



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO**

---

---

FACULTAD DE INGENIERÍA

**DISEÑO DE TRANSMISIÓN DE VELOCIDAD VARIABLE  
PARA VEHÍCULO ELECTRATÓN**

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:  
**INGENIERO MECÁNICO**

**P R E S E N T A:**

**MARIO ALFREDO ESCARTÍN GONZÁLEZ**

DIRECTOR DE TESIS  
ING. MARIANO GARCÍA DEL GALLEGO



CIUDAD UNIVERSITARIA

2013



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

# ÍNDICE

	Página
<b>PRÓLOGO</b>	4
<b>OBJETIVO DE LA TESIS</b>	5
<b>CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN</b>	
1 Introducción	6
1.1 El motor eléctrico en el Electrátón	7
<b>CAPÍTULO II. ANÁLISIS DEL PROBLEMA Y SELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN</b>	
2.1 Tipos de transmisión	
(a) Transmisión por cadenas	8
(b) Transmisión CVT	13
(c) Transmisión por tren de engranes	15
2.2 Consideraciones para el diseño	
(a) Medidas máximas del conjunto de transmisión	23
(b) Ubicación del sistema de transmisión en el tren motriz	24
2.3 Selección de la transmisión	25

# ÍNDICE

## CAPÍTULO III. DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN

3.1 Cálculos esenciales para la correcta selección de los componentes de la transmisión	28
3.2 Diseño de la configuración del sistema	37
3.3 Diseño a detalle	61

## CAPÍTULO IV. CONCLUSIONES

66

## APÉNDICE Y REFERENCIAS

67

## ANEXO

68

# PRÓLOGO

En 1992, se inició en México el diseño y la construcción del Primer Auto Solar de Carreras Mexicano, *Tonatiuh*, el cual representó a México en dos competencias internacionales de autos solares: Sunrayce '95 (Estados Unidos) y World Solar Challenge '96 (Australia).

En México, realizó un recorrido Campeche-Xcaret (1997), participó en desfiles, rallies y exposiciones, convirtiéndose en un símbolo carismático para medios de comunicación y público de todas las edades. En 1993, varios integrantes de la escudería Tonatiuh crean el campeonato *ELECTRATÓN MÉXICO*.

Electratón es una competencia de carácter estudiantil organizada por la Industria Nacional de Autopartes con el apoyo de la SAE. En ella los estudiantes conciben, diseñan, construyen y compiten con un auto eléctrico. Las restricciones están en las dimensiones del auto y en el suministro de energía eléctrica.

El ganador es aquel que recorra la mayor distancia en un lapso de una hora. Así, es necesario que los vehículos tengan como características: un bajo peso y pocas pérdidas de energía, logrando al mismo tiempo ser seguros y estéticos.

Dentro del reglamento de construcción y competencia emitido por la Fórmula Electratón Experimental (F/Ex), en cuanto al diseño de la transmisión se menciona que todas las partes móviles relacionadas al sistema, como cadenas, engranes, cardanes, etc., deberán estar cubiertas, si existe el riesgo de que hagan contacto con el piloto, o con algún asistente dentro la pista, para evitar daños o lesiones.

# OBJETIVO DE LA TESIS

*“El objetivo de la tesis es diseñar una transmisión de velocidades que permita al vehículo eléctrico Electratón variar la relación par-velocidad, según las exigencias de la pista donde se desempeñe para lograr mejores tiempos en arranque, recuperación de potencia en pendientes y mayor velocidad en terreno plano. Los resultados se enfocarán a la selección y diseño del método óptimo de sistema de transmisión con base en consideraciones relevantes en la construcción del vehículo.”*

# 1. INTRODUCCIÓN

El presente trabajo se desarrolló en las instalaciones de la Facultad de Ingeniería dentro del Centro de Diseño Mecánico (CDM) bajo la dirección del Ing. Mariano García del Gállego; la Investigación se refiere al diseño conceptual de una transmisión de velocidad variable para el vehículo de competencia de la UNAM dentro del campeonato Electratón. La realización de este trabajo está sustentada en la necesidad de mejorar las prestaciones del vehículo para la obtención de mejores resultados.

Tras este prólogo introductorio, el Capítulo I comienza con el análisis de las características y prestaciones que entrega el motor eléctrico utilizado, así como las necesidades del vehículo durante una competencia.

El capítulo dos está dedicado a presentar un resumen de los diferentes sistemas de transmisión que pueden ser una opción viable para este propósito, con una explicación de la base de su funcionamiento. A continuación se presentarán las consideraciones fundamentales en las que se basará el criterio de selección de la transmisión, además del resultado de este análisis.

En el Capítulo tres se presentará el diseño conceptual para la transmisión elegida, auxiliado en el Diseño Asistido por Computadora, que permitirá visualizar el modelo sólido de la configuración del tren motriz.

Las conclusiones que se derivan del trabajo realizado se exponen en el Capítulo cuatro, así como algunas recomendaciones para trabajos futuros.



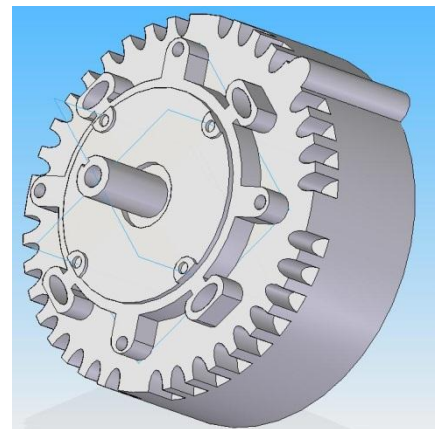
*Fig. 1 Vehículo de la Escudería Puma*

## 1.1 EL MOTOR ELÉCTRICO EN EL ELECTRATÓN

El motor eléctrico, utilizado para el vehículo de la Facultad de Ingeniería, es un Briggs & Stratton Etek de 32 lb-pie de par independiente del voltaje del vehículo. La velocidad máxima es regulable por el usuario y está fijada por el fabricante según sea la aplicación especificada.

El motor es axial, con armadura de tipo disco, con gap de aire y corriente directa, conmutador integral sin conexiones, lo que facilita su mantenimiento, armadura de aluminio y una relación potencia - peso más alta en comparación con otros motores utilizados anteriormente y es alimentado con 2 baterías de 12 [V] cada una.

Los datos proporcionados por el fabricante para este modelo se encuentran disponibles en el capítulo anexo.



*Fig. 2 Modelo en CAD del motor eléctrico*



## 2. ANÁLISIS DEL PROBLEMA Y SELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN

Como se mencionó anteriormente, el propósito del presente trabajo está basado en la necesidad de mejorar las prestaciones del vehículo Electratón para la obtención de mejores resultados en las competencias en las cuales participe.

Dentro del presente capítulo, se analizan las diferentes opciones disponibles para la adaptación de un tren motriz, que conceda al vehículo la capacidad de modificar la relación par-velocidad de acuerdo a las necesidades del mismo.

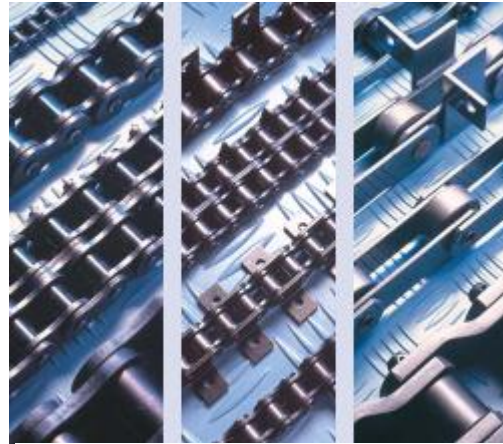
Posteriormente, se enlistan las ventajas y desventajas de cada sistema de acuerdo a conceptos básicos como costo, peso, espacio requerido, entre otros, lo cual, nos permitirá diseñar una matriz de decisión, fundamental para la selección de la opción que mejor se adapte a nuestros requerimientos.

### 2.1 TIPOS DE TRANSMISIÓN

#### TRANSMISIÓN POR CADENAS

Al igual que para cualquier elemento de una máquina, los conectadores flexibles para la transmisión de potencia pueden tener diferentes formas, como correas planas, trapezoidales o en V, planas o dentadas, etc. Las transmisiones por cadena, son mucho menos flexibles que las anteriores excepto en el sentido de que tienen juntas giratorias, pero al igual que ellas tienen propiedades que a veces son ventajosas: absorben vibraciones y choques, de los que tienden a transmitir sólo un mínimo al eje conectado; son adecuadas para distancias entre centros relativamente grandes; son silenciosas y, cuando están correctamente conservadas, pueden ser proyectadas para tener larga vida útil sin averías.

Hans Renold (1852-1943) tenía 21 años cuando dejó en 1873 su país natal Suiza para trasladarse a Manchester donde inventaría la cadena de transmisión de bicicleta con rodillo libre. En 1879, seis años después de llegar al Reino Unido compró una pequeña compañía que fabricaba cadenas con la cual inventó en 1880 la cadena con rodillo libre. La diferencia entre una cadena de rodillo y una cadena del rodillo libre es que el árbol o eje de la cadena de rodillo libre incluye una sección tubular adicional que rodea el eje del perno. El rodillo



*Fig. 3 Diferentes arreglos de cadena*

queda libre para rotar, y de esta manera se protege el eje contra el desgaste. James Starley incorporó una cadena de Renold en su bicicleta de 1884, la bicicleta se considera una estrella de este fabricante que construía bajo la marca Rover. La invención de Renold revolucionó no sólo la bicicleta sino toda clase de industrias, especialmente la industria de textil en Inglaterra, que era enorme. Renold amplió su negocio, y en 1925 compró a su mayor competidor.

Este mecanismo es un método de transmisión muy utilizado porque permite transmitir un movimiento giratorio entre dos ejes paralelos, que estén bastante separados. También se emplea en sustitución de los reductores de velocidad por poleas cuando lo importante sea evitar el deslizamiento entre la rueda conductora y el mecanismo de transmisión (en este caso una cadena). Un aspecto esencial es la conservación de la cadena y controlar su desgaste.

El mecanismo consta de una cadena sin fin (cerrada) cuyos eslabones engranan con ruedas dentadas (piñones) que están unidas a los ejes de los mecanismos conductor y conducido. Las cadenas empleadas en esta transmisión suelen tener libertad de movimiento solo en una dirección y tienen que engranar de manera muy precisa con los dientes de los piñones. Las partes básicas de las cadenas son: placa lateral, rodillo y pasador. Las ruedas dentadas suelen ser una placa de acero sin cubo (aunque también las hay de materiales plásticos).



*Fig. 4 Componentes de la cadena de rodillos: placa lateral, rodillo y pasador.*

Entre los diversos tipos de cadena empleados para transmisiones de potencia, la que más se usa es la cadena de rodillos, cuyas partes principales están designadas en la figura 4.

#### **RENDIMIENTO DE LA CADENA**

El rendimiento de una cadena es gobernado por ciertos factores principales. La resistencia a la tracción es la más obvia ya que es el motivo por el cual la instalación de la cadena es clasificada como aproximada. De cualquier modo, cuando una cadena es construida de acero, el esfuerzo de cedencia es alrededor del 65% del valor del esfuerzo de tensión último, por lo que cualquier carga por encima de este límite causará una deformación permanente, lo que tendrá como consecuencia una falla rápidamente.

Referente a la curva esfuerzo-ciclos de operación de la figura 5, se muestra que en las cargas debajo de esta línea del 65%, se puede esperar una vida finita y en las reducciones subsecuentes en la carga, la expectativa de vida aumenta hasta que el límite de la resistencia de la fatiga se alcanza en alrededor 8, 000,000 operaciones. Las cargas debajo del límite de capacidad resultarán en vida en fatiga infinita. El modo de falla se convertirá entonces en desgaste, el cual es mucho más prolongado. En la práctica, si una relación de resistencia a la tracción a la máxima carga de trabajo de 8:1 es elegida, el límite de capacidad no será excedido.

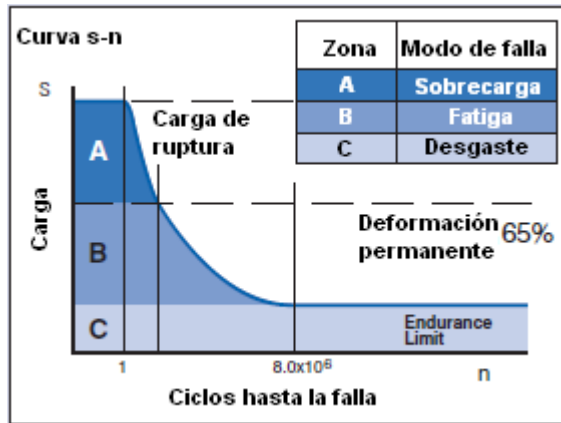


Fig. 5 Curva Esfuerzo - Ciclos de operación

### CARACTERÍSTICAS DE DESGASTE

En la mayoría de las aplicaciones el modo de falla es diseñado para que sea de desgaste y por lo tanto debemos considerar como se comporta la cadena bajo esta condición.

La gráfica de la figura 6, muestra como una cadena tiende a desgastarse en tres diferentes fases. La primera fase, denominada “Ajuste de Tensión”, es un rápido cambio en la longitud de la cadena asociado con el ajuste de los componentes a las cargas impuestas. El grado de este movimiento inicial dependerá de la calidad de la cadena utilizada. Por ejemplo, el uso de materiales más resistentes, cadena con una precarga desde su manufactura, calidad en el ensamble de los componentes, etc., ayudarán a reducir este desgaste.

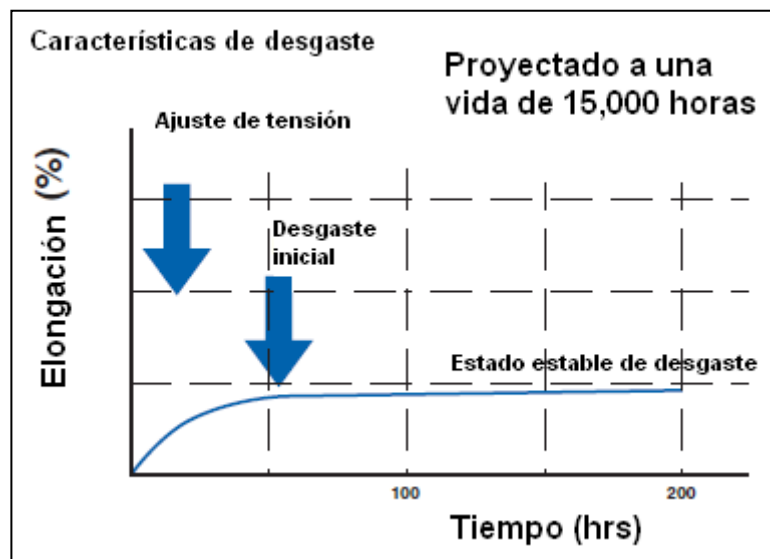
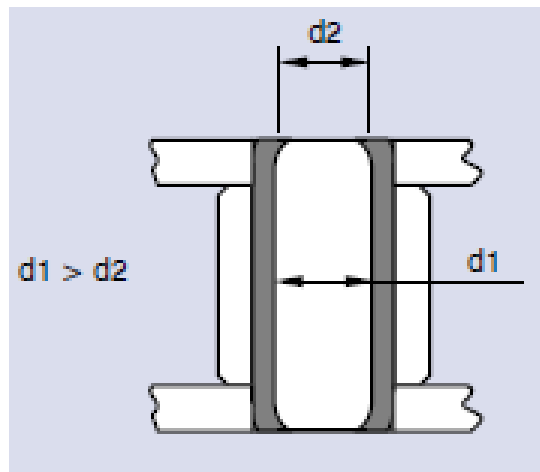


Fig. 6 Gráfico de las características de desgaste de una cadena

La segunda fase, llamada “Desgaste inicial”, es causada primeramente por la rápida abrasión en puntos localizados entre las superficies de contacto entre el perno y el buje, y después por el desplazamiento de material en los extremos de este último. Esto es que, en orden de asegurar una larga vida con fatiga, el buje y la placa tienen un alto grado de ajuste de interferencia dando lugar a una tendencia de los extremos del buje a colapsarse hacia el interior levemente. Esta protuberancia localizada desgastará rápidamente al perno hasta que este tenga una longitud igual a la del buje.



*Fig.7 Tendencia del buje a colapsaren el ensamble*

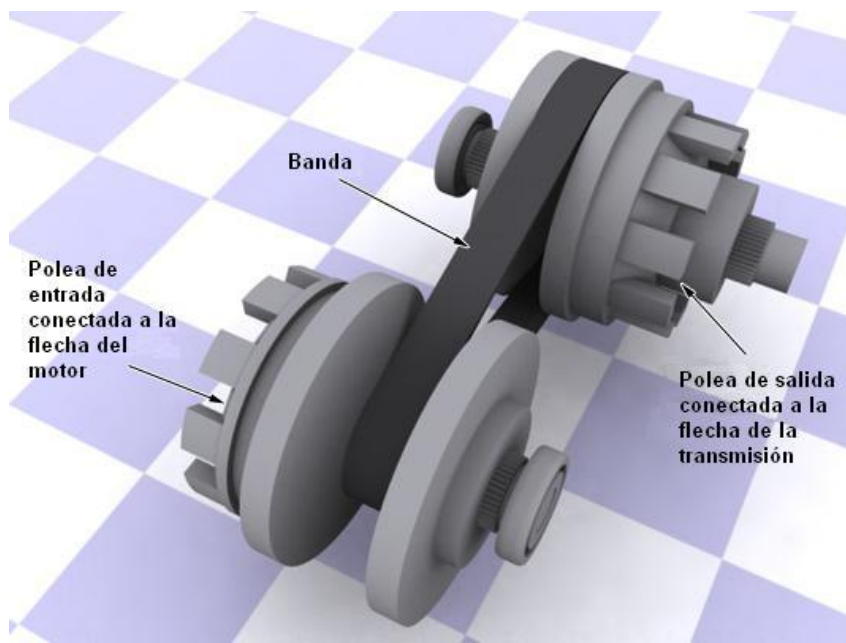
El estado estable de desgaste continuará en un muy bajo incremento hasta que la cadena necesite ser renovada. En un diseño correcto y con una lubricación adecuada, el sistema deberá trabajar 15,000 horas sin ningún problema.

## TRANSMISIÓN POR CVT

La Transmisión Variable Continua (Continuously Variable Transmission) es una transmisión en la cual el rango de velocidades de giro de dos ejes, puede ser variado de manera continua dentro de un rango dado, generando un número infinito de relaciones de diámetros entre ambos.

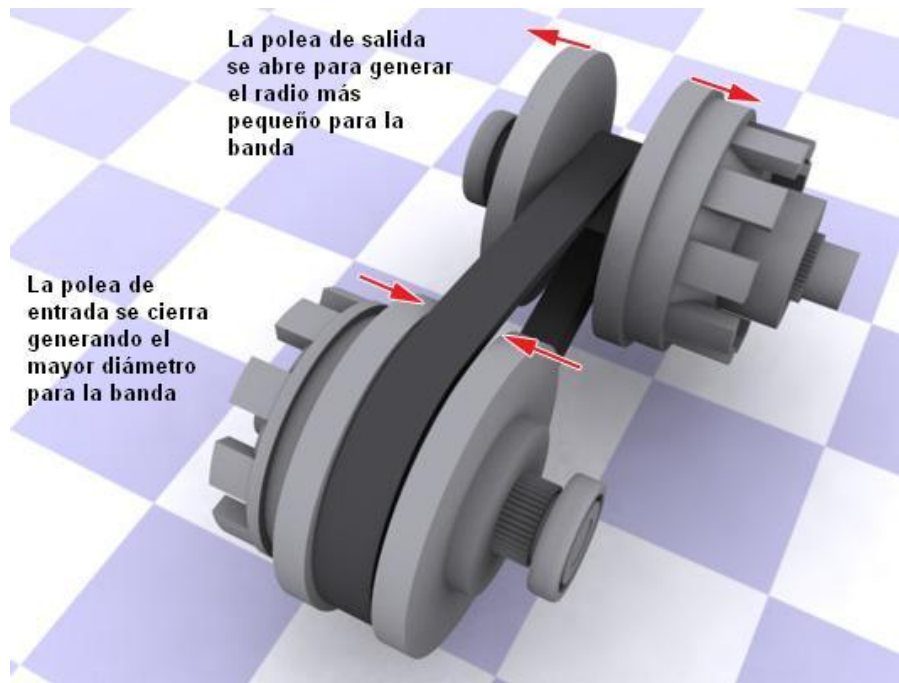
Otras transmisiones mecánicas sólo permiten algunas relaciones de velocidad para seleccionar, pero la CVT tiene un número infinito de relaciones dentro de un rango finito, esto permite a la relación entre la velocidad de un vehículo, motor y neumáticos, ser seleccionada dentro de un rango continuo. Esto da lugar a una mejor economía de combustible que otras transmisiones, pues permite al motor correr en su más eficiente velocidad dentro de un rango estrecho.

Dentro de este mecanismo de transmisión existen diversas configuraciones, pero por ser la que menor cantidad de componentes utiliza, la de menor tamaño y funcional para el fin de este trabajo, se hablará del tipo específico de dos poleas y una banda. Esta es la más básica configuración de CVT, la cual utiliza dos poleas variables y una banda de goma. Una de las poleas es conectada a la flecha del cigüeñal y la otra al eje de entrada de la transmisión y la banda pasa alrededor de ambas.



*Fig. 8 Configuración básica de un CVT en velocidad baja*

El funcionamiento es simple, las poleas cambian de dimensiones por efecto de fuerzas rotacionales: el rápido giro en la polea del motor hace que esta se cierre, y el rápido giro en la polea de la transmisión abre a esta última. El cambio en la relación de radio de ambas poleas genera un cambio en la relación par-velocidad transmitida de una a otra.



*Fig. 9 Configuración básica de un CVT en velocidad alta*

La polea en sí misma es básicamente una flecha dentada con un par de cuñas cónicas deslizantes. En la polea de entrada, cuando las cuñas están lo más cerca posible del centro (a bajas velocidades), se genera el radio más amplio que la polea debe recorrer, en cambio en la polea de salida, las cuñas invertidas, colocadas más cerca del extremo externo de la polea, creando el radio más corto que la polea rodea. Al aumentar la velocidad, las cuñas se desplazan sobre la flecha de cada polea, invirtiendo los radios de cada una. De esta manera ambas poleas se ajustan juntas automáticamente presentándose así una serie de cambios infinitos de radios, lo que se manifiesta en un número infinito de relaciones de velocidad sin un punto en donde la polea conductora se desconecte de la de salida.

## TRANSMISIÓN POR TREN DE ENGRANES

El tren de engranes, es aquel en el que existen más de dos engranes para la transmisión de potencia y se utilizan esencialmente cuando la relación a transmitir es muy distinta de la unidad, cuando los ejes de entrada y salida están muy alejados entre sí y cuando la relación requiere ser modificable.

La clasificación más común de los engranes se basa en la disposición de sus ejes de rotación y los tipos de dentado de los engranes. Con base en estos criterios se puede mencionar los siguientes tipos de engranes:

- i) De ejes paralelos
  - (a) Cilíndricos de dientes rectos
  - (b) Cilíndricos de dientes helicoidales
  - (c) Doble helicoidales
  
- ii) Ejes perpendiculares
  - (a) Helicoidales cruzados
  - (b) Cónicos de dientes rectos
  - (c) Cónicos de dientes helicoidales
  - (d) Cónicos hipoides
  - (e) De rueda y tornillo sin fin

También es común clasificarlos en trenes simples si existe una sola rueda por eje, y en compuestos cuando en algún eje hay más de un engrane. En este mecanismo de transmisión, los ejes de entrada y de salida pueden ser paralelos, cruzarse o cortarse en el espacio.

Existen trenes en los que el eje de algún engrane no está fijo, a esta clase de engranes se les denomina satélites, y a los trenes de engranes que utilizan algún engrane de este tipo, se les conoce como trenes epicicloides o planetarios.

Los engranes cilíndricos rectos son ruedas dentadas cuyos elementos de diente son rectos y paralelos al eje y son el tipo de engrane más simple que existe. Se utilizan generalmente para velocidades pequeñas y medias; a grandes velocidades, si no son rectificadas, o ha sido corregido su tallado, producen ruido cuyo nivel depende de la velocidad de giro que tengan.



Los engranes cilíndricos de dentado helicoidal están caracterizados por su dentado oblicuo con relación al eje de rotación. En estos engranajes el movimiento se transmite de modo igual que en los cilíndricos de dentado recto, pero con mayores ventajas. Los ejes de los engranajes helicoidales pueden ser paralelos o cruzarse, generalmente a  $90^\circ$ . Para eliminar el empuje axial, el dentado puede hacerse doble helicoidal.

Los engranes helicoidales tienen la ventaja que transmiten más potencia que los rectos, y también pueden transmitir más velocidad, son más silenciosos y más duraderos; además, pueden transmitir el movimiento de ejes que se corten. Algunos de los inconvenientes de este tipo de engranes es que se desgastan más que los rectos, son más caros de fabricar y necesitan generalmente más lubricación que los rectos.

La característica principal de un engrane cilíndrico helicoidal es la hélice que forma, siendo considerada la hélice como el avance de una vuelta completa del diámetro primitivo del engrane. De esta hélice deriva el ángulo  $\beta$  que forma el dentado con el eje axial. Este ángulo tiene que ser igual para las dos ruedas que engranan pero de orientación contraria, o sea: uno a derecha y el otro a izquierda. Su valor se establece a priori de acuerdo con la velocidad que tenga la transmisión, los datos orientativos de este ángulo son los siguientes:

Velocidad lenta:  $\beta = (5^\circ - 10^\circ)$

Velocidad normal:  $\beta = (15^\circ - 25^\circ)$

Velocidad elevada:  $\beta = 30^\circ$

Las relaciones de transmisión que se aconsejan son más o menos parecidas a las de los engranes rectos.

El tipo de engranes helicoidales dobles fueron inventados por el fabricante de automóviles francés André Citroën, y el objetivo que consiguen es eliminar el empuje axial que tienen los engranes helicoidales simples. Los dientes de los dos engranes forman una especie de V.



*Fig. 10 Engranes helicoidales*

Los engranes dobles son una combinación de hélice derecha e izquierda. El empuje axial que absorben los apoyos o cojinetes de los engranes helicoidales es una desventaja de ellos y ésta se elimina por la reacción del empuje igual y opuesto de una rama simétrica de un engrane helicoidal doble.

Un engrane de doble hélice sufre únicamente la mitad del error de deslizamiento que el de una sola hélice o del engranaje recto. Toda discusión relacionada a los engranes helicoidales sencillos (de ejes paralelos) es aplicable a los engranajes helicoidales dobles, exceptuando que el ángulo de la hélice es generalmente mayor para los helicoidales dobles, puesto que no hay empuje axial.

Los engranes cónicos se fabrican a partir de un tronco de cono, formándose los dientes por fresado de su superficie exterior. Estos dientes pueden ser rectos, helicoidales o curvos. Esta familia de engranes soluciona la transmisión entre ejes que se cortan y que se cruzan.



*Fig. 11 Engranaje cónico*

### *Engranajes cónicos de dientes rectos*

Efectúan la transmisión de movimiento de ejes que se cortan en un mismo plano, generalmente en ángulo recto, por medio de superficies cónicas dentadas. Los dientes convergen en el punto de intersección de los ejes. Son utilizados para efectuar reducción de velocidad con ejes en  $90^\circ$ . Estos engranajes generan más ruido que los engranajes cónicos helicoidales. Se utilizan en transmisiones antiguas y lentas. En la actualidad se usan muy poco.

### *Engranaje cónico helicoidal*

Se utilizan para reducir la velocidad en un eje de  $90^\circ$ . La diferencia con el cónico recto es que posee una mayor superficie de contacto. Es de un funcionamiento relativamente silencioso. Además pueden transmitir el movimiento de ejes que se corten. Se mecanizan en fresadoras especiales.

### *Engranaje cónico hipoide*

Un engranaje hipoide es un grupo de engranes cónicos helicoidales formados por un piñón reductor de pocos dientes y una rueda de muchos dientes, que se instala principalmente en los vehículos industriales que tienen la tracción en los ejes traseros. Tiene la ventaja de ser muy adecuado para las carrocerías de tipo bajo, ganando así mucha estabilidad el vehículo. Por otra parte la disposición helicoidal del dentado permite un mayor contacto de los dientes del piñón con los de la corona, obteniéndose mayor robustez en la transmisión. Su mecanizado es muy complicado y se utilizan para ello máquinas talladoras especiales.



*Fig. 12 Engranaje cónico hipoide*

### *Tornillo sin fin y corona*

Es un mecanismo diseñado para transmitir grandes esfuerzos, y como reductores de velocidad aumentando el par transmitido. Generalmente trabajan en ejes que se cortan a 90°. Tiene la desventaja de no poder convertir la entrada en salida y viceversa, y de consumir en rozamiento una parte importante de la potencia. En las construcciones de mayor calidad la corona está fabricada de bronce y el tornillo sin fin, de acero templado con el fin de reducir el rozamiento. Este mecanismo si transmite grandes esfuerzos es necesario que esté muy bien lubricado para matizar los desgastes por fricción. El número de entradas de un tornillo sin fin suele ser de una a ocho.



*Fig. 13 Tornillo sin fin de montacargas*

## Elementos de un engranaje

- Espesor del diente: es el grosor del diente en la zona de contacto, o sea, del diámetro primitivo.
- Número de dientes: Se simboliza como ( $Z$ ). Es fundamental para calcular la relación de transmisión. El número de dientes de un engranaje no debe estar por debajo de 18 dientes cuando el ángulo de presión es  $20^\circ$  ni por debajo de 12 dientes cuando el ángulo de presión es de  $25^\circ$ .
- Circunferencia exterior: es el diámetro de la circunferencia que limita la parte exterior del engranaje.
- Circunferencia interior: es el diámetro de la circunferencia que limita el pie del diente.
- Pie del diente: también se conoce con el nombre de dedendum. Es la parte del diente comprendida entre la circunferencia interior y la circunferencia primitiva.
- Cabeza del diente: también se conoce con el nombre de addendum. Es la parte del diente comprendida entre el diámetro exterior y el diámetro primitivo.
- Flanco: es la cara interior del diente, es su zona de rozamiento.
- Altura del diente: es la suma de la altura de la cabeza (addendum) más la altura del pie (dedendum).

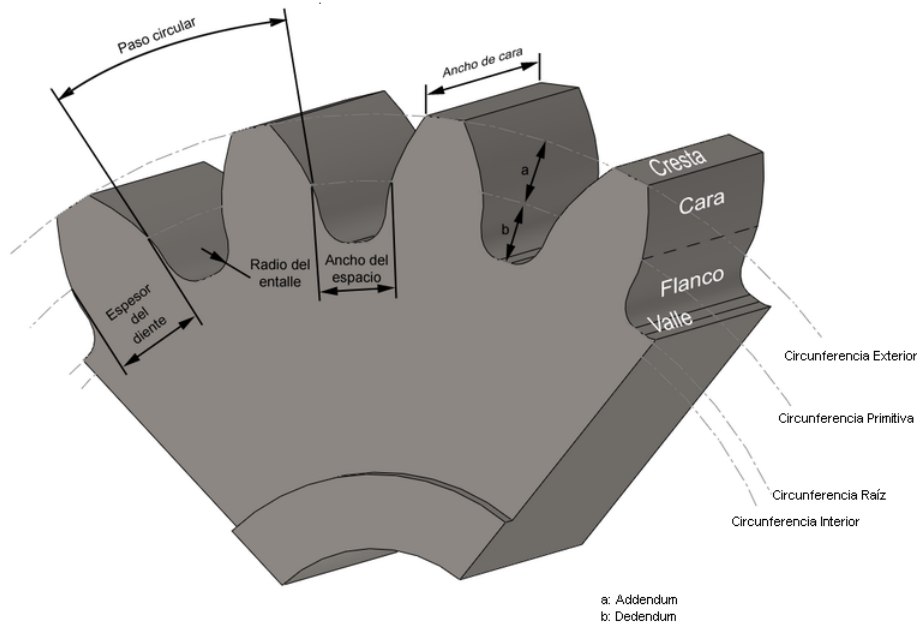


Fig. 14 Elementos de un engrane

- Angulo de presión: el que forma la línea de acción con la tangente a la circunferencia de paso,  $\varphi$  ( $20^\circ$  ó  $25^\circ$  son los ángulos normalizados).
- Relación de transmisión: es la relación de giro que existe entre el piñón conductor y la rueda conducida. La  $R_t$  puede ser reductora de velocidad o multiplicadora de velocidad. La relación de transmisión recomendada tanto en caso de reducción como de multiplicación depende de la velocidad que tenga la transmisión.
- Módulo: el módulo de un engranaje es una característica de magnitud que se define como la relación entre la medida del diámetro primitivo expresado en milímetros y el número de dientes. En los países anglosajones se emplea otra característica llamada paso diametral de la cadena, que es inversamente proporcional al módulo. El valor del módulo se fija mediante cálculo de resistencia de materiales en virtud de la potencia a transmitir y en función de la relación de transmisión que se establezca. El tamaño de los dientes está normalizado. El módulo está indicado por números. Dos engranes que engranen tienen que tener el mismo módulo.
- Circunferencia primitiva: es la circunferencia a lo largo de la cual engranan los dientes. Con relación a la circunferencia primitiva se determinan todas las características que definen los diferentes elementos de los dientes de los engranajes.
- Paso circular: es la longitud de la circunferencia primitiva correspondiente a un diente y un vano consecutivos.



*Fig. 15 Engranes de diferentes diámetros pero con el mismo módulo*

De esta forma, la caja de velocidades es un tren de engranes con dentado normalmente helicoidal, utilizados para variar la relación de giro entre dos ejes de rotación. En la figura 16 se puede apreciar el aspecto de una caja de velocidades, la cual consta básicamente de dos ejes, el motriz o primario, y el de salida (acoplado a las ruedas) comúnmente llamado eje secundario. El eje primario va provisto de una serie de engranes que giran junto con el eje, mientras que los engranes del eje secundario giran locos, sin ninguna relación con el eje de salida. En el eje secundario existen unos mecanismos, que disponen de un estriado interior que permiten un acoplamiento con el eje y les permite deslizarse sobre él, así como de un estriado exterior que se acopla a los engranes, fijándolos al eje de salida.



Fig. 16 Caja de velocidades típica de vehículos con tracción trasera

En la figura 17 se muestra el esquema de acoplamiento de los engranes del eje secundario, correspondientes a cada velocidad. En muchas ocasiones es necesario poder invertir el sentido de giro del eje de salida, por lo que se debe colocar un tercer piñón que engrane con los que están fijos a ambos ejes, pero de manera que estos últimos no estén unidos mecánicamente entre sí.

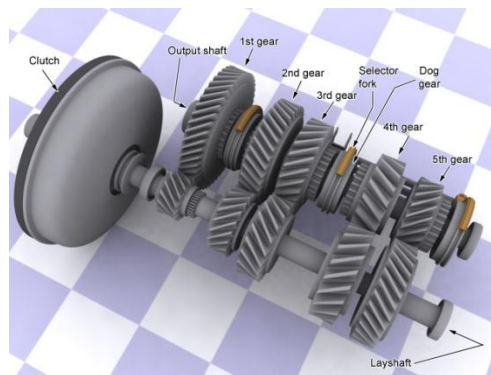


Fig. 17 Acoplamiento de los engranes del eje secundario de una caja de velocidades

## 2.2 CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO

### MEDIDAS MÁXIMAS DEL CONJUNTO DE TRANSMISIÓN

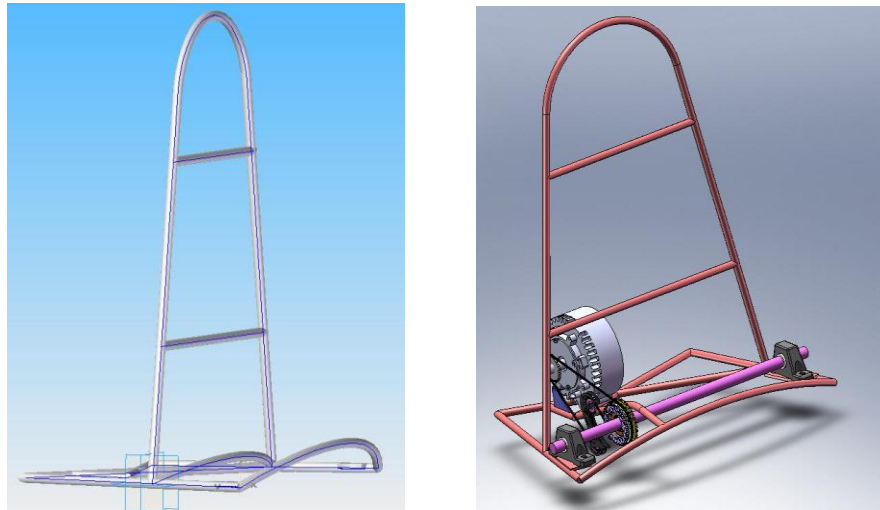


Fig. 18 y 19 Reproducción gráfica en CAD de la estructura trasera del vehículo y la propuesta del tren motriz



Fig. 20 y 21 Isométrico del tren motriz en CAD e imagen real del vehículo



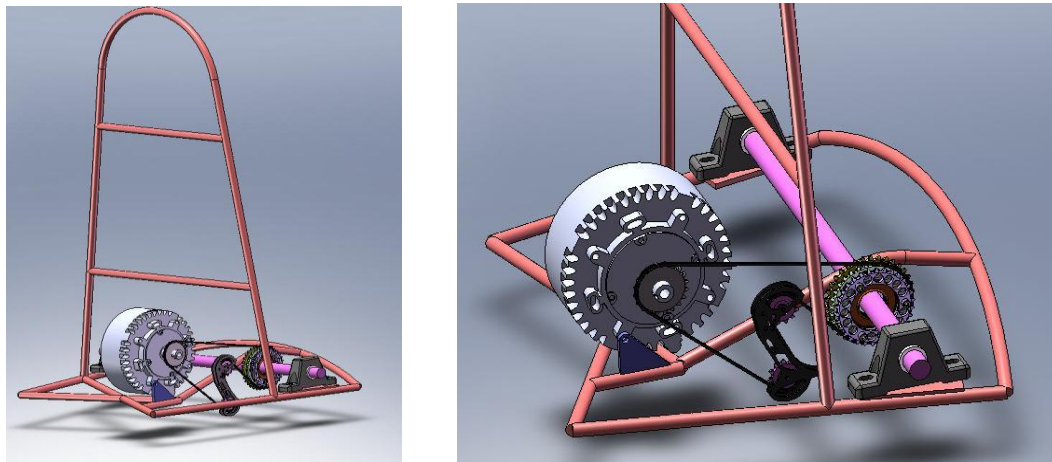
## UBICACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN EN EL TREN MOTRIZ

La intención de crear un sistema de transmisión variable, es adaptar los componentes necesarios al sistema utilizado previamente, sin que exista la necesidad de modificar, más que lo mínimo, algún elemento del vehículo.

En el caso del vehículo a utilizar, el sistema de tracción se localiza en la parte posterior del mismo. Las modificaciones y la implementación del sistema de transmisión se realizarán en la misma ubicación por razones de espacio y simplicidad.

Tanto elementos de soporte del motor, soportes de las chumaceras que guían el eje de potencia y elementos estructurales del vehículo (principalmente firewall) deben ser mantenidos en su posición original preferentemente.

Las modificaciones necesarias serán debidas a soportería propia de actuadores mecánicos necesarios para el accionamiento del sistema de variación de velocidad, tales como cambiadores manuales de velocidad, descarriladores de cadena y tensor de la misma.



*Fig. 22 y 23 Simulación del tren motriz con transmisión propuesta de 3 velocidades*

## 2.3 SELECCIÓN DE LA TRASMISIÓN

### VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LA CADENA DE RODILLOS

- La cadena para transmisión de rodillos de acero está hecha para tolerancias cerradas con una excelente articulación en las uniones, permitiendo así un muy eficiente flujo de potencia. Cualquier fricción entre los rodillos y la rueda de cadena dentada es virtualmente eliminada ya que los rodillos giran sobre el exterior de los bujes e independientemente del balero en el interior del buje. Como resultado, muy poca energía es desperdiciada y las pruebas indican que la cadena tiene una eficiencia de entre 98.4% y 98.9%. Este alto nivel de eficiencia, conseguido con estándares bajo correctas condiciones de instalación y lubricación es sólo igualado por transmisiones de engranes del más alto estándar y muy cerradas tolerancias.
- La cadena de rodillos ofrece un medio de conducción sin deslizamiento. Esto provee una exacta sincronización la cual es esencial en aquellas aplicaciones que utilizan árboles de levas, ya sea automotivas o marinas, o maquinaria de impresión, empaque, etc. Bajo condiciones de altas velocidades y picos de carga cuando la eficiencia también es requerida, la cadena de rodillos se muestra consistentemente fiable y silenciosa.
- La distancia entre los centros de los ejes pueden ir desde 50mm hasta los 9 metros dentro de una muy compacta instalación. La cadena de rodillos tiene un cierto grado de elasticidad, y esto además de la protección que ofrece la película de aceite en las uniones de la cadena, proporciona muy buenas condiciones de amortiguación. Además, la distribución de la carga entre la cadena y la rueda dentada se basa en el mayor número de dientes, lo cual ayuda a disminuir el desgaste. Por otro lado, después de un largo periodo de servicio, llega a ser necesario reemplazar la cadena, lo cual es muy simple y no implica algún cambio en la rueda dentada o baleros.
- La cadena dentada minimiza la carga en el tren motriz y en los baleros de los ejes, ya que no se requiere de ninguna precarga para dar tensión a la cadena en condiciones estáticas.

## VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL CVT

- El CVT puede compensar discretamente los cambios de velocidad del vehículo, permitiendo a la velocidad del motor permanecer en un nivel máximo de eficiencia, así como evitar pérdidas en la conversión de torque. Esto mejora tanto la economía de combustible como las emisiones de escape.
- Por otra parte, el CVT tiene una muy silenciosa operación. Esto puede generar una sensación de pérdida de potencia del motor, ya que muchos conductores esperan un ligero jaloneo en el vehículo en cada cambio de velocidad, pero este nunca se presenta. De igual forma, y ya que el CVT mantiene al motor en un cambio constante de RPM en un amplio rango de velocidades, el presionar el pedal del acelerador hará que el vehículo se desplace rápidamente pero sin un cambio en el sonido del motor como suele suceder en una transmisión convencional.
- La gran mayoría de los CVTs son simples de fabricar y reparar.
- La capacidad de manejar diferentes torques de un CVT, está limitada por la resistencia de la banda utilizada, y por su habilidad de resistir al desgaste por fricción en ambas poleas.

## VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LA TRANSMISIÓN POR ENGRANES

- La relación de rotaciones con velocidad angular de la transmisión por engranes, es uniforme. Por esta razón se aplica como reductor o multiplicador de velocidades en máquinas en las que se requiere una velocidad específica y que no tenga alteraciones o fluctuaciones de velocidad.
- Los engranes proporcionan a las máquinas una graduación utilizable de relaciones de velocidad.
- Los engranes permiten grandes transmisiones de potencia desde el eje de una fuente de energía hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo sin pérdidas de energía.

- Los engranes tienen como desventaja que no pueden transmitir potencia entre distancias grandes entre centros para estos casos se utiliza poleas o cadenas.
- Los engranes tienen un costo elevado comparado con los otros tipos de transmisión por cadenas y las poleas.

## MATRIZ DE DECISIÓN

Para generar la matriz de decisión, se eligen los conceptos sobre los cuales deseamos evaluar cada opción y que son las características que se esperan obtener del sistema a utilizar. A continuación, se asigna el valor máximo en porcentaje a cada concepto, de acuerdo a la importancia que tiene cada uno como factor en la toma de decisión conforme a nuestras necesidades y requerimientos, contemplando que la suma de porcentajes debe ser de 100%.

Por último, se evalúa cualitativamente cada sistema, en una escala del 1 al 100, donde 1 es insatisfactorio y 100 es totalmente satisfactorio, para después, calcular el porcentaje obtenido por cada sistema en cada concepto de acuerdo al peso otorgado a cada uno.

Característica	Valor	Engranes		CVT		Cadena	
Eficiencia	25%	95	23.75	90	22.5	95	23.75
Resistencia al desgaste	10%	80	8	90	9	70	7
Rango de potencia	5%	100	5	90	4.5	70	3.5
Mantenimiento	10%	80	8	90	9	90	9
Peso	30%	60	18	80	24	100	30
Costo	20%	60	12	60	12	100	20
<b>Totales</b>	<b>100%</b>	<b>74.75</b>		<b>81.00</b>		<b>93.25</b>	

Tabla 1. Matriz de decisión.

Como se puede observar en la tabla, y después de evaluar cada opción y realizar las sumatorias correspondientes, podemos concluir que el sistema de transmisión por cadena es la opción que mejor se adapta a nuestras necesidades, obteniendo una calificación de 93.25 puntos de los 100 posibles.

# 3. DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN

## 3.1 CÁLCULOS ESCENCIALES PARA SELECCIÓN CORRECTA DE LOS COMPONENTES DE LA TRANSMISIÓN

### DISTANCIA ENTRE CENTROS

Para una óptima vida de desgaste, la distancia entre centros de las ruedas de cadena debe estar normalmente dentro de un rango de 30 a 50 veces el “Paso de la cadena”.

<b>Pitch</b>	<b>Pulg</b>	<b>3/8</b>	<b>1/2</b>	<b>5/8</b>	<b>3/4</b>	<b>1</b>	<b>1 1/4</b>
	<b>mm</b>	<b>9.525</b>	<b>12.70</b>	<b>15.87</b>	<b>19.05</b>	<b>25.40</b>	<b>31.75</b>
<b>Distancia entre centros</b>	<b>mm</b>	<b>450</b>	<b>600</b>	<b>750</b>	<b>900</b>	<b>1000</b>	<b>1200</b>
<b>Pitch</b>	<b>Pulg</b>	<b>1 1/2</b>	<b>1 3/4</b>	<b>2</b>	<b>2 1/2</b>	<b>3</b>	
	<b>mm</b>	<b>38.1</b>	<b>44.45</b>	<b>50.80</b>	<b>63.50</b>	<b>76.20</b>	
<b>Distancia entre centros</b>	<b>mm</b>	<b>1350</b>	<b>1500</b>	<b>1700</b>	<b>1800</b>	<b>2000</b>	

Tabla 2. Distancias entre centros de las ruedas de cadena recomendadas.

En otras ocasiones esta distancia es gobernada por la cantidad de pasos de la cadena en la rueda conductora, la recomendación normal en esta circunstancia es que no menos de 6 dientes estén en contacto con la cadena.

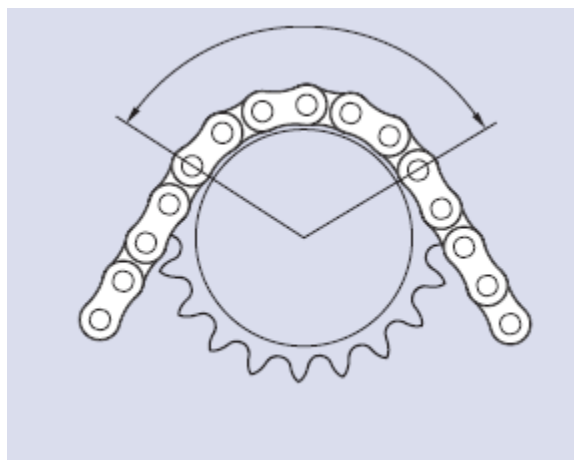


Fig. 24 Rueda de cadena con 6 dientes en contacto con la cadena

En otro criterio es deseable un envolvimiento mínimo de  $120^\circ$ . Una buena distancia media entre centros será  $D_2 + D_1/2$ , donde  $D_2$  es el diámetro primitivo de la rueda dentada más grande y  $D_1$  el de la más pequeña. La longitud aproximada de la cadena es:

$$L \approx 2C + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{40C} \text{ Pasos}^1$$

Donde C está expresada en pasos (puede contener una fracción). La longitud debe ser un número par de pasos para evitar el uso de un eslabón compensador. Como es natural, hay que ajustar la longitud de la cadena, la distancia entre centros y las dimensiones de las ruedas dentadas para que se adapten todas las dimensiones.

En las transmisiones por cadena, el ramal flojo debe estar preferiblemente en la parte inferior de las transmisiones horizontales, especialmente en distancias grandes entre centros, debido a que, si el ramal flojo está en la parte superior, ambas ramas pueden tocarse cuando la cadena se haya alargado en servicio. El alargamiento se produce a causa del desgaste entre juntas.

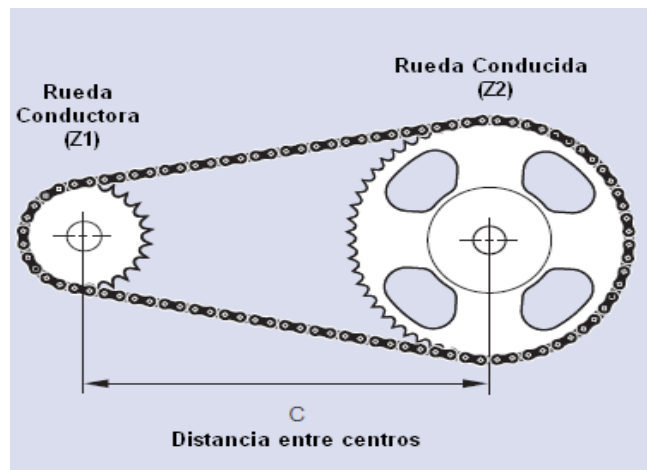


Fig. 25 Distancia entre centros de las ruedas conductora y conducida

<sup>1</sup> Referencia [1]

## SELECCIÓN DE LA RUEDA DE CADENA

La siguiente tabla puede ser utilizada para seleccionar una relación entre las ruedas de cadena (conductora y conducida) con base en las medidas de ruedas de cadena más comerciales. Lo mejor es utilizar un número impar de dientes y un número par de pasos en la cadena, como ya se ha mencionado anteriormente.

N° de Dientes en la rueda conducida Z2	N° de Dientes en la rueda conductora Z1					
	15	17	19	21	23	25
25						1.00
38	2.53	2.23	2.00	1.80	1.65	1.52
57	3.80	3.35	3.00	2.71	2.48	2.28
76	5.07	4.47	4.00	3.62	3.30	3.04
95	6.33	5.59	5.00	4.52	4.13	3.80
114	7.60	6.70	6.00	5.43	4.96	4.56

*Tabla 3. Selección de relación de radio de las ruedas de cadena del sistema*

La tabla 3 considera el cálculo del diámetro de paso:

$$D_p = \frac{Paso}{\text{sen}\left(\frac{180}{D_i}\right)}^2$$

Donde  $D_i$  es el número de dientes de la catarina. Considerando un valor de paso de cadena fijo, podemos encontrar las relaciones de diámetro para cualquier valor de número de dientes en la rueda conductora y conducida.

Idealmente, ruedas de cadena con al menos 19 dientes deben ser seleccionadas. Si la cadena opera a alta velocidad o es sujeta a cargas repentinas, la rueda de cadena menor debe tener al menos 25 dientes y debe ser endurecida con algún tratamiento térmico.

Esta relación de radio también puede ser calculada usando la siguiente fórmula  $i = Z2/Z1$ . Para relaciones mayores a las presentadas, será necesario revisar el criterio mencionado anteriormente en donde el envolvimiento mínimo debe ser de  $120^\circ$ .

---

<sup>2</sup> Referencia [1]

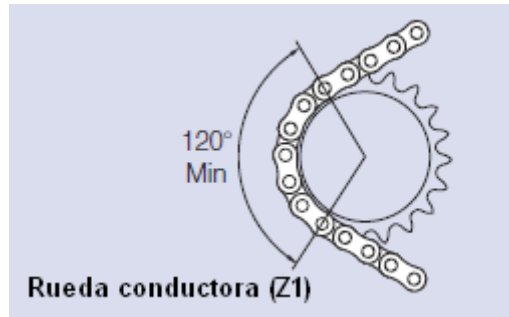


Fig. 26 Envolvimiento mínimo de la rueda de 120°

## OTROS FACTORES DE SELECCIÓN

Existen una serie de factores que toman en cuenta cualquier sobrecarga dinámica dependiendo de las condiciones de operación de la cadena. La tabla 4 considera las características de la máquina motora como la conducida.

Características de la máquina conducida		Características de la máquina conductora		
		OPERACIÓN SILENCIOSA Motores Eléctricos, Turbinas de vapor, de gas, Motores de Combustión Interna con acoplamiento Hidráulico	VIBRACIÓN LIGERA Motores de Combustión Interna con 6 o más cilindros con acoplamiento mecánico. Motores Eléctricos con paros frecuentes	VIBRACIÓN MODERADA Motores de Combustión Interna con menos de 6 cilindros, con acoplamiento mecánico
OPERACIÓN SILENCIOSA	Bombas centrífugas y compresores, máquinas de impresión, enrolladoras de papel, transportadoras de carga uniforme, agitadoras y mezcladoras de líquidos, ventiladores.	<b>1</b>	<b>1.1</b>	<b>1.3</b>
VIBRACIÓN MODERADA	Bombas y compresores de 3 o más cilindros, máquinas mezcladoras de cemento, transportadoras de carga no uniforme, agitadoras y mezcladoras de sólidos.	<b>1.4</b>	<b>1.5</b>	<b>1.7</b>
VIBRACIÓN INTENSA	Aplanadoras, excavadoras, máquinas procesadoras de plásticos, prensas, bombas y compresores de 1 y 2 cilindros, taladros de torres de perforación	<b>1.8</b>	<b>1.9</b>	<b>2.1</b>

Tabla 4. Factores para selección de la cadena según condiciones de operación

Otro factor es la relación entre el número de dientes y el tamaño de la rueda de cadena, el uso de este factor modificará la selección final de la potencia. La elección de una rueda de cadena más pequeña a la adecuada, reducirá la capacidad de transmitir la máxima potencia puesto que la carga en la cadena será más alta.



FACTORES PARA MEDIDAS ESTÁNDAR DE RUEDAS DE CADENA	
N° de Dientes	Factor
15	1.27
17	1.12
19	1.00
21	0.90
23	0.83
25	0.76

Tabla 5. Factores para medidas estándar de ruedas de cadena

Este “factor de dientes” se calcula usando la fórmula  $FD = 19/Z_1$ , donde  $Z_1$  es el número de dientes de la rueda de cadena conductora.

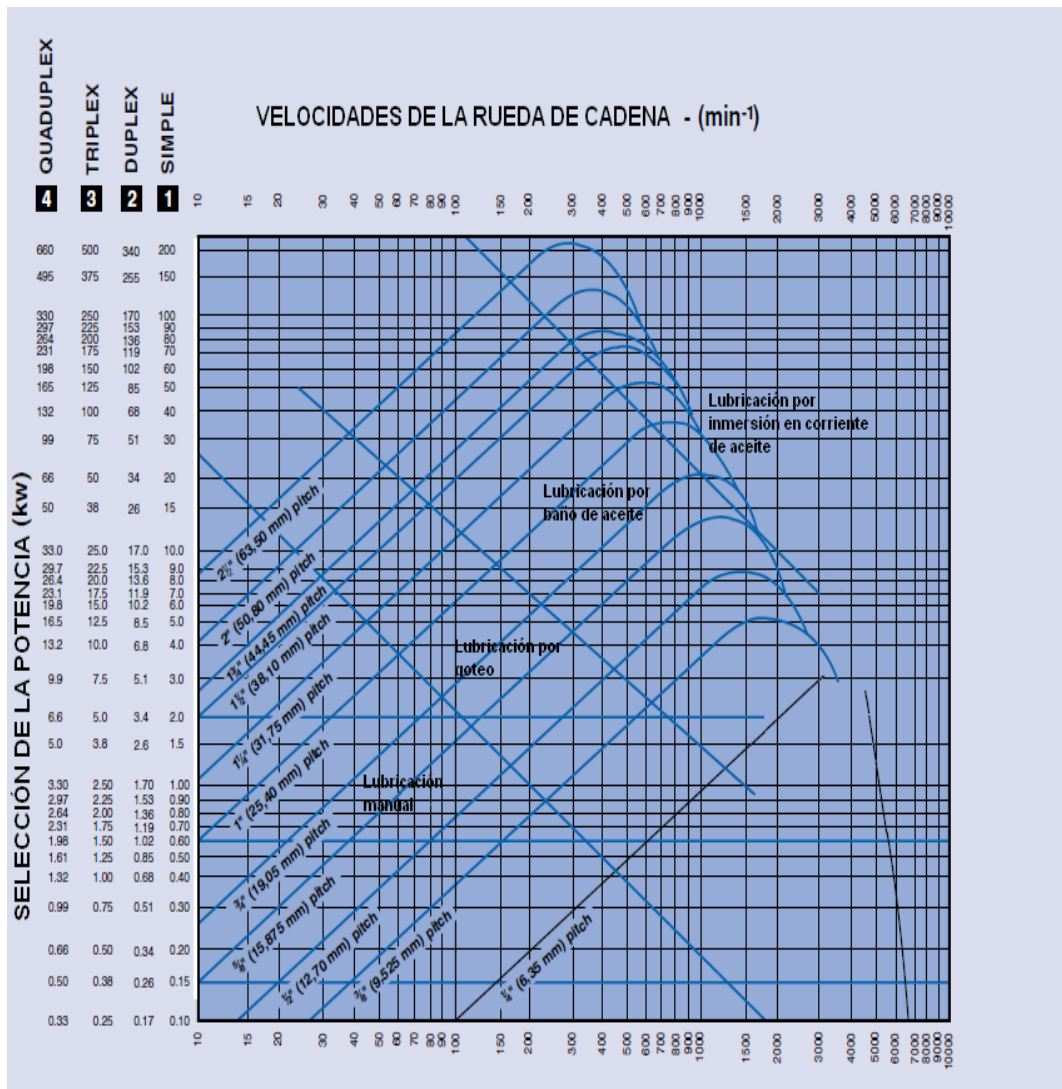


Fig. 27 Gráfica de Potencia - Velocidad de la Rueda de Cadena

Para poder leer datos en esta tabla es necesario seleccionar la potencia a transmitir por el sistema junto con los factores mencionados anteriormente, de la siguiente manera:

$$\text{Potencia} = \text{Potencia a Transmitir} \times \text{Factor de Operación} \times \text{Factor de Dientes [kW]}$$

Una vez obtenidos estos datos, se debe seleccionar el mínimo espacio entre pernos posible para una cadena simple, esto resultará en la transmisión más económica posible. Si la potencia es mayor que la correspondiente para una cadena simple se puede considerar el uso de cadenas múltiples.

Para obtener la longitud de la cadena con base en el espacio entre pernos adecuado, se puede utilizar la siguiente fórmula:

$$L = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2C}{P} + \frac{\left(\frac{Z_2 - Z_1}{2P}\right)^2 \times P}{C}^3$$

El valor calculado de espacio entre pernos debe ser redondeado al entero par superior inmediato. C es la distancia entre centros aproximada en mm y generalmente debe estar entre 30 – 50 veces el espacio entre pernos.

Esta distancia entre centros obtenida, es normalmente más grande que la que originalmente se tiene contemplada, por lo que es necesario recalcularla por medio de la siguiente fórmula:

$$C = \frac{P}{8} \left[ 2L - Z_2 - Z_1 + \sqrt{(2L - Z_2 - Z_1)^2 - \left(\frac{\pi}{3.88}(Z_2 - Z_1)^2\right)} \right]^4$$

Dónde:

P = Espacio entre pernos [mm]

L = Longitud de la cadena con base en el espacio entre pernos

Z1 = Número de dientes en la rueda conductora

Z2 = Número de dientes en la rueda conducida

---

<sup>3</sup> Referencia [1]

<sup>4</sup> Referencia [1]

## MECANISMO PARA CAMBIO DE RUEDA DENTADA

El descarrilador es un mecanismo utilizado para mover la cadena desde una rueda de cadena a otra, muy comúnmente utilizados en las bicicletas. Los descarriladores tanto delanteros como traseros modernos, consisten en una guía de cadena desplazable, la cual es operada a distancia por un chicote conectado a una perilla montada en el manubrio. Cuando el conductor desplaza la perilla mientras el vehículo está en movimiento, el cambio en la tensión del chicote mueve la guía de cadena de un lado a otro, descarrilando la cadena de una a otra de las ruedas de cadena. Para mantener, tanto a la cadena en la rueda de cadena seleccionada como la tensión en la cadena dado que se generará holgura al cambiar a una rueda de cadena más pequeña, el descarrilador tiene dos poleas con un resorte precargado, a través de los cuales la cadena tomará una forma de “S”.



*Fig. 28 Componentes del sistema de variación de velocidad por cadena*

Los “Normalmente en alta” descarriladores traseros regresan a la rueda de cadena más pequeña cuando no hay tensión aplicada al chicote. Por otro lado los “normalmente en baja” o “de rápido aumento” mantienen su posición sobre la rueda de cadena más grande cuando no hay tensión en el chicote. En ascenso de pendientes este mecanismo es más ventajoso, ya que los cambios tienden a ser más fáciles y más rápidos pues la precarga en el resorte así lo permiten. En una competencia el rápido cambio de rueda de cadena es requerido, por

ejemplo, en el sprint final, en donde los descarriladores de “normalmente en alta” se han convertido en el tipo más común.

En competencias off-road el cambio de rueda de cadena más crítico ocurre en secciones ascendentes complicadas, en las cuales el ciclista no sólo debe hacer frente a un pedaleo “duro”, sino también a conseguir una posición crítica para mantener el empuje, hacer frente a obstáculos y dar vueltas complicadas al mismo tiempo. Esto normalmente es a muy baja velocidad y puede dificultar el mantener la presión en el pedal sin perder el equilibrio. Bajo estas condiciones, el poder cambiar fácilmente a una velocidad más baja puede ser la diferencia entre mantenerse sobre la bicicleta o tener que bajar y cargarla, por esto es más útil un descarrilador normalmente en baja.

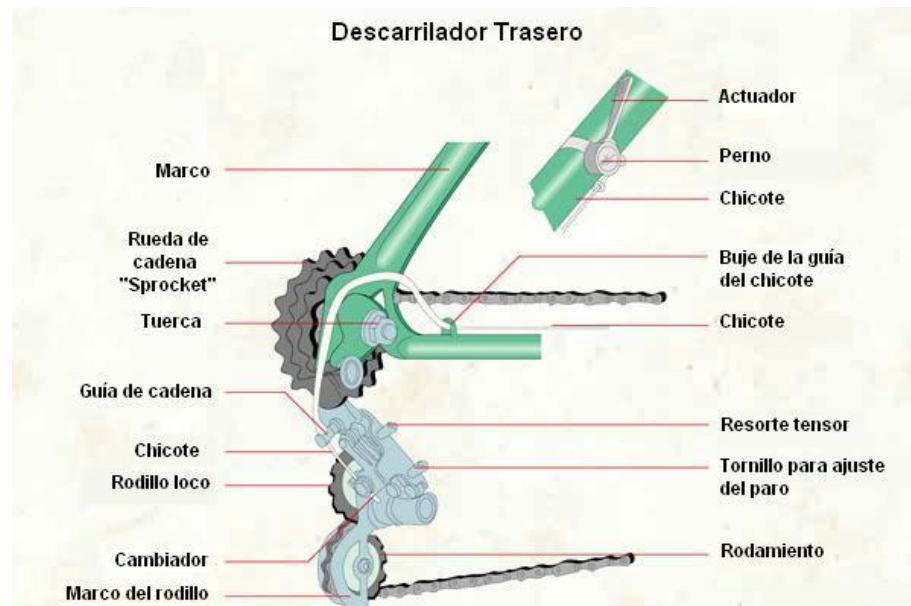


Fig. 29 Componentes de un descarrilador trasero

El descarrilador delantero consiste en una jaula de lámina de acero que se puede desplazar hacia delante y atrás. Al realizar este movimiento, empuja la cadena hacia los lados, lo que permite que esta se ajuste sobre otra rueda de cadena.

El descarrilador delantero puede ser de jalón inferior o superior. El descarrilador de jalón inferior es comúnmente usado en bicicletas sencillas y es actuado por un chicote que tira hacia abajo, el cual normalmente es dirigido por la parte inferior del tubo más bajo del marco de la bicicleta.

El descarrilador de jalón superior es más común en las bicicletas de montaña, en este caso el descarrilador es actuado por un chicote que jala hacia arriba, este se encamina a lo largo del tubo superior del marco. La ventaja de este arreglo es que se mantiene al cable lo más lejos posible de la superficie inferior del vehículo y por tanto se evita que se llene de suciedad que impida que el mecanismo funcione adecuadamente.

En cuanto a la jaula, se tienen dos tipos, la primera es conocida como doble, diseñada para usarse con ejes de dos ruedas de cadena. En una vista lateral de la bicicleta, tanto la placa interior como exterior de la jaula tiene prácticamente el mismo perfil.

La segunda opción de jaula es conocida como jaula triple, y está diseñada para usarse con un eje de tres ruedas de cadena o un eje con dos ruedas de cadena con una diferencia marcada de diámetros. En una vista lateral de la bicicleta, la placa interna de la jaula se extiende más lejos hacia el centro del soporte inferior del eje de rotación que lo que lo hace la placa exterior. Esto ayuda a cambiar a la cadena de la rueda más pequeña a la más grande mucho más fácilmente.



*Fig. 30 Descarrilador delantero*

En el siguiente capítulo se desarrollará el diseño de la configuración propuesta de transmisión para el vehículo Electraton.

### 3.2 DISEÑO DE LA CONFIGURACIÓN DEL SISTEMA

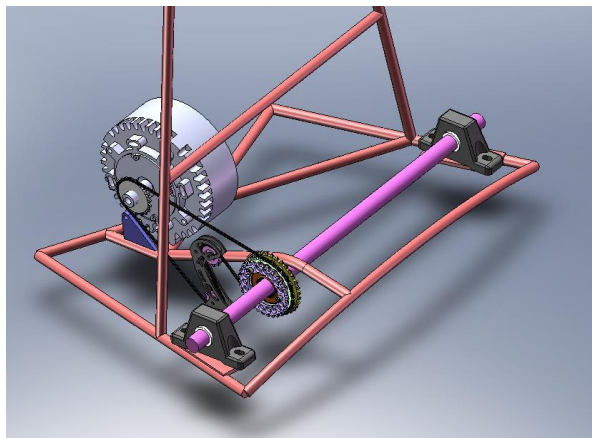
Con base en lo analizado en el apartado anterior, en los datos de operación del motor y la configuración actual del tren motriz del vehículo, en este capítulo se realizarán los cálculos pertinentes, así como un bosquejo de la configuración más adecuada de la transmisión dentro del sistema.

Otro factor importante a considerar, es la facilidad ya sea de fabricación o, en su defecto, obtención en el mercado de cada una de las piezas que compondrán el sistema de transmisión, lo que llevará a ajustar los valores encontrados a valores comerciales o estándar.

Datos iniciales:

Distancia entre el centro del eje de salida del motor y el eje motriz = 260 [mm]

Potencia de salida máxima del motor = 10.6 [hp]



*Fig. 31 Vista superior del tren motriz en CAD*

Según lo establecido en el criterio de distancia entre centros, esta debe ser entre 30 y 50 veces el paso de la cadena, de aquí se obtiene el rango de valores que puede tener el paso de la cadena:

$$260 = \text{Paso de la cadena} \times 30 \rightarrow \text{Paso de la cadena} = 260/30 = 8.9 \text{ [mm]} = 11/32 \text{ [in]}$$

$$260 = \text{Paso de la cadena} \times 50 \rightarrow \text{Paso de la cadena} = 260/50 = 5.2 \text{ [mm]} = 7/32 \text{ [in]}$$

Dentro de los valores estándar que se pueden encontrar para cadenas, que cumplan con los valores de paso de cadena determinados, se tienen en la tabla 6:

<b>Dimensiones de cadenas de rodillos estándares</b>				
<b>Número de cadena ANSI</b>	<b>Paso [in]</b>	<b>Ancho [in]</b>	<b>Resistencia media a la tensión [lb]</b>	<b>Peso medio [lb/pie]</b>
25	¼	1/8	875	0.09
35	3/8	3/16	2100	0.21
40	½	5/16	3700	0.42
50	5/8	3/8	6100	0.69
60	¾	½	8500	1
80	1	5/8	14500	1.71
100	1 ¼	¾	24000	2.58
120	1 ½	1	34000	3.87
140	1 ¾	1	46000	4.95
160	2	1 ¼	58000	6.61
200	2 ½	1 ½	95000	10.96

*Tabla 6. Dimensiones de cadenas de rodillos estándares*

Con lo anterior, se observa que tanto la cadena #35 como la #40 son opciones viables, pero por el resultado de cálculos posteriores se elige la #35.

El siguiente paso es la selección adecuada de las catarinas, tanto la conductora como las conducidas. Inicialmente, se debe considerar el uso de un sistema que nos permita desconectar el conjunto de catarinas en el eje de salida, tal que nos permita realizar los cambios de posición de la cadena con el menor riesgo de saltos en la cadena, jaloneos o, en el peor de los casos, la ruptura de la misma.

Para lo anterior, es recomendable el uso de un trinquete de uso común o comercial. Para tal efecto, existe disponible en el mercado el trinquete de marca Shimano, utilizado en bicicletas, principalmente de montaña, con un precio accesible y resistencia suficiente para el uso al que será sometido. Se estudió, de igual manera, la posibilidad de utilizar algún trinquete de uso industrial, de mayor resistencia, pero el tamaño, el precio y la dificultad de conseguirlo lo vuelve una opción fuera de rango para nuestro objetivo.

Con base en lo anterior, la catarina menor del eje de salida no puede tener un diámetro menor al diámetro externo del trinquete (que es de 85 mm), por lo que la catarina estándar de menor diámetro posible debe tener al menos 90 mm, considerando también los puntos de sujeción entre trinquete y catarinas. Utilizando la fórmula para el cálculo del diámetro de paso, se obtiene que la catarina que cumple con los requerimientos debe tener 30 dientes, con un diámetro de paso de 91.12 mm.

Para la selección de las siguientes 2 catarinas, se debe tomar en cuenta que la diferencia de diámetros debe ser la menor posible, a manera de evitar que la cadena deba recorrer una distancia vertical mayor para pasar de la catarina menor a la inmediata siguiente.

Dado que ya se eligió la catarina menor con un número de dientes par, y siguiendo la recomendación de mantener esa condición en todas las ruedas dentadas del sistema y un número impar de eslabones en la cadena, las catarinas restantes deben tener 32 y 34 dientes, con diámetros de 97.18 mm y 103.23 mm respectivamente.

La selección de la rueda dentada del eje del motor, dependerá de la relación par-velocidad más óptima para el sistema, por lo que a continuación se presentarán una serie de consideraciones para realizar dicha selección. Inicialmente, se tomarán los valores del motor proporcionados por el fabricante y algunos valores pertenecientes a características físicas del vehículo:

Concepto	Valor	Unidades
Corriente máxima del motor	330	A
Voltaje	24	V
Potencia	7920	W
	10.62	hp
Constante de voltaje	72	rpm/V
Velocidad del motor	1728	rpm
Constante de par	1.14	in lb/A
Par del motor	376.2	lb in
	4.33	kg m
	42.39	N m
Diámetro de la llanta	263	mm
Perímetro de la llanta	0.83	m
Coefficiente de fricción estático entre las llantas y el pavimento	0.58	
Peso del vehículo	150	kg
Relación de peso entre ejes	40/60	%
Peso del eje de tracción (60% del peso total)	90	kg
Par necesario para iniciar el movimiento	67.13	N m



Tabla 7. Valores característicos del motor

De los valores anteriores, se observa que se requiere al menos un par inicial mayor a 67.2 [N-m], el cual se obtendrá utilizando la rueda dentada de 34 dientes en el eje de salida, así se tiene:

$$\text{Relación aproximada de diámetros entre ruedas dentadas} = \frac{\text{par}_{\text{requerido}}}{\text{par}_{\text{motor}}^5}$$

$$\text{Relación aproximada de diámetros entre ruedas dentadas} = 1.58$$

$$\text{Diámetro}_{\text{rueda motor}} = \frac{D_{\text{rueda } 34 \text{ dientes}}}{1.58} = 65.18 \text{ mm}$$

Con lo anterior y utilizando nuevamente la fórmula del diámetro de paso para ruedas dentadas y despejando el número de dientes se tienen los siguientes resultados:

	Dientes	Diámetro de paso		Paso	
Catarina 1	30	91.12	mm	0.375	in
Catarina 2	32	97.18	mm	9.525	mm
Catarina 3	34	103.23	mm		
Catarina motriz	19	57.86	mm		

		Par	Velocidad motor	Velocidad del coche
		N m	rpm	km/h
Relación 1	1.58	66.93	1094.40	54.25
Relación 2	1.68	71.39	1026.00	50.86
Relación 3	1.79	75.85	965.65	47.87

	Dientes	Diámetro de paso		Paso	
Catarina 1	30	91.12	mm	0.375	in
Catarina 2	32	97.18	mm	9.525	mm
Catarina 3	34	103.23	mm		
Catarina motriz	20	60.89	mm		

<sup>5</sup> Referencia [1]

		<b>Par</b>	<b>Velocidad motor</b>	<b>Velocidad del coche</b>
		N m	rpm	km/h
Relación 1	1.50	63.58	1152.00	57.11
Relación 2	1.60	67.82	1080.00	53.54
Relación 3	1.70	72.06	1016.47	50.39

	<b>Dientes</b>	<b>Diámetro de paso</b>	<b>Paso</b>
Catarina 1	30	91.12 mm	0.375 in
Catarina 2	32	97.18 mm	9.525 mm
Catarina 3	34	103.23 mm	
Catarina motriz	22	66.93 mm	

		<b>Par</b>	<b>Velocidad motor</b>	<b>Velocidad del coche</b>
		N m	rpm	km/h
Relación 1	1.36	57.80	1267.20	62.82
Relación 2	1.45	61.66	1188.00	58.89
Relación 3	1.55	65.51	1118.12	55.43

*Tabla 8. Comparativa del par de salida con diferentes configuraciones*

En la tabla 8 se puede observar que la rueda dentada del motor debe tener 20 dientes, puesto que una rueda dentada con más dientes disminuye el par de salida y complicaría el arranque del vehículo, y ruedas dentadas con un menor número de dientes, aunque rebasan el valor de par requerido, presentan una disminución de la velocidad (debido a la relación que guardan par y velocidad entre sí).

Como corroboración del valor del paso de cadena obtenido, y de acuerdo a la Tabla 4, considerando las características de operación del motor y del vehículo, se obtiene el siguiente factor:

Características de la máquina conducida		Características de la máquina conductora		
		OPERACIÓN SILENCIOSA Motores Eléctricos, Turbinas de vapor, de gas, Motores de Combustión Interna con acoplamiento Hidráulico	VIBRACIÓN LIGERA Motores de Combustión Interna con 6 o más cilindros con acoplamiento mecánico. Motores Eléctricos con paros frecuentes	VIBRACIÓN MODERADA Motores de Combustión Interna con menos de 6 cilindros, con acoplamiento mecánico
OPERACIÓN SILENCIOSA	Bombas centrífugas y compresores, máquinas de impresión, enrolladoras de papel, transportadoras de carga uniforme, agitadoras y mezcladoras de líquidos, ventiladores.	<b>1</b>	<b>1.1</b>	<b>1.3</b>
VIBRACIÓN MODERADA	Bombas y compresores de 3 o más cilindros, máquinas mezcladoras de cemento, transportadoras de carga no uniforme, agitadoras y mezcladoras de sólidos.	<b>1.4</b>	<b>1.5</b>	<b>1.7</b>
VIBRACIÓN INTENSA	Aplanadoras, excavadoras, máquinas procesadoras de plásticos, prensas, bombas y compresores de 1 y 2 cilindros, taladros de torres de perforación	<b>1.8</b>	<b>1.9</b>	<b>2.1</b>

Tabla 9. Selección de factores de ajuste de potencia por tipo de máquina

En cuanto al factor de la relación entre el número de dientes y el tamaño de la rueda de cadena menor, según los datos de la Tabla 6 pero modificándola para la rueda dentada a utilizar, se utiliza el valor de 0.66, correspondiente a 20 dientes en la rueda menor.

Con los datos anteriores se obtiene:

$$\text{Potencia} = 10.6 \text{ [hp]} \times 1 \text{ (Factor de operación)} \times 0.66 = 10.6 \text{ [hp]} = 7.06 \text{ [kW]}$$

Con este valor se entra en la gráfica de la figura 27:

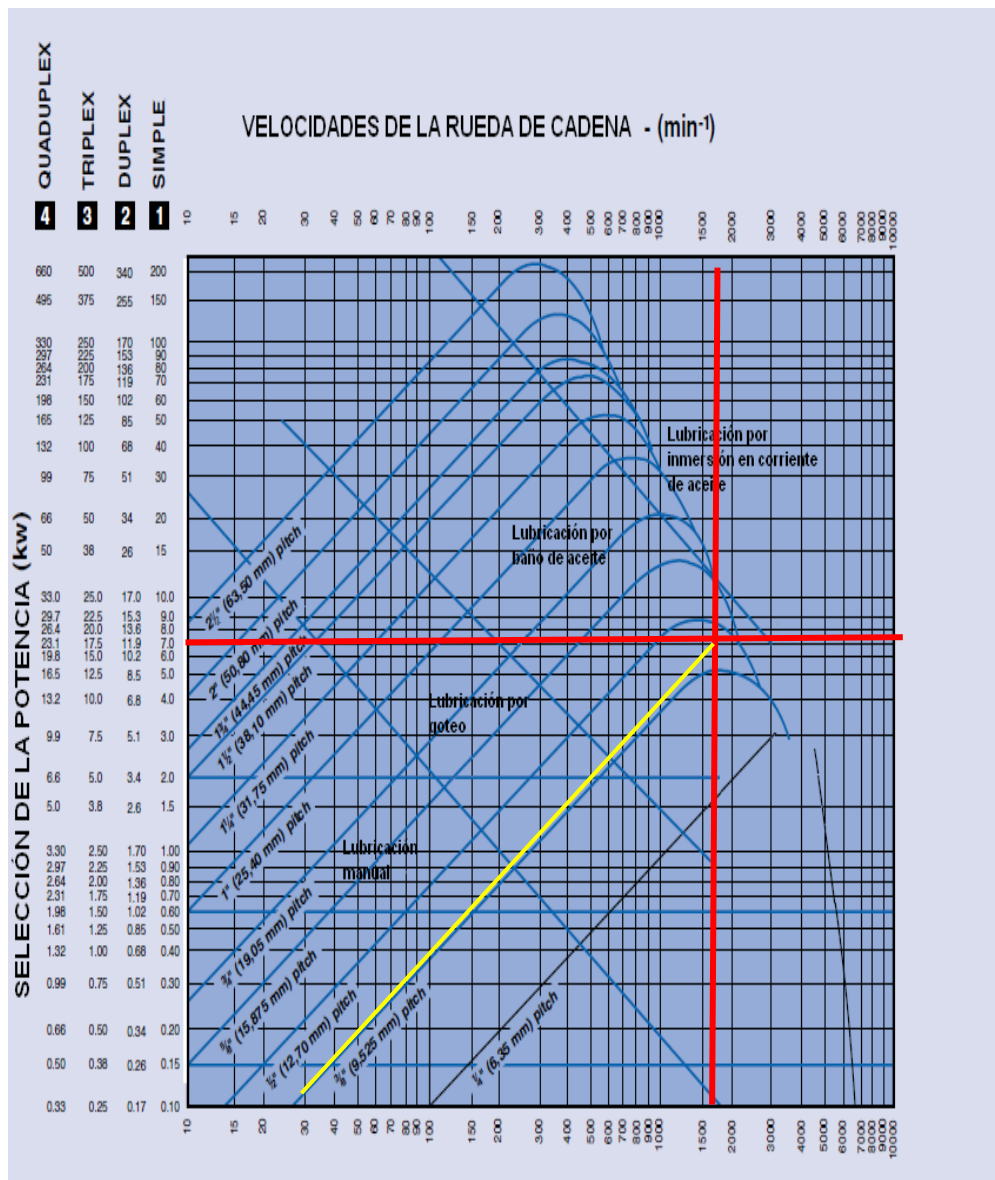


Fig. 32 Selección del paso de cadena adecuado

Con lo que se confirma que el paso de la cadena debe ser, aproximando a un estándar comercial de 9.525 [mm] = 3/8 [in].

Utilizando la fórmula para obtener la longitud de la cadena de acuerdo al espacio entre pernos adecuado, se tiene:

$$L = \frac{34 + 20}{2} + \frac{2(260)}{9} + \frac{\left(\frac{0}{2(9)}\right)^2 \times 9}{260} = 84.77[cm]$$

Adicionalmente, se considera la longitud adicional requerida para el uso del descarrilador propuesto para el cambio de velocidades. Para el análisis, y tomando en cuenta los valores recabados del diseño en CAD (longitud = 986.57 mm), la longitud de la cadena debe aumentarse aproximadamente entre 15% y 16% del valor obtenido.

## MATERIALES PARA FABRICACIÓN DE ENGRANES

Existen una gran cantidad aceros disponibles para la fabricación de engranes, cada uno con propiedades específicas de ductibilidad, resistencia, maquinabilidad, etc., pero, a manera de seguir una línea de fabricación de rendimiento a bajo costo, se mencionarán algunos materiales que por sus características y fácil acceso, los convierte en las opciones más viables para su uso dentro de este proyecto.

### *Acero A36 (Norma ASTM)*

El acero A36 es una aleación de acero al carbono de propósito general. Como la mayoría de los aceros, tiene una densidad de  $7850 \text{ kg/m}^3$  ( $0.28 \text{ lb/in}^3$ ). El acero A36 en barras, planchas y perfiles estructurales con espesores menores de 8 plg (203,2 mm) tiene un límite de fluencia mínimo de 250 MPA (36 ksi), y un límite de rotura mínimo de 410 MPa (58 ksi). Las planchas con espesores mayores de 8 plg (203,2 mm) tienen un límite de fluencia mínimo de 220 MPA (32 ksi), y el mismo límite de rotura

Las piezas hechas a partir de acero A36 son fácilmente unidas mediante casi todos los procesos de soldadura. Los más comúnmente usados para el A36 son los menos costosos y rápidos como la soldadura por arco metálico protegido (SMAW, Shielded metal arc welding), soldadura con arco metálico y gas (GMAW, Gas metal arc welding), y soldadura oxiacetilénica.

Este acero contiene un máximo de 0.26% de carbono, lo que lo coloca como un acero de medio carbono, de gran maleabilidad, maquinabilidad y tratable térmicamente.

### *Acero 1018 (Norma AISI)*

El acero 1018 está entre los grados más comúnmente disponibles en el mundo. Es ampliamente disponible en secciones circulares, cuadradas, barras planas y hexágonos. A pesar de sus bajas propiedades mecánicas, la aleación es fácilmente conformada, mecanizada, soldada y fabricada.

Debido a su alto contenido de manganeso, puede ser endurecido a Rc 42.

Es una aleación de mecanizado libre, frecuentemente empleada en grandes volúmenes como material de aporte. Es comúnmente empleada en ejes, pernos, pines, barras y engranajes.

El acero 1018 es valorado al 62% de la maquinabilidad del acero al carbono 1112. Esta aleación puede ser fácilmente llevada a un acabado fino, sus granos son continuos y duros. Puede ser mecanizado en todas las condiciones.

#### *Acero 1045 (Norma AISI)*

El 1045 es un acero al carbono de aleación media, usado cuando la resistencia y la dureza deseada es mayor que en la condición laminada. Extrema precisión en el tamaño, rectitud y concentricidad se combinan para minimizar el desgaste en aplicaciones de alta velocidad. Barras torneadas, rectificadas y pulidas de barras pueden ser mecanizadas de forma asimétrica con una mínima distorsión.

Es un acero muy apropiado para piezas de pequeño tamaño que deban templarse, obteniéndose una dureza superficial de 54-56 Rc.

Usado en engranajes, ejes, árboles, pernos, espárragos y piezas de máquinas.

#### *Nylamid*

Familia de las poliamidas (PA) nylon. Su combinación de propiedades mecánicas y eléctricas, su resistencia a la abrasión, ligereza (su peso es 1/7 del peso del bronce), facilidad de maquinado y amplia disponibilidad de presentaciones y medidas, hacen de este material ideal para la fabricación de diversas piezas; desde pequeños bujes, engranes, cojinetes, rodillos, ruedas y tornillos, hasta grandes coronas de engrane, de casi 2 metros de diámetro, usando las mismas máquinas y herramientas que se usan para el maquinado de metales.

Con el uso de este material, se logra obtener mayor rendimiento de las refacciones, eliminar problemas de corrosión y daño a otros componentes en contacto y reducir la frecuencia de paros por mantenimiento y lubricación así como el nivel de ruido.





## FACTORES DE DESGASTE

La elongación máxima de una cadena debe estar entre 2 - 3% de la longitud inicial. Por arriba de este valor, pueden existir problemas en el viaje de la cadena y brinco en los dientes de la rueda de cadena. Por otra parte, la elongación se debe limitar a un 1% cuando la rueda de cadena tiene 90 dientes o más, cuando se requiere una sincronización muy precisa y cuando la distancia entre centros de rueda es más grande que la recomendada. Cuando las demandas al sistema llegan a ser más altas, es necesario reducir los porcentajes de elongación permitidos.

El desgaste depende de las siguientes variables del sistema:

- **Fuerzas actuantes en la cadena.**
- **Velocidad.** Una mayor velocidad en el sistema aumenta una mayor frecuencia del movimiento en las articulaciones de la cadena.
- **Cantidad de ruedas de cadena.** El uso de más ruedas de cadena en un sistema aumenta el movimiento de las articulaciones de la misma.
- **Cantidad de dientes en la rueda.** El menor número de dientes en la rueda de cadena aumenta el grado de movimiento de la articulación.
- **La longitud de la cadena.** La más corta longitud de la cadena aumenta la frecuencia de pasos de la cadena que tienen que operar.
- **Lubricación.**

## FUERZAS ACTUANTES SOBRE LA CADENA

Las fuerzas actuantes sobre la cadena son casi las mismas que en otras transmisiones flexibles, excepto que puede producirse una carga importante de impacto (dinámica) cuando un rodillo establece contacto con un diente de la rueda y excepto también que la *acción de cuerda* origina fuerzas de inercia superiores.

La rueda de cadena de la figura 33 tiene muchos menos dientes que los que generalmente se usa en la realidad, pero aquí lo que se pretende destacar es el fenómeno de acción de cuerda.

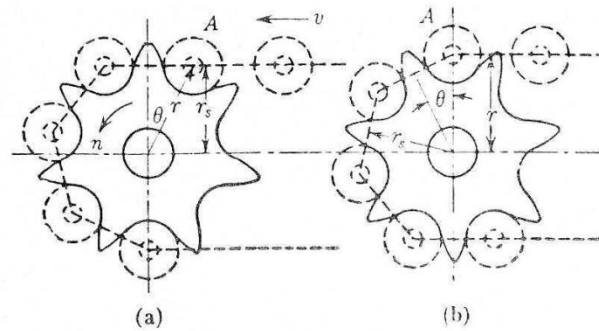


Fig. 33 Acción de cuerda.

En la fig a, el rodillo A está precisamente apoyado y la línea de centros de la cadena está separada una distancia  $r_s$  del eje. Esta distancia  $r_s$  es menor que el radio  $r$  después de una rotación angular  $\theta$ , como se indica en la Fig b. Si suponemos que esta rueda dentada gira a velocidad angular constante de  $n$  rpm, la velocidad de la línea de centros de la cadena varía aumentando desde  $v = 2\pi r_s n$  hasta  $v = 2\pi r n$  y vuelve a bajar tomando la velocidad menor, durante cada ciclo de engrane del diente. El cambio de velocidad implica una aceleración, y a su vez la aceleración implica una fuerza ( $F=ma$ ), por otra parte, existen las aceleraciones verticales porque en realidad la cadena brinca a causa de esta variación de radio. Como  $r_s = r \cos \theta$ , el cambio de radio es  $r(1 - \cos \theta)$  y disminuye cuando aumenta el número de dientes, con lo que se reduce la acción de cuerda, que llega a ser casi despreciable cuando hay 25 dientes o más.

Por ejemplo, para una rueda de cadena de tres dientes como la mostrada en la figura 34, la velocidad de la línea de centro fluctuaría un 50%, seis veces, durante cada giro de la rueda de cadena.

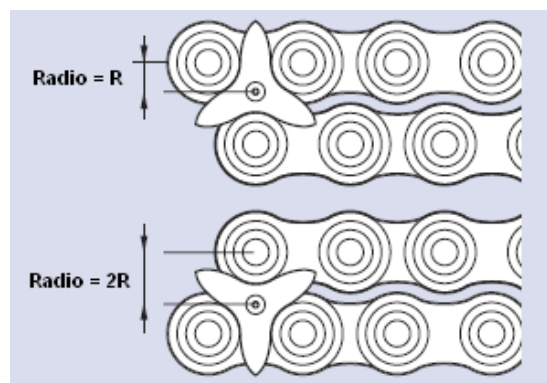


Fig. 34 Acción de cuerda

Como lo muestra la gráfica de la figura 35, el porcentaje de variación de la velocidad debido a la acción de cuerda, disminuye rápidamente según se incrementa una mayor cantidad de dientes a la rueda de cadena.

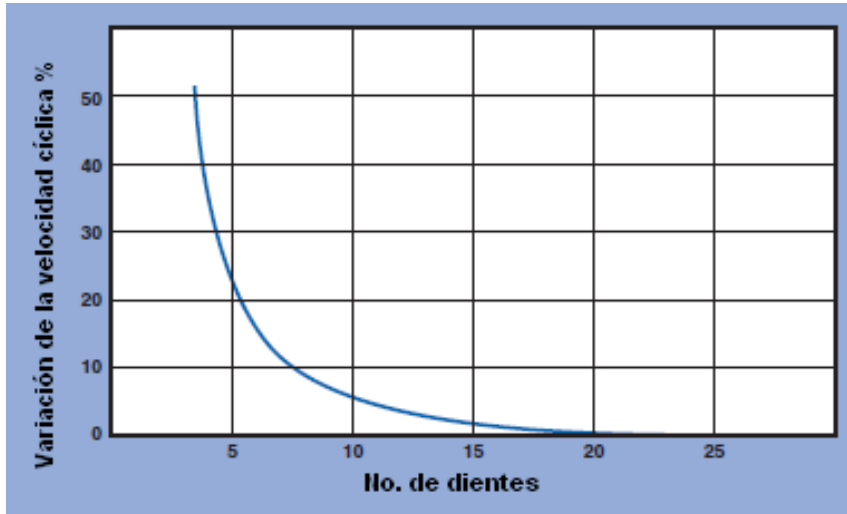


Fig. 35 Gráfica de Porcentaje de variación de la velocidad - Número de dientes en la rueda de cadena

Con velocidades muy bajas, el número mínimo recomendado de dientes en la rueda de cadena más pequeña es  $N_{\min} = 12$ ; para velocidades bajas,  $N_{\min} = 17$ ; para velocidades moderadas,  $N_{\min} = 21$ ; para velocidades altas,  $N_{\min} = 25$ ; para transmisiones de velocidad creciente,  $N_{\min} = 23$ . Con números impares de dientes en la rueda menor y un número par de pasos en la cadena, la frecuencia de contacto entre un diente y un rodillo determinados es mínima, con mejor distribución del desgaste probablemente.

El número máximo de dientes en cualquier rueda de cadena no debe exceder los 114. Esta limitante es debido al hecho de que a una elongación dada de la cadena causada por desgaste, el espacio entre cada perno de la cadena aumenta en relación con el espacio nominal, esto ocasionará que la cadena se posicione en zona cada vez más altas de los dientes de la rueda de cadena, pudiendo llegar al punto en el que la cadena se desacople de la rueda de cadena. Como se mencionó anteriormente, un desgaste seguro permitido debe estar en el orden del 2% de elongación sobre la longitud nominal.

Una fórmula simple para determinar que tanta elongación en la cadena es permisible antes de que ocurra lo anterior es  $200/N$ , expresada en porcentaje y donde  $N$  es el número de dientes en la rueda de cadena más grande del sistema. El sistema ideal es aquel en el que la suma de los dientes tanto de la rueda de cadena conductora como de la conducida sea de al menos 50.

## FUERZA TANGENCIAL NETA Y VARIACIÓN DE ESFUERZO

Si la polea menor es conductora en sentido dextrorso, la fuerza  $F_1$  en el ramal de llegada de la correa es mayor que  $F_2$  en el ramal de salida (flojo). Estas fuerzas producen el par de torsión resistente  $(F_1 - F_2)r_s = T_s$ . La diferencia de las fuerzas  $F_1 - F_2$  se llama *fuerza tangencial neta de la correa*. El par motor sobre la polea mayor (conducida) es  $(F_1 - F_2)r_i = T_i$ . La fuerza tangencial neta de la correa (o el momento de torsión) se calcula por la ecuación de potencia, suponiendo una fuerza  $F$  en kg, actuando sobre una circunferencia de radio  $r$  en cm, el trabajo efectuado por esta fuerza en su recorrido de la circunferencia completa es  $F(2\pi r/100)$  kgm. Si la fuerza recorre la circunferencia  $n$  veces por minuto, el trabajo total es  $F(2\pi r/100)n$  kgm/min.

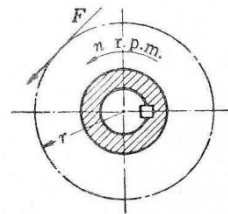


Fig. 36 Fuerza tangencial neta.

Pero 4500 kgm/min equivalen a un C.V., por lo que la potencia viene dada por:

$$\text{C.V.} = F(2\pi r/100)n \times 4500 = \frac{Frn}{71700} = \frac{Tn}{71700}^6$$

Siendo 71700 aproximadamente igual a  $100 \times 4500 / (2 \times 3.14)$ , con  $r$  en cm y  $T$  en kgm.

En unidades inglesas se tiene que 33000 ft-lb/min son equivalentes a un caballo de potencia (hp); por tanto:

$$\text{hp} = \frac{F(2\pi r/12)n}{33000} = \frac{Frn}{63000} = \frac{Tn}{63000}^7$$

Donde 63000 es aproximadamente igual a  $12 \times 33000 / 2\pi$ .

<sup>6</sup> Referencia [1]

<sup>7</sup> Referencia [1]

T [lb-pie]	n [rpm]	hp	F [kgm]
20	3600	1.14	1719.53
40	3533	2.24	1687.69
60	3467	3.30	1655.85
80	3400	4.32	1624.00
100	3333	5.29	1592.16
120	3267	6.22	1560.32
140	3200	7.11	1528.47
160	3133	7.96	1496.63
180	3067	8.76	1464.79
200	3000	9.52	1432.94

Tabla 10. Cálculo de valores de potencia de salida y fuerza tangencial

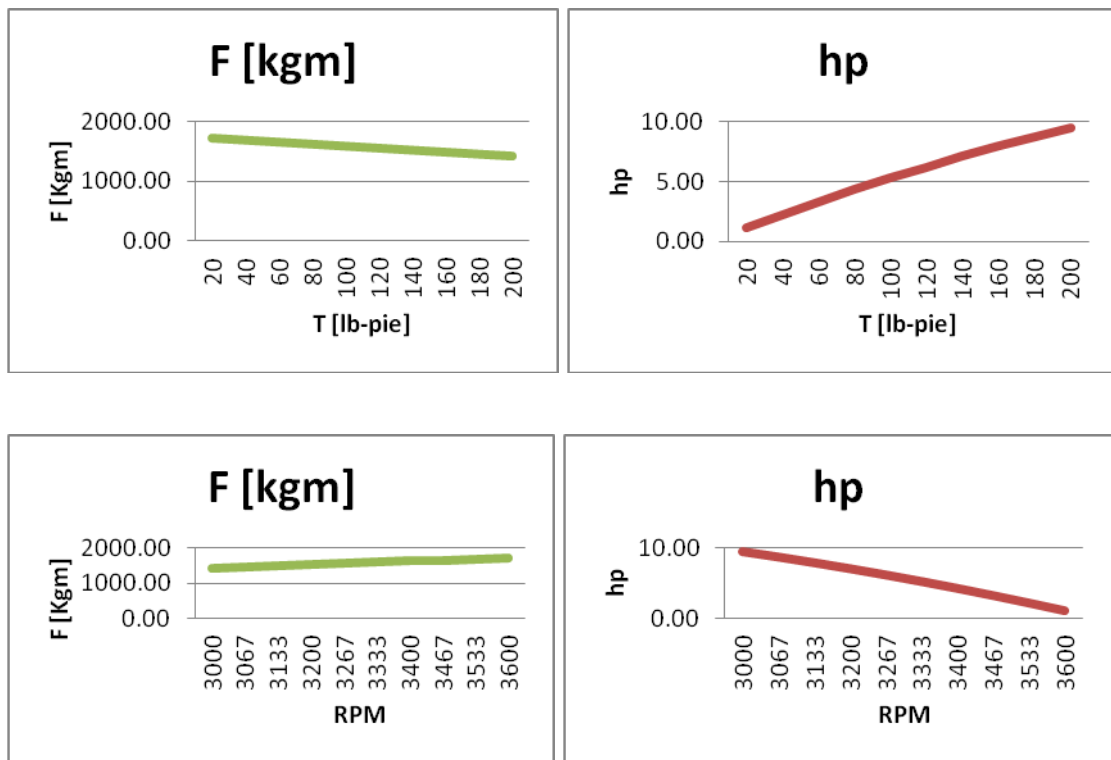


Fig. 37-40 Gráficas de Fuerza Tangencial Neta y Trabajo Total, rango de rpm obtenido de gráfica del motor proporcionada por el fabricante

Para trazar la variación de esfuerzo en una cadena se acepta primero que con un punto particular de la correa que recorre una trayectoria curva, hay una fuerza centrífuga que induce un esfuerzo  $s_{cf}$ , más o menos uniforme y representado en la figura 41.

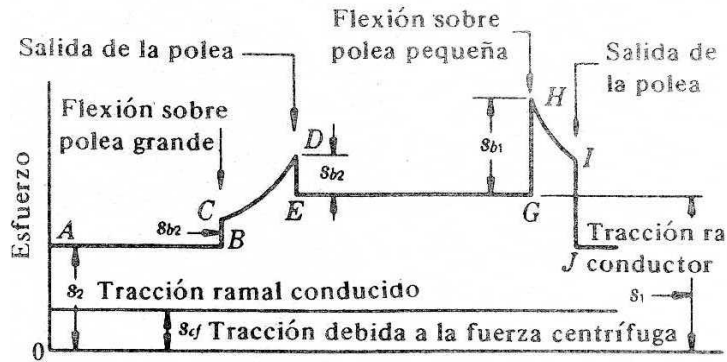


Fig. 41 Variación del esfuerzo sobre la correa.

Se considera un elemento de cadena en el curso de su trayectoria como en  $I, C, D, E, H$ . En la posición  $J$  se separa de la polea pequeña una sección de cadena, siendo la curvatura de ésta relativamente despreciable y el esfuerzo  $s_2$  es el debido a la tracción  $F_2$  originada en el ramal conducido. Entre  $B$  y  $C$  el elemento se desplaza en la polea grande, curvándose con un radio  $r_1$ , lo cual induce un esfuerzo de tracción por flexión  $s_{b2}$  en los puntos exteriores al plano neutro (ver fig. 42); el esfuerzo total es  $s_2 + s_{b2}$ .

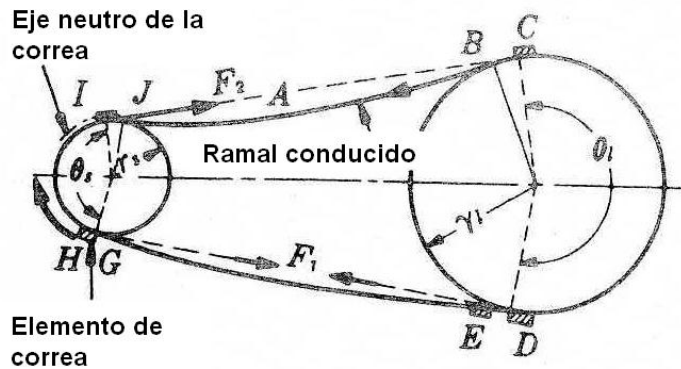


Fig.42 El ramal tirante (mayor tracción  $F_1$ ) debe estar con preferencia en la parte inferior de las poleas, de lo contrario, la flecha natural hace que el ángulo real de contacto sea mayor que el teórico.

Cuando el elemento se desplaza en la polea mayor hasta  $D$ , la fuerza inducida en ella debida a la potencia transmitida aumenta más o menos gradualmente hasta el valor  $F_1$ ; el esfuerzo total es  $s_1 + s_{b2}$ .

Entre  $D$  y  $E$ , el esfuerzo de flexión por curvatura disminuye hasta una pequeña magnitud, pero cuando el elemento se desplaza sobre la polea menor desde  $G$  hasta  $H$ , se dobla hasta su menor radio de curvatura y en ese punto el esfuerzo  $s_1 + s_{b1}$  es máximo. Cuando el elemento se desplaza sobre la polea menor desde  $H$  hasta  $I$ , la fuerza debida a la potencia disminuye hasta  $F_2$ , y el ciclo se repite cada revolución completa de la cadena.

### CAPACIDAD DE UNA CADENA

Se considera como cuerpo libre un elemento de correa cuya longitud es  $dL = r d\theta$ . El análisis corresponde al caso de “deslizamiento inminente” (con esto eliminamos la fuerza normal de la polea sobre la correa), pues lo mismo que en una correa, las fuerzas centrífugas inducen un esfuerzo de tracción en una cadena.

De esta manera, la fuerza de fricción es  $f dN$ , donde  $dN$  es la fuerza normal de la polea sobre el elemento. La fuerza tangencial sobre la correa en el ramal conducido es  $F$ , y en el ramal tirante del elemento es  $F + dF$ . La fuerza centrífuga  $dS$  actúa radialmente hacia a fuera. La suma de las fuerzas en cualquier dirección es nula. Sumando las fuerzas normales al elemento, admitiendo  $\text{sen } \frac{d\theta}{2} = \frac{d\theta}{2}$  y despreciando el producto de dos infinitésimos, tenemos:

$$\Sigma F_n = dS + dN - F \text{sen } \frac{d\theta}{2} - (F + dF) \text{sen } \frac{d\theta}{2} = dS + dN - F d\theta = 0 \quad 8$$

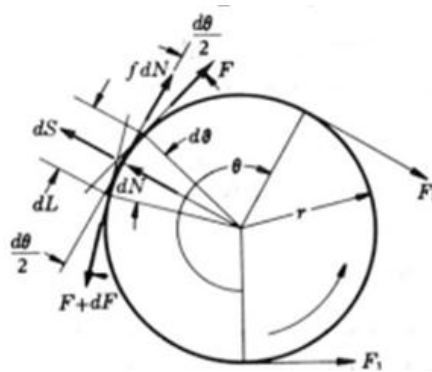


Fig.43 Fuerzas actuantes sobre un elemento de correa en la polea conducida

de donde  $dN = F d\theta - dS$ . Sumando las fuerzas tangenciales al elemento, admitiendo  $\text{cos } \frac{d\theta}{2} = 1$ , y sustituyendo el valor de  $dN$ , obtenemos:

<sup>8</sup> Referencia [1]

$$\begin{aligned}\Sigma F_t &= fdN + F \cos \frac{d\theta}{2} - (F + dF) \cos \frac{d\theta}{2} \\ &= fFd\theta - fdS - dF = 0\end{aligned}$$

La fuerza centrífuga ( $F = ma$ ) actuante sobre una partícula es igual a su masa por su aceleración normal  $a_n = v_s^2/r$ , siendo  $v_s$  la velocidad de la correa en [m/s] y  $r$  [m]. El volumen del elemento para un espesor de correa de  $t$  centímetros y una anchura de correa de  $b$  centímetros es  $bt dL = btr d\theta$  [cm<sup>3</sup>], si expresamos la densidad  $\rho$  en [kg/cm<sup>3</sup>], la masa será  $\rho btr d\theta$  [kg]. Así pues:

$$dS = dma_n = \frac{\rho btr d\theta v_s^2}{r/100} = 100\rho btr v_s^2 d\theta = Kd\theta,$$

Sustituyendo el valor de  $dS$  deducido en la ecuación anterior, separando variables e integrando:

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F - K} = f \int_0^\theta d\theta \quad \longrightarrow \quad \ln \frac{F_1 - K}{F_2 - K} = f\theta$$

En forma exponencial:

$$\frac{F_1 - K}{F_2 - K} = e^{f\theta}$$

Invirtiendo esta ecuación y resolviendo la ecuación para la fuerza tangencial neta de la correa  $F_1 - F_2$ ;

$$F_1 - F_2 = (F_1 - K) \left( \frac{e^{f\theta} - 1}{e^{f\theta}} \right)$$

Donde  $K$  es la carga sobre la correa debida a la fuerza centrífuga. Con  $w = 100bt\rho$  [kg/m]:

$$K = wv_s^2$$

---

<sup>9</sup> Referencia [1]



La potencia que puede ser transmitida por una tracción máxima determinada  $F_1$  ( $F_2 \approx 0$  para cadenas) aumenta con la velocidad hasta un máximo y luego disminuye. En las cadenas el fenómeno que da lugar a la rotura varía cuando aumenta la velocidad. A velocidades más bajas la rotura es más probable que ocurra por fatiga en la placa de eslabón, tramo  $AB$ ; a velocidades más altas, el impacto del rodillo y el desgaste de la junta limitarán la capacidad, tramo  $BC$ ; finalmente, se alcanza un punto en que la capacidad disminuye rápidamente hasta anularse cuando la carga es suficientemente grande para que se interrumpa la lubricación de la junta.

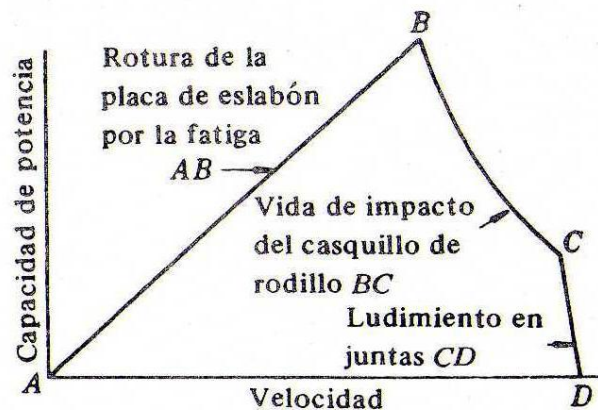


Fig. 44 Capacidad en función de la velocidad.

Las especificaciones, como las de la tabla 11, son para un factor de servicio igual a 1 y una vida útil de 15000 horas (cuando la longitud de la cadena habrá aumentado un máximo del 3%) y corresponden a la lubricación adecuada, siendo designados los requisitos exigidos en cada caso por tipo I, tipo II, etcétera. El tipo I ( $v_{m\acute{a}x} = 90$  [m/min]) es para accionamiento manual, con aceite aplicado periódicamente por medio de pincel o recipiente engrasador; en el tipo II ( $v_{m\acute{a}x} = 400$  [m/min]) el aceite es suministrado desde un engrasador de goteo a los bordes de las placas de eslabón; el tipo III ( $v_{m\acute{a}x} = 700$  [m/min]) es con baño de aceite o disco lanzador de aceite, pero sin que deba sumergirse una gran longitud de cadena; en el tipo IV, el aceite es bombeado y dirigido al interior del ramal inferior.

N° de dientes en ruedas dentadas pequeñas	Ruedas dentadas pequeñas - Revoluciones por minuto																		
	50	200	400	600	900	1200	1800	2400	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000
	Tipo I			Tipo II				Tipo III					Tipo IV						
11.00	0.23	0.80	1.50	2.16	3.11	4.03	4.66	3.03	2.17	1.72	1.41	1.18	1.01	0.87	0.77	0.68	0.61	0.55	0.50
12.00	0.25	0.88	1.65	2.37	3.42	4.43	5.31	3.45	2.47	1.96	1.60	1.34	1.15	1.00	0.87	0.77	0.69	0.62	0.57
13.00	0.28	0.96	1.80	2.59	3.73	4.83	5.99	3.89	2.79	2.21	1.81	1.52	1.29	1.12	0.98	0.87	0.78	0.70	0.64
14.00	0.30	1.04	1.95	2.80	4.04	5.23	6.70	4.35	3.11	2.47	2.02	1.69	1.45	1.25	1.10	0.98	0.87	0.79	0.71
15.00	0.32	1.12	2.10	3.02	4.35	5.64	7.43	4.82	3.45	2.74	2.24	1.88	1.60	1.39	1.22	1.08	0.97	0.87	
16.00	0.35	1.20	2.25	3.24	4.66	6.04	8.18	5.31	3.80	3.02	2.47	2.07	1.77	1.53	1.34	1.19	1.07	0.96	
17.00	0.37	1.29	2.40	3.45	4.98	6.45	8.96	5.82	4.17	3.31	2.71	2.27	1.94	1.68	1.47	1.31	1.17	1.05	
18.00	0.39	1.37	2.55	3.68	5.30	6.86	9.76	6.34	4.54	3.60	2.95	2.47	2.11	1.83	1.60	1.42	1.27	1.15	
19.00	0.42	1.45	2.71	3.90	5.62	7.27	10.5	6.88	4.92	3.91	3.20	2.68	2.29	1.98	1.74	1.54	1.38	1.25	
20.00	0.44	1.53	2.86	4.12	5.94	7.69	11.1	7.43	5.31	4.22	3.45	2.89	2.47	2.14	1.88	1.67	1.49	1.34	
21.00	0.46	1.62	3.02	4.34	6.26	8.11	11.7	7.99	5.72	4.54	3.71	3.11	2.66	2.30	2.02	1.79	1.60	1.45	
22.00	0.49	1.70	3.17	4.57	6.58	8.52	12.3	8.57	6.13	4.87	3.98	3.34	2.85	2.47	2.17	1.92	1.72		
23.00	0.51	1.78	3.33	4.79	6.90	8.94	12.9	9.16	6.55	5.20	4.26	3.57	3.05	2.64	2.32	2.06	1.84		
24.00	0.54	1.87	3.48	5.02	7.23	9.36	13.5	9.76	6.99	5.54	4.54	3.80	3.25	2.81	2.47	2.19	1.96		
25.00	0.56	1.95	3.64	5.24	7.55	9.78	14.1	10.4	7.43	5.89	4.82	4.04	3.45	2.99	2.63	2.33			
28.00	0.63	2.20	4.11	5.93	8.54	11.1	15.9	12.3	8.80	6.99	5.72	4.79	4.09	3.55	3.11	2.76			
30.00	0.68	2.38	4.43	6.38	9.20	11.9	17.2	13.6	9.76	7.75	6.34	5.31	4.54	3.93	3.45				
32.00	0.73	2.55	4.75	6.85	9.86	12.8	18.4	15.0	10.8	8.54	6.99	5.86	5.00	4.33	3.80				
35.00	0.81	2.80	5.24	7.54	10.9	14.1	20.3	17.2	12.3	9.76	7.99	6.70	5.72	4.96					
40.00	0.93	3.24	6.05	8.71	12.5	16.3	23.4	21.0	15.0	11.9	9.76	8.18	6.99						
45.00	1.06	3.68	6.87	9.89	14.2	18.5	26.6	25.1	17.9	14.2	11.7	9.76							
50.00	1.18	4.12	7.70	11.1	16.0	20.7	29.8	29.4	21.0	16.7	13.6								
55.00	1.31	4.57	8.53	12.3	17.7	22.9	33.0	33.9	24.2	19.2									
60.00	1.44	5.02	9.37	13.5	19.4	25.2	36.3	38.6	27.6										

Tabla 11. Valores de velocidad media en cada rueda dentada

Cada tamaño de cadena tiene sus propias limitaciones de velocidad. La velocidad lineal de la cadena se puede calcular por:

$$v_m = \pi(D)n = PN_i n \text{ [m/min]}^{10}$$

<sup>10</sup> Referencia [1]

	Rueda menor	Rueda Intermedia	Rueda mayor
n [rpm]	$v_m$ [m/min]	$v_m$ [m/min]	$v_m$ [m/min]
3000	716.47	1089.03	1633.60
3067	732.39	1113.23	1669.90
3133	748.31	1137.43	1706.20
3200	764.24	1161.64	1742.50
3267	780.16	1185.84	1778.81
3333	796.08	1210.04	1815.11
3400	812.00	1234.24	1851.41
3467	827.92	1258.44	1887.71
3533	843.84	1282.64	1924.01
3600	859.77	1306.84	1960.32

Tabla 12. Valores de velocidad media en cada rueda dentada

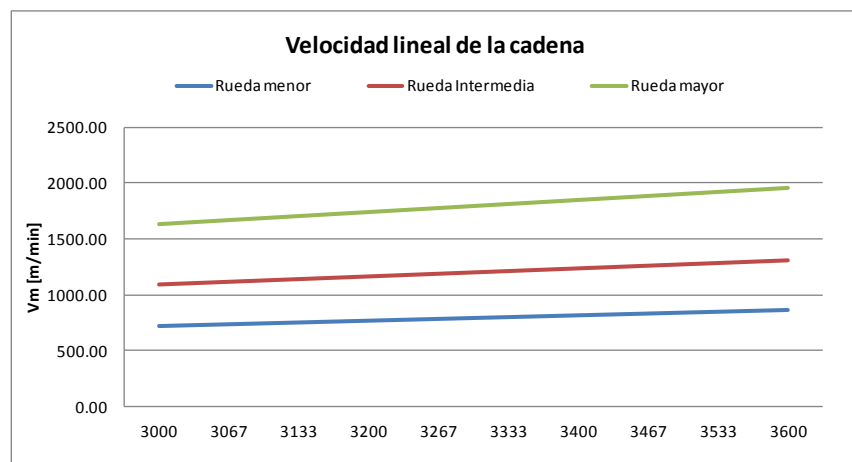


Fig. 45 Gráfica de Velocidad lineal de la cadena en cada rueda dentada

Donde  $D$  [m] es el diámetro primitivo de la rueda dentada cuya velocidad angular es  $n$  rpm,  $P$  es el paso de la cadena,  $N_t$  es el número de dientes de la rueda que gira a  $n$  rpm;  $PN_t$  es el desarrollo cordal de la rueda.

Las tablas de especificación están formadas con una potencia de proyecto = ( $N_{sf}$ ) (potencia nominal transmitida en CV o en hp).

Máquinas Conducidas	Maquinas Conductoras	
	Motores Eléctricos C.A. fase partida C.A. de jaula de ardilla par normal y sincrónicos C.C. devanado en derivación Ruedas Hidráulicas Turbinas hidráulicas y de vapor Motores de combustión interna (transmisión hidráulica)	Motores Eléctricos C.A. monofásicos devanado serie C.A. alto par o alto deslizamiento C.A. anillos rozantes C.A. inducción de repulsión C.A. con condensador C.C. devanado compuesto Máquinas de vapor y ejes de transmisión Embrague sobre eje conductor o conducido
Agitadores, líquido Fresadoras para levas Transportadores, empaquetadoras Taladradoras, tornos Tornos o máquinas de roscar Pequeños ventiladores hasta 10 CV	1.1	1.2
Compresores y msopladores (giratorios) Transportadores de mineral, arena Dínamos y alternadores Ejes de transmisión o de línea Máquinas herramientas (otras) Máquinas de imprimir Bombas (giratorias) Cizalladoras	1.2	1.4
Molinos de bolas Mezcladoras (papel) Sierras circulares Compresores (alternativos) Trasportadores de banda articulada, de tornillo sinfín, de cadena sinfín con arrastre Trituradoras Molinos de martillos Pulverizadoras Bombas (alternativas) Punzonadoras, prensas Hélices Molinos tubulares	1.4	1.6
Tornos izadores Ventiladores de minas Ventiladores de acción directa Continuas de hilar Barriles de frotación Retorcedoras (textiles)	1.6	1.8

Tabla 13. Coeficientes de servicio  $N_{sf}$

A los coeficientes de servicio señalados en la tabla 13, será necesario sumar 0.2 a los valores dados para cada una de las siguientes condiciones: servicio continuo (más de 16 horas por día), ambiente húmedo, transmisiones con polea loca y transmisiones aceleradas. Por otro lado, habrá que restar 0.2 si el funcionamiento es completamente intermitente o de temporada.

Las ecuaciones para calcular la potencia nominal de las tablas son:

$$CV = 0.004056 N_{ts}^{1.08} n^{0.9} \left( \frac{P}{2.54} \right)^{3-0.0275P} \quad 11$$

[Fatiga Placa-Eslabón]

$$y \quad CV = 0.481 K_r \left( \frac{100 N_{ts}}{n} \right)^{1.5} P^{0.8} \quad 12$$

[Impacto Casquillo-Rodillo]

Eligiéndose el menor valor;  $N_{ts}$  = número de dientes en la rueda dentada menor,  $n$  = rpm,  $P$  = paso de la cadena [cm],  $K_r = 17$  para todos los números de cadena de 40 a 240, excepto para el número 41,  $K_r = 34$ ; para las cadenas de números 25 y 35,  $K_r = 29$ .

	Fatiga Placa-Eslabón	Impacto Casquillo-Rodillo
n [rpm]	hp	hp
3000	6365.75	69.42
3067	6492.93	67.17
3133	6619.82	65.03
3200	6746.45	63.01
3267	6872.82	61.09
3333	6998.93	59.27
3400	7124.78	57.53
3467	7250.39	55.88
3533	7375.76	54.31
3600	7500.89	52.81

Tabla 14. Valores de variación de esfuerzo en la cadena

<sup>11</sup> Referencia [1]

<sup>12</sup> Referencia [1]

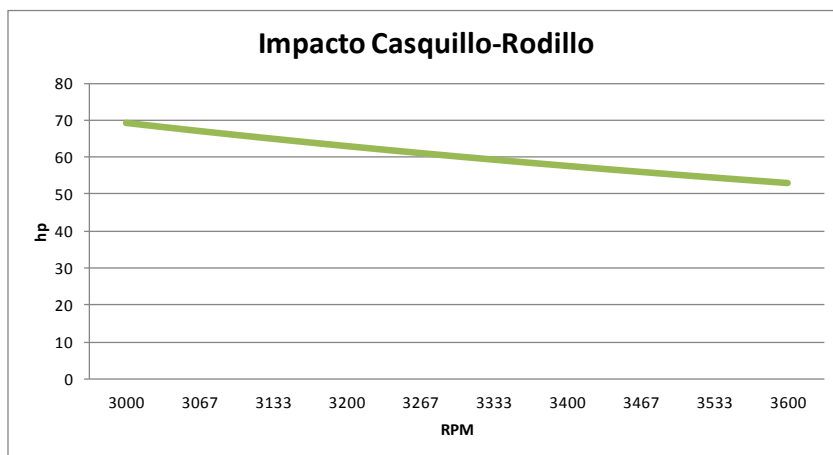
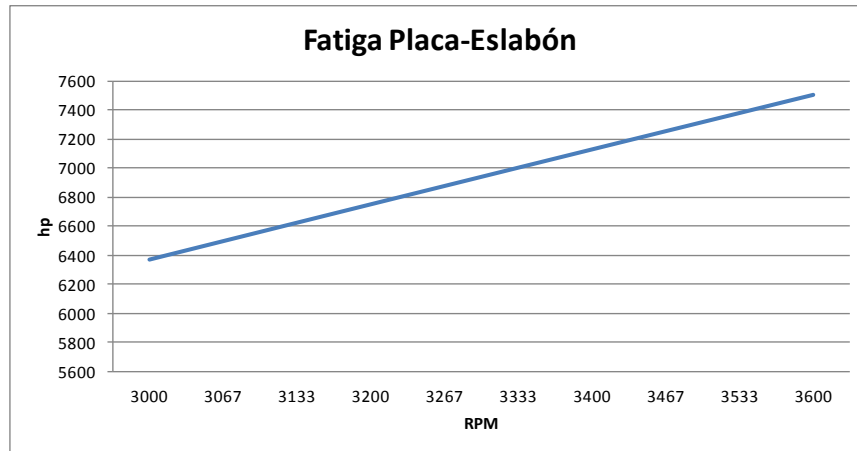


Fig. 46-47 Gráficas de Variación de Esfuerzo en la Cadena

Se fabrican cadenas de materiales especiales, por ejemplo metales no magnéticos o resistentes a la corrosión, pero los materiales usuales son los aceros de aleación tratados térmicamente. Las buenas prácticas de construcción incluyen: pasadores y casquillos cementados con superficie endurecida para aumentar la resistencia al desgaste; pasadores, rodillos, placas de eslabón y casquillos granallados; presionando con bolas a través de los agujeros de las placas de eslabón para lograr un efecto de trabajado. Cuando es necesario se endurecen los dientes de la rueda (inducción, flameado, cementación).

### 3.3 DISEÑO A DETALLE

Partiendo de los resultados obtenidos durante el capítulo anterior, se presenta el detalle de cada uno de los componentes requeridos para implementar el sistema seleccionado, así como los detalles de adaptación del sistema de tren motriz ya existente en el vehículo, para la recepción del nuevo sistema.

Los planos individuales de cada componente, están disponibles en el anexo de este trabajo.

Descripción de cada componente:

Catarina P35 12D. Componente de uso comercial, es parte del sistema de cambios (descarrilador) y no requiere de fabricación. Existen diversas marcas que fabrican estos componentes, por lo que, dadas las condiciones del sistema, la única condición para su elección es contar con un paso diametral de 8.3 [dientes/plg].

Catarina P35 20D. Catarina de 20 dientes que se adaptará al eje de salida del motor, será el componente encargado de transmitir el movimiento del mismo al tren de engranes por medio de la cadena. Se sujetará al eje por medio de una cuña.

Catarina P35 30D. Catarina más pequeña del tren de engranes, de 30 dientes.

Catarina P35 32D. Catarina intermedia del tren de engranes, de 32 dientes.

Catarina P35 34D. Catarina mayor del tren de engranes, de 34 dientes.

Centro de trinquete Shimano. Componente de uso comercial que no requiere de fabricación especial. Existen diversas marcas que fabrican estos componentes, por lo que la única condición es cubrir las dimensiones especificadas.

Corona de trinquete Shimano. Componente de uso comercial que no requiere de fabricación especial. Existen diversas marcas que fabrican estos componentes, por lo que la única condición contar con el paso diametral de 8.3 [dientes/plg].

Separador de catarinas con caja. Componente utilizado para separar las catarina mayor de la intermedia (para evitar el contacto de la cadena con los dientes de ambas catarinas). La caja

propuesta servirá para alojar al trinquete y corona, y evitar generar un espacio mayor entre catarinas que impidan el cambio de la cadena entre ambas.

Separador de catarinas (sin caja). Separador de las catarinas intermedia y pequeña para evitar el contacto de la cadena con los dientes de ambas.

Tornillo Allen. Componente de uso comercial que no requiere de fabricación especial. Existen diversas marcas que fabrican estos componentes, por lo que la única condición es cubrir con las dimensiones especificadas. Su función será la de mantener unidos a los demás componentes del tren de engranes.

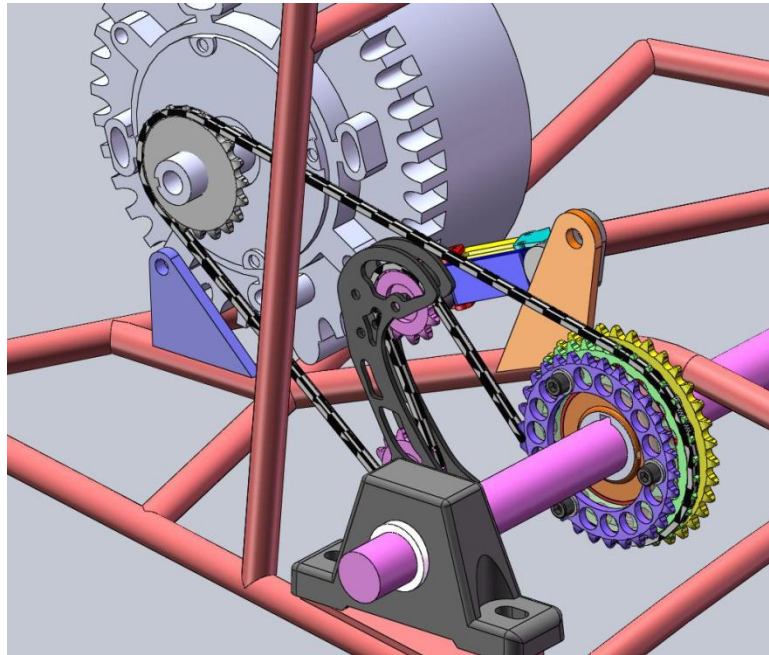
Chumacera. Componente de uso comercial que no requiere de fabricación especial. Existen diversas marcas que fabrican estos componentes, por lo que la única condición es cubrir con las dimensiones especificadas. Su función será alojar y mantener en la posición correcta al eje de salida del tren de engranes, que transmitirá la potencia a las ruedas.

#### *Sugerencias de fabricación*

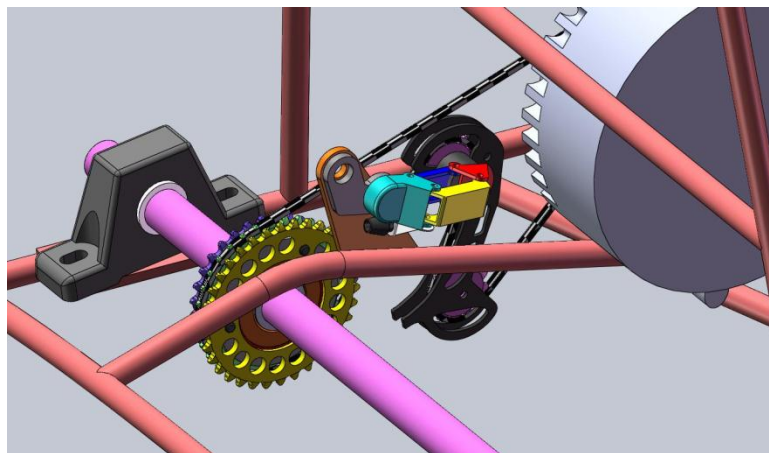
Existen varios procedimientos para formar los dientes de los engranes, como colado en arena o fundición de inversión (a cera perdida o microfusión). También pueden fabricarse mediante un proceso de metalurgia de polvos con compactación en frío o sinterizado; o bien, formar primero, por extrusión, una barra de acero con el contorno del engrane, y luego rebanarla en engranes. Las ruedas dentadas que pueden soportar mayores cargas, en relación con su tamaño, son generalmente las de acero, y se obtienen mediante cortadores conformadores o cortadores generadores. En el corte de conformado, el espacio entre dientes toma la forma exacta del cortador. En el corte de generación, una herramienta distinta a la del perfil del diente se mueve con respecto al cuerpo de engrane, a modo de obtener la forma apropiada de los dientes. Otro método para la formación de los dientes, es el llamado formado en frío, en el que unas matrices o dados se ruedan o laminan por cuerpos de engranes para formar los dientes. Las propiedades mecánicas del metal mejoran grandemente por este proceso en frío y, al mismo tiempo, se genera un perfil de alta calidad.

Los dientes de los engranes se maquinan por fresado, cepillado o formado sinfín, y pueden ser acabados por cepillado, bruñido, esmerilado o pulido con rueda.

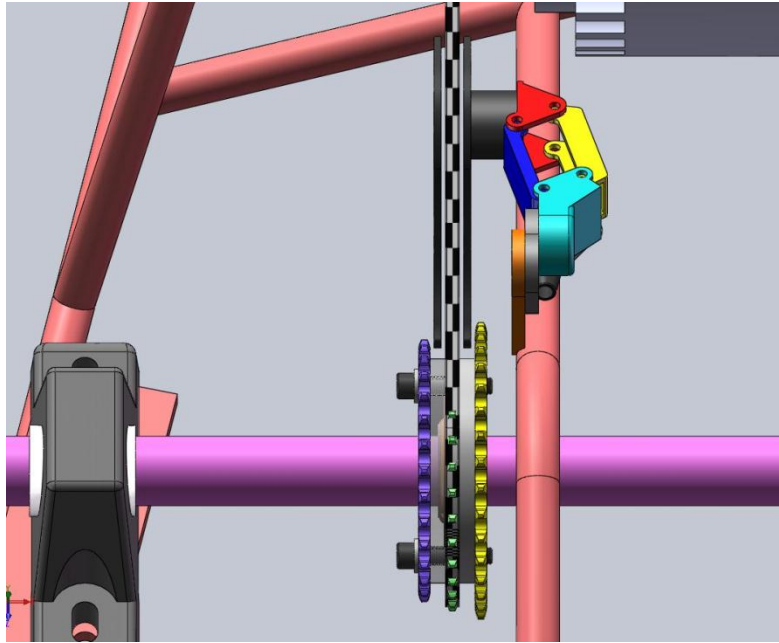




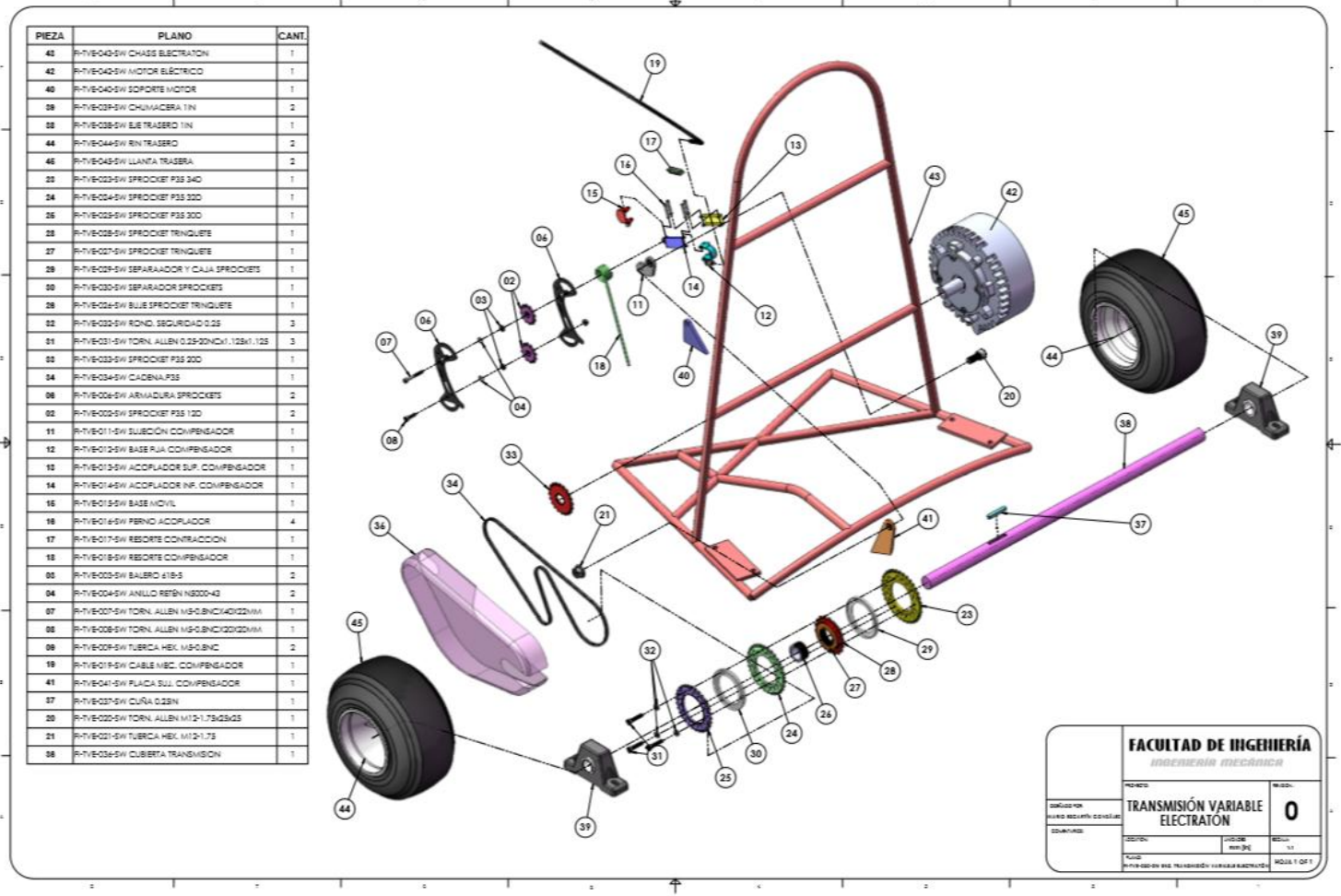
*Fig. 48 Vista en isométrico del sistema propuesto*



*Fig. 49 Vista posterior del sistema propuesto*



*Fig. 50 Vista superior del sistema propuesto*



# 4.

# CONCLUSIONES

# Y

## RECOMENDACIONES

Después del análisis realizado se observa que existen diversas opciones que pueden ser de gran utilidad en el cumplimiento de nuestro propósito de incrementar las prestaciones del vehículo que compite en el Electratón, pero basados en la idea de minimizar al máximo conceptos como peso, espacio, componentes y costo, se decidió proponer un sistema adaptable que cumple con los preceptos anteriores y que puede otorgar los resultados deseados.

El sistema de transmisión variable propuesto, no es más que una mezcla de componentes que, por un lado, no necesitan ser fabricados, pues son de uso comercial y su costo es razonablemente bajo, y por el otro, componentes que pueden fabricarse dentro de las instalaciones de la Facultad, sin que ello represente un desembolso económico significativo.

Cabe destacar, que la inclusión de este sistema en el vehículo, no representa la modificación de algún otro sistema ya existente dentro del auto, y que sólo requiere de la adaptación de sus componentes a lo ya instalado.

Los resultados del análisis de resistencia del sistema, indican una vida útil de aproximadamente 15000 horas, siempre y cuando se cumpla con el requisito de mantener una adecuada lubricación de los componentes, por medio de un baño constante de aceite. Lo anterior también está condicionado a los materiales utilizados en la fabricación de los componentes del sistema tales como engranes y separadores, sin considerar aquellos que por su disponibilidad comercial se ha recomendado adquirir.

Un trabajo a futuro que se debe recomendar, es el de realizar un análisis de elemento finito al sistema propuesto como conjunto, bajo todas las condiciones de operación a las que sería sometido el vehículo durante una competencia (velocidades, carga, etc.), así como con las características de fabricación de cada componente seleccionado que permitan observar el comportamiento del tren motriz en una simulación y determinar los componentes que están en el límite de falla, con el fin de prevenir cualquier contratiempo durante su aplicación y uso en la realidad.

# APÉNDICE Y REFERENCIAS

1. Faires, Virgil Moring. *Diseño de elementos de máquinas*. Editorial Limusa, 1997.
2. Shigley, Joseph Edward. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Editorial McGraw-Hill, 1977.
3. Shigley, Joseph Edward; Mischke, Charles R. *Standard handbook of machine design*. McGraw Hill, 1996.
4. Cortizo Rodríguez, José L. *Elementos de máquinas: teoría y problemas*. Universidad de Oviedo, 2004. pág. 58-92.
5. Mott, Robert L.; González y Pozo, Virgilio. *Diseño de elementos de máquinas*. Pearson Educación, 2006.
6. Jensen, Cecil; Helsel, Jay D.; Short, Dennis R. *Dibujo y Diseño en Ingeniería*. McGraw Hill, 2004.
7. Wallace, Ernest L. *Machine Design*. American Technical Society, 1919.
8. Smith, Albert William; Marx, Guido Hugo. *Machine Design*. J.Wiley & Sons, 1922.
9. Wilson, David Gordon. *Bicycling Science*. MIT press, 2004.
10. Wikipedia, the free encyclopedia. *Continuously variable transmission*. Octubre 25, 2007.
11. Wikipedia, the free encyclopedia. *Derailleur gears*. Febrero 28, 2008
12. Wikipedia, the free encyclopedia. *Gears*. Noviembre 6, 2007
13. [www.metalmecanica.com](http://www.metalmecanica.com)

# ANEXO

Los datos proporcionados por el fabricante para el modelo de motor utilizado son los siguientes:

Descripción	Valor	Unidades
Constante de Voltaje	72	[RPM/V]
Constante de Torque	1.14	[in lb/Amp]
Corriente Máxima	330	[Amp] (durante 1 min)
Peso	21	[lb]
Potencia de Salida Máxima	15	[hp]
Potencia de Salida Continua	6	[hp]
Voltaje Máximo	48	[V] DC
Corriente Máxima sin Carga	6	[Amp]

Tabla 1. Características del motor eléctrico utilizado

En cuanto a los detalles de operación, el fabricante proporciona la siguiente información, basadas en pruebas de banco realizadas al motor:

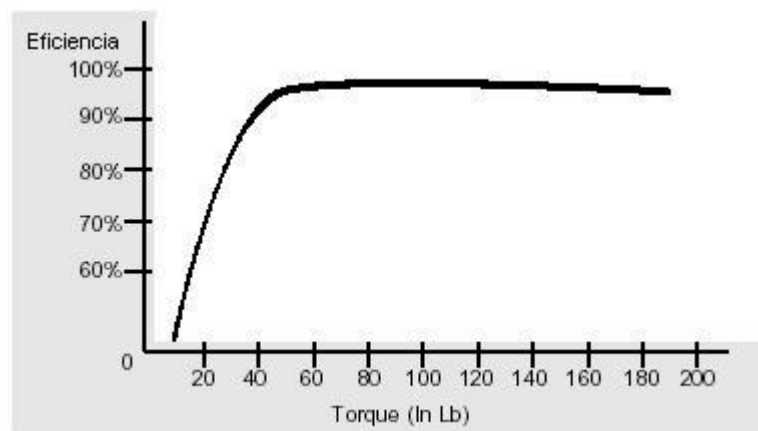


Fig. 1 Curva de Eficiencia-Torque del motor

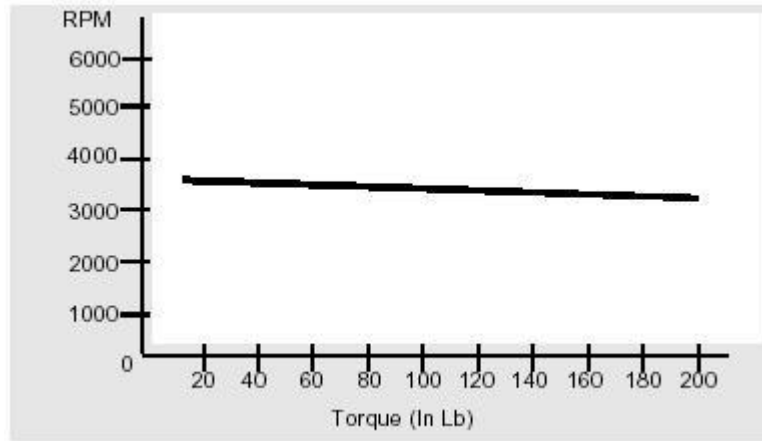


Fig. 2 Curva de RPM-Torque del motor

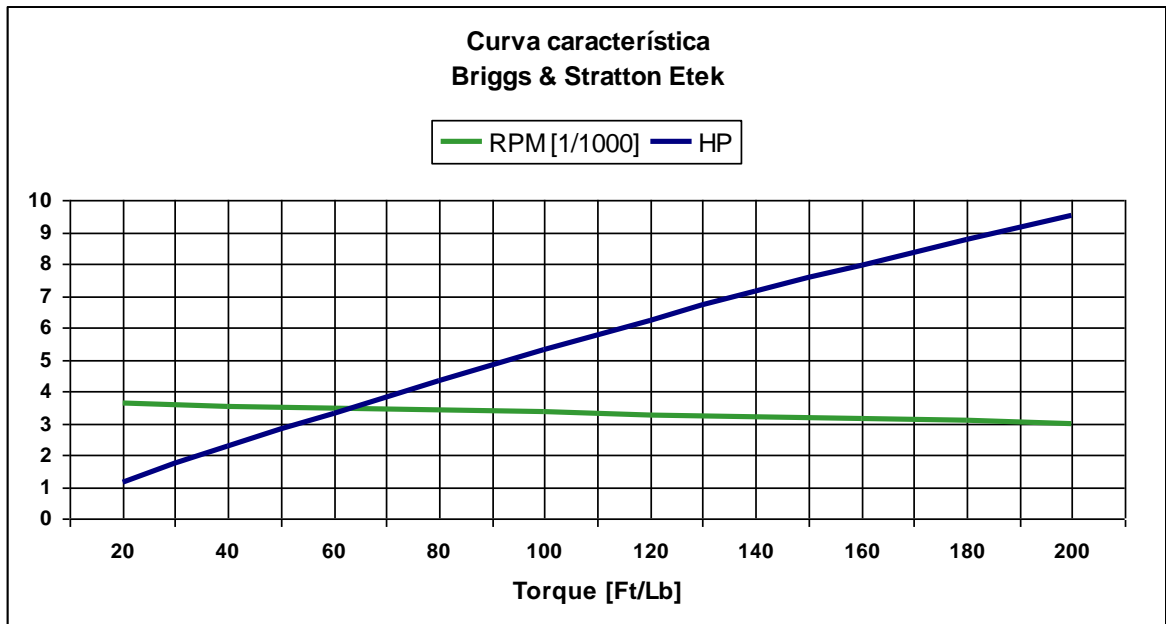
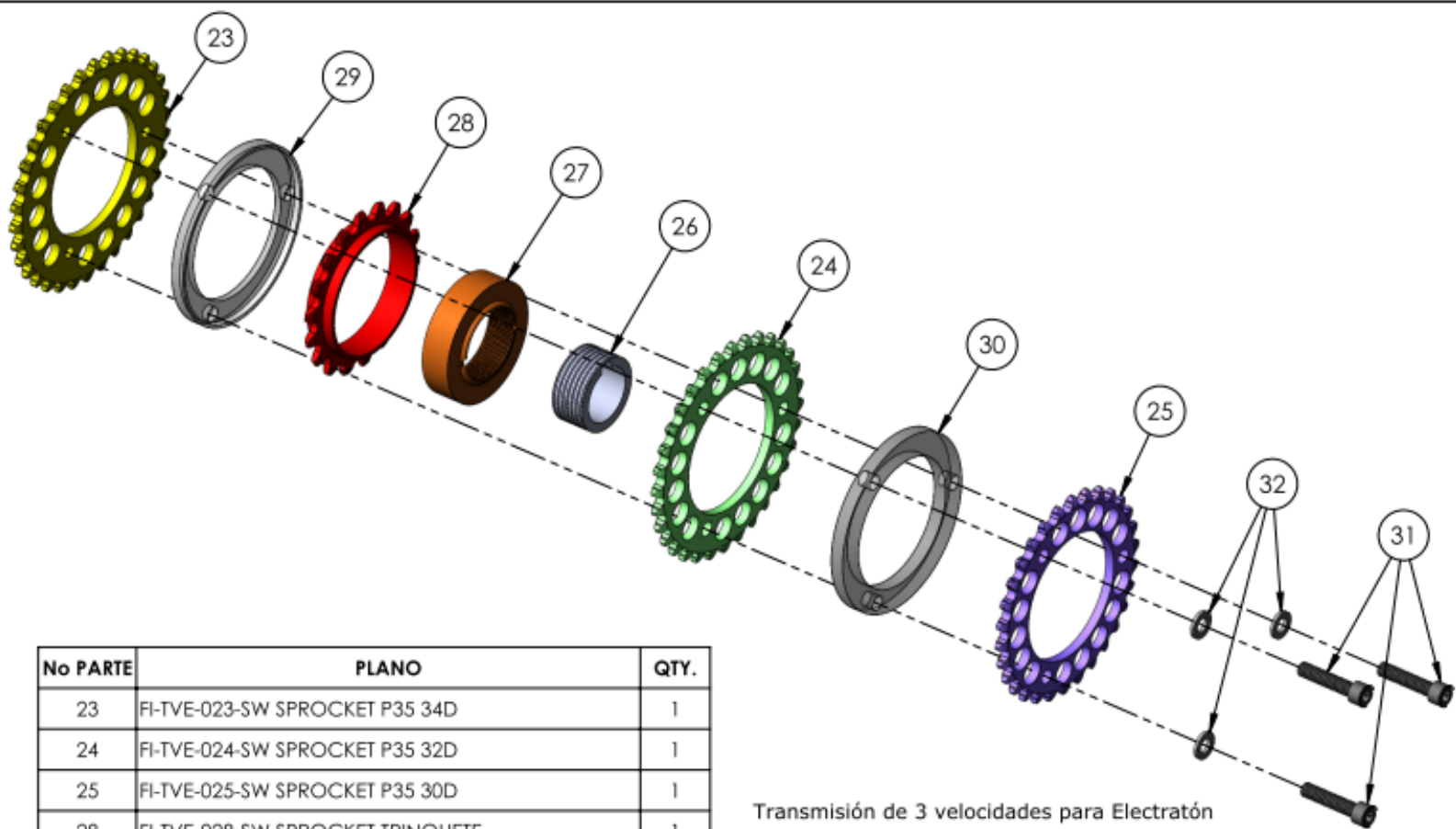


Fig. 3 Curva característica del motor eléctrico B&S Etek

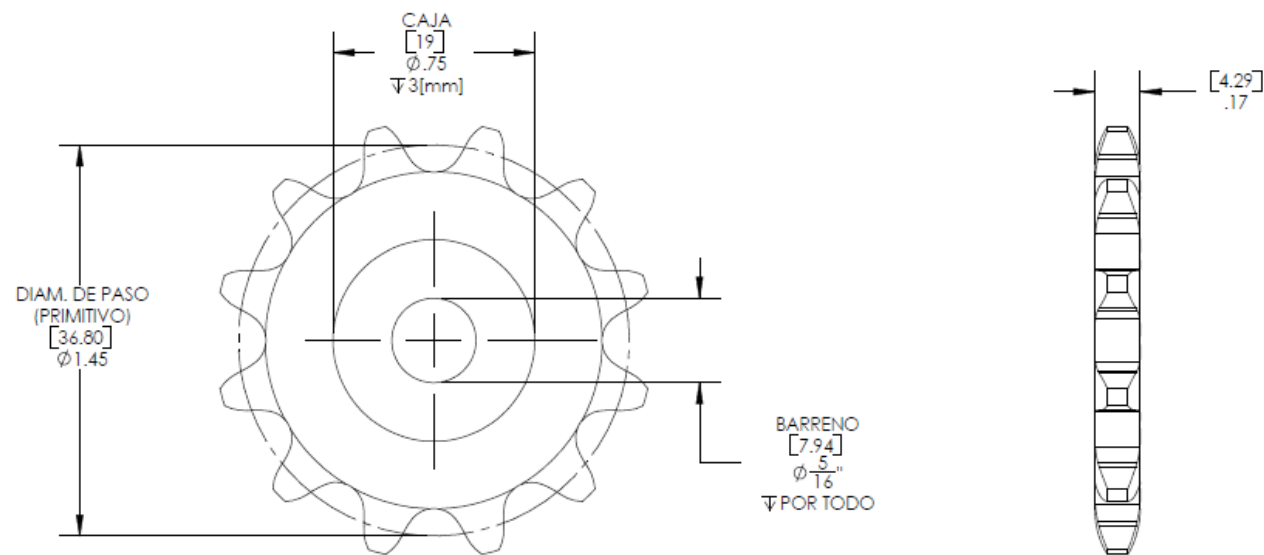


No PARTE	PLANO	QTY.
23	FI-TVE-023-SW SPROCKET P35 34D	1
24	FI-TVE-024-SW SPROCKET P35 32D	1
25	FI-TVE-025-SW SPROCKET P35 30D	1
28	FI-TVE-028-SW SPROCKET TRINQUETE	1
27	FI-TVE-027-SW SPROCKET TRINQUETE	1
26	FI-TVE-026-SW BUJE SPROCKET TRINQUETE	1

Transmisión de 3 velocidades para Electrátón

Nombre de la pieza: Ensamble Tren de engranes		Proyecto:		
 UNAM FI	COTAS SIN TOLERANCIA INDICADA ±0.05"	Nombre	Fecha	Notas complementarias:
		Dibujó: Mario Escartín	Marzo 27, 2011	
A4 Aprobó:				
Acotaciones: (mm)/in No medir sobre el peno Eliminar todas las rebabas Eliminar cantos vivos				

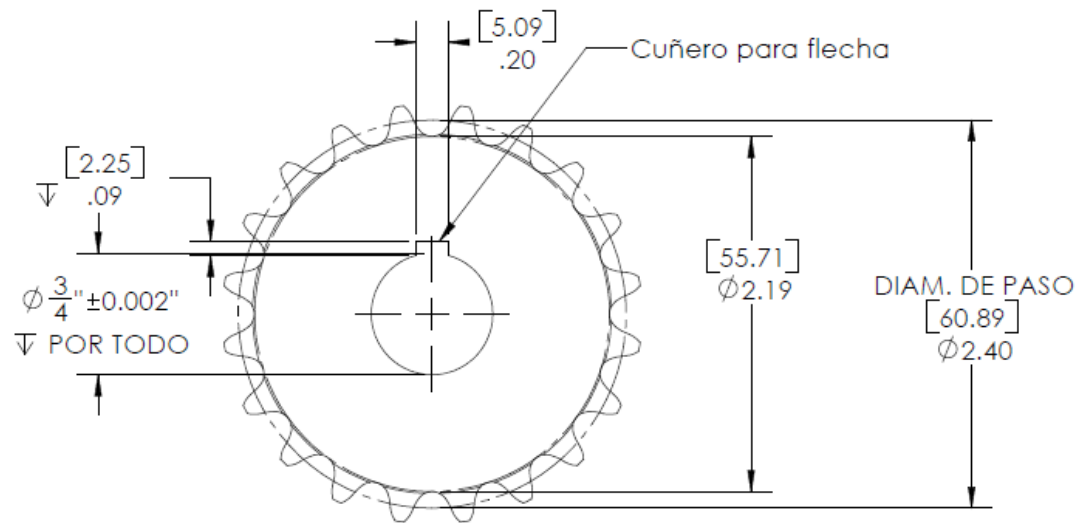




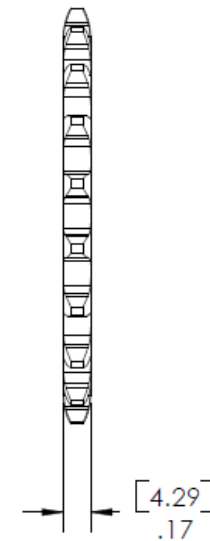
CATARINA COMERCIAL  
 PASO 35 12 DIENTES



Nombre de la pieza:		Proyecto:		
Catarina P32 12D		Transmisión de 3 velocidades para Electratón		
UNAM FI	COTAS SIN TOLERANCIA INDICADA 40.005"	Nombre	Fecha	Notas complementarias:  EL PRESENTE PLANO MUESTRA EL MAQUINADO PARA UNA ADAPTACIÓN DE UNA CATARINA COMERCIAL.
		Dibujo:	Marzo 27, 2011	
		Mario Escartín		
Acotaciones: [mm]/in No medir sobre el pano Eliminar todas las rebabas Eliminar cantos vivos	A4	Reviso:		
		Aprobó:		

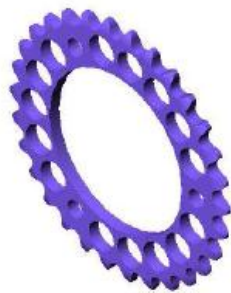
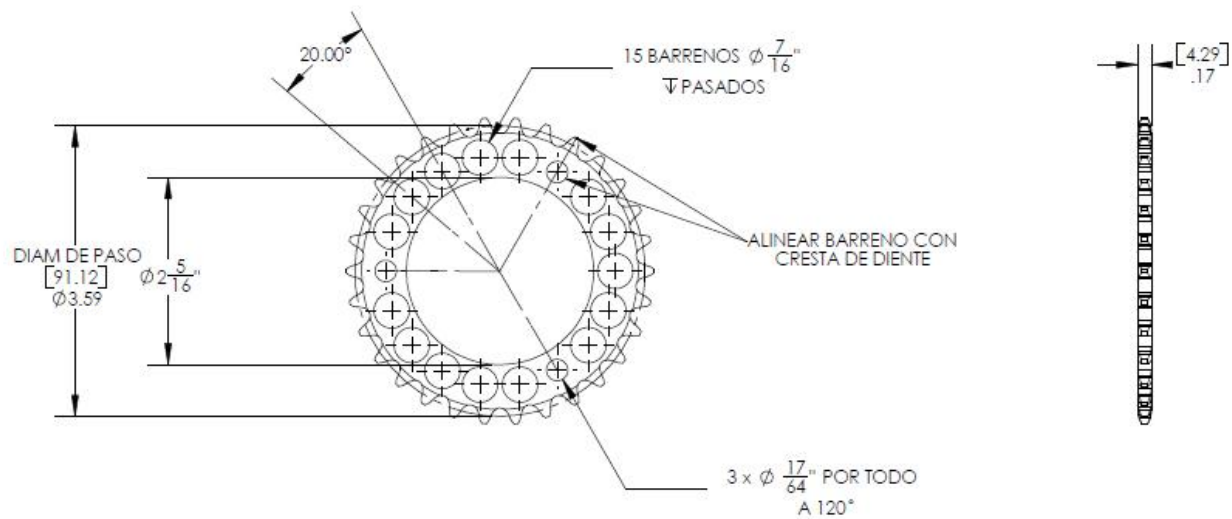


CATARINA PASO 35  
20 DIENTES



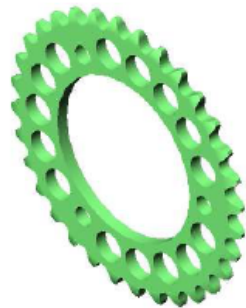
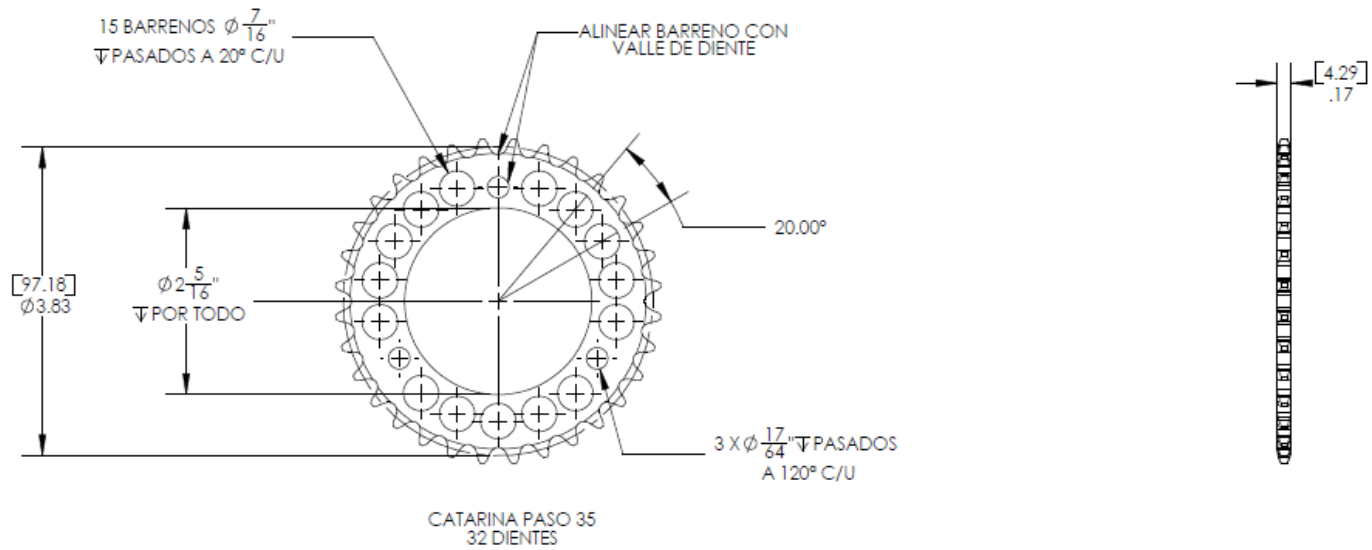
Cotas sin indicación  
de tolerancia  $\pm 0.005"$

Nombre de la pieza:		Proyecto:		
Catarina P35 20D		Transmisión de 3 velocidades para Electratón		
	Tolerancias:	Nombre:	Fecha:	Notas complementarias:
		Dibujó: Mario Escartín	Marzo 27, 2011	
Acotaciones: [mm]/in No medir sobre el plano Eliminar todas las rebabas Eliminar cantos vivos		Revisó:		
		A4		
		Aprobó:		



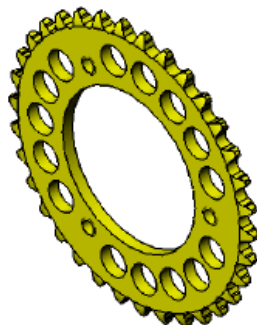
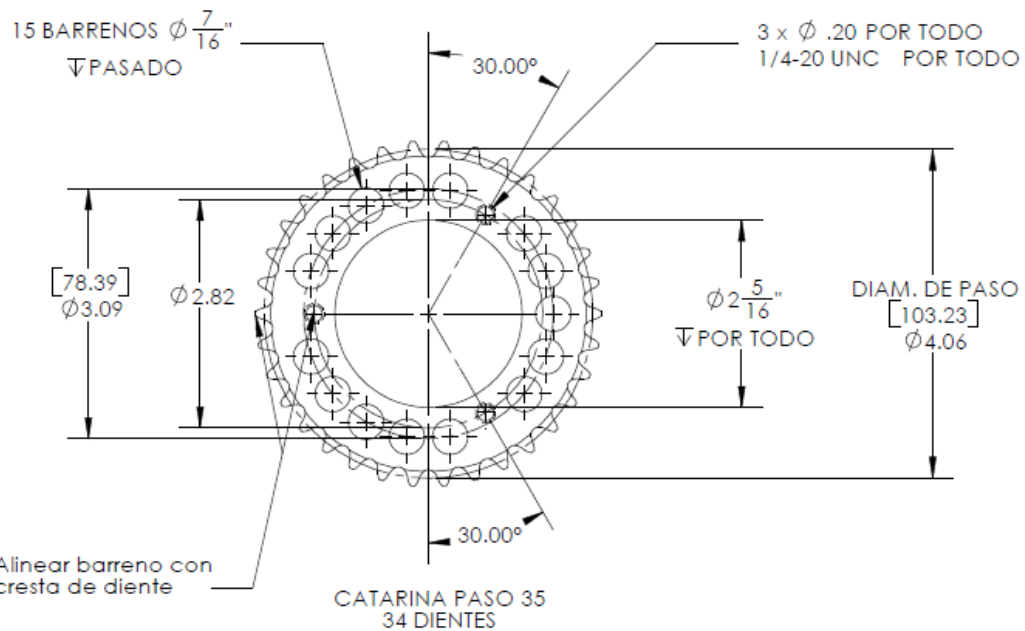
COTAS SIN INDICACIÓN  
 DE TOLERANCIA  $\pm 0.005$ "

Nombre de la pieza:		Proyecto:		
Catarina P35 30D		Transmisión de 3 velocidades para Electratón		
	Tolerancias	Nombre	Fecha	Notas complementarias:
		Dibujo: Mario Escartín	Marzo 27, 2011	
Acotaciones: [mm]/in No medir sobre el plano Eliminar todas las rebabas Eliminar cantos vivos		Revisó:		
		A4		
		Aprobo:		



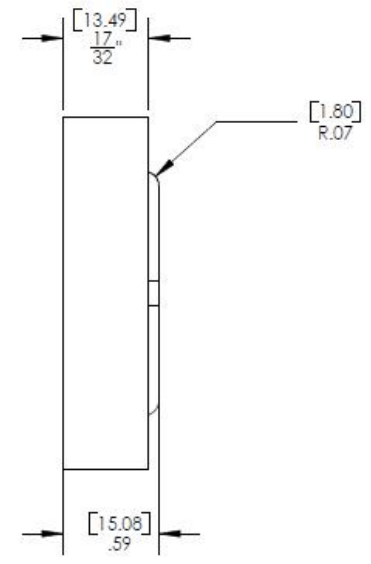
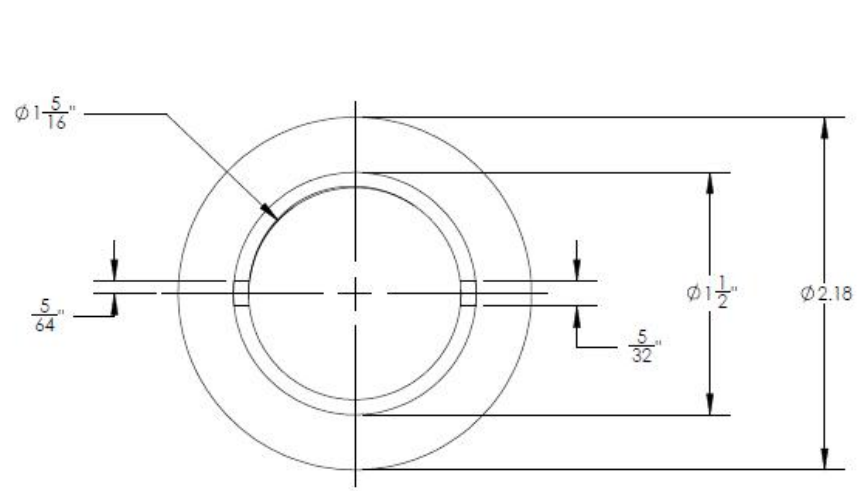
COTAS SIN INDICACIÓN  
 DE TOLERANCIA  $\pm 0.005$ "

Nombre de la pieza:		Proyecto:		
Catarina P35 32D		Transmisión de 3 velocidades para Electrón		
UNAM FI	Tolerancias	Nombre	Fecha	Notas complementarias:
		Dibujó: Mario Escartín	Marzo 27, 2011	
		Revisó:		
Acotaciones: [mm]/in No medir sobre el plano Eliminar todas las rebabas Eliminar cantos vivos	A4	Aprobó:		

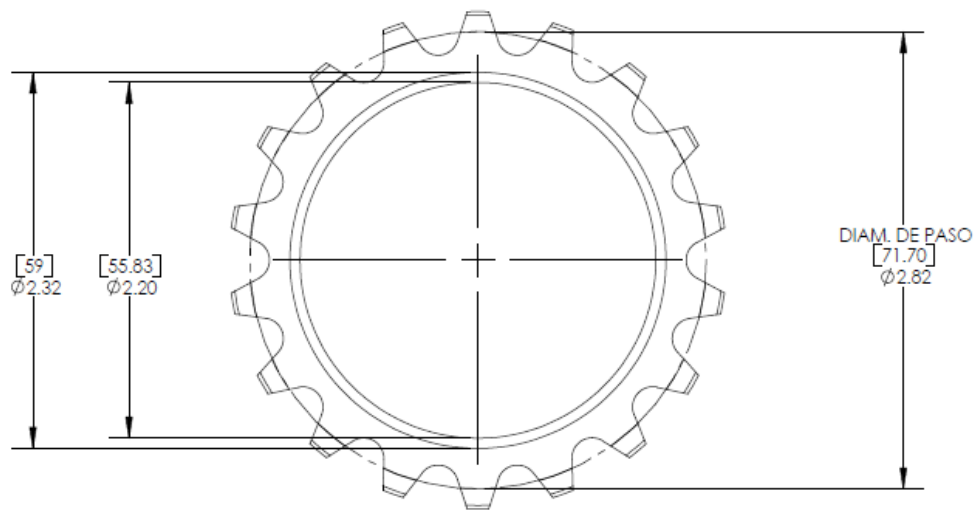


COTAS SIN INDICACIÓN  
 DE TOLERANCIA  $\pm 0.005$ "

Nombre de la pieza: Catarina P35 34D		Proyecto: Transmisión de 3 velocidades para Electrón		
	Tolerancias	Nombre	Fecha	Notas complementarias:
		Dibujó: Mario Escartín	Marzo 27, 2011	
Acotaciones: [mm]/in No medir sobre el plano Eliminar todas las rebabas Eliminar cantos vivos		Revisó:		
		A4	Aprobó:	



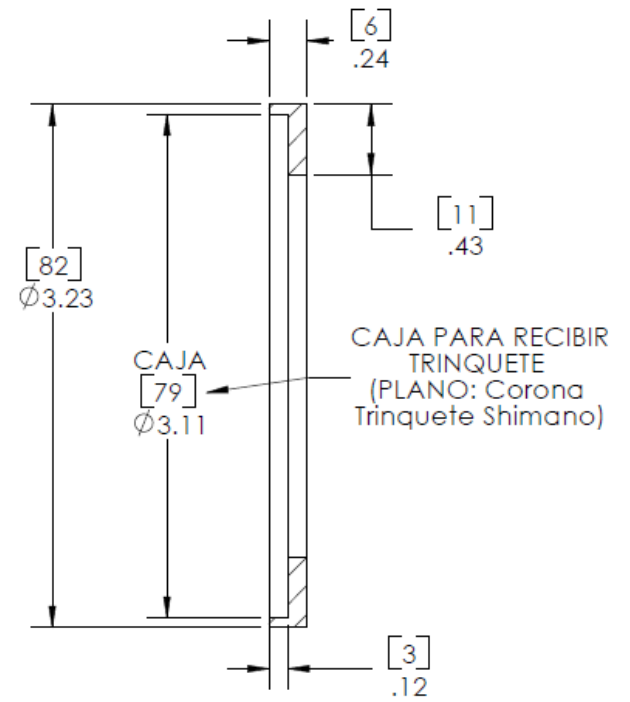
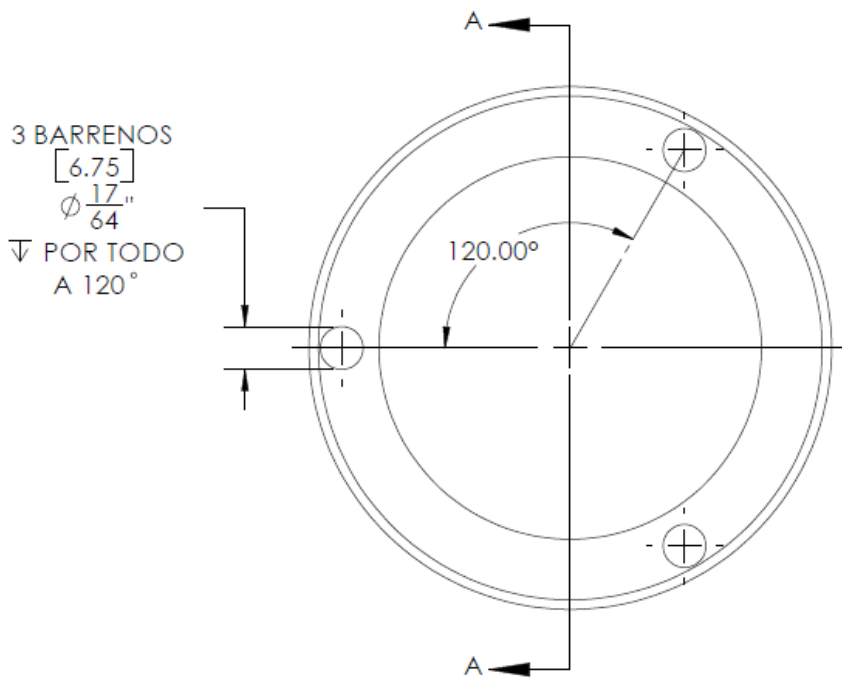
Nombre de la pieza: Centro de trinquete Shimano		Proyecto: Transmisión de 3 velocidades para Electratorón		
UNAM FI	Tolerancias	Nombre	Fecha	Notas complementarias: Componente de uso comercial
		Dibujo: Mario Escartín	Marzo 27, 2011	
Acotaciones: [mm]/in No medir sobre el plano Eliminar todas las rebabas Eliminar cantos vivos		Revisó:		
		Aprobó:		



TRINQUETE COMERCIAL 18 DIENTES  
PASO 35



Nombre de la pieza:		Proyecto:		
Corona de trinquete Shimano		Transmisión de 3 velocidades para Electrátón		
	Tolerancias	Nombre	Fecha	Notas complementarias: Componente de uso comercial
		Dibujó: Mario Escartín	Marzo 27, 2011	
		Revisó:		
Acotaciones: [mm]/in No medir sobre el plano Eliminar todas las rebabas Eliminar cantos vivos	A4	Aprobó:		



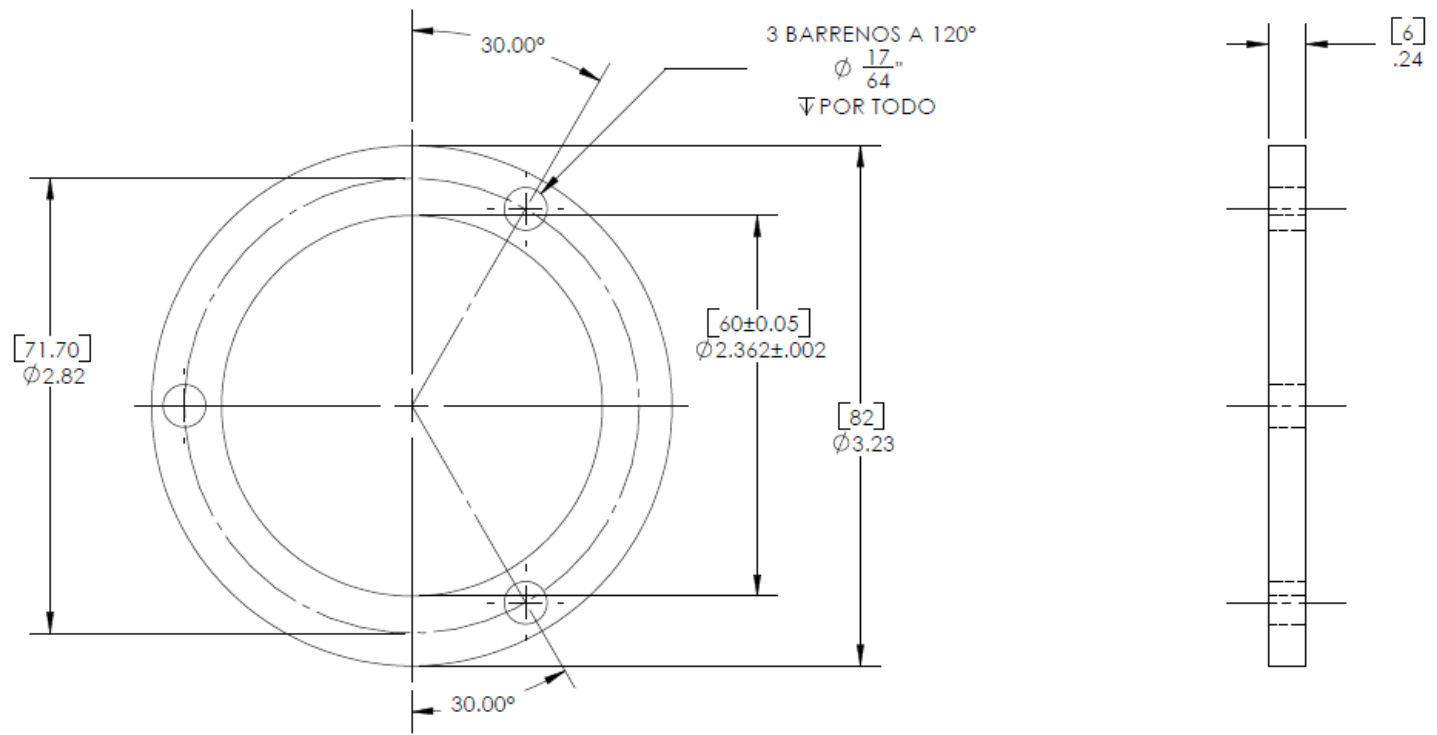
SECCIÓN A-A  
 ESCALA 1 : 1

COTAS SIN INDICACIÓN  
 DE TOLERANCIA  $\pm 0.005''$



Nombre de la pieza: Separador de catarinas con caja		Proyecto: Transmisión de 3 velocidades para Electrátón		
	Tolerancias	Nombre	Fecha	Notas complementarias:
		Dibujo: Mario Escartín	Marzo 27, 2011	
Medidas: in [mm] No medir sobre el plano Eliminar todas las rebabas Eliminar cantos vivos		Revisó:		
		A4		
		Aprobó:		



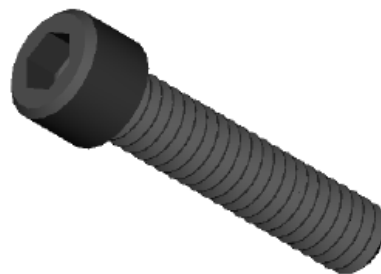
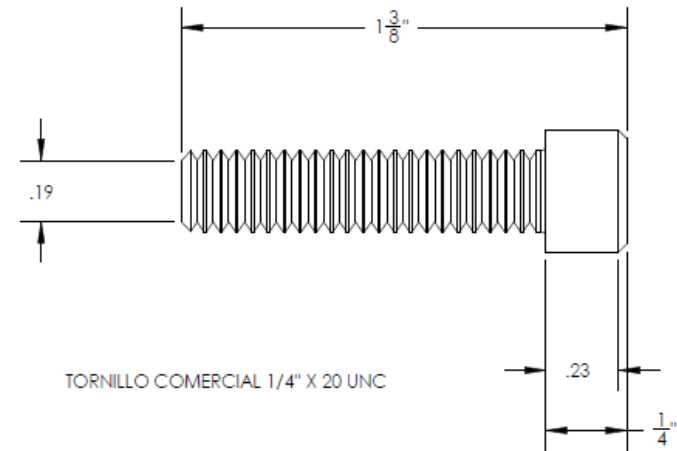
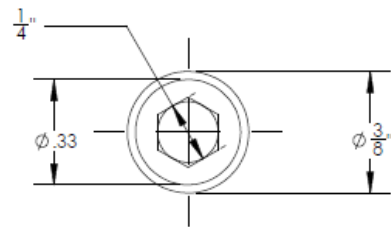



SEPARADOR DE CATARINAS

COTAS SIN INDICACIÓN DE TOLERANCIA ±0.005"



Nombre de la pieza: Separador de catarinas		Proyecto: Transmisión de 3 velocidades para Electratón		
	Tolerancias	Nombre	Fecha	Notas complementarias:
		Dibujo: Mario Escartín	Marzo 27, 2011	
Medidas: in [mm] No medir sobre el plano Eliminar todas las rebabas Eliminar cantos vivos	A4	Revisó:		
		Aprobo:		



Nombre de la pieza:		Proyecto:		
Tornillo Allen		Transmisión de 3 velocidades para Electrón		
 UNAM FI	Tolerancias	Nombre	Fecha	Notas complementarias: Componente de uso comercial
		Dibujo: Mario Escartín	Marzo 27, 2011	
		Reviso:		
Medidas en pulgadas No medir sobre el plano Eliminar todas las rebabas Eliminar cantos vivos	A4	Aprobo:		
		