientes sea lo menor posible. Factor de confiabilidad 90 %.

Calculo estatico con CS alto entre 3 o 4 para que luego no tenga problemas a fatiga y tendríamos que rehacer los calculos.

$$\sigma = \frac{F_t}{b} \frac{1}{mY}; \sigma = \frac{69,63}{bm^2Y}; \sigma = \frac{69,63}{bm^2 0,29327}; \sigma = \frac{237,42}{bm^2}$$

Sabemos que tiene que aguantar:

$$\sigma \leq \frac{Sy}{CS}; \text{luego } \sigma_{max} = \frac{237,42}{bm^2} = \frac{Sy}{CS} = \frac{569 \times 10^6}{4}$$

$$3p < b < 5p$$

$$bm^2 = 1,64 \times 10^{-6}$$

$$3\pi m < b < 5\pi m$$

Modulo m	paso	Modulo m	Paso	Modulo m	paso
0.5	1.571	2	6.284	6	18.850
0.55	1.727	2.25	7.069	6.5	20.420
0.6	1.885	2.5	7.854	7	21.991
0.7	2.199	2.75	8.639	8	25.133
0.8	2.513	3	9.425	9	28.274
0.9	2.827	3.25	10.210	10	31.416
1	3.142	3.5	10.996	11	34.557
1.125	3.534	3.75	11.781	12	37.699
1.25	3.927	4	12.556	14	43.982
1.375	4.320	4.5	14.137	16	50.265
1.5	4.712	5	15.708	18	56.549
1.75	5.498	5.5	17.279	20	62.832

EJERCICIO.

- Diseñar un par de engranajes con factor de relación 4:1 que esta conectado a un motor de 1120 rpm y tiene 100 CV. El ángulo de presión es de 20° y el addendo es el igual al modulo y el dedendo es 1,25 veces el modulo. El material esta ejecutado en un acero de limite de fluencia 579 Mpa, un limite de rotura de 689,5 Mpa y una dureza Brinell de 235. Vamos a procurar que el número de dientes sea lo menor posible. Factor de confiabilidad 90 %.

Calculo estatico con CS alto entre 3 o 4 para que luego no tenga problemas a fatiga y tendríamos que rehacer los calculos.

$$\sigma = \frac{F_t}{b} \frac{1}{mY}; \sigma = \frac{69,63}{bm^2Y}; \sigma = \frac{69,63}{bm^2 0,29327}; \sigma = \frac{237,42}{bm^2}$$

Sabemos que tiene que aguantar:

$$\sigma \leq \frac{Sy}{CS}; \text{luego } \sigma_{max} = \frac{237,42}{bm^2} = \frac{Sy}{CS} = \frac{569 \times 10^6}{4}$$

$$bm^2 = 1,64 \times 10^{-6} \quad 3p < b < 5p \quad 3\pi m < b < 5\pi m$$

bmin=	9,42477796	m	$3\pi m < b < 5\pi m$		
bmax=	15,7079633	m			
m	b(m)	b(mm)	bmin	bmax	
1	1,64025052	1.640,25	9,42	15,71	
2	0,41006263	410,06	18,85	31,42	
3	0,18225006	182,25	28,27	47,12	
4	0,10251566	102,52	37,70	62,83	
5	0,06561002	65,61	47,12	78,54	
6	0,04556251	45,56	56,55	94,25	
7	0,0334745	33,47	65,97	109,96	
8	0,02562891	25,63	75,40	125,66	

Bastante próximo

44

EJERCICIO.

- Diseñar un par de engranajes con factor de relación 4:1 que esta conectado a un motor de 1120 rpm y tiene 100 CV. El ángulo de presión es de 20° y el addendo es el igual al modulo y el dedendo es 1,25 veces el modulo. El material esta ejecutado en un acero de limite de fluencia 579 Mpa, un limite de rotura de 689,5 Mpa y una dureza Brinell de 235. Vamos a procurar que el número de dientes sea lo menor posible. Factor de confiabilidad 90 %.

Calculo estatico con CS alto entre 3 o 4 para que luego no tenga problemas a fatiga y tendríamos que rehacer los calculos.

$$\sigma = \frac{F_t}{b} \frac{1}{mY}; \sigma = \frac{69,63}{bm^2Y}; \sigma = \frac{69,63}{bm^2 0,29327}; \sigma = \frac{237,42}{bm^2}$$

Sabemos que tiene que aguantar:

$$\sigma \leq \frac{Sy}{CS}; \text{luego } \sigma_{max} = \frac{237,42}{bm^2} = \frac{Sy}{CS} = \frac{569 \times 10^6}{4}$$

$$bm^2 = 1,64 \times 10^{-6} \quad 3p < b < 5p \quad 3\pi m < b < 5\pi m$$

bmin=	9,42477796	m	$3\pi m < b < 5\pi m$		
bmax=	15,7079633	m			
m	b(m)	b(mm)	bmin	bmax	
1	1,64025052	1.640,25	9,42	15,71	
2	0,41006263	410,06	18,85	31,42	
3	0,18225006	182,25	28,27	47,12	
4	0,10251566	102,52	37,70	62,83	
5	0,06561002	65,61	47,12	78,54	
6	0,04556251	45,56	56,55	94,25	
7	0,0334745	33,47	65,97	109,96	
8	0,02562891	25,63	75,40	125,66	

m=5 b=65,6 mm
m=6 b= 45,56 mm

Bastante próximo

45

EJERCICIO.

- Diseñar un par de engranajes con factor de relación 4:1 que esta conectado a un motor de 1120 rpm y tiene 100 CV. El ángulo de presión es de 20° y el addendo es el igual al modulo y el dedendo es 1,25 veces el modulo. El material esta ejecutado en un acero de limite de fluencia 579 Mpa, un limite de rotura de 689,5 Mpa y una dureza Brinell de 235. Vamos a procurar que el número de dientes sea lo menor posible. Factor de confiabilidad 90 %.

CÁLCULO DINÁMICO

$$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot m \cdot Y \cdot K_v}$$

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{v}}$$

*v se da en pies/minuto
(1 pie=12 pulgadas, 1 pulgada=25,4 mm)*

CALCULO DINAMICO			w	m	z				
w=	117,29	v1=wr=wmz/2	117,29		5	18	v(m5)=	5.277,88	mm/s
z1=	18				2				
m1=	5		w	m	z				
m1=	6	v2=wr=wmz/2	117,29		6	18	v(m6)=	6.333,45	mm/s
					2				
$v = wr = w \frac{mz}{2}$									
	5.277,88	mm		60 s		1 pulgadas		1 pie	1.038,95
		s		1 min		25,4 mm		12 pulgadas	
	6.333,45	mm		60 s		1 pulgadas		1 pie	1.246,74
		s		1 min		25,4 mm		12 pulgadas	
$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{v}}$			kv(5)=		50		kv(5)=	0,6080	
					50	32,23			
			kv(6)=		50		kv(5)=	0,5861	
					50	35,31			

EJERCICIO.

- Diseñar un par de engranajes con factor de relación 4:1 que esta conectado a un motor de 1120 rpm y tiene 100 CV. El ángulo de presión es de 20° y el addendo es el igual al modulo y el dedendo es 1,25 veces el modulo. El material esta ejecutado en un acero de limite de fluencia 579 Mpa, un limite de rotura de 689,5 Mpa y una dureza Brinell de 235. Vamos a procurar que el número de dientes sea lo menor posible. Factor de confiabilidad 90 %.

CÁLCULO DINÁMICO

$$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot m \cdot Y \cdot K_v}$$

*v se da en pies/minuto
(1 pie=12 pulgadas, 1 pulgada=25,4 mm)*

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{v}}$$

$$3\pi m < b < 5\pi m$$

Corrección ancho
con el Kv

bmin=	9,42477796	m					
bmax=	15,7079633	m					
m	b(m)	b(mm)		bmin	bmax	Kv	b/Kv
1	1,64025052	1.640,25		9,42	15,71		
2	0,41006263	410,06		18,85	31,42		
3	0,18225006	182,25		28,27	47,12		
4	0,10251566	102,52		37,70	62,83		
5	0,06561002	65,61		47,12	78,54	0,6080	107,91
6	0,04556251	45,56		56,55	94,25	0,5861	77,74
7	0,0334745	33,47		65,97	109,96		
8	0,02562891	25,63		75,40	125,66		

EJERCICIO.

- Diseñar un par de engranajes con factor de relación 4:1 que esta conectado a un motor de 1120 rpm y tiene 100 CV. El ángulo de presión es de 20° y el addendo es el igual al modulo y el dedendo es 1,25 veces el modulo. El material esta ejecutado en un acero de limite de fluencia 579 Mpa, un limite de rotura de 689,5 Mpa y una dureza Brinell de 235. Vamos a procurar que el número de dientes sea lo menor posible. Factor de confiabilidad 90 %

CÁLCULO DINÁMICO

$$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot m \cdot Y \cdot K_v}$$

$$K_v = \frac{1}{50 + \sqrt{v}}$$

v se da en pies/minuto

(1 pie=12 pulgadas, 1 pulgada=25,4 mm)

$$3\pi m < b < 5\pi m$$

Corrección ancho con el Kv

bmin=	9,42477796	m					
bmax=	15,7079633	m					
m	b(m)	b(mm)		bmin	bmax	Kv	b/Kv
1	1,64025052	1.640,25		9,42	15,71		
2	0,41006263	410,06		18,85	31,42		
3	0,18225006	182,25		28,27	47,12		
4	0,10251566	102,52		37,70	62,83		
5	0,06561002	65,61		47,12	78,54	0,6080	107,91
6	0,04556251	45,56		56,55	94,25	0,5861	77,74
7	0,0334745	33,47		65,97	109,96		80
8	0,02562891	25,63		75,40	125,66		

Ajustar CS 4 se puede ajustar para poner un número exacto

EJERCICIO.

- Diseñar un par de engranajes con factor de relación 4:1 que esta conectado a un motor de 1120 rpm y tiene 100 CV. El ángulo de presión es de 20° y el addendo es el igual al modulo y el dedendo es 1,25 veces el modulo. El material esta ejecutado en un acero de limite de fluencia 579 Mpa, un limite de rotura de 689,5 Mpa y una dureza Brinell de 235. Vamos a procurar que el número de dientes sea lo menor posible. Factor de confiabilidad 90 %

**SI HUBIESEMOS
QUERIDO CALCULARLO
CON LA J DE LA AGMA.**

$$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot m \cdot J \cdot K_v}$$

$$K_v = \frac{30}{50 + \sqrt{v}}$$

z1=	18
z2	72

*v se da en pies/minuto
(1 pie=12 pulgadas, 1 pulgada=25,4 mm)*

**Tabla 13-5 FACTOR GEOMÉTRICO J DE LA AGMA PARA EL CASO DE DIENTES
CON $\phi = 20^\circ$, $a = 1.000$ pulg, $b = 1.250$ pulg Y $r_f = 0.300$ pulg**

Número de dientes	Número de dientes del engrane conectado						
	17	25	35	50	85	300	1000
18	0.324 04	0.332 14	0.338 40	0.344 04	0.350 50	0.355 94	0.361 12
19	0.330 29	0.338 78	0.345 37	0.351 34	0.358 22	0.364 03	0.369 63
20	0.336 00	0.344 85	0.351 76	0.358 04	0.365 32	0.371 51	0.377 49
21	0.341 24	0.350 44	0.357 64	0.364 22	0.371 86	0.378 41	0.384 75

INTERPOLACION		J
50		0,34405
85		0,3505
72		0,34810429

EJERCICIO.

- Diseñar un par de engranajes con factor de relación 4:1 que esta conectado a un motor de 1120 rpm y tiene 100 CV. El ángulo de presión es de 20° y el addendo es el igual al modulo y el dedendo es 1,25 veces el modulo. El material esta ejecutado en un acero de limite de fluencia 579 Mpa, un limite de rotura de 689,5 Mpa y una dureza Brinell de 235. Vamos a procurar que el número de dientes sea lo menor posible. Factor de confiabilidad 90 %.

CÁLCULO FATIGA

$$3\pi m < b < 5\pi m$$

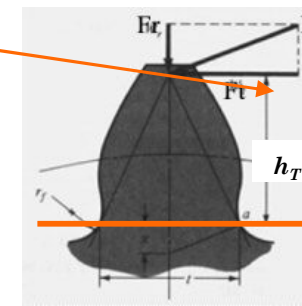
m	b(m)	bmin	bmax	b/Kv	b
5	0,06561002	47,12	78,54	107,91	
6	0,04556251	56,55	94,25	77,74	80

J=	0,34810429				
m=	6	σ=	69,63		
b=	80 mm		0,08	36	0,348104286
z=	18				
Ft=	69,63 N			σ=	69,45 Mpa
$\sigma = \frac{F_t}{b} \frac{1}{mJ}; \sigma = \frac{69,63}{80 \times 6^2 \times 0,3481}; \sigma = 69,45 MPa$					

CÁLCULO DE ENGRANAJES

6. ESFUERZOS DE LOS DIENTES

Punto crítico flanco del diente. Descascarillado



RESISTENCIA A LA FATIGA

- Los límites de fatiga se obtienen con los **métodos de cálculo vistos en el Tema 3 de Fatiga**, con los mismos factores de corrección del límite de fatiga.
- Factor de superficie, **K_a** . Se elegirá el apartado **“Mecanizado sin acabar”** del Tema 3.

Sut=

689,5 Mpa

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Ka=

4,51

689,5

-0,265

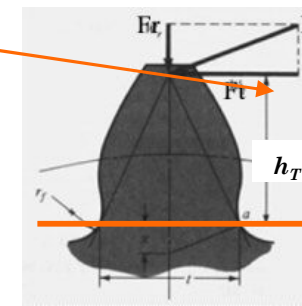
0,797930306

Acabado superficial	Coefficiente a (MPa)	Exponente b
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificado,)	1.58	-0.085
Mecanizado sin acabar/estirado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

CÁLCULO DE ENGRANAJES

6. ESFUERZOS DE LOS DIENTES

Punto crítico flanco del diente. Descascarillado



RESISTENCIA A LA FATIGA

- Factor de tamaño, K_b . En este caso, para dientes de engranes rectos se tendrá en cuenta el número de pasos por pulgada P :

$$P = \frac{1}{m} \text{ en pulgadas}$$

25,4 mm = 1 pulgada

- Si $P > 12$ dientes/pulgada, $K_b = 1$
- Si $P < 12$ dientes/pulgada, usar la tabla siguiente:

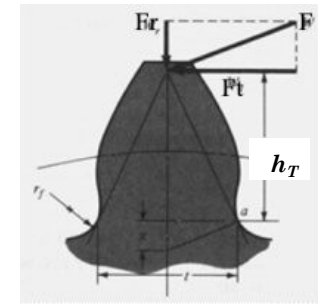
No es paso "p"

m=	6	P=1/m			
P=	$\frac{1}{6}$	0,166666667	1/mm	25,4 mm	4,233333333
	6			1 pulgada	
	INTERPOLACION				
		4,00	0,890		
		5,00	0,909		
$K_b =$		4,23	0,894		

Paso P	Factor k_b	Paso P	Factor k_b
2	0.832	6	0.925
2,5	0.850	7	0.939
3	0.865	8	0.951
4	0.890	10	0.972
5	0.909	12	0.990

CÁLCULO DE ENGRANAJES

6. ESFUERZOS DE LOS DIENTES



RESISTENCIA A LA FATIGA

- Factor de modificación de carga. $K_c = 1$. $K_c = 1$
- Factor de temperatura K_d . Ver Tema 3, "Fatiga". $K_d = 1$
- Factor de confiabilidad K_e . Ver Tema 3, "Fatiga" 90 % $K_e = 0,897$
- Factor de concentración de tensiones K_f . Este factor ha sido incluido en el coeficiente J de la AGMA y por lo tanto puede tomarse $K_f = 1$. $K_f = 1$
- Efectos diversos K_g . Se puede tener en cuenta que algunos engranes giran siempre en el mismo sentido y por tanto la flexión es en un solo sentido (tabla):

$$\frac{\sigma}{S_e} \leq \frac{1}{CS}$$

	K_e				0,897		
	1	0,9	0,897	0,897			
$S_{ut} =$	689,5 Mpa		1 psi	1000 Kpa	1 Kpsi	100 Kpsi	
			6,895 Kpa	1 Mpa	1000 psa		
	K_g	1,33					

FACTORES DE EFECTOS DIVERSOS PARA FLEXIÓN EN UN SOLO SENTIDO

Resistencia a la tensión S_{ut} , kpsi	Hasta 200	250	300	350	400
Factor K_g	1.33	1.43	1.50	1.56	1.60

$$1 \text{ psi} = 6,895 \text{ kPa}$$

$$200 \text{ kpsi} \approx 140,5 \text{ kg/mm}^2$$

$S_e' = S_{ut}/2$	K_a	K_b	K_c	K_d	K_e	K_f	K_g	S_e
Mpa					90,0%			Mpa
344,75	0,797930306	0,894	1	1	0,897	1	1,33	293,536

69,45	=	1
293,536		CS
$CS =$	4,227	
$\sigma = \frac{F_t}{b} \frac{1}{mJ}; \sigma = 69,45 \text{ MPa}$		

EJERCICIO.

- Diseñar un par de engranajes con factor de relación 4:1 que esta conectado a un motor de 1120 rpm y tiene 100 CV. El ángulo de presión es de 20° y el addendo es el igual al modulo y el dedendo es 1,25 veces el modulo. El material esta ejecutado en un acero de limite de fluencia 579 Mpa, un limite de rotura de 689,5 Mpa y una dureza Brinell de 235. Vamos a procurar que el número de dientes sea lo menor posible. Factor de confiabilidad 90 %.

RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL

$\sigma_H = -C_p \sqrt{\frac{F^t}{C_v \cdot b \cdot d \cdot I}}$		$I = \frac{\cos \alpha \cdot \sin \alpha}{2} \frac{m_g}{m_g + 1}; \text{ con } m_g = \frac{d_{\text{engrane}}}{d_{\text{piñon}}}$	
Ft	11,61 N		
Cv=Kv	0,5861	cos (a)=	sen(a)=
b=ancho	80 mm	0,939692621	0,342020143
m=	6	2	4
z1=	18		5
d=mz	108 mm	I=	$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-v_p^2}{E_p} + \frac{1-v_g^2}{E_g} \right)}} = \sqrt{\frac{1}{2\pi \frac{1-v_p^2}{E_p}}}$
z2=	72	0,128557522	
mg	4 relación.		
α =	20 °	0,34906585 rad	
cos (a)=	0,939692621	Cp^2=	1
sen(a)=	0,342020143		6,283185307
ν	0,3		0,91
E=	2,1 10^11	Mpa	2,1E+11
		Cp=	191.645,67
			2,72271E-11

EJERCICIO.

- Diseñar un par de engranajes con factor de relación 4:1 que esta conectado a un motor de 1120 rpm y tiene 100 CV. El ángulo de presión es de 20° y el addendo es el igual al modulo y el dedendo es 1,25 veces el modulo. El material esta ejecutado en un acero de limite de fluencia 579 Mpa, un limite de rotura de 689,5 Mpa y una dureza Brinell de 235. Vamos a procurar que el número de dientes sea lo menor posible. Factor de confiabilidad 90 %.

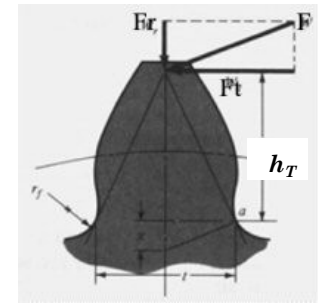
Ft	11,60504793 N				
Cv=Kv	0,586102997				
b=ancho	0,00008 mm				
m=	6				
z1=	18				
d=mz	0,000108 mm				
l=	0,000128558				
Cp=	191,6456725				

$$\sigma_H = -C_p \sqrt{\frac{F_t}{C_v \cdot b \cdot d \cdot l}}$$

$\sigma_H = - 807,80 \text{ Mpa}$

CÁLCULO DE ENGRANAJES

6. ESFUERZOS DE LOS DIENTES



RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL

- La AGMA recomienda que se use la siguiente expresión para el límite de fatiga:

Ciclos de vida	Factor de vida C_L	Confiabilidad R	Factor de conf. C_R
10^4	1.5	Hasta 0.99	0.80
10^5	1.3	0.99 a 0.999	1.00
10^6	1.1	0.999 o más	1.25 o más
10^8 o más	1.0		

$$S_H = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_c$$

$$S_c = 0.4 H_B - 10 \text{ [kpsi]}$$

$$1 \text{ psi} = 6,895 \text{ kPa}$$

$$200 \text{ kpsi} \approx 140,5 \text{ kg/mm}^2$$

Tensión dependiente de la dureza del material.

- H_B : Dureza Brinell de la superficie más suave en contacto.
- C_L : Factor duración vida
- C_R : Factor confiabilidad
- C_H : Factor de relación de dureza (=1 para eng. Rectos)
- C_T : Factor de temperatura =1 si $TF < 120^\circ\text{C}$.

$$\frac{\sigma_H}{S_H} \leq \frac{1}{CS'}$$

$$\frac{\sigma_H}{S_H} \leq \frac{1}{CS}$$

Tenemos CS de fatiga y de fatiga superficial.
El diente romperá antes por el que sea menor.

EJERCICIO.

- Diseñar un par de engranajes con factor de relación 4:1 que esta conectado a un motor de 1120 rpm y tiene 100 CV. El ángulo de presión es de 20° y el addendo es el igual al modulo y el dedendo es 1,25 veces el modulo. El material esta ejecutado en un acero de limite de fluencia 579 Mpa, un limite de rotura de 689,5 Mpa y una dureza Brinell de 235. Vamos a procurar que el número de dientes sea lo menor posible. Factor de confiabilidad 90 %.

La AGMA recomienda que se use la siguiente expresión para el límite de fatiga:

H_B : Dureza Brinell de la superficie más suave en contacto.

C_L : Factor duración vida

C_R : Factor confiabilidad

C_H : Factor de relación de dureza (=1 para eng. Rectos)

C_T : Factor de temperatura =1 si TF<120°C.

$$S_H = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_c$$

Ciclos de vida	Factor de vida C_L	Confiabilidad R	Factor de conf. C_R
10^4	1.5	Hasta 0.99	0.80
10^5	1.3	0.99 a 0.999	1.00
10^6	1.1	0.999 o más	1.25 o más
10^8 o más	1.0		

[illegible]

Rompe antes por
fatiga superficial.
Justo. Lo más fácil
aumentar la dureza
superficial. Por
ejemplo temprar.