

CAPÍTULO 5

APLICACIÓN DE ENGRANES CÓNICOS EN EL SISTEMA DE POTENCIA.

5.1 Introducción

En un automóvil con tracción delantera o trasera, el diferencial (llamado también mando final o simplemente eje trasero) es el último eslabón importante entre el motor y las ruedas. Desempeña tres funciones: desviar la potencia a 90 grados, disminuir las revoluciones por minuto que produce el motor al transmitir las, y dividir la potencia entre las dos ruedas, para que una gire más rápidamente y recorra mayor distancia en el lado externo de la curva, mientras que la otra gira más despacio al recorrer menos distancia en el lado interno.

Cuando la transmisión está en directa, la flecha propulsora gira a la misma velocidad que el motor generalmente entre 2500 y 4000 rpm a unos 90 km/h. A esta velocidad, las ruedas traseras sólo giran entre 600 y 950 rpm, según su tamaño. La corona y el piñón reducen la velocidad y desvían la potencia a 90 grados.

El piñón de varias revoluciones para cada una de la corona para reducir la velocidad que produce el motor, al transmitirla a las ruedas, con una relación entre 2:1 y 4:1 según el tamaño, peso y uso de vehículo. Los engranes de reducción de alta (pero de relación numérica baja, tal como 2:1) ahorran gasolina; los engranes de reducción baja (relación 4:1) aumentan la aceleración y la fuerza de tracción.

Al tomar una curva: la flecha lateral interna gira más despacio que la corona; la externa, impulsada por los satélites, gira, en proporción, más rápidamente.

La relación para lograr un promedio entre potencia y bajo consumo de gasolina se establece en un número impar, por ejemplo, 4.11:1 en vez de 4:1. Esto significa que un diente dado del piñón se acopla con uno de la corona menos veces que si la relación fuera de 4:1. Por ello, es más difícil que una imperfección en dos dientes correlativos produzca una falla, que si los dos puntos dañados se tocan cada cuatro revoluciones. A continuación nos enfocaremos solo a una transmisión de tracción trasera.

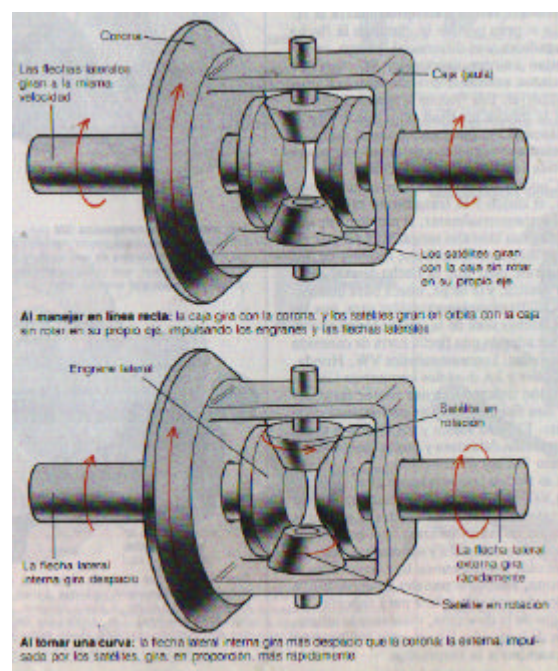


Figura 5.1 Ilustración del sistema de potencia

5.2 funcionamiento.

El trabajo del diferencial – (cuatro engranes montados en una caja a la cual hace girar la corona) – consiste, al tomar una curva, en dividir la potencia entre la rueda eterna y la rueda interna. Un engrane lateral se acopla con el extremo estriado de cada flecha lateral. Dos engranes satélites están acoplados con los engranes laterales y sujetos en la caja. Cuando avanza el automóvil, la corona hace girar la caja, que a su vez hace girar los satélites, los engranes y las flechas laterales. Al tomar una curva, los satélites giran en

torno a los engranes laterales para que la rueda interna gire más despacio y la rueda externa más rápidamente. La corona y la caja giran a la velocidad promedio de las dos ruedas.

La corona que impulsa los engranes del diferencial gira a menos velocidad que el piñón, El engrane lateral del diferencial esta conectado con la flecha lateral la flecha lateral transmite la potencia del motor a la rueda. Los engranes laterales permiten que las flechas laterales giren a diferente velocidad

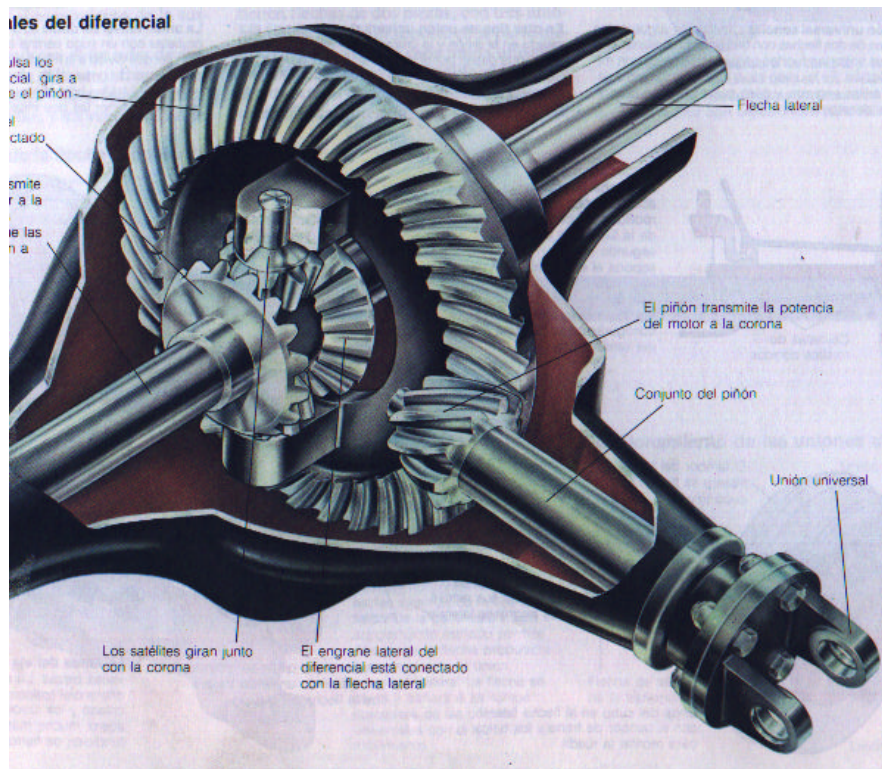


Figura 5.2 Vista interna de un sistema diferencial

Los engranes cónicos que se utilizarán en este sistema diferencial tienen perfil cónico y cuando se acoplan, desvían 90° a la transmisión de la potencia. Los engranes hipoidales con dientes curvos permiten que el piñón se acople debajo del centro de la corona para

que la flecha propulsora se monte más baja y la joroba en el piso del automóvil se reduzca. Si el piñón y la corona tuvieran dientes rectos. El piñón se acoplaría en el centro de la corona.

Cuando se avanza en línea recta las dos ruedas motrices recorren la misma distancia a la misma velocidad. Al dar una vuelta (abajo), la rueda externa. Los engranes del diferencial permiten que cada flecha lateral y cada rueda giren a velocidad diferente, mientras que la corona gira a la velocidad promedio entre ellas.

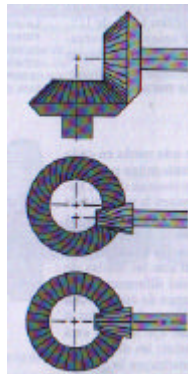


Figura 5.3 tipos de engranajes cónicos, centrados y no centrados

5.3 Explicación gráfica.

Cuando las flechas laterales giran a la misma velocidad. Los satélites giran en los engranes laterales pero sin rotar en su propio eje. Si se detiene una flecha lateral, la otra sigue girando porque los satélites giran en el engrane lateral detenido y rotan en su propio eje. Los engranes laterales y los satélites están montados en una caja. A la cual hace girar la corona. Las flechas laterales pasan por la caja y se acoplan en los engranes laterales.

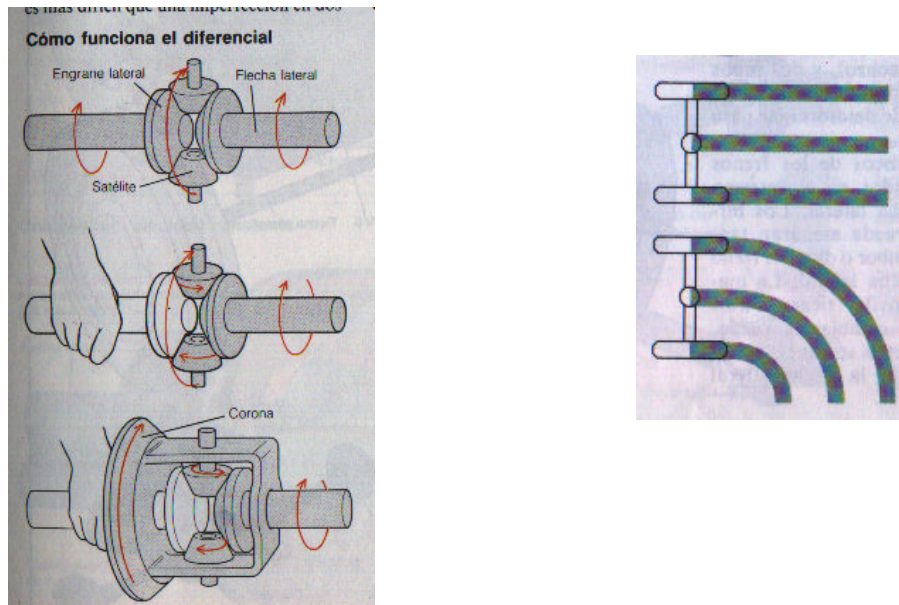


Figura 5.4 Causa, efecto (cómo funciona el diferencial)

5.4 Diferencial de paso limitado

El diferencial común permite que las ruedas giren a velocidad diferentes y divide la torsión por partes iguales. Si una rueda está en pavimento seco y la otra sobre hielo, arena o lodo esta última girará al doble de la velocidad de la corona y la rueda con tracción no se moverá. Cada rueda recibe una cantidad de torsión apenas suficiente para que gire la rueda sin tracción, por lo que el automóvil no se mueve.

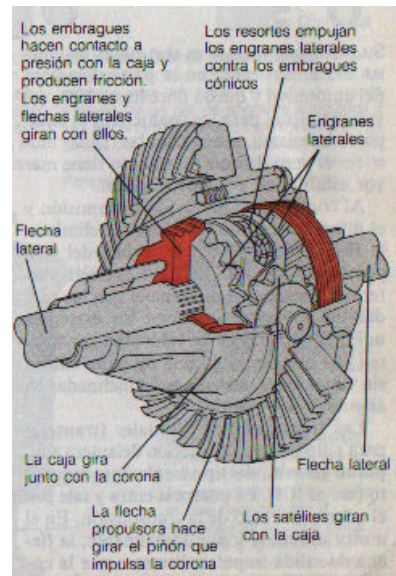


Figura 5.5 Vista interna de un sistema diferencial de paso limitado

El diferencial de paso limitado tiene embragues que limitan el movimiento de los engranes laterales. Los resortes que están entre los engranes laterales empujan estos engranes contra los embragues y , a su vez, los embragues contra la caja. La fricción de los embragues hace la caja y los engranes laterales giren a la misma velocidad. Pero los resortes no tienen la presión suficiente para evitar la acción normal del diferencial en una curva. Cuando una rueda esta en un lugar resbaloso, los embragues limitarán la acción del diferencial y un poco más de torsión pasara a la rueda que tiene tracción, para que el automóvil se pueda mover a terreno firme.

5.5 El eje trasero.

El eje es una flecha con una rueda en cada extremo. Los ejes que transmiten potencia se llaman ejes motrices y constan de dos flechas laterales que transmiten la potencia de los engranes laterales del diferencial a las ruedas. Estas flechas de acero de

aleación especial y tienen estrías en el extremo interno, que se acoplan con las estrías de los engranes laterales del diferencial. El extremo externo de cada flecha tiene un soporte de cojinete de rodillos o de balero. La funda del eje trasero está formada por cuatro piezas: las dos piezas de hierro colado que constituyen la cubierta del diferencial (calabazo) y dos tubos de acero colocados a presión. La cubierta del diferencial, se puede destornillar para alcanzar los engranes.

Los tambores o discos de los frenos traseros están montados en el extremo externo de cada flecha lateral. Los birlos para montar la rueda aseguran tanto la rueda como el tambor o disco de freno en la brida de la flecha lateral: Los birlos para montar la rueda aseguran tanto la rueda como el tambor o disco de freno en la brida de la flecha lateral, La mayoría de los automóviles tienen birlos porque es más fácil cambiar la rueda. En muchos automóviles, si se rompe un birlo hay que desmontar la flecha lateral para cambiarlo.

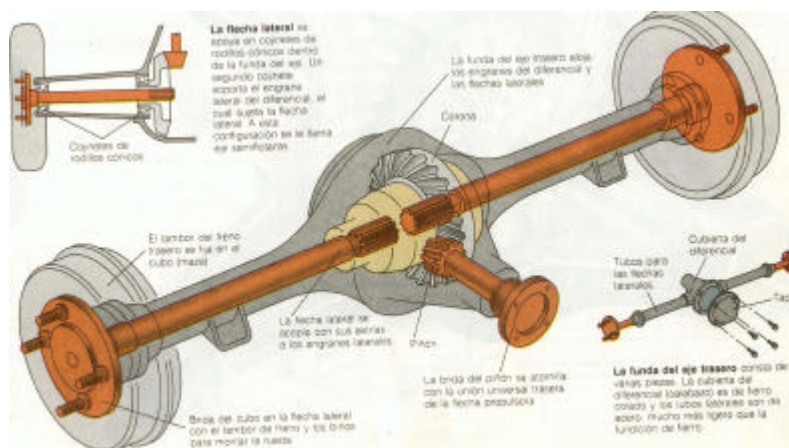


Figura 5.6 Ensamble del sistema diferencial

La flecha lateral se apoya en cojinetes de rodillos cónicos dentro de la funda del eje. Un segundo cojinete soporta el engrane lateral del diferencial, el cual sujeta la flecha lateral. A esta configuración de la llama eje semiflotante.

La funda del eje trasero aloja los engranes del diferencial y las flechas laterales. El tambor del freno trasero se fija en el cubo (masa). La flecha lateral se acopla con sus estrías en los engranes laterales, brida del cubo en la flecha lateral con el tambor de freno y los birlos para montar la rueda. La brida del piñón se atornilla con la unión universal trasera de la flecha propulsora.

Para este sistema diferencial con engranes hechos del Nylamid XL extra lubricado será innecesaria de la cubierta del diferencial del eje trasero, la cual consta de varias piezas. La cubierta del diferencial (calabazo) es de hierro colado y los tubos laterales son de acero, mucho más ligero que la fundición de hierro. Por el diseño del nuevo diferencial esta perderá toda la funda que representaría una cantidad enorme de peso, con el nuevo material se reducirían los costos de maquinado y de peso, además de que la lubricación sería reducida, sin llegar al extremo de bañar por completo al juego de 4 engranes cónicos ya que el material usado el Nylamid XL (color verde) ya viene con moléculas de lubricante en su estructura molecular.

En la parte de apéndice se colocarán los planos necesarios para la manufactura de la caja diferencial de potencia tomando en cuenta la utilización de los engranes de Nylamid XL el cual es el propósito de esta tesis complementando así este capítulo para continuar con el siguiente capítulo que tiene por objetivo la medición y pruebas aplicadas al sistema de potencia.

5.6 prototipo

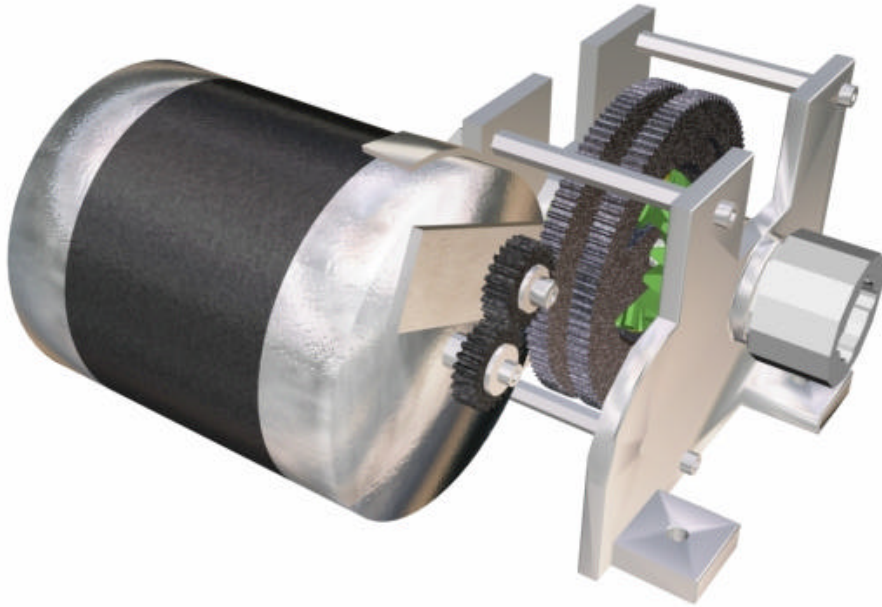


Figura 5.7 modelado de l prototipo vista frontal

En esta vista podemos observar el prototipo terminado, según las especificaciones de los materiales y los métodos de manufacturan que se seguirán para la terminación del proyecto de la caja diferencial de transmisión de potencia.

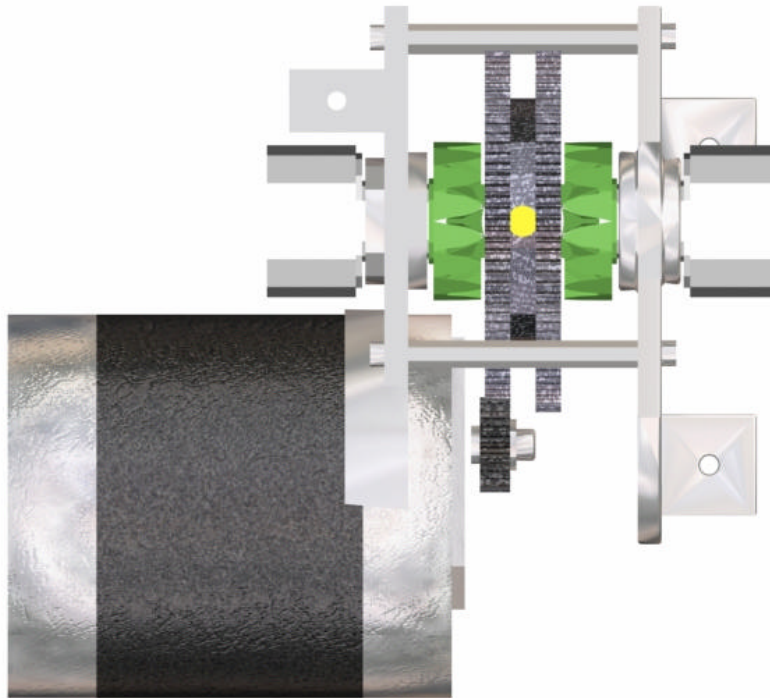


Figura 5.8 modelado de l prototipo vista superior

Este es la parte superior de la caja en donde podemos apreciar el alineamiento del piñón del motor , el engrane secundario y la corona , también podemos apreciar los engranes cónicos mayores ya del color del material de Nylamid XL, verde.

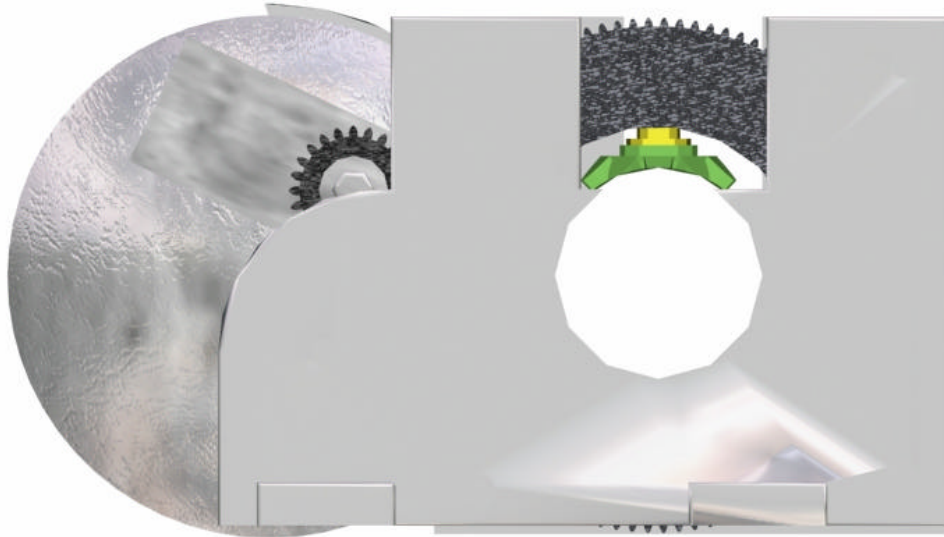


Figura 5.9 modelado del prototipo vista lateral.

Esta es la vista lateral izquierda que es en la que podemos apreciar mejor la forma ensamble de la caja y el alineamiento del motor con las paredes del sistema diferencial de potencia.

5.7 Diferencias de usar engranes helicoidales

Una caja de velocidades, tiene la función de recibir las revoluciones del motor, y transmitir las hacia las ruedas impulsoras, (en este caso las ruedas de atrás).

Cuando un vehiculo inicia su salida, necesita fuerza. Veamos las siguientes graficas:

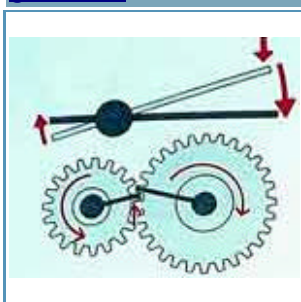
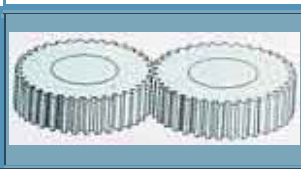

	<p>El efecto de una palanca, permite que una fuerza pequeña, cuando se mueve sobre una distancia grande, levante un mayor peso, en una distancia menor.</p> <p>Los engranes realizan la función de una serie de palancas. Lo que quiere decir que un engrane pequeño, hace girar aunque mas lentamente, a un engrane mas grande, o sea que la torsión se multiplica, pero reduce la velocidad original</p>
	<p>Aquí podemos, ver dos engranes de dientes rectos, este tipo de engranes cortados paralelamente a su eje de rotación, son ruidosos, y se necesita menos potencia para hacerlos girar en comparación a los engranes helicoidales</p>
	<p>Los engranes helicoidales, tienen dientes curvos cortados en Angulo con respecto a su eje de rotación, su curva se asemeja a la rosca de un tornillo, la superficie de contacto, entre los dientes es mayor que en los engranes de dientes rectos. Con este tipo de engranes, la potencia se transmite mas suave y silenciosa.</p>

Figura 5.10 comparación de engranajes rectos y helicoidales.

5.8 Engranajes helicoidales.

En la figura anterior se ve un engranaje helicoidal.

Ángulo de la hélice

F = Fuerza transmitida (fuerza que produce el momento)

F_e = empuje axial = $F \tan \alpha$?

P_c = paso circular circunferencial

P_{nc} = paso circular normal

B = longitud del diente

P_d = paso diametral, medido en el plano de rotación

P_{nd} = paso diametral normal, medido en el plano normal al diente

Diseño basado en la resistencia.

Suponiendo que la carga se distribuye lo mismo que en los engranajes cilíndricos de dientes rectos y mirando el diente en sentido normal a la hélice, la carga F que se utiliza en la ecuación de Lewis es:

Donde $k = b/P_c$ (limitado a un valor de más o menos 6)

El esfuerzo permisible s puede tomarse aproximadamente igual al límite de fatiga del material en carga, corregido por el efecto de la concentración de esfuerzos y multiplicado por un factor de velocidad:

Carga Límite de Fatiga F_0

Se basa en la ecuación de Lewis, sin que haya factor de velocidad

Carga Dinámica F_d

Es la suma de la carga transmitida y el incremento de carga debido a los efectos dinámicos

Carga límite de desgaste F_w

Para engranajes helicoidales puede determinarse por medio de la ecuación de Buckingham basada en el desgaste

5.9 Aplicación de engranajes helicoidales en Cajas De Reductores

El problema básico en la industria es reducir la alta velocidad de los motores a una velocidad utilizable por las máquinas. Además de reducir se deben contemplar las posiciones de los ejes de entrada y salida y la potencia mecánica a transmitir.

Para potencias bajas se utilizan moto-reductores que son equipos formados por un motor eléctrico y un conjunto reductor integrado. Las herramientas manuales en general (taladros, lijadoras, cepillos, esmeriles, etc.) poseen un moto-reductor.

Para potencias mayores se utilizan equipos reductores separados del motor. Los reductores consisten en pares de engranajes con gran diferencia de diámetros, de esta forma el engrane de menor diámetro debe dar muchas vueltas para que el de diámetro mayor de una vuelta, de esta forma se reduce la velocidad de giro. Para obtener grandes reducciones se repite este proceso colocando varios pares de engranes conectados uno a continuación del otro. Las figuras muestran dos cajas de reductores con engranes cilíndricos y cónicos. Una de ellas tiene dos pares de engranajes cilíndricos de diente helicoidal y la otra posee además un par de engranajes cónicos de diente helicoidal.

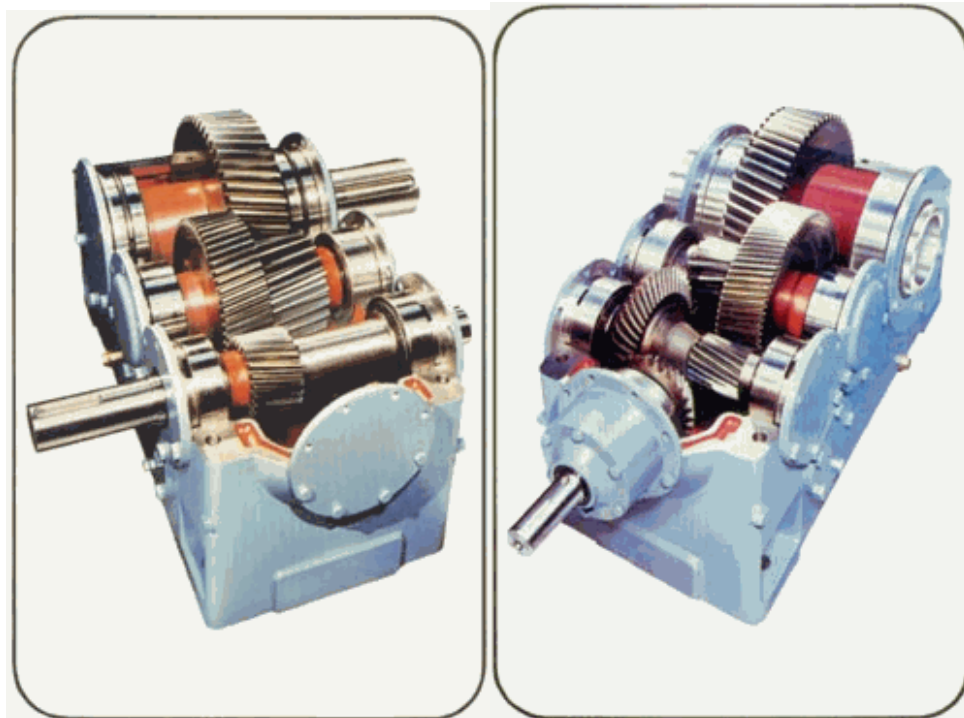


Figura 5.11 Aplicación de engranajes helicoidales en Cajas de Reductores.

En estas cajas es importante notar que se abren en dos mitades y la línea de unión está en el plano que forman los ejes. Este diseño se basa en la conveniencia de abrir la caja al nivel de los ejes para extraerlos con facilidad y permitir el cambio de rodamientos, sellos de aceite, revisar el desgaste de los dientes y otras mantenciones preventivas.

La figura siguiente muestra una caja con engranes tipo tornillo sin fin y rueda helicoidal, como ya se dijo, este mecanismo es muy conveniente como reductor de velocidad en un solo paso. El tornillo o gusano se ubica en la parte inferior de la caja para asegurar una lubricación abundante.

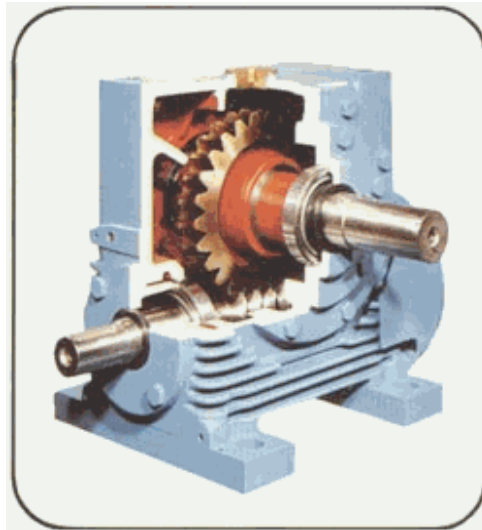


Figura 5.12 Aplicación de engranajes helicoidales tipo sin fin.

5.10 Cálculos para la nueva intervención de engranes helicoidales en el sistema de potencia:

PIÑÓN Y ENGRANE SECUNDARIO.

$$\text{Paso} = 3.1417/P_d$$

$$P_d = 18 \quad \phi = 30^\circ \quad F = 1.2 \text{ " } \quad \phi_n = 20^\circ$$

$$\text{Paso circular: } P = \pi/P_d = 3.1416/18 = .172''$$

$$\text{Paso circular normal} = P_n = P \cos \phi = .149''$$

$$\text{Paso diametral normal: } P_{nd} = P_d / \cos \phi = 18 / \cos 30^\circ = 20.78$$

$$\text{Paso axial: } P_x = P / \tan \phi = 0.172'' / \tan 30 = .297''$$

$$\text{Diámetro de paso: } D = N/P_d = 24/18 = 1.333''$$

Angulo de presión normal : $\phi_n = \tan^{-1} (\tan \phi + \cos \psi)$

$$\phi_n = \tan^{-1} (\tan 14 \frac{1}{2} + \cos 30^\circ) = 12.62^\circ$$

No de pasos axiales en el espesor o ancho de la cara: $F/P_x = 1.20/.297'' = 4.04$ pasos

Como es mayor de 2.0 habrá acción helicoidal.

Al momento de mencionar al motor eléctrico de 2 HP con una velocidad de rotación de 909 RPM obtenemos los siguientes datos.

Paso diametral: $P_d = P_n \cos \psi = 20.78$

Paso circular= $P = \frac{P_d}{18} = .174''$

Paso circular normal = $P_n = p \cos \psi = .174'' \cos 30^\circ = .151''$

Paso axial= $P_x = \frac{P_d \tan \psi}{3.1416} = \frac{20.78 \tan 30^\circ}{3.1416} = .261''$

No de pasos axiales en el espesor o en el ancho de la cara

$$F/P_x = 1.20/.261 = 4.59$$

Como es mayor de 2.0 habrá acción helicoidal

Ángulo de presión transverso

$$\phi_t = \tan^{-1} (\tan \phi_n / \cos \psi) = \phi_t = \tan^{-1} (\tan 20 / \cos 30) = 67.20^\circ$$

Diámetro de paso = $D_n = \frac{N}{P_d} = \frac{24}{20.78} = 1.15''$

$$\text{Velocidad de paso} = V_t = \pi D n / 12 = \pi (1.15)(909 \text{RPM}) / 12 = 274.85 \text{ pies/min}$$

$$\text{Carga transmitida} = W_t = 33000(P) / V_t = 33000(2 \text{HP}) / 274.85 = 240.12$$

$$\text{Carga axial} = W_x = W_t \tan \psi = 240.12 \tan 30^\circ = 138.63 \text{ lb}$$

$$\text{Carga radial} = W_r = W_t \tan \phi = 240.12 (\tan 67.20) = 571.22 \text{ lb}$$

$$\text{Carga normal verdadera} = W_N = W_t / \cos \phi \cos \psi = 240.12 / \cos 20 \cos 30 = 295.06 \text{ lb}$$

Los engranes helicoidales. En los cuales los dientes están cortados en ángulo con respecto al eje de rotación, son un adelanto reciente con respecto a los engranes de dientes rectos y tienen la ventaja de que la acción es más suave y suele ser más silenciosa. Además la carga transmitida puede ser un poco mayor o de los engranes más duraderos con la misma carga que en un par equivalente de engranes de dientes rectos. Los engranes helicoidales producen un empuje extremo a lo largo del eje de los árboles, además de las cargas de separación y tangenciales (impulsión) que producen los engranes de dientes rectos. Cuando se emplean componentes adecuados para controlar este empuje, como collares de empuje o rodamientos de bolas o de rodillos cónicos, no hay mucha desventaja.

5.11 CÁLCULOS PARA LA CORONA.

$$\text{Paso circular: } P = \pi / P_d = 3.1416 / 18 = .172''$$

$$\text{Paso circular normal} = P_n = P \cos \psi = .149''$$

$$\text{Paso diametral normal: } P_{nd} = P_d / \cos \psi = 18 / \cos 30^\circ = 20.78$$

$$\text{Paso axial: } P_x = P / \tan \phi = 0.172'' / \tan 30 = .297''$$

$$\text{Diámetro de paso: } D = N/P_d = 02/18 = 5.66''$$

$$\text{Angulo de presión normal : } \phi_n = \tan^{-1} (\tan \phi + \cos \phi)$$

$$\phi_n = \tan^{-1} (\tan 14 \frac{1}{2} + \cos 30^\circ) = 12.62^\circ$$

$$\text{No de pasos axiales en el espesor o ancho de la cara: } F/P_x = 1.20/.297'' = 4.04 \text{ pasos}$$

Como es mayor de 2.0 habrá acción helicoidal.

Al momento de mencionar al motor eléctrico de 2 HP con una velocidad de rotación de 909 RPM obtenemos los siguientes datos.

$$\text{Paso diametral: } P_d = P_n \cos \phi = 20.78''$$

$$\text{Paso circular= } P = P_n / P_d = P_n / 18 = .174''$$

$$\text{Paso circular normal = } P_n = p \cos \psi = .174'' \cos 30^\circ = .151''$$

$$\text{Paso axial= } P_x = P_n (P_d \tan \psi) = 3.1416/20,78'' \tan 30) = .261''$$

No de pasos axiales en el espesor o en el ancho de la cara

$$F/P_x = 1.20/.261 = 4.59$$

Como es mayor de 2.0 habrá acción helicoidal

Ángulo de presión transverso

$$\phi_t = \tan^{-1} (\tan \phi_n / \cos \psi) = \phi_t = \tan^{-1} (\tan 20 / \cos 30) = 67.20^\circ$$

$$\text{Diámetro de paso} = D_n N/P_d = 102/20.78 = 4.90''$$

$$\text{Velocidad de paso} = V_t = \pi D_n/12 = \pi(4.90)(909\text{RPM})/12 = 1166.08 \text{ pies/ min}$$

$$\text{Carga transmitida} = W_t = 33000(P)/V_t = 33000(2\text{HP})/1166.08 = 56.6 \text{ lb}$$

$$\text{Carga axial} = W_x = W_t \tan \psi = 56.6 \tan 30^\circ = 32.67 \text{ lb}$$

$$\text{Carga radial} = W_r = W_t \tan \phi_t = 56.6 (\tan 67.20) = 134.64 \text{ lb}$$

$$\text{Carga normal verdadera} = W_N = W_t / \cos \phi_n / \cos \psi = 56.6 / \cos 20 \cos 30 = 69.55 \text{ lb.}$$

Conceptualmente, pueden pensarse que los engranes helicoidales son engranes de dientes rectos escalonados y que en ellos el tamaño del escalón se vuelve infinitamente pequeño. Los engranes helicoidales externos con ejes paralelos sólo pueden acoplarse si tienen el mismo ángulo de hélices pero en sentido diferente. Sin embargo, un juego de dientes externos e internos tendrá igual ángulo de hélice y en el mismo sentido.

Se suelen emplear perfiles de envolventes para los engranes helicoidales y son válidos para éstos los mismos comentarios que se hicieron antes respecto a los engranes de dientes rectos.

Aunque el uso de los engranes helicoidales es más frecuente en una disposición con ejes paralelos, también pueden montarse con ejes que no son paralelos ni coplanares. Sin embargo, en esas condiciones de montaje tendrán capacidad limitada de carga.

Aunque los engranes helicoidales utilizados en ejes cruzados son de geometría y fabricación idéntica a los que se emplean con ejes paralelos, sus características y funcionamiento son muy diferentes. Por esta razón se describen por separado a final de este capítulo. Por lo tanto, todas las descripciones siguientes sólo corresponden engranes a engranes helicoidales que trabajan en ejes paralelos.

5.12 Tipos de engranes helicoidales.

Los engranes helicoidales pueden ser de varias formas, como se ilustra, en la siguiente figura,

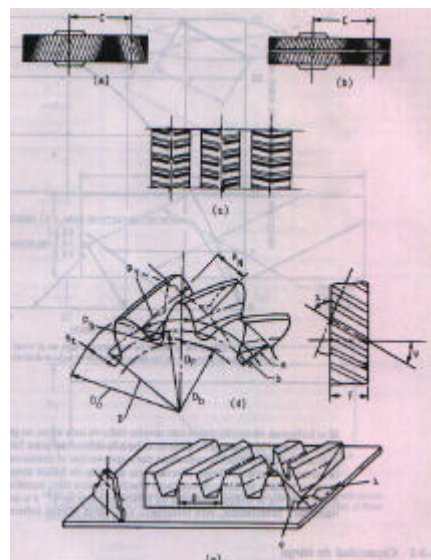


Figura 5.13 Terminología de engranajes helicoidales.

Terminología de los engranes helicoidales. a) Hélice sencilla, b) Hélice doble. c) Tipos de engranes de doble hélice: izquierda, convencional; centro, escalonado; derecha; continuo o de espina de pescado. d) Geometría. e) Cremallera helicoidal.

1.- sencillos

2.-dobles convencionales

3.- Dobles escalonados

4.- Continuos

Los engranes de hélice sencilla se fabrica con facilidad en equipo convencional par corte y rectificado. Si el espacio entre las dos hileras de una engrane de doble hélice tiene suficiente anchura, también pueden cortarse y rectificarse, si es necesario, con equipo condicional. Sin embargo, los engranes continuos o de espina de pescado solo pueden cortarse pon una máquina configuradora especial, (Sykes) y, por lo general, no es posible rectificarlos totalmente.

En la configuración con ejes cruzados, sólo es posible emplear engranes de hélice sencilla.

5.13 Ventajas de uso.

Hay tres razones principales por las cuales se emplean engranes helicoidales en vez de los dientes rectos en aplicaciones típicas. Dichas razones se relacionen con el nivel de ruido, la capacidad de carga la fabricación.

Disminución de Ruido

Los engranes helicoidales producen menos ruido que los de dientes rectos de calidad equivalente, debido a que la razón total de contacto aumenta, sin embargo estos resultados se miden con un equipo específico para prueba en el acoplamiento: por ello, aunque la tendencia sea exacto los resultados absolutos no lo son.

La figura siguiente revela también otro aspecto interesante. Con altos valores de ángulo de hélice, el mejoramiento en el ruido tiende a un pico, es decir, la curva se aplatana. Si se hubieran obtenido datos con niveles todavía más altos, es probable que la curva hubiese caído bruscamente. Esto se debe a la dificultad para fabricar y montar esos engranes con la precisión suficiente para aprovechar al máximo el mejoramiento en la razón de contacto. Estos efebos, con ángulos de hélice muy altos, tienden realmente a reducir la razón de contacto efectivo y, con ello, aumentar el ruido. Debido a que rara vez se utilizan ángulos de hélice mayor de 45° ya que suelen ser imprácticos para fabricación, este fenómeno solo tiene interés informativo.

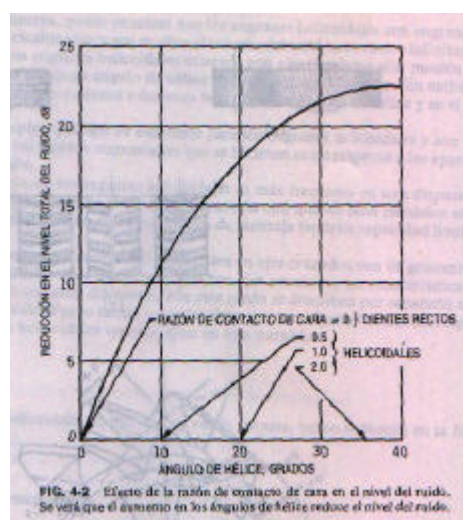


Figura 5.14 Gráfica de la razón de contacto de las caras del diente.

5.14 Capacidad de carga.

Como resultado del aumento del área de contacto total del diente disponible, la capacidad de carga de los engranes helicoidales suele ser mayor que la de los dientes rectos equivalente. La razón de este aumento salta a la vista cuando se considera la comparación de la línea de contacto como se muestra en la figura siguiente, La condición más crítica de carga en los engríes de dientes rectos ocurre cuando un solo diento soporta toda la carga en su punto más alto de contacto. En este caso, la longitud total de la línea de contacto es igual la anchura de la cara. En un engrane helicoidal , debido a que en el diente las líneas de contacto están inclinadas con respecto a la anchura de la cara, la longitud total de la línea de contacto aumenta, con lo cual dicha línea es mayor que la anchura de la cara. Este hecho reduce la carga unitaria y aumenta la capacidad de carga.

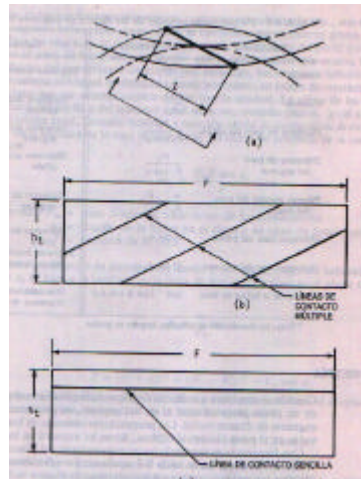


Figura 5.15 Comparación de las líneas de contacto.

Comparación de las líneas de contacto de engranes de dientes rectos y helicoidales. a) sección transversal
 .b) líneas de contacto helicoidales; c) línea de contacto de dientes rectos.

5.15 Fabricación

Cuando se diseña un sistema de engranes, a menudo es necesario utilizar una razón específica con una distancia específica entre centros. Con frecuencia, el resultado es un paso diametral que no es el estándar. Empleando engranes helicoidales puede utilizarse un limitado número de cortadores estándar para cortar, con solo variar al ángulo de la hélice, una gran variedad de engranes con paso transversal. Esta característica permite emplear casi cualquier combinación de distancia entre centros y números de dientes.

TABLA 4-1 Proporciones estándar de los dientes de engranes helicoidales

Cantidad†	Fórmula	Cantidad†	Fórmula
Adendo	$\frac{1.00}{P_N}$	Engranes externos:	
Dedendo	$\frac{1.25}{P_N}$	Distancia estándar entre centros	$\frac{D + d}{2}$
Diámetro de paso del piñón	$\frac{N_P}{P_N \cos \psi}$	Diámetro exterior del engrane	$D + 2a$
Diámetro de paso del engrane	$\frac{N_G}{P_N \cos \psi}$	Diámetro exterior del piñón	$d + 2a$
Espesor normal del arco del diente	$\frac{\pi}{P_N} \frac{B_N}{2}$	Diámetro de raíz del engrane	$D - 2b$
Diámetro base del piñón	$d \cos \phi_T$	Diámetro de raíz del piñón	$d - 2b$
Diámetro base del engrane	$D \cos \phi_T$	Engranes internos:	
Ángulo de la hélice de base	$\tan^{-1} (\tan \psi \cos \phi_T)$	Distancia entre centros	$\frac{D - d}{2}$
		Diámetro interior	$d - 2a$
		Diámetro de raíz	$D + 2b$

† Todas las dimensiones en pulgadas; ángulos en grados.

Figura 5.16 Formulario de geometría de engranes helicoidales.

5.16 Geometría.

Cuando se considera a todos los engranes helicoidales en el plano transversal, es decir un plano perpendicular al eje del engrane, su geometría es idéntica a la de los engranes de dientes rectos. Las proporciones estándar de los dientes suelen estar basadas en el paso diametral normal, como se muestra en la tabla anterior.

Con frecuencia es necesario hacer conversiones del plano normal al plano transversal y viceversa; en la tabla siguiente aparecen las ecuaciones necesarias. Todos los cálculos presentados antes para los engranes de dientes rectos con respecto a la razón transversal o de contacto de perfil, superficie superior, punto más bajo de contacto, radio con forma envolvente real, centro no estandarizado, etc., son validos para los engranes helicoidales, pero sólo si se considera una sección en plano transversal. Para los engranes de dientes rectos, la razón de contacto del perfil (razón de contacto al paso de base) debe ser mayor que la unidad para que ocurra transmisión uniforme del movimiento rotatorio. Sin embargo, los engranes helicoidales tienen un traslapo adicional en dirección axial; por tanto, su razón de contacto del perfil no tiene que ser necesariamente mayor que la unidad. La suma de las razones de contacto del perfil y del traslapo axial debe ser, cuando menos, igual a la unidad. El traslapo axial, llamado también a menudo razón de contacto de la cara, es la razón de la anchura de la cara al paso axial.

5.17 Diferencia de pesos

Nuevo diferencial			
Pieza	cantidad	peso en KG	KG/pieza
motor	1	12	12
placa1	1	0.59	0.59
placa2	1	0.705	0.705
flecha1	1	0.245	0.245
flecha2	1	0.245	0.245
conicos grandes1	2	0.05	0.1
conicos chicos	2	0.01	0.02
corona	1	1.6	1.6
sujetadores	4	0.01	0.04
balero mayor	2	0.02	0.04
balero chico	2	0.005	0.01
engrane secundario	1	0.05	0.05
engrane piñon	1	0.05	0.05
bujes	2	0.02	0.04
		Peso total	15.735Kg

Diferencial anterior			
Pieza	cantidad	peso en KG	KG/pieza
diferencial anterior			
motor	1	12	12
conico de acero grande	2	0.53	1.06
conico de acero chico	2	0.11	0.22
aceite sae 30	1	0.4	0.4
carcaza	1	0.655	0.655
		Peso	14.335
		Diferencia de pesos	1.4 Kg

Tabla 5.1 comparación del peso total de la caja de potencia.