

Universidad Nacional Autónoma de México



FACULTAD DE INGENIERÍA

DIVISIÓN DE INGENIERÍA MECÁNICA E INDUSTRIAL

Tesis

**“DISEÑO DE UNA TRANSMISIÓN Y REDUCCIÓN DE
VELOCIDADES PARA UN VEHÍCULO ELÉCTRICO DE
COMPETENCIA”**

Que para obtener el título de:

Ingeniero Mecánico

Presenta: **DAVID HORTON CAVAZOS**

Director: **ING. MARIANO GARCÍA DEL GALLEGO**

México, D.F., Mayo de 2012

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, hermanos y al resto de mi familia por todo su apoyo a lo largo de mi vida.

A mis amigos por su constante insistencia para la terminación de este trabajo.

Al Ing. Mariano García del Gallego y al Mtro. Antonio Zepeda Sánchez por todo el tiempo dedicado al desarrollo de esta tesis.

Al M.I Víctor Vazquez Huarota por todo su apoyo a lo largo de mi preparación profesional.

Investigación realizada gracias al Programa de Apoyo a Proyectos de Investigación e Innovación Tecnológica (PAPIIT) de la UNAM IT103512-2 “Diseño de un reductor de velocidad, de alta relación de reducción, mediante cadenas”. Agradezco a la DGAPA-UNAM la beca recibida.

CONTENIDO

	Página
CONTENIDO	3
TABLAS	5
OBJETIVO DEL TRABAJO	6
INTRODUCCIÓN	6
ANTECEDENTES	7
CAPÍTULO I. DISEÑO CONCEPTUAL DE UNA TRANSMISIÓN	8
1.1. ESTADO DEL ARTE	8
CAPÍTULO II. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	11
2.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	11
2.2. EXPLICACIÓN DEL PROBLEMA.....	11
2.3. DEFINICIÓN DEL SISTEMA	11
2.4. REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA	12
2.5. FICHA DE DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA	13
2.6. ESPECIFICACIÓN DEL SISTEMA.....	14
CAPÍTULO III. DISEÑO CONCEPTUAL	15
3.1. ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN	18
3.2. ANÁLISIS DE DE LOS SISTEMAS PROPUESTOS.....	20
CAPÍTULO IV. DISEÑO Y ANÁLISIS DE LA CONFIGURACIÓN	23
4.1. BASES DEL DISEÑO	23
4.2. COMPONENTES DISPONIBLES.....	23
4.2.1. Sistemas de Frenado.....	23
4.2.2. Evaluación de los sistemas propuestos.....	24
4.2.3. Sistema cadena-catarina	25
4.3. DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO	27
4.4. DISEÑO A DETALLE.....	30
CAPÍTULO V. MEMORIA DE CÁLCULO	31
5.1. Cálculo de potencia requerida en la rueda motriz para impulsar el vehículo a una velocidad de 80 [km/h]	31

5.2. Cálculo de número de dientes requeridos para cada componente y su relación de giro	33
5.3. Cálculo del sistema “Catarina de salida de la caja–rueda impulsora”.....	35
5.4. Ficha técnica obtenida para el sistema “Catarina de salida de la caja – rueda impulsora”	38
5.5. Tabla de velocidad máxima alcanzada por el vehículo por cambio según las distintas relaciones de giro probadas	39
5.6. Cálculo de satélites posibles con la configuración propuesta.....	41
5.7. Análisis de los componentes actualmente montados en el vehículo	42
CONCLUSIONES.....	45
RECOMENDACIONES	46
GLOSARIO DE TÉRMINOS.....	47
BIBLIOGRAFÍA	48
HEMEROGRAFÍA	49
CAPÍTULO VI. ANEXOS	50
ANEXO A. Historia del serial “Electratón”	50
ANEXO B. Capacidades en caballos de fuerza – Cadena simple de rodillos ANSI No.40 [B-7].....	52
ANEXO C. Plano dimensional y gráficas de rendimiento motor Etek by Briggs&Stratton	53
ANEXO D. Gráficas de especificaciones del Motor “Etek” de Briggs & Stratton	54
ANEXO E. Manual de Uso Motor “Etek” de Briggs & Stratton	55
ANEXO F. Planos, cálculos y listado de piezas comerciales.....	58

FIGURAS

	<i>Página</i>
Figura I-1 Configuración de una transmisión VW DSG o de "doble embrague". [H-1]	8
Figura I-2: Palanca de cambios de los sistemas BMW SMG/SMG II. [H-1]	9
Figura I-3: Vista de ensamble de una transmisión "Shimano Nexus" de 7 velocidades [H-7].....	10
Figura I-4: Configuración básica de una transmisión CVT [H-2].....	10
Figura III-1 Distribución de un engrane planetario: a) Con tres planetas (común), b) Con un planeta (sólo para análisis). [B-4]	17
Figura III-2 Bocetos de las distintas opciones mencionadas	19
Figura IV-1 Diagrama de componentes propuestos.	27
Figura IV-2 Vista en perspectiva lateral por la derecha del sistema.....	29
Figura IV-3 Vista en perspectiva lateral por la izquierda del sistema.	29
Figura V-1 Diagrama de componentes.....	35
Figura V-2 Diagrama de partes	42

TABLAS

	<i>Página</i>
Tabla II-1 Requerimientos del equipo.....	12
Tabla II-2 Descripción del sistema	13
Tabla II-3 Especificación del sistema	14
Tabla III-1 Sistemas de transmisión disponibles	15
Tabla III-2 Tabla comparativa de las ventajas y desventajas de los sistemas propuestos.....	20
Tabla III-3 Tabla de ponderación.....	21
Tabla IV-1 Descripción de los sistemas de frenado.	23
Tabla IV-2 Tabla de ponderación.	24
Tabla IV-3 Descripción y valoración de sistemas cadena-catarina.	26
Tabla V-1 Tabla de comparación de relaciones de velocidad.	39
Tabla V-1 Tabla de comparación de relaciones de velocidad (continuación).....	40

OBJETIVO DEL TRABAJO

Proponer el diseño de un sistema de transmisión mecánica para ser acoplada al motor eléctrico de un vehículo de competencia mejorando el desempeño del mismo; así como su eficiencia energética.

INTRODUCCIÓN

Este trabajo busca proponer una nueva configuración para el sistema de transmisión, de los vehículos electrados de la Facultad de Ingeniería de la UNAM de tal forma que mejore su desempeño durante las competencias en las que participa.

Partiendo de la configuración tradicional de los trenes de engranes planetarios, se busca sustituir los engranes “sol” y “corona” del sistema planetario tradicional por piezas cilíndricas en las cuales se sustituyan los dientes por los componentes de las cadenas cilíndricas. Así mismo, se busca sustituir los engranes “satélite” por catarinas.

En el capítulo I, se menciona brevemente el funcionamiento de algunos de los sistemas de transmisión más avanzados que en la actualidad se encuentran disponibles a nivel comercial para su uso en vehículos de uso civil tales como bicicletas, motocicletas, ATV's y automóviles.

En el capítulo II, se analiza detalladamente cuales son las condiciones actuales del vehículo específicamente en su transmisión y se determinan las áreas de la misma que sería conveniente mejorar desde un punto de vista de funcionalidad y confiabilidad.

En el capítulo III se presentan algunas propuestas de solución para los problemas detectados, analizando las mismas y determinando cuál de ellas es la más apropiada para ser implementada en el vehículo.

En el capítulo IV, se presenta un análisis más detallado de la configuración elegida en el capítulo III, y se realiza un diseño a detalle de la configuración que permita cumplir con las especificaciones que se determinaron inicialmente.

En el capítulo V, se presentan los cálculos realizados que permiten visualizar el tamaño de algunos componentes que se consideran básicos, para determinar las dimensiones aproximadas finales de la propuesta.

ANTECEDENTES

Las transmisiones mecánicas son mecanismos utilizados para transmitir la energía generada por los motores y para variar las velocidades por transformación de fuerzas o de momentos. Se emplean cuando las velocidades requeridas por las diversas máquinas no son iguales a las velocidades óptimas de los motores. Así mismo, son empleadas cuando por distintos motivos, no es posible conectar directamente el motor al equipo que se pretende accionar.

Este tipo de transmisiones son empleadas principalmente cuando se requiere trasladar un movimiento de rotación o se pretende transformar en un movimiento de traslación.

Las aplicaciones más comunes de las transmisiones mecánicas utilizan transmisión de movimiento por medio de engranes o por rozamiento. La transmisión por medio de engranes, utiliza elementos tales como engranes, tornillos sin fin, cadenas, etc. La transmisión por rozamiento o fricción, hacen uso de correas o bandas principalmente.

Los distintos tipos de transmisiones se caracterizan por los límites de potencias que son capaces de transmitir; así como por sus rendimientos, velocidades máximas y óptimas así como por la magnitud de las relaciones de sus engranajes.

Las transmisiones pueden tener una relación de engranaje constante o con relación de engranajes alterna que varían. Estas pueden ser graduales (caja de cambio de velocidades) o continuamente variables (variadores).

Las transmisiones mecánicas pueden funcionar de distintas formas, tales como dispositivos de reducción, cajas de cambios, o como componentes que integren una máquina.

CAPÍTULO I. DISEÑO CONCEPTUAL DE UNA TRANSMISIÓN

1.1. ESTADO DEL ARTE

En la actualidad existe una amplia variedad de transmisiones automotrices, las cuales van desde los sistemas tradicionales de cambio de velocidades manuales y automáticos a sistemas más elaborados de tipo secuencial, los cuales pueden realizar los cambios de relación de forma manual o automática por medio de una serie de actuadores robotizados todo esto en tiempos cada vez más reducidos del orden de ms. Este tipo de transmisiones funcionan por medio de engranajes y su funcionamiento debe de ser interrumpido por la acción de un embrague que detenga momentáneamente el flujo de potencia permitiendo; así realizar el cambio. Esta necesidad de interrumpir el flujo, ha provocado la aparición en el mercado de sistemas llamados de "doble embrague" los cuales consisten en sistemas que permiten pre-seleccionar la siguiente relación antes de desconectar la actual mediante un sistema con dos árboles secundarios, de manera que el cambio es más rápido y preciso que en el caso de una transmisión manual normal.

Otro tipo de transmisión muy difundido en la actualidad son las llamadas "Transmisiones Secuenciales" muy populares en automóviles versiones "tope de gama" y automóviles de gamas altas en prácticamente todas las marcas automotrices disponibles. Su funcionamiento consiste en una caja muy similar a una caja automática tradicional que permite mediante una palanca seleccionar la velocidad inmediata de forma ascendente/descendente a partir de la velocidad en 7la que se encuentre la caja. Un ejemplo de este tipo de transmisiones pueden ser el VW DSG que pre-selecciona la siguiente velocidad ascendente/descendente según determine su computadora de gestión en base al comportamiento del usuario. En la figura I-1 se muestra la configuración mecánica de este sistema.

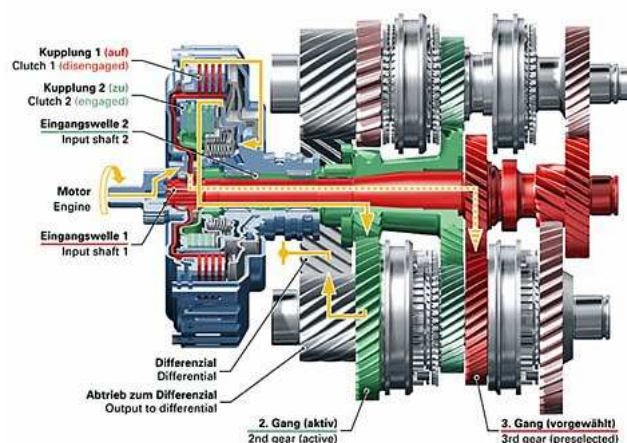


Figura I-1 Configuración de una transmisión VW DSG o de "doble embrague". [H-1]

Otro ejemplo de este tipo de transmisiones son los sistemas SMG/SMG II de la división M de BMW que mediante un sistema robotizado en la caja sustituyen la tradicional palanca de cambios del vehículo por una palanca que cuenta con interruptores eléctricos y una computadora con distintos programas de funcionamiento que se encarga de realizar los cambios de velocidades cuando el conductor lo desea. En la figura I-2 se muestra el ensamble de una palanca de los sistemas BMW SMG/SMG II.



Figura I-2: Palanca de cambios de los sistemas BMW SMG/SMG II. [H-1]

En el caso de las transmisiones de cadena, actualmente se pueden encontrar en el mercado una serie de “cajas de velocidades” para bicicleta como las de la línea Nexus de Shimano, las cuales cuentan con un sistema de cambio de velocidades realizado directamente en el interior del cubo de la rueda trasera, el cuál consta de una catarina de entrada la cuál es accionada por la cadena y por medio de un selector accionado por un chicote, el sistema realiza cambios en la relación de giro entre la cadena y la rueda. El funcionamiento interno de este tipo de transmisiones es muy similar al de los sistemas de engranes planetarios en varias de sus combinaciones, de modo que su construcción es muy compacta y ligera. En la figura I-3 se muestra la configuración interna de este tipo de transmisiones.

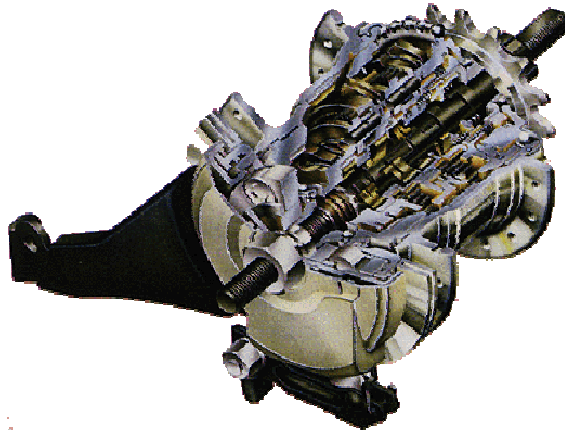


Figura I-3: Vista de ensamble de una transmisión "Shimano Nexus" de 7 velocidades [H-7]

Otra variedad en el mercado actual es la Transmisión Continuamente Variable (CVT por sus siglas en inglés) la cuál realiza cambios en un intervalo de relaciones de giro de manera automática e instantánea según sea el requerimiento de potencia o velocidad de la máquina en la que dicho sistema se encuentre instalado. Este tipo de transmisión funciona mediante dos poleas formadas por conos encontrados en las puntas, los cuales cuentan con una serie de resortes colocados en su interior y son accionados por fuerza centrífuga. Estas poleas se encuentran interconectadas por medio de una banda, de modo que al modificarse la velocidad de giro de la polea de entrada y la velocidad de giro de la polea de salida los resortes provocan que el diámetro de dichas poleas varíe modificando, así la relación de giro. Este tipo de transmisión es muy común encontrarla en vehículos ligeros tales como motonetas, ATV's, etc. Así mismo, es posible encontrar variaciones más robustas de este tipo en los cuales se emplea un control electrónico que permite mejorar los cambios de marchas desde económico hasta deportivo. En general las marcas de procedencia japonesa tales como NISSAN y MITSUBISHI emplean este tipo de sistemas. En la figura I-4 se muestra el ensamble de esta configuración.



Figura I-4: Configuración básica de una transmisión CVT [H-2]

CAPÍTULO II. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

2.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Los vehículos participantes en el serial “Electratón” son vehículos tipo monoplaza que pueden emplear tres o cuatro ruedas dependiendo de las condiciones de diseño adoptadas por cada equipo participante. Así mismo, se encuentran equipados con motores eléctricos que normalmente transmiten su potencia al eje trasero de los mismos por medio de una gran cantidad de arreglos mecánicos, usualmente, se utilizan para este fin transmisiones por medio de sistemas cadena–catarina, sin embargo, se pueden encontrar sistemas accionados por bandas, engranes o algún otro medio.

2.2. EXPLICACIÓN DEL PROBLEMA

En la actualidad, el equipo “Electratón” de la Facultad de Ingeniería de la UNAM utiliza en su vehículo un motor eléctrico Etek de la marca Briggs & Stratton, que se encuentra acoplado por medio de un sistema simple de cadena-catarina a la rueda motriz del vehículo.

El actual arreglo presenta algunos inconvenientes, debido a que el vehículo debe de aumentar y disminuir frecuentemente la velocidad del motor, ocasionando de esta forma que el mismo rara vez se encuentre funcionando en su rango de máxima eficiencia, ocasionando un alto consumo de energía proveniente de las baterías del vehículo, reduciendo su alcance durante la competencia; así como su desempeño.

2.3. DEFINICIÓN DEL SISTEMA

Se diseñará un nuevo sistema de transmisión para el vehículo “Electratón” de la Facultad de Ingeniería con el cual se puedan resolver los inconvenientes encontrados en el sistema empleado actualmente mejorando así el rendimiento del vehículo al mismo tiempo que se busca reducir el rango de fluctuación de la velocidad del motor permitiendo un funcionamiento más homogéneo del mismo.

Por lo anterior se realizará una serie de propuestas de solución de las cuales se tomará la que se ajuste mejor a las especificaciones buscadas para el vehículo. Posteriormente a la selección de la propuesta, se generará todo el diseño a detalle de sus componentes seleccionando las piezas comerciales más apropiadas para finalmente llegar a la generación de los planos necesarios para la construcción de un prototipo.

2.4. REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA

Tabla II-1 Requerimientos del equipo.

No.	Enunciado del equipo	Requerimiento	Importancia
1	Normas		
1.1	El sistema cumplirá con las necesidades del equipo.	El sistema respetará el reglamento del Serial "Electratón".	3
1.2	El sistema será implementado en la zona de trabajo actual asignada en el vehículo.	El sistema debe de operar dentro del volumen disponible en el vehículo actual.	3
2	Personal		
2.1	El sistema no cuenta con selector o mecanismo de accionamiento.	El sistema incorporará un mecanismo de accionamiento.	2
3	Manufactura		
3.1	El sistema debe ser sencillo de manufacturar.	El sistema no deberá de requerir gran cantidad de tiempo de fabricación.	2
3.2	El sistema no deberá de alterar significativamente los soportes actuales.	El sistema no debe de requerir una adaptación complicada en el vehículo.	1
4	Mantenimiento y Costo		
4.1	El sistema requiere mantenimiento continuamente.	El sistema opera con un mantenimiento reducido.	3
4.2	Los componentes actuales entorpecen su reemplazo.	Los componentes deben de ser fáciles de retirar.	2
4.3	El sistema actual es de difícil ajuste.	El sistema deberá de permitir su fácil acceso.	3
4.4	El sistema requiere manufactura especial de cada componente.	El sistema buscará emplear componentes comerciales o de fabricación en serie.	3
5	Seguridad		
5.1	El sistema opera sin poner en riesgo al piloto.	El sistema deberá de ser operado sin comprometer la integridad del piloto.	3
6	Innovación		
6.1	El sistema no es innovador.	El sistema deberá de ser innovador en su funcionamiento.	3
6.2	El sistema es desmontado para cambiar su configuración.	El sistema permitirá modificar su configuración sin ser desmontado.	2

2.5. FICHA DE DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

Tabla II-2 Descripción del sistema

Definición del sistema	Sistema que permita la optimización del desempeño del motor en un espacio reducido y a un bajo costo respetando las condiciones vigentes de seguridad y fabricación estipuladas en el reglamento del serial.
Objetivos principales	<p>Desarrollar un sistema de transmisión que mejore el desempeño del vehículo.</p> <p>Desarrollar un mecanismo que permita seleccionar la combinación más adecuada en intervalos de velocidad y consumo sin comprometer la seguridad del piloto durante este proceso.</p> <p>Implementar un sistema innovador dentro del serial.</p>
Características básicas del sistema	<p>El sistema respetará íntegramente el reglamento estipulado por el serial.</p> <p>El sistema deberá funcionar dentro del espacio actual disponible dentro del vehículo.</p> <p>El accionamiento deberá ser sencillo de operar y requerir poco esfuerzo del piloto.</p> <p>Se emplearán la mayor cantidad posible de componentes comerciales.</p> <p>El mantenimiento del sistema deberá de ser fácil de realizar; así como de fácil acceso.</p> <p>El sistema no deberá de tener componentes expuestos que puedan comprometer la seguridad del piloto u operario.</p>
Principales competidores	Los demás equipos participantes inscritos en el serial Electratón.
Riesgos del proyecto	<p>Presupuesto reducido para el diseño, fabricación e implementación del sistema.</p> <p>Problemas por el rechazo al sistema y/o poca habilidad de operación por parte del piloto en turno del vehículo.</p>
Alcance del proyecto	Diseño, documentación, generación de planos y fabricación.

2.6. ESPECIFICACIÓN DEL SISTEMA

Tabla II-3 Especificación del sistema

No.	Especificación	Valor Nominal	Tolerancia	Unidad
1	Largo	350	±50	mm
2	Ancho	300	±10	mm
3	Peso	13	±3	kg
4	Numero de combinaciones	2	NA	NA
5	Revoluciones Máximas de entrada	3500	±200	rpm
6	Revoluciones máximas de salida	2000	±200	rpm
7	Potencia de entrada	5	+2	hp
8	Par máximo del motor	1.14 (0.13)	NA	in•lb/Amp (Nm/Amp)
9	Diámetro de la flecha de entrada	22.2	0.05	mm

CAPÍTULO III. DISEÑO CONCEPTUAL

Para el desarrollo de este proyecto, se tomaron en cuenta diversos tipos de sistemas de transmisión, tales como:

1. Sistemas de banda y poleas.
2. Sistema de transmisión cadena-atarina.
3. Sistemas hidráulicos de transmisión de potencia por medio de turbinas.
4. Sistemas tipo CVT.
5. Tren de engranes.
6. Tren de engranes planetario.

A continuación, se analizan los sistemas anteriores de modo que sea posible visualizar cuál de ellos podría ser la opción más viable para la aplicación planteada:

Tabla III-1 Sistemas de transmisión disponibles

No.	SISTEMA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
1	Bandas y poleas	Bajo costo. Fácil mantenimiento y reemplazo de componentes. Bajo peso. Probado anteriormente.	Susceptible a fallas por el clima. Baja eficiencia. Requiere una gran distancia entre ejes en comparación con otros sistemas.
2	Cadena atarina -	Bajo costo. Bajo peso. Fácil mantenimiento y reemplazo de componentes. Buena capacidad para transmitir potencia. Probado anteriormente. Sistema confiable.	Requiere una gran distancia entre ejes. Baja capacidad para realizar cambios en su relación de giro al funcionar.
3	Hidráulico de transmisión por turbinas.	Fácil accionamiento. No susceptible a fallas por clima.	Elevado peso. Alto costo. Susceptible a problemas de presión y fugas. Difícil construcción. No probado anteriormente.
4	CVT	Cambio automático de las relaciones de giro. Sistema probado anteriormente en otros prototipos. Probado anteriormente.	Alto costo. Requiere una gran distancia entre ejes en comparación con otros sistemas. Susceptible a fallas por el clima. Difícil mantenimiento y reemplazo de componentes.

No.	SISTEMA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
5	Tren de engranes	Sistema compacto. Altamente confiable. Buena capacidad para la transmisión de fuerza. No susceptible a fallas por clima.	Difícil construcción. Elevado Peso. Alto costo. No probado anteriormente.
6	Tren de engranes planetario.	Sistema altamente compacto. Altamente confiable. Buena capacidad para la transmisión de fuerza. No susceptible a fallas por clima.	Difícil construcción. Elevado Peso. Alto costo. No probado anteriormente.
7	Cadena-catarina en configuración planetario.	Sistema altamente compacto. Altamente confiable. Fácil mantenimiento y reemplazo de componentes. Buena capacidad para la transmisión de fuerza. Componentes a nivel comercial. Bajo costo. No susceptible a fallas por clima.	Difícil construcción. No probado anteriormente.

Se buscó emplear el arreglo del tipo “cadena-catarina en configuración planetario” en el desarrollo de la nueva transmisión para el vehículo “Electratón”, debido a que la disposición de sus componentes permite una construcción compacta del sistema, una alta confiabilidad, fácil mantenimiento y muy buena capacidad para transmitir fuerza.

Considerando la dificultad de fabricación de una configuración tradicional de los trenes de engranes planetarios, se desarrolla este sistema sustituyendo los engranes por un sistema cadena-catarina, de modo que su peso disminuya con respecto a la configuración tradicional, de modo que se facilite el intercambio de componentes desgastados y que simultáneamente sea de bajo costo mediante el empleo de la mayor cantidad posible de componentes existentes actualmente a nivel comercial.

Por otro lado, en contraste con los trenes de engranes ordinarios, un tren de engranes “planetario” puede ofrecer dos grados de libertad. Esto puede servir para combinar dos entradas en una sola salida o viceversa.

Los trenes de engranes planetarios representan un costo de fabricación y mantenimiento más alto que el de los trenes de engranes ordinarios, sin embargo, se emplean por dos razones:

- 1) Ciertas situaciones requieren de dos grados de libertad.

- 2) Cuando se trata de transmisión de potencia con un grado de libertad de un eje de entrada a un eje de salida, muchas veces es posible lograr la misma relación de engranajes en un espacio más reducido, y transmitir más potencia, si se utilizan trenes de engranes planetarios en lugar de ordinarios.

Si un tren de engranes debe transmitir potencia de un solo eje de entrada a un solo eje de salida, debe tener un sólo grado de libertad. Se le llama “transmisión” a un tren de engranes de este tipo, ya que transmite potencia de la entrada (impulsora) a la salida (impulsada). Este tipo de configuraciones se puede utilizar para que funcione como transmisión, fijando un miembro a tierra y eliminando un grado de libertad.

Un tren de engranes planetario, se compone de tres tipos distintos de componentes el sol, los planetas y la corona o anillo.

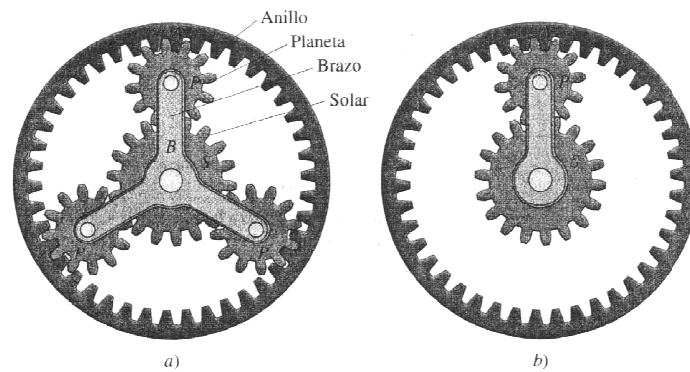


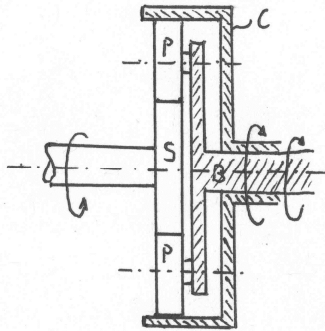
Figura III-1 Distribución de un engrane planetario: a) Con tres planetas (común), b) Con un planeta (sólo para análisis). [B-4]

3.1. ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

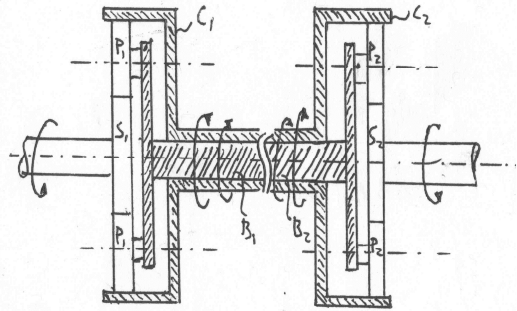
Se desarrollaron varias propuestas para la configuración de la transmisión del vehículo, todas parten de un sistema “tren de engranes planetario” con distintas configuraciones y complementos. Todas estas se mencionan a continuación:

1. Emplear un sistema convencional de “tren planetario” en el que el componente de entrada sea el “sol” y las dos salidas sean el “brazo” el cual es el portador de los planetarios y la “corona”. El funcionamiento del sistema consiste en conectar el motor eléctrico del vehículo al componente “sol” y mediante un sistema de frenos bloquear alternativamente el “brazo” o la “corona” de modo que el movimiento lo efectúe el componente desbloqueado. Esto permitirá tener dos relaciones de velocidad en la salida del sistema que a su vez será acoplado a una relación de catarinas que permita enviar la potencia a la rueda motriz del vehículo por medio de una cadena permitiendo; así el movimiento del vehículo.
2. Emplear dos sistemas como el mencionando en el punto 1, acoplados uno a continuación del otro, de manera que en vez de tener sólo dos velocidades, se obtengan cuatro, de modo que se puedan conectar o desconectar según se requiera.
3. Implementar un sistema conectado al eje del motor que permita el acoplamiento/desacoplamiento de dos catarinas, de este modo la cadena del sistema cambia de una catarina conductora a otra, en la misma línea de la cadena permitiendo; así variar las relaciones de giro sin tener que descarrilarla de forma transversal. Durante el tiempo que cada una de estas catarinas se encuentran desconectadas giran libremente accionadas por la cadena realizando la función de una “rueda tensora”.
4. Partiendo del sistema de “tren planetario”, se propone realizar una reconfiguración en sus componentes, agregando una hilera paralela a los “planetas” e interconectándolos; así como agregar un “sol” a la salida. El funcionamiento se realizaría permitiendo la rotación del “sol” de entrada y fijando la “corona” a tierra, de manera que los dos componentes de salida fueran el “brazo” que se encontraría sujetando ambos arreglos de planetas y el componente “sol” de salida.

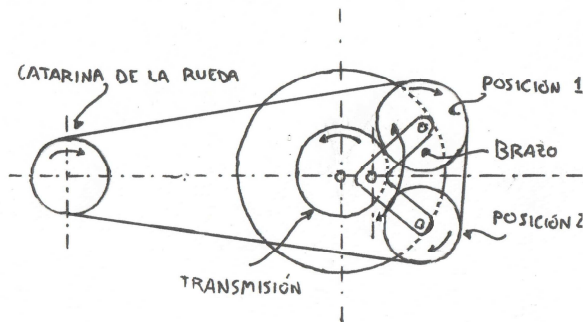
A continuación, se muestran bocetos que ejemplifican las propuestas anteriormente descritas:



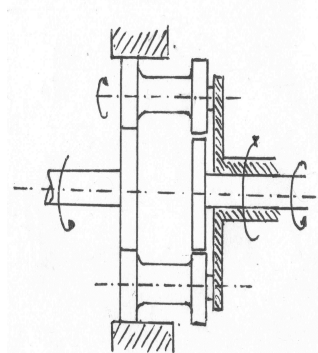
Opción 1. Sol en interacción con los planetas que a su vez mueven el brazo y la corona alternativamente.



Opción 2. Sol primario en interacción con un primer juego de planetas que accionan un primer par de brazo y corona conectados directamente a un segundo par que acciona un sol secundario como salida del sistema.



Opción 3. Sol interconectado con dos catarinas alternativamente por medio de un brazo basculante que cambia la relación de la transmisión en el mismo plano.



Opción 4. Sol en interacción con una primera relación de giro de los planetas conectada a la corona, y a su vez conectados a una segunda combinación que mueven el brazo y un sol secundario alternativamente.

Figura III-2 Bocetos de las distintas opciones mencionadas

3.2. ANÁLISIS DE DE LOS SISTEMAS PROPUESTOS

Tabla III-2 Tabla comparativa de las ventajas y desventajas de los sistemas propuestos.

OPCIÓN	VENTAJAS	DESVENTAJAS
1	Simplicidad de funcionamiento. Bajo requerimiento de espacio. Sistema con la menor cantidad de componentes. Bajo desgaste en componentes. Bajo peso. Altamente confiable.	Requiere la colocación de una carcaza de protección. Pocas relaciones de giro disponibles.
2	Mayor cantidad de relaciones de giro disponibles. Bajo desgaste en componentes.	Alto requerimiento de espacio. Complejidad de funcionamiento. Elevado peso. Requiere la colocación de una carcaza de protección. *Esta configuración provoca que el segundo sistema vaya a espejo de la primera sin tener necesariamente las mismas dimensiones exteriores.
3	Bajo requerimiento de espacio. Bajo peso.	Alto desgaste de componentes. Poco confiable. Pocas relaciones de giro disponibles. Requiere la colocación de una carcaza de protección.
4	Bajo desgaste en componentes. Mayor cantidad de relaciones de giro disponibles. Bajo peso. Sistema confiable.	Requiere la colocación de una carcaza de protección. *El movimiento del "brazo" y del "sol" de salida, son contrarios, por lo que solo proporciona una relación de giro aprovechable de manera directa requiriendo otro sistema para invertir el giro.

A continuación, se presenta una tabla comparativa en la cual se toman en cuenta la importancia de las propiedades de cada una de las propuestas con respecto a las otras considerando el valor "0" cuando no tenga importancia una con la otra y el valor "1" cuando sea a la inversa, sumando todos los valores al final, de modo que estos permitan determinar la importancia general de cada una de las propiedades.

Tabla III-3 Tabla de ponderación.

PROPIEDADES	COSTO	PESO	SIMPLICIDAD DE DISEÑO	TAMAÑO	CONFIABILIDAD	FACILIDAD DE FABRICACIÓN	TOTALES
COSTO							0
PESO	1						1
SIMPLICIDAD DE DISEÑO	1	1					2
TAMAÑO	0	1	1				2
CONFIABILIDAD	0	1	1	0			2
FACILIDAD DE FABRICACIÓN	1	0	1	0	1		3

Una vez determinada la importancia de cada una de las propiedades buscadas en el sistema a seleccionar, se plantearon una serie de tablas, en las cuales se evalúa cada sistema por separado listando una vez más las propiedades y asignando un valor en un intervalo del 1 al 5 en la primera columna numérica de izquierda a derecha en donde el 1 es “muy malo” y donde 5 es “muy bueno” considerando las descripciones anteriores de cada sistema. En la siguiente columna se colocan los valores obtenidos como “totales” en la tabla anterior. Finalmente, en la última columna se colocan los resultados de multiplicar entre si los valores colocados en cada renglón obteniendo una sumatoria al final de la tabla que muestra un valor total asignado al sistema evaluado, entre más alto sea este valor, mejor es el sistema para la aplicación buscada.

✓ Opción 1

PROPIEDADES	VALOR ASIGNADO	TOTAL PREVIO	TOTAL
PESO	4	1	4
SIMPLICIDAD DE DISEÑO	4	2	8
TAMAÑO	3	2	6
CONFIABILIDAD	4	2	8
FACILIDAD DE FABRICACIÓN	3	3	9
	SUMATORIA		35

✓ Opción 2

PROPIEDADES	VALOR ASIGNADO	TOTAL PREVIO	TOTAL
PESO	1	1	1
SIMPLICIDAD DE DISEÑO	2	2	4
TAMAÑO	1	2	2
CONFIABILIDAD	3	2	6
FACILIDAD DE FABRICACIÓN	2	3	6
	SUMATORIA		19

✓ Opción 3

PROPIEDADES	VALOR ASIGNADO	TOTAL PREVIO	TOTAL
PESO	5	1	5
SIMPLICIDAD DE DISEÑO	3	2	6
TAMAÑO	5	2	10
CONFIABILIDAD	2	2	4
FACILIDAD DE FABRICACIÓN	2	3	6
		SUMATORIA	31

✓ Opción 4

PROPIEDADES	VALOR ASIGNADO	TOTAL PREVIO	TOTAL
PESO	4	1	4
SIMPLICIDAD DE DISEÑO	2	2	4
TAMAÑO	3	2	6
CONFIABILIDAD	1	2	2
FACILIDAD DE FABRICACIÓN	2	3	6
		SUMATORIA	22

3.3. SELECCIÓN DEL SISTEMA

Se determinó en base al análisis que se muestra en el apartado anterior que el sistema más conveniente para la aplicación buscada es la correspondiente a la opción número uno, ya que, su diseño deberá de ser más ligero, sencillo y compacto que las opciones número dos y cuatro respectivamente, permitiendo de esta forma, colocar sin mayores problemas sistemas complementarios a su alrededor posteriormente. Así mismo al no tener componentes que deban de estar impactando entre sí constantemente, tal como sucede en la opción número tres, permitirá mantener un bajo desgaste de los mismos siendo de esta manera altamente confiable.

Finalmente, se consideró que este sistema le permitirá al piloto seleccionar la relación más conveniente de la caja durante la carrera.

CAPÍTULO IV. DISEÑO Y ANÁLISIS DE LA CONFIGURACIÓN

Tomando como base el sistema seleccionado en el capítulo anterior, se presentará una propuesta de diseño y configuración para un sistema funcional que permita ser colocado en el vehículo.

4.1. BASES DEL DISEÑO

El funcionamiento básico del sistema seleccionado permite tener una entrada y dos salidas de potencia como se explicó en el capítulo anterior, sin embargo, para su empleo práctico, es necesario agregar algunos componentes periféricos de manera que el sistema pueda ser bloqueado permitiendo seleccionar entre cada una de las salidas del sistema alternativamente.

Tomando como referencia el diseño propuesto seleccionado en el capítulo III, se puede apreciar que es necesario el empleo de un sistema de frenado que permita bloquear el brazo y/o la corona según se requiera de una forma rápida e intermitente permitiendo; así el cambio de la relación de salida de la transmisión.

4.2. COMPONENTES DISPONIBLES

4.2.1. Sistemas de Frenado

Para la implementación de este sistema, se realizó una investigación sobre el funcionamiento de este tipo de configuraciones, su procedimiento de cálculo y variaciones más comunes. Asimismo, se investigaron diversos métodos que permitieran realizar el frenado y liberación de componentes de forma que fuese posible el intercambio de velocidades de salida del sistema. A continuación se presentan algunos sistemas de frenado propuestos que al ser implementados son capaces de permitir un correcto funcionamiento del sistema.

Tabla IV-1 Descripción de los sistemas de frenado.

Tipo	Descripción
Frenos de banda	Frenos accionados por medio de una banda la cuál presiona la periferia de un eje o tambor hasta frenarlo por medio de la fricción generada.
Frenos de bloque o tambor	Presionan al menos dos elementos desgastables contra la circunferencia interna de un cilindro o eje deteniéndolo por fricción.
Disco de freno con calíper mecánico accionado por chicote.	Presionan dos elementos desgastables contra los costados de un disco o rotor giratorio deteniéndolo mediante fricción.
Disco de freno con calíper hidráulico.	Presionan dos elementos desgastables contra los costados de un disco o rotor giratorio deteniéndolo mediante fricción.

4.2.2. Evaluación de los sistemas propuestos

A continuación, se presenta una evaluación de los sistemas propuestos siguiendo la misma lógica empleada en el capítulo anterior para la evaluación de opciones de diseño.

Tabla IV-2 Tabla de ponderación.

PROPIEDADES	COSTO	PESO	EFICIENCIA	TAMAÑO	CONFIABILIDAD	TOTALES
COSTO						0
PESO	1					1
EFICIENCIA	1	1				2
TAMAÑO	0	1	0			1
CONFIABILIDAD	1	1	1	0		3

✓ *Frenos de banda*

PROPIEDADES	VALOR ASIGNADO	TOTAL PREVIO	TOTAL
PESO	1	1	1
EFICIENCIA	3	2	6
TAMAÑO	2	1	2
CONFIABILIDAD	1	3	3
		SUMATORIA	12

✓ *Frenos de bloque o tambor*

PROPIEDADES	VALOR ASIGNADO	TOTAL PREVIO	TOTAL
PESO	1	1	1
EFICIENCIA	3	2	6
TAMAÑO	2	1	2
CONFIABILIDAD	2	3	6
		SUMATORIA	15

✓ *Freno de disco con calibrador mecánico*

PROPIEDADES	VALOR ASIGNADO	TOTAL PREVIO	TOTAL
PESO	4	1	4
EFICIENCIA	4	2	8
TAMAÑO	3	1	3
CONFIABILIDAD	4	3	12
		SUMATORIA	27

✓ *Freno de disco con calibrador hidráulico*

PROPIEDADES	VALOR ASIGNADO	TOTAL PREVIO	TOTAL
PESO	4	1	4
EFICIENCIA	4	2	8
TAMAÑO	5	1	5
CONFIABILIDAD	4	3	12
		SUMATORIA	29

Se determinó que la opción más conveniente para el sistema planteado, es el uso de discos de freno con calibradores hidráulicos, empleados usualmente en bicicletas, debido a la alta diferencia de peso de los mismos con respecto a los de banda o de tambor. Así mismo se consideró la alta confiabilidad de este sistema bajo cualquier clima y su conveniencia de empleo ya que estos permiten aplicar una mayor fuerza de frenado al sistema que sus contrapartes accionadas por chicotes. Por otro lado, también se consideró más sencillo el diseño de la disposición y calibración de las bombas hidráulicas del sistema con respecto a su contraparte accionada por chicotes, haciendo el sistema más confiable para una competencia.

4.2.3. Sistema cadena-catarina

Para la determinación del tamaño de las catarinas a utilizar se consideraron los datos disponibles del motor, sus rangos de velocidad final buscados para el vehículo en las diferentes relaciones de giro de salida de la transmisión y los tipos de cadenas normalmente utilizados en el campeonato "Electratón" y su capacidad.

Debido a lo anterior se consultó la literatura y se consideró la recomendación de diseño de emplear catarinas de un mínimo de 17 dientes por la velocidad de giro a la que estará sometido [B-7], por lo que se consultó la capacidad de transmisión de potencia de las cadenas industriales disponibles en el rango de velocidad angular de 2000 rpm buscados a la salida de la caja entre la misma y la rueda, por lo que se determinó que una cadena ANSI #40¹ permite manejar la potencia necesaria de 5.4 hp determinada para impulsar el vehículo a 80 km/h.²

A continuación, se buscaron distintas opciones comerciales las cuales pudiesen cumplir con los requerimientos buscados para el diseño. A continuación, se enlistan las siguientes opciones:

¹ Consultar ANEXO B.

² Los cálculos referentes a los valores mencionados se pueden consultar en el Capítulo V.

Tabla IV-3 Descripción y valoración de sistemas cadena-catarina.

Tipo	Ventajas	Desventajas
Catarinas de bicicleta	Componentes muy ligeros. Fáciles de conseguir. Relativamente económicos.	Sección transversal muy delgada. Usualmente se venden en conjuntos pre-ensamblados. Requieren un sistema de sujeción especial.
Catarinas industriales comerciales	Fáciles de conseguir. Sección transversal según normas ANSI. Fácil sujeción a los ejes. Ajustables a requerimientos específicos.	Costo elevado. Componentes más pesados que los de bicicleta.
Catarinas fabricadas a la medida	Ajuste perfecto a los requerimientos buscados.	Alto tiempo de fabricación. Dificultad de fabricación. Alto costo de fabricación.

Para las catarinas a utilizar, se determinó que las catarinas fabricadas para componentes industriales son mejores para esta aplicación, ya que aún cuando las empleadas en bicicletas tienen el mismo paso, el poco espesor de sus dientes y la configuración de sus acoplamientos dificultan el diseño y fabricación de los ejes en las que serán acopladas debido a la forma de su conexión, así como el inconveniente de que las mismas comúnmente se venden en conjuntos pre-ensamblados y no por separado lo cual dificulta su empleo.

4.3. DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO

El sistema propuesto se muestra en el boceto presentado a continuación:

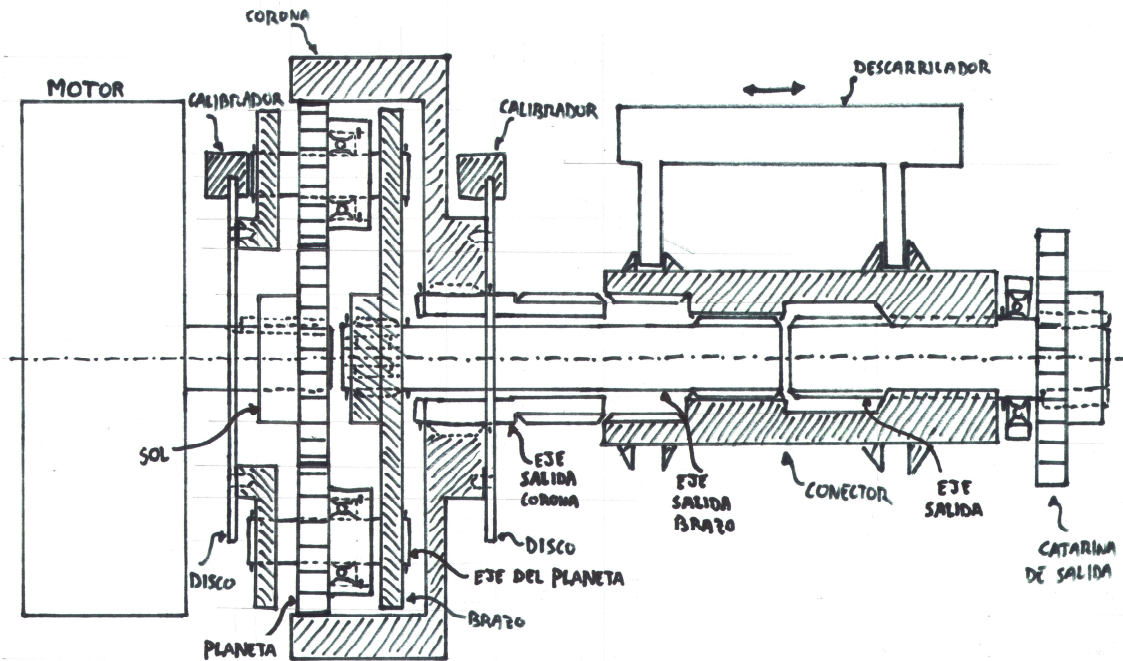


Figura IV-1 Diagrama de componentes propuestos.

El sistema tendrá dos relaciones de velocidad más una posición neutral entre ellas.

La flecha del motor se conecta a una “Catarina invertida” (también llamada “sol”) que gira de forma continua. A esta “Catarina invertida” se le acoplan varias catarinas (también llamadas “planetas”), que se sujetan mediante ejes a un “brazo” de salida de potencia de la caja de velocidades, del que se obtiene la primera relación de velocidad o posición uno de la caja.

A continuación, se conecta una pieza con características similares a la “Catarina invertida” conectada a la flecha del motor (también llamada “corona”), sin embargo, en este caso se acopla en el mismo plano de las catarinas o “planetas” que utiliza la primera velocidad que son la salida de potencia del que se obtiene la segunda velocidad de la caja.

Ya definidas la colocación de las piezas móviles del sistema, se destaca la necesidad de bloquear alternadamente el sistema de manera que se seleccione entre la primera y segunda velocidad de la transmisión. Para esto, se coloca un segundo brazo conectado a las catarinas mediante sus mismos ejes, el cual está colocado entre el motor y la “corona” y que lleva adaptado disco de freno, de modo que al ser accionado su “caliper”, detenga el movimiento del brazo, permitiendo el libre movimiento de la “corona”.

Para bloquear la “corona”, se realiza un procedimiento similar al descrito anteriormente, pero en este caso el disco de freno está colocado del lado opuesto del sistema sobre el eje que transmite la salida de potencia que proviene de la “corona”, permitiendo el bloqueo de la misma y a su vez el libre giro del “brazo” correspondiente a las catarinas.

Finalmente, debido a que el sistema debe de tener dos ejes de salida colineales (uno dentro del otro), se debe de poder alternar entre ellos de modo que se pueda conectar a una única “catarina de salida” que acciona la cadena que a su vez mueve la rueda motriz del vehículo. Para esto, se pretende colocar un sistema de acoplamientos móviles que puede deslizarse de un lado a otro conectado y desconectando alternadamente cada uno de los ejes de salida (tanto del “brazo” como el de la “corona”).

Posteriormente a un breve análisis dimensional, se determinó que la configuración descrita anteriormente para el montaje de las catarinas correspondientes a los “planetas” del sistema requiere demasiado espacio al tiempo que puede podría generar problemas de ensamble principalmente por el espacio disponible entre el motor y la “corona” por lo que se eliminó el disco de freno para bicicleta que se proponía colocar entre el motor y la caja y se optó por realizar una modificación que sustituye el disco y el “brazo” que lo soportaría por una única pieza que realiza ambas funciones y permite colocar su respectivo “caliper” en la periferia de sistema facilitando de esta forma su ensamble al tiempo que permite una construcción más compacta del mismo. Este nuevo componente descrito va montado sobre el mamelón correspondiente al “sol” mediante el empleo de un cojinete de tal forma que el peso de dicho componente descansa sobre la flecha del motor y permita de manera simultánea el centrado de los “planetas” en su posición de operación.

Finalmente, se presenta a continuación la configuración propuesta para realizar el diseño a detalle del sistema descrito anteriormente.

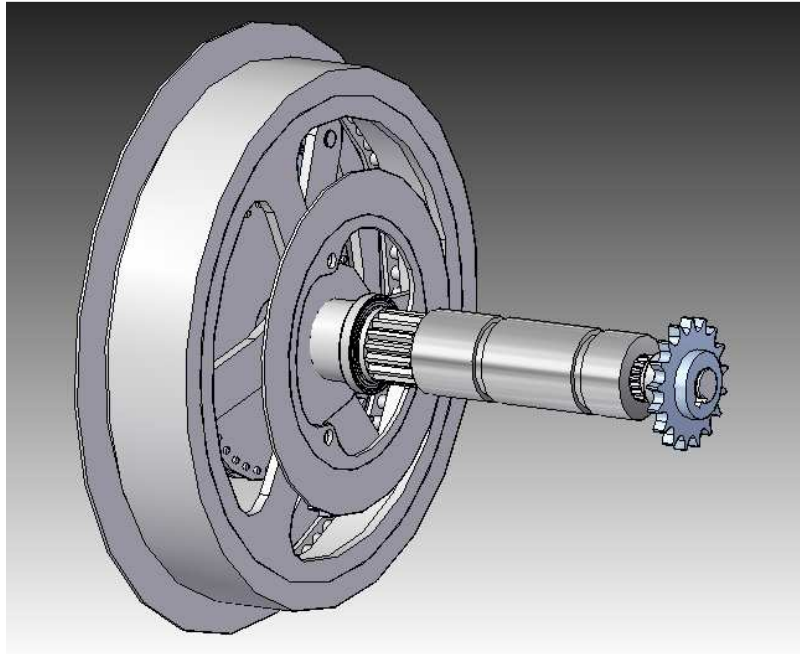


Figura IV-2 Vista en perspectiva lateral por la derecha del sistema.

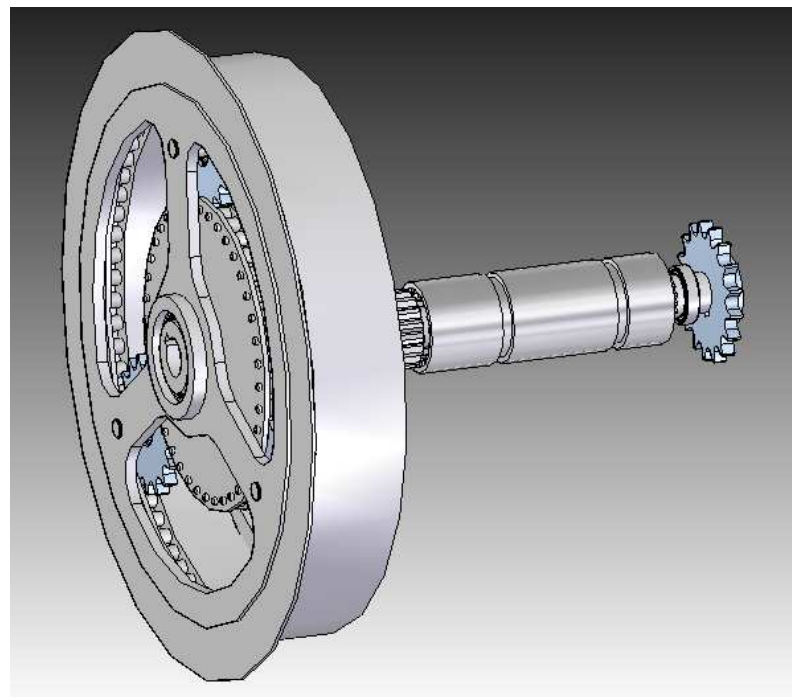


Figura IV-3 Vista en perspectiva lateral por la izquierda del sistema.

4.4. DISEÑO A DETALLE

Posteriormente a la determinación del funcionamiento y componentes del sistema se procedió a la generación de cálculos, planos de los componentes y selección de los componentes comerciales que se enlistan a continuación y que pueden ser consultados en el ANEXO F de este trabajo.

PLANOS:

1. Brazo.
2. Conector.
3. Cople de freno de la corona.
4. Corona.
5. Eje de la corona.
6. Eje del brazo.
7. Eje de salida.
8. Eje de satélites.
9. Freno de la corona.
10. Freno del brazo.
11. Sol.

CALCULOS:

1. Cálculo de eje de salida.
2. Cálculo del diámetro mínimo necesario para los ejes de las catarinas planetarias.
3. Cálculo de estrías de eje de salida, brazo y corona.

COMPONENTES COMERCIALES

1. Anillos de retención.
2. Rodamientos.
3. Catarinas.
4. Cadenas.

CAPÍTULO V. MEMORIA DE CÁLCULO

En este capítulo se muestran los cálculos realizados para el funcionamiento del sistema, las opciones disponibles y las proporciones que tiene la propuesta de diseño realizada.

5.1. Cálculo de potencia requerida en la rueda motriz para impulsar el vehículo a una velocidad de 80 [km/h]

Se consideró una pendiente del 5%, la constante $C = 0.25$ normalmente empleada en vehículos de tipo turismo, gravedad $g = 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$ y un peso específico del aire CNPT $\delta = 1.2 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$

Resistencia por Rodadura (R_r)

$$R_r [Kg] = 15(P) [ton]$$

$$R_r = 15(0.2) [kg]$$

$$R_r = 3 [kg]$$

Resistencia por pendiente (R_p)

$$R_p = 10Px [kg]$$

$$R_p = (10)(0.2)(5) [kg]$$

$$R_p = 10 [Kg]$$

Resistencia por el aire (R_a)

$$R_a = kSV^2$$

Calculando k

$$k = \delta \frac{C}{2g}$$

$$\delta = 1.2 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$k = 1.2 \left(\frac{0.25}{2(9.81)} \right) \left[\frac{\frac{kg}{m^3}}{\frac{m}{s^2}} \right]$$

$$k = 0.015291 \left[\frac{kg \cdot s^2}{m^4} \right]$$

Calculando la velocidad lineal V

$$V = 80 \left[\frac{km}{h} \right] \left(\frac{1h}{3600s} \right) \left(\frac{1000m}{1km} \right) = 22.2222 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Cálculo de la superficie proyectada S

$$S = 0.8 \cdot a \cdot h [m^2]$$

$$S = (0.8)(1)(0.9)[m^2]$$

$$S = 0.72[m^2]$$

Finalmente

$$R_a = \left(0.015291 \left[\frac{kg \cdot s^2}{m^4} \right] \right) (0.72[m^2]) \left(22.2222 \left[\frac{m}{s} \right] \right)^2$$

$$R_a = 5.43679[kg]$$

Resistencia total (R_T)

$$R_T = R_a + R_p + R_r$$

$$R_T = 5.43679 + 10 + 3[kg]$$

$$R_T = 18.4368[kg]$$

Potencia en ruedas motrices (W_r)

$$W_r = (R_a + R_p + R_r)V$$

$$W_r = (18.4368 [kg]) \left(22.2222 \left[\frac{m}{s} \right] \right)$$

$$W_r = 409.706 \left[\frac{kg \cdot m}{s} \right]$$

$$W_r = 409.706 \left[\frac{kg \cdot m}{s} \right] \left(\frac{9.81[N]}{1[kg]} \right)$$

$$W_r = 4019.2[W] = 5.39[hp]$$

Calculo basado en el procedimiento del libro con la referencia [B-2]

5.2. Cálculo de número de dientes requeridos para cada componente y su relación de giro

A continuación se presenta un cálculo con el cual se determinan los dientes requeridos por los componentes “sol”, “cadena” y “corona” para posteriormente conocer la relación de giro de salida de los componentes de salida “brazo” y “corona” que será empleado para conocer la relación final de giro entre cada cambio de velocidad permitiendo determinar de esta forma la velocidad máxima teórica del vehículo para cada una de las anteriores en las condiciones planteadas.

Velocidad de entrada de la caja (w_{caja}): 3500 [rpm]

- ✓ Valores propuestos para el número de dientes del “sol” y “planetas”

$$N_{Sol} = 40 \text{ Dientes}$$

$$N_{Planetas} = 17 \text{ Dientes}$$

- ✓ Cálculo de dientes correspondientes a la “Corona”

$$N_{Corona} = N_{Sol} + 2N_{Planetas}$$

$$N_{Corona} = 40 + 2(17)$$

$$N_{Corona} = 74 \text{ Dientes}$$

- ✓ Cálculo de Velocidad relativa de los planetas o velocidad de giro del “brazo”

$$w_{Brazo} = \frac{V_{entrada}}{\left(1 + \left(\frac{N_{Corona}}{N_{Sol}}\right)\right)}$$

$$w_{Brazo} = \frac{3500[rpm]}{\left(1 + \left(\frac{74[Dientes]}{40[Dientes]}\right)\right)} = \frac{3500}{2.85} = 1228.07[rpm]$$

$$w_{Brazo} = 1228.07[rpm]$$

✓ *Cálculo de Velocidad de giro de la “corona”*

Se calcula la velocidad de giro del “planeta”

$$w_{Planeta} = \frac{V_{Entrada}}{-\left(\frac{N_{Planeta}}{N_{Sol}}\right)} = \frac{3500[rpm]}{-\left(\frac{17}{40}\right)} = -8235.30[rpm]$$

$$V_{Planeta} = -8235.30[rpm]$$

A continuación, se calcula la velocidad de giro de la “corona”

$$w_{Corona} = \frac{V_{Planeta}}{\left(\frac{N_{Corona}}{N_{Planeta}}\right)} = \frac{-8235.30[rpm]}{\left(\frac{74[Dientes]}{17[Dientes]}\right)} = -1891.89[rpm]$$

$$V_{Corona} = -1891.89[rpm]$$

✓ *Cálculo de las relaciones de giro de salida de la caja para el “brazo” y la “corona”*

a) *Relación de salida del “brazo”*

$$R.S._{Brazo} = \frac{V_{Entrada}}{V_{Brazo}} = \frac{3500[rpm]}{1228.07[rpm]} = 2.85$$

$$R.S._{Brazo} = 2.85$$

b) *Relación de salida de la “corona”*

$$R.S._{Corona} = -\frac{V_{Entrada}}{V_{Corona}} = -\frac{3500[rpm]}{-1892.89[rpm]} = 1.85$$

$$R.S._{Corona} = 1.85$$

Calculo basado en el procedimiento del libro con la referencia [B-6],[B-7] y [B-9]

5.3. Cálculo del sistema “Catarina de salida de la caja–rueda impulsora”.

Este cálculo respalda la selección de componentes mencionada anteriormente en la sección 4.2.3, en la que se menciona el número de dientes mínimo de las catarinas y el tipo de cadena a utilizar.

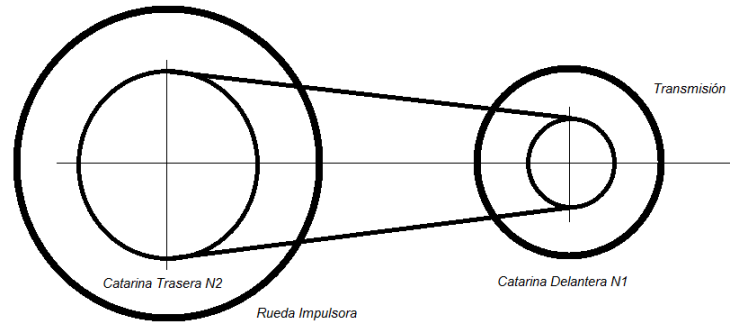


Figura V-1 Diagrama de componentes

Potencia transmitida = 5.389 [hp]
 Velocidad de salida de la caja = 2000 rpm
 Velocidad de la rueda motriz = 840 – 940 rpm
 Factor de servicio = 1.3
 Potencia de diseño = 1.3 (5.389) = 7.0057 [hp]

$$Relación = \frac{2000 \left[\frac{rpm}{rpm} \right]}{900 \left[\frac{rpm}{rpm} \right]} = 2.2222$$

Cadena #40 (ANSI)
 Paso 0.5 [pulg]

$$N_1 = 17 \text{ Dientes}$$

$$N_2 = N_1 \times Relación = 17(2.2222) = 37.7778$$

Considerando únicamente la parte entera del valor obtenido se tiene

$$N_2 = 37 \text{ Dientes}$$

Velocidad de salida

$$n_2 = n_1 \left(\frac{N_1}{N_2} \right) = 2000 \left(\frac{17}{37} \right) = 918.92 \text{ [rpm]}$$

$$n_2 = 918.92 \text{ [rpm]}$$

Diámetros de paso de las catarinas

$$D_1 = \frac{P}{\operatorname{sen}\left(\frac{180^\circ}{N_1}\right)} = \frac{0.5}{\operatorname{sen}\left(\frac{180}{17}\right)} = \frac{0.5}{0.18375} = 2.7211 \text{ [pulg]}$$

$$D_2 = \frac{P}{\operatorname{sen}\left(\frac{180^\circ}{N_2}\right)} = \frac{0.5}{\operatorname{sen}\left(\frac{180}{37}\right)} = \frac{0.5}{0.084806} = 5.89581 \text{ [pulg]}$$

Longitud de cadena

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

$$C = 40 \text{ pasos}$$

$$L = 2(40) + \frac{37 + 17}{2} + \frac{(37 - 17)^2}{4\pi^2(40)} = 80 + 27 + \frac{400}{1579.14} = 107.253$$

$$L = 107.253 \text{ [Pasos]}$$

Redondeando al siguiente valor entero se tiene

$$\mathbf{L = 108 \text{ [Pasos]}}$$

Distancia teórica entre centros

$$L = 108 \text{ [Pasos]}$$

$$c = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \left[\frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2} \right]} \right]$$

$$c = \frac{1}{4} \left[108 - \frac{37 + 17}{2} + \sqrt{\left[108 - \frac{37 + 17}{2} \right]^2 - \left[\frac{8(37 - 17)^2}{4\pi^2} \right]} \right]$$

$$c = 40.3745 \text{ [Pasos]}$$

$$c = 20.18 \text{ [pulg]}$$

Restando el 1% como factor de ajuste se tiene

$$c = 20.18 \text{ [pulg]} - (0.2018 \text{ [pulg]})(20.18 \text{ [pulg]})$$

$$\mathbf{c = 16.11 \text{ [pulg]} (409.194 \text{ [mm]})}$$

Ángulo de contacto

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2c} \right]$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{5.89581 - 2.7211}{2(20.18)} \right]$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1}(0.07866)$$

$$\theta_1 = 170^\circ$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \operatorname{sen}^{-1}[0.07866]$$

$$\theta_2 = 189.02^\circ$$

Calculo basado en el procedimiento del libro con la referencia [B-7]

5.4. Ficha técnica obtenida para el sistema “Catarina de salida de la caja – rueda impulsora”

En esta tabla se muestran todos los valores calculados para el sistema de conexión de la caja de velocidades con la rueda impulsora.

Datos Iniciales	
Aplicación	Vehículo Electrón
Fuente/tipo	Motor Eléctrico B&S Etek
Máquina movida	Vehículo Electrón
Entrada de potencia	5.385 hp
Factor de servicio	1.3
Velocidad de entrada	2000 rpm
Velocidad de salida deseada	900 rpm
Datos calculados	
Potencia de diseño	7 hp
Relación de velocidades	2.22
Decisiones de diseño – Tipo de cadena y número de dientes	
Cantidad de hileras	1
Factor por hilera	1.0
Potencia requerida por hilera	---
Número de cadena	40
Número de dientes – Catarina motriz	17
Número de dientes calculado – Catarina conducida	37.77
Número de dientes elegido	37
Datos calculados	
Velocidad real de salida	918.92 rpm
Diámetro de paso – Catarina motriz	2.72 pulg
Diámetro de paso – Catarina conducida	5.89 pulg
Distancia entre centros, longitud de cadena y ángulo de contacto	
Distancia nominal entre centros	40
Longitud nominal de cadena, calculada	107.25 pasos
Número de pasos específico	108 pasos
Distancia calculada real entre centros	40.37 pasos
Ángulo de contacto – Catarina motriz	170°
Ángulo de contacto – Catarina conducida	189°

Tabla de referencia tomada del libro con la referencia [B-7]

5.5. **Tabla de velocidad máxima alcanzada por el vehículo por cambio según las distintas relaciones de giro probadas**

En la siguiente tabla se muestran varias opciones de combinación de dientes para el “sol” y los “planetas” calculadas de manera que fuera posible determinar la mejor combinación entre ellos tomando como base la velocidad máxima final deseada en el vehículo.

De esta forma, se pueden observar en la tabla dos franjas de cada color las cuales representan la velocidad máxima del vehículo para cada velocidad de la caja dependiendo del número de dientes de los componentes empleados, considerando el uso del sistema “Catarina de salida de la caja–rueda impulsora” (calculado previamente), la velocidad angular máxima del motor a 3500 rpm en todos los casos.

Tabla V-1 Tabla de comparación de relaciones de velocidad.

VELOCIDAD [Km/h]	RUEDA [rpm]	Relación motor/rueda	Aplicación de la relación de la caja a la rueda de 2.22
45	470	7.45	3.35
46	480	7.29	3.28
47	491	7.13	3.21
48	501	6.98	3.15
49	512	6.84	3.08
50	522	6.70	3.02
51	533	6.57	2.96
52	543	6.45	2.90
53	553	6.32	2.85
54	564	6.21	2.80
55	574	6.09	2.74
56	585	5.98	2.70
57	595	5.88	2.65
58	606	5.78	2.60
59	616	5.68	2.56
60	627	5.59	2.52
61	637	5.49	2.47
62	647	5.41	2.43
63	658	5.32	2.40
64	668	5.24	2.36
65	679	5.16	2.32

Tabla V-2 Tabla de comparación de relaciones de velocidad (continuación).

VELOCIDAD [Km/h]	RUEDA [rpm]	Relación motor/rueda	Aplicación de la relación de la caja a la rueda de 2.22
66	689	5.08	2.29
67	700	5.00	2.25
68	710	4.93	2.22
69	721	4.86	2.19
70	731	4.79	2.16
71	741	4.72	2.13
72	752	4.65	2.10
73	762	4.59	2.07
74	773	4.53	2.04
75	783	4.47	2.01
76	794	4.41	1.99
77	804	4.35	1.96
78	815	4.30	1.94
79	825	4.24	1.91
80	835	4.19	1.89
81	846	4.14	1.86
81.60343316	852	4.11	1.85
82	856	4.09	1.84
83	867	4.04	1.82
84	877	3.99	1.80
85	888	3.94	1.78

	Con 40 dientes en el sol y 17 en los planetas
	Con 34 dientes en el sol y 17 en los planetas
	Con 30 dientes en el sol y 17 en los planetas.

5.6. Cálculo de satélites posibles con la configuración propuesta

En este cálculo se determina la cantidad máxima de satélites que es posible colocar dentro de la configuración propuesta así como la cantidad de satélites igualmente espaciados en el mismo.

$$\begin{aligned}N_1 &= 40 \text{ DIENTES} \\N_2 &= 17 \text{ DIENTES} \\N_3 &= 74 \text{ DIENTES}\end{aligned}$$

Cantidad máxima de satélites dentro de la configuración.

$$\begin{aligned}n_{max} &= \frac{180}{\text{sen}^{-1} \left[\frac{(N_2 + 2)}{(N_1 + N_2)} \right]} \\n_{max} &= \frac{180}{\text{sen}^{-1} [17 + 2 / 40 + 17]} = \frac{180}{\text{sen}^{-1} [19 / 57]} = \frac{180}{19.4712} \\n_{max} &= 9.244\end{aligned}$$

Considerando únicamente la parte entera del valor obtenido se tiene

$$n_{max} = 9 \text{ SATELITES}$$

Número de satélites posibles igualmente espaciados dentro de la configuración.

$$\begin{aligned}n &= \frac{N_3 + N_1}{c} \\n &= \frac{74 + 40}{c} = \frac{114}{c} \\n &= 1, 2, 3, 6\end{aligned}$$

Calculo basado en el procedimiento del libro con la referencia [B-7]

5.7. Análisis de los componentes actualmente montados en el vehículo

En este apartado se analiza el sistema montado inicialmente en el vehículo considerando sus componentes y la velocidad máxima calculada en carrera de modo que los valores obtenidos puedan ser empleados posteriormente con fines comparativos al caracterizar el diseño propuesto.

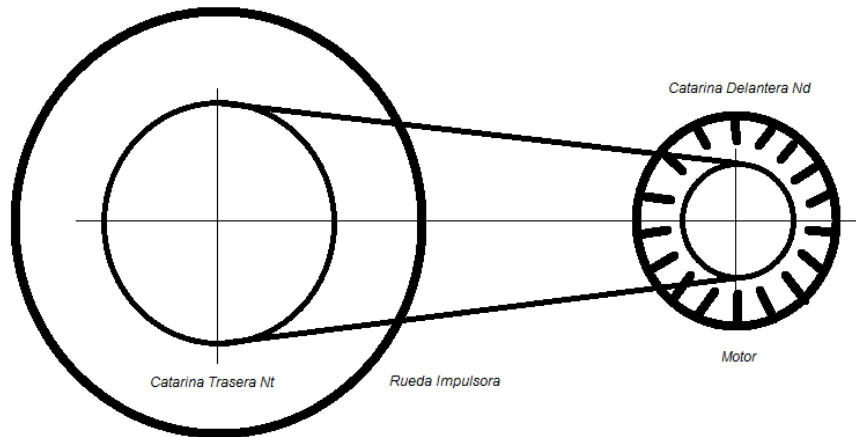


Figura V-2 Diagrama de partes

✓ Velocidad de rotación de la rueda trasera (n):

$$r = 10[\text{pulg}] = 0.254[\text{m}]$$

$$V = 70 \left[\frac{\text{km}}{\text{h}} \right] = \left(\frac{1000[\text{m}]}{1[\text{km}]} \right) \left(\frac{1[\text{h}]}{3600[\text{s}]} \right) = 19.44 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$P = \pi d = \pi(2)(0.254[\text{m}]) = 1.5959[\text{m}]$$

$$n_{\text{rueda}} = \frac{V}{P} = \frac{19.44 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]}{1.59593[\text{m}]} = 12.18 \left(\frac{[\text{rev}]}{[\text{s}]} \right) \left(\frac{60[\text{s}]}{1[\text{min}]} \right) = 730.86[\text{rpm}]$$

$$\mathbf{n_{rueda} = 730.86[\text{rpm}]}$$

✓ **Número de dientes en la catarina trasera (N_t)**

$$D = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{N}\right)}$$

$$P = \frac{3}{8} = 0.375[\text{pulg}]$$

$$D = 17.5[\text{cm}] = 6.88976[\text{pulg}]$$

Se despejó para obtener N

$$\text{sen}\left(\frac{180}{N}\right) = \frac{P}{D}$$

$$\frac{180}{N} = \text{sen}^{-1}\left(\frac{P}{D}\right)$$

$$N = \frac{180}{\text{sen}^{-1}\left(\frac{P}{D}\right)} = \frac{180}{\text{sen}^{-1}\left(\frac{0.375}{6.88976}\right)} = \frac{180}{3.12007} = 57.691$$

Considerando únicamente la parte entera del valor obtenido se tiene

$$N_t = 57 \text{ DIENTES}$$

✓ **Número de dientes de la catarina delantera (N_d)**

$$D = 4.5[\text{cm}] = 1.77165[\text{in}]$$

$$N = \frac{180}{\text{sen}^{-1}\left(\frac{0.375}{1.77165}\right)} = \frac{180}{12.22} = 14.7299$$

Considerando únicamente la parte entera del valor obtenido se tiene

$$N_d = 14 \text{ DIENTES}$$

✓ **Velocidad de giro del motor a la máxima velocidad alcanzada**

Con los datos anteriores, se determinó la velocidad de giro del motor a máxima velocidad.

$$F.S. = 1.0$$

$$Potencia = 6[hp]$$

$$Velocidad\ de\ salida\ en\ la\ rueda = 730.64 [rpm]$$

$$Velocidad\ del\ motor = Desconocida$$

$$N_t = 57\ Dientes$$

$$N_d = 14\ Dientes$$

$$n_2 = 730.86 [rpm]$$

$$n_2 = n_1 \left(\frac{N_1}{N_2} \right)$$

Despejando

$$n_1 = \frac{n_2}{\left(\frac{N_1}{N_2} \right)} = \frac{730.64[rpm]}{\left(\frac{14}{57} \right)} = 2975.64[rpm]$$

$$\mathbf{n_{motor} = 2975.64[rpm]}$$

Se puede apreciar que la velocidad de giro del motor es menor a la velocidad de mejor desempeño del mismo, motivo por el cual su consumo energético durante la carrera es demasiado alto.³

Calculo basado en el procedimiento del libro con la referencia [B-7]

³ Consultar gráfica de especificaciones del motor en el ANEXO D

CONCLUSIONES

De acuerdo al objetivo propuesto al inicio del trabajo se concluye lo siguiente:

1. Se concretó la propuesta de diseño de una transmisión mecánica para el vehículo "Electratón", ya que se generaron los cálculos y los planos referentes a los componentes desarrollados y se determinaron todos los componentes comerciales necesarios para la fabricación y caracterización del sistema.
2. La propuesta presentada tiene la capacidad de ser acoplada al motor eléctrico del vehículo de competencia.
3. Debido a la propia configuración del sistema se considera que el mismo podría cumplir con la reducción del consumo energético. Sin embargo, esta información no podrá ser cuantificada hasta que el prototipo sea caracterizado y comparado con el sistema actualmente instalado en el vehículo.

Debido a lo anterior, se concluye que el sistema presentado cumple con las necesidades (características y especificaciones) del vehículo del serial "Electratón" así como la generación de innovación tecnológica ya que no fue encontrado ningún sistema parecido en el mercado, por lo cual se presentará este desarrollo en el registro de patentes.

RECOMENDACIONES

Se considera que en el sistema presentado en el presente trabajo puede ser tomado como base para generar una versión optimizada mediante el uso de otros materiales de construcción que permitan una reducción del tamaño actual sin comprometer su integridad y funcionamiento.

Se espera que este desarrollo favorezca y motive la optimización y el desarrollo de sistemas tanto actuales como nuevos para la constante mejora de los prototipos presentados la UNAM.

GLOSARIO DE TÉRMINOS

CADENA: Elemento de transmisión de potencia formado por una serie de eslabones unidos con pernos. [B-7]

CATARINAS: Ruedas dentadas en cuyos dientes se intercalan los eslabones de las cadenas. [B-7]

FLECHA: Es un componente de dispositivos mecánicos que transmite movimiento rotatorio y potencia. [B-7]

ENGRANE: Ruedas dentadas cilíndricas que se usan para transmitir movimiento y potencia desde un eje giratorio hasta otro. [B-7]

ESTRÍAS: Son una serie de cuñas axiales, maquinadas en un eje, con sus correspondientes ranuras maquinadas en el barreno de la parte acoplada (engrane, polea, catarina, etc.). Ejercen la misma función que una cuña, transmitiendo par torsional del eje al elemento acoplado. Debido a que suelen usarse cuatro estrías o más, en comparación con una o dos cuñas, el resultado es una transferencia más uniforme del par torsional, con menor carga sobre determinada parte de la interfase eje/cubo. [B-7]

FRENO: Es un dispositivo para detener un sistema en movimiento, o para disminuir su velocidad o controlarla en cierto valor, bajo condiciones variables. [B-7]

FRENO DE BANDA: Sólo se usa como freno; el material de fricción está sobre una banda flexible, que casi rodea a un tambor cilíndrico fijo a la máquina que se va a controlar. Cuando se desea frenar, la banda se aprieta sobre el tambor y ejerce una fuerza tangencial que detiene la carga. [B-7]

FRENO DE BLOQUE O DE ZAPATA: Las balatas curvas y rígidas del material de fricción son oprimidas contra la superficie de un tambor, desde su exterior o su interior, y ejercen una fuerza tangencial que detiene la carga. [B-7]

FRENO DE DISCO: Se fija a un rotor en forma de disco a la máquina que se va a controlar. Las balatas de fricción, que sólo cubren una pequeña porción del disco están contenidas en un conjunto fijo llamado "calibrador", y son oprimidas contra el disco. [B-7]

TREN DE ENGRANES: Arreglo de varios engranes conectados entre sí para lograr la reducción deseada. [B-6]

BIBLIOGRAFÍA

- [B-1] Borja Ramírez, V. & Ramírez Reivich, A. C., 2006. *INNOVACIÓN DEL PRODUCTO*. México: Premio Nacional de Tecnología.
- [B-2] Cascajosa, M., 2005. *INGENIERÍA DE VEHÍCULOS SISTEMAS Y CÁLCULOS*. 2a ed. México: Alfaomega.
- [B-3] Erdman, A. G. & Sandor, G. N., 1997. *DISEÑO DE MECANISMOS, ANÁLISIS Y SÍNTESIS*. 3a ed. s.l.:Prentice Hall Hispanoamericana.
- [B-4] Hamrock, B. J., Jacobson, B. O. & Schmid, S. R., 2000. *ELEMENTOS DE MÁQUINAS*. México: McGraw Hill/Interamericana Editores.
- [B-5] Hibbeler, R. C., 2004. *MECÁNICA VECTORIAL PARA INGENIEROS. DINÁMICA*. 10a ed. s.l.:PEARSON EDUCATION.
- [B-6] Mabie, H. H. & Ocvirk, F. W., 1990. *MECANISMOS Y DINÁMICA DE MAQUINARIA*. 3a ed. s.l.:LIMUSA.
- [B-7] Mott, R. L., 2006. *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS*. 4a ed. s.l.:PEARSON EDUCATION.
- [B-8] Norton, R. L., 1999. *DISEÑO DE MÁQUINAS*. 4a ed. s.l.:PEARSON EDUCATION.
- [B-9] Shigley, J. E. & Mitchell, L. D., 1985. *DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA*. 3a ed. s.l.:McGraw-Hill.

HEMEROGRAFÍA

- [H-1] Autozine, s.f. *Autozine*. [En línea]
Available at: http://www.autozine.org/technical_school/gearbox/tech_gear_manual.htm
[Último acceso: 20 01 2012 5:20 pm].
- [H-2] Bosch, s.f. *Bosch*. [En línea]
Available at: <http://rb-kwin.bosch.com/ar/es/powerconsumptionemissions/gasolinesystems/transmissioncontrol/cvt.html>
[Último acceso: 20 01 2012 5:45 pm].
- [H-3] Chain, M. H., s.f. *Manufacturer HZPT Chain*. [En línea]
Available at: <http://www.hzpt.com/asacn.htm>
[Último acceso: 13 Octubre 2011 6:00 pm].
- [H-4] Electratón, C., s.f. *Campeonato Electratón*. [En línea]
Available at: <http://www.electraton.com.mx/historia.htm>
[Último acceso: 18 Octubre 2011 8:00 pm].
- [H-5] MECÁNICA, T., s.f. *TECNOLOGÍA MECÁNICA*. [En línea]
Available at: <http://www.sitenordeste.com/mecanica/transmision.htm>
[Último acceso: 14 Septiembre 2011 1:15 pm].
- [H-6] SAE-ANSI, C., s.f. *Gomafiltros*. [En línea]
Available at: <http://www.gomafiltros.com/productos/cadenas/medidas.php>
[Último acceso: 24 11 2011 8:40 pm].
- [H-7] Shimano, s.f. *Sheldon Brown*. [En línea]
Available at: <http://sheldonbrown.com/nexus7.shtml>
[Último acceso: 20 01 2012 5:40 pm].

CAPÍTULO VI. ANEXOS

ANEXO A. Historia del serial “Electratón”

En 1992, se inició en México el diseño y la construcción del Primer Auto Solar de Carreras Mexicano, TONATIUH. El proyecto, cuyo costo aproximado fue de US\$350,000, estuvo patrocinado por importantes empresas e instituciones del país, entre las que destacan: IUSA, SEP, CONAE, NAFIN, IIUNAM, Mexicana de Aviación, TMM, Xcaret, Australia New Zealand Direct Lines, AT&T, Malaysia Airlines, Tame Composite Division, Hotel del Mar Campeche, UNUM, Fluke-Mexel, Dayama Tupperware, DAESA, Michelin.

TONATIUH 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 y, para ello, a FÓRMULA SOL, S.C. ELECTRATÓN LA CATEGORÍA Y LOS CURSOS

La FÓRMULA ELECTRATÓN EXPERIMENTAL (F/Ex), categoría que se define como el vehículo eléctrico en su mínima expresión, nace en Inglaterra en 1978, llegando a Australia en 1980, en 1990 a Estados Unidos y en 1993 a México.

FÓRMULA SOL, comienza por impartir cursos de diseño y construcción de vehículos eléctricos F/Ex, escribe un libro para el curso y en 1995 lanza el Primer CAMPEONATO NACIONAL ELECTRATÓN MÉXICO.

ELECTRATÓN GUATEMALA

En 1997 y 1998 FÓRMULA SOL organiza el campeonato ELECTRATÓN GUATEMALA '98, con la participación de 19 vehículos de las cuatro universidades más importantes de Guatemala.

En noviembre 2004 concluye el DÉCIMO CAMPEONATO NACIONAL DELPHI ELECTRATÓN MÉXICO, sumando con ello más de 70 carreras.

Los 12 cursos impartidos hasta la fecha a más de 600 personas se han traducido en la construcción de más de 250 vehículos ELECTRATÓN, cuyas escuderías han integrado un total aproximado de 1,700 personas.

En el año 2005 El Coordinador del Foro Científico y Tecnológico pide a Industria Nacional de Autopartes A.C. evite la desaparición del Campeonato ELECTRATÓN MÉXICO ya que los organizadores tienen otras responsabilidades y proyectos personales.

Industria Nacional de Autopartes A.C. (INA) ha llevado a cabo la organización del proyecto Electratón uniendo una visión propia y la de los fundadores, logrando así un desarrollo inmerso en la industria automotriz, promoviendo el capital humano idóneo para el sector, una cultura de excelencia entre los jóvenes mexicanos mediante el reto de competir a través de los diferentes procesos de creación de este proyecto e integrándolos a la industria.

Para el año 2008 se espera un incremento de vehículos en la zona centro, el cual tendrá que ser limitado a 30 autos por seguridad en la pista. Así mismo, se ha iniciado la expansión del proyecto Electratón a nivel nacional, abriendo el campeonato en el Norte de México, con lo cual se ofrece un proyecto integrador a las Instituciones Educativas de la región así como a profesionistas y seguidores del automovilismo.

INA junto con sus patrocinadores, está convencida del beneficio que trae este proyecto a la sociedad mexicana, llevando a cabo un proyecto que no solo promueve tecnologías limpias y respetuosas del medio ambiente, sino que ayuda a la formación del capital humano idóneo para el futuro de México.”

ANEXO B. Capacidades en caballos de fuerza – Cadena simple de rodillos ANSI No.40 [B-7]

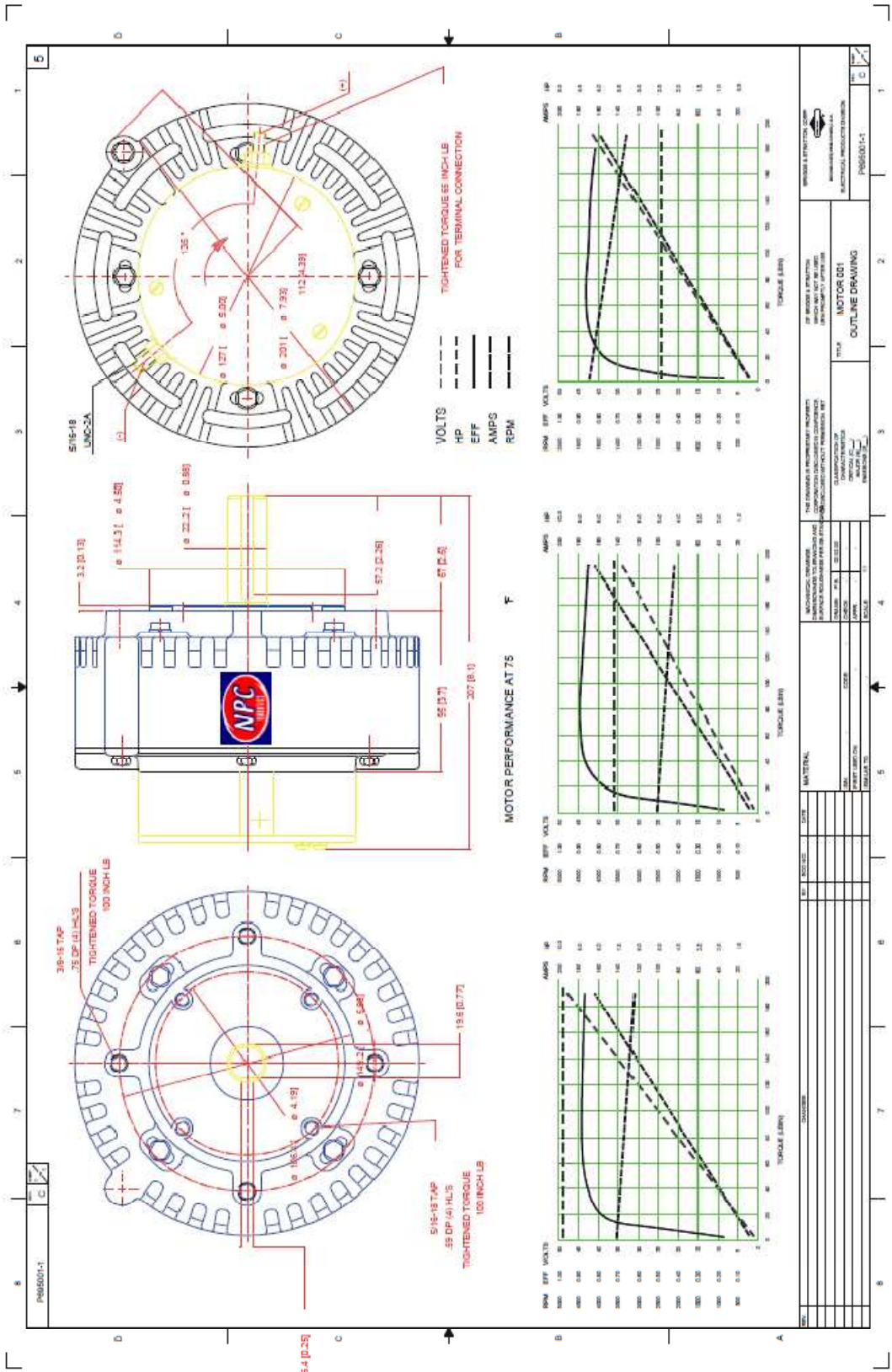
TABLA 7-5 Capacidades en caballos de fuerza - Cadena simple de rodillos número 40

Núm. de dientes	Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min																												
	0.500 pulgadas de paso																												
	10	25	50	100	180	200	300	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2500	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000				
11	0.06	0.14	0.27	0.52	0.91	1.00	1.48	2.42	3.34	4.25	4.70	5.60	6.49	5.57	4.66	3.70	2.85	2.17	1.72	1.41	1.01	0.77	0.61	0.50	0.00				
12	0.06	0.15	0.29	0.56	0.99	1.09	1.61	2.64	3.64	4.64	5.13	6.11	7.09	6.34	5.31	4.22	3.25	2.47	1.96	1.60	1.15	0.87	0.69	0.57	0.00				
13	0.07	0.16	0.31	0.61	1.07	1.19	1.75	2.86	3.95	5.02	5.56	6.62	7.68	7.15	5.99	4.76	3.66	2.79	2.21	1.81	1.29	0.98	0.78	0.00	0.00				
14	0.07	0.17	0.34	0.66	1.15	1.28	1.88	3.08	4.25	5.41	5.98	7.13	8.27	7.99	6.70	5.31	4.09	3.11	2.47	2.02	1.45	1.10	0.87	0.00	0.00				
15	0.08	0.19	0.36	0.70	1.24	1.37	2.02	3.30	4.55	5.80	6.41	7.64	8.86	8.86	7.43	5.89	4.54	3.45	2.74	2.24	1.60	1.22	0.97	0.00	0.00				
16	0.08	0.20	0.39	0.75	1.32	1.46	2.15	3.52	4.86	6.18	6.84	8.15	9.45	9.76	8.18	6.49	5.00	3.80	3.02	2.47	1.77	1.34	1.00	0.00	0.00				
17	0.09	0.21	0.41	0.80	1.40	1.55	2.29	3.74	5.16	6.57	7.27	8.66	10.04	10.69	8.96	7.11	5.48	4.17	3.31	2.71	1.94	1.47	1.00	0.00	0.00				
18	0.09	0.22	0.43	0.84	1.48	1.64	2.42	3.96	5.46	6.95	7.69	9.17	10.63	11.65	9.76	7.75	5.97	4.54	3.60	2.95	2.11	1.60	1.00	0.00	0.00				
19	0.10	0.24	0.46	0.89	1.57	1.73	2.56	4.18	5.77	7.34	8.12	9.66	11.22	12.64	10.59	8.40	6.47	4.92	3.91	3.20	2.29	1.60	1.00	0.00	0.00				
20	0.10	0.25	0.48	0.94	1.65	1.82	2.69	4.39	6.07	7.73	8.55	10.18	11.81	13.42	11.44	9.07	6.99	5.31	4.22	3.45	2.47	1.77	1.34	0.00	0.00				
21	0.11	0.26	0.51	0.98	1.73	1.91	2.83	4.61	6.37	8.11	8.98	10.69	12.40	14.10	12.30	9.76	7.52	5.72	4.54	3.71	2.65	1.94	1.34	0.00	0.00				
22	0.11	0.27	0.53	1.03	1.81	2.01	2.96	4.83	6.68	8.50	9.40	11.20	12.99	14.77	13.19	10.47	8.06	6.13	4.87	3.98	2.85	2.00	1.34	0.00	0.00				
23	0.12	0.28	0.56	1.08	1.90	2.10	3.10	5.05	6.98	8.89	9.83	11.71	13.58	15.44	14.10	11.19	8.62	6.55	5.20	4.26	3.05	2.11	1.34	0.00	0.00				
24	0.12	0.30	0.58	1.12	1.98	2.19	3.23	5.27	7.28	9.27	10.26	12.22	14.17	16.11	15.03	11.93	9.18	6.99	5.54	4.54	3.20	2.29	1.60	0.00	0.00				
25	0.13	0.31	0.60	1.17	2.06	2.28	3.36	5.49	7.59	9.66	10.69	12.73	14.76	16.78	15.98	12.68	9.76	7.43	5.89	4.82	3.45	2.47	1.77	1.34	0.00				
26	0.13	0.32	0.63	1.22	2.14	2.37	3.50	5.71	7.89	10.04	11.11	13.24	15.35	17.45	16.95	13.45	10.36	7.88	6.25	5.12	3.71	2.65	1.94	1.34	0.00				
28	0.14	0.35	0.67	1.31	2.31	2.55	3.77	6.15	8.50	10.82	11.97	14.26	16.53	18.79	18.94	15.03	11.57	8.80	6.99	5.72	4.54	3.20	2.29	1.60	0.00				
30	0.15	0.37	0.72	1.41	2.47	2.74	4.04	6.59	9.11	11.59	12.82	15.28	17.71	20.14	21.01	16.67	12.84	9.76	7.75	6.34	5.12	3.71	2.65	1.94	1.34	0.00			
32	0.16	0.40	0.77	1.50	2.64	2.92	4.31	7.03	9.71	12.38	13.68	16.30	18.89	21.48	23.14	18.37	14.14	10.76	8.54	7.11	5.72	4.54	3.20	2.29	1.60	0.00			
35	0.18	0.43	0.84	1.64	2.88	3.19	4.71	7.69	10.62	13.52	14.96	17.82	20.67	23.49	26.30	21.01	16.17	12.30	9.76	8.11	6.25	4.82	3.45	2.47	1.77	1.34	0.00		
40	0.21	0.50	0.96	1.87	3.30	3.65	5.38	8.79	12.14	15.45	17.10	20.37	23.62	26.85	30.06	25.67	19.76	15.03	12.00	10.00	7.88	6.25	4.82	3.45	2.47	1.77	1.34	0.00	
45	0.23	0.56	1.08	2.11	3.71	4.10	6.08	9.89	13.66	17.39	19.24	22.92	26.57	30.20	33.82	30.63	23.58	18.00	14.50	12.00	9.76	7.88	6.25	4.82	3.45	2.47	1.77	1.34	0.00

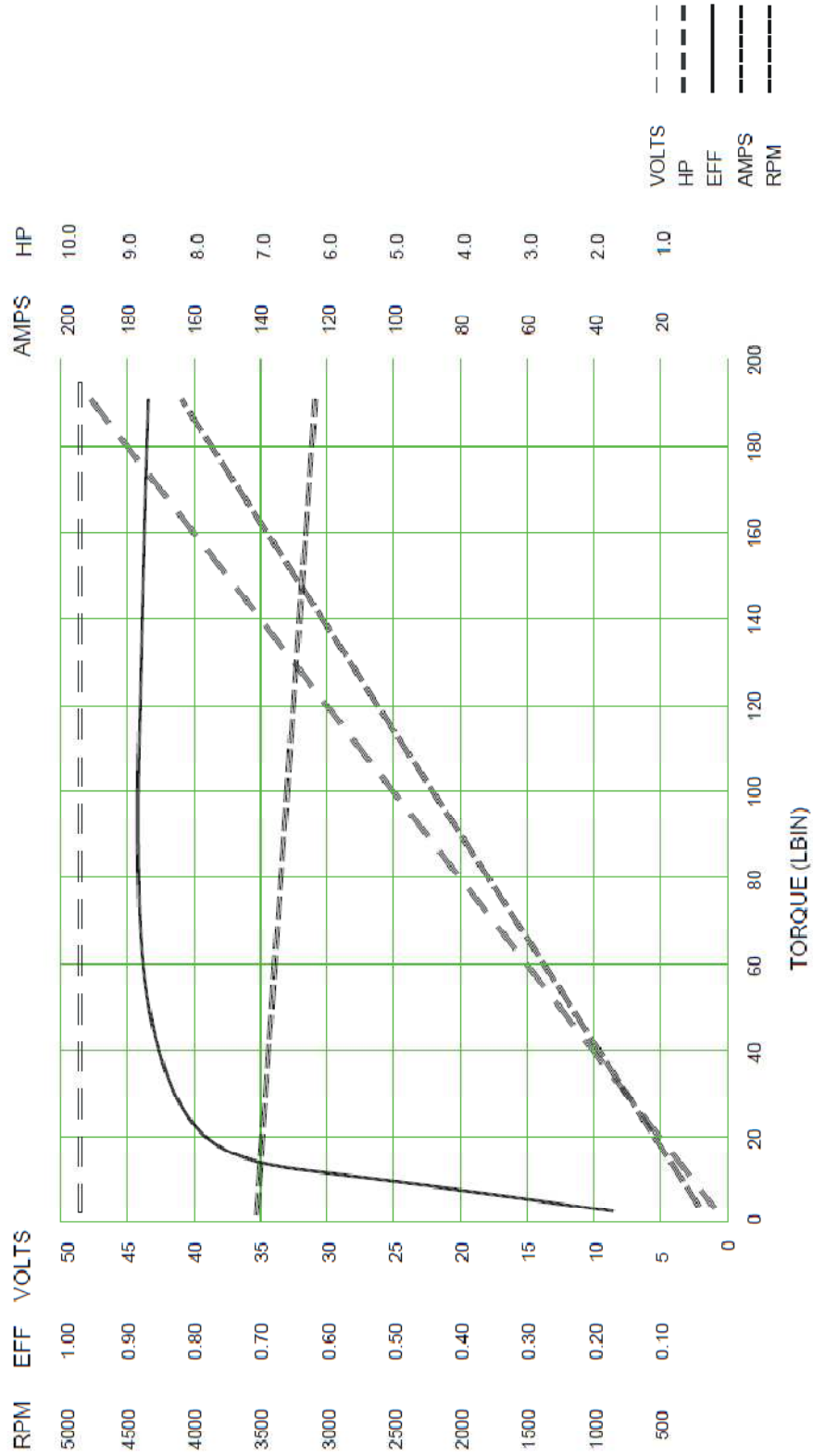
Tipo A: Lubricación manual o por goteo
 Tipo B: Lubricación en baño o con disco
 Tipo C: Lubricación con chorro de aceite

Fuente: American Chain Association, Naples, FL

ANEXO C. Plano dimensional y gráficas de rendimiento motor Etek by Briggs&Stratton



ANEXO D. Gráficas de especificaciones del Motor "Etek" de Briggs & Stratton



ANEXO E. Manual de Uso Motor "Etek" de Briggs & Stratton

Briggs & Stratton is renowned worldwide for leadership in power technology.

You have counted on our gas engines for performance, power, reliability, and profitability. Now, you can get those same benefits from our Etek™ Electric Motor System. An innovative product in battery powered equipment.

Do not let the small size fool you. The uniquely integrated Etek™ system provides a highly efficient combination of hardworking power and torque. Compared to other DC motor systems, the Etek™ system reduces maintenance costs, uses less energy and offers a longer operating life. All in a smaller, lighter weight design.

The compact size, 50% smaller and 20 lbs. lighter than other motors, results in a high power-to-weight ratio. You get high torque at low speeds and longer run life between charges.

SAFETY




Warning Symbol: The safety alert symbol is used to identify safety information about hazards which can result in death, serious injury, and/or property damage.

WARNING: Indicates a hazard which, if not avoided could result in death or serious injury.

CAUTION: Indicates a hazard which, if not avoided might result in death or serious injury.

CAUTION: when used without the alert symbol, indicates a situation that could result in damage to the motor.

HAZARD SYMBOLS AND MEANINGS

Moving Parts  Shock  Fire 

WARNING



Electrocution or serious injury can occur if proper precautions are not followed.

- DO NOT pour or spray water on the motor while running or cleaning.
- DO NOT attempt to repair or make adjustments to the motor while in operation.
- Keep the motor clean of grass, chaff and dirt. An accumulation of combustible material around or on the motor will prevent cooling and may result in a fire, and personal injury.

WARNING



Rotating parts can contact or entangle hands, feet, hair, clothing, or accessories. Traumatic amputation or severe laceration can result.

Operate unit with guards in place.
Keep hands and feet away from rotating parts.
Tie up long hair and remove jewelry.
Do not wear loose-fitting clothing, dangling drawstring or items that could become caught.

FEATURES



Motor provides 32 ft-lbs of torque independent of vehicle voltage. Maximum speed is self regulating and is set by the manufacturer to meet specific application requirements. Improved regenerative braking can be set to meet terrain requirements and individual needs for "feel". Reduces brake wear and enhances battery life.

- Axial air gap DC disc armature motor means a lot of power in a small package.
- Permanent magnet field provides high efficiency and minimal loss of speed as motor increases.
- Reliability and rugged construction, with no commutator connections, reduce maintenance costs and extend motor life.
- High power-to-weight ratio due to compact disc construction and integral commutator.
- Lightweight aluminum frame.



GENERAL INFORMATION

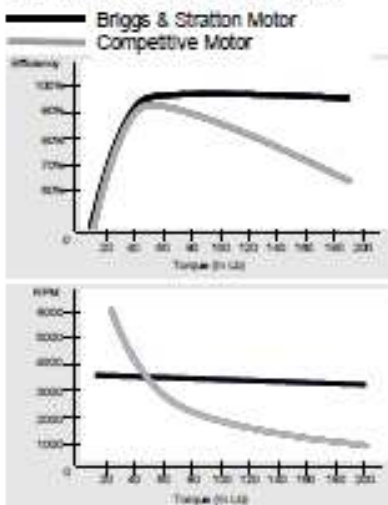


Voltage Constant: 72 RPM per Volt
Torque Constant: 1.14 in lb/Amp (0.13 Nm/Amp)
Maximum Motor Current: 330 amps for 1 minute
Motor Weight: 21 lbs.
Motor Output: Maximum 15 Hp, 6 Hp continuous
Maximum Motor Voltage: 48 V.D.C.
Maximum No Load Current: 6 Amp

OPERATION



In tests, the Briggs & Stratton Etek™ motor outperformed the competition by maintaining consistent speed and optimal efficiency across a wide range of loads.



APPLICATION



WARNING

Briggs & Stratton does not approve or authorize the use of this motor on 3-wheel All Terrain Vehicles (ATVs), motor bikes, aircraft products or vehicles intended for use in competitive events. Use of this motor in such applications could result in property damage, serious injury (including paralysis), or even death.

WARNING

Battery gas can explode.

- Keep sparks and flames away from batteries.
- Never place a metal object across battery posts to check for charge - use a voltmeter or hydrometer.
- Keep battery post and electrical connection covers in place.



WARNING

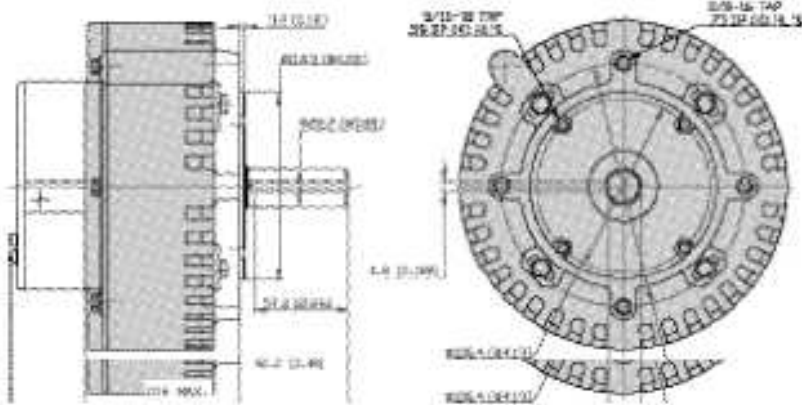
Ensure proper battery capacity for the desired output.

- Do not use battery pack voltages above 48 volts.
- Never connect motor directly to battery power without the use of a contactor(s) and/or electronic controller.
- Batteries develop extremely high currents, use precaution.



WARNING

Briggs & Stratton recommends the use of overcurrent protection when applying this motor. Use of properly sized fuses and/or breakers are recommended.



MAINTENANCE



WARNING

Batteries can develop extremely high currents. Motor removal, or brush housing replacement should be done by a qualified technician.

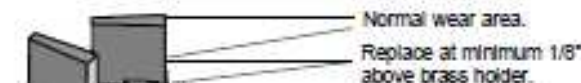


DEBRIS CLEANING

Periodically remove grass, chaff or dirt around the air cooling vents of the frame to prevent overheating of the motor.

BRUSH INSPECTION

Yearly or every 100 hours have brushes inspected for wear. Replacement of brush housing is recommended when brush length is at 1/8" above brass holder. Torque brush cover bolts to 8.8 in. lbs.



CAUTION:
Failure to inspect brushes could cause serious damage to the motor.

SERVICE



The Briggs & Stratton Elek™ motor is so durable and efficient, we are only offering the brush pack as a service item.



Brush housing To order use: P/N 696952. Includes complete brush set along with cover (p/n 696953), bolts and washers.



WARNING

DO NOT disassemble the motor. Voltage and output have been pre-set by the factory. Any tampering with the magnet settings may cause serious damage to the motor.

To obtain replacement parts, you may locate your nearest Authorized Briggs & Stratton Service Dealer in our dealer locator map on our web site www.briggsandstratton.com or in the



"Yellow Pages" directory under "Engines, Gasoline" or similar category.



Briggs & Stratton motor technology is licensed from Lynch IP under U.S. Patent No. 4,823,020 and PCT Patent Application No. PCT/GB94/028121.

ABOUT YOUR ENGINE WARRANTY

Briggs & Stratton welcomes warranty repair and apologizes to you for being inconvenienced. Any Authorized Service Dealer may perform warranty repairs. Most warranty repairs are handled routinely, but sometimes requests for warranty service may not be appropriate. For example, warranty would not apply if engine damage occurred because of misuse, lack of routine maintenance, shipping, handling, warehousing or improper installation. Similarly, warranty is void if the serial number of the engine has been removed or the engine has been altered or modified.

If a customer differs with the decision of the Service Dealer, an investigation will be made to determine whether the warranty applies. Ask the Service Dealer to submit all supporting facts to its Distributor or the Factory for review. If the Distributor or the Factory decides that the claim is justified, the customer will be fully reimbursed for those items that are defective. To avoid misunderstanding which might occur between the customer and the Dealer, listed below are some of the causes of engine failure that the warranty does not cover.

Normal wear: Engines, like all mechanical devices, need periodic parts service and replacement to perform well. Warranty will not cover repair when normal use has exhausted the life of a part or an engine.

Improper maintenance: The life of an engine depends upon the conditions under which it operates, and the care it receives. Some applications, such as blowers, pumps and rotary mowers, are very often used in dusty or dirty conditions, which can cause what appears to be premature wear. Such wear, when caused by dirt, dust, spark plug clearing grit, or other abrasive material that has entered the engine because of improper maintenance, is not covered by warranty.

This warranty covers engine-related defective material and/or workmanship only, and not replacement or refund of the equipment to which the engine may be mounted. Nor does the warranty extend to repairs required because of:

1. PROBLEMS CAUSED BY PARTS THAT ARE NOT ORIGINAL BRIGGS & STRATTON PARTS.
2. Equipment controls or installations that prevent starting, cause unsatisfactory engine performance, or shorten engine life. (Contact equipment manufacturer.)
3. Leaking carburetors, clogged fuel pipes, sticking valves, or other damage, caused by using contaminated or stale fuel. (Use clean, fresh, lead-free gasoline and Briggs & Stratton gasoline stabilizer, Part No. 5041.)
4. Parts which are scored or broken because an engine was operated with insufficient or contaminated lubricating oil, or an incorrect grade of lubricating oil (check oil level daily or after every 5 hours of operation. Refill when necessary and change at recommended intervals.) OIL GUARD may not shut down running engine. Engine damage may occur if oil level is not properly maintained. Read Operating & Maintenance Instructions.
5. Repair or adjustment of associated parts or assemblies such as ditches, transmissions, remote controls, etc., which are not manufactured by Briggs & Stratton.

6. Damage or wear to parts caused by dirt, which entered the engine because of improper air cleaner maintenance, re-assembly, or use of a non-original air cleaner element or cartridge. (At recommended intervals, clean and re-oil the Oil-Foam element or the foam pre-cleaner, and replace the cartridge.) Read Operating & Maintenance Instructions.
7. Parts damaged by overspeeding, or overheating caused by grass, debris, or dirt, which plugs or clogs the cooling fins, or flywheel area, or damage caused by operating the engine in a confined area without sufficient ventilation. (Clean fins on the cylinder, cylinder head and flywheel at recommended intervals.) Read Operating & Maintenance Instructions.
8. Engine or equipment parts broken by excessive vibration caused by a loose engine mounting, loose cutter blades, unbalanced blades or loose or unbalanced impeller, improper attachment of equipment to engine crankshaft, overspeeding or other abuse in operation.
9. A bent or broken crankshaft, caused by striking a solid object with the cutter blade of a rotary lawn mower, or excessive y-belt tightness.
10. Routine tune-up or adjustment of the engine.
11. Engine or engine component failure, i.e., combustion chamber, valves, valve seats, valve guides, or burned starter motor windings, caused by the use of alternate fuels such as liquefied petroleum, natural gas, altered gasoline, etc.

BRIGGS & STRATTON OWNER WARRANTY POLICY effective July 1, 2001

LIMITED WARRANTY

Briggs & Stratton Corporation will repair or replace, free of charge, any part, or parts of the engine that are defective in material or workmanship or both. Transportation charges on parts submitted for repair or replacement under this Warranty must be borne by purchaser. This warranty is effective for the time periods and subject to the conditions stated herein. For warranty service, find the nearest Authorized Service Dealer in our dealer locator map at www.briggsandstratton.com or as listed in the "Yellow Pages" under "Engines, Gasoline" or similar category.

THERE IS NO OTHER EXPRESS WARRANTY. IMPLIED WARRANTIES, INCLUDING THOSE OF MERCHANTABILITY AND FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE, ARE LIMITED TO ONE YEAR FROM PURCHASE, OR TO THE EXTENT PERMITTED BY LAW ANY AND ALL IMPLIED WARRANTIES ARE EXCLUDED. LIABILITY FOR CONSEQUENTIAL DAMAGES UNDER ANY AND ALL WARRANTIES ARE EXCLUDED TO THE EXTENT EXCLUSION IS PERMITTED BY LAW. Some countries or states do not allow limitations on how long an implied warranty lasts, and some countries or states do not allow the exclusion or limitation of incidental or consequential damages, so the above limitation and exclusion may not apply to you. This warranty gives you specific legal rights and you may also have other rights which vary from country to country and state to state.

WARRANTY PERIOD*

Products	WITHIN U.S.A. AND CANADA		OUTSIDE U.S.A. AND CANADA	
	Consumer Use	Commercial Use	Consumer Use	Commercial Use
Vanguard™ engines.	2 years			
Diamond Plus®, Industrial Plus™, VCB, Sleeve Bore Intek™, and ELS™ engines.	2 years	1 year	2 years	1 year
Quantum®, Diamond Power®, Kool Bore Intek™, and Power Bull™ OHV engines.	2 years	90 days	2 years	90 days
Standard engines installed on lawn mowers, riders, edgers, shippers, shredders, string trimmers, blowers and SnoGard engines.	2 years	90 days	1 year	90 days
Classic™ engines and all other standard engines and products.	1 year	90 days	1 year	90 days
Etek™ electric motor.	1 year			

* NOTE THE FOLLOWING SPECIAL WARRANTY PERIODS: 5 years for consumer use, 90 days for commercial use of Touch-A-Mow™ starter on the Quantum® and Intek™ engines; 2 years for emission control systems on engines certified by EPA and CARB; 1 year for consumer use of all engines and products in India, commercial use of Vanguard™ engines in India, and consumer use of Quantum Diamond Power® and Kool Bore Intek™ engines in Australia, New Zealand, the Middle East, and Africa.

The warranty period begins on the date of purchase by the first retail consumer or commercial end user, and continues for the period of time stated in the table above. "Consumer use" means personal residential household use by a retail consumer. "Commercial use" means all other uses, including use for commercial, income-producing or rental purposes. Once an engine has experienced commercial use, it shall thereafter be considered as a commercial use engine for purposes of this warranty. Engines used in competitive racing or on commercial or rental tracks are not warranted.

NO WARRANTY REGISTRATION IS NECESSARY TO OBTAIN WARRANTY ON BRIGGS & STRATTON PRODUCTS. SAVE YOUR PROOF OF PURCHASE RECEIPT. IF YOU DO NOT PROVIDE PROOF OF THE INITIAL PURCHASE DATE AT THE TIME WARRANTY SERVICE IS REQUESTED, THE MANUFACTURING DATE OF THE PRODUCT WILL BE USED TO DETERMINE THE WARRANTY PERIOD.

Briggs & Stratton Engines Are Made Under One Or More Of The Following Patents: Design D-247,177 (Other Patents Pending)

8,126,428	5,823,153	5,919,045	5,467,679	5,197,425	5,006,893	4,995,257	4,664,702	4,433,954	DEB,308,468
8,118,213	5,819,513	5,908,948	5,326,796	5,197,422	5,078,829	4,977,679	4,664,917		DEB,308,467
8,077,063	5,813,384	5,908,961	5,271,963	5,191,864	5,058,544	4,971,219	4,633,558		DEB,308,671
8,064,027	5,809,068	5,546,565	5,269,713	5,188,669	5,040,503	4,965,118	4,630,498		DEB,308,672
8,040,787	5,785,713	5,546,561	5,265,700	5,188,342	5,040,544	4,675,446	4,522,880		DEB,366,951
8,014,608	5,648,025	5,503,125	5,243,670	5,138,896	5,009,203	4,919,593	4,520,299		DEB,361,771
8,094,715	5,642,751	5,501,203	5,238,943	5,105,331	4,988,866	4,719,652	4,483,607		DEB,375,983

ANEXO F. Planos, cálculos y listado de piezas comerciales

La información correspondiente a este anexo se encuentra restringida por cuestiones de confidencialidad.

Para cualquier aclaración al respecto favor de contactar con el Ing. Mariano García del Gallego en la Facultad de Ingeniería de la UNAM.