



*Universidad Nacional de La Plata
Facultad de Ciencias Agrarias y Forestales*

Transmisiones de Potencia

Curso de Mecánica Aplicada

Año 2015

TRANSMISIONES

1) Definición:

Son aquellos mecanismos que permiten transmitir potencia entre dos ejes que giran a determinada velocidad.

2) Tipos:

Los tres tipos de transmisión más conocidas y usuales en las máquinas agrícolas son:

- 2.1- Engranajes
- 2.2- Correas
- 2.3- Cadenas
- 2.4- Transmisiones cardánicas

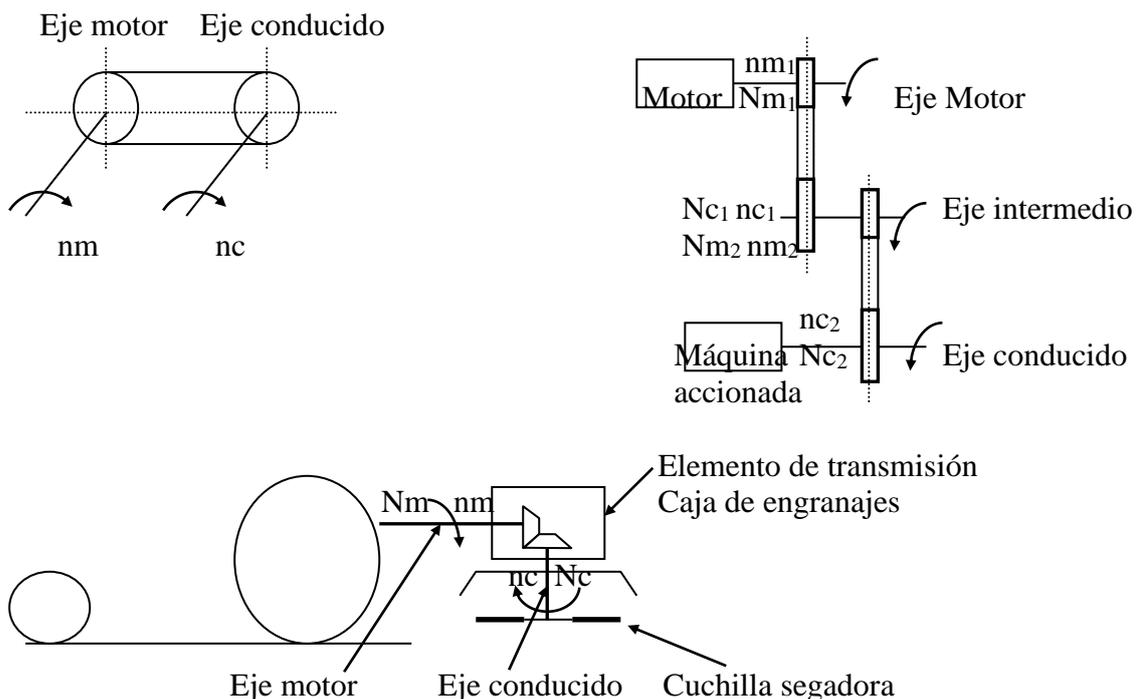
3) Relación de transmisión:

La relación de transmisión se define como el cociente entre el número de revoluciones del eje motor y del eje conducido. El eje motor es aquel que está conectado a la máquina que entrega la potencia mecánica (motor a explosión, motor eléctrico, etc.) o es el eje intermedio que recibe potencia y la entrega a otro eje (conducido). El eje conducido recibe la potencia del eje motor y la entrega para transformarla en la máquina agrícola. Con la definición anterior se puede ver que las transmisiones pueden estar formadas por dos o más ejes que serán motores y conducidos a la vez, siempre existirá un eje de entrada motor y un eje de salida conducido final.

Una transmisión **no genera potencia**, sólo sirve para transmitirla variando la velocidad y el par motor.

Los esquemas siguientes dan una idea de estos conceptos.

1- $R_t = \text{relación de transmisión} = \frac{n_m}{n_c} = \frac{\text{rpm del eje motor}}{\text{rpm del eje conducido}}$



4) Potencia y par motor:

La potencia y el par motor están relacionados con la relación de transmisión.

El par motor y la potencia asociados a un eje que gira se deducen de los conceptos de dinámica de rotación

De tal forma la potencia es: $N = PM \times \omega$:par motor x velocidad angular.

En mecánica se utiliza en lugar de la velocidad angular su equivalente en número de revoluciones, de esta forma la potencia se calcula como $N = PM \times n \times 2\pi$

Como 2π es una constante, ésta queda incluida con la constante que se use para adaptar el sistema de unidades.

El elemento de transmisión transmite la potencia con un determinado rendimiento dependiendo de su tipo, de forma que:

$$\boxed{2} \quad \frac{N_c}{N_m} = \eta_t = \frac{\text{Potencia conducida}}{\text{Potencia motora}} = < 1$$

El valor del rendimiento depende del tipo de transmisión. El par motor se relaciona con la potencia y el número de revoluciones como sigue:

$$\boxed{3} \quad \frac{N_m \times K}{n_m} = PM_m \frac{\text{potencia motora} \times K}{\text{rpm eje motor}} = \text{par motor del eje motor}$$

$K = \text{constante}$

De la misma forma:

$$\boxed{4} \quad \frac{N_c}{K n_c} = PM_c = \frac{\text{Potencia conducida} \times K}{\text{rpm eje conducido}} = \text{par motor del eje conducido}$$

Si relacionamos las ecuaciones 1,2,3,4:

$$N_m \times K n_m = PM_m \times n_m \quad N_c \times K = T_c \times n_c \quad \text{entonces:}$$

$$\frac{N_c}{N_m} = \eta_t = \frac{PM_c \times n_c}{PM_m \times n_m} \quad \text{entonces:}$$

$$\boxed{5} \quad \frac{PM_c}{PM_m} = \eta_t \times \frac{n_m}{n_c} \quad \text{entonces} \quad \boxed{\frac{PM_c}{PM_m} = \eta_t \times \frac{n_m}{n_c}}$$

■ El valor de la constante K , según el sistema de unidades es el siguiente :

-- Sistema internacional: $K: 9550$; Potencia: N (kW); número de rpm n (rpm) revoluciones por minuto ; PM , par motor (Nm) Newton x m

-- Sistema técnico: $K: 716,2$; Potencia: N (CV) caballo vapor ; n : número de revoluciones (rpm); par motor PM : Kgm (kg fuerza x m)

De aquí se deduce que el par motor está en relación inversamente proporcional con la relación de transmisión, es decir:

- a) **Cuando la relación de transmisión es mayor que 1 el par aumenta y la velocidad disminuye en la misma proporción (se llama reductora).**
- b) **Cuando la relación de transmisión es menor que 1 el par disminuye y aumenta la velocidad.**

Ejemplos:

Reductora: enfardadora, cosechadora, carro forrajero, estas máquinas con velocidades (rpm) menores que la toma de potencia.

Multiplificadora: segadora, picadora, esparcidor de fertilizantes (estas máquinas trabajan con velocidades mayores que la toma de potencia).

5) Transmisión por engranajes:

La transmisión por engranaje se utiliza en un amplio rango de potencias y relaciones de transmisión y son adecuadas en los casos en que hay pequeñas distancias entre ejes; permiten transmitir potencia entre ejes no paralelos (90° ; 45°) y en distintos planos; son las más costosas y requieren mayor mantenimiento (lubricación).

Permiten un funcionamiento preciso y seguro.

5.1-Engranajes de dientes rectos- Transmisión entre ejes paralelos- Características y parámetros de diseño.

Las ruedas dentadas de dientes rectos son las más usadas en las máquinas agrícolas, son de fácil construcción y permiten un buen acople entre sí (sincronización).

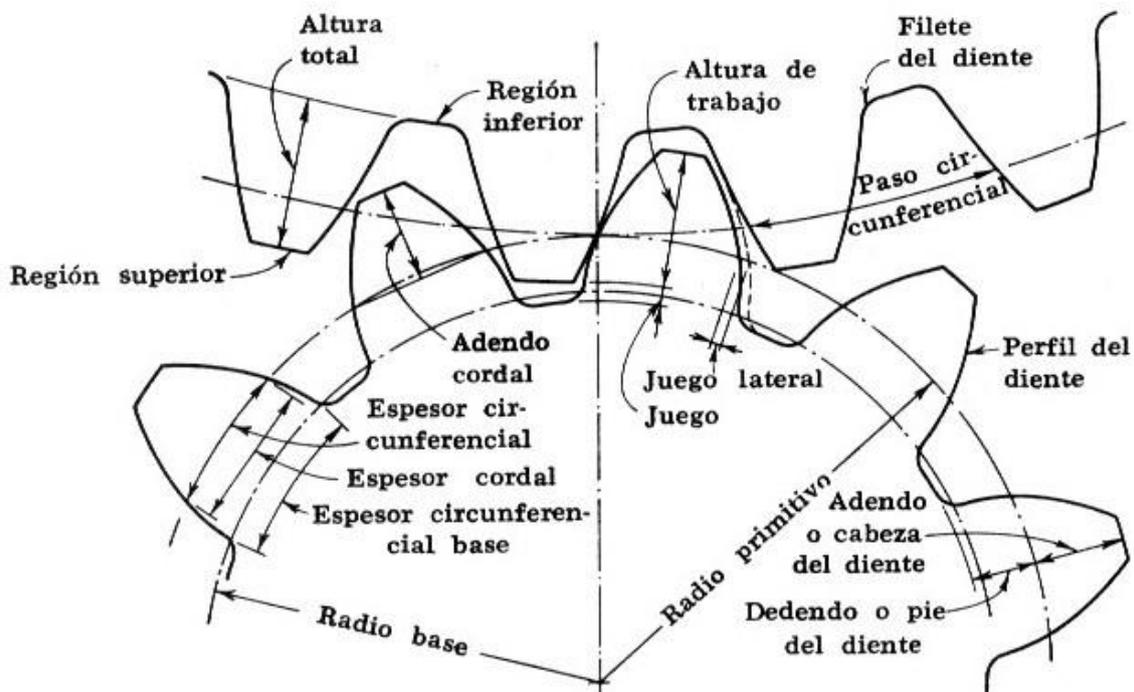


Ilustración de la terminología de engranes rectos, helicoidales y cónicos

5.1.1- Relaciones entre z, Dp, M, rt.

- $z = n^\circ$ de dientes de las ruedas.
- $D_p =$ diámetro primitivo de la rueda.
- $M =$ módulo de las ruedas.
- $rt =$ relación de transmisión.
- $p =$ paso de la rueda.

- $M = p/\pi \quad D_p = p \cdot z \quad \text{entonces} \quad D_p = \frac{p \cdot z}{\pi} = M \cdot z \quad \boxed{6}$

- $v_t =$ velocidad tangencial $= w \cdot r_r = \pi \cdot D_p \cdot n$
- $w = 2 \cdot \pi \cdot n$ (velocidad angular)

La velocidad tangencial de las ruedas es la misma.

- $v_t = \pi \cdot D_{p1} \cdot n_1 = \pi \cdot D_{p2} \cdot n_2 \quad \boxed{7}$

Si reemplazamos la $\boxed{6}$ en la $\boxed{7}$.

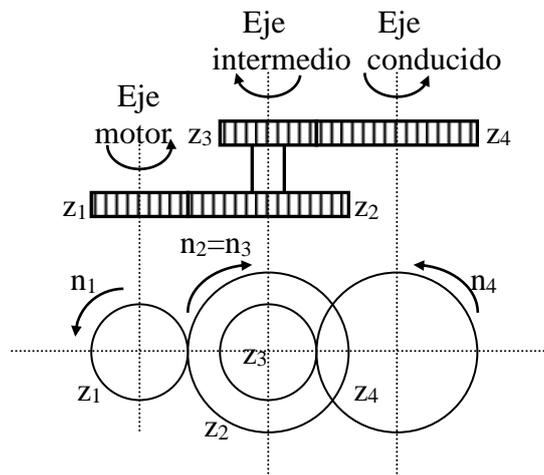
- $M \cdot z_1 \cdot n_1 = M \cdot z_2 \cdot n_2 \quad \text{entonces} \quad z_1 \cdot n_1 = z_2 \cdot n_2 \quad \emptyset \quad z_m \cdot n_m = z_c \cdot n_c$

$$\frac{n_m}{n_c} = rt = \frac{z_c}{z_m}$$

 $\boxed{8}$

En las transmisiones de engranajes el sentido de giro se invierte de un eje al otro.

5.1.2- Transmisiones con varios ejes – cajas de engranajes.



- rt1: relación de transmisión entre el eje motor y el eje intermedio.
- rt2: relación de transmisión entre el intermedio y el eje conducido.
- rt3: relación de transmisión entre el eje motor y el conducido.

$$\boxed{9} \quad rt_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$\boxed{10} \quad rt_2 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{n_3}{n_4}$$

Si las velocidades tangenciales son iguales:

$$z_1 \cdot n_1 = z_2 \cdot n_2$$

$$n_1 = \frac{z_2 \cdot n_2}{z_1}$$

$$z_4 \cdot n_4 = z_3 \cdot n_3$$

$$n_4 = \frac{z_3 \cdot n_3}{z_4}$$

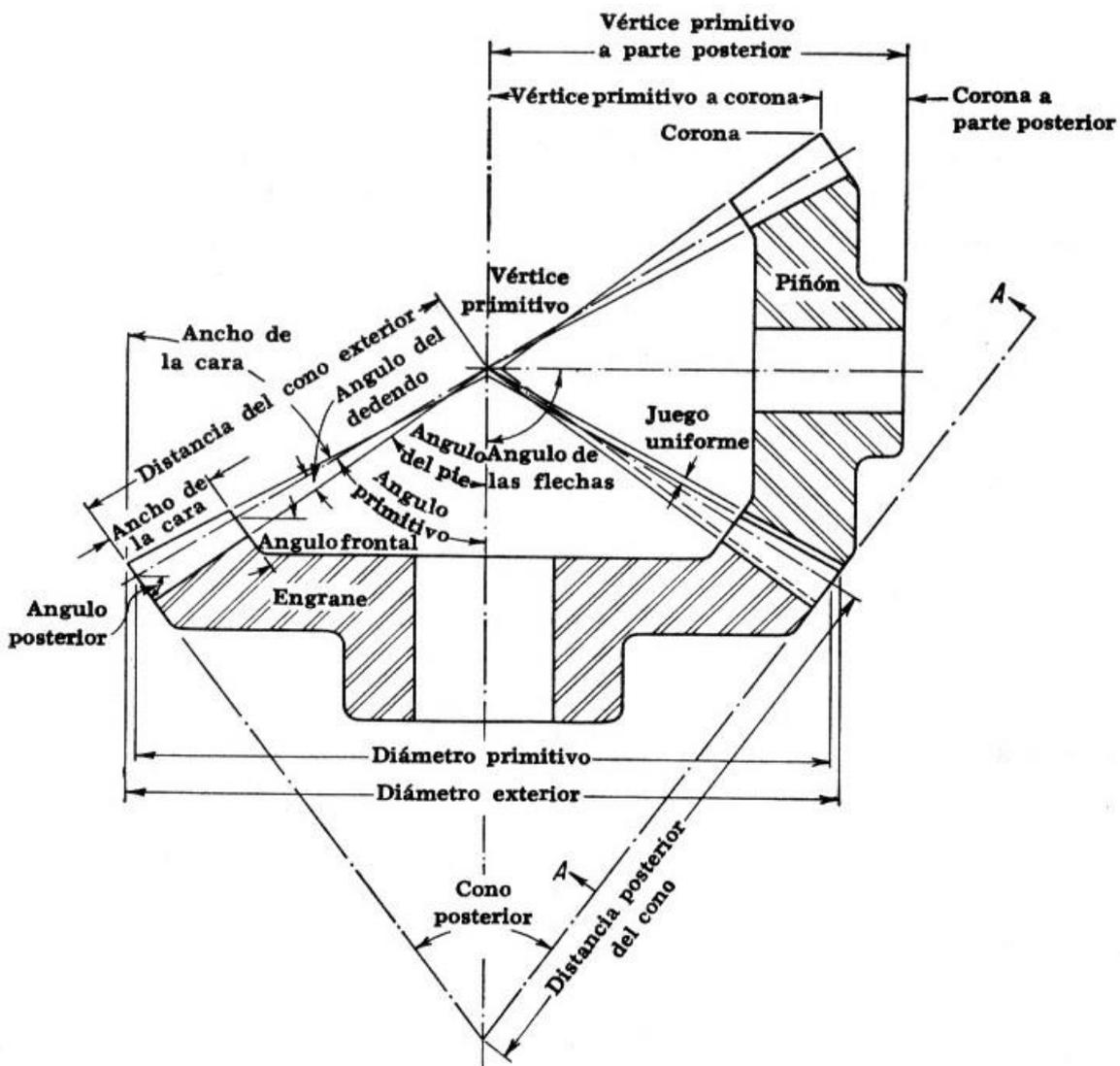
$$rt_3 = \frac{n_1}{n_4} = \frac{z_2 \cdot n_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot n_3 \cdot z_3} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = rt_1 \cdot rt_2 \quad (n_2 \text{ y } n_3 \text{ se anulan por ser iguales})$$

11	$rt_3 = rt_1 \cdot rt_2$
----	--------------------------

5.2- Engranajes cónicos – transmisiones entre engranajes que se cortan.

Se utilizan para una amplia gama de aplicaciones en las máquinas agrícolas, en el esquema siguiente se pueden observar sus características principales. Los ejes pueden tener cualquier ángulo entre sí aunque el arreglo más usual es con ejes a 90°.

La transmisión se calcula de la misma manera que en los engranajes rectos.

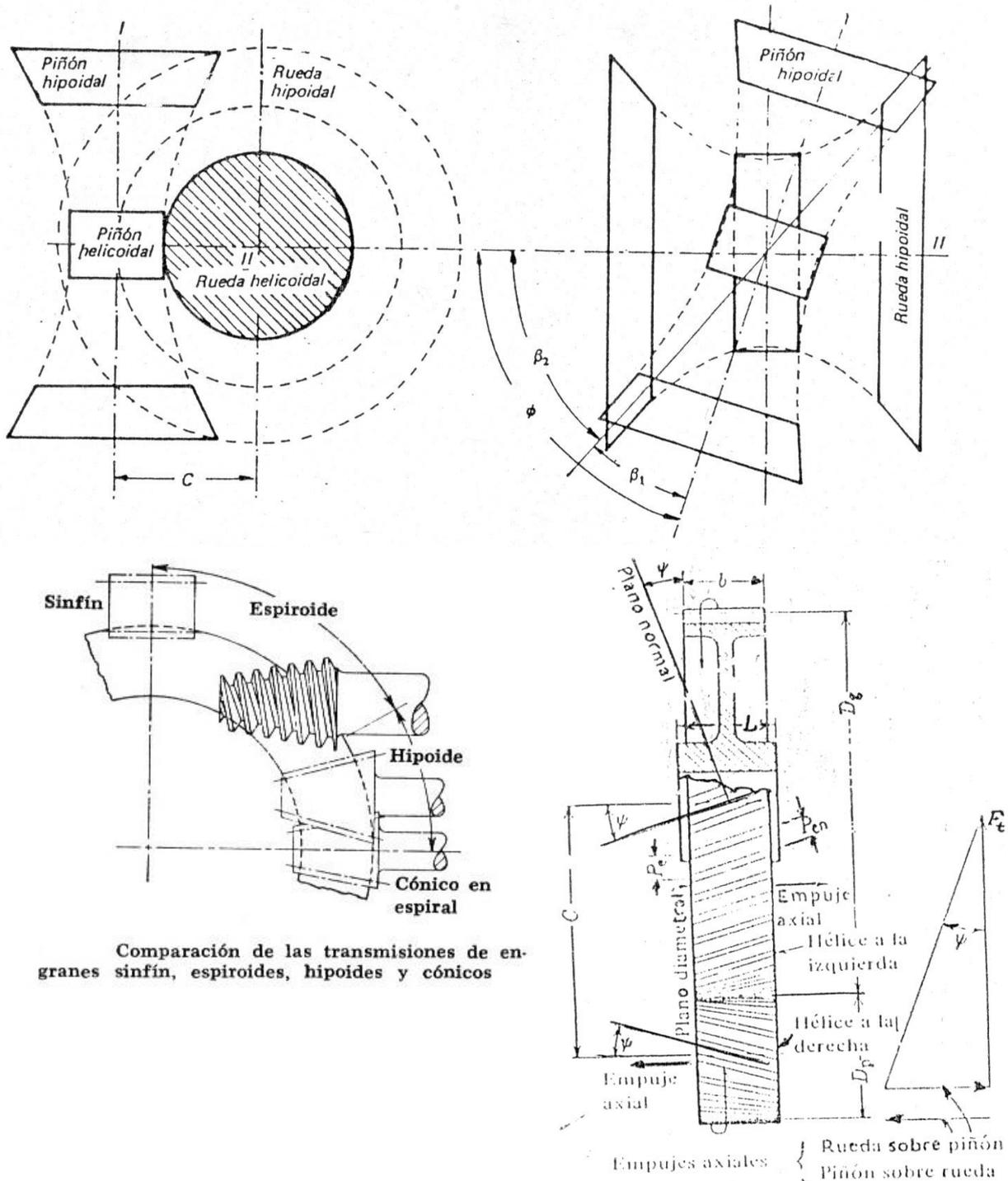


Terminología de engranes cónicos rectos

5.3- Engranajes helicoidales.

En estos engranajes los dientes forman un ángulo distinto de 0° respecto de su eje de giro, esta característica le confiere una mayor capacidad de transmisión de potencia y un funcionamiento más silencioso que los engranajes rectos.

El principal inconveniente radica en la dificultad que presenta para en acople en funcionamiento (sincronización).



Notaciones en engranajes helicoidales. Una hélice a la derecha tiene la inclinación alrededor del cilindro primitivo de la misma manera que la rosca de un tornillo a la derecha, es decir, los dientes en la parte frontal del engranaje están inclinados hacia arriba a la derecha respecto al eje vertical, se aplica la regla de la mano derecha

Hay dos módulos: módulo normal y módulo circunferencial.

$$M_n = \frac{p_n}{\pi} \qquad M_c = \frac{p_c}{\pi}$$

La relación de transmisión es siempre z_1/z_2 .

$$d_{p1} = z_1.M_n = \frac{z_1.M_n}{\cos \phi} \qquad d_{p2} = z_2.M_n = \frac{M_n}{\cos \phi}$$

5.4- Tornillo sin fin y rueda helicoidal.

Este es un caso de transmisión entre ejes que se cortan que permiten manejar grandes relaciones de transmisión (20-30-4-200).

En la mayoría de los casos el mecanismo es irreversible, es decir que el movimiento solo puede efectuarse desde el tornillo hacia la rueda y no en sentido contrario.

El tornillo sirve siempre de eje conductor y la rueda de eje conducido. La relación de transmisión en este caso se calcula como la razón entre el número de dientes de la rueda y el número de entradas del tornillo; es decir:

$$r_t = \frac{z_r}{z_t} = \frac{\text{nº de dientes de la rueda}}{\text{nº de entradas del tornillo.}}$$

El mecanismo tornillo sin fin y rueda helicoidal es muy utilizado en la maquinaria agrícola en transportadores de esparcidores de caja, carros forrajeros, mecanismos de transporte de granos y alimentos balanceados.

5.6- Materiales usados en la construcción de engranajes.

Los materiales más usados en la construcción de engranajes son:

5.6.1- Fundiciones.

Los engranajes de hierro fundido se utilizan solo en transmisiones de baja velocidad y con pocos requerimientos de impacto y lubricación.

5.6.2- Aceros al carbono.

Los más usuales son: SAE 1045 – 1050 o de bajo carbono 1020 – 1030. Son usados en mecanismos con lubricación, cajas de engranajes y cajas desviadoras. Pueden usarse con o sin tratamiento térmico adicional.

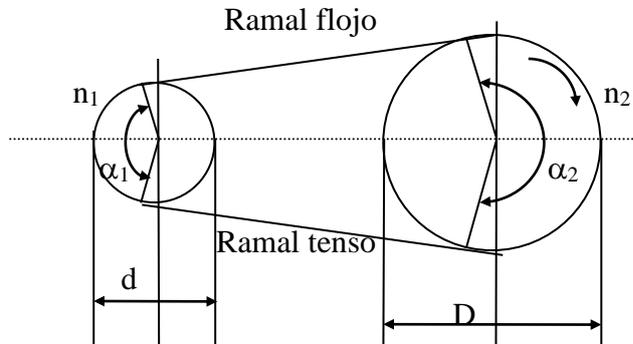
5.6.3- Aceros aleados.

Los aceros aleados se utilizan ampliamente ya que permiten lograr dureza en la capa superficial de los flancos y ductilidad en el núcleo, lo que da una gran capacidad de carga. Los más usuales son: SAE 3115 – 4120 – 4140 – 8620 – 3215 – 3220.

6) Transmisiones por correa.

6.1- Relación de transmisión.

Las transmisiones por polea y correas son las más usuales en las máquinas agrícolas cuando se desea transmitir potencia en medias y altas velocidades. La transmisión está formada básicamente por una banda elástica de goma y tela que abraza las dos poleas.



La relación de transmisión es en este caso

$$v_t = \pi \cdot d \cdot n_m = \pi \cdot D \cdot n_c \Rightarrow n_m / n_c = D / d = r_t$$

6.2- Fuerzas que actúan en una correa.

En la figura inferior se muestran las fuerzas que actúan en una correa. Después de realizar algunas transformaciones matemáticas se obtiene la siguiente ecuación:

$$P = (F_1 - F_c) \frac{(e^{\mu\alpha} - 1)}{e^{\mu\alpha}} \quad N = \frac{Pv}{75}$$

α = menor ángulo de abrace

F_1 = fuerza en el ramal tenso

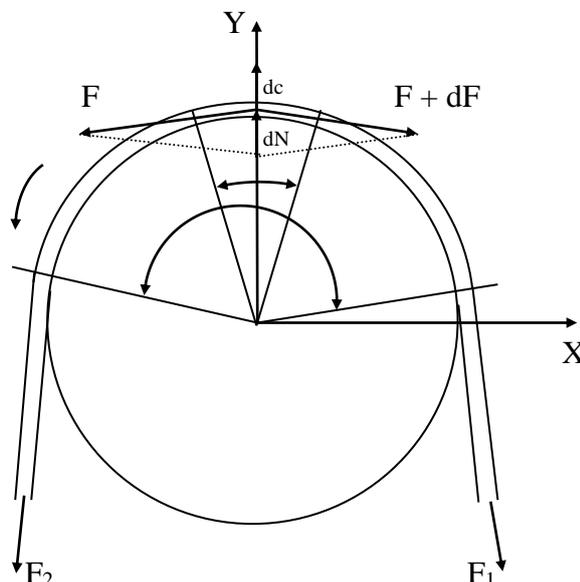
P = fuerza tangencial neta = $F_1 - F_2$

μ = coeficiente de roce entre polea y correa. (aproximadamente 0,3)

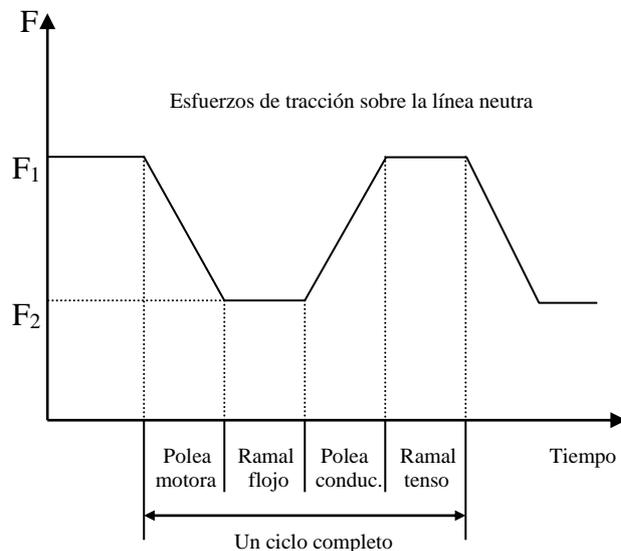
F_c = fuerza centrífuga sobre el elemento de correa. (no influye si se trabaja a velocidad menor de 12 m/s).

F_2 = fuerza en el ramal flojo.

V_t = óptima entre 20 y 30 m/s

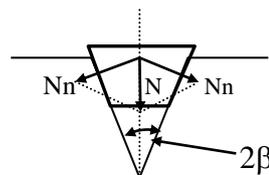
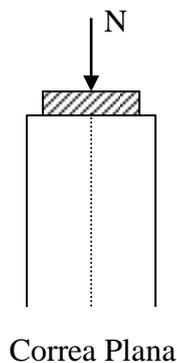


La evaluación de la ecuación anterior nos muestra que la fuerza centrífuga actúa negativamente sobre la capacidad de tracción de la correa y α en forma directamente proporcional; esto nos indica que para lograr una buena transmisión hay que tener grandes ángulos y buen coeficiente de roce entre polea y correa. En la figura siguiente se grafican los esfuerzos de tracción y compresión en la línea neutra y la cara externa.



6.3- Tipos de correa – Correas planas y trapezoidales.

Las correas planas tienen una menor capacidad de carga que las trapezoidales pero pueden ser utilizadas en regímenes de velocidades mayores ya que generan menor fuerza centrífuga. Pueden utilizarse además con facilidad en transmisiones donde cambia el sentido de curvatura de la correa (por ejemplo cuando se utilizan tensores). En el esquema siguiente se muestran cortes de una correa plana y una en V.



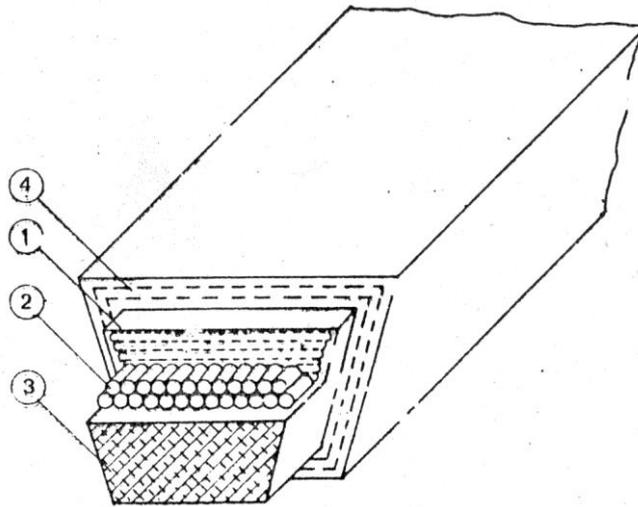
Correa Trapezoidal

$$N = 2 \cdot Nn \cdot \text{sen}\beta$$

$$P = \mu \cdot N / \text{sen}\beta$$

$$\text{ó } \mu' = \mu / \text{sen}\beta \cong 0,5$$

$$38 < \beta < 42$$



- 1- Banda exterior de la tela (tracción de arrollamiento).
- 2- Línea neutra de cordones de nylon (tracción).
- 3- Banda interior de goma elástica (compresión).
- 4- Recubrimiento exterior de goma (protección).

Como $\sin \alpha$ es siempre menor que 1, la fuerza P es mayor en las correas trapezoidales que en las planas.

Las correas trapezoidales son ampliamente usadas en las máquinas agrícolas.

6.4- Recomendaciones para las instalaciones de correas trapezoidales.

- a) Ajustar la tensión de la correa como indique en el catálogo de acuerdo a las dimensiones de la instalación.
- b) Respetar en la instalación el sentido de giro que asegure que el ramal flojo esté arriba.
- c) Asegurar que las longitudes de todas las correas sean iguales y que al reemplazarlas se cambien todas simultáneamente; en caso contrario la sollicitación será despareja y producirá desgaste prematuro.
- d) Asegurar un buen roce entre correa y polea, evitar superficies muy lisas en las poleas.
- e) Verificar la correcta alineación de los ejes.
- f) Verificar que el ángulo de abrace mínimo sea mayor de 120° .

6.5- Método de cálculo.

El cálculo se basa fundamentalmente en determinar la capacidad de carga de cada correa en base a la velocidad de la polea de menor diámetro.

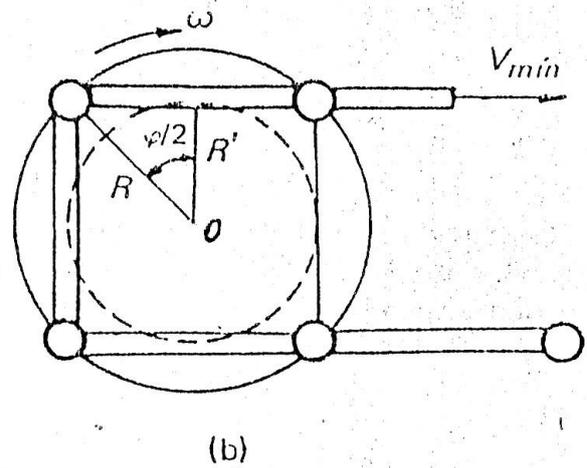
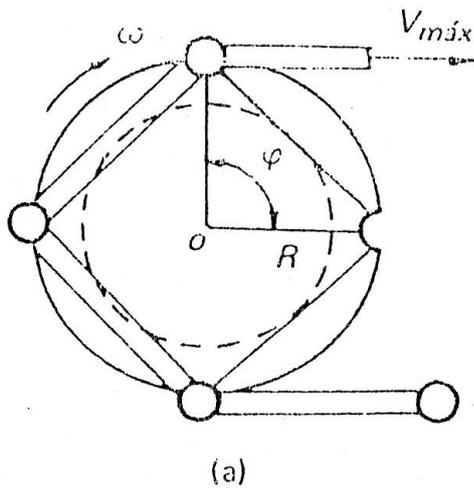
7) Transmisiones por cadenas de rodillos.

Las transmisiones por cadenas están formadas por eslabones unidos en sus extremos, los cuales engranan en ruedas y piñones dentados.

La transmisión por cadena es utilizada donde se manejan velocidades medias y bajas, tiene gran seguridad de marcha y mantienen inalterable la relación de transmisión ya que no puede producirse un resbalamiento entre la cadena y la rueda como sucede entre correa y polea. El dimensionamiento de las cadenas de rodillos se realiza con ábacos, tablas y recomendaciones dadas por el fabricante, tomando como base la velocidad y potencia a transmitir.

7.1- Efecto polígono.

El número de dientes de las ruedas está limitado debido a la variación de la velocidad tangencial originada por el efecto polígono que se explica observando la figura siguiente:



$$V_{\min.} = V_{\max.} \cos 180^\circ/z1$$

$$V_{\max.} = \frac{D_p \cdot \omega}{Z}$$

$$V_{\min.} = R' \cdot \omega$$

Por lo tanto a medida que disminuye el número de dientes de las ruedas es mayor la variación entre las velocidades tangenciales máxima y mínima. Esta mayor diferencia aumenta la magnitud de los saltos de la cadena y del ángulo ϕ , que está obligado a girar un eslabón respecto de otro, aumentando por consiguiente el desgaste, las pérdidas de potencia y el ruido de la transmisión.

7.2- Recomendaciones para la instalación de cadenas de rodillos.

- Perfecta alineación de ruedas y ejes.
- Mantener el ramal flojo siempre abajo para lograr salida suave de la rueda motora.
- Verificar si el paso de las ruedas coincide exactamente con el de las cadenas.
- Asegurar lubricación cuando sea indicada.
- Procurar que el número de dientes del piñón no sea común denominador del número de dientes de la rueda.

8) Rendimiento de las transmisiones.

8.1- Consideraciones generales:

Todas las transmisiones anteriores estudiadas tienen un rendimiento mecánico que depende fundamentalmente de las características propias de cada transmisión.

El rendimiento puede ser expresado como un porcentaje de la potencia en entrada o como un porcentaje de pérdidas respecto de la misma.

Las pérdidas son producidas por diversos factores siendo el más importante el rozamiento entre las partes en contacto. En base a esta última idea tendrán mayor rendimiento aquellas que por principio de funcionamiento tengan menos roce.

De acuerdo a esto último podemos establecer una escala de rendimientos decrecientes de acuerdo al tipo de transmisión como sigue:

- 1) Transmisiones por correa dentadas.
- 2) Transmisiones por correas V.
- 3) Transmisiones por cadenas.
- 4) Transmisiones por engranajes rectos.
- 5) Transmisiones por engranajes helicoidales.

- 6) Transmisiones por engranajes helicoidales especiales, hipoidales, espiroidales, tornillo sin fin y corona.

8.2- Rendimiento de las transmisiones por engranajes.

8.2.1- Rendimiento de un par de engranajes.

El rendimiento de un par cualquiera de engranajes depende de muchos factores, algunos de los cuales enumerados a continuación por orden de importancia:

- 1) Lubricación.
- 2) Ajuste de los flancos.
- 3) Velocidades tangenciales de la circunferencia primitiva.
- 4) Angulo de presión.
- 5) Material de los dientes.
- 6) Alineación de los ejes.

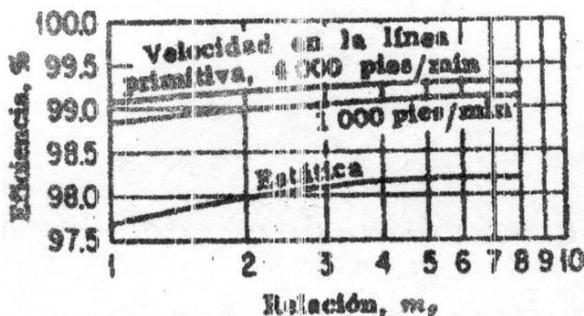
Los dos primeros ítems son de principal importancia, un tallado de los dientes y una correcta lubricación permiten un funcionamiento suave y silencioso y con pequeña pérdida de potencia.

Los rendimientos esperados medios de diferentes tipos de engranajes son:

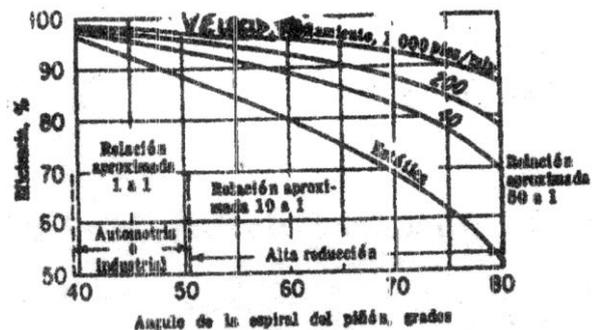
- | | |
|---|-------------|
| 1º) Engranajes cilíndricos helicoidales | 0,98-0,998. |
| 2º) Engranajes cilíndricos de dientes rectos | 0,97-0,995. |
| 3º) Engranajes cónicos de dientes rectos | 0,98-0,985. |
| 4º) Engranajes helicoidales especiales | 0,85-0,95. |
| 5º) Engranajes hipoidales, espiroidales, tornillo sin fin, corona | 0,7 -0,9. |

Como puede verse los valores de rendimiento difieren poco entre sí y varían mucho con las condiciones de servicio.

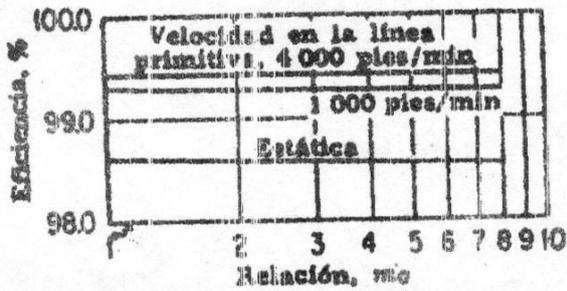
En las curvas que a continuación se muestran, se dan datos típicos para diferentes tipos de engranajes.



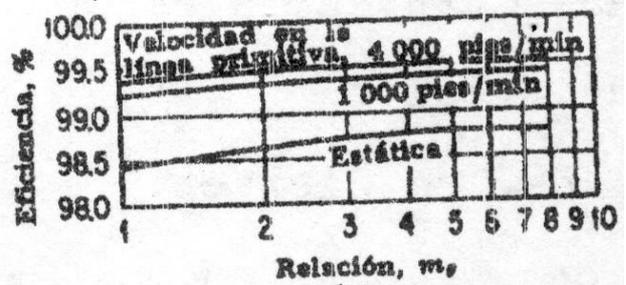
Eficiencias nominales de los engranajes cónicos rectos. Datos de prueba logrados con un aceite lubricante de buena calidad, derivado del petróleo. La dureza de las superficies engranantes es de 33 a 40 Rockwell C



Eficiencia nominal de los engranajes hipoidales. Para los datos establecidos se tomó como base que la suma de los ángulos de espiral del engrane y del piñón es igual a 75° y que el ángulo normal de presión es de $22^\circ 30'$



Eficiencia nominal de engranajes rectos con flancos endurecidos



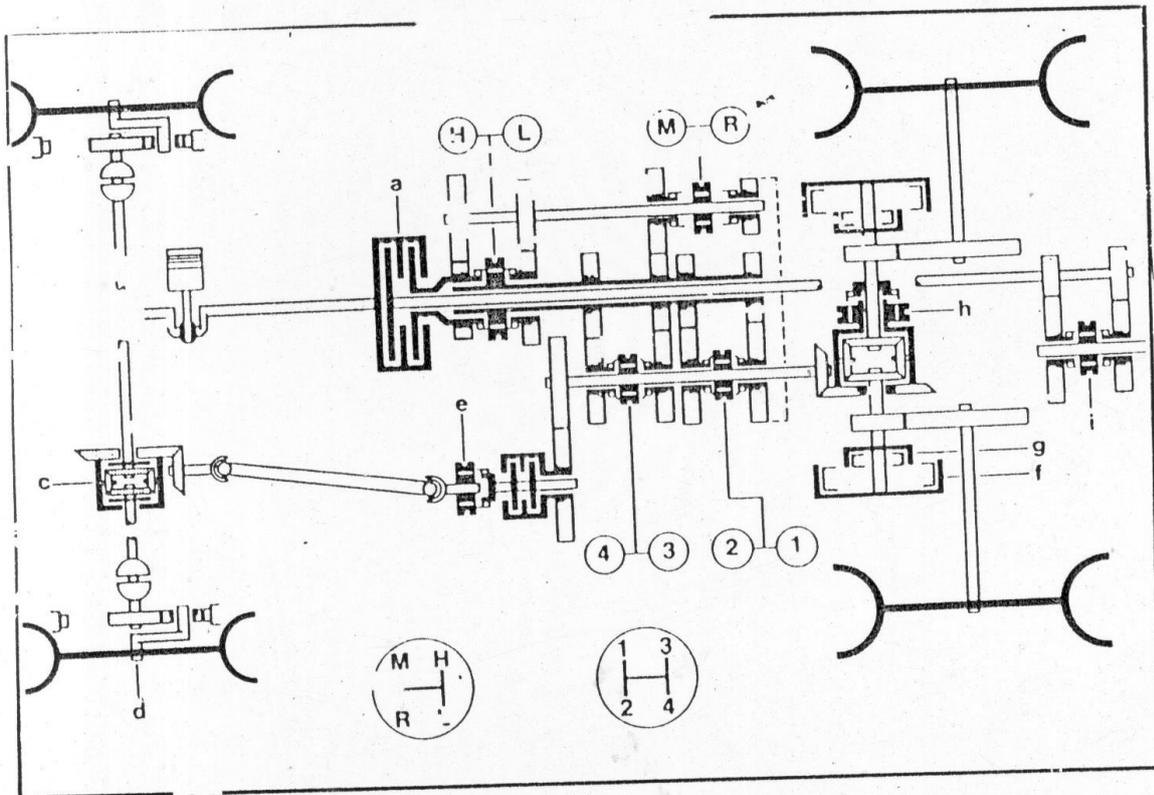
Eficiencia nominal de engranajes cónicos espirales

Ángulo de avance del tornillo sinfín grados	$f=0,015$ ef., %	$f=0,02$ ef., %	$f=0,03$ ef., %	$f=0,04$ ef., %	$f=0,05$ ef., %	$f=0,07$ ef., %	$f=0,10$ ef., %
3	77,5	72,0	65,0	55,0	48,0	42,0	35,0
5	86,0	81,5	75,1	70,0	63,0	55,0	48,0
10	92,0	89,5	84,5	82,0	77,0	72,0	63,0
15	94,5	92,5	89,5	87,0	83,2	78,0	72,0
25	96,2	95,1	92,6	90,5	88,5	84,0	78,0
35	96,8	95,9	93,9	92,1	90,2	86,8	81,5
45	97,1	96,2	94,2	92,4	90,5	87,2	82,0
55	98,8	95,8	93,8	91,8	89,8	86,0	80,5
65	96,0	94,6	92,1	89,3	87,3	82,0	75,0
75	93,9	91,9	88,1	84,0	80,0	72,0	61,0
80	91,0	88,0	82,1	75,3	71,0	59,0	40,0
85	82,5	75,3	63,0	50,3	40,0	20,0	

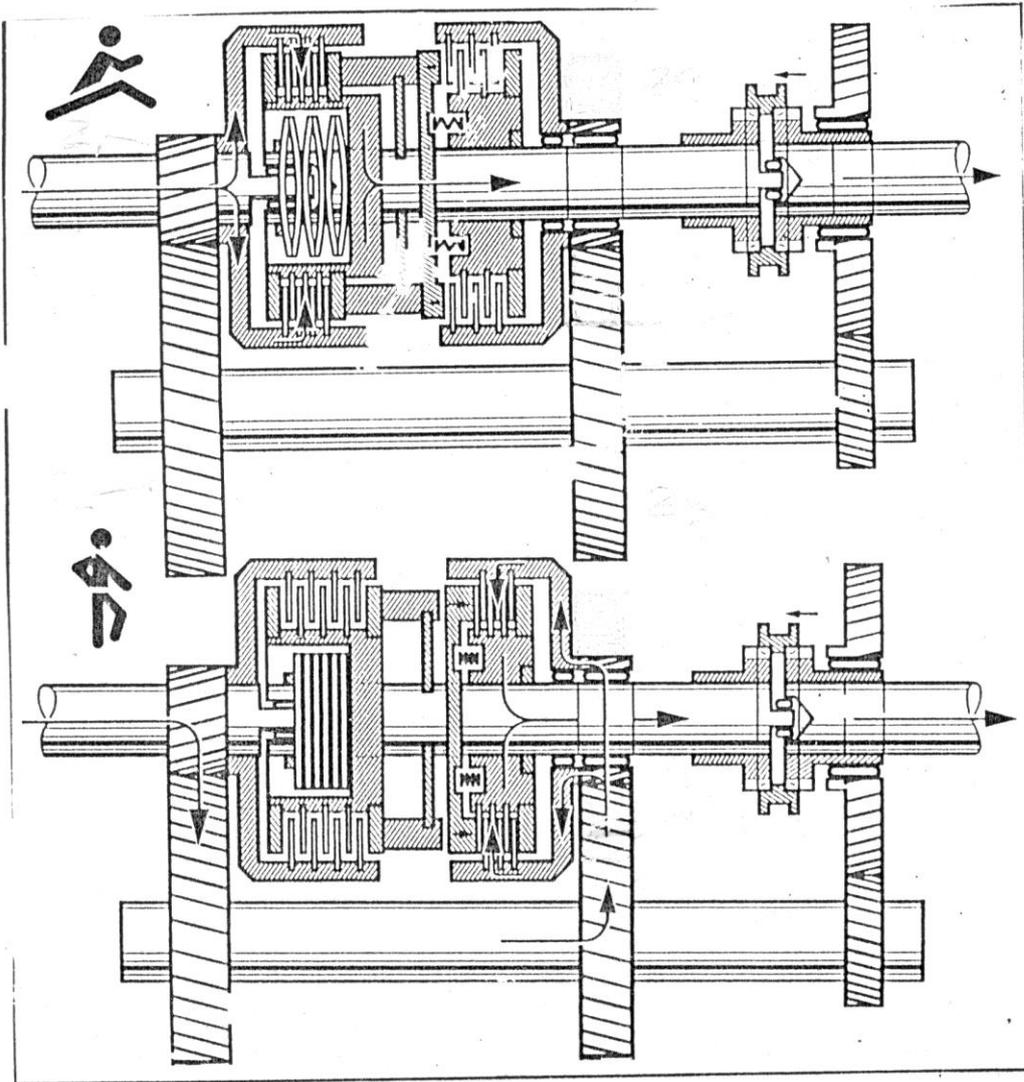
Para calcular con exactitud la eficiencia de los diferentes tipos de engranajes puede consultarse el manual DUDLEY "Manual de engranajes", capítulo 14.

8.2.2- Rendimiento de un tren de engranajes – cajas de engranajes.

A menudo se presentan transmisiones de varios pares de engranajes como se esquematiza en la caja de cambios de un tractor agrícola en la figura siguiente:



Esquema completo de la transmisión de un tractor agrícola (TW-57 de KHD).
a) Embrague doble. b) Reducción final en el eje delantero. c) Diferencial del eje delantero.
f y g) Frenos de servicio y estacionamiento. i) Selector de velocidad de la toma de fuerza.



Esquema del funcionamiento de un cambio en carga con tren de engranajes abierto (Deutz-Powermatic). Arriba: Velocidad directa. Debajo: Velocidad reducida.

En la figura inferior se muestra un sistema de 4 engranajes helicoidales y un acoplamiento de discos. En la figura superior la relación es directa mientras que en la inferior está formada por 4 engranajes de forma que el rendimiento total será en este caso:

$$\eta_t = \eta_1 \cdot \eta_2$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \eta_1$$

$$\frac{N_3}{N_2} = \eta_2$$

$$\frac{N_3}{N_1} = \eta_t$$

$$N_2 = \frac{N_3}{\eta_2} \text{ entonces } \frac{N_3}{\eta_2 \cdot N_1} = 1 \text{ entonces } \frac{N_3}{N_1} = \eta_1 \cdot \eta_2 = \eta_t$$

Si se considera un $\eta_1 = 0,95 = \eta_2$
 $\eta_t = 0,98 \times 0,98 = 0,964$

Como puede verse con 4 engranajes la potencia transmitida disminuye en un 3,6%.

9) Variadores de velocidad.

9.1- Variadores de velocidad a correa y a cadena.

Los variadores de velocidad son elementos muy usuales en las transmisiones de las máquinas agrícolas en especial en aquellas máquinas autopropulsadas como son cosechadoras de forrajes, cosechadoras de grano y otras máquinas principalmente forrajeras.

El variador de velocidad permite modificar en forma continua la velocidad de un árbol conducido dentro de un amplio rango de aproximadamente 100%. Por ejemplo entre 100 y 250 rpm.

Los variadores se encuentran usualmente conectados en el eje de entrada de la caja de engranajes de forma de trabajar en regímenes de altas revoluciones y reducido par motor.

Existen dos tipos básicos de variadores de velocidad:

- a) a cadena.
- b) a correa trapezoidal.

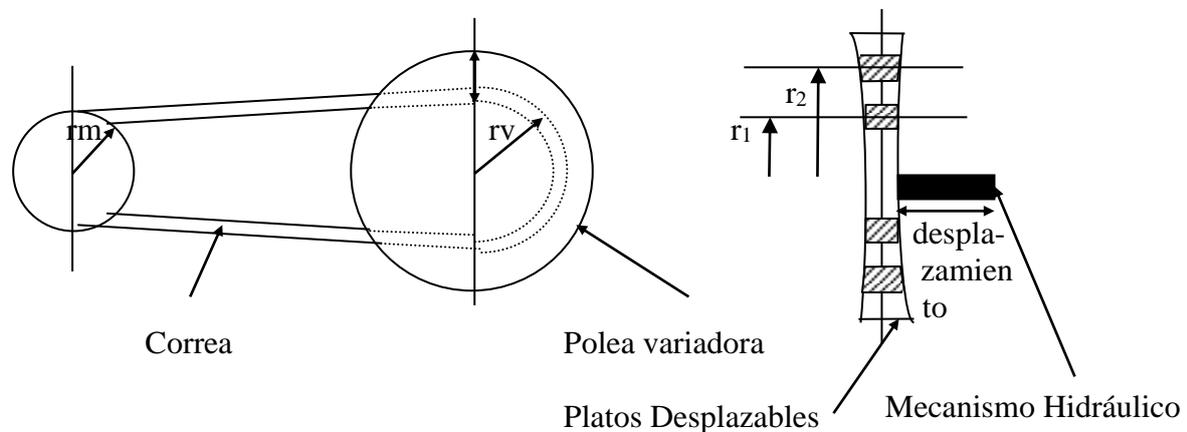
Los variadores a cadena son usados para altos pares motores y requieren lubricación forzada por lo que no se utilizan mayormente en la maquinaria agrícola pero sí en reductores de velocidad que son aplicados con frecuencia en las instalaciones industriales de la agroindustria.

Los variadores de velocidad a correa se componen básicamente de:

- a) polea fija: es una polea generalmente de un canal tipo trapezoidal en V que actúa normalmente en el eje motor.
- b) polea variadora: es esta una polea especial formada por 2 platos de forma convexa que tiene la posibilidad de desplazarse axialmente por intermedio de un mecanismo hidráulico.

La correa se desplaza radialmente entre los dos platos modificando las distancias al centro de giro lo que representa una polea de diámetro variable con la consiguiente variación de la relación de transmisión de revoluciones y el número de revoluciones del eje conducido.

- c) correa especial trapezoidal.
- d) Mecanismo hidráulico de desplazamiento: este mecanismo permite a través de un juego de palancas mover axialmente las poleas y está manejado por un cilindro hidráulico de doble efecto que a través de un juego de palancas produce el movimiento. Todos estos componentes pueden verse en el esquema siguiente:



$$r_t = D_m/D_1 \text{ ó } D_m/D_2$$

9.2- Empleo de los variadores de velocidad

Los variadores de velocidad se usan principalmente para transmitir potencias bajas y pares relativamente bajos, esto es así porque deben estar compuestos por una correa sola trapezoidal la que es capaz de transmitir potencias no mayores de 30CV en regímenes de revoluciones de 1000 a 2500 rpm.

Las correas deben ser especiales para variador de velocidad y las distancias entre centros elevadas para permitir ángulos de abrace grandes.

Un variador de velocidad es una alternativa muy útil, más económica que una transmisión hidrostática y permite modificar la velocidad sin cambiar de marcha.