

UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA

SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERIA MECANICA

**“PROYECTO DE DISEÑO DE PROTOTIPO DE MECANISMOS
DIDACTICOS TIPO DIFERENCIAL Y PLANETARIO”**

**Tesis previa la obtención del Título de
Tecnólogo Mecánico**

AUTOR:

GustavoFernandoChasi Pesantez

DIRECTOR:

Ing. Iván Cherrez

CUENCA-ECUADOR

2012

Certifico que bajo mi dirección el presente Proyecto de Grado fue realizado por el señor Gustavo Fernando ChasiPesántez

(F)_____

DIRECTOR

AGRADECIMIENTO

La culminación exitosa de este Proyecto de Grado lo debo al apoyo de las autoridades de la carrera de Ingeniería Mecánica así como a la acertada dirección del Ing. Iván Cherez por lo que le hago presente mi más sincero agradecimiento.

DEDICATORIA

Quiero dedicar mi tesis al Rey de Reyes que es el Señor Jesús porque él supo perdonarme todas mis faltas y me eligió a mí para servirle. Y a mi padre porque con su apoyo incondicional siempre está conmigo en las buenas y en las malas. A mi madre que fue la persona que luchó y dio su tiempo para concluir éste objetivo, entregándose siempre con todo el amor y el cariño.

A mi hermano que con su bondad y dedicación entregó su tiempo incondicional; sus palabras elocuentes llegaron a mi interior, a pesar de tantos obstáculos y limitaciones hoy puedo decir que triunfamos.

Ñañito Iván gracias; porque eres mi apoyo en momentos difíciles; a María José, Santiago que de una o de otra manera siempre estaban conmigo.

INTRODUCCION

El contenido del presente documento está fundamentado en las experiencias teóricoprácticas que se han dado al realizar los diseños de dos dispositivos didácticos usados comúnmente en cajas de cambios automáticas que son el sistema planetario y el diferencial.

De esta manera se realizó el cálculo de transmisión y un diseño en 3D mediante el software Autodesk Inventor 2011 así como el proceso de trabajo para la construcción de los de los elementos.

Además se ha elaborado una serie de prácticas las cuales sirven para identificar los componentes y el funcionamiento de los dos sistemas así como calcular diferentes parámetros de los mismos. De esta manera pueden ser usados en diferentes asignaturas así como para diferentes niveles de educación ya que las prácticas van desde la parte tecnológica y de conocimiento general hasta la de diseño.

Índice

CARATULA.....	i
CERTIFICACION.....	ii
AGRADECIMIENTO	iii
DEDICATORIA.....	iv
INTRODUCCION	v

Capítulo 1

ESTADO DEL ARTE DE LOS MECANISMOS PLANETARIO Y DIFERENCIAL

CORONA.....	2
1.1 Introducción	2
1.2 Características y tipos de engrane	3
1.2.1 Engranés entre ejes paralelos	3
1.2.2 Engranés Cilíndrico de diente Recto	3
1.2.4 Engranajes entre ejes convergentes	4
1.2.5 Engranés entre ejes cruzados	5
1.2.6 Engranés Epicicloïdales o Planetarios	6
1.2.7 Combinaciones de un juego de engranes Epicicloïdales	7
1.2.8 Funcionamiento del Mecanismo Diferencial.....	10
1.2.9 Descripción de la estructura del grupo diferencial	12
1.2.10 Componentes de un mecanismo diferencial	13
1.3 Aplicación	14
1.4 Factores de diseño	15
1.4.1 Ley Fundamental de los engranes	15
1.5 Nomenclatura de un Engrane	16
1.5.1 Circunferencias Primitivas	16
1.5.2 Diámetro Primitivo	16
1.5.3 Circunferencia Exterior y Circunferencia de Fondo	17
1.5.4 Paso Circular	17
1.5.5 Addendum y Dedendum	17

1.5.6	Profundidad de diente	18
1.5.7	Anchura o longitud de diente	18
1.5.8	Módulo de un engrane	19
1.5.9	Relación entre el paso circular y el modulo	19
1.5.10	Perfil del diente	¡Error! Marcador no definido.
1.5.11	Circunferencia de base y línea de acción.....	¡Error! Marcador no definido.
1.5.12	Angulo de presión	¡Error! Marcador no definido.
1.6	Interferencia y Rebaje.....	¡Error! Marcador no definido.
1.7	Esfuerzos en Engranés Rectos.....	¡Error! Marcador no definido.
1.7.1	Esfuerzos a la Flexión.....	¡Error! Marcador no definido.
1.7.1.1	Factor geométrico de Resistencia a Flexión J.	¡Error! Marcador no definido.
1.7.1.2	Factor Dinámico K_v	¡Error! Marcador no definido.
1.7.1.3	Factor de Distribución de Carga K_m	¡Error! Marcador no definido.
1.7.1.4	Factor de Aplicación K_A	¡Error! Marcador no definido.
1.7.1.5	Factor de Tamaño K_s	¡Error! Marcador no definido.
1.7.1.6	Factor de engrane intermedio o loco K_I	¡Error! Marcador no definido.
1.7.2	Esfuerzos Superficiales	¡Error! Marcador no definido.
1.7.2.1	Factor de Geometría Superficial I	¡Error! Marcador no definido.
1.7.2.2	Coefficiente Elástico C_p	¡Error! Marcador no definido.
1.7.2.3	Factor de terminado superficial C_F	¡Error! Marcador no definido.
1.8	Esfuerzos en engranes helicoidales	¡Error! Marcador no definido.
1.9	Esfuerzos en engranes Cónicos	¡Error! Marcador no definido.
1.9.1	Esfuerzos a flexión en engranes cónicos	¡Error! Marcador no definido.
1.9.2	Esfuerzos superficiales en engranes cónicos	¡Error! Marcador no definido.
1.9.3	Factores Geométricos I y J	¡Error! Marcador no definido.
1.10	Materiales para engranajes.....	¡Error! Marcador no definido.
1.10.1	Hierros fundidos	¡Error! Marcador no definido.
1.10.2	Aceros.....	¡Error! Marcador no definido.
1.10.3	Bronces.....	¡Error! Marcador no definido.
1.11	Resistencia a la fatiga por flexión AGMA de materiales para engranes	¡Error! Marcador no definido.
1.11.1	Factor de vida KL	¡Error! Marcador no definido.

- 1.11.2 Factor de temperatura KT ¡Error! Marcador no definido.
- 1.11.3 Factor de Confiabilidad KR ¡Error! Marcador no definido.

Capitulo 2	36
2. Diseño del sistema planetario	37
2.1 Introducción	37
2.1.1 Condiciones de trabajo	37
2.2 Análisis de esfuerzos del sistema diferencial	38
2.3 Análisis de esfuerzo (σb)	41
2.3.1 Análisis de esfuerzos superficiales	42
2.4 Calculo Tecnológico para construcción de piñones cónicos	46
2.4.1 Profundidad de diente	46
2.4.2 Profundidad de trabajo	46
2.4.3 Juego entre dientes	47
2.4.4 Numero de dientes para elegir la fresa de tallado	47
2.4.5 Espacio libre del fondo	47
2.4.6 Paso Circular	47
2.4.7 Addendum	47
2.4.8 Diámetro exterior	48
2.4.9 Generatriz	48
2.4.10 Dedendum	48
2.4.11 Angulo del Addendum	48
2.4.12 Angulo Dedendum	48
2.4.13 Angulo de Cara	49
2.4.14 Angulo de fondo	49
2.4.15 Espesor circular	49
2.4.16 Espesor Cordal	49
2.4.17 Addendum Cordal	49
2.5 Análisis de esfuerzos en la corona	51
2.6 Diseño de los engranes de diente recto para el planetario	55
2.7 Descripcioon del proceso de construccion de los engranes conicos	58
2.8 Diseño del sistema Diferencial	61

2.9	Diseño del sistema Planetario.....	62
-----	------------------------------------	----

Capitulo 3

3.	Diseño de Practicas Didacticas.....	63
3.1	Introducción	63
	PRACTICA 1 (Reconocimiento partes del grupo diferencial)	64
	PRACTICA 2 (Engranajes en el Grupo Diferencial)	68
	PRACTICA 3 (Calculo de la velocidad de salida)	73
	PRACTICA 4(Reconocimiento partes del grupo planetario).....	79
	PRACTICA 5(Engranajes en el Planetario)	84
	PRACTICA 6(Calculo de la velocidad en el planetario).....	89

Capitulo 4

4	Presupuesto para la construcción de los diferentes mecanismos	96
4.1.1	Introducción.....	96
4.2	Costos de fabricación del mecanismo Diferencial.....	96
4.2.1	Costos Fijos	97
4.3	Costos de fabricación del mecanismo Planetario.....	100
4.4	Conclusiones	103
4.5	Recomendaciones	104
4.6	Bibliografia.....	105

CAPITULO 1

1. ESTADO DEL ARTE DE LOS MECANISMOS PLANETARIO Y DIFERENCIAL CORONA

1.1 Introducción

Toda máquina está compuesta por mecanismos de diferentes tipo por lo cual se hace necesario el conocimiento, estudio y análisis de los mismos. En la rama de la Mecánica es importante la enseñanza sobre los mecanismos de tipo diferencialy planetario corona y lo relacionado a la teoría, cálculos, diseño y animación a fin de que sirvan como medios para el aprendizaje.

La falta de material didáctico para la enseñanza de estos tipos de mecanismos hace primordial que se busque la forma de llegar al estudiante con la información para su entendimiento.

El tren epicíclico o planetario es de amplia aplicación y se trata de un dispositivo con dos grados de libertad que requiere de dos entradas para obtener una salida previsible. En algunos casos como en el diferencial de un automóvil se proporciona una entrada en el árbol de transmisión y se obtiene dos salidas acoplada por fricción que son las dos ruedas de propulsión.

Los trenes epicíclicos tienen varias ventajas sobre los trenes convencionales , entre ellas están relaciones más elevadas con mecanismos más pequeños, la reversión de manera predeterminada y salidas simultaneas concéntricas y bidireccionales obtenidas a partir de una entrada única unidireccional siendo de esta manera mecanismos muy populares en las transmisiones automáticasen automóviles y camiones.

1.2 Características y tipos de engrane

1.2.1 Engranajes entre ejes paralelos

Para la transmisión del movimiento entre ejes paralelos, se emplea los engranes cilíndricos; en estos engranes los elementos dentados tienen la superficie primitiva cilíndrica. Los dientes de estos elementos pueden tener distintas formas y dan lugar a diferentes clases de engranajes como son los engranajes cilíndricos de diente recto y los engranajes cilíndricos de diente helicoidal.

1.2.2 Engranajes Cilíndrico de diente Recto

Los engranajes de diente recto son más simples de producir y por ello los más baratos, la transmisión del movimiento se realiza por medio de los dientes, quienes se empujan sin resbalar.



Fig.1.1 Engrane cilíndrico recto (Sanchez, F. T. (s.f.). *Mecanismos* . Recuperado el 26 de Septiembre de 2011, de <http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/Mecanismos/Engranajes/EngrCilindrRect.jpg>)

1.2.3 Engranajes Cilíndrico de diente Helicoidal

Los engranajes cilíndricos helicoidales poseen dientes inclinados respecto al eje de rotación de la rueda. Esto hace que puedan transmitir potencia entre ejes paralelos o que se cruzan en el espacio formando cualquier ángulo. ¹

¹Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall.



Fig.1.2. Engrane cilíndrico de diente helicoidal (Sanchez, F. T. (s.f.). *Mecanismos*. Recuperado el 26 de Septiembre de 2011, de <http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/Mecanismos/Engranajes/EngrCilindrRect.jpg>)

1.2.4 Engranajes entre ejes convergentes

Este caso se presenta en los engranajes cónicos, los que están contruidos de tal modo que si sus ejes se prolongaran, ellos se encontrarán en un punto o vértice común. Sus dientes pueden ser rectos, en arco o en espiral, respondiendo en cada caso a determinadas condiciones de trabajo y trazado. El ángulo α que forman los ejes I y II de los engranajes z_1 y z_2 respectivamente, al cortarse puede ser: a) $\alpha = 90^\circ$, con lo que se obtiene un cambio en la transmisión del movimiento de rotación perpendicular al original; b) $\alpha < 90^\circ$ el cambio se produce en ángulo agudo; c) $\alpha > 90^\circ$ la dirección cambia en un ángulo obtuso.²

²Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.



Fig. 1.3 Engrane cónico de diente recto **Fig. 1.4** Engrane cónico de diente espiga

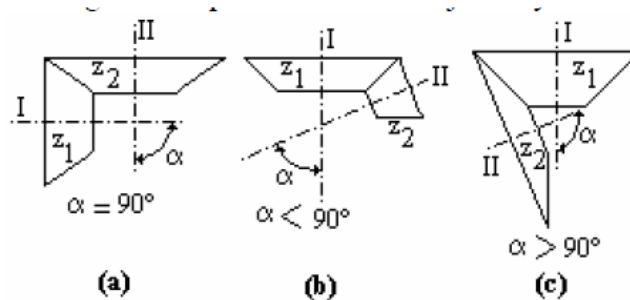


Fig.1.5 Configuración de salidas de movimiento (*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.*)

1.2.5 Engranés entre ejes cruzados

Para la transmisión del movimiento entre ejes que se cruzan, pueden emplearse engranajes cilíndricos helicoidales, también pueden emplearse los denominados engranes hipoidales son engranajes cilíndricos de dientes helicoidales cuyos ejes se cruzan en el espacio, lo que permite lograr el cambio de dirección de la transmisión del movimiento.



Fig. 1.6 Engranés cónicos hipoidales(Harris, B. (s.f.). Wikipedia. Recuperado el 28 de Septiembre de 2011, de <http://es.wikipedia.org/wiki/Archivo:EngranajeConicoHelicoidal.JPG>)

1.2.6 Engranés Epicicloidales o Planetarios

Los engranes Epicicloidales son aquellos en los que los centros de alguna de las ruedas no este fijo sino que gira alrededor del eje de la otra. El nombre de epicicloidal proviene de la línea geométrica epicicloide que es una curva que va formando un punto de una circunferencia cuando gira sobre otra.

Si envés de ser una sola la rueda que gira, son varias las circunferencias o ruedas giratorias alrededor de una fija, se habla de un sistema planetario en el cual la rueda fija se llama planeta o rueda planetaria y las giratorias se llamaran satélites.

Cuando se emplea como método reductor permite obtener una relación de transmisión muy elevada que en un espacio pequeño sería imposible de lograr.³

³Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall.

Esquema y sección de un engranaje epicicloidial

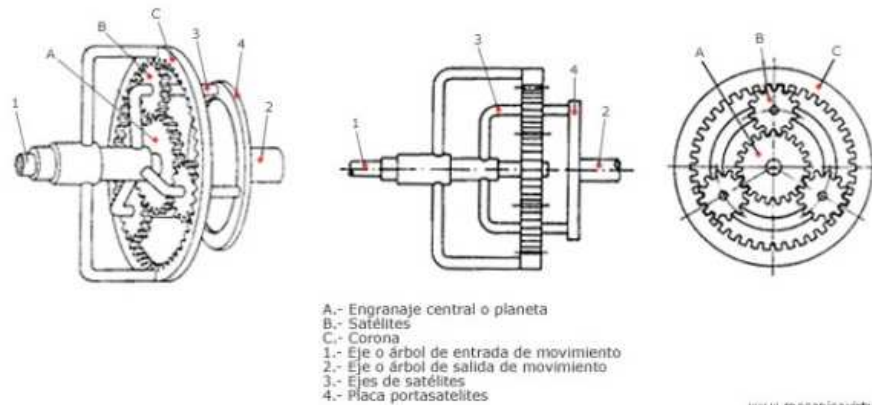


Fig. 1.7 Engrane Epicicloidial o Planetario(Quiros, B. d. (s.f.). *Tecnología Industrial*.

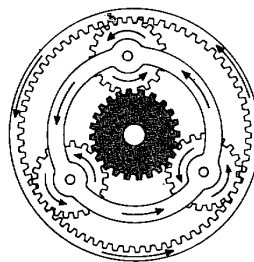
Recuperado el 26 de Septiembre de 2011, de

<http://viorsomao.blogspot.com/2010/03/engranajes-epicicloidales.html>

1.2.7 Combinaciones de un juego de engranes Epicicloidales

Mediante este mecanismo a primera vista se puede obtener un gran número de combinaciones, según se haga girar el eje o la corona o los satélites, y según se bloqueen cualquiera de las piezas citadas.⁴

a) Si se fija el eje planetario, de manera que no se pueda girar (elemento 1 Fig. 1.8) y se hace que a los satélites y a la corona solidarios de sus ejes respectivos y se da un impulso motor al eje de los satélites el eje de la corona girara conducido.**Fig. 1.8**



b) Funcionamiento del tren epicíclico caso a (*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.*)

⁴*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.*

c) Si fijamos el eje de los satélites al eje del planetario, de manera que los satélites no giren, el movimiento transmitido al eje de la corona será un giro a igual velocidad del planetario y en idéntico sentido. De esta forma se obtiene una transmisión directa entre el planetario y la corona.

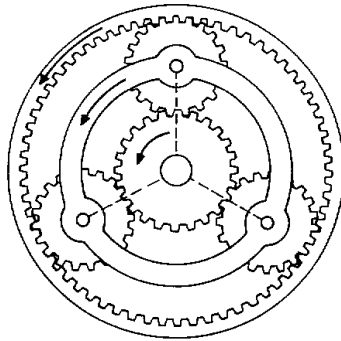


Fig. 1.9 Funcionamiento del tren epicíclico caso b (*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante*)

d) Si se halla fija la corona, actúa de eje conducido el planetario movido por el eje conductor que será el de los satélites.

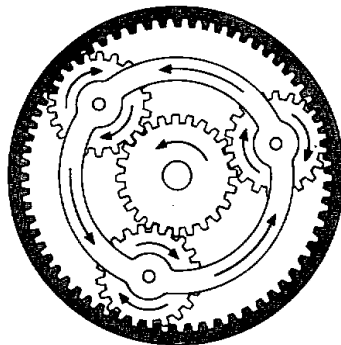


Fig. 1.10 Funcionamiento del tren epicíclico caso c (*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.*)

e) Como se ve el eje fijo puede ser el eje de los satélites. Si el conductor es el planetario el eje conducido será el de la corona, girando esta al revés del giro de los engranes satélites locos, puesto que su eje permanecerá rígido.

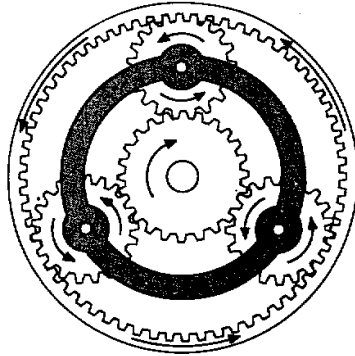


Fig. 1.11 Funcionamiento del tren epicíclico caso d (*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.*)

f) El mismo caso que en *a* pero siendo ahora el motor de la corona y el conducido el eje de los satélites.

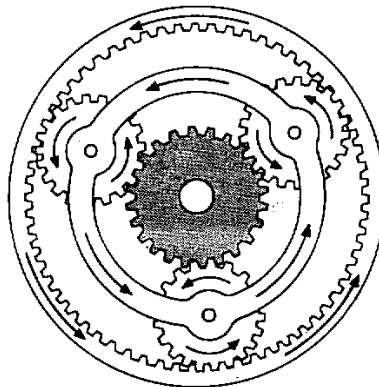


Fig. 1.12 Funcionamiento del tren epicíclico caso e(*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.*)

g) El mismo caso de *c* pero siendo el eje conductor el planetario y conducidos los satélites.

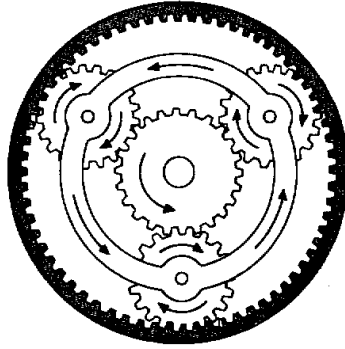


Fig. 1.13 Funcionamiento del tren epicíclico caso f (*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.*)

De esta manera con sencillas combinaciones de pocos engranes es posible realizar seis variantes de las que resultaran diferentes velocidades.⁵

1.2.8 Funcionamiento del Mecanismo Diferencial

La función del diferencial es dividir por igual el par del motor y pasarlo al mismo tiempo a los ejes laterales. Este sistema permite que se tengan velocidades diferentes en los ejes de salida si se necesita. Esto se da gracias a que los engranes de los semiejes pueden girar a velocidades diferentes ya que los piñones pueden girar sus ejes permitiendo que uno de los semiejes gire con más rapidez que el otro.

El diferencial reduce la velocidad de rotación transmitida desde la transmisión e incrementa la fuerza de movimiento, así como también distribuye la fuerza de movimiento en la dirección izquierda y derecha transmitiendo este movimiento a losejes. Su uso principal se da en los automóviles permitiendo que cuando el vehículo está girando, el diferencial absorbe las diferencias de rotación del movimiento de las ruedas izquierdas y derechas, haciendo esto posible que el vehículo gire fácilmente.

⁵*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.*

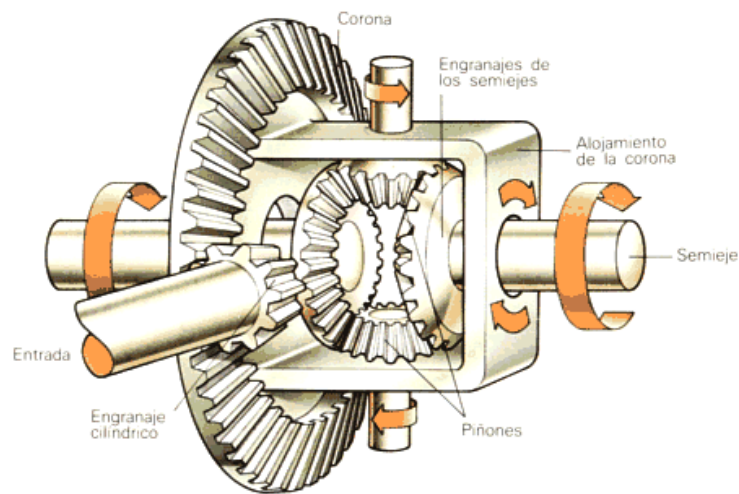


Fig. 1.14 Engranaje Diferencial(Acosta, E. M. (s.f.). *Conocimientos basicos del automovil*. Recuperado el 26 de Septiembre de 2011, de <http://www.automotriz.net/tecnica/conocimientos-basicos-35.html>)

Debido a que este tipo de mecanismo es principalmente ocupado en la industria automotriz hace necesario que para comprender su funcionamiento de forma más completa y fácil se haga referencia al uso que tiene el diferencial en un automóvil de esta forma el funcionamiento queda ejemplificado como sigue.

Cuando el vehículo va en línea recta el eje secundario de la caja de cambios mueve el piñón de ataque, éste la corona, y ésta arrastra la caja de satélites que está unida solidariamente a ella. Los ejes de los satélites al estar unidos a la caja giran arrastrando a los planetarios, y por tanto, a través de los semiejes y la reducción final, hacen girar las ruedas. Los planetarios giran en el mismo sentido y velocidad que la corona mientras el vehículo marcha en línea recta.

Cuando el vehículo toma una curva, la rueda interior ofrece más resistencia al giro que la exterior, ya que ésta última no puede moverse a la misma velocidad por tener que recorrer un camino mayor. Al quedar frenada la rueda, frena también el movimiento de su planetario correspondiente y entonces los satélites tienden a rodar sobre él, multiplicando el giro en la otra rueda. De esta forma, lo que pierde en giro una rueda lo gana en la otra, ajustándose así automáticamente el giro en cada una de ellas por la

acción compensatoria de los satélites. Cuando con el freno individual se frena una rueda, ésta se detiene totalmente y automáticamente la otra pasa a dar el doble de vueltas.

Los vehículos con tracción en las ruedas delanteras y traseras, llevan dos diferenciales, el principal inconveniente del diferencial es que si una rueda pierde adherencia con el suelo, gira con velocidad doble que la corona, mientras que la otra se queda inmóvil. Este caso puede darse en zonas con hielo, barro, etc. Para solucionar este problema, los vehículos llevan un mecanismo de **bloqueo del diferencial**, que permite anular su función y obliga a las dos ruedas a ir a la misma velocidad. Este bloqueo debe utilizarse únicamente para resolver ese tipo de situaciones pues en otro caso puede originar averías en el diferencial y hasta el vuelco del vehículo si éste intenta girar.

1.2.9 Descripción de la estructura del grupo diferencial

Antes de indicar la configuración de un diferencial es necesario conocer los diferentes tipos de engranes que existen las configuraciones las características principales de cada uno de estos a fin de determinar cuáles son los tipos de engranes que se ocupan en este tipo de configuración.

Un engrane es un mecanismo formado por dos ruedas dentadas que engranan entre sí. Una rueda dentada es un elemento mecánico circular en cuya periferia se ha tallado dientes iguales todos ellos de una forma perfectamente determinado y de manera que el espacio entre dientes tiene la misma forma que el diente puesto que cada uno de estos espacios ha de entrar un diente de la otra rueda del engrane. Consiguiendo de esta manera que si se mueve una rueda dentada este arrastre a la otra por contacto directo entre los dientes.

Los elementos dentados que se emplean en los engranes son de distintos tipos, se utilizan uno u otro según la posición relativa de los árboles y las condiciones exigidas en el mecanismo. Según la ubicación de los arboles estos pueden ser paralelos, convergentes o cruzados.

1.2.10 Componentes de un mecanismo diferencial

El sistema diferencia consta de una corona que empieza a girar impulsada por el piñón de ataque, arrastra con ella a la caja del diferencial (B), que en su giro voltea a los satélites (C) y (D) que, actuado como cuñas, arrastran a su vez a los planetarios (E) y (F), los cuales transmiten el movimiento a las ruedas haciéndolas girar en el mismo sentido y con igual velocidad mientras el vehículo marche en línea recta; pero cuando toma una curva, la rueda interior ofrece más resistencia al giro que la exterior (al tener que recorrer distancias desiguales) y, por ello, los satélites (C) y (D) rodarán un poco sobre uno de los planetarios (el correspondiente a la rueda interior) multiplicando el giro en el otro (el de la rueda exterior). De esta manera, lo que pierde en giro una rueda lo gana la otra, ajustándose automáticamente el giro de cada una de ellas al recorrido que le corresponda efectuar en cada curva. Igualmente, las diferencias de trayectoria en línea recta, debidas a diferencias de la presión de inflado de los neumáticos, irregularidades del terreno, etc., son absorbidas por el diferencial.

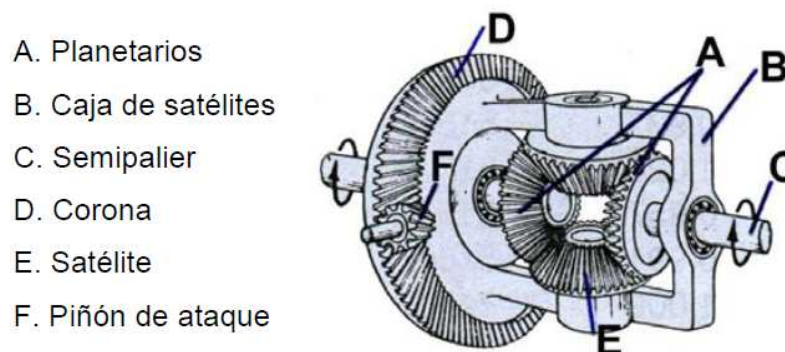


Fig. 1.15 Partes de un sistema diferencial(Silva, E. (s.f.). *twistedande*. Recuperado el 26 de Septiembre de 2011, de <http://www.4x4abc.com/4WD101/img/diff.jpg>)

El perfecto engrane del piñón cónico con la corona constituye la condición previa para que el funcionamiento sea silencioso y para que quede garantizada una larga vida del mecanismo diferencial.

Las partes que conforman el mecanismo diferencial son los siguientes:

- Un piñón de ataque cónico colocado al final del eje secundario de la caja de cambios y que engrana sobre la corona.
- Una coronacónica que está unida a la caja de satélites.
- Dos piñones cónicos, llamados planetarios, situados en el interior de la caja de satélites, engranados con los satélites, y unidos a los semiejes que transmiten el movimiento a la reducción final.
- Dos o cuatro piñones cónicos, llamados satélites, engranados con los planetarios, situados en el interior de la caja de satélites, con sus ejes de giro unidos a la caja.

1.3 Aplicación

Los diferenciales son los más comunes en los vehículos y son estándar en la mayoría. El diferencial es un sistema de engranajes que mantiene la misma cantidad de presión en las caras de los engranajes que operan cada uno de los semiejes. De esta forma cuando una rueda gira más rápido que la otra, como por ejemplo en un viraje, la presión en ella es mantenida de modo que se aplica más potencia al lado que rueda más rápido.

En condiciones de tracción pobre, como en la arena o el barro, es mala la aplicación de potencia, porque cuando una de las ruedas pierde tracción, patina. Dado que la presión es la misma en cada uno de los semiejes, poco o ningún torque está disponible en el lado que no está patinando y que puede tener tracción.

Un diferencial típico mantendrá constante la suma de las rpm en un par de semiejes. Por ejemplo, cuando una rueda no está girando (0 rpm). La otra está girando al doble de rpm a que lo hará si ambas ruedas estuvieran girando a la misma velocidad en relación al cardan. En un giro en que no hay ruedas patinando, un diferencial abierto permitirá a la rueda del exterior girar más rápido que en una línea recta y a la rueda interior hacerlo más lento.

1.4 Factores de diseño

Antes de analizar los factores de diseño para los engranes es necesario conocer cuáles son los elementos y las características que componen un engrane.

1.4.1 Ley Fundamental de los engranes

La ley fundamental de los engranes dice que la razón de velocidad angular entre los engranes de un engranaje o tren de engranes debe mantenerse constante a través del acoplamiento. La razón de velocidad angular m_v es igual a es igual a la razón del radio de paso del engrane de entrada, dividido entre el correspondiente del engrane de salida.

$$m_v = \frac{\omega_{salida}}{\omega_{entrada}} = \pm \frac{r_{salida}}{r_{entrada}}$$

Formula 1.1 Razón de velocidades de engranes(Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall.)

La razón de par de torsión o ventaja mecánica m_A es la recíproca de la razón de velocidades.

$$m_A = \frac{1}{m_v} = \pm \frac{r_{entrada}}{r_{salida}}$$

Formula 1.2 Razón de torsión de Engranes(Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall.)

Por lo tanto un engrane es un dispositivo que sirve para intercambiar par de torsión por par de velocidad o viceversa. Una aplicación común de engranes es reducir el par de velocidad para incrementar el par de torsión e impulsar cargas pesadas. Otra requiere un incremento en la velocidad para lo cual se debe aceptar una reducción en el par de torsión. En cualquier caso por lo general se busca mantener una relación constante entre engranes mientras giran.

Para efectos de cálculo la razón de engranes m_G se toma como la magnitud ya sea la razón de velocidad o la razón de pares de torsión.⁶

⁶Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall.

$$m_G = |m_v| = |m_v|$$

Formula 1.3 Razón de Engranaje(Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas. Mexico: Prentice Hall.*)

De esta manera la razón de engranaje será siempre un número positivo >1 sin importar la dirección en la que fluya la potencia a través del engrane. A fin de que resulte cierta la ley de los engranes, en dientes acoplados los contornos del diente del engrane deben ser los conjugados uno del otro. Es posible emplear un número infinito de pares conjugados pero solo una cuantas curvas han visto una aplicación práctica en dientes de engrane. Estas son la cicloide que se aplica todavía en algunos relojes como forma de diente, pero la mayoría de los engranes tienen como forma la involuta de una circunferencia.

1.5 Nomenclatura de un Engrane

1.5.1 Circunferencias Primitivas

Un engrane puede ser considerado como dos ruedas tangenciales y por tanto con un solo punto de contacto. Cada una de estas circunferencias imaginarias que formarían el contorno de las ruedas si no tuviesen dientes se llaman *circunferencias primitivas*

1.5.2 Diámetro Primitivo

El diámetro de una circunferencia primitiva en una rueda dentada se conoce como diámetro primitivo. En la Fig. 1.15 se indica cuáles son los diámetros primitivos y las circunferencias primitivas en un engrane.

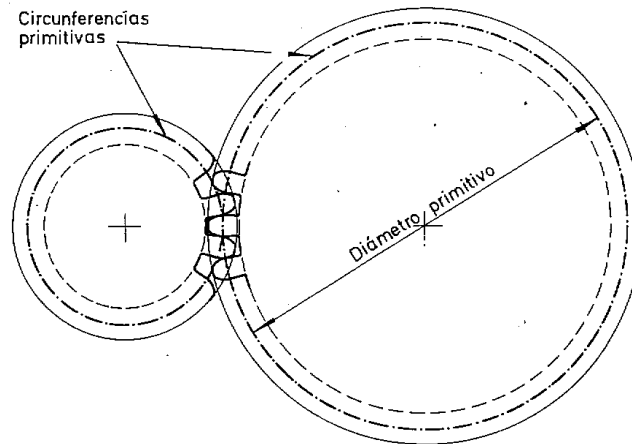


Fig. 1.16 Circunferencias primitivas y diámetros primitivos(*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.)*

1.5.3 Circunferencia Exterior y Circunferencia de Fondo

Al considerar los dientes la circunferencia exterior es la circunferencia que limita la parte más saliente de los dientes, y la circunferencia de fondo se determina por la parte más interna de los huecos entre dientes. De la misma forma que con el diámetro primitivo cada uno de estas circunferencias tiene un diámetro que son el diámetro exterior y el diámetro de fondo respectivamente.

1.5.4 Paso Circular

Se llama paso circular de una rueda dentada a la longitud del arco de circunferencia abarcado por un hueco y un diente.

1.5.5 Addendum y Dedendum

El Addendum es la distancia desde la circunferencia primitiva hasta la circunferencia exterior medida sobre el radio de estas.

El Dedendum es la distancia entre la circunferencia primitiva y la circunferencia de fondo.

1.5.6 Profundidad de diente

Es la distancia entre la circunferencia exterior y la circunferencia de fondo. La suma del Addendum y el Dedendum es igual a la profundidad del diente.⁷

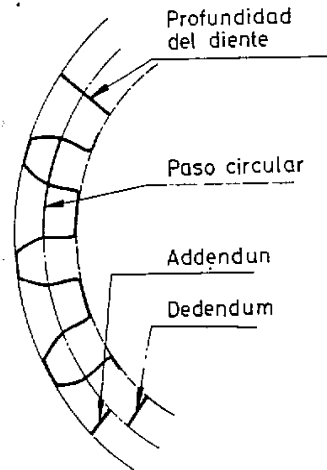


Fig. 1.17 Expresión gráfico de paso circular, profundidad de diente, Addendum y Dedendum (*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.*)

1.5.7 Anchura o longitud de diente

Es la distancia entre las caras del diente correspondientes a las superficies laterales del elemento dentado.

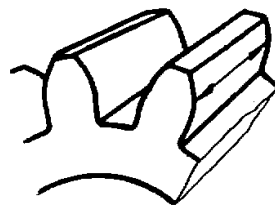


Fig. 1.18 Anchura o longitud de diente(*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.*)

⁷*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.*

1.5.8 Módulo de un engrane

Una de las condiciones necesarias para que dos elementos dentados puedan engranar es que el paso circular sea el mismo. A fin de que se simplifique la fabricación el paso circular se escoge de acuerdo normas. La base de las normas es la relación numérica o cociente entre la longitud del diámetro primitivo medida en milímetros y el número de dientes de una rueda o piñón, a esta relación se la llama **módulo** por tal razón el módulo de una rueda es expresara en milímetros de esta manera el modulo es igual a:⁸

$$m = \frac{D_p}{Z}$$

Fórmula 1.4 Módulo (*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante*)

En esta fórmula, m representa al módulo, D_p es el diámetro primitivo y Z es el número de dientes.

1.5.9 Relación entre el paso circular y el modulo

El módulo de una familia de engranes y su paso circular (p) *esta* ligados por una relación en donde el paso circular es igual al módulo multiplicado por el número de π como sigue.

$$p = m * \pi$$

Fórmula 1.5. Relación Paso Circular y Modulo(*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante*)

1.5.10 Perfil del diente

En una rueda dentada se llama perfil a la línea de intersección de la superficie de los dientes con un plano normal (perpendicular) a la superficie.

⁸Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall.

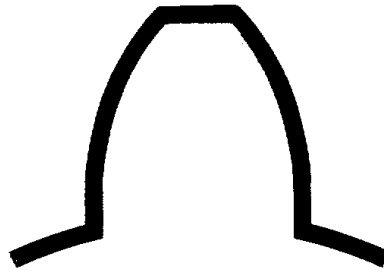


Fig.1.19 Perfil de un diente(*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.*)

Para que una rueda dentada engrane bien no basta solo con que tengan el mismo modulo además es necesario que los perfiles de los dientes tengan formas y dimensiones bien estudiadas de modo que durante el contacto de dos dientes haya contacto entre sus superficies pero de forma que sea solo en un punto.

Para conseguir esto es necesario que se ocupen curvas **cicloidales o envolventes**. Estas últimas son la más usadas por reunir mayores ventajas de fabricación y funcionamiento y por proporcionar un dentado más resistente. Una curva envolvente es la trayectoria de un punto determinado de una recta tangente a una circunferencia que rueda sobre ella sin deslizamiento. En la **Fig.1.20** se ve que la recta AB rueda sobre la circunferencia de centro O ocupando las posiciones sucesivas que se muestran en 1, 2,3. Un punto c de la recta se mueve siguiendo la trayectoria c' , c'' y c''' siendo esta curva una envolvente.

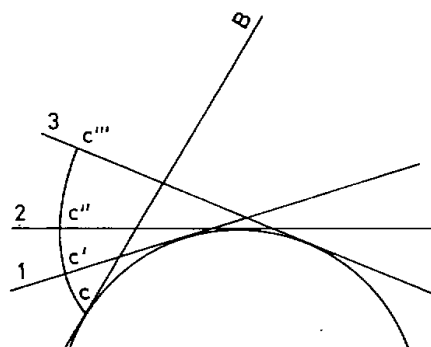


Fig. 1. 20 Trazado de la envolvente(*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.*)

1.5.11 Circunferencia de base y línea de acción

Es la circunferencia tangente a la línea AB. Se llama línea de acción de un engranaje a la recta tangente a las dos circunferencias base que pasan por el punto primitivo, esta recta es la trayectoria del punto de contacto de los dientes conjugados que son los dientes de las dos ruedas que se corresponden.

1.5.12 Ángulo de presión

El ángulo de presión es el que se forma de la línea de acción con la recta tangente a las circunferencias primitivas en el punto primitivo. En la **Fig.1.21** se indica el concepto grafico de esta definición.

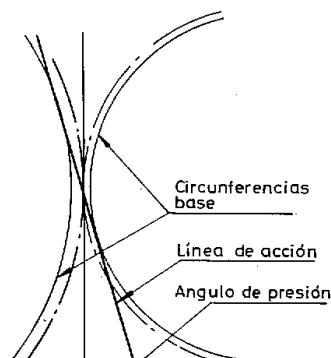


Fig. 1.21 Circunferencia base, línea de acción y ángulo de presión (*Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante*)

1.6 Interferencia y Rebaje

La evolvente no puede introducirse dentro de la circunferencia base de la cual es generada. Si el piñón gira en el sentido contrario a las agujas del reloj según se indica en la figura (Fig.1.22), el primer contacto entre los perfiles de los dientes se hace en *e* y el último punto de contacto en *g*, donde la línea de presión es tangente a las circunferencias bases. Si el perfil del diente del piñón se extiende más allá de un arco de circunferencia trazado por *g* interferirá en *i*, según se observa en la figura, con la parte radial de la rueda (de mayor diámetro), solamente evitable si se rebaja el flanco del diente del piñón. Esta interferencia limita la altura de la cabeza del diente, y a medida que el diámetro del

piñón se hace más chico, la longitud permitida de la cabeza del diente de la rueda se hace más pequeña. Para que dos engranajes engranen sin interferencia, el contacto entre sus dientes debe realizarse dentro de los límites $g-e$ de la línea de presión.

En la figura (Fig.1.22) se observa que para actuar sin interferencia, el punto más alejado del engranaje conducido A (rueda) debe pasar por el punto e , que pertenece al diámetro límite de la circunferencia de Addendum del engrane, ya que si fuera mayor, el contacto se realizaría fuera de los límites $g-e$ ya mencionados introduciéndose dentro de la circunferencia base.

Analizada geoméricamente la figura (Fig.1.22), el diámetro máximo exterior Ae , de la cabeza del diente o Addendum, del engranaje conducido A (rueda) está dado por la expresión:⁹

$$Ae = R + a = \sqrt{(Ag)^2 + (ge)^2} = \sqrt{R^2 \cos^2(\varphi) + (R + r)^2 \sin^2 \varphi}$$

Formula 1.6 **Diametro maximo del Addendum de una rueda para eviatr la interferencia**(http://www.tecnologiamecanica.com/teoria_y_practica/engranajes.htm)

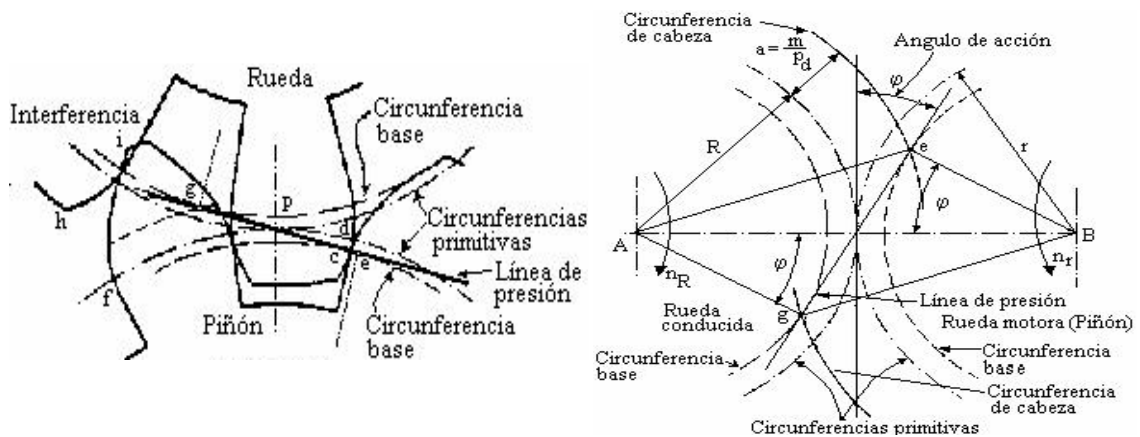


Fig. 1.22 Interferencia de engranes(http://www.tecnologiamecanica.com/teoria_y_practica/engranajes.htm)

⁹tecnologia mecanica. (s.f.). Recuperado el 30 de septiembre de 2011, de http://www.tecnologiamecanica.com/teoria_y_practica/engranajes.htm

1.7 Esfuerzos en Engranés Rectos

Existen dos modos de falla que afectan a los dientes de los engranes, la fractura por fatiga debido a esfuerzos fluctuantes a la flexión en la raíz del diente, y la fatiga superficial sobre la superficie de los dientes. Al diseñar los engranes se debe considerar los dos modos de falla.

1.7.1 Esfuerzos a la Flexión

Según la norma de la AGMA la ecuación de esfuerzos a flexión solo es válida para las siguientes hipótesis:

1. La razón de contacto es entre 1 y 2
2. No hay interferencia entre puntas y filetes de la raíz de dientes en acoplamiento y no hay rebajas de diente por encima del arranque teórico del perfil activo.
3. Ningún diente es puntiagudo
4. Existe un juego distinto de cero
5. Los filetes de las raíces son estándar, se suponen lisas y producidos por un proceso generatriz.
6. Se desprecian las fuerzas de flexión

La ecuación esfuerzos a flexión varía un poco entre el sistema internacional y el norteamericano siendo las siguientes:

$$\sigma_b = \frac{W_t * p_d}{FJ} * \frac{Ka * Km}{Kv} * K_S * K_B * K_I$$

Fórmula 1.7 Ecuación de esfuerzos a flexión (US) (Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall.)

$$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} * \frac{Ka * Km}{Kv} * K_S * K_B * K_I$$

Fórmula 1.8 Ecuación de esfuerzos a flexión (SI) (Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall.)

La base de esta ecuación es la fórmula de Lewis donde W_t es la fuerza tangencial en el diente p_d es el paso diametral, F es el ancho de la cara y J es un factor geométrico no dimensional, m es el modulo y los factores K son modificadores para tomar en consideración diversas condiciones.

1.7.1.1 Factor geométrico de Resistencia a Flexión J.

El factor geométrico J se calcula a partir de algoritmos que se definen en el estándar 908-B89 de AGMA. Este estándar también da las tablas de los factores J para dientes estándar. Estos factores J varían en función del número de dientes en el piñón y en el engrane y solo se dan para un rango de operación que obedecen la hipótesis 2.

1.7.1.2 Factor Dinámico K_v

El factor dinámico K_v trata de tomar en consideración cargas por vibración generadas internamente por impactos de dientes contra dientes inducidos por acoplamientos no conjugados de los dientes del engrane. Estas cargas por vibración se conocen como **errores de transmisión** y serán peores en engranes de baja precisión. Los engranes de precisión se acercaran más al ideal de una transmisión suave con un par de torsión con una razón constante de velocidad. En ausencia de datos de prueba el nivel de error de transmisión que debe esperarse de un diseño de engranes en particular, el diseño deberá estimar el factor dinámico. La AGMA proporciona curvas empíricas para K_v como función de la velocidad en la línea de paso V_t .

1.7.1.3 Factor de Distribución de Carga K_m

Cualquier desalineación axial o desviación axial en la forma del diente hará que la carga transmitida W_t quede no uniformemente distribuida sobre el ancho de la carga del diente del engrane. Este problema se hace más evidente con anchos de cara más grandes. Una forma aproximada y conservadora de tomar en consideración una distribución de carga inferior a la uniforme es aplicar el factor K_m a fin de incrementar los esfuerzos en anchos de cara más grandes. Una regla practica útil es mantener el ancho de la cara F de un engrane recto dentro de los limites $8/p_d < F > 16/p_d$ con un valor nominal de $12/p_d$ esta razón se conoce como **Factor de ancho de cara**.

1.7.1.4 Factor de Aplicación K_A

El factor de aplicación toma en cuenta las variaciones de la carga, vibraciones, impacto etc. De esta manera este factor incrementa el esfuerzo sobre los dientes con base al grado de impacto de la maquinaria conectada al tren de engranaje. De esta forma si el tren de engranaje conecta un motor eléctrico a una bomba centrífuga siendo ambos dos dispositivos de operación continua no es necesario incrementar la carga promedio y $K_a = 1$. Pero si un motor de combustión interna de un solo cilindro impulsa una trituradora de piedra a través de un tren de engranaje tanto la fuente de energía como el dispositivo impulsado entregan cargas por impacto a los dientes del engranaje y $K_a > 1$.

Máquina impulsada	Máquina impulsora		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto severo
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o superior
Impacto ligero (motor multicilindro)	1.25	1.50	2.00 o superior
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o superior

Tabla 1.1 Factor de aplicación K_a (Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas. Mexico: Prentice Hall.*)

1.7.1.5 Factor de Tamaño K_s

El estándar AGMA recomienda tomar valores para el factor de tamaño de $K_s = 1$, a menos que se desee elevar su valor, en un criterio conservador, para tomar en consideración ciertas situaciones particulares, como por ejemplo dientes muy grandes.

1.7.1.6 Factor de engrane intermedio o loco K_I

Un engrane intermedio o loco está sujeto a mas ciclos de esfuerzo por unidad de tiempo y a cargas alternantes más elevadas que sus primos que no giran libremente. Para tomar en consideración esta situación el factor K_I a 1.42 para un engrane intermedio y a 1.0 para uno que no lo es.

1.7.2 Esfuerzos Superficiales

Los dientes de engrane acoplados sufren una combinación de rodamiento y de deslizamiento en su interfaz. En el punto de paso, su movimiento relativo es rodamiento puro. El porcentaje de deslizamiento se incrementa con la distancia alejándose del punto de paso. A veces se toma un valor medio de deslizamiento de 9% para representar el movimiento combinado de rodamiento y deslizamiento entre dientes. Los esfuerzos en la superficie del diente son esfuerzos de contacto hertziano, dinámico, en combinación de rodamiento y deslizamiento; estos esfuerzos son tridimensionales y tienen valores máximos ya sea en la superficie o ligeramente por debajo de ella, dependiendo de la cantidad de deslizamiento presente en combinación con el rodamiento.

Los esfuerzos superficiales en los dientes de los engranajes fueron investigados por primera vez de manera sistemática por Buckingham quien reconoció que dos cilindros con el mismo radio de curvatura que los dientes de engrane en el punto de paso y cargados radialmente en contacto y rodamiento podrían aprovecharse para simular el contacto del diente del engrane y al mismo tiempo controlar las variables necesarias. Su trabajo condujo a la ecuación de esfuerzos superficiales en dientes de engranes y sirve de base para la fórmula de resistencia a la picadura de AGMA que es.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{FId} * \frac{C_a * C_m}{C_v} * C_s * C_f}$$

Fórmula 1.9 Ecuación de esfuerzos Superficiales(Norton, R. (1999). *Diseño de máquinas*. Mexico: Prentice Hall.)

Donde W_t es la fuerza tangencial sobre el diente, d es diámetro de paso, F es el ancho de la cara e I es un factor geométrico superficial no dimensional para la resistencia a la picadura, C_p es un coeficiente elástico que toma en consideración las diferencias en constantes de los materiales del engrane y del piñón. Los factores $C_a, C_m; C_v; C_s$ son iguales respectivamente a $K_a, K_m; K_v; K_s$.

1.7.2.1 Factor de Geometría Superficial I

Este factor toma en consideración los radios de curvatura de los dientes y el ángulo de presión. AGMA define este valor mediante una ecuación.

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right) d_p}$$

Fórmula 1.10 Ecuación de Geometría Superficial (Norton, R. (1999). *Diseño de máquinas*. Mexico: Prentice Hall.)

Donde ρ_p y ρ_g son los radios de curvatura de los dientes del piñón y del engrane, ϕ es el ángulo de presión y d_p es el diámetro de paso del piñón. El signo \pm toma en consideración engranajes externo e interno. En todas las expresiones relacionadas se considera como positivo a engranes externos y negativo para engranajes internos. Los radios de curvatura de los dientes se calculan a partir de la geometría del acoplamiento.

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1 + x_p}{p_d}\right)^2 - r_p \cos \phi} - \frac{\neq}{p_d} \cos \phi$$
$$\rho_g = C \cos \phi - \rho_p$$

Fórmula 1.11 Ecuación de Radios de Curvatura (Norton, R. (1999). *Diseño de máquinas*. Mexico: Prentice Hall.)

Donde p_d es el paso diametral, r_p es el radio de paso del piñón, ϕ es el ángulo de presión, C es la distancia entre centros del piñón y del engrane y x_p es el coeficiente de cabeza del piñón, que es igual al porcentaje decimal de la elongación de cabeza para dientes con desigual de cabeza. En el caso de dientes estándar de profundidad total $x_p = 0$. Para dientes de cabeza larga de 25%, $x_p = 25\%$, etc.

1.7.2.2 Coeficiente Elástico C_p

El coeficiente elástico toma en consideración diferencias en materiales y se determina a partir de:

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\frac{1-v_p^2}{E_p} \right] + \left[\frac{1-v_g^2}{E_g} \right]}}$$

Fórmula 1.11 Ecuación de Coeficiente Elástico C_p (Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall.)

Donde E_p y E_g son respectivamente los módulos de elasticidad del piñón y del engrane y v_p , v_g son sus relaciones de Poisson respectivas. Las unidades de C_p son $(psi)^{0,5}$ o $(Mpa)^{0,5}$.

1.7.2.3 Factor de terminado superficial C_F

Se aplica para tomar en consideración acabados superficiales anormalmente ásperos en los dientes del engranaje. AGMA todavía no ha establecido normas para factores de acabado superficial y recomienda que C_F se defina igual a 1 para aquellos engranes que se fabriquen mediante métodos convencionales.

1.8 Esfuerzos en engranes helicoidales

Las ecuaciones AGMA para el esfuerzo a flexión y el esfuerzo superficial en engranes rectos se aplican a los engranes helicoidales. Las únicas diferencias significativas de aplicación para engranes helicoidales implica a los factores geométricos I y J .

El cálculo de I para pares de engranes helicoidales convencionales requiere la inclusión de un término adicional que se convierte en.

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \mp \frac{1}{\rho_g}\right) d_p * m_N}$$

Fórmula 1.12 Ecuación Geometría Superficial helicoidales(Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas. Mexico: Prentice Hall.*)

El nuevo termino m_N es la razon de distribucion de carga que se define como:

$$m_N = \frac{F}{L_{min}}$$

Fórmula 1.13 Ecuación de razon de distribucion de carga(Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas. Mexico: Prentice Hall.*)

Donde F es el ancho de cara , el calculo de la longitud minima de las lineas de contacto L_{min} requiere de algunos pasos. Primero se debe formar dos factores a partir de los residuos de la razos de contacto transversal m_p y de la razon de contacto axial m_F .

$$n_r = \text{parte fraccionaria de } m_p$$

$$n_a = \text{parte fraccionaria de } m_F$$

Y si $n_a \leq 1 - n_r$ entonces

$$L_{min} = \frac{m_p F - n_a * n_r * px}{\cos \Psi_b}$$

Si $n_a \geq 1 - n_r$ entonces

$$L_{min} = \frac{m_p F - (1 - n_a)(1 - n_r) * px}{\cos \Psi_b}$$

Donde Ψ_b es el angulo base de la helice y es igual a :

$$\Psi_b = \cos^{-1} \left(\cos \Psi * \frac{\cos \phi_n}{\cos \phi} \right)$$

Fórmula 1.14 Angulo base hélice(Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas. Mexico: Prentice Hall.*)

1.9 Esfuerzos en engranes Cónicos

1.9.1 Esfuerzos a flexión en engranes cónicos

El cálculo de esfuerzos y de estimaciones de vida para engranes cónicos es más complejo que para engranes rectos y los helicoidales. Aplicando en esencia la misma ecuación de los engranes rectos o helicoidales se determina el esfuerzo a flexión de engranes rectos o espigas. La diferencia principal está dada por el factor J. Hay que considerar que la carga aplicada T_p se expresa en función del par de torsión.

$$\sigma_b = \frac{2T_p * p_d}{d * F * J} * \frac{K_a * K_m * K_s}{K_v * K_x} \quad (\text{psi})$$

Fórmula 1.15 Ecuación de esfuerzos a flexión (US)(Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas. Mexico: Prentice Hall.*)

$$\sigma_b = \frac{2000T_p}{d * F * m * J} * \frac{K_a * K_m * K_s}{K_v * K_x} \quad (\text{MPa})$$

Fórmula 1.16 Ecuación de esfuerzos a flexión (SI)(Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas. Mexico: Prentice Hall.*)

Se pueden tomar los factores $K_a * K_m * K_s, K_v$ igual a los definidos en los engranes rectos. El factor $K_x = 1$ y para engranes en espiral o zero es función del radio de la herramienta de fresado, en estos dos casos se toma como aproximación un $K_x = 1,25$.

1.9.2 Esfuerzos superficiales en engranes cónicos

El esfuerzo superficial en engranes cónicos rectos o espigas se calcula de manera similar al de los engranes rectos o helicoidales, pero incluyendo algunos factores de ajuste, de la misma forma que en el caso de los esfuerzos a flexión en engranes cónicos la carga aplicada se expresa como un par de torsión en el piñón en vez de una carga tangencial.

$$\sigma_c = C_b * C_p \sqrt{\frac{2T_p}{FId^2} * \left(\frac{T_p}{T_D}\right)^z \frac{C_a * C_m}{C_v} * C_s * C_f * C_{xc}}$$

Fórmula 1.17 Ecuación de esfuerzos Superficiales Cónicos(Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall.)

Los factores $C_a, C_m, C_s, C_f, C_v, C_p$ se puede considerar iguales a los engranes rectos. Los factores de ajuste que son nuevos son C_b que es una constante de ajuste de esfuerzos definida como $C_b = 0,634$ por el estándar AGMA, y C_{xc} que es un factor de abombamiento definido como 1 para dientes sin abombamiento y 1,5 para dientes con abombamiento. El exponente z es de 0,667 cuando $T_p < T_D$ y 1 en cualquier otra ocasión.

Los términos de par de torsión T_p es el **par de operación del piñón** definido por las cargas aplicadas, el par de torsión aplicado o la potencia y la velocidad, y puede variar con el tiempo. T_D es el **par de torsión del diseño del piñón** es decir el valor mínimo necesario para producir una huella de contacto completa sobre el diente del engrane. En la mayoría de los casos T_D es el par de torsión necesario para crear un esfuerzo de contacto igual al esfuerzo de contacto permisible para dicho material y se puede estimar como sigue.¹⁰

$$T_D = \frac{F}{2} \frac{IC_v}{C_s C_{md} C_f C_a C_{xc}} \left(\frac{S'_{fc} * d}{C_p C_b} \frac{0.774 C_H}{C_T C_R} \right)^2 \quad (psi)$$

Fórmula 1.18 Par de torsión de diseño(US) (Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall.)

¹⁰Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall.

$$T_D = \frac{F}{2000} \frac{I C_v}{C_s C_{md} C_f C_a C_{xc}} \left(\frac{S'_{fc} * d}{C_p C_b} \frac{0.774 C_H}{C_T C_R} \right)^2 \quad (MPa)$$

Fórmula 1.19 Par de torsión de diseño(SI) (Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall.)

Donde:

S'_{fc} = Es la resistencia a la fatiga superficial del material y los factores

C = Son como se definieron anteriormente,

C_{md} = Es un factor de montaje a fin de tomar en consideración el montaje en voladizo o el acoplamiento montado de uno o ambos engranes.

C_{md} = Varía desde 1,2 para ambos elementos están fijos, hasta 1,8 si ambos elementos están en voladizo. Si uno de los miembros está en voladizo y el otro a fijo se usa un valor intermedio. En dientes sin abombamiento se multiplica estos factores por dos.

1.9.3 Factores Geométricos I y J

Los factores geométricos para engranes cónicos rectos o espiras son distintos a los correspondientes a engranes rectos o helicoidales. El estándar AGMA contiene tablas de estos factores.¹¹

1.10 Materiales para engranajes

Solo un número limitado de metales y aleaciones son adecuados para engranes que transmiten una potencia importante. Los aceros fundidos y maleables y los hierros modulantes sean las selecciones más comunes para engranes. Es recomendable un endurecimiento superficial a fin de obtener resistencia superficial a la corrosión.

¹¹Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall.

1.10.1 Hierros fundidos

Se usan generalmente para engranes, la fundición de hierro gris tiene ventaja de bajo costo facilidad de maquinado, alta resistencia al desgaste y amortiguación interna debido a las inclusiones de grafito, lo que hace acústicamente más silencioso que los engranes de acero. Desafortunadamente tiene una baja resistencia a la tensión, lo que obliga para tener resistencia a la tensión a dientes de mayor dimensión que los engranes de acero.

1.10.2 Aceros

También son de uso común en relación con el hierro fundido tienen superior resistencia a la tensión y en sus formas de aleación baja su costo. Necesita un tratamiento térmico para obtener dureza superficial que resista el desgaste. Los aceros con menor contenido de carbono se cementan mediante carbonización o nitrurización, un engrane cementado tiene la ventaja de tener un núcleo tenaz y una superficie dura, pero si la cementación no es lo suficientemente profunda los dientes llegan a fallar por fatiga a la fricción.

1.10.3 Bronces

Son los metales no ferrosos más comunes en la manufactura de engranes. El menor módulo de elasticidad de estas aleaciones de cobre genera una mayor deflexión del diente y mejora la distribución de carga entre dientes. Dado que el bronce y el acero operan bien juntos, comúnmente se recurre a la combinación de un piñón de acero y un engrane de bronce.

1.11 Resistencia a la fatiga por flexión AGMA de materiales para engranes

La fórmula de corrección para la resistencia a la fatiga a flexión de los engranes es.

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

Fórmula 1.20 Resistencia a la fatiga a flexión corregida(Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas. Mexico: Prentice Hall.*)

Donde S'_{fb} es la resistencia a la fatiga a flexión AGMA y S_{fb} es la resistencia a la flexión corregida y los factores K son modificadores que toman en consideración diferentes condiciones.

1.11.1 Factor de vida K_L

El número de ciclos de carga se define como el número de contactos de acoplamiento bajo carga del diente de engrane que se está analizando.

1.11.2 Factor de temperatura K_T

La temperatura del lubricante es una medida razonable de determinar la temperatura del engrane. Para aceros con temperaturas de hasta 250°F $K_T = 1$. Para temperaturas superiores se estima a K_T a partir de:

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620}$$

Fórmula 1.21 Factor de temperatura(Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas. Mexico: Prentice Hall.*)

Donde T_F es la temperatura del aceite en°F. No se debe usar esta relación para materiales diferentes al acero.

1.11.3 Factor de Confiabilidad K_R

Los datos de resistencia AGMA se basan en un probabilidad estadística de falla de 1 falla de cada 100 es decir un confiabilidad de 99%, si esto es satisfactorio el valor de $K_R = 1$.¹²

¹²Norton, R. (1999). *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall.

CAPITULO 2

2. Diseño del sistema planetario

2.1 Introducción

Dentro del diseño del sistema de transmisión por planetario se considera que el mismo será usado como medio de enseñanza por ende los esfuerzos y las cargas a las que servirá son menores que los necesarios en un sistema de uso industrial de esta forma el sistema sufrirá un desgaste menor y su vida útil será más prolongada.

Para el diseño es necesario determinar las cargas que sufrirá el elemento a fin de su correcto dimensionamiento, para su construcción. En el capítulo anterior están indicadas las diferentes características que debe cumplir un engranaje para su funcionamiento. Todas estas características proporcionan al elemento un grado de confiabilidad dependiente de las condiciones de trabajo, por tal razón es necesario para el dimensionamiento determinar las condiciones iniciales de trabajo.

2.1.1 Condiciones de trabajo

El mecanismo a diseñar es un sistema planetario compuesto por 4 piñones cónicos de iguales, una corona y un piñón de diámetro diferente. Para el análisis se considera que el equipo será usado únicamente para prácticas estudiantiles y que el sistema motriz será manual y no poseerá ningún motor aunque el sistema permitirá futuras adaptaciones en el caso de que sea posible o necesaria.

El hecho de que el sistema sea usado únicamente por los estudiantes hace necesario las revoluciones a las que funcione el equipo sean bajas por razones de seguridad y a fin de que pueda identificarse correctamente el funcionamiento del mismo. El hecho de que el sistema sea manual obliga a su vez a asumir revoluciones bajas. Con estas premisas se considera que el elemento girará a velocidades que oscilan entre las 50rpm y no serán superiores a los 400rpm. Esta consideración nace de la observación del prototipo existente en el taller de mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana el cual funciona como sistema de aprendizaje y su velocidad no supera las planteadas.

En cuanto a la potencia que va a soportar los engranes se define mediante una consideración igual a la anterior mediante la observación del trabajo que va a realizar. El cual será impulsado de forma manual aunque se considerara la posibilidad de que al sistema se le acople un motor de 0,1HP esta condición de potencia es justificada por el

hecho de que el sistema no tendrá ninguna carga más que la del rozamiento producido por el roce de los mismos engranes. En el mercado resulta poco práctico buscar motores de menor potencia y este tipo de motores son de uso general en impresoras y copadoras justificándose el uso de un motor de este tipo por factor costo beneficio ya que resulta más económico y fácil encontrar este tipo de equipo. El diseño está sometido a condiciones de trabajo bajas y por tal razón se considera que funcionara 5 años con un ciclo de vida de 5 horas diarias durante 5 días a la semana. De esta manera el sistema estará en operación 1200h al año.

2.2 Análisis de esfuerzos del sistema diferencial

Una vez determinadas las cargas de trabajo que va soportar es posible realizar el análisis.

Los satélites del sistema son un conjunto de 4 piñones cónicos con la característica de que los cuatro son iguales debido a que se engranan de forma conjunta para la transición. De esta forma se realiza en análisis en un par de engranes resaltando de que los esfuerzos que sufra un diente al momento de contacto no se dará únicamente en un diente sino en dos sentidos tanto en la parte superior del piñón así como en la inferior.

Condiciones de trabajo

Angulo de presión $\phi = 20^\circ$

Numero de dientes piñon (N_p) = 24

Numero de dientes engranes (N_g) = 24

Potencia (P) = 0,1[HP]

$w_p = 400[rpm]$

$m = 1,25$

$p_d = 20,32$

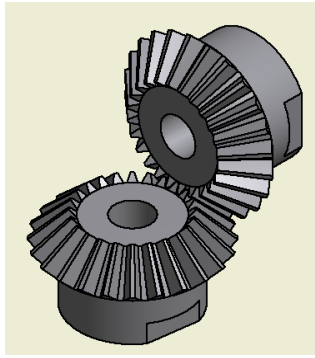


Fig. 2.1 Piñones satélites(Fuente: El autor)

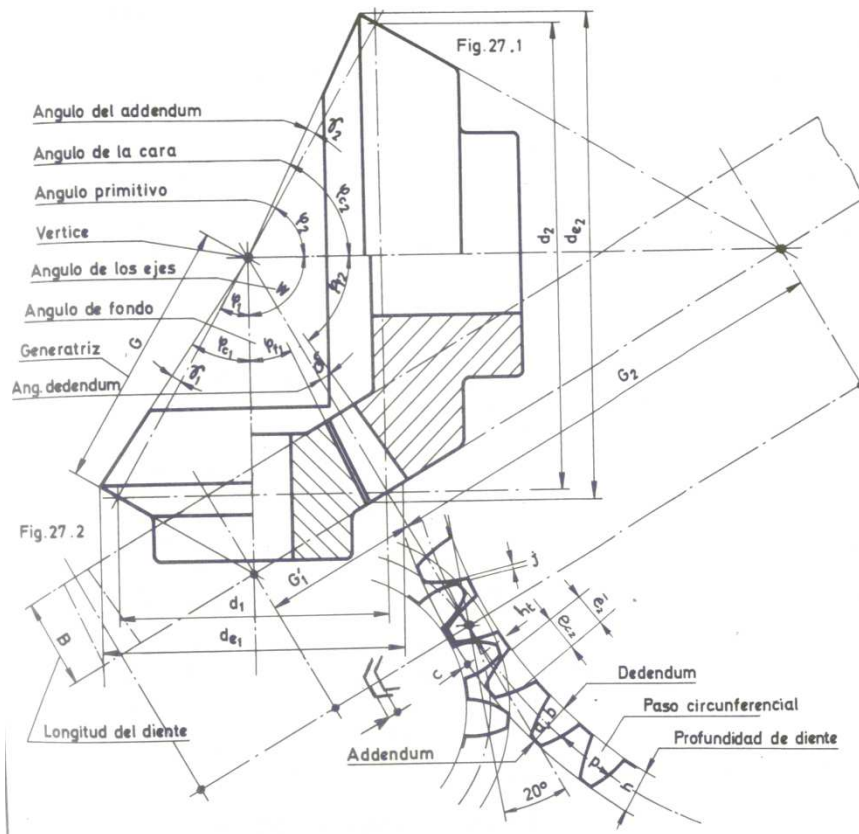


Fig. 2.2 Diseño de piñones(Fuente: Larburu, Nicolas. «Maquinas Prontuario.»
 En Maquinas Prontuario, de Nicolas Larburu, 345. madrid: Thomson
 Paraninfo, 2003.)

a) **Par de torsión (T_p)**

$$T_p = \frac{P}{\omega_p}$$

$$T_p = \frac{0.1HP \left(\frac{6600 \text{ in. lb}}{\text{sec}} \right) / HP}{400 \text{ rpm} * \frac{2\pi}{60} * \frac{\text{rad}}{\text{sec}} / \text{rpm}}$$

$$T_p = 15,77 \text{ [in. lb]}$$

$$T_p = 1.78 \text{ [N. m]}$$

b) **Diámetro de Paso**

$$d = N_p * m$$

$$d = 24 * 1.25 = 30 \text{ [mm]}$$

c) **Factor Geométrico**

Según las tablas 12.5 y 12.6¹

$$\text{Factor Geometrico}(J) = 0,215$$

$$\text{Factor Geometrico}(I) = 0,065$$

d) **Angulo de cono de paso**

$$m_G = \frac{w_g}{w_p} = \frac{N_g}{N_p} = \tan(\alpha_g) = \cot(\alpha_p)$$

$$\alpha_g = \tan^{-1} \left(\frac{N_g}{N_p} \right)$$

$$\alpha_g = \tan^{-1} \left(\frac{24}{24} \right)$$

¹Norton, Robert. *Diseño de maquinas*. Mexico: Prentice Hall, 1999.

$$\alpha_g = 45^\circ$$

e) **Longitud del cono de paso (L)**

$$L = \frac{d}{2\text{sen}(\alpha_p)}$$

$$L = \frac{30[\text{mm}]}{2\text{sen}(45)}$$

$$L = 21.21 [\text{mm}]$$

f) **Ancho de cara (F)**

$$F = \frac{L}{3}$$

$$F = \frac{21.21[\text{mm}]}{3}$$

$$F = 7.07 [\text{mm}]$$

2.3 Análisis de esfuerzo (σ_b)

$$\sigma_b = \frac{2000T_p}{d} * \frac{1}{FmJ} * \frac{K_a * K_m * K_s}{K_v * K_x}$$

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4}$$

$$Q_v = \text{Indice de calidad del engrane} = 7 \quad [^2]$$

$$V_t = \text{velocidad de paso} = 10\text{m/seg} \quad [^3]$$

²Norton, Robert. *Diseño de maquinas*. pag 730, Mexico: Prentice Hall, 1999.

³Norton, Robert. *Diseño de maquinas*, pag 730. Mexico: Prentice Hall, 1999.

$$B = \frac{(12 - 7)^{2/3}}{4}$$

$$B = 0,731$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$A = 50 + 56(1 - 0,731)$$

$$A = 65,064$$

$$K_v = \left(\frac{65,064}{65,064 + \sqrt{200 * 10}} \right)^{0,731}$$

$$K_v = 0,592$$

$$K_a = 1$$

$$K_B = 1$$

$$K_x = 1$$

$$K_m = 1 \text{ [}^4\text{]}$$

$$\sigma_b = \frac{2000(1.78N.m)}{0.03m} * \frac{1}{0.00707m * 1.25 * 0,215} * \frac{1 * 1,2 * 1}{0,592 * 1}$$

$$\sigma_b = 126,5 \text{ [MPa]}$$

2.3.1 Análisis de esfuerzos superficiales

$$T_D = \frac{F}{2000} * \frac{I * C_v}{C_s * C_{md} * C_f * C_a * C_{xc}} * \left(\frac{S_{fc}'d}{C_p * C_b} * \frac{0,774 * C_H}{C_T * C_R} \right)^2$$

$$S_{fc}' = 27000 + 364HB$$

Se considera un acero de uso general como el SAE 1045 que es un acero sin aleación con un porcentaje de carbono de 0,45% con una dureza bridnell de 250 HB

⁴Norton, Robert. *Diseño de maquinas*, pag 740. Mexico: Prentice Hall, 1999.

$$S_{fc}' = 27000 + 364(250)$$

$$S_{fc}' = 118250$$

$$C_a = K_a = 1$$

$$C_m = K_m = 1,6$$

$$C_v = K_v = 0,592$$

$$C_s = K_s = 1$$

Según la tabla 11-18⁵ se tiene el contacto de dos piñones del mismo material

$$C_p = 191[MPa^{0.5}]$$

$$C_{xs} = 1$$

$$C_{md} = 1,8$$

Según la tabla 11-19⁶ el factor de confiabilidad $C_R = 1$

$T_F =$ la temperatura del refrigerantes es de aprox. 250 °F

$$C_T = \frac{460 + T_F}{620}$$

$$C_T = \frac{460 + 250^\circ F}{620}$$

$$C_T = 1,145$$

$$C_H = 1 + A(m_G - 1)$$

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1,2 \quad A = 0$$

⁵Norton, Robert. *Diseño de maquinas*, pag 745. Mexico: Prentice Hall, 1999.

⁶Norton, Robert. *Diseño de maquinas*. pag 752 Mexico: Prentice Hall, 1999.

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} = \frac{250}{250} = 1$$

$$C_H = 1$$

$$C_b = \text{Constante de ajuste de esfuerzos} = 0,634$$

$$C_F = \text{Factor terminado superficial} = 1$$

$$T_D = \frac{F}{2000} * \frac{I * C_v}{C_s * C_{md} * C_f * C_a * C_{xa}} * \left(\frac{S_{fc}' * d}{C_p * C_b} * \frac{0,774 * C_H}{C_T * C_R} \right)^2$$

$$T_D = \frac{0,00707m}{2000} * \frac{0,065 * 0,592}{1 * 1,8 * 1 * 1 * 1} * \left(\frac{118250 * 0,03m}{191[MPa^{0.5}] * 0,634} * \frac{0,774 * 1}{1,145 * 1} \right)^2$$

$$T_D = 2.9[MPa]$$

Cuando $T_p > T_D$ entonces $z = 0,667$ y $y = 1$ en cualquier otra ocasión⁷

$$\sigma_c = C_p * C_b * \sqrt{\frac{2 * T_D}{F * I * d^2} * \left(\frac{T_p}{T_D} \right)^z * \frac{C_a * C_m}{C_v} * C_s * C_f * C_{xc}}$$

$$\sigma_c = 191[MPa^{0.5}] * 0,634$$

$$* \sqrt{\frac{2 * 2.9[MPa]}{0,00707m * 0,065 * (0,03m)^2} * \left(\frac{1,78[MPa]}{2.9[MPa]} \right)^1 * \frac{1 * 1,2}{0,592} * 1 * 1 * 1}$$

$$\sigma_c = 505.8 [MPa]$$

$$C_L = 1,4488 * N^{-0,023}$$

$N = \text{Numeros de ciclos de vida}$

$$N = 400rpm * \left(\frac{60hr}{hr} \right) * \frac{1200hr}{turno - año} * 5años * 1turno$$

$$N = 14,4E^7 [ciclos]$$

$$C_L = 1,4488 * 14,4E^{7-0,023}$$

⁷Norton, Robert. *Diseño de maquinas*, pag 788. Mexico: Prentice Hall, 1999.

$$C_L = 0,94$$

$$S_{fc} = \frac{C_L * C_H}{C_T * C_R} * S_{fc}'$$

$$S_{fc} = \frac{0,94 * 1}{1,145 * 1} * 118250$$

$$S_{fc} = 97131,87 [psi]$$

$$S_{fc} = 670 [MPa]$$

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

$$S_{fb}' = 6235 + 174HB - 0,126HB$$

$$S_{fb}' = 6235 + 174(250) - 0,126(250)$$

$$S_{fb}' = 49703,5 [psi]$$

$$S_{fb}' = 342,7 [MPa]$$

$$S_{fb} = \frac{0,94}{1,145 * 1} * 342,7 [MPa]$$

$$S_{fb} = 281,34 [MPa]$$

$$N_b = \frac{S_{fb}}{\sigma_b}$$

$$N_b = \frac{281,34 [MPa]}{126,5 [MPa]}$$

$$N_b = 2,22$$

$$N_c = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2$$

$$N_c = \left(\frac{670 [MPa]}{505,8 [MPa]} \right)^2$$

$$N_c = 1,75$$

Mediante los cálculos realizados se puede comprobar que los piñones soportaran las cargas a las que van a estar sometidos de la misma forma se tiene factores de seguridad altos superiores al 30%. De esta forma se garantiza una vida útil de 5 años trabajando 8 horas diarias. En la siguiente tabla se indican los valores de las cargas que soportaran los piñones así como los factores de seguridad que poseen.

Nombre	Nomenclatura	Valor
Esfuerzos a flexión que soportar	σ_b	126.5[MPa]
Esfuerzo superficial que soportar	σ_c	505.8 [MPa]
Factor de Seguridad contra falla por flexión	N_b	2.21
Factor de Seguridad contra falla superficial	N_c	1.32

Tabla 2.1 Esfuerzos que soporta el piñón y factores de seguridad(Fuente Autor)

2.4 Calculo Tecnológico para construcción de piñones cónicos

Una vez definido que mediante el análisis de cargas y esfuerzos se determinó que los piñones soportaran las cargas de trabajo. Para realizar su construcción es necesario definir las dimensiones básicas necesarias para este fin a continuación se indica el análisis necesario para definir los parámetros de construcción.

2.4.1 Profundidad de diente

$$h = 2,188 * m$$

$$h = 2,188 * 1,25$$

$$h = 2,735$$

2.4.2 Profundidad de trabajo

$$h_t = 2 * m$$

$$h = 2 * 1,25$$

$$h = 2,5$$

2.4.3 Juego entre dientes⁸

$$j = 0,025 \text{ a } 0,075$$

2.4.4 Numero de dientes para elegir la fresa de tallado en la fresadora universal

$$z_i(\text{ideal}) = z_2 = \frac{z}{\cos(\alpha_g)}$$

$$z_i(\text{ideal}) = z_2 = \frac{24}{\cos(45)}$$

$$z_i(\text{ideal}) = z_2 = 34 \text{ dientes}$$

2.4.5 Espacio libre del fondo

$$c = 0,188 * m$$

$$c = 0,188 * 1,25$$

$$c = 0,235$$

2.4.6 Paso Circular

$$p = m * \pi$$

$$p = 1,25 * \pi$$

$$p = 3,926$$

2.4.7 Addendum⁹

$$a_2 = m * A$$

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{24}{24} = 1$$

$$A = 1$$

$$a_2 = 1,25 * 1$$

$$a_2 = 1,25$$

$$a_1 = h_t - a_2$$

$$a_1 = 2,5 * 1,25$$

⁸Larburu, Nicolas. «Maquinas Prontuario.» En *Maquinas Prontuario*, de Nicolas Larburu, 345. madrid: Thomson Paraninfo, 2003.

⁹Larburu, Nicolas. «Maquinas Prontuario.» En *Maquinas Prontuario*, de Nicolas Larburu, 345. madrid: Thomson Paraninfo, 2003.

$$a_1 = 1,25$$

2.4.8 Diámetro exterior

$$d_{e1} = d_{e2} = d_1 + 2 * a_1 * \cos(\alpha_g)$$

$$d_{e1} = d_{e2} = 25 + 2 * 1,25 * \cos(45)$$

$$d_{e1} = d_{e2} = 26,767 \text{ mm}$$

2.4.9 Generatriz

$$G = \frac{m}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$$

$$G = \frac{1,25}{2} \sqrt{24^2 + 24^2}$$

$$G = 21,21 \text{ mm}$$

2.4.10 Dedendum

$$b_1 = b_2 = h - a_1$$

$$b_1 = b_2 = 2,735 - 1,25$$

$$b_1 = b_2 = 1,485 \text{ mm}$$

2.4.11 Angulo del Addendum

$$\gamma_1 = \gamma_2 = \arctan\left(\frac{b_2}{G}\right)$$

$$\gamma_1 = \gamma_2 = \arctan\left(\frac{1,485}{21,21}\right)$$

$$\gamma_1 = \gamma_2 = 4^\circ$$

2.4.12 Angulo Dedendum

$$\delta_1 = \delta_2 = \arctan\left(\frac{b_1}{G}\right)$$

$$\delta_1 = \delta_2 = \arctan\left(\frac{1,485}{21,21}\right)$$

$$\delta_1 = \delta_2 = 4$$

2.4.13 Angulo de Cara

$$\varphi_{c1} = \varphi_{c2} = \alpha_g + \gamma_2$$

$$\varphi_{c1} = 45 + 4$$

$$\varphi_{c1} = 49$$

2.4.14 Angulo de fondo

$$\varphi_{f1} = \varphi_{f2} = \alpha_g - \gamma_2$$

$$\varphi_{f1} = \varphi_{f2} = 45 - 4$$

$$\varphi_{f1} = \varphi_{f2} = 41$$

2.4.15 Espesor circular

$$e_{c2} = \frac{\pi * m}{2} - (a_1 - a_2) * \tan \phi$$

$$e_{c2} = \frac{\pi * 1,25}{2} - (1,25 - 1,25) * \tan 20$$

$$e_{c2} = 1,96$$

$$e_{c1} = p - e_{c2}$$

$$e_{c1} = 3,92 - 1,96$$

$$e_{c1} = 1,96$$

2.4.16 Espesor Cordal

$$e_1 = e_2 = e_{c1} - \frac{e_{c1}^3}{6 * d_1^2} - \frac{i}{2}$$

$$e_1 = e_2 = 1,96 - \frac{1,96^3}{6 * 25^2} - \frac{1}{2}$$

$$e_1 = e_2 = 1,46$$

2.4.17 Addendum Cordal

$$a_{c1} = a_{c2} = a_1 + e_1 \cos \alpha_g$$

$$a_{c1} = a_{c2} = 1,25 + 1,46 \cos 45$$

$$a_{c1} = a_{c2} = 1,26$$

Nombre	Nomenclatura	Valor
Modulo	m	1,25
Profundidad del diente	h	2,735mm
Profundidad de trabajo	h_t	2,5mm
Juego entre dientes	j	0,005mm
Numero de dientes para elegir la fresa de tallado en la fresadora universal	$z_1(ideal)$	34 dientes
Espacio libre de fondo	c	0,235mm
Paso Circular	p	3,926
Diámetro Primitivo	d_p	25 mm
Diámetro exterior	d_{e1}	26,767 mm
Addendum	a_2 a_1	1,25mm
Generatriz	G	21,21mm
Dedendum	b_1 b_2	1,485 mm
Angulo del Addendum	γ_1 γ_2	4°
Angulo Dedendum	δ_1 δ_2	4°
Angulo de Cara	φ_{c2} φ_{c2}	49°
Angulo de Fondo	φ_{f2} φ_{f2}	41°

Espesor Circular	e_{c1}	1,96mm
	e_{c2}	
Espesor Cordal	e_1	1,46mm
	e_2	
Addendum Cordal	a_{c1}	1,26mm
	a_{c2}	

Tabla 2.2 Datos técnicos de los piñones (*Fuente el autor*)

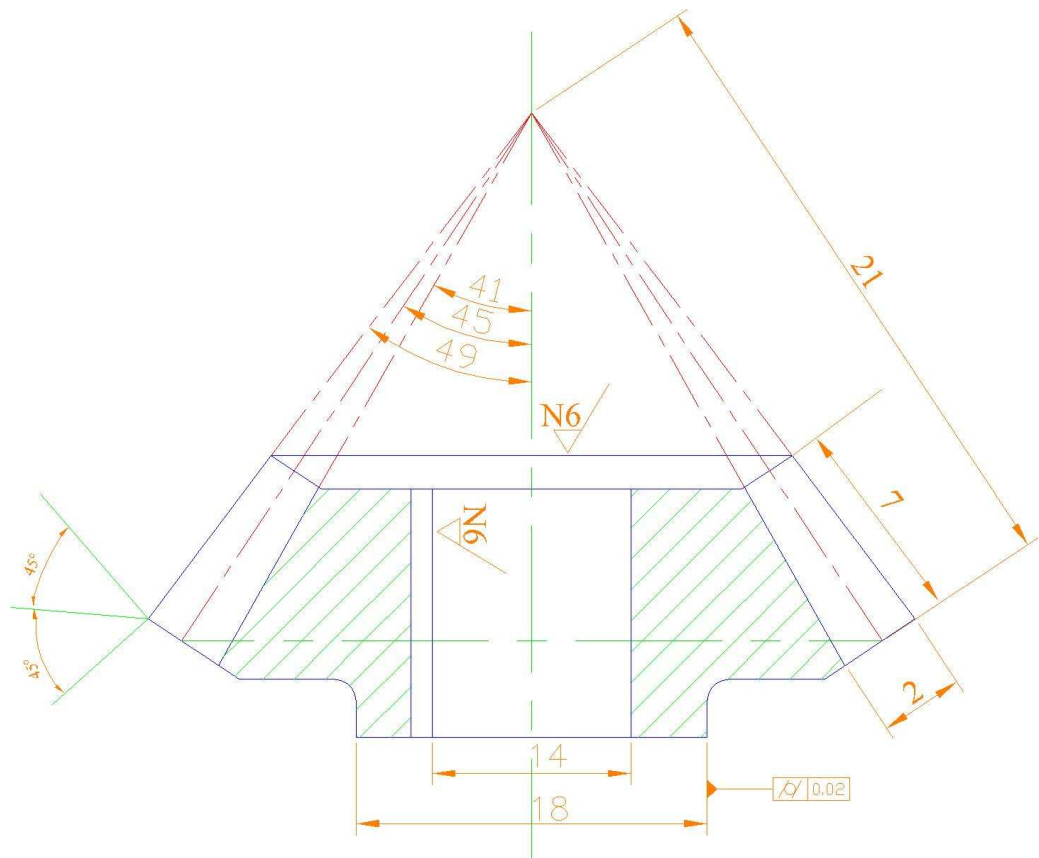


Fig. 2.3 Diseño piñón satelital (*Fuente el Autor*)

2.5 Análisis de esfuerzos en la corona

La corona será el elemento que servirá mediante una relación de transmisión de aumentar el torque desde la palanca hasta los satélites. Para determinar las características de diseño es necesario analizar las fuerzas a las que va esta sometido de manera que se pueda especificar cuál es la carga máxima que soportara y el factor de

seguridad que tendrá el elemento así como las dimensiones que deberá poseer la corona a fin de poder realizar su construcción

Condiciones de trabajo

Angulo de presión $\phi = 20^\circ$

Numero de dientes piñon (N_p) = 24

Numero de dientes engranes (N_g) = 48

Potencia (P) = 0,1[HP]

$w_p = 400$ [rpm]

$m = 1,25$

$p_d = 20,32$

Nombre	Nomenclatura	Piñón	Rueda
Esfuerzos a flexión que soportar	σ_b	126.9[MPa]	126.3 [MPa]
Esfuerzo superficial que soportar	σ_c	506.7 [MPa]	484 [MPa]
Factor de Seguridad contra falla por flexión	N_b	2.21	2,22
Factor de Seguridad contra falla superficial	N_c	1.32	1.30

Tabla 2.3 Esfuerzos que soporta el piñón y factores de seguridad(Fuente Autor)

Nombre	Nomenclatura	Piñón	Rueda
Modulo	m	1,25	
Angulo Primitivo		26,56°	63.43°
Profundidad del diente	h	2,735mm	
Profundidad de trabajo	h_t	2,5mm	
Juego entre dientes	j	0,005mm	
Numero de dientes para elegir la fresa de tallado en la fresadora universal	$z_1(ideal)$ $z_2(ideal)$	53dientes	107 dientes
Espacio libre de fondo	c	0,235mm	
Paso Circular	p	3,926	
Diámetro Primitivo	d_p	30 mm	60mm
Diámetro exterior	d_{e1} d_{e2}	33mm	60.72
Addendum	a_2 a_1	1,687mm	0.8125mm
Generatriz	G	33.54mm	
Dedendum	b_1 b_2	1,04 mm	1.923mm
Angulo del Addendum	γ_1 γ_2	3.28°	1.77°
Angulo Dedendum	δ_1 δ_2	1.77°	3.28°
Angulo de Cara	φ_{c2} φ_{c2}	29.84°	65.2°

Angulo de Fondo	φ_{f2}	26.3°	61.66°
	φ_{f2}		
Espesor Circular	e_{c1}	3.3mm	0.62mm
	e_{c2}		
Espesor Cordal	e_1	2.49mm	0.12mm
	e_2		
Addendum Cordal	a_{c1}	1,73mm	0.812mm
	a_{c2}		

Tabla 2.3 Datos técnicos Piñón-Corona (Fuente: Autor)

Una vez definidos los valores y se ha comprobado que las dos ruedas dentadas tanto la corona como el piñón cumplen con las condiciones de trabajo y se asegura que el diseño trabajara durante el tiempo previsto ya que los análisis realizados respaldan estas afirmaciones es necesario plasmar estas valores numéricos en un plano que permita la construcción. En la fig. (2.3) se indica las dimensiones generales de la corona. La cual está lista para su construcción.

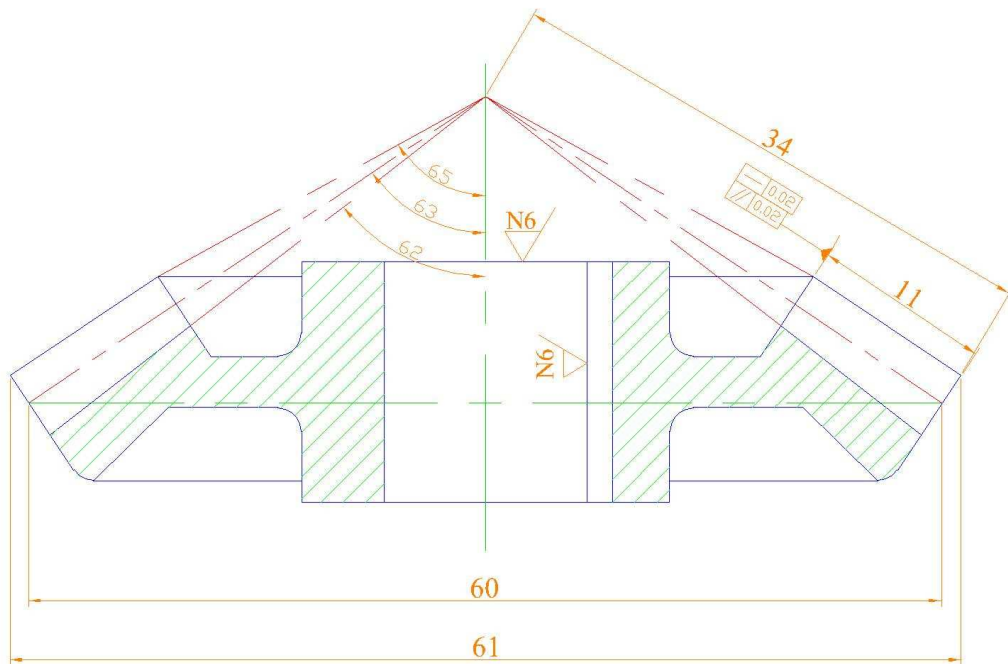


Fig. 2.4 Diseño piñón-Corona (Fuente Autor)

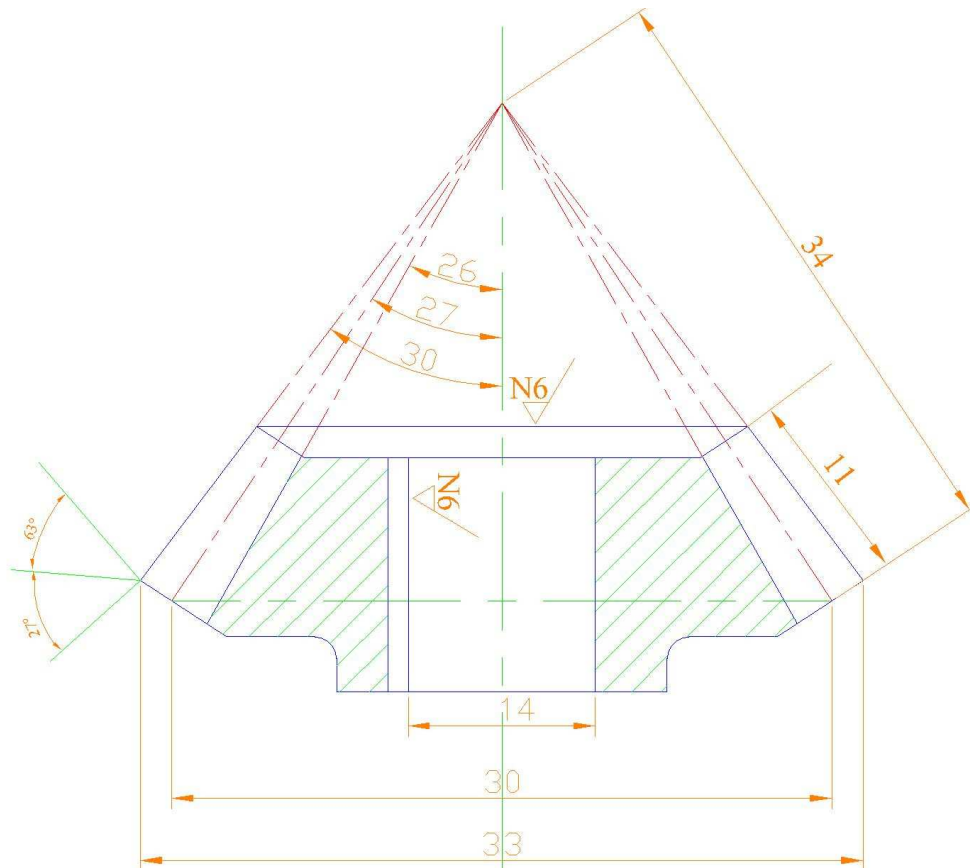


Fig. 2.5 Diseño Piñón-Corona (*Fuente Autor*)

2.6 Diseño de los engranes de diente recto para el planetario

El primer engranaje a diseñar será el satelital. El planetario planteado consiste en tres de estos engranes con las siguientes características.

Nombre	Nomenclatura	Valor
Modulo	m	1
Profundidad del diente	h	2,25mm
Profundidad de trabajo	h_t	1,25mm
Juego entre dientes	j	0,005mm
Numero de dientes para elegir la fresa de tallado en la fresadora universal	$z_1(ideal)$ $z_2(ideal)$	30 dientes

Paso Circular	p	3,1416
Diámetro Primitivo	d_p	30 mm
Diámetro exterior	d_{e1}	32 mm
Addendum	a_2	1mm
Dedendum	b_1	1,25 mm
Espesor del diente	e	1,571mm
Diámetro interno	d_i	

Tabla 2.4 Datos técnicos Engrane-Satélite (Fuente: Autor)

Nombre	Nomenclatura	Valor
Modulo	m	1
Profundidad del diente	h	2,25mm
Profundidad de trabajo	h_t	1,25mm
Juego entre dientes	j	0,005mm
Numero de dientes para elegir la fresa de tallado en la fresadora universal	$z_1(ideal)$	38 dientes
Paso Circular	p	3,1416
Diámetro Primitivo	d_p	38 mm
Diámetro exterior	d_{e1}	40 mm
Addendum	a_2	1mm

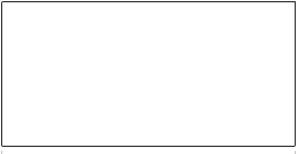
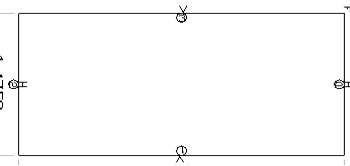
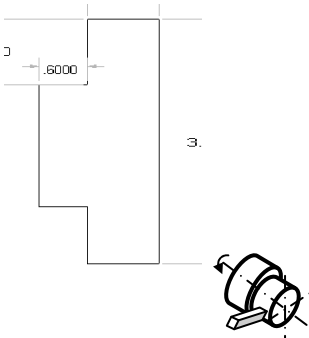
Dedendum	b_1	1,25 mm
Espesor del diente	e	1,571mm
Diámetro interior	d_i	35.5 mm

Tabla 2.4 Datos técnicos Engrane-Planetario (Fuente: Autor)

Nombre	Nomenclatura	Valor
Modulo	m	1
Profundidad del diente	h	2,25mm
Profundidad de trabajo	h_t	1,25mm
Juego entre dientes	j	0,005mm
Numero de dientes para elegir la fresa de tallado en la fresadora universal	$z_1(ideal)$	100 dientes
Paso Circular	p	3,1416
Diámetro Primitivo	d_p	100 mm
Diámetro exterior	d_{e1}	102 mm
Addendum	a_2	1mm
Dedendum	b_1	1,25 mm
Espesor del diente	e	1,571mm
Diámetro interior	d_i	97.5 mm

Tabla 2.4 Datos técnicos Engrane Dentado Interno (Fuente: Autor)

2.7 Descripción del proceso de construcción de los engranes cónicos de diente recto

Dibujo del Proceso	Operación	Maquinaria	Herramienta	N. de Op.
	<p style="text-align: center;">Corte de eje en bruto</p>	<p style="text-align: center;">Sierra Cinta</p>	<p style="text-align: center;">Hoja de Fricción(acero)</p>	OPERACIÓN 1
	<p>Refrendado de la cara derecha e izquierda</p> <p>Se elimina el exceso que tiene por medio de esta operación</p>	<p style="text-align: center;">Torno Horizontal</p>	<p style="text-align: center;">Equipo de torno. Calibrador.</p>	OPERACIÓN 2
	<p>Cilindrado exterior de uno de los extremos</p> <p>Colocar la pieza entre centros, taladrando los extremos con una broca de centros y colocar la pieza entre puntos</p>	<p style="text-align: center;">Torno Horizontal</p>	<p style="text-align: center;">Equipo para torno. Calibrador. Contrapunto</p>	OPERACIÓN 3

	<p>Taladrado Previo trazado</p> <p>Se necesita taladrar previamente para que al comenzar la operación de cilindrado interior el buril trabaje sobre una guía</p>	<p>Torno Horizontal</p>	<p>Equipo para torno. Broca Helicoidal de diámetro próximo al agujero</p>	<p>OPERACIÓN 4</p>
	<p>Cilindrado interior y Escareado</p>	<p>Torno horizontal</p>	<p>Equipo para torno. Cuchilla de desbaste Calibrador. Contrapunto</p>	<p>OPERACIÓN 5</p>
	<p>Cilindrado del cono exterior</p>	<p>Torno Horizontal</p>	<p>Equipo para torno. útil curvado de corte a la derecha para desbastar Calibrador. Contrapunto</p>	<p>OPERACIÓN 6</p>
	<p>Mortajado interior</p>	<p>Mortajadora</p>	<p>Escoplo</p>	<p>OPERACIÓN 7</p>

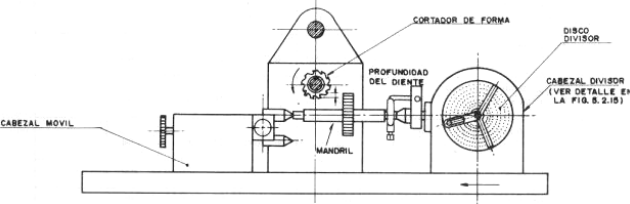
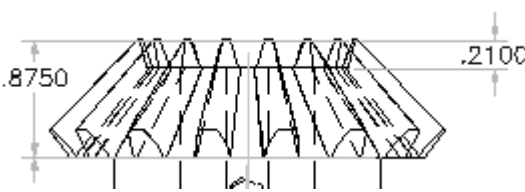
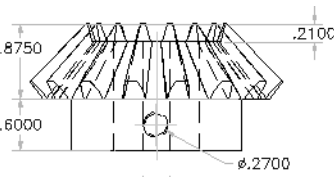
 <p style="text-align: center;">Dentado</p> <p>Se sujeta y dispone el plato divisor y el cabezal móvil en la fresadora horizontal, se sujeta la fresa para ruedas dentadas en el usillo de fresar, se sujeta la pieza entre puntas, y se ajusta la fresa al centro de la pieza, ajuste de los brazos del sector ajuste del número de revoluciones y de avance elevar ligeramente la fresa y realizar la operación de fresado del primer diente, separar y girar la pieza con la manivela del plato divisor</p> 			OPERACIÓN 8	
	Barrenado	Taladro de mesa	Broca Helicoidal	OPERACIÓN 9

Tabla 2.4 Proceso de construcción engranes cónicos (Fuente Oca, Ricardo Montes de. Manual de Manufactura Industrial. UPIICSA, s.f.)

2.8 Diseño del sistema Diferencial

Una vez definido las características y las dimensiones de los elementos que conforman el sistema planetario el siguiente punto es el diseño del sistema completo a continuación se indica el esquema general del sistema.

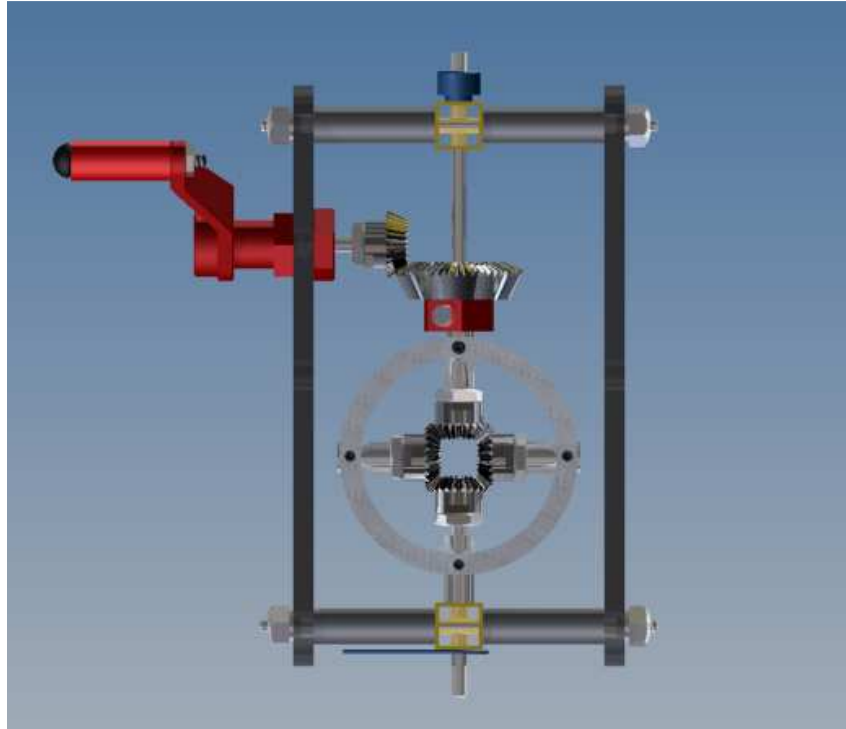


Fig. 2.6 Vista superior sistema planetario (Fuente: Autor)

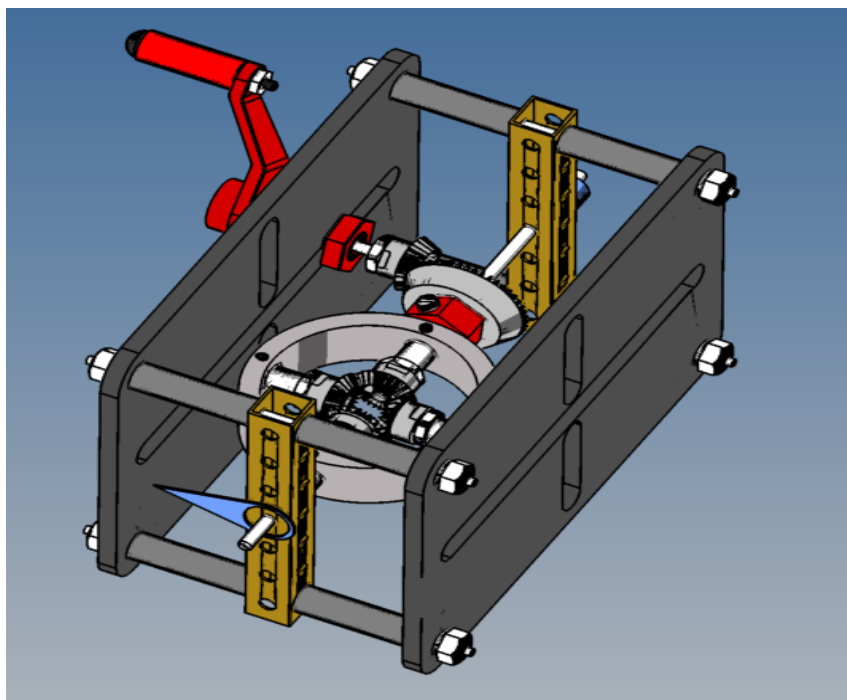


Fig. 2.7 Prospectiva sistema planetario (Fuente: Autor)

2.9 Diseño del sistema Planetario

Una vez definido las características y las dimensiones de los elementos que conforman el sistema planetario el siguiente punto es el diseño del sistema completo a continuación se indica el esquema general del sistema.

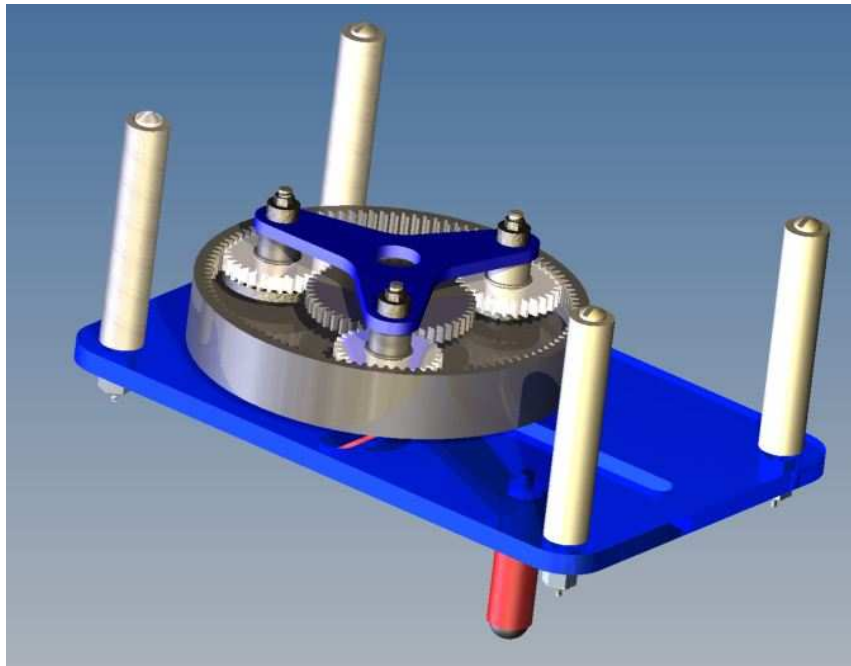


Fig. 2.8 Vista engranes sistema planetario (Fuente: Autor)

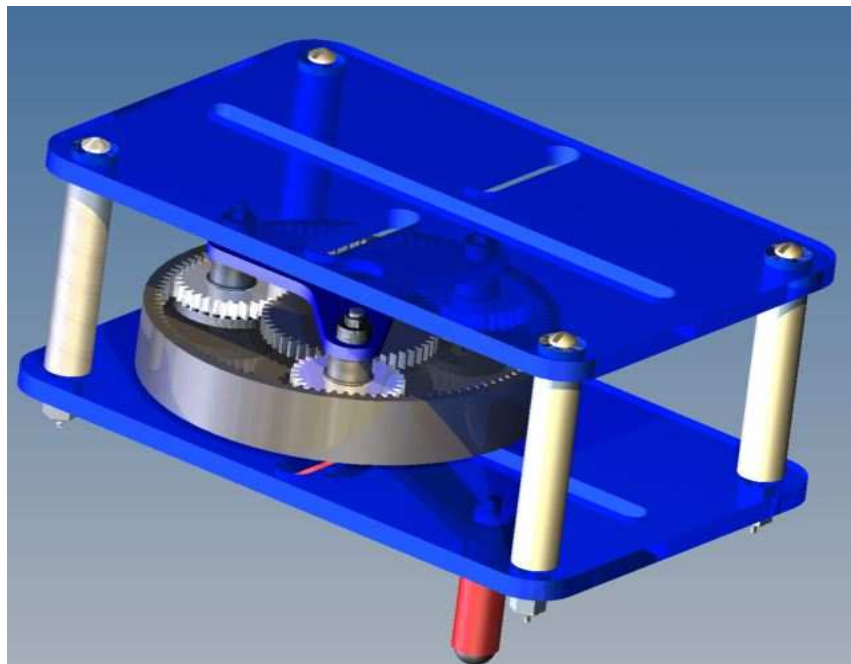


Fig. 2.9 Prospectiva sistema planetario (Fuente: Autor)

CAPITULO 3

3. Diseño de Prácticas Didácticas

3.1 Introducción

Los dos sistemas que se presentan tienen como objetivo su uso didáctico para lo cual se presentará tres propuestas de prácticas para cada uno de los mecanismos; estas propuestas tratan de abarcar de forma general las diferentes posibilidades que puede generar cada uno de los sistemas y dependerán únicamente de la forma en que el profesor de cada uno de las diferentes áreas utilice las herramientas que se presentan.

Los modelos de prácticas que se presentan están diseñados de forma que el estudiante vaya conociendo estos sistemas de transmisión de forma sencilla comenzando desde un nivel básico donde el estudiante conocerá los principios fundamentales de funcionamiento así como las características de cada uno. Avanzando hasta que el estudiante sea capaz de calcular un sistema de reducción mediante engranajes.

Las prácticas van orientadas a estudiantes de los últimos años de bachillerato tanto en la rama automotriz así como a estudiantes universitarios que cursen asignaturas de diseño mecánico, donde los estudiantes podrán demostrar de forma real los diferentes análisis que se pueden hacer para el diseño del sistema Epicicloidal y diferencial.

Es necesario recalcar que las prácticas aquí presentadas son modelos generales y dependerá exclusivamente del docente definir los parámetros que crea conveniente profundizar dependiendo de la asignatura en la cual se apliquen las herramientas que se indican.

De esta forma las prácticas que se presentan no pretenden ser rígidas; siendo todo lo contrario flexibles a cambios en función de las necesidades de cada asignatura y del nivel de estudio en el que se utilicen.

PRACTICA Nº	TIEMPO ESTIMADO	TEMA	ASIGNATURA
1	60 min	Reconocimiento de los componentes del grupo diferencial	

1. OBJETIVOS

- Identificar las partes del grupo diferencial.
- Determinar el funcionamiento del sistema.
- Comprender el funcionamiento de cada una de las partes.

2. METODO

- Operación manual del equipo a emplearse, en este caso el mecanismo didáctico.

3. EQUIPO Y MATERIALES

- Guía de Practica
- Mecanismo didáctico grupo Diferencial.

4. MARCO TEORICO

4.1 Funcionamiento del Grupo Diferencial

La función del diferencial es dividir por igual el par del motor y pasarlo al mismo tiempo a los ejes laterales. Este sistema permite que se tengan velocidades diferentes en los ejes de salida. Esto se da gracias a que los engranes de los semiejes pueden girar a velocidades diferentes ya que los piñones pueden girar sus ejes permitiendo que uno de los semiejes gire con más rapidez que el otro.

El diferencial reduce la velocidad de rotación transmitida desde la transmisión e incrementa la fuerza de movimiento, así como también distribuye la fuerza de movimiento en la dirección izquierda y derecha transmitiendo este movimiento a los ejes.

Su uso principal se da en los automóviles permitiendo que cuando el vehículo está girando, el diferencial absorbe las diferencias de rotación del movimiento de las ruedas izquierdas y derechas, haciendo posible que el vehículo gire fácilmente.

4.1 Componentes principales del Grupo Diferencial

Las partes que conforman el mecanismo diferencial son los siguientes:

Un piñón de ataque cónico colocado al final del eje secundario de la caja de cambios y que engrana sobre la corona.

Una gran **corona** cónica que está unida a la **caja de satélites**.

Dos piñones cónicos, llamados **planetarios**, situados en el interior de la caja de satélites, engranados con los satélites, y unidos a los semiejes que transmiten el movimiento a la reducción final.

Cuatro piñones cónicos, llamados **satélites**, engranados con los planetarios, situados en el interior de la caja de satélites, con sus ejes de giro unidos a la caja.

5. DESARROLLO

5. PROCEDIMIENTO

5.1.1 Reconocimiento de los componentes:

- a. Identificar cada una de las partes que componen el sistema
- b. Mediante la manipulación del sistema comprender el funcionamiento del mismo.
- c. Definir el funcionamiento de cada una de las partes del sistema.
- d. Resumir el funcionamiento del sistema; indicando las características que este posee y sus aplicaciones.

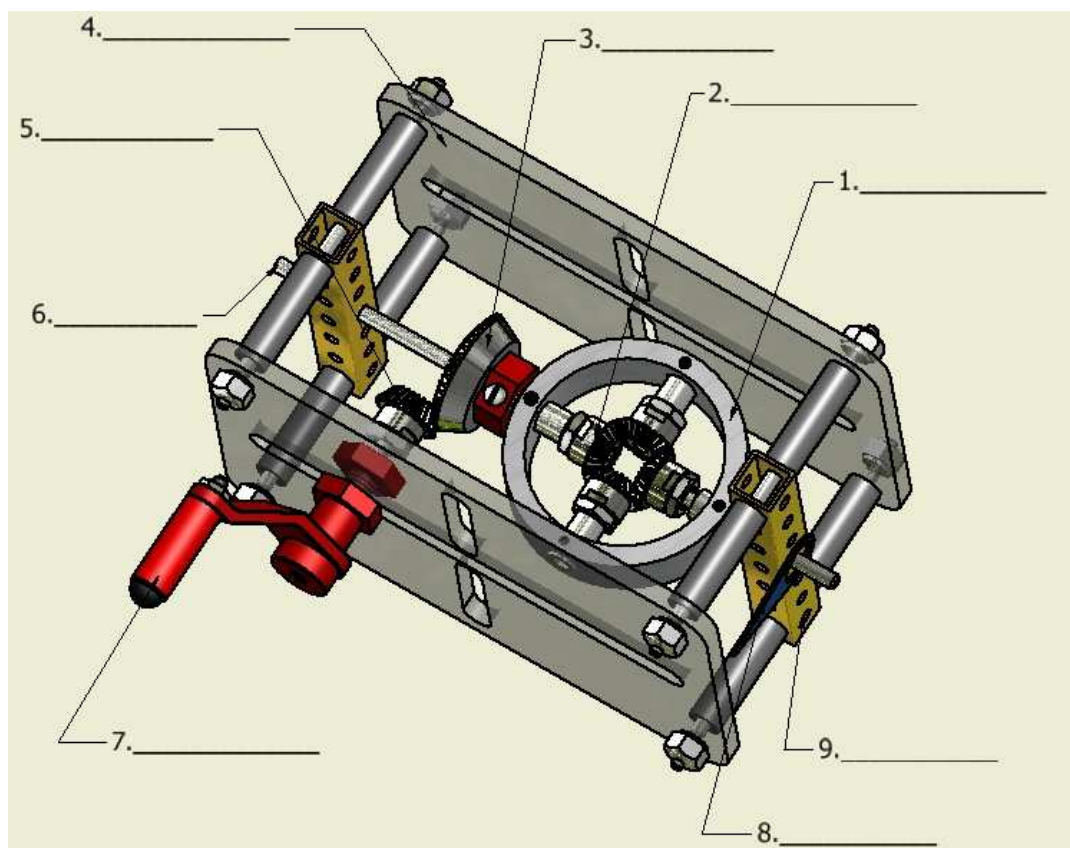


Fig. 5.1 Esquema del Sistema Diferencial

6. ACTIVIDADES DEL ALUMNO

- ✓ Identificación de los componentes del mecanismo en la fig. 5.1
- ✓ Mediante el uso del mecanismo definir el funcionamiento y las características que posee este.
- ✓ Definir el funcionamiento de cada una de las partes del sistema.
- ✓ Mediante un grafico explique la secuencia del funcionamiento así como cada fase

7. OBSERVACIONES

INFORME

a. Como marco teórico se debe abordar y profundizar los siguientes temas:

- Aplicaciones para los mecanismos diferenciales.
- Funcionamiento del mecanismo diferencial en un vehículo.
- Ventajas y desventajas de este sistema.

b. El informe que a entregarse debe contener la siguiente estructura base.

1. Tema.
2. Objetivos.
3. Marco teórico. (un máx. de 3 planas)
4. Actividades del alumno.
5. Análisis de resultados.
6. Conclusiones y recomendaciones.
7. Bibliografía.
8. Anexos (**Desarrollo de los cálculos, Presentación de resultados y gráficos**)

PRACTICA Nº	TIEMPO ESTIMADO	TEMA	ASIGNATURA
2	60 min	Engranajes en el Grupo Diferencial	

1. OBJETIVOS

- Desmontaje del grupo Diferencial
- Determinar los diámetros de los engranajes cónicas
- Determinar el número de dientes de cada engranaje.
- Armar el sistema
- Comprobar su correcto funcionamiento

2. METODO

- Operación manual del equipo a emplearse, en este caso el mecanismo didáctico.

3. EQUIPO Y MATERIALES

- Guía de Practica
- Mecanismo didáctico grupo Diferencial.
- Calibrador
- Llaves hexagonal 10mm
- Llaves 14

4. MARCO TEORICO

4.1 Engranajes entre ejes convergentes

Se presenta en los engranajes cónicos, los que están contruidos de tal modo que si sus ejes se prolongaran, ellos se encontrarán en un punto o vértice común. Sus dientes pueden ser rectos, en arco o en espiral, respondiendo en cada caso a determinadas condiciones de trabajo y trazado. El ángulo α que forman los ejes I y II de los engranajes z_1 y z_2 respectivamente, al cortarse puede ser: a) $\alpha = 90^\circ$, con lo que se obtiene un cambio en la transmisión del movimiento de rotación perpendicular al original; b) $\alpha < 90^\circ$ el cambio se produce en ángulo agudo; c) $\alpha > 90^\circ$ la dirección cambia en un ángulo obtuso.



Fig. 2.1 Engrane cónico de diente recto

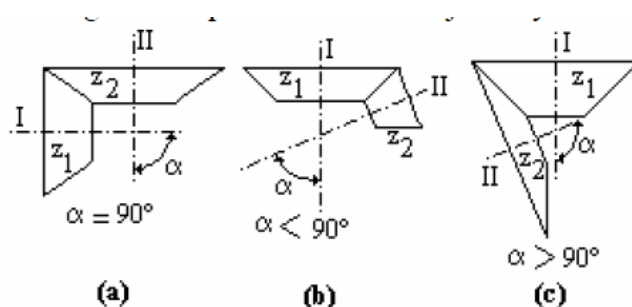


Fig. 2.2 Configuración de salidas de movimiento

1.1 Engranajes entre ejes cruzados

Para la transmisión del movimiento entre ejes que se cruzan, pueden emplearse engranajes cilíndricos helicoidales, también pueden emplearse los denominados engranajes hipoidales son engranajes cilíndricos de dientes helicoidales cuyos ejes se cruzan en el espacio, lo que permite lograr el cambio de dirección de la transmisión del movimiento.



Fig. 2.3 Engranajes cónicos hipoidales

5. DESARROLLO

5. PROCEDIMIENTO

5.1.2 Identificación de ruedas dentadas.

- Desarmar el sistema siguiendo el esquema indicado en la figura
- Medir los diámetros de las ruedas dentadas.
- Definir el número de dientes de cada uno de los engranajes.
- Armar el mecanismo
- Inspeccionar su correcto funcionamiento

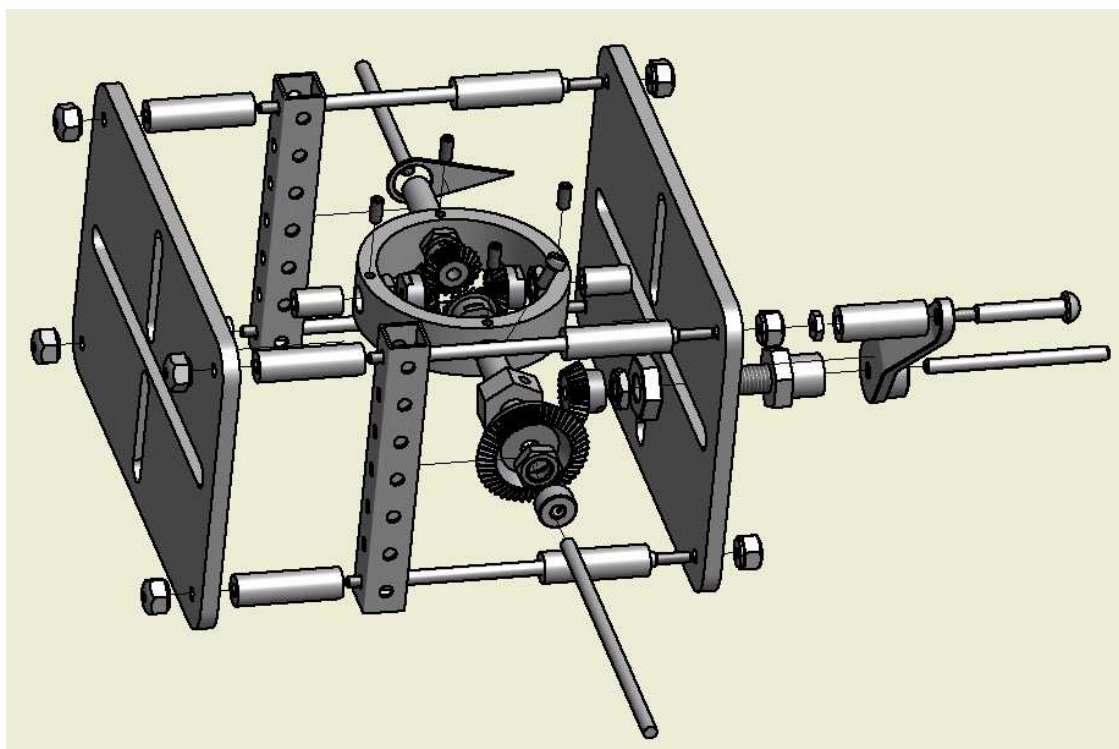


Fig. 5.1 Esquema de Componentes mecanismo didáctico

6. ACTIVIDADES DEL ALUMNO

- ✓ Usando el esquema de la figura fig. 5.1 desarmar el mecanismo e identificar sus partes
- ✓ Mediante el uso de un calibrador medir el diámetro de cada engranaje y dibujarlo con sus medidas
- ✓ Identificar cada uno de los engranes y su número de dientes
- ✓ Armar nuevamente el mecanismo
- ✓ Verificar el funcionamiento correcto del mismo.
- ✓ Realizar una tabla con los valores obtenidos de las mediciones.
- ✓ Un análisis de los resultados obtenidos, comentarios y conclusiones.

7. OBSERVACIONES

8. INFORME

a) Como marco teórico se debe abordar y profundizar los siguientes temas:

- Características de los Engranajes cónicos.
- Configuraciones que se pueden realizar con los engranes cónicos.
- Medidas generales necesarias para la construcción de un engrane cónico.

b) El informe que a entregarse debe contener la siguiente estructura base.

1. Tema.
2. Objetivos.
3. Marco teórico. (un máx. de 3 planas)
4. Actividades del alumno.
5. Análisis de resultados.
6. Conclusiones y recomendaciones.
7. Bibliografía.
8. Anexos (**Desarrollo de los cálculos, Presentación de resultados y gráficos**)

PRACTICA N°	TIEMPO ESTIMADO	TEMA	ASIGNATURA
3	60 min	Calculo de la velocidad de salida del mecanismo diferencial	

1. OBJETIVOS

- Realizar el cálculo de velocidades en un mecanismo diferencial
- Determinar las funciones que realiza un mecanismo diferencial.
- Identificar las posibilidades de giro que genera el sistema diferencial
- Analizar la importancia del sistema diferencial como parte de un vehículo.

2. METODO

- Operación manual del equipo a emplearse, en este caso el mecanismo didáctico.

3. EQUIPO Y MATERIALES

- Guía de Practica
- Mecanismo didáctico grupo Diferencial.

4. MARCO TEORICO

4.2 Velocidades en un diferencial

El movimiento pasa desde el piñón de ataque a la corona y marchando en línea recta, los dos palieres de las ruedas motrices giran a la misma velocidad y el par transmitido es idéntico.

Los satélites no giran, solo son el enlace para transmitir la potencia a los palieres a través de los planetas. Al tomar una curva, los satélites empiezan a girar, con lo cual la

rueda del interior de la curva gira más despacio y la del exterior más deprisa, variando ambas en la misma magnitud

En el *diferencial* la relación de velocidades angulares de las ruedas motrices se obtiene tomando como referencia la corona unida a la caja porta satélites ya que:

—

El giro en cada porta satélite genera que:

Por otro lado

Dividiendo (I) por (II)

—————

Operando en (III) se tiene

—————

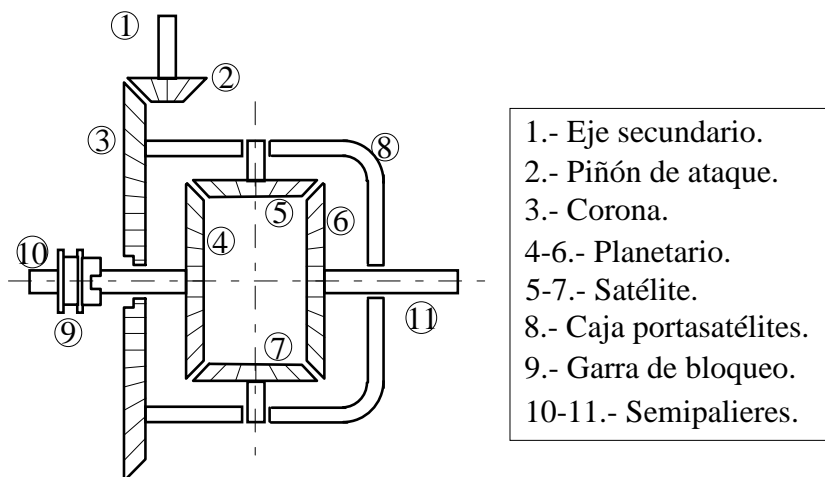


Fig. 4.1 Configuración de un Diferencial simple

a. Engranajes entre ejes cruzados

Para la transmisión del movimiento entre ejes que se cruzan, pueden emplearse engranajes cilíndricos helicoidales, también pueden emplearse los denominados engranajes hipoidales son engranajes cilíndricos de dientes helicoidales cuyos ejes se cruzan en el espacio, lo que permite lograr el cambio de dirección de la transmisión del movimiento.

5. DESARROLLO

5. PROCEDIMIENTO

5.1.3 Funcionamiento del diferencial

- a. Calcular las velocidades angulares del diferencial
- b. Definir el funcionamiento del sistema cuando el semieje izquierdo está trabado.
- c. Definir el funcionamiento cuando el semieje derecho está trabado.
- d. Cuando los semiejes están libres el movimiento se distribuye hacia los dos semiejes desde el piñón de ataque. Girando los satélites de forma libre.

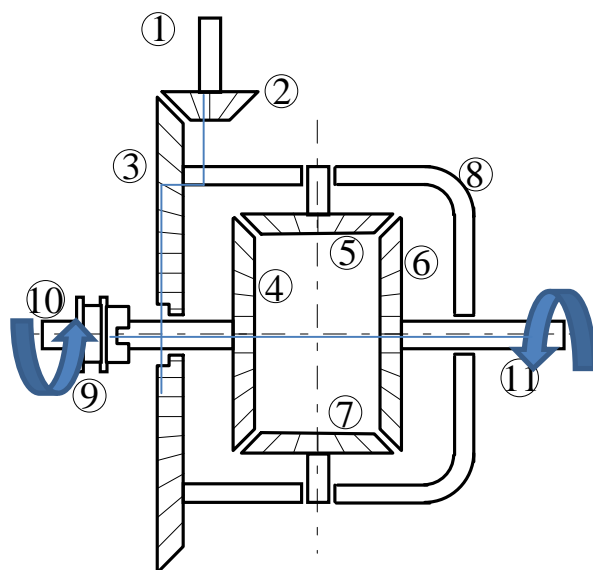


Fig. 5.1 Semiejes libres

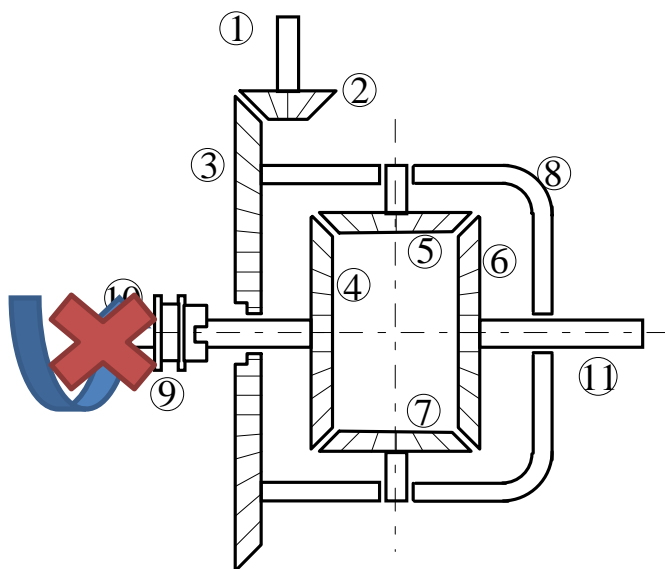


Fig. 5.2 Semiejes Izquierdo Trabado

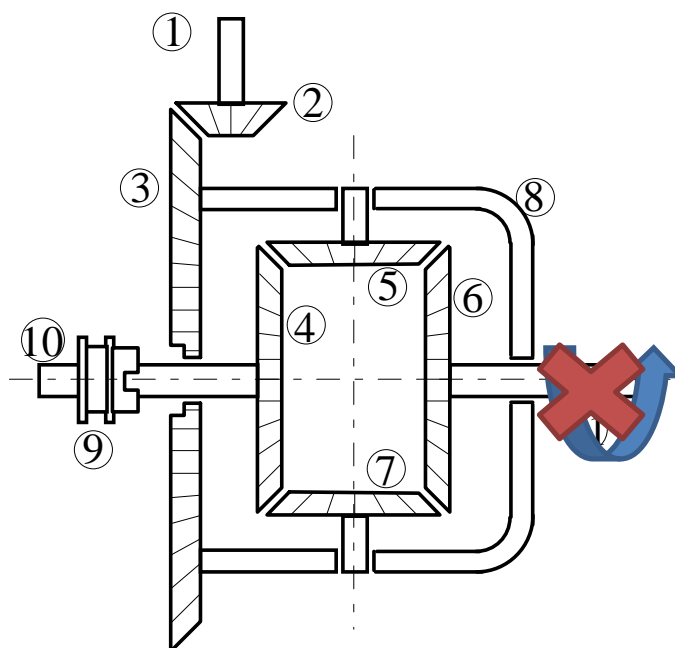


Fig. 5.3 Semiejes Derecho Trabado

7. ACTIVIDADES DEL ALUMNO

- ✓ Realizar el cálculo de las velocidades angulares en cada uno de los engranes con los datos obtenidos en la práctica anterior.
- ✓ Graficar la trayectoria del movimiento y el sentido de giro de cada elemento cuando los semiejes izquierdo y derecho están libres
- ✓ Graficar la trayectoria del movimiento y el sentido de giro de cada elemento cuando el elemento izquierdo esta frenado y el derecho está libre. Describir que sucede
- ✓ Graficar la trayectoria del movimiento y el sentido de giro de cada elemento cuando el elemento izquierdo esta libre y el derecho esta frenado. Describir que sucede
- ✓ Un análisis de los resultados obtenidos, comentarios y conclusiones.

7. OBSERVACIONES

INFORME

- a. Como marco teórico se debe abordar y profundizar los siguientes temas:
- Funcionamiento del diferencial cuando un vehículo gira.
 - Calculo de velocidades en un mecanismo diferencial
- b. El informe que a entregarse debe contener la siguiente estructura base.
1. Tema.
 2. Objetivos.
 3. Marco teórico. (un máx. de 3 planas)
 4. Actividades del alumno.
 5. Análisis de resultados.
 6. Conclusiones
 7. Bibliografía.
 8. Anexos (**Desarrollo de los cálculos, Presentación de resultados y gráficos**)

PRACTICA Nº	TIEMPO ESTIMADO	TEMA	ASIGNATURA
4	60 min	Reconocimiento de los componentes del mecanismo planetario	

1. OBJETIVOS

- Identificar las partes del mecanismo planetario.
- Determinar el funcionamiento del sistema.
- Comprender el funcionamiento de cada una de las partes.

2. METODO

- Operación manual del equipo a emplearse, en este caso el mecanismo didáctico.

3. EQUIPO Y MATERIALES

- Guía de Practica
- Mecanismo didáctico grupo Diferencial.

4. MARCO TEORICO

4.1 Funcionamiento del Mecanismo Planetario o Epicicloidal

Los engranes Epicicloidales son aquellos en los que los centros de alguna de las ruedas no esté fijo sino que gira alrededor del eje de la otra. El nombre de Epicicloidal proviene de la línea geométrica epicicloide que es una curva que va formando un punto de una circunferencia cuando gira sobre otra.

Si en vez de ser una sola la rueda que gira, son varias las circunferencias o ruedas giratorias alrededor de una fija, se habla de un sistema planetario en el cual la rueda fija se llama planeta o rueda planetaria y las giratorias se llaman satélites.

Cuando se emplea como método reductor permite obtener una relación de transmisión muy elevada que en un espacio pequeño sería imposible de lograr.

Son utilizados por las cajas de cambio automáticas. Estos engranajes están accionados mediante sistemas de mando normalmente hidráulicos o electrónicos que accionan frenos y embragues que controlan los movimientos de los distintos elementos de los engranajes.

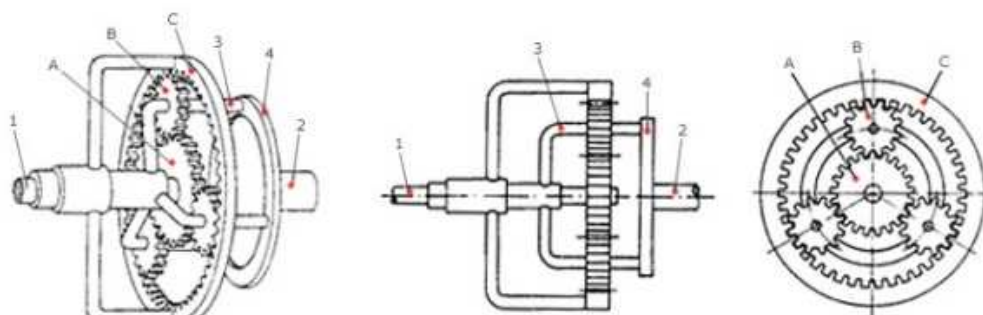
La ventaja fundamental de los engranajes planetarios frente a los engranajes utilizados por las cajas de cambio manuales es que su forma es más compacta y permiten un reparto de par en distintos puntos a través de los satélites, pudiendo transmitir pares más elevados.

En el interior (centro), el planeta gira en torno de un eje central los satélites engranan en el dentado del piñón central. Además los satélites pueden girar tanto en torno de su propio eje como también en un circuito alrededor del piñón central.

Los satélites se alojan con sus ejes en el porta satélites el porta satélites inicia el movimiento rotatorio de los satélites alrededor del piñón central; con ello, lógicamente, también en torno del eje central. La corona engrana con su dentado interior en los satélites y encierra todo el tren Epicicloidal. El eje central es también centro de giro para la corona

Estos tres componentes (planeta, satélites y corona) del tren Epicicloidal pueden moverse libremente sin transmitir movimiento alguno, pero si se bloquea uno de los componentes, los restantes pueden girar, transmitiéndose el movimiento con la relación de transmisión resultante según la relación existente entre sus piñones.

Esquema y sección de un engranaje epicicloidial



- A.- Engranaje central o planeta
- B.- Satélites
- C.- Corona
- 1.- Eje o árbol de entrada de movimiento
- 2.- Eje o árbol de salida de movimiento
- 3.- Ejes de satélites
- 4.- Placa portasatélites

Fig. 1.7 Engrane Epicicloidial o Planetario

5. DESARROLLO

5. PROCEDIMIENTO

5.1.4 Reconocimiento de los componentes:

- Identificar cada una de las partes que componen el sistema
- Mediante la manipulación del sistema comprender el funcionamiento del mismo.
- Definir el funcionamiento de cada una de las partes del sistema.
- Resumir el funcionamiento del sistema; indicando las características que este posee y sus aplicaciones.

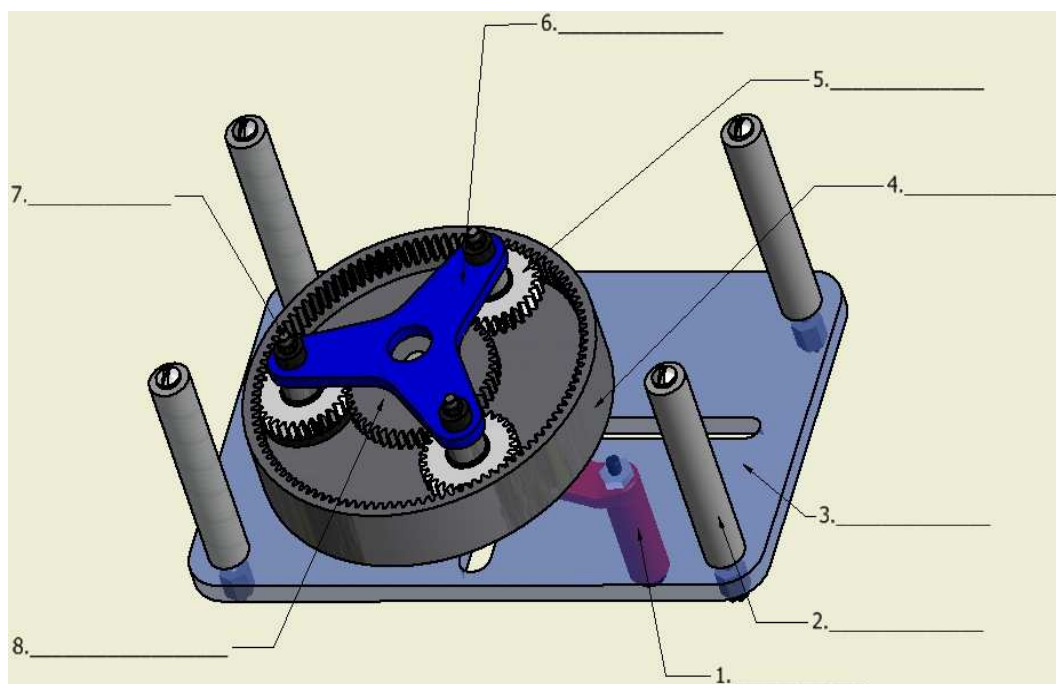


Fig. 5.1 Esquema del Epicycloidal

8. ACTIVIDADES DEL ALUMNO

- ✓ Identificación de los componentes del mecanismo en la fig. 5.1
- ✓ Mediante el uso del mecanismo definir el funcionamiento y las características que posee este.
- ✓ Definir el funcionamiento de cada una de las partes del sistema.
- ✓ Mediante un grafico explique la secuencia del funcionamiento así como cada fase

7. OBSERVACIONES

INFORME

- a. Como marco teórico se debe abordar y profundizar los siguientes temas:
- Aplicaciones para los mecanismos planetarios o epicicloidales.
 - Funcionamiento del mecanismo planetario en un vehículo.
 - Ventajas y desventajas de este sistema.
- b. El informe que a entregarse debe contener la siguiente estructura base.
1. Tema.
 2. Objetivos.
 3. Marco teórico. (un máx. de 3 planas)
 4. Actividades del alumno.
 5. Análisis de resultados.
 6. Conclusiones y recomendaciones.
 7. Bibliografía.
 8. Anexos (**Desarrollo de los cálculos, Presentación de resultados y gráficos**)

PRACTICA N°	TIEMPO ESTIMADO	TEMA	ASIGNATURA
5	60 min	Engranajes en el Planetario	

1. OBJETIVOS

- Desmontaje del sistema planetario
- Determinar los diámetros de los engranajes
- Determinar el número de dientes de cada engranaje.
- Armar el sistema
- Comprobar su correcto funcionamiento

2. METODO

- Operación manual del equipo a emplearse, en este caso el mecanismo didáctico.

3. EQUIPO Y MATERIALES

- Guía de Practica
- Mecanismo didáctico grupo Diferencial.
- Calibrador
- Desarmador plano
- Llaves

4. MARCO TEORICO

4.3 Engranés entre ejes paralelos

Para la transmisión del movimiento entre ejes paralelos, se emplea los engranes cilíndricos; en estos engranes los elementos dentados tienen la superficie primitiva cilíndrica. Los dientes de estos elementos pueden tener distintas formas y dan lugar a diferentes clases de engranajes como son los engranajes cilíndricos de diente recto y los engranajes cilíndricos de diente helicoidal.

4.3.1 Engranés Cilíndrico de diente Recto

Los engranajes de diente recto son más simples de producir y por ello los más baratos, la transmisión del movimiento se realiza por medio de los dientes, quienes se empujan sin resbalar.



Fig.1.1 Engrane cilíndrico recto

4.3.2 Engranés Cilíndrico de diente Helicoidal

Los engranajes cilíndricos helicoidales poseen dientes inclinados respecto al eje de rotación de la rueda. Esto hace que puedan transmitir potencia entre ejes paralelos o que se cruzan en el espacio formando cualquier ángulo.



Fig. 1.2. Engrane cilíndrico de diente helicoidal

5. DESARROLLO

5. PROCEDIMIENTO

5.1.5 Identificación de ruedas dentadas.

- Desarmar el sistema siguiendo el esquema indicado en la figura
- Medir los diámetros de las ruedas dentadas.
- Definir el número de dientes de cada uno de los engranes.
- Armar el mecanismo
- Inspeccionar su correcto funcionamiento

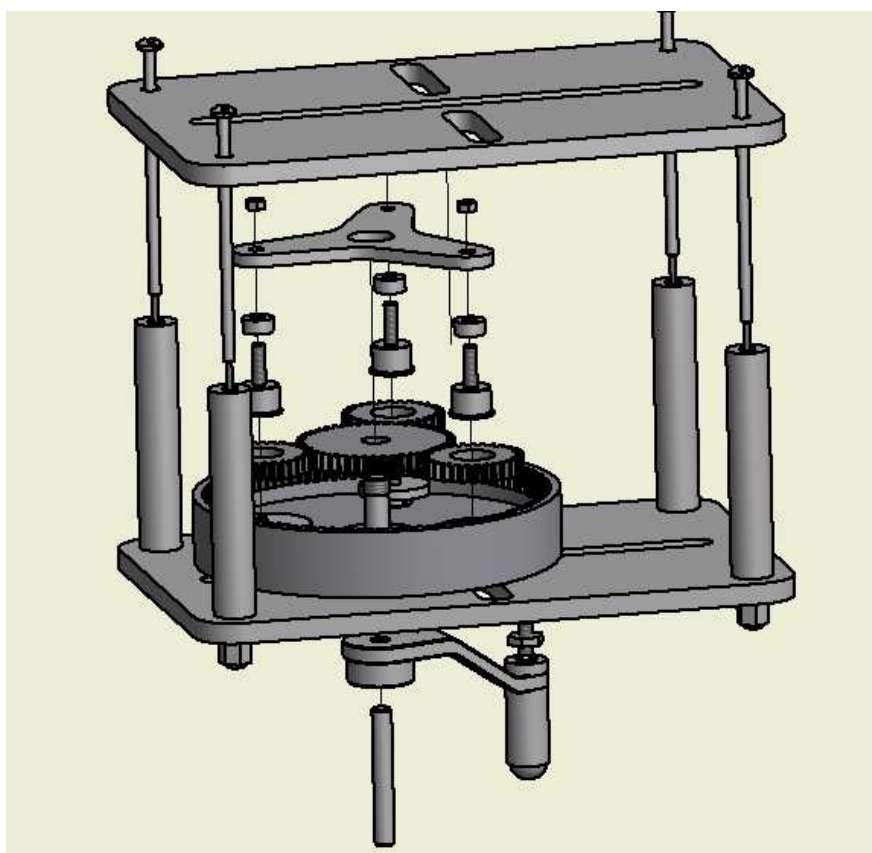


Fig. 5.1 Esquema de Componentes mecanismo didáctico

6. ACTIVIDADES DEL ALUMNO

- ✓ Usando el esquema de la figura fig. 5.1 desarmar el mecanismo e identificar sus partes
- ✓ Mediante el uso de un calibrador medir el diámetro de cada engranaje y dibujarlo con sus medidas
- ✓ Identificar cada uno de los engranes y su número de dientes
- ✓ Armar nuevamente el mecanismo
- ✓ Verificar el funcionamiento correcto del mismo.
- ✓ Realizar una tabla con los valores obtenidos de las mediciones.
- ✓ Un análisis de los resultados obtenidos, comentarios y conclusiones.

7. OBSERVACIONES

INFORME

a. Como marco teórico se debe abordar y profundizar los siguientes temas:

- Características de los Engranajes cónicos.
- Configuraciones que se pueden realizar con los engranes cónicos.
- Medidas generales necesarias para la construcción de un engrane cónico.

b. El informe que a entregarse debe contener la siguiente estructura base.

1. Tema.
2. Objetivos.
3. Marco teórico. (un máx. de 3 planas)
4. Actividades del alumno.
5. Análisis de resultados.
6. Conclusiones y recomendaciones.
7. Bibliografía.
8. Anexos (**Desarrollo de los cálculos, Presentación de resultados y gráficos**)

PRACTICA Nº	TIEMPO ESTIMADO	TEMA	ASIGNATURA
6	60 min	Calculo de la velocidad de salida del mecanismo planetario	

1. OBJETIVOS

- Realizar el cálculo de velocidades en un mecanismo Epicicloidal o planetario
- Determinar las funciones que realiza un mecanismo Epicicloidal o planetario
 - Identificar las posibilidades de giro que genera el sistema planetario
 - Analizar las ventajas de un sistema planetario en la caja automática de un vehículo.

2. METODO

- Operación manual del equipo a emplearse, en este caso el mecanismo didáctico.

3. EQUIPO Y MATERIALES

- Guía de Practica
- Mecanismo didáctico Planetario.

4. MARCO TEORICO

4.4 Combinaciones de un juego de engranes Epicicloidales

Mediante este mecanismo a primera vista se puede obtener un gran número de combinaciones, según se haga girar el eje o la corona o los satélites, y según se bloqueen cualquiera de las piezas citadas.

a) Si se fija el eje planetario, de manera que no se pueda girar (elemento 1 Fig.4.1) y se hace que a los satélites y a la corona solidarios de sus ejes respectivos y se da un impulso motor al eje de los satélites el eje de la corona girara conducido.

b) Si fijamos el eje de los satélites al eje del planetario, de manera que los satélites no giren, el movimiento transmitido al eje de la corona será un giro a igual velocidad del planetario y en idéntico sentido. De esta forma se obtiene una transmisión directa entre el planetario y la corona.

c) Si se halla fija la corona, actúa de eje conducido el planetario movido por el eje conductor que será el de los satélites.

d) Como se ve el eje fijo puede ser el eje de los satélites. Si el conductor es el planetario el eje conducido será el de la corona, girando esta al revés del giro de los engranes satélites locos, puesto que su eje permanecerá rígido.

e) El mismo caso que en *a* pero siendo ahora el motor de la corona y el conducido el eje de los satélites.

Esquema y sección de un engranaje epicicloidial

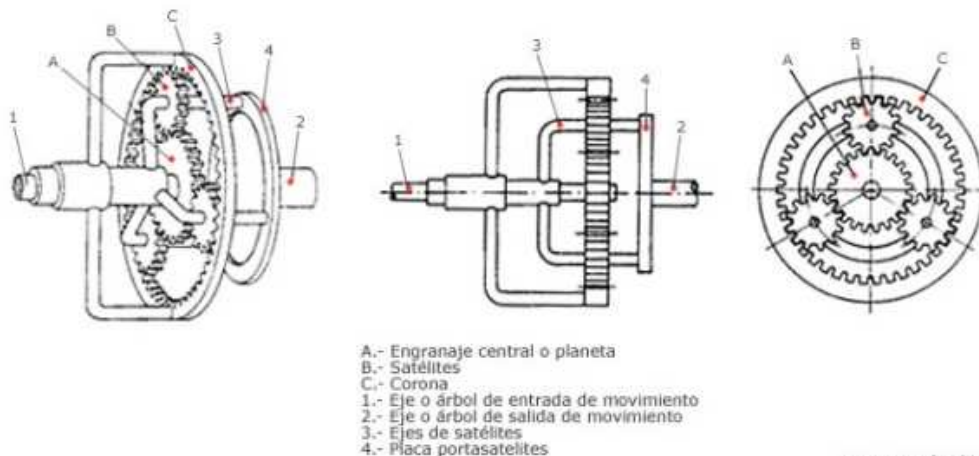


Fig. 4.1 Configuración de un Diferencial simple

5. DESARROLLO

5. PROCEDIMIENTO

5.1.6 Funcionamiento del planetario

- Calcular las velocidades angulares del mecanismo
 - Definir el funcionamiento del sistema en cada uno de los siguientes casos.
- a) Trabar la rueda central y generar movimiento en los tres satélites. Identificar la velocidad que tiene y que resumir que sucede.

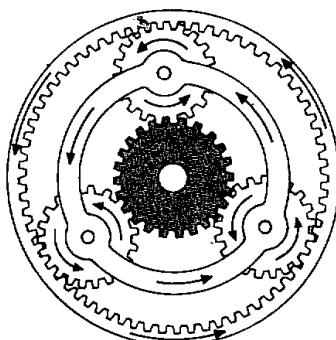


Fig. 5.1 Semiejes libres

- b) Si fijamos el eje de los satélites al eje del planetario, de manera que los satélites no giren, el movimiento transmitido al eje de la corona será un giro a igual velocidad del planetario y en idéntico sentido. De esta forma se obtiene una transmisión directa entre el planetario y la corona.

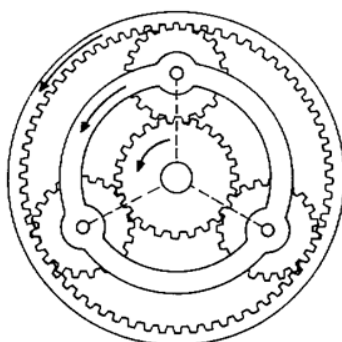


Fig. 1.10 Funcionamiento del tren epicíclico caso c

- c) Si se halla fija la corona, actúa de eje conducido el planetario movido por el eje conductor que será el de los satélites.

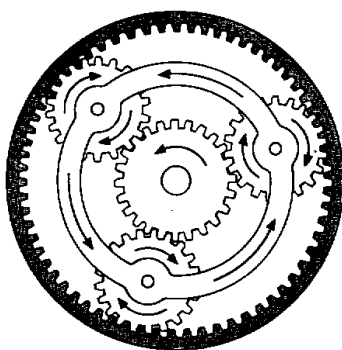


Fig. 1.10 Funcionamiento del tren epicíclico caso c

- d) Como se ve el eje fijo puede ser el eje de los satélites. Si el conductor es el planetario el eje conducido será el de la corona, girando esta al revés del giro de los engranes satélites locos, puesto que su eje permanecerá rígido.

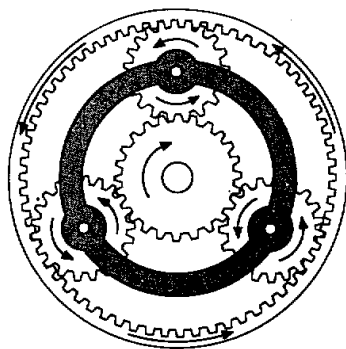


Fig. 1.11 Funcionamiento del tren epicíclico caso d

- e) El mismo caso que en *a* pero siendo ahora el motor de la corona y el conducido el eje de los satélites.

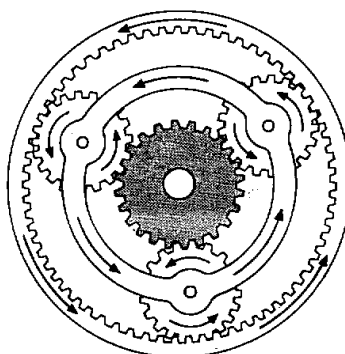


Fig. 1.12 Funcionamiento del tren epicíclico caso e

- f) El mismo caso de *c* pero siendo el eje conductor el planetario y conducidos los satélites.

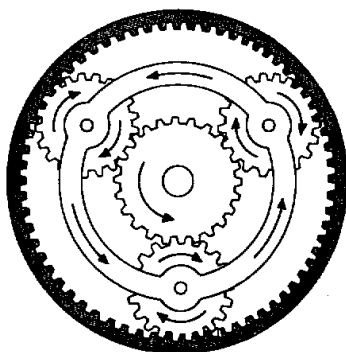


Fig. 1.13 Funcionamiento del tren epicíclico caso f

9. ACTIVIDADES DEL ALUMNO

Realizar el cálculo de las velocidades angulares en cada uno de los engranes con los datos obtenidos en la práctica anterior.

- ✓ Graficar la trayectoria del movimiento y el sentido de giro de cada elemento cuando los semiejes izquierdo y derecho están libres
- ✓ Graficar la trayectoria del movimiento y el sentido de giro de cada elemento cuando el elemento izquierdo esta frenado y el derecho está libre. Describir que sucede
- ✓ Graficar la trayectoria del movimiento y el sentido de giro de cada elemento cuando el elemento izquierdo esta libre y el derecho esta frenado. Describir que sucede
- ✓ Un análisis de los resultados obtenidos, comentarios y conclusiones.

7. OBSERVACIONES

INFORME

- a. Como marco teórico se debe abordar y profundizar los siguientes temas:
 - o Calculo de velocidades en un mecanismo planetario

- b. El informe que a entregarse debe contener la siguiente estructura base.
 - 1. Tema.
 - 2. Objetivos.
 - 3. Marco teórico. (un máx. de 3 planas)
 - 4. Actividades del alumno.
 - 5. Análisis de resultados.
 - 6. Conclusiones
 - 7. Bibliografía.
 - 8. Anexos (**Desarrollo de los cálculos, Presentación de resultados y gráficos**)

CAPITULO 4

4. Presupuesto para la construcción de los diferentes mecanismos

4.1 Introducción

Una vez que se ha diseñado los dos mecanismos se considera necesario analizar los costos de fabricación de estos mecanismos considerando los materiales necesarios para el ensamble.

Los dos sistemas tienen el carácter de educativos pudiendo considerar un mercado potencial los diferentes institutos de la ciudad de Cuenca en donde se imparten carreras técnicas.

4.2 Costos de fabricación del mecanismo Diferencial

Para el análisis de los costos de fabricación se dividirán los costos en dos en los costos directos de fabricación y en costos indirectos.

Dentro de los costos directos se consideraran los siguientes:

- a) Materia prima
- b) Mano de obra directa (MOD)
- c) Supervisión
- d) Servicios
- e) Suministros

Costo Variable para la construcción mecanismo diferencial						
Elemento	Cant.	Materia Prima	Mano de Obra	Servicios	Suministros	Total
Aguja	1	1.5	3	0	0	4.5
Buje de centrado de columnas	8	1	0.25	0	0	10
Buje para satélites	2	0.7	0.25	0	0	1.9
Buje sujeción superior	1	0.5	3	0	0	3.5
Columna Guía	2	0.5	3	0	0	7
Eje de sujeción	2	0.25	0.5	0	0	1.5
Eje unión corona satélites	1	1	0.25	0	0	1.25
Esparrago	4	0,25	3	0	0	13
Manija	1	0,5	0,25	0	0	0.75
Placa Soporte base	2	10	5	0	0	30
Porta satélites	1	12	10	0	0	22
Soporte Placa	1	3	8	0	0	11
Piñón Satélites	4			25		100
Piñón entrada	1			30		30
Corona	1			50		50
Otros					20	20
					Costo Variable Unitario	296.65

Tabla 4.1 Costos Variables Diferencial (Fuente Autor)

4.2.1 Costos Fijos

Son aquellos cuyo monto total no se modifica de acuerdo con la actividad de producción. En otras palabras, los costos fijos varían con el tiempo más que con la actividad; es decir, se presentarán durante un periodo de tiempo aun cuando no haya alguna actividad de producción.¹

¹Infomipyme. *Caja de herramientas*. s.f.

<http://www.infomipyme.com/Docs/GT/Offline/Empresarios/ejerCost.htm> (último acceso: 05 de Enero de 2012).

Costos Fijos para la construcción del diferencial	
Investigación y diseño	400
Papelería	50
Costo Fijo Total	450

Tabla 4.2 Costos Fijos Diferencial (*Fuente Autor*)

a) Costo Variable Unitario

$$CVU = \sum \text{Costos variables}$$

$$CVU = \$296.65$$

b) Costo Variable Fijo

Se planea vender aproximadamente 10 de estos sistemas considerando las características del producto

$$\text{Costo Fijo Unitario} = \frac{\text{Costo Fijo Total}}{\text{Cantidad}}$$

$$\text{Costo Fijo Unitario} = \frac{\$450}{10 \text{ unidades}}$$

$$\text{Costo Fijo Unitario} = \$45$$

c) Costo Total Unitario

$$\text{Costo Total Unitario} = \text{Costo Variable Unitario} + \text{Costo Fijo Unitario}$$

$$\text{Costo Total Unitario} = \$296.65 + \$45$$

$$\text{Costo Total Unitario} = \$341.65$$

d) Margen de Contribución

La ganancia que se desea obtener por cada producto es del 25% del costo total unitario

$$PVP = (0.25 * 341.65) + 341.65$$

$$PVP = \$427$$

$$\text{Margen de Contribucion} = PVP - \text{Costo Variable Unitario}$$

$$\text{Margen de Contribucion} = \$427 - \$296.65$$

$$\text{Margen de Contribucion} = \$130.41$$

El margen de contribución permite cubrir el costo fijo unitario y además obtener una ganancia.

$$\text{Ganancia} = \text{Margen de Contribucion} - \text{Costo Fijo Unitario}$$

$$\text{Ganancia} = 130.41 - 45$$

$$\text{Ganancia} = \$85.41$$

e) Punto de Equilibrio

$$\text{Punto de Equilibrio} = \frac{\text{Costo Fijo Total}}{\text{Margen de Contribucion}}$$

$$\text{Punto de Equilibrio} = \frac{\$450}{\$130.41}$$

$$\text{Punto de Equilibrio} = 3.45 \text{ unidades}$$

El punto de equilibrio permite determinar el número de unidades que necesito vender para que la empresa no tenga pérdidas ni ganancias. De esta forma es necesario vender 3.45 unidades para no tener pérdidas ni ganancias.

$$\text{Punto de equilibrio en dolares} = 3.45 \text{ unidades} * \$427$$

$$\text{Punto de equilibrio en dolares} = \$1473.15$$

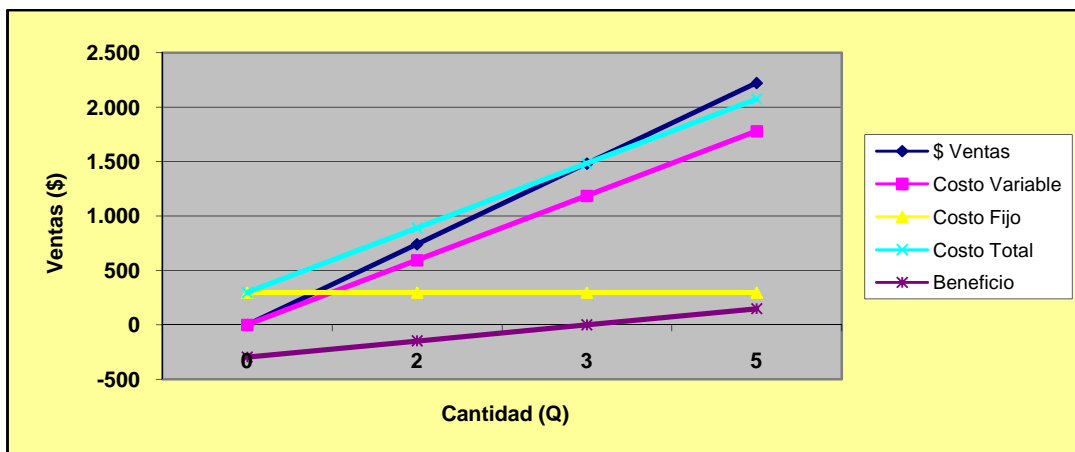


Gráfico. 8.2 Punto de Equilibrio Diferencia (Fuente Autor)

4.3 Costos de fabricación del mecanismo Planetario

Para el análisis de los costos de fabricación se dividirán los costos en dos en los costos directos de fabricación y en costos indirectos.

Costo Variable para la construcción mecanismo diferencial						
Elemento	Can.	Materia Prima	Mano de Obra	Servicios	Suministros	Total
Cruceta	1	3	10	0	0	13
Eje unión engrane palanca	1	1	0.5	0	0	1.5
Tubo separador de bases planetario	4	4	1	0	0	20
Perno Sujeción manija	1	0.5	3	0	0	3.5
Unión Manija	1	5.5	12.5	0	0	18
Tambor	3	1	3	0	0	12
Satélites	3	0		50	0	150

Engrane Solar	1	0	0	70	0	70
Engrane Interno	1	0	0	120	0	120
Placa Soporte base	2	10	5	0	0	30
Otros					30	30
					Costo Variable U	468

Tabla 4.3 Costos Variables Planetario(Fuente Autor)

Costos Fijos para la construcción del diferencial	
Investigación y diseño	400
Papelería	50
Costo Fijo Total	450

Tabla 4.4 Costos Fijos Planetario(Fuente Autor)

a) Costo Variable Unitario

$$CVU = \sum \text{Costos variables}$$

$$CVU = \$468$$

b) Costo Variable Fijo

Se planea vender aproximadamente 10 de estos sistemas considerando las características del producto

$$\text{Costo Fijo Unitario} = \frac{\text{Costo Fijo Total}}{\text{Cantidad}}$$

$$\text{Costo Fijo Unitario} = \frac{\$450}{10 \text{ unidades}}$$

$$\text{Costo Fijo Unitario} = \$45$$

c) Costo Total Unitario

$$\text{Costo Total Unitario} = \text{Costo Variable Unitario} + \text{Costo Fijo Unitario}$$

$$\text{Costo Total Unitario} = \$468 + \$45$$

$$\text{Costo Total Unitario} = \$513$$

d) Margen de Contribución

La ganancia que se desea obtener por cada producto es del 25% del costo total unitario

$$PVP = (0.25 * 513) + 513$$

$$PVP = \$641.25$$

$$\text{Margen de Contribucion} = PVP - \text{Costo Variable Unitario}$$

$$\text{Margen de Contribucion} = \$641.25 - \$468$$

$$\text{Margen de Contribucion} = \$173.25$$

El margen de contribución permite cubrir el costo fijo unitario y además obtener una ganancia.

$$\text{Ganancia} = \text{Margen de Contribucion} - \text{Costo Fijo Unitario}$$

$$\text{Ganancia} = 173.25 - 45$$

$$\text{Ganancia} = \$128.25$$

e) Punto de Equilibrio

$$\text{Punto de Equilibrio} = \frac{\text{Costo Fijo Total}}{\text{Margen de Contribucion}}$$

$$\text{Punto de Equilibrio} = \frac{\$450}{\$173.25}$$

$$\text{Punto de Equilibrio} = 3.5 \text{ unidades}$$

El punto de equilibrio permite determinar el número de unidades que necesito vender para que la empresa no tenga pérdidas ni ganancias. De esta forma es necesario vender 3.5 unidades para no tener pérdidas ni ganancias.

$$\text{Punto de equilibrio en dolares} = 3.5 \text{ unidades} * \$641.25$$

$$\text{Punto de equilibrio en dolares} = \$2250$$

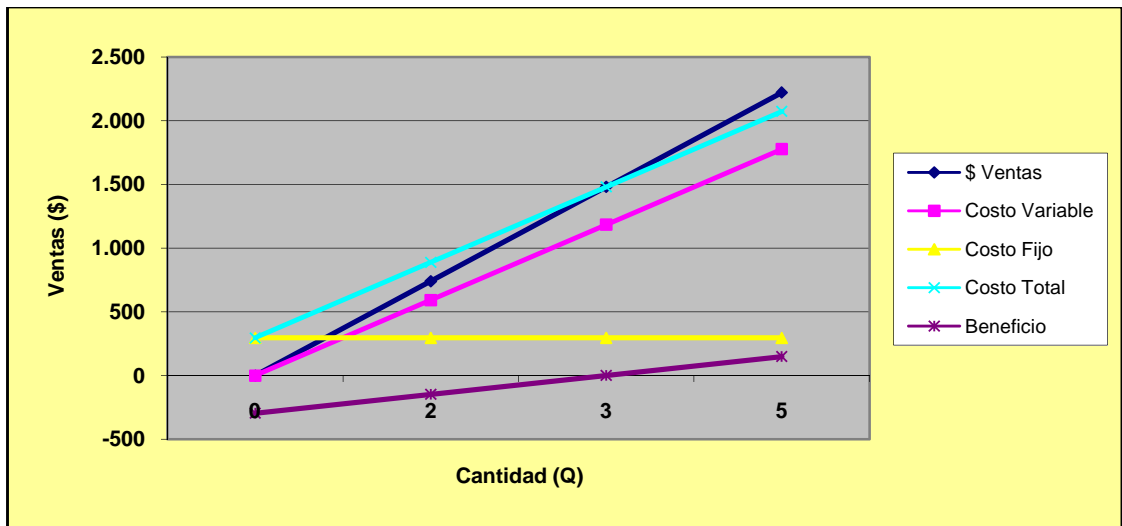


Grafico. 8.2 Punto de Equilibrio Planetario

4.4 Conclusiones

Una vez que sea realizado el diseño y el análisis de costos se puede establecer como factible la elaboración de estos insumos para el sector educativo ya que cada banco de pruebas tiene un sustento analítico que asegura su funcionamiento por varios años y con un costo de fabricación y venta relativamente económico.

Estos dos sistemas presentados pueden llegar a ser de gran utilidad en varias asignaturas y presentan la posibilidad de realizar diferentes practicas en función de la asignatura y el nivel de estudio en el que se presente.

Mediante el análisis económico se consideró únicamente la venta de 190 de estos dispositivos con lo cual se obtuvo un valor de venta de \$427 para el dispositivo diferencial con un margen de ganancia de \$85.95 de ganancia considerando que se vendan únicamente 10 unidades de este mecanismo. Este valor esta sujeto directamente al numero de mecanismos diferenciales que se vendan ya que entre mayor sea el numero de ventas el costo fijo por cada unidad será menor y por ende el margen de ganancia resultaría mayor. En el caso del sistema planetario el precio de venta resulta un poco más elevado que el anterior debido a que necesita engranajes con una mayor dificultad en su construcción y de mayor tamaño obligando a incrementar los costos variables. Se considero un número de ventas igual al anterior de 10 unidades y un precio de venta de \$641.25 con un margen de ganancia de \$128.25 por unidad.

Además se concluye que es necesario vender un aproximado de 3.5 unidades de cada tipo de mecanismo para estar en el punto de equilibrio en donde se indica cual es el número mínimo de ventas necesario para que no existan pérdidas.

4.5 Recomendaciones

- Contar con la dirección eficiente en el desarrollo del proyecto
- Contar con el apoyo institucional en lo que respecta al uso de taller y laboratorios al fin de usar los equipos para pruebas y construcción.
- Utilizar software especializado para el diseño de elementos y las partes a fin de comprobar los cálculos realizados.
- Usar herramientas graficas para reducir el tiempo de diseño y garantizar un número de errores reducido.

4.6 Bibliografía

Acosta, Edgar Mayz. *Conocimientos basicos del automovil.*

<http://www.automotriz.net/tecnica/conocimientos-basicos-35.html> (último acceso: 26 de Septiembre de 2011).

Autodesk. *Autodesk WikiHelps.* http://wikiphelp.autodesk.com/Inventor/esp/2012/Help/2021-An%c3%a1lisis2021/2022-Para_emp2022/2048-Visualiz2048/2051-Lectura_2051/2052-Interpre2052/2057-Coeficie2057 (último acceso: 04 de Noviembre de 2011).

Elementos de maquinas enciclopedia CEAC del delineante.

Harris, Brandon. *Wikipedia.*

<http://es.wikipedia.org/wiki/Archivo:EngranajeConicoHelicoidal.JPG> (último acceso: 28 de Septiembre de 2011).

Infomipyme. *Caja de herramientas.*

<http://www.infomipyme.com/Docs/GT/Offline/Empresarios/ejerCost.htm> (último acceso: 05 de Enero de 2012).

Norton, Robert. *Diseño de maquinas.* Mexico: Prentice Hall, 1999.

Peña, Hector. 12 de julio de 2009.

http://personales.ya.com/hectorredal/Castellano/criterio_von_misses_hencky.htm (último acceso: 04 de noviembre de 2011).

Quiros, Bernardo de. *Tecnologia Industial.*

<http://viorsomao.blogspot.com/2010/03/engranajes-epicicloidales.html> (último acceso: 26 de Septiembre de 2011).

Sanchez, Fransisco T. *Mecanismos .*

<http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/Mecanismos/Engranajes/EngrCilindrRect.jpg> (último acceso: 26 de Septiembre de 2011).

Silva, Eduardo. *twistedande.* <http://www.4x4abc.com/4WD101/img/diff.jpg> (último acceso: 26 de Septiembre de 2011).

tecnologia mecanica. http://www.tecnologiamecanica.com/teoria_y_practica/engranajes.htm (último acceso: 30 de septiembre de 2011).

TransPart S.A. <http://www.transpart.com/7.html> (último acceso: 2011 de Diciembre de 08).