

Transmisión de movimiento.

Estudia los componentes que se emplean para transmitir el movimiento de un conjunto mecánico, desde el lugar en el que se originan, debido a una fuente de energía como el combustible al explosionar, el viento en un aerogenerador, o un salto hidráulico, al lugar al que se trata de comunicar el movimiento, como es el cigüeñal, el generador eléctrico, las ruedas de un conjunto motriz o una hélice.

Para ello se emplean principalmente los siguientes componentes:

- Engranajes.
- Poleas y correas.
- Cadenas.

De ellos se va a realizar una descripción y se van a mostrar sus principales aplicaciones.

Nomenclatura:

α = ángulo de ataque de los dientes del engranaje

β = ángulo de la hélice de los engranajes helicoidales

γ = ángulo que forman los engranajes.

δ = ángulo del cono primitivo, del addendum y dedendum en engranajes cónicos.

θ = ángulo del cono del addendum y dedendum en engranajes cónicos.



Figura 19. galga de pasos diametrales.

Engranajes

Son elementos mecánicos, que permiten transmitir el movimiento entre ejes no alineados y modificar la velocidad de giro. Los ejes pueden ser paralelos, cruzarse o cortarse formando cierto ángulo, siendo la relación de velocidad de giro de los ejes dependiente de los diámetros primitivos de los engranajes empleados.

Las figuras 1 y 2 muestran esquemáticamente los engranajes, en los que una rueda transmite el movimiento a la otra, de forma que no patinen entre sí, para lo cual las ruedas tienen “dientes” que se adaptan entre ambas. Las medidas de los cilindros de la figura 1 corresponden al diámetro primitivo.

La rueda dentada de menor tamaño, se denomina piñón o motriz y la otra, rueda o corona.

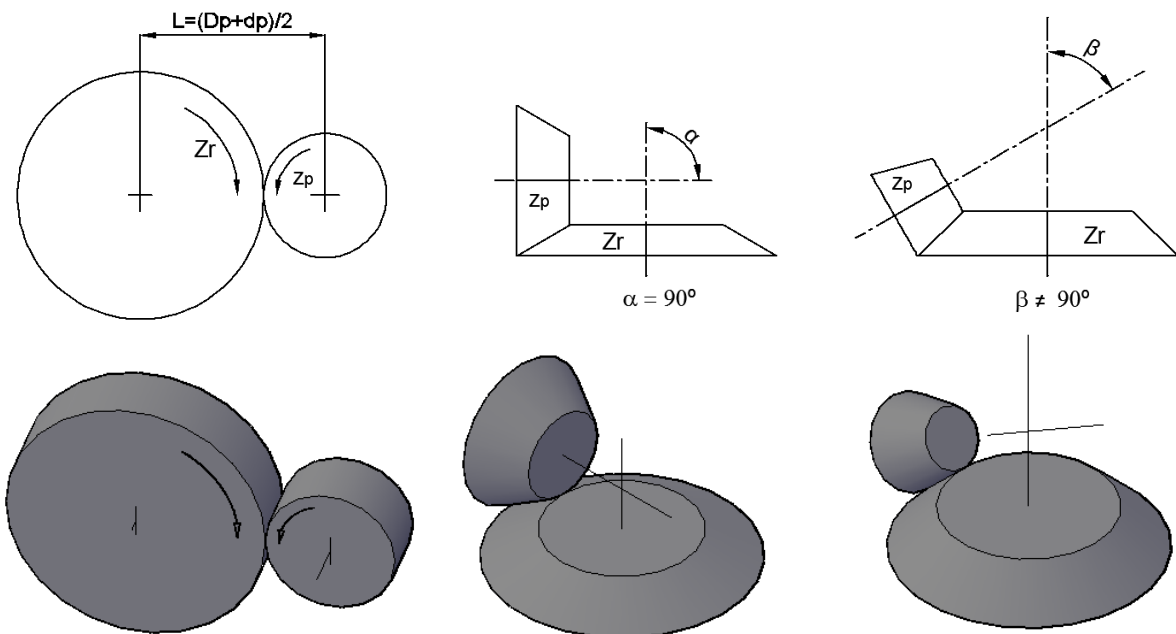


Figura 1. Engranaje cilíndrico (Esquema).

Figura 2. Engranaje cónico con ejes que se cortan en dos ángulos diferentes (Esquema).

Las figuras 3, 4, 5 y 6 muestran diversos tipos de engranajes, con ejes paralelos son los dos cilíndricos de la figura 3 y los de la figura 4. Los de la figura 5 son engranajes cuyos ejes se cruzan. Los de la figura 6 son cónicos en los que los ejes se cortan.

Estos son los denominados engranajes de acción directa. Cuando para accionar ambas ruedas se precisa una cadena, se dice que son de acción indirecta (figura 7).

Para transmitir el movimiento entre dos ruedas, en este caso poleas, se emplean también correas de transmisión trapeziales, en las que las poleas pueden ser de sección fija o variable, y correas dentadas. Otras poleas se adaptan a cadenas de eslabones (figura 7).

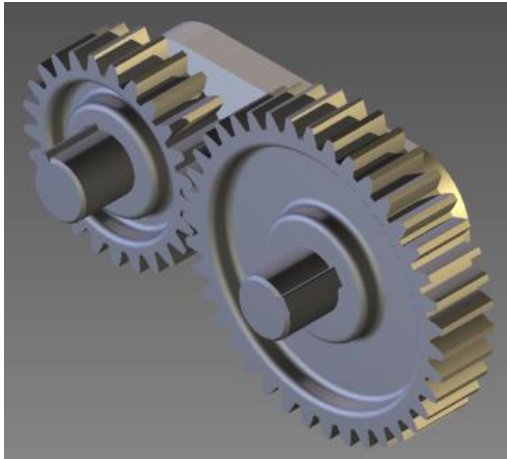


Figura 3. Engranajes cilíndricos, con dentado recto y helicoidal.

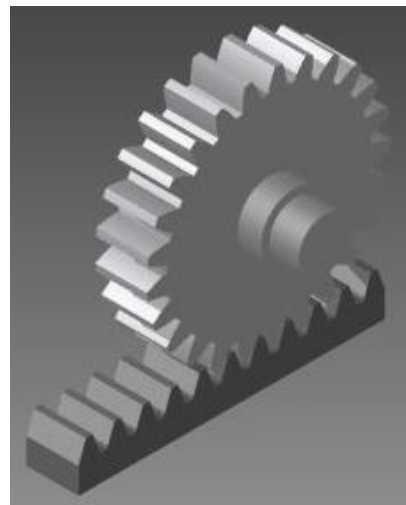
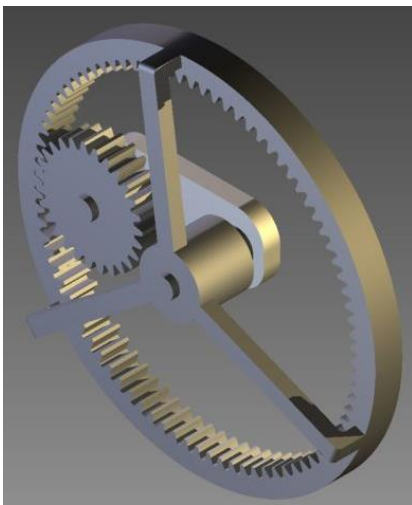


Figura 4. Engranaje interior cilíndrico recto y de cremallera.

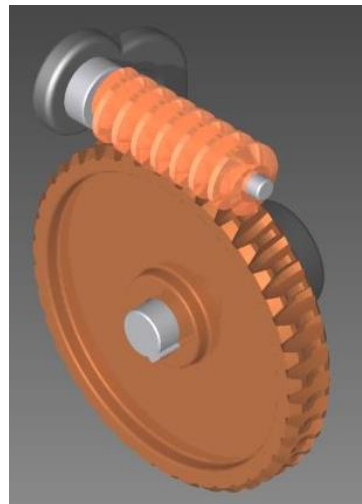


Figura 5. Engranaje helicoidal y de cremallera, ambos con ejes a 90°.

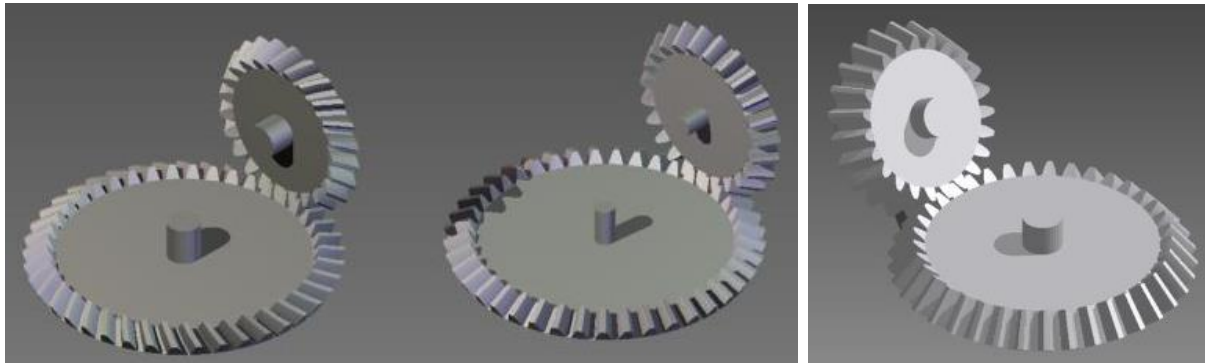


Figura 6. Engranajes cónicos: helicoidal y ejes a 90°, recto y ejes a 90° y recto y ejes a 120°, respectivamente.

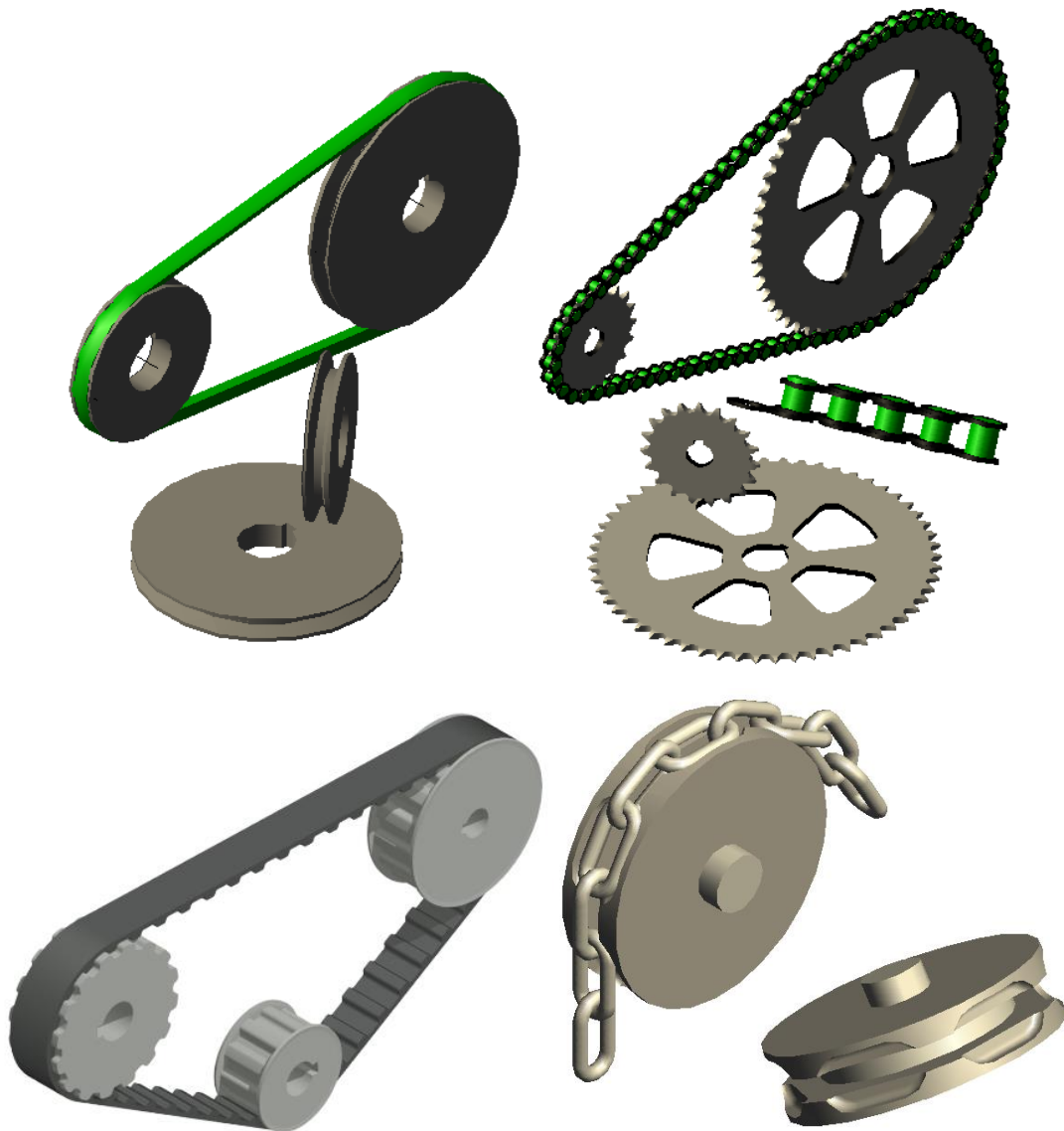


Figura 7. Otros sistemas de transmisión de movimiento. Polea y correa trapecial. Cadena. Polea y correa síncrona. Cadena de eslabones.

Representación gráfica de engranajes. Rueda o piñón.

La norma UNE-EN-ISO 2203-98 establece los signos convencionales para los dentados de los engranajes. La figura 8 muestra la forma de representarlos, en los que se traza el contorno, sin el dentado, indicando con línea de eje la superficie primitiva. En corte axial se representa el fondo de la rosca.

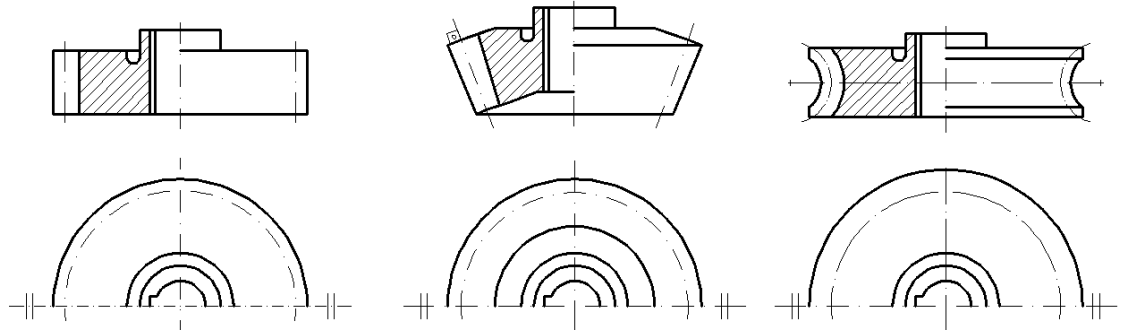


Figura 8. Representación esquemática de engranajes.

Si la representación se realiza sin corte o cuando se considere adecuado, figura 9, se indica el fondo de rosca con línea de trazo continuo fino. Cuando sea preciso representar el dentado con detalle, se puede dibujar un diente o dos. Para designar el tipo de diente se simboliza mediante el rayado correspondiente, según se presenta en la figura 9.

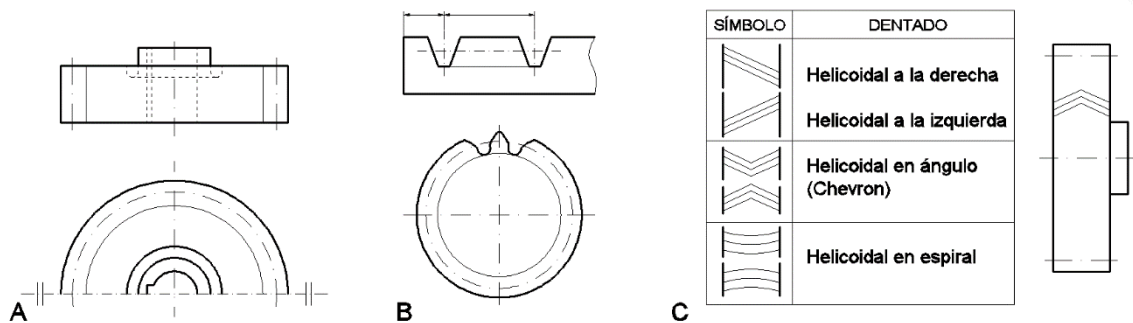


Figura 9. Representación esquemática de engranajes: A sin corte, B para ver detalle de diente y C simbología del tipo de dentado.

Representación gráfica de engranajes. Conjuntos.

En los dibujos de conjunto se siguen los criterios indicados en la representación de ruedas sencillas, si bien, se ha de tener en cuenta que:

- Cuando las ruedas están en el mismo plano, no se considera que una rueda tape a la otra (figura 10)
- Si una de las ruedas está delante de la otra (figura 12 derecha), entonces tapa a la otra.
- Si están en corte (figura 10, 12), se considera arbitrariamente que una está delante de la otra.

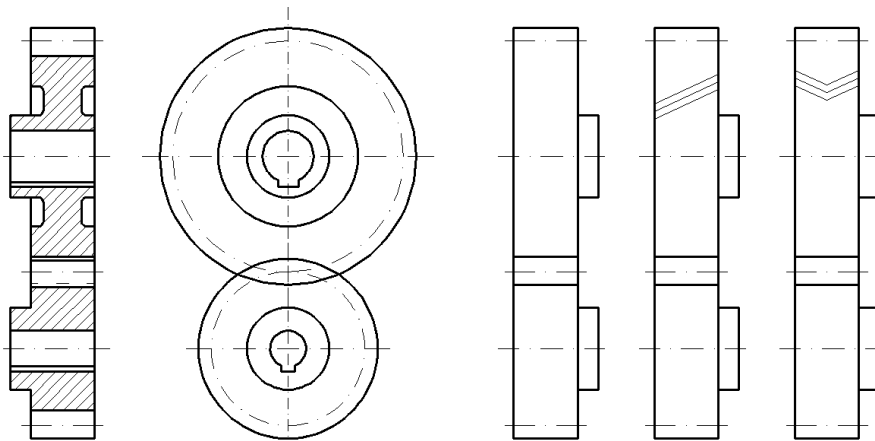


Figura 10: Representación esquemática de un par de engranajes cilíndricos.

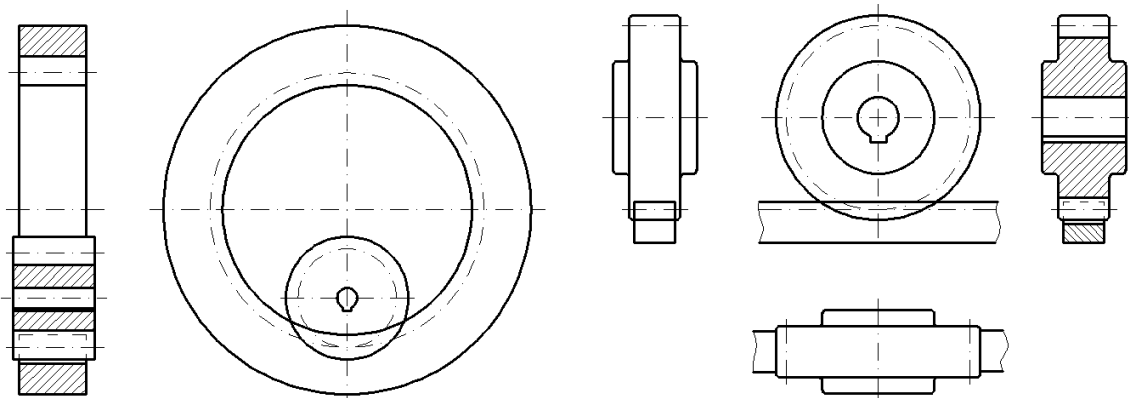


Figura 11: Representación esquemática de un par de engranajes cilíndricos interiores y de cremallera.

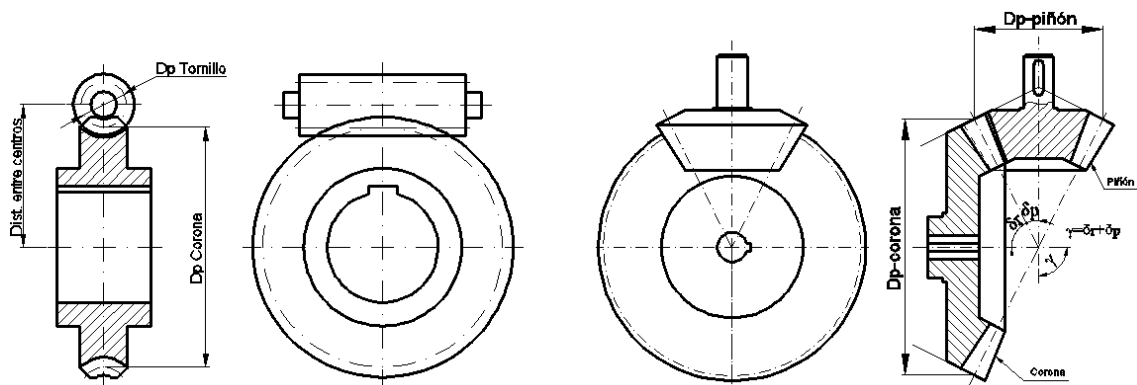


Figura 12: Representación de tornillo sin fin y par de engranajes cónicos.

Cuando como en la figura 13, las ruedas quedan en posición oblicua con respecto a los planos de proyección, se simplifica la representación sustituyéndola por el círculo primitivo correspondiente.

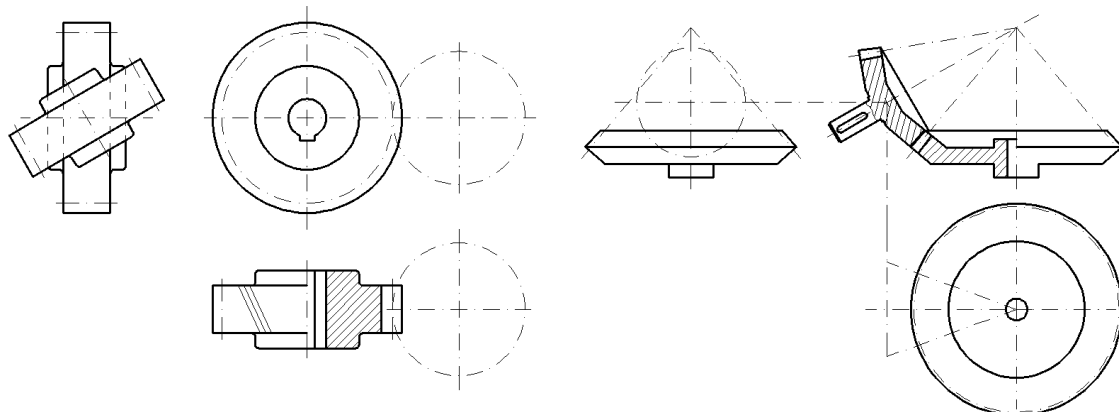


Figura 13: Representación esquemática de ruedas cuando el ángulo entre ejes es distinto de 90° .

Engranajes cilíndricos rectos. Elementos y notación.

En la figura 1 se muestran los cilindros primitivos de un engranaje, que son los equivalentes a dos ruedas dentadas que engranan, considerando que el movimiento se transmite de una a otra sin deslizar entre ambas. El engranaje recto de la figura 3 tiene los dientes sobre generatrices del cilindro base o de pie. A continuación se definen y calculan las magnitudes más características de estos engranajes (figura 14).

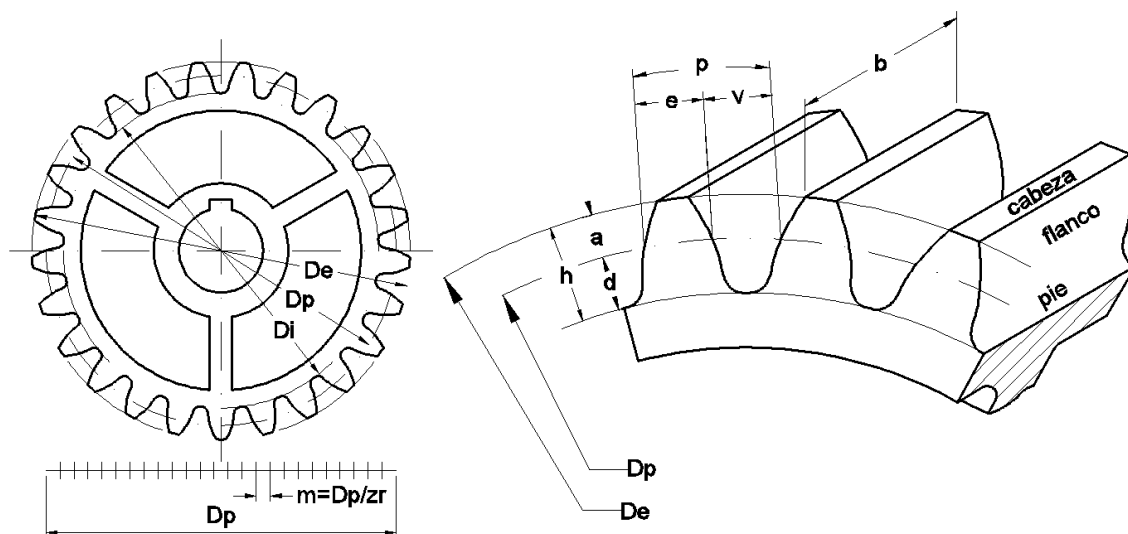


Figura 14. Magnitudes características de un engranaje.

Diámetro interior o de pie D_i , d_i : Es el de la circunferencia en la que se encuentra el pie del diente.

Diámetro principal D_p , d_p : Es el de la circunferencia correspondiente a la relación de transmisión.

Diámetro exterior o de cabeza D_e , d_e : Es el de la circunferencia de cabeza de los dientes.

Paso circunferencial **p**: Para que dos ruedas dentadas engranen, han de tener los dientes iguales, es decir, el paso circunferencial **p** ha de ser el mismo (figura 14), para ello se divide la longitud de la circunferencia primitiva entre el número de dientes de la rueda o del piñón respectivamente.

$$p = \frac{\pi D_p}{z_r} = \frac{\pi d_p}{z_p} = m\pi$$

Módulo o paso diametral **m**: Siendo **p** un número irracional por contener en su definición el número π , las demás definiciones del engranaje lo serán también, por lo que se emplea el módulo **m** como base de cálculo de los engranajes.

$$m = \frac{D_p}{z_r} = \frac{d_p}{z_p} = \frac{p}{\pi}$$

Paso diametral en pulgadas o “diametral Pitch” **P**: es el número de dientes que tiene un engranaje por cada pulgada de diámetro primitivo. Es la inversa del módulo en pulgadas.

$$P = \frac{z_r}{D_p} = \frac{z_p}{d_p} = \frac{1}{m}; \quad \text{Dado } m \text{ en pulgadas.}$$

Altura del diente **h**: Es la distancia entre la base o pie del diente y su cabeza, mide:

$$h = \frac{9}{4} m = a + d = \frac{D_e - D_i}{2} = \frac{d_e - d_i}{2}; \quad a = m; \quad d = \frac{5}{4} m$$

La altura del diente se descompone en dos partes, la que está sobre el diámetro principal, o adendum, **a** y la que está por debajo o dedendum, **d**.

Espesor **e** del diente y vano **v**: El paso circunferencial **p = e + v = m π** , abarca el arco de la circunferencia primitiva del engranaje correspondiente al espesor **e** del diente y el vano **v** entre dos dientes consecutivos.

$$e = \frac{19}{40} p; \quad v = \frac{21}{40} p$$

Relación de velocidades **i**: Para determinar la relación de velocidades, se obtiene la longitud **L_r** y **l_p** de la circunferencia correspondiente al diámetro primitivo de la rueda y del piñón y se obtiene el cociente, usualmente se hace **l_p=1** para obtener la relación de velocidades entre ambas.

$$\left. \begin{array}{l} l_p = \pi d_p \\ L_r = \pi D_p \end{array} \right\}$$

$$i = \frac{l_p}{L_r} = \frac{d_p}{D_p} = \frac{z_p}{z_r}$$

Así, conociendo la distancia entre los ejes **L**, y la relación de velocidades **i**, se pueden conocer los diámetros principales correspondientes.

Ejemplo: Dada la relación de velocidades $i=1/4$ y la distancia entre centros $L=120$ mm. Determinéense los diámetros primitivos correspondientes.

Se resuelve el sistema de ecuaciones

$$\left. \begin{aligned} i &= \frac{dp}{Dp} = \frac{1}{4} \\ L &= \frac{Dp + dp}{2} = 120 \end{aligned} \right\}$$

Mediante $Dp = 4 dp$; Se obtiene **$dp = 48\text{mm}$ y $Dp = 192\text{mm}$**

Juego radial o de fondo j_r y juego lateral o tangencial del diente j_l : El vano o vacío entre dos dientes es algo mayor que el espesor del diente, para evitar solapes y calentamientos por rozamiento. Esto da lugar a que haya un juego lateral o tangencial j_l y como el adendum es menor que el dedendum se da un juego radial o de fondo j_r . (Figura 15)

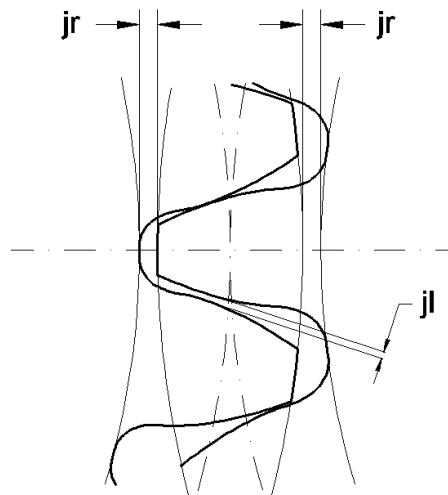


Figura 15. Juego radial j_r y lateral j_l .

En la tabla I se muestran tabuladas las magnitudes del engranaje que se han definido.

Tabla I. Valores característicos de los engranajes rectos.

	Rueda	Piñón
Diámetro primitivo	D_p	d_p
Diámetro exterior o de cabeza	$D_e = D_p + 2 m$	$d_e = d_p + 2 m$
Diámetro interior o de pie	$D_i = D_p - 2,5 m$	$d_i = d_p - d,5 m$
Número de dientes	z_r	z_p
Distancia entre centros	$L = (D_p + d_p) / 2$	
Relación de velocidades	$i = d_p / D_p$	
Módulo	$m = \frac{D_p}{z_r} = \frac{d_p}{z_p} = \frac{p}{\pi}$	
Paso	$p = \frac{\pi D_p}{z_r} = \frac{\pi d_p}{z_p} = m\pi$	
Altura del diente	$h = \frac{9}{4} m = a + d = \frac{D_e - D_i}{2} = \frac{d_e - d_i}{2}$	
Adendum	$a = m$	
Dedendum	$d = (5/4)m$	
Espesor y vano del diente	$e = \frac{19}{40} p ; \quad v = \frac{21}{40} p$	
Ángulo de presión	$\alpha = 20^\circ$	

Hay diversos sistemas normalizados para la fabricación de engranajes, como el sistema Brown-Sharpe, Fellows o Stub. Los datos que se han indicado se basan en el sistema Fellows.

El **módulo** es la referencia para el cálculo de los diversos datos del engranaje, debiendo cumplirse que tanto la rueda como el piñón tengan el mismo, por lo que se han normalizado, siendo los valores recomendados según la norma UNE18005-84, los indicados en la tabla II. Se indican también los valores de los pasos diametrales **P**. Los valores de la fila I son los recomendados, pudiéndose emplear ocasionalmente los de la columna II.

Tabla II. Módulos y Diámetros Pitch, según la norma UNE 18005-84.

Módulos **m**.

I	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50
II	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28	36	45	

Diámetros Pitch **P**.

I	20	16	12	10	8	6	5	4	3	2,5	2	1,5	1,25	1	0,75	0,625	0,50
II	18	14	11	9	7	5,50	4,50	3,50	2,75	2,25	1,75				0,875		

Cálculo de engranajes rectos.

CASO 1: Se parte de los datos:

Distancia entre centros $L = 175$.

Relación de velocidades $i = 1/6$

Resolución:

Ya que la relación de velocidades es la misma que la de los diámetros de las ruedas y aplicando la distancia entre los ejes se obtienen los diámetros respectivos.

$$i = \frac{1}{6} = \frac{dp}{Dp}; \quad Dp = 6 * dp$$

$$L = \frac{Dp + dp}{2} = \frac{(6 + 1)dp}{2} = 175; \quad dp = 50; \quad Dp = 300$$

Con estos datos se analizan que módulos son viables, es decir, que el número de dientes obtenido sea un número entero. Aplicando que:

$$m = \frac{dp}{zp} = \frac{Dp}{zr}; \quad dp = m * zp; \quad Dp = m * zr$$

Mediante la tabla III, se observan los resultados viables.

Tabla III. Módulos viables.

m	$Dp = 300 = m * zr$	$dp = 50 = m * zp$	
2	150	25	Viable
2,5	120	20	Viable
3	96,666	16,666	NO
4	75	12,5	NO
5	60	10	Viable
...	...	...	...

La elección del módulo se realiza mediante cálculos mecánicos del engranaje, por lo que se selecciona el más adecuado. En este caso, por ejemplo, $m = 5$. Con lo que las características de los engranajes son las que muestra la tabla IV.

Tabla IV. Características detalladas del par de engranajes rectos.

	Rueda	Piñón
Diámetro primitivo	300	50
Diámetro exterior o de cabeza	310	60
Diámetro interior o de pie	287,5	47,5
Número de dientes	60	10
Distancia entre centros	L = 175	
Relación de velocidades	i = 1 / 6	
Módulo	m = 5	
Paso	p = m * π = 15,70	
Altura del diente	h = 11,25	
Adendum	a = 5	
Dedendum	d = 6,25	
Espesor y vano del diente	e = 7,4575; v = 8,2425	

Sin embargo, lo más usual es que no haya un módulo viable o que venga impuesto y no salgan valores coherentes, por lo que se ha de calcular alguno de los parámetros, como es la distancia entre ejes. A continuación se expone un caso más general.

CASO 2: Se parte de los datos:

Relación de velocidades i = 1/4

Módulo = 5

Distancia entre centros (aproximado) L ≈ 70

Resolución:

$$i = \frac{1}{4} = \frac{z_p}{z_r} = \frac{1 * K}{4 * K}$$

La relación de velocidades es igual a la que hay entre el número de dientes o de los diámetros primitivos, se observa que

$$z_p = 1 * K;$$

$$z_r = 4 * K;$$

Debiendo ser K un número entero. A partir del módulo se obtienen Dp y dp.

$$m = \frac{dp}{z_p} = \frac{Dp}{z_r}; \quad dp = m * K; \quad Dp = m * 4 * K$$

Estos valores se aplican a la distancia entre centros.

$$L = \frac{Dp + dp}{2} = \frac{5 * K + 5 * 4 * K}{2} = 70; \quad K = 5,6$$

El entero más próximo es K = 6. Siendo la solución obtenida:

$$z_p = 6; \quad dp = 30$$

$$z_r = 24; \quad Dp = 120$$

$$L = 150/2 = 75 \text{ mm}$$

En la figura 16 se representa con detalle un engranaje recto según la normativa UNE y el cuadro de datos que lleva adjunto.

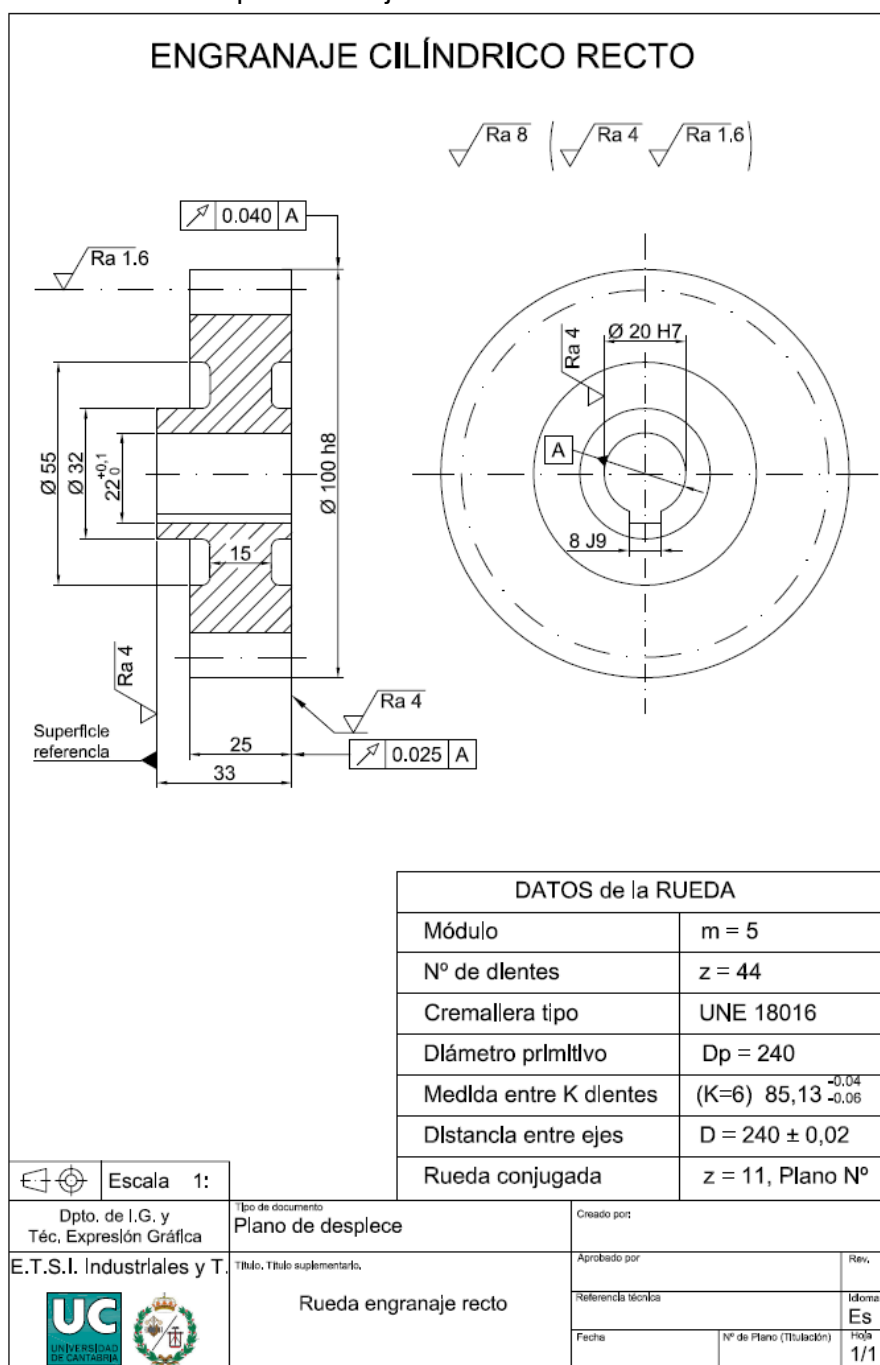


Figura 16. Plano detallado de una rueda de engranaje recto.

Engranajes cilíndricos helicoidales.

Se caracterizan por que los dientes se generan sobre una hélice o helicoides del cilindro base, en vez de estar sobre una generatriz y ser rectos (figura 17). Esto permite que los ejes puedan ser paralelos o cruzarse en el espacio, formando entre sí un ángulo γ . Otra característica es que al entrar los dientes de los engranajes en contacto de forma paulatina y no repentinamente, como en los rectos, su funcionamiento es más suave y silencioso.

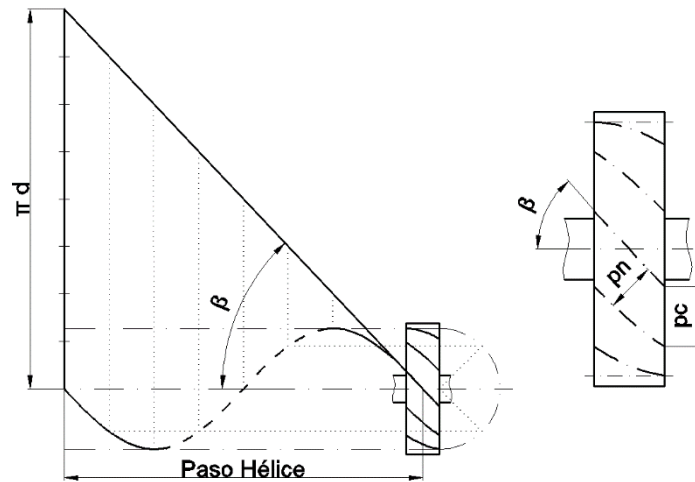


Figura 17. Líneas generadoras de un engranaje helicoidal.

Las magnitudes que definen estos engranajes son: el ángulo β que forman los dientes del engranaje con el eje, que suele ser de 20° a 30° , y que los ejes sean paralelos o formen un ángulo γ .

A partir de ahí, se considera que el paso normal es el medido en la dirección perpendicular al diente, que forma el ángulo β con el eje, siendo el paso circunferencial o aparente el medido en la circunferencia primitiva cuyo valor es:

$$p_c = \frac{p_n}{\cos \beta}$$

Como el módulo está relacionado con el paso por el factor π , se definen dos módulos, el normal, que es el que se toma como base de medidas y se extrae de la tabla II de módulos normalizados, y el módulo circunferencial, que se aplica para obtener el número de dientes que ha de tener la circunferencia primitiva.

$$m_c = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

La suma de los ángulos de las hélices de las ruedas conductora y conducida ha de ser igual al que forman sus ejes.

$$\beta_r + \beta_p = \gamma$$

Lo cual implica que si los ejes son paralelos, es decir, $\gamma = 0^\circ$, los dientes de los engranajes son de sentido contrario: $\beta_r = -\beta_p$. En el caso de que los ejes formen $\gamma = 90^\circ$, si el ángulo que forma la hélice de la rueda es $\beta_r = 50^\circ$, el ángulo del piñón debe ser $\beta_p = 40^\circ$ y deben de tener el mismo sentido. La tabla V muestra los valores característicos de los engranajes helicoidales.

Tabla V. Valores característicos de los engranajes helicoidales.

	Rueda	Piñón
Ángulo de la hélice	β_r	β_p ($=-\beta_r$, si $Y=0$)
Ángulo entre ejes	$Y = \beta_r + \beta_p$	
Sentido de la hélice	A derechas o izquierdas	
Módulo Normal	Se extrae de la tabla de módulos normalizados mn	
Módulo circunferencial	$m_c = m_n / (\cos \beta)$	
Paso Normal	$p_n = m_n * \pi$	
Paso circunferencial	$p_c = p_n / (\cos \beta)$	
Diámetro primitivo	$D_p = m_c * z_r$	$d_p = m_c * z_p$
Diámetro exterior o de cabeza	$D_e = D_p + 2 m_n$	$d_e = d_p + 2 m_n$
Diámetro interior o de pie	$D_i = D_p - 2,5 m_n$	$d_i = d_p - 2,5 m_n$
Número de dientes	z_r	z_p
Distancia entre ejes	$L = \frac{D_p + d_p}{2} = \frac{\frac{m_n}{\cos \beta} * z_p + \frac{m_n}{\cos \beta} * z_r}{2}$	
Relación de velocidades	$i = d_p / D_p$	
Altura del diente	$h = \frac{9}{4} m_n = a + d$	
Adendum	$a = m_n$	
Dedendum	$d = 1,25 m_n$	
Ángulo de presión	$\alpha = 20^\circ$	

Cálculo de engranajes helicoidales.

CASO 1: Engranajes helicoidales con ejes paralelos.

Se parte de los siguientes datos:

Relación de velocidades	$i = 2/5$
Módulo (normal)	$m_n = 6$
Ángulo de la hélice (aproximado)	$\beta = 20^\circ$
Distancia entre centros	$L = 120$

Resolución:

La relación de velocidades es igual a la que hay entre el número de dientes, se observa que

$$i = \frac{2}{5} = \frac{z_p}{z_r} = \frac{2 * K}{5 * K}$$

$$z_p = 2 * K;$$

$$z_r = 5 * K;$$

Debiendo ser K un número entero. A partir del módulo circunferencial m_c se obtienen D_p y d_p .

$$m_c = \frac{d_p}{z_p} = \frac{D_p}{z_r}; \quad d_p = \frac{m_n}{\cos \beta} * 2K; \quad D_p = \frac{m_n}{\cos \beta} * 5K$$

Estos valores se aplican a la distancia entre centros.

$$L = \frac{Dp + dp}{2} = \frac{mc * 2K + mc * 5K}{2} = \frac{7}{2}K * \frac{mn}{\cos 20^\circ} = 120; \quad K = 5,37$$

El entero más próximo es $K = 5$. Con este valor de K se ajusta el ángulo de la hélice, siendo:

$$\cos \beta = \frac{7}{2}5 \frac{6}{120} = 0,875; \quad \beta = 28,955^\circ \quad \text{La solución obtenida.}$$

Los diámetros de las ruedas son:

$$dp = \frac{mn}{\cos \beta} * 2K = 68,57; \quad Dp = \frac{mn}{\cos \beta} * 5K = 171,43$$

La distancia entre los ejes resultante es

$$L = \frac{Dp + dp}{2} = 120$$

Se observa que se cumple el requisito de la distancia entre ejes.

El ángulo de la otra rueda es el mismo pero en sentido contrario. En la figura 18 se representa con detalle un engranaje helicoidal según la normativa UNE y el cuadro de datos que lleva adjunto.

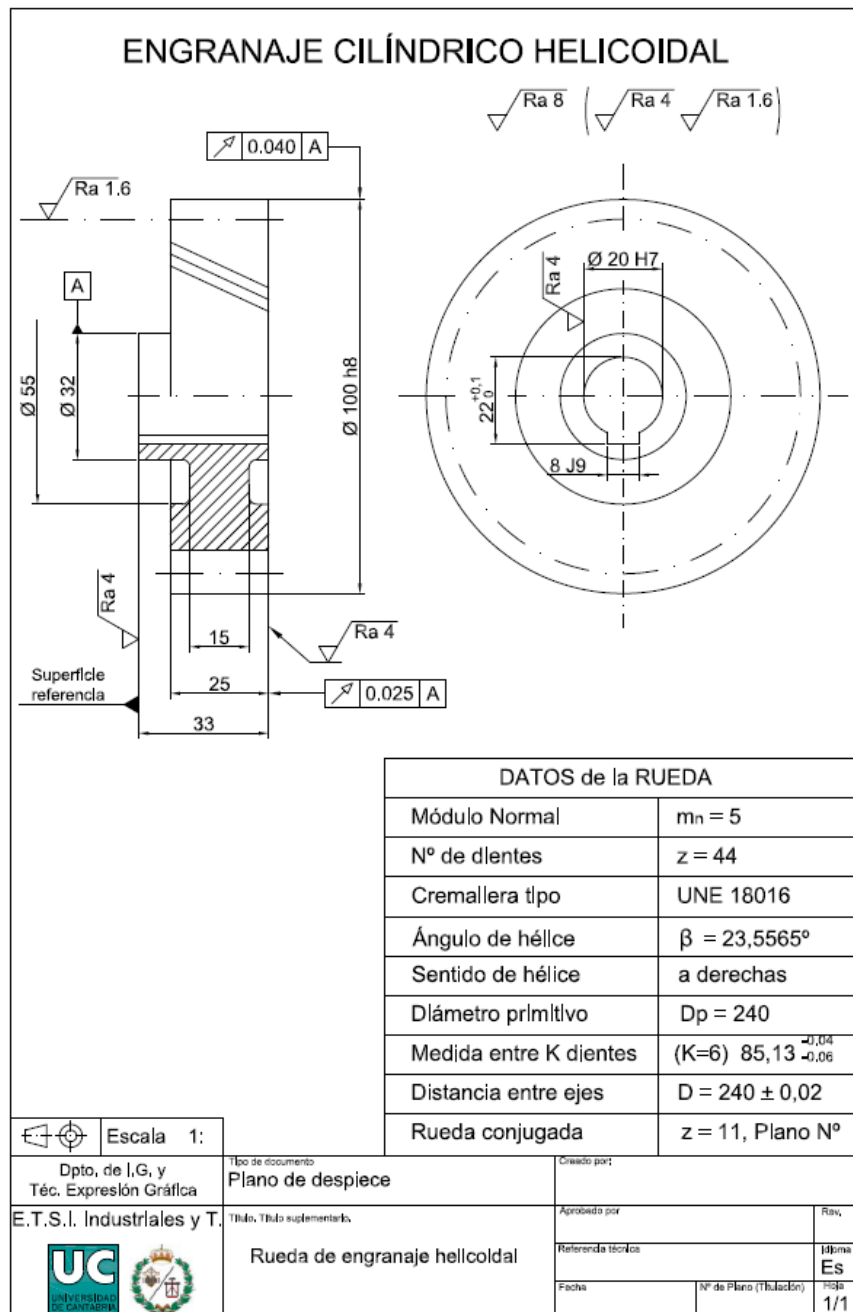


Figura 18. Plano detallado de una rueda de engranaje helicoidal.

CASO 2: Engranajes helicoidales con ejes que se cruzan a 60° .

Se parte de los siguientes datos:

Relación de velocidades	$i = 3/5$
Módulo (normal)	$m_n = 10$
Ángulo de la hélice	$\beta_r = 35^\circ$
Distancia entre centros	(aproximado) $L = 220$

Resolución:

Se considera: $\gamma = \beta_r + \beta_p$; $60 = 35 + \beta_p$; por lo que $\beta_p = 25^\circ$. Siendo el sentido de la hélice el mismo en ambas ruedas.

Se ha de tener en cuenta que el **mn** en ambas ruedas es el mismo, pero el **mc** es diferente, al ser distintos los ángulos de cada rueda.

$$m_{cr} = \frac{mn}{\cos \beta_r} = \frac{10}{\cos 35}; \quad m_{cp} = \frac{mn}{\cos \beta_p} = \frac{10}{\cos 25}$$

La relación de velocidades es igual a la que hay entre el número de dientes, se observa que

$$i = \frac{3}{5} = \frac{z_p}{z_r} = \frac{3 * K}{5 * K}$$

$$z_p = 3 * K;$$

$$z_r = 5 * K;$$

Debiendo ser K un número entero. A partir del módulo circunferencial mc de cada rueda, se obtienen Dp y dp.

$$m_{cr} = \frac{D_p}{z_r}; \quad m_{cp} = \frac{d_p}{z_p}; \quad D_p = \frac{mn}{\cos \beta_r} * 5K; \quad d_p = \frac{mn}{\cos \beta_p} * 3K$$

Estos valores se aplican a la distancia entre centros.

$$L = \frac{D_p + d_p}{2} = \frac{z_p * \frac{mn}{\cos \beta_r} + z_r * \frac{mn}{\cos \beta_p}}{2} = \frac{5K * \frac{10}{\cos 35} + 3K * \frac{10}{\cos 25}}{2} = 220$$

$$K = \frac{44}{9,414} = 4,674; \text{ por lo que se toma: } K = 5$$

Se obtienen los datos correspondientes:

$$z_r = 25; \quad z_p = 15;$$

$$D_p = \frac{mn}{\cos 35} * 25 = 275,844; \quad d_p = \frac{mn}{\cos 25} * 15 = 165,507$$

$$L = \frac{D_p + d_p}{2} = 220,675$$

Las características de los engranajes son las que muestra la tabla VI.

Tabla VI. Características detalladas del par de engranajes helicoidales.

	Rueda	Piñón
Ángulo de la hélice	35°	25°
Ángulo entre ejes	$60^\circ = \beta_r + \beta_p$	
Sentido de la hélice	Ambas a derechas o a izquierdas	
Módulo Normal	10	
Relación de velocidades	$i = 3 / 5$	
Módulo circunferencial	$\frac{mn}{\cos 35} = 12,2$	$\frac{mn}{\cos 25} = 11,03$
Paso Normal	$p_n = 31,416$	
Paso circunferencial	$p_n / (\cos 35) = 38,35$	$p_n / (\cos 25) = 34,66$
Diámetro primitivo	$D_p = 275,844$	$d_p = 165,507$
Diámetro exterior o de cabeza	$D_e = 295,844$	$d_e = 185,507$
Diámetro interior o de pie	$D_i = 250,844$	$d_i = 140,507$
Número de dientes	25	15
Distancia entre ejes	220,675	

Engranaje cilíndrico-cremallera.

Se caracterizan por que el movimiento circular de la rueda se transforma en longitudinal en la cremallera (figura 19). En este caso no hay propiamente una relación de transmisión, sino que se define mediante la longitud que se desplaza la cremallera por cada vuelta de giro de la rueda, es decir, es una magnitud de longitud.

Relación de transmisión = i mm.

La cremallera se puede considerar como un engranaje de diámetro infinito, por lo que no cabe referirse a la distancia entre ejes. El dentado puede ser recto o helicoidal. La cremallera de dientes rectos, tiene los flancos planos (es un caso impropio de evolvente).

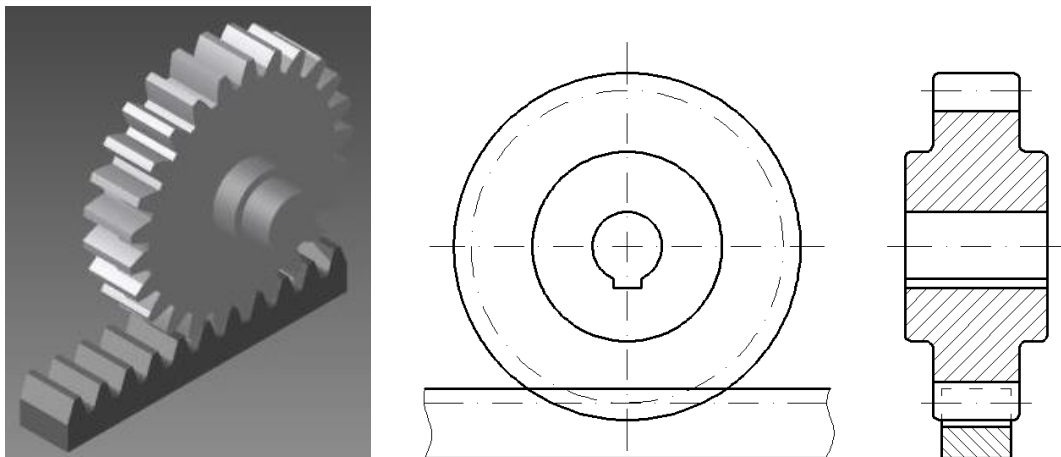


Figura 19. Cremallera.

Cálculo de engranajes piñón-cremallera.

Engranajes piñón-cremallera con ejes paralelos.

Se parte de los siguientes datos:

Relación de transmisión	$i = 80$ mm
Módulo (normal)	$m_n = 2$
Ángulo de la hélice (aproximado)	$\beta = 20^\circ$
Ángulo entre ejes	$\gamma = 0^\circ$

Resolución:

$$D_p = \frac{m_n}{\cos \beta} * z; \quad z = \frac{80 * \cos 20}{\pi * m_n} = 11,9645$$

Como el número de dientes ha de ser entero, se toma $z = 12$. Se resuelve de nuevo la ecuación, para obtener el ángulo de la hélice correspondiente.

$$z = \frac{80 * \cos \beta}{\pi * m_n} = 12; \quad \cos \beta = 0,9424; \quad \beta = 19,528^\circ$$

Generación y trazado de dientes de engranaje.

El perfil de un diente de engranaje debe cumplir una serie de requisitos para que la transmisión de movimiento se realice de forma continua, suave y sin que se resienta el engranaje, para ello se emplean curvas cíclicas, como la cicloide, epicloide o hipocicloide, que se ajustan al contacto entre los dientes sin resbalar entre ellos, lo que evita el desgaste. Y las curvas evolventes como la de la figura 20, más sencillas y que resuelven técnicamente el trazado.

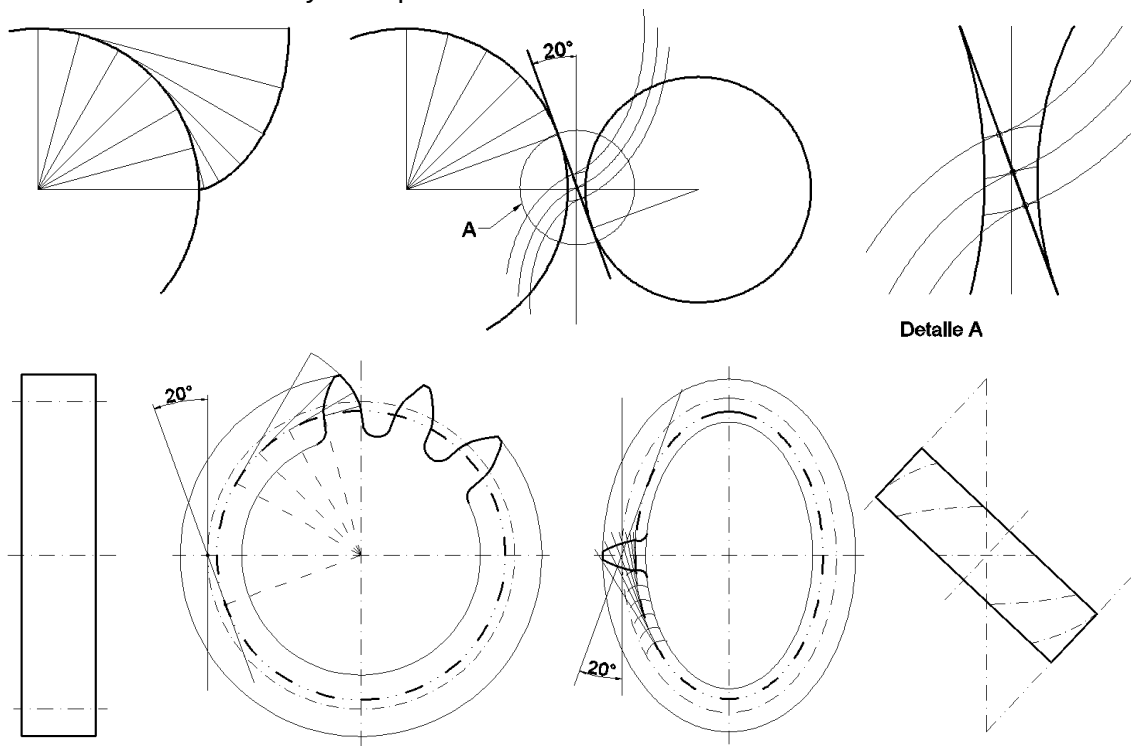


Figura 20.

Engranaje cónico.

Cuando los ejes se cortan, se transmite el movimiento mediante engranajes cónicos, en los que la forma de los dientes es cónica (figura 6).

Conos primitivo y complementario: De forma análoga a los engranajes rectos, en los que la circunferencia primitiva hace referencia a un cilindro, en este caso hace referencia a la base del cono primitivo, siendo su generatriz G y su vértice el punto V (figura 20). El cono complementario tiene la misma base y sus generatrices son perpendiculares a las del cono primitivo G y su vértice es Vcr. Estos dos conos son la referencia para definir la geometría del engranaje. El cono complementario delimita los dientes del engranaje y sobre él se toman los diámetros de cabeza y pie correspondientes.

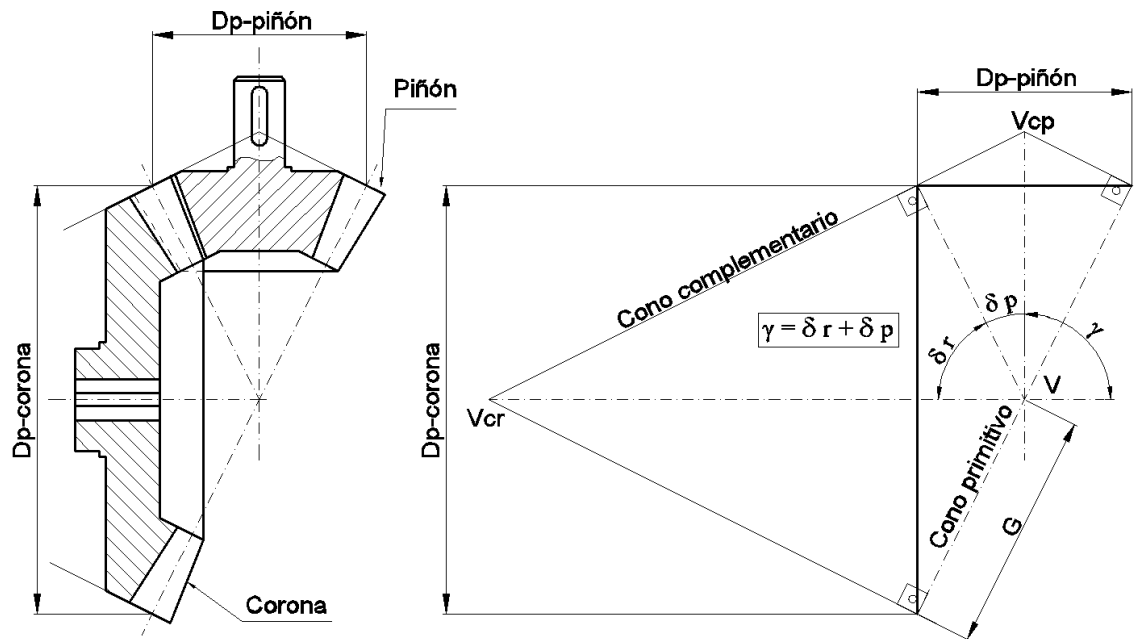


Figura 20. Engranaje cónico. Conos primitivo y complementario.

Las medidas de los elementos del engranaje más característicos se muestran en la figura 22. Los diámetros principal, de cabeza y de pie se miden sobre el cono complementario.

Generatriz G: Los conos primitivos de ambos engranajes tienen la misma generatriz G, siendo el ángulo del cono primitivo de la rueda δr , y el del piñón δp . En el caso de que el ángulo γ entre los ejes sea de 90° , se observa en la figura 20:

$$\text{sen } \delta r = \frac{Dp}{2 * G}; \quad \text{tg } \delta r = \frac{Dp}{dp}; \quad \text{sen } \delta p = \frac{dp}{2 * G}; \quad \text{tg } \delta p = \frac{dp}{Dp};$$

Generalizando para un ángulo $\gamma \neq 90^\circ$, observando la figura 21, se obtiene el ángulo δr analizando el triángulo V-1-4 en el que

$$\text{tg } \gamma = \frac{\frac{Dp}{2} + \overline{45}}{\overline{V1}} = \frac{Dp + \frac{dp}{\cos \gamma}}{\frac{Dp}{\text{tg } \delta r}}$$

ya que

$$\overline{45} = dp/2\cos\gamma; \overline{V1} = Dp/2tg\delta r$$

Despejando

$$tg\delta r = \frac{\text{sen}\gamma}{\cos\gamma + \frac{dp}{Dp}}$$

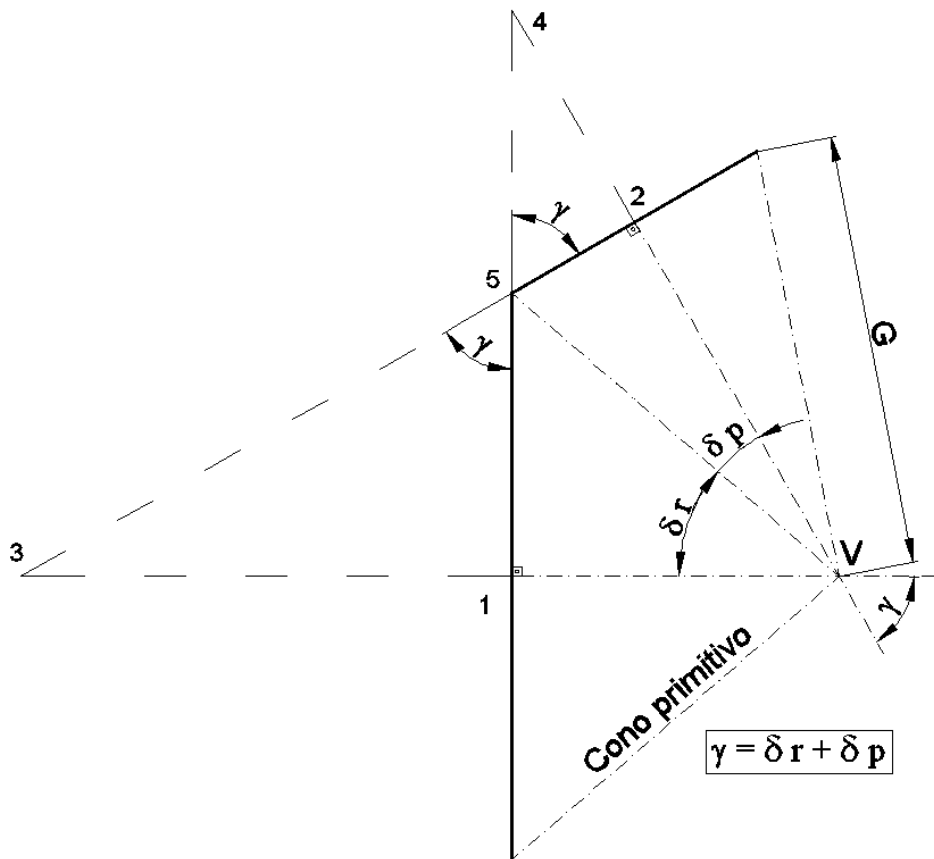


Figura 21. Ángulo de cono cuando $\gamma \neq 90^\circ$.

De forma análoga, actuando sobre el triángulo V-2-3, se obtiene:

$$tg\delta p = \frac{\text{sen}\gamma}{\cos\gamma + \frac{Dp}{dp}}$$

La longitud L del diente, suele estar comprendida entre un cuarto y un tercio de la generatriz G.

$$G/4 < L < G/3$$

La altura del diente $\underline{h}$, el adendum $\underline{a}$ y el dedendum $\underline{d}$ se miden sobre el cono complementario y se definen además, mediante el valor del ángulo θa y θd .

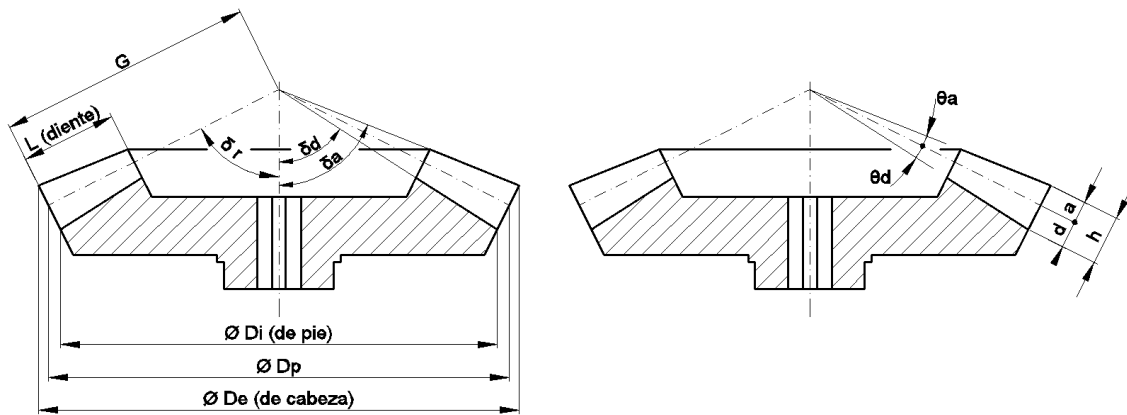


Figura 22. Elementos más característicos de un engranaje cónico.

Las características de los engranajes cónicos se muestran en la tabla VII.

Tabla VII. Valores característicos de engranajes cónicos.

	Rueda	Piñón
Número de dientes	z_r	z_p
Ángulo del cono primitivo	$tg \delta_r = \frac{sen \gamma}{cos \gamma + \frac{dp}{Dp}}$	$tg \delta_p = \frac{sen \gamma}{cos \gamma + \frac{Dp}{dp}}$
Ángulo del cono primitivo; $\gamma=90^\circ$	$tg \delta_r = Dp/dp$	$tg \delta_p = dp/Dp$
Ángulo entre ejes	$\gamma = \delta_r + \delta_p$	
Módulo	m	
Paso	$p = m * \pi$	
Diámetro primitivo	$Dp = m * z_r$	$dp = m * z_p$
Diámetro exterior o de cabeza	$De = Dp + 2 m * cos \delta_r$	$de = dp + 2 m * cos \delta_p$
Diámetro interior o de pie	$Di = Dp - 2,5 mn * cos \delta_r$	$di = dp - d,5 mn * cos \delta_p$
Relación de velocidades	$i = dp / Dp$	
Ángulo de presión	$\alpha = 20^\circ$	
Altura del diente	$h = \frac{9}{4} m = a + d$	
Adendum	$a = m; tg \theta_a = m/G$	
Dedendum	$d = 1,25 m; tg \theta_d = 1,25 m/G$	
Ángulo de Adendum o Cabeza	δ_a	
Ángulo de Dedendum o de pie	δ_d	
Generatriz	$G = Dp / 2sen \delta_r$	$G = dp / 2sen \delta_p$

Cálculo de engranajes cónicos.

Se propone resolver el par de engranajes cónicos con ejes perpendiculares, de dientes rectos.

Se parte de los siguientes datos:

Relación de transmisión	$i = 1/4$
Módulo	$m = 5$
Generatriz (aproximada)	$G \approx 115$
Ángulo entre ejes	$\gamma = 90^\circ$

Resolución:

$$i = \frac{1}{4} = \frac{z_p}{z_r} = \frac{K}{4 * K}; \quad z_p = K; \quad z_r = 4 * K;$$

Debiendo ser K un número entero. Se observa en la figura 20, que al formar los ejes 90°, se puede aplicar el Teorema de Pitágoras, siendo G la hipotenusa. Si el dato de partida hubiese sido uno de los diámetros primitivos, se obtiene G construyendo la figura 20 que se correspondería a los datos Dp o dp e i.

$$G = \frac{1}{2} \sqrt{Dp^2 + dp^2} = \frac{1}{2} \sqrt{(m * 4 * K)^2 + (m * k)^2} \approx 115$$

$$K = 11,156; \text{ Se toma } K = 11$$

Se recalcula la Generatriz con el valor entero de K, y se obtienen los datos finales:

$$G = 113,385; \quad z_p = 11; \quad z_r = 44; \quad dp = 55; \quad Dp = 220;$$

$$\text{sen } \delta r = \frac{Dp}{2 * G}; \quad \text{sen } \delta p = \frac{dp}{2 * G}; \quad \delta r = 75,96^\circ; \quad \delta p = 14,036^\circ$$

En la figura 23, se representa con detalle un engranaje helicoidal según la normativa UNE y el cuadro de datos que lleva adjunto.



Figura 23. Plano detallado de un engranaje cónico según normas UNE.

Tren de engranajes.

Un tren de engranajes es un conjunto de engranajes que permite multiplicar la reducción de velocidades. Esquemáticamente se pueden representar como en la figura 24, en la que se conocen los diámetros primitivos de las diferentes ruedas dentadas. En la primera etapa, la corona C1 transmite el movimiento al piñón P1, siendo la relación de velocidades $i_1=50/125=2/5$. Es decir, que si el eje 1 gira a 1200 rpm, el eje 2 gira a 480 rpm. En la segunda etapa, la corona C2, que gira solidaria con P1, transmite el movimiento al piñón P2, en la que la relación de velocidades $i_2=40/200=1/5$, por lo que el eje 3 gira a 96 rpm.

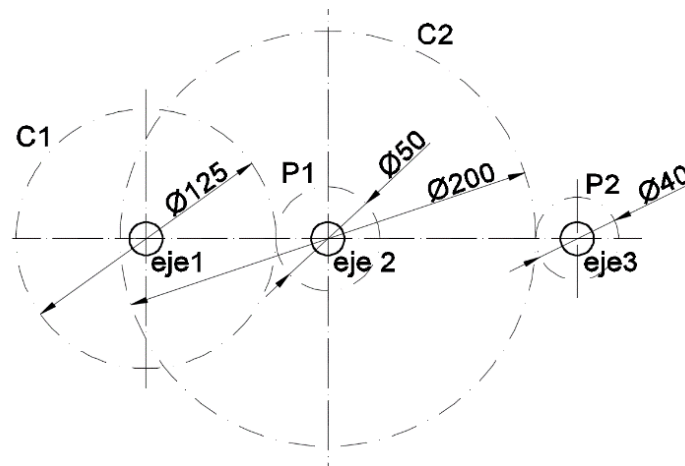


Figura 24. Tren de engranajes

En la figura 25, se muestra un reductor de tres etapas (tres reducciones). El eje de entrada gira a 1800 rpm, siendo las reducciones en cada etapa:

- 1ª Etapa. Piñón1-Corona1 (engranajes cónico rectos), relación de velocidad $i=1/3$.
- 2ª Etapa. Piñón2-Corona2 (engranajes cilíndricos helicoidales de ejes paralelos), $i=1/3$.
- 3ª Etapa. Piñón3-Corona3 (engranajes cilíndricos helicoidales de ejes paralelos), $i=1/4$.

La velocidad en el eje de salida se obtiene multiplicando las reducciones sucesivas:

$$\text{Rpm eje 3} = 1800 \cdot 1/3 \cdot 1/3 \cdot 1/4 = 50 \text{ rpm.}$$

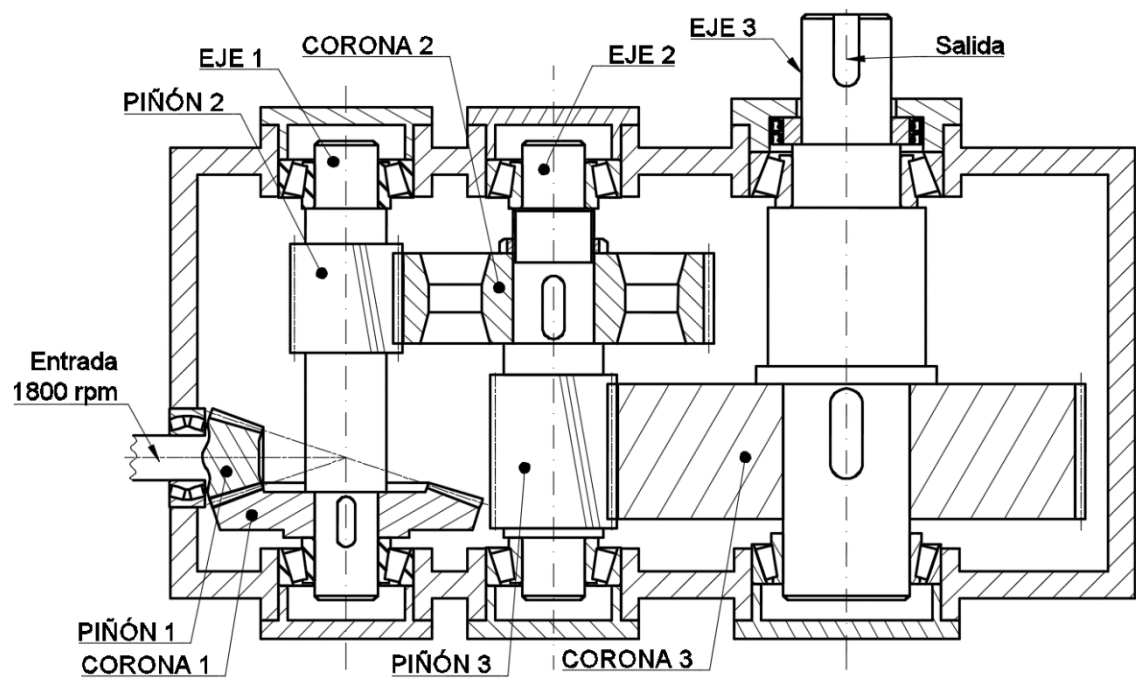


Figura 25. Reductora con tres pares de engranajes.

Engranaje tornillo sin fin – corona.

Es un caso particular de engranajes helicoidales en los que el ángulo entre los ejes que se cruzan puede ser cualquiera, aunque el más general, es el de 90° . Este tipo de engranajes permite una gran reducción de velocidad, mayor que en el resto de engranajes, estando formado por un tornillo sin fin (conductor) y una corona (conducida). Este mecanismo es **no reversible**, es decir, es el tornillo el que al girar mueve la corona, mientras que ésta no puede mover al tornillo (figura 26 y 27).

La suma del ángulo de la hélice del tornillo (β_t) más el ángulo de la hélice de la corona (β_c) ha de ser igual al ángulo entre ejes (90°), es decir $\beta_t + \beta_c = 90^\circ$, siendo el valor de β_c próximo a 90° . Los datos que se incluyen en el plano son los de los engranajes helicoidales, figura 18.

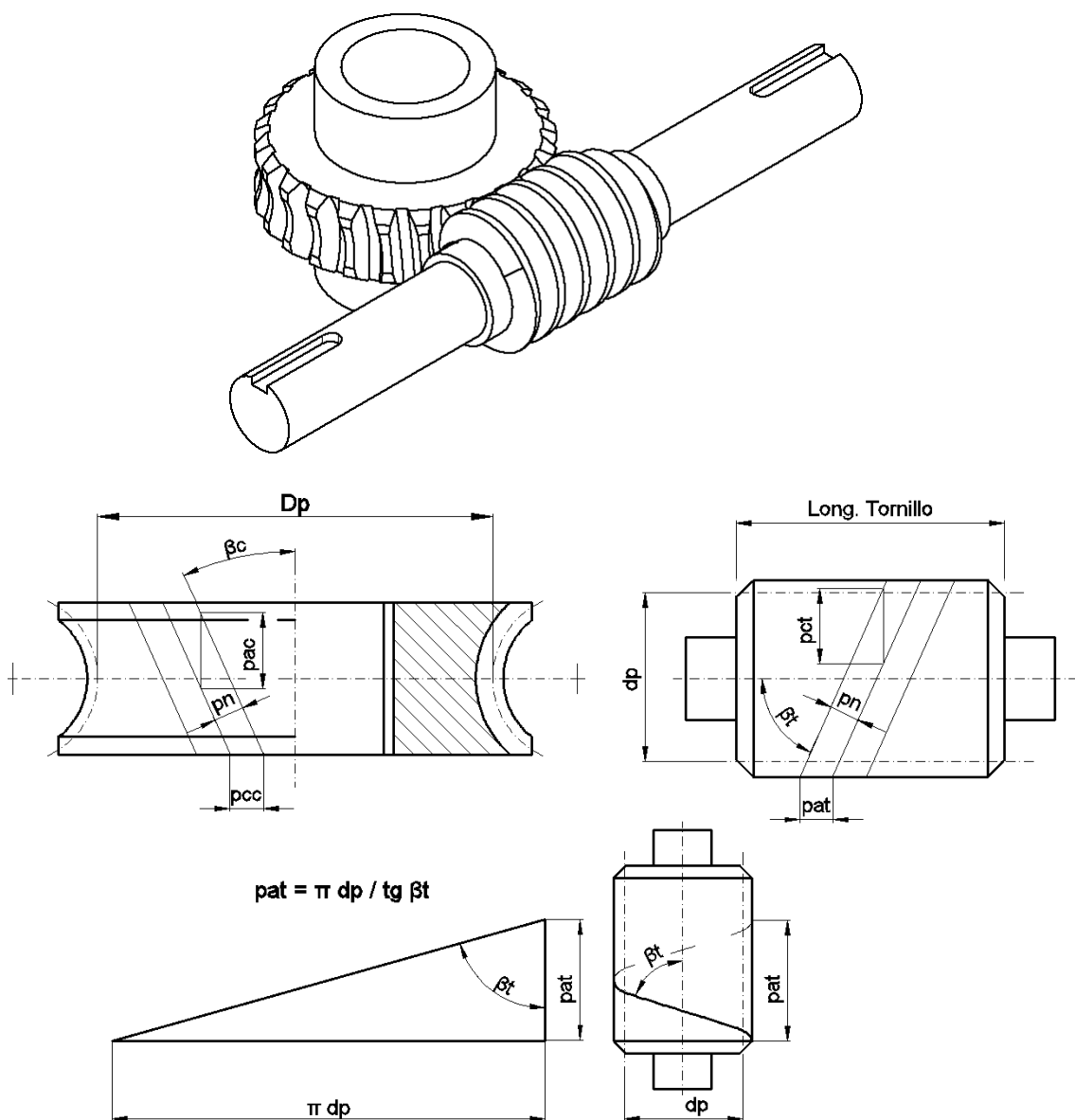


Figura 26: Corona y tornillo sin fin.

Tabla VIII. Valores característicos de engranajes corona y tornillo sin fin.

	Corona	Tornillo
Módulo Normal	Se extrae de la tabla de módulos normalizados mn	
Módulo circunferencial	$m_{cc} = mn / (\cos \beta_c)$	$m_{ct} = mn / (\cos \beta_t) = m_{ac}$
Módulo axial	$m_{ac} = mn / (\sin \beta_c)$	$m_{at} = mn / (\sin \beta_t) = m_{cc}$
Paso normal	$P_n = \pi mn$	
Paso circunferencial	$p_{cc} = \pi mn / (\cos \beta_c)$	$p_{ct} = \pi mn / (\cos \beta_t) = p_{ac}$
Paso axial	$p_{ac} = \pi mn / (\sin \beta_c)$	$p_{at} = \pi mn / (\sin \beta_t) = p_{cc}$
Ángulo entre ejes	$\gamma = \beta_c + \beta_t = 90^\circ$; $\sin \beta_c = \cos \beta_t$; $\cos \beta_c = \sin \beta_t$	
Número de dientes	z_c	$z_t = n^\circ \text{ de entradas}$
Ángulo de la hélice	β_c	β_t
Diámetro primitivo	$D_p = m_{cc} * z_c$	$d_p = m_{ct} * z_t$
Diámetro exterior o de cabeza	$D_e = D_p + 2 mn$	$d_e = d_p + 2 mn$
Diámetro interior o de pie	$D_i = D_p - 2,5 mn$	$d_i = d_p - 2,5 mn$
Distancia entre ejes	$L = \frac{D_p + d_p}{2} = \frac{\frac{mn}{\cos \beta_c} * z_c + \frac{mn}{\cos \beta_t} * z_t}{2}$	
Relación de velocidades	$i = d_p / D_p = z_t / z_c$	
Altura del diente	$h = \frac{9}{4} mn = a + d$	
Adendum	$a = mn$	
Dedendum	$d = 1,25 mn$	
Ángulo de presión	$\alpha = 20^\circ$	

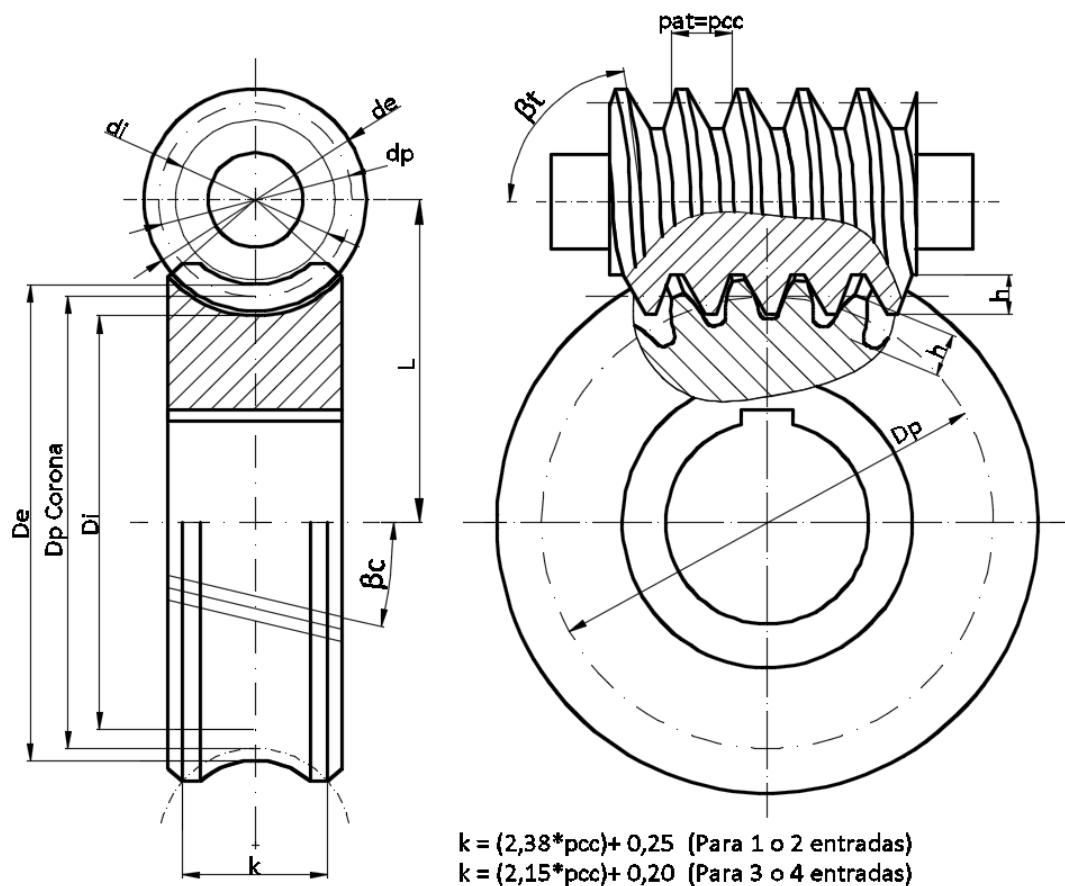


Figura 27. Corona y tornillo sin fin.

Cálculo de engranaje Tornillo Sin Fin – Corona

CASO 1: Par de engranajes tornillo sin fin-corona, cuyos ejes se cruzan formando un ángulo de 90° .

Se parte de los siguientes datos:

Relación de transmisión	$i = 1/50$
Módulo normal	$m_n = 4$
Distancia entre ejes (aproximado)	$L \approx 120$
Ángulo entre ejes	$\gamma = 90^\circ$
Ángulo de la hélice del tornillo	$\beta_t = 85^\circ$

Resolución:

Ángulo de la hélice de la corona: $\beta_c = 90^\circ - \beta_t = 5^\circ$

$$i = \frac{1}{50} = \frac{z_t}{z_c} = \frac{K}{50 \cdot K}; \quad z_t = K; \quad z_c = 50 \cdot K;$$

Debiendo ser K un número entero.

$$L = 120 = \frac{\frac{m_n}{\cos \beta_t} \cdot z_t + \frac{m_n}{\cos \beta_c} \cdot z_c}{2} = \frac{\frac{4}{\cos 85^\circ} \cdot K + \frac{4}{\cos 5^\circ} \cdot 50 \cdot K}{2} = 123,33 \cdot K; \quad K = 1;$$

$$z_t = 1 \text{ (Una entrada); } z_c = 50$$

Cálculo de los diámetros primitivos:

$$dp_t = \frac{m_n}{\cos \beta_t} \cdot z_t = \frac{4}{\cos 85^\circ} \cdot 1 = 45,89 \text{ mm}$$

$$Dp_c = \frac{4}{\cos 5^\circ} \cdot 50 = 200,76 \text{ mm}$$

Cálculo de la distancia real entre ejes:

$$L = \frac{dp_t + Dp_c}{2} = 123,3 \text{ mm}$$

CASO 2: Se propone resolver el par de engranajes tornillo sin fin- corona, cuyos ejes se cruzan formando un ángulo de 90°.

Se parte de los siguientes datos:

Relación de transmisión	$i = 1/30$
Módulo normal	$m_n = ?$
Distancia entre ejes (aproximado)	$L \approx 180$
Ángulo entre ejes	$\gamma = 90^\circ$
Ángulo de la hélice del tornillo	$\beta_t = 80^\circ$
Número de entradas del tornillo	$z_t = 1$

Resolución:

Ángulo de la hélice de la corona: $\beta_c = 90^\circ - \beta_t = 90^\circ - 80^\circ = 10^\circ$

Nº de dientes de la corona:

$$i = 30 = \frac{z_c}{z_t}; \quad z_c = 30 \cdot z_t = 30 \cdot 1 = 30$$

Cálculo del modulo normal:

$$L = 180 = \frac{\frac{m_n}{\cos \beta_t} \cdot z_t + \frac{m_n}{\cos \beta_c} \cdot z_c}{2} = \frac{\frac{m_n}{\cos 80^\circ} \cdot 1 + \frac{m_n}{\cos 10^\circ} \cdot 30}{2} = \frac{m_n}{2} \left(\frac{1}{\cos 80^\circ} + \frac{30}{\cos 10^\circ} \right);$$

En que $m_n=9.939$; por lo que se toma el módulo normalizado: $m_n=10$

Cálculo de los diámetros primitivos:

$$dp_t = \frac{m_n}{\cos \beta_t} \cdot z_t = \frac{10}{\cos 80^\circ} \cdot 1 = 57.589 \text{ mm}$$

$$Dp_c = \frac{10}{\cos 10^\circ} \cdot 30 = 304.628 \text{ mm}$$

Cálculo de la distancia real entre ejes:

$$L(\text{real}) = \frac{dp_t + Dp_c}{2} = 181.108 \text{ mm}$$

Tren de engranajes planetarios. (Planetary gear/ Epicyclic gearing)

Un tren de engranajes planetarios (planetary gear train) (figura 28) consiste en un engranaje central o planetario P (sun gear), unos satélites S (planetary gears), tres o cuatro generalmente, que engranan en el planetario y en un engranaje exterior o corona C (annular or ring gear). Los satélites están unidos entre sí mediante el portasatélites (carrier), de modo que los ejes de la corona, el planetario y el portasatélites están alineados.

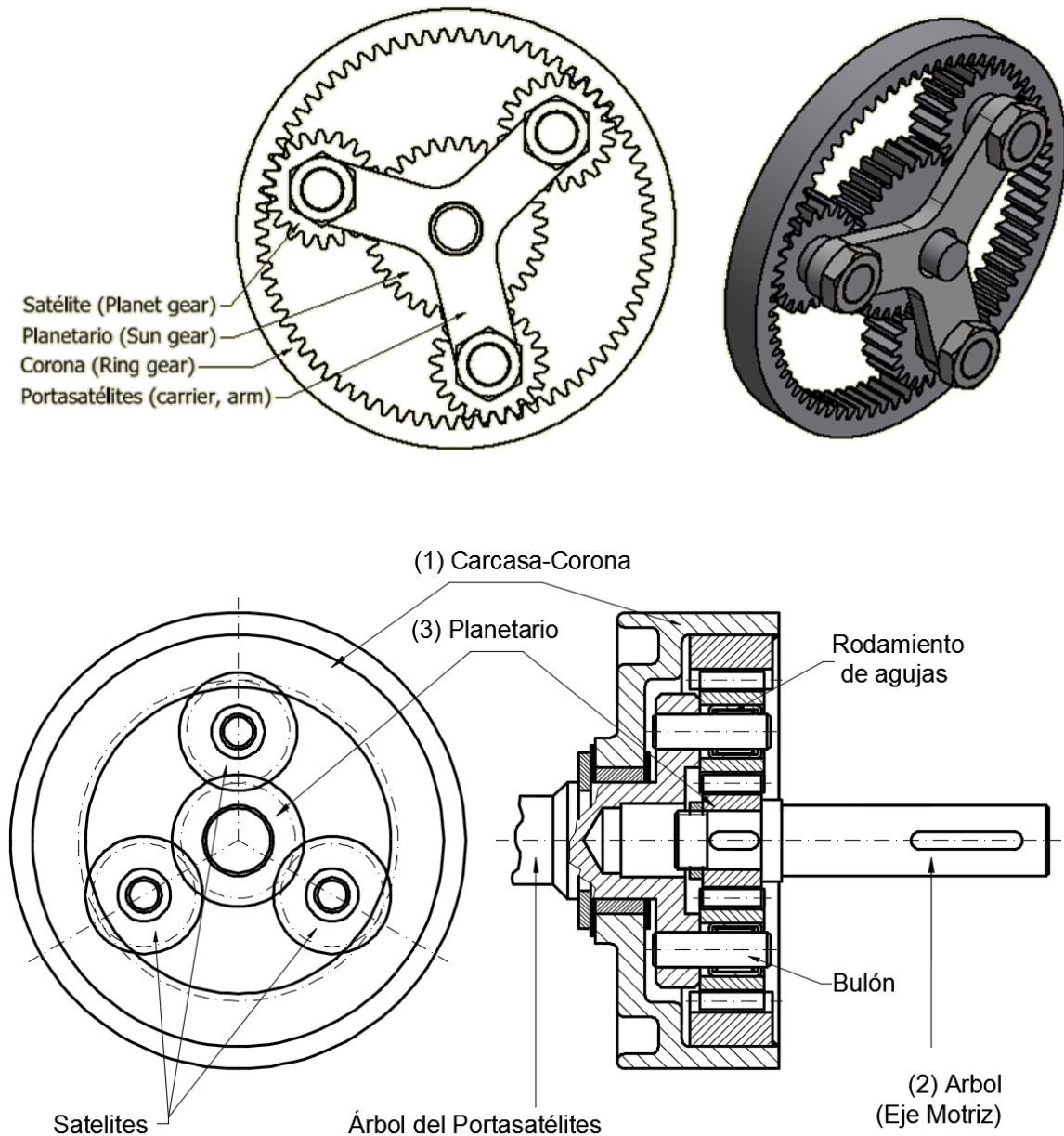


Figura 28. Tren de engranajes planetarios.

Las ecuaciones que definen el movimiento de los elementos de un planetario, son las que interrelacionan el movimiento entre el planetario y los satélites y entre los satélites y la corona, que son:

$$Z_p w_p + Z_s w_s - (Z_p + Z_s) w_{ps} = 0$$

$$Z_c w_c - Z_s w_s - (Z_c - Z_s) w_{ps} = 0$$

en la que: **w_p , w_s , w_{ps} , w_c** son respectivamente las velocidades angulares del planetario P, satélite S, portasatélite PS y corona C y **Z_p , Z_s , Z_c** es el número de dientes del planetario, el satélite y la corona.

De dichas ecuaciones se obtiene:

$$Z_p w_p + Z_c w_c = (Z_p + Z_c) w_{ps}; \quad \text{o bien: } Z_p (w_p - w_{ps}) + Z_c (w_c - w_{ps}) = 0;$$

$$-\frac{Z_c}{Z_p} = \frac{w_p - w_{ps}}{w_c - w_{ps}} = R; \quad (w_c \neq w_{ps})$$

Esta es una Ecuación Fundamental del tren de engranajes planetario.

Otra ecuación importante es la que relaciona el número de dientes de los diferentes engranajes del planetario:

$$Z_c = Z_p + 2 Z_s$$

A partir de estas ecuaciones se pueden analizar las relaciones entre los engranajes planetario, portasatélites y corona, considerando que uno de ellos queda fijo, otro actúa como entrada y el tercero como salida. La relación de velocidades es el número de vueltas que da la salida por cada vuelta de la entrada. El signo negativo indica que cambia el sentido de giro.

1. En el caso de que el portasatélites se considere fijo, es decir **$w_{ps}=0$** , la relación de velocidades entre ambos es:

$$\frac{w_c}{w_p} = -\frac{Z_p}{Z_c}$$

En este caso la entrada es el planetario y la salida la corona, es decir, se trata de saber el número de vueltas de la corona por cada vuelta del planetario. Si fuese la corona, la ecuación es la inversa.

2. Si se considera que la corona está fija, **$w_c=0$** , entonces la relación de velocidades entre el planetario y el portasatélites es:

$$-\frac{Z_c}{Z_p} = \frac{w_p - w_{ps}}{-w_{ps}} = R; \quad \frac{w_p}{w_{ps}} = 1 - R = 1 + \frac{Z_c}{Z_p}$$

La ecuación obtenida se corresponde con el portasatélites como entrada y la salida el planetario. En el caso contrario, Siendo la entrada el planetario, la relación es $R=1/(1+ Z_c/Z_p)$. Esta es la relación de velocidades en el que la reducción es la mayor que se puede obtener en un tren de engranajes planetario y se aplica cuando hay que transmitir un par muy alto, por ejemplo en tractores.

3. Finalmente en el caso de que el planetario esté fijo, **wp=0**, entonces la relación de velocidades entre el portasatélites y la corona es:

$$-\frac{Zc}{Zp} = \frac{-wps}{wc - wps} = R; \quad \frac{wc}{wps} = 1 - \frac{1}{R} = 1 + \frac{Zp}{Zc}$$

La ecuación obtenida se corresponde con el portasatélites como entrada y la salida la corona. En el caso contrario, Siendo la entrada la corona, la relación es $R=1/(1+ Zp/Zc)$. En las bicicletas con los cambios de velocidad en el cubo de la rueda, el planetario va solidario con el eje, siendo la entrada el portasatélites.

En la tabla IX, se muestra de forma resumida la relación de velocidades entre los engranajes.

Tabla IX: Relación de velocidades entre los engranajes.

REDUCCIÓN DEL CONJUNTO PLANETARIO				
Fijo	Entrada	Salida	Relación	Relaciones usuales
PS	P	C	$R = -Zp/Zc$	$(-0,25) \leq i \leq (-0,67)$
PS	C	P	$R = -Zc/Zp$	$(-4) \leq i \leq (-1,5)$
C	PS	P	$R = 1 + Zc/Zp$	$2,5 \leq i \leq 5$
C	P	PS	$R = 1/(1 + Zc/Zp)$	$0,2 \leq i \leq 0,4$
P	PS	C	$R = 1 + Zp/Zc$	$1,25 \leq i \leq 1,67$
P	C	PS	$R = 1/(1 + Zp/Zc)$	$0,6 \leq i \leq 0,8$

En la figura 28 dada, el Planetario tiene $Zp=32$ dientes, los satélites $Zs=20$ y la corona $Zc=72$. Otros valores plausibles son: $Zp=32$; $Zs=16$; $Zc=64$ o bien $Zp=32$; $Zs=12$; $Zc=56$. En estos casos las relaciones son:

REDUCCIÓN DEL CONJUNTO PLANETARIO					
Fijo	Entrada	Salida	$Zp = 32$; $Zs = 20$; $Zc = 72$	$Zp = 32$; $Zs = 16$; $Zc = 64$	$Zp = 32$; $Zs = 12$; $Zc = 56$
PS	P	C	-0,44	-0,5	-0,57
PS	C	P	-2,25	-2	-1,75
C	PS	P	3,25	3	2,75
C	P	PS	0,308	0,333	0,3636
P	PS	C	1,444	1,5	1,57
P	C	PS	0,692	0,667	0,637

Transmisión mediante poleas y correas.

En este tipo de transmisión de movimiento intervienen dos elementos principales, las correas que transmiten el movimiento entre ambas poleas. De las numerosas normas que definen estos elementos se van a aplicar las siguientes:

UNE 18006-93: Correas trapeciales para transmisiones industriales.

UNE 18164:1985: Poleas de gargantas para correas trapeciales clásicas y estrechas.

UNE 18007:1994: Correas de transmisión. Correas planas de transmisión y poleas. Medidas y tolerancias.

Objeto y campo de aplicación de la norma UNE 18006-93:

Establece las medidas y tolerancias de fabricación de la sección y la longitud de las correas trapeciales sin fin, para usos industriales, en las transmisiones mecánicas en general.

Clasificación. Sección transversal:

Las correas se clasifican en siete grupos según su sección transversal (Tabla X).

Se toma como medida nominal el Ancho primitivo **bp** que se corresponde con la posición de la fibra neutra (figura 29).

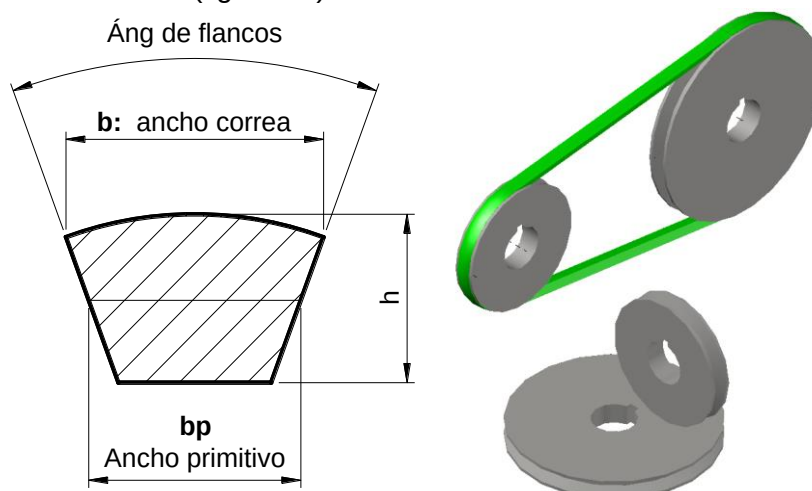


Figura 29: Sección transversal de una correa. Conjunto correa-polea.

Tabla X: Clasificación de las correas según su sección transversal.

Sección	Y	Z	A	B	C	D	E
bp Ancho Primitivo Medida nominal	5,3	8,5	11	14	19	27	32
b Ancho correa	6	10	13	17	22	32	38
h Altura aproximada	4	6	8	11	14	19	25
α Ángulo de flancos	40°					(Medidas en mm)	

Desarrollos primitivos

Es la longitud de la correa medida en el ancho primitivo **bp** y bajo tensión, en las condiciones que se indican en el capítulo 4 de la norma UNE 18-086. Los valores nominales de los desarrollos o longitud de la correa, se detallan en la tabla XI (Todas las medidas son en mm).

Tabla XI: Valores nominales de la longitud de la correa.

SECCION							Tol. Fabric.		Diferenc Máx en Equipo
Y	Z	A	B	C	D	E	+	-	
200 224 250							8	4	2,5
280 315							9	5	
355 400	405						10	6	
450 500	475						12	7	
	530 625	630					14	8	
	700 780	700 790					16	9	
	920	890 990	930 1000				18	10	
	1080	1100 1250	1100 1210				21	12	
	1330 1420 1540	1430 1550	1370 1560	1565			24	13	
		1640 1750 1940	1760 1950	1760 1950			27	15	5
		2050 2200 2300 2480	2180 2300 2500	2195 2420			30	16	7,5
			2 700 2 870	2715 2 880 3 080	2 740 3 100		34	18	10
			3 200 3 600 4 060	3 520 4 060	3 330 3 730 4 080		38	21	
			4 430 4 820	4 600	4 620	4 660	43	24	12,5
			5 370 6 070	5 380 6100	5 400 6 100	5 040 5 420 6100	49	28	
				6815 7 600	6 840 7 620	6 850 7 650	56	32	15
				9 100	9 140	9 150	65	37	
				10 700	10 700 12 200	12 230	76	43	17,5
					13 700 15200	13 750 15 280	89	50	
						16800	105	59	

Una correa trapecial se designa mediante su desarrollo primitivo, en milímetros, seguido de la letra que expresa su sección transversal y la norma.

Ejemplo: Designación de una correa trapecial con un ancho primitivo $bp = 19 \text{ mm}$ y un desarrollo primitivo de 3 520 mm: **Correa trapecial 3 520 - C - UNE 18-086**

Objeto y campo de aplicación de la norma UNE 18164:1985:

Especifica las principales características dimensionales de las gargantas de las poleas para correas trapeciales clásicas (secciones Y, Z, A, 5, C, D y E) y correas estrechas (secciones SPZ, SPA, SPB y SPC, que llevan correas específicas) (Tabla XII, XIII y figura 30). Ambas poleas no tienen por qué tener la misma forma de la garganta. El diámetro de referencia de la polea es el que corresponde al ancho Wd en la garganta de la polea.

Tabla XII: Características dimensionales de las gargantas de las poleas para correas trapeciales.

Perfiles de garganta (Medidas en mm)							
Correas trapeciales clásicas Correas trapeciales estrechas	Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E
Wd Ancho de referencia	5,3	8,5	11	14	19	27	32
bmin Altura sobre Wd	1,6	2	2,75	3,5	4,8	8,1	9,6
hmin Correa clásica Correa estrecha	4,7	7 9	8,7 11	10,8 14	14,3 19	19,9	23,4
e	8	12	15	19	25,5	37	44,5
Tolerancia sobre e	±0,3	±0,3	±0,3	±0,5	±0,5	±0,6	±0,7
f	7	8	10	12,5	17	24	29
Tolerancia sobre f	±0,1	±0,1	+2 -1	+2 -1	+2 -1	+3 -1	+4 -1
Diámetros de referencia para ángulos de garganta:							
$\alpha = 38^\circ$	-	>80	>118	>190	>315	>475	>600
$\alpha = 36^\circ$	>60	-	-	-	-	≤475	≤600
$\alpha = 34^\circ$	-	≤80	≤118	≤190	≤315	-	-
$\alpha = 32^\circ$	≤60	-	-	-	-	-	-
Ø de referencia Clásica mínimo de la polea: Estrecha	20	50 63	75 90	125 140	200 224	355	500

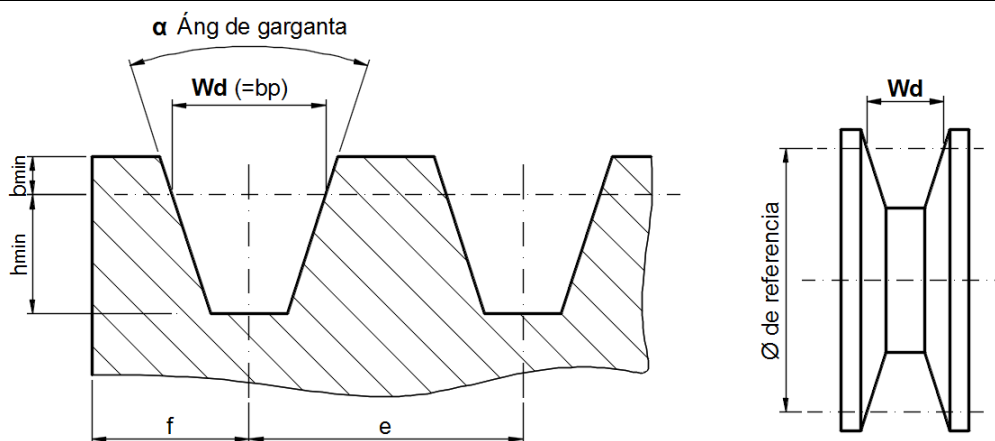


Figura 30: Dimensiones principales de las poleas.

Tabla XIII: Orden de preferencia de los diámetros de referencia según los perfiles de garganta.

Orden de preferencia de los diámetros de referencia según los perfiles de garganta							
Ø referencia polea (mm)	Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E
20	C						
22,4	C		C: ø recomendado para correas trapeciales clásicas. CE: ø recomendado para correas trapeciales clásicas y estrechas.				
25	C						
28	C						
31,5	C						
35,5	C						
40	C						
45	C						
50	C	C					
56	C	C					
63	C	CE					
71	C	CE					
75		CE	C				
80	C	CE	C				
85			C				
90	C	CE	CE				
95			CE				
100	C	CE	CE				
106			CE				
112	C	CE	CE				
118			CE				
125	C	CE	CE	C			
132		CE	CE	C			
140		CE	CE	CE			
150		CE	CE	CE			
160		CE	CE	CE			
170				CE			
180		CE	CE	CE			
200		CE	CE	CE	C		
212					C		
224		CE	CE	CE	CE		
236					CE		
250		CE	CE	CE	CE		

Orden de preferencia de los diámetros de referencia según los perfiles de garganta							
Ø referencia polea (mm)	Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E
265					CE		
280		CE	CE	CE	CE		
300					CE		
315		CE	CE	CE	CE		
335					CE		
355		CE	CE	CE	CE	C	
375						C	
400		CE	CE	CE	CE	C	
425						C	
450			CE	CE	CE	C	
475						C	
500		CE	CE	CE	CE	C	C
530							C
560			CE	CE	CE	C	C
600				CE	CE	C	C
630		CE	CE	CE	CE	C	C
670							C
710			CE	CE	CE	C	C
750				CE	CE	C	
800			CE	CE	CE	C	C
900				CE	CE	C	C
1000				CE	CE	C	C
1060						C	
1120				CE	CE	C	C
1250					CE	C	C
1400					CE	C	C
1500						C	C
1600					CE	C	C
1800						C	C
1900							C
2000					CE	C	C
2240							C
2500							C

La figura 31, representa parte de una transmisión mediante correas. Tomando como referencia el dibujo y deduciendo las dimensiones del mismo, se pide representar y definir la polea y la correa normalizada correspondiente.

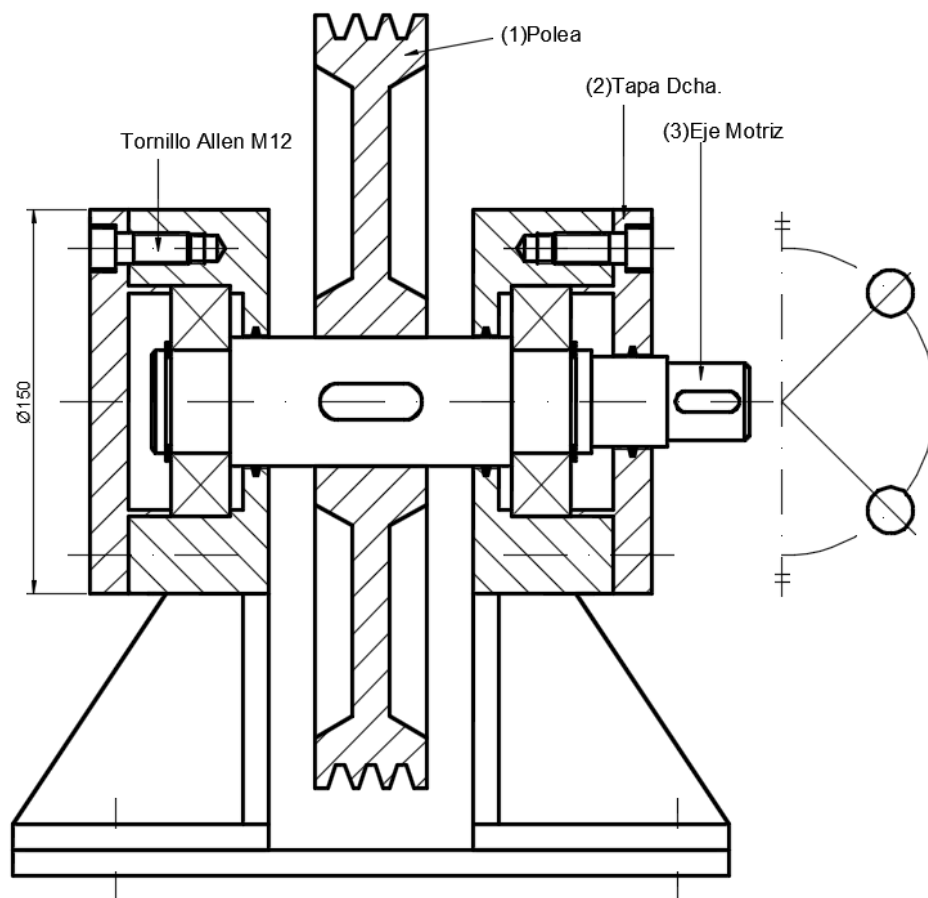


Figura 31. Definición de la polea y correa.

La solución se muestra en la figura 32.

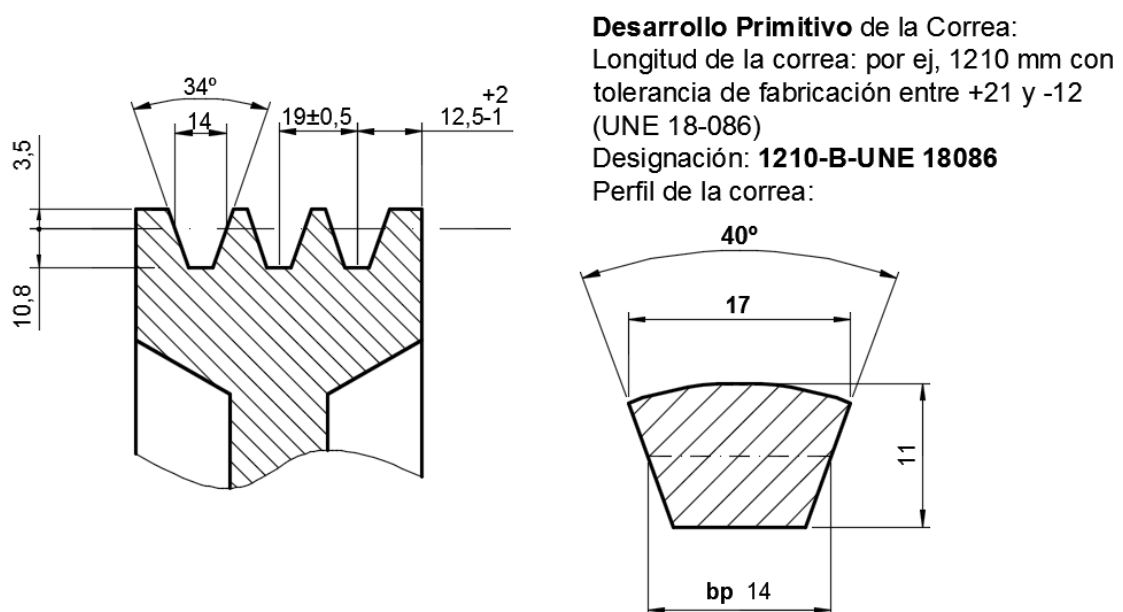


Figura 32. Solución.

Cadenas. Correas de transmisión dentadas o síncronas. Cadenas de eslabones.

Cadenas.

Las cadenas (figura 33) son conjuntos flexibles de transmisión mecánica de potencia y de movimiento. Dicha transmisión se produce debido a la interferencia mecánica entre los distintos elementos de la transmisión. Son **síncronas** porque el movimiento de la rueda (plato o corona) y la cadena están sincronizados, es decir, coinciden en el tiempo el movimiento de ambos (en las poleas lisas no se da dicha sincronización debido a que la transmisión de movimiento se realiza mediante la fuerza de fricción).

Algunas de las normas que definen las cadenas son:

UNE 18002:1990 Transmisión de precisión. Cadenas de rodillos de paso corto y ruedas dentadas correspondientes.

UNE 18003:1958 Cadenas silenciosas

UNE 18085:1960 Cadenas de mallas juntas. Especificaciones.

UNE 18075:1959 Cadenas galle. Especificaciones

UNE 18084:1959 Cadena de casquillos fijos. Especificaciones.

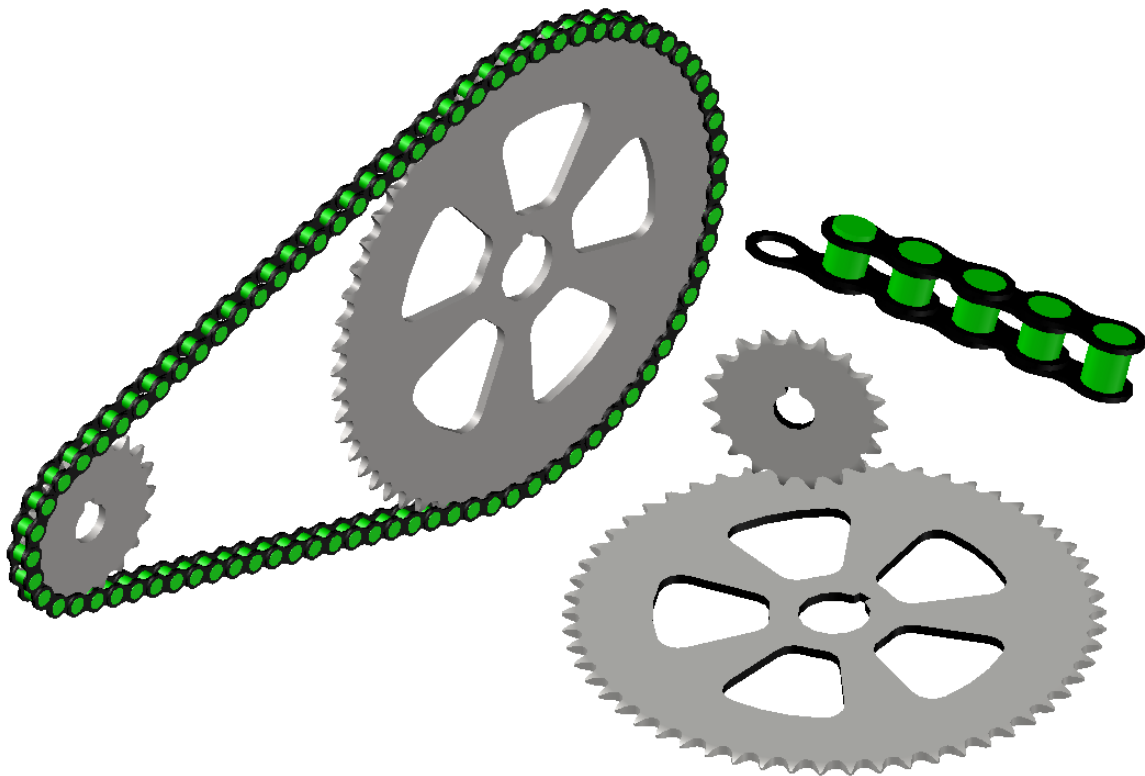


Figura 33. Cadenas (platos y cadena y eslabones).

Correas de transmisión dentadas o síncronas.

Las transmisiones mecánicas síncronas mediante correas dentadas (figura 34), aplican el principio de los engranajes entre los dientes de una correa y los de la polea, para ello las correas dentadas no se deben deformar o dilatar y la precisión de los dientes de la correa y de las poleas ha de ser muy estricta. Las correas dentadas suelen ser de neopreno con cuerdas internas de nylon o cable de acero que las mantienen indeformables.

Se caracterizan por ser síncronas, ya que no permiten que deslicen la correa y la polea, admiten cambios drásticos de velocidad, no requieren lubricación a diferencia de las transmisiones por cadena o engranajes, por lo que su mantenimiento es más sencillo y económico. Y son muy silenciosas.

Algunas de las normas que definen las correas dentadas son:

ISO 5294 Poleas dentadas estándar.

ISO 5296 Correas dentadas paso estándar.

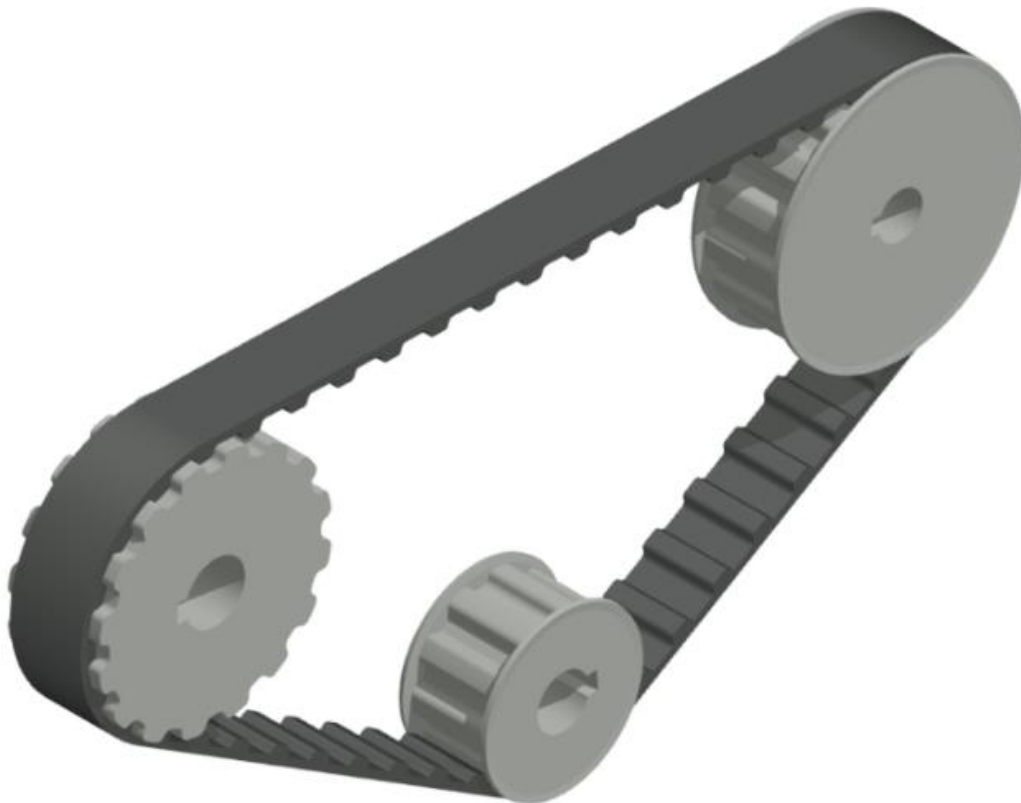


Figura 34. Correas de transmisión dentadas o síncronas.

Cadenas de eslabones.

Las cadenas de eslabones como la de la figura 35, se emplean por ejemplo en polipastos, ciertos tipos de grúa o en los anclas de los buques. Para poderlas guiar de forma adecuada, y sin que se deforme tanto la polea como la cadena, las poleas se realizan de modo que el canal se acopla a la forma de la cadena, lo que permite además que la polea arrastre de la cadena y se desplacen de forma sincronizada.



Figura 35. Cadenas de eslabones y polea.

Referencias

<http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema07.pdf> Tema 8...

<http://www.sgtransmisiones.com/info/index.php/poleas>

<http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/Mecanismos/Engranajes/EngrCilindr.html>

<http://grupohiberi.com/18.html> Sobre cadenas y transmisiones sincronizadas.