



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**DISEÑO DEL TREN MOTRIZ PARA UN  
PROTOTIPO DE UN VEHÍCULO DE  
ELÉCTRICO REPARTO**

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO  
(ÁREA DISEÑO)  
P R E S E N T A

**DAVID HERNÁNDEZ MORFÍN**

**DIRECTOR DE TESIS : ING. MARIANO GARCÍA DEL GÁLLEGO**

**COORDIRECTOR : M. I. ANTONIO ZEPEDA SÁNCHEZ**



**MÉXICO, D.F.**

**DICIEMBRE 2000**

286274



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**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.



**FACULTAD DE INGENIERÍA  
DIVISIÓN DE INGENIERÍA  
MECÁNICA INDUSTRIAL**

**Asunto :** Jurado para el Examen Profesional

Director de la Facultad de Ingeniería  
de la UNAM  
Presente.

El Señor David Hernández Morfín registrado en esta facultad con el número de cuenta 9132674-4 en la carrera de Ingeniero Mecánico habiendo satisfecho los requisitos académicos necesarios para realizar sus trámites de examen profesional, presenta el siguiente jurado :

- PRESIDENTE :** Dr. Marcelo López Parra
- VOCAL :** Ing. Mariano García del Gállego
- SECRETARIO :** Dr. Saúl D. Santillán Gutierrez
- 1<sup>er</sup> SUPLENTE :** M.I. Antonio Zepeda Sánchez
- 2° SUPLENTE :** M.I. Miguel A. Cruz Morales

Atentamente.

“ POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU “

Cd Universitaria, D.F , 3 de Octubre del 2000.

## **DEDICATORIA**

Gracias Dios mío por darme esta oportunidad de existir y ver lo hermosa que es la vida, por tener una madre y un padre que me amen, el ser querido por mis hermanos y estimado por todas aquellas personas que tuvieron confianza en mí para lograr las metas hoy cumplidas y por haber.

Con todo el cariño quiero dedicar este trabajo :

A mis Papas, por quererme, guiarme y tener fe en mí.

A mis hermanos, Gabriel y Maru, por compartir momentos tan importantes de mi infancia y en estos momentos.

A sus respectivas parejas, Claudia y Victor, por brindarme su apoyo.

A mis simpáticos sobrinos, Gaby y Fer por avivar la alegría que hay en mí.

Y con mucho afecto, a una persona tan especial en mi vida que me ha dado amor, ternura, comprensión y felicidad. ¡ Te amo Sara ¡

Al mismo tiempo, quiero dedicar todo este esfuerzo a mis maestros, compañeros y amigos de esta gloriosa universidad. A quien sabremos llevar en alto, a cualquier parte con respeto, júbilo y los más importante, con responsabilidad.

Agradezco a mis asesores Mariano García y Antonio Zepeda; así como también a mis maestros Miguel A. Cruz, Marcelo López y Saúl Santillán; por su ayuda en la elaboración de esta tesis.

Gracias a Glendy, Arturo, Enrique, Toño, Mariano, Beto, Ángel, Ing Adrián, Luisillo, Mtro. Valeriano, Fabi, Gustavo, Andy, Abraham, Isaac, Ricardo, Manolo, a toda la Banda y a todos los demás, por su compañía y hacer mi estancia muy placentera en la universidad.

## ÍNDICE.

<b>INTRODUCCIÓN</b>	i
<b>OBJETIVOS</b>	iv
<b>CAPÍTULO 1: MARCO TEÓRICO</b>	1
1.1 ANTECEDENTES	1
1.1.1 ESPECIFICACIONES DEL VEHÍCULO ELÉCTRICO DE REPARTO	2
1.1.2 TREN DE POTENCIA EN AUTOMÓVILES DE COMBUSTIÓN INTERNA	3
1.2. DETERMINACIÓN DE LAS VARIABLES CONTROLADAS	7
1.3 POTENCIA MÁXIMA REQUERIDA PARA EL MOVIMIENTO DEL VEHÍCULO.	8
1.4 CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR ELÉCTRICO DE CORRIENTE DIRECTA	9
1.5 TIPOS DE TRANSMISIÓN	14
1.6 TRANSMISIONES FLEXIBLES	15
1.6.1 BANDAS	15
1.6.2 CADENAS	17
1.6.3 CABLES	18
1.7 TRANSMISIONES RÍGIDAS	19
1.7.1 EJES O FLECHAS	20
1.7.2 ENGRANES	20
1.8 TRANSMISIONES HIDRODINÁMICAS	26
1.8.1 CONVERTIDOR DE PAR	26
1.9 TRANSMISIONES MAGNÉTICAS	27
<b>CAPÍTULO 2: CONFIGURACIÓN DEL TREN DE POTENCIA     PARA EL VEHÍCULO ELÉCTRICO DE REPARTO</b>	28
2.1 PRIMERA PROPUESTA DE CONFIGURACIÓN DEL TREN MOTRIZ	28
2.1.1 CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR DE 8"	31
2.1.2 EJE TRASERO Y EL DIFERENCIAL MECÁNICO	33

2.1.3 TRANSMISIÓN PARA LA PRIMER PROPUESTA	35
2.2 SEGUNDA PROPUESTA DE CONFIGURACIÓN DEL TREN MOTRIZ	40
2.2.1 MOTOR ELÉCTRICO DE 7"	43
2.2.2 TRANSMISIÓN PARA LA SEGUNDA CONFIGURACIÓN	45
2.2.3 DESCRIPCIÓN DEL DIFERENCIAL ELÉCTRICO Y EL CONTROLADOR	46
2.3 PARÁMETROS DE EVALUACIÓN ENTRE CADA PROPUESTA	49
2.4 SELECCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN DE LA TRANSMISIÓN	50
<b>CAPÍTULO 3: DISEÑO DEL TREN MOTRIZ</b>	60
3.1 DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN	60
3.2 SELECCIÓN DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	61
3.3 DISEÑO DE DETALLE	62
3.3.1 CONFIGURACIONES DE LOS ENGRANES PROPUESTOS	64
3.3.2 DETERMINACIÓN DE LOS ENGRANES	72
3.3.3 CÁLCULO PARA LAS FLECHAS	74
3.3.4 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	75
3.3.5 PROPUESTA DE LA CARCAZA	77
3.3.6 CADENAS Y CATARINAS	79
3.3.7 FLECHA DE SALIDA	81
<b>CAPÍTULO 4 : CONCLUSIONES</b>	85
<b>APÉNDICES</b>	
APÉNDICE A. CÁLCULOS ESTÁTICOS Y DINÁMICOS DEL VEHÍCULO	
A.1 CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LOS EJES	I
A.2 CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA ( MEDIANTE UN ANÁLISIS ESTÁTICO Y DINÁMICO DE LA RUEDAS MOTRICES, Y EN BASE A LA ENERGÍA REQUERIDA PARA EL MOVIMIENTO )	V
APÉNDICE C. CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LOS EJES TRASEROS	
C.1 CLASIFICACIÓN DE LOS EJES	

FLOTANTES Y SEMIFLOTANTES	XXI
C.2 EJE TRASERO. MODELO 44	XXIII
C.3 EJE TRASERO. MODELO 60	XXIX
C.4 COMPAÑÍAS QUE INTEGRAN AL GRUPO SPICER	XXXI
APENDICE D TRANSMISIONES COMERCIALES	
D 1 TRANSMISIÓN 143FS, TR-2450, CONDENSADO.	XXXII
APÉNDICE E. CÁLCULO DE ENGRANES	
E.1 PRIMER MÉTODO PARA EL CÁLCULO DE ENGRANES	XXXVII
E.2 SEGUNDO MÉTODO PARA EL CÁLCULO DE ENGRANES	LV
APÉNDICE F. CÁLCULO DE FLECHAS	
F.1 MEMORIA DE CÁLCULO PARA EJES O FLECHAS	LXI
APÉNDICE G. RODAMIENTOS SKF	
G 1 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	LXIX
APÉNDICE H. CADENAS Y CATARINAS	
H.1 SELECCIÓN DE LA CADENA Y CATARINAS EMPLEADOS	LXXV
APÉNDICE J. VEHÍCULOS ELÉCTRICOS COMERCIALES	
J.1 ESPECIFICACIONES DE ALGUNOS VEHÍCULOS TAYLOR-DUNN	LXXX
PLANOS	LXXXV
EMPRESAS E INSTITUCIONES CONTACTADAS	
BIBLIOGRAFÍA	

# INTRODUCCIÓN.

La transportación de personas y objetos por vía terrestre, se ha vuelto una necesidad primordial entre las grandes ciudades y las zonas urbanas. Empleando desde animales de tiro hasta máquinas más sofisticadas.

En el presente siglo se han desarrollado artefactos que emplean combustibles energéticos y radioactivos como fuente de alimentación, con el propósito de hacer funcionar dichos mecanismo, dando como resultado un impacto ambiental cuantioso. Es por eso, que la búsqueda de alternativas que contaminen en menor escala, son una *tendencia para resolver el problema*. De ahí, surge la idea de emplear fuentes de energía renovables.

Sin embargo, en lugares plenamente poblados, los habitantes originan una parte de la contaminación mediante el consumo de servicios de primera necesidad como son el agua, alimentos, energía eléctrica, etc. La otra parte que se genera y daña el ambiente, esta dada por fábricas y automóviles que emiten gases contaminantes debidos a la combustión. Siendo los coches el principal foco de contaminación para el ambiente, según la Secretaría del Medio Ambiente ( SEMARNAP ).

Por tal motivo, el uso de vehículos eléctricos, surge como parte de la solución al problema planteado. Evidentemente, las limitaciones de estos autos juegan un papel importante para su consumo; aunque se pone de manifiesto una cultura ambiental que tomará mayor auge en los próximos años.

Por consiguiente, el presente trabajo expone uno de los 7 sistemas que integran el proyecto denominado **Vehículo Eléctrico de Reparto** ( VER ). El cual, es desarrollado por alumnos y profesores del Centro de Diseño y Manufactura ( CDM ) de la Facultad de Ingeniería, el Instituto de Ingeniería ( I.I. ) y el Centro de Investigaciones de Diseño Industrial ( CIDI ) de la Facultad de Arquitectura ( todos ellos comprendidos dentro de la Universidad Nacional Autónoma de México, UNAM ); y a su vez, en colaboración con los organismos : Consejo Nacional de la Ciencia y Tecnología ( CONACYT ) y la Dirección General de Asuntos del Personal Académico ( DGAPA ).

Para llevar acabo el desarrollo del vehículo eléctrico, fue necesario dividir el proyecto en los siguientes sistemas :



- |               |                      |
|---------------|----------------------|
| 1. Carrocería | 5. Tren motriz       |
| 2. Chasis     | 6. Sistema eléctrico |
| 3. Dirección  | 7. Materiales        |
| 4. Suspensión |                      |

De esta manera, también se han desarrollado trabajos profesionales de licenciatura en algunos de los sistemas mencionados del vehículo como :

- Menchaca Lobato, Arturo E.  
Diseño de la estructura de un vehículo eléctrico de reparto  
Centro de Diseño y Manufactura. Facultad de Ingeniería. UNAM. 2000
  
- Villareal Bello, Alberto  
Tratamiento para carrocería de vehículo eléctrico de reparto  
Centro de Investigaciones de Diseño Industrial. Facultad de Arquitectura.  
UNAM. 2000

y por consiguiente a lo largo de este contexto se explica el proceso evolutivo del diseño del tren motriz, mediante el ordenamiento y la planeación de la actividad creativa, utilizando la información técnica y científica para ser aplicada al tren de potencia del vehículo que se presenta.

De este modo, en el capítulo uno se muestran las especificaciones del vehículo eléctrico de reparto; así como la descripción de los conceptos admisibles para llevar a cabo el diseño de la transmisión. Tratando de abarcar, de manera general, los principios de los mecanismos aplicados en los automóviles. Con la finalidad de brindar todos los argumentos posibles para el desarrollo del tren de potencia.

Subsecuentemente, en el capítulo dos se plantean las propuestas de configuración del tren motriz para el vehículo, proporcionando un razonamiento en base a los datos analizados de los elementos y las especificaciones mencionadas en el primer capítulo. Es por eso, que se describe cada componente de cada configuración para ver las ventajas y desventajas que presentan, pretendiendo conseguir un resultado

que muestre un panorama cabal, mediante el análisis de los conceptos previamente adquiridos y el criterio definido por el diseñador y el grupo de trabajo para la toma de decisiones. De esta manera, son evaluadas ambas propuestas con la finalidad de seleccionar una.

Una vez definida las propuestas y seleccionada una de éstas, el capítulo tres inicia con el diseño de la configuración escogida, generando opciones de solución con arreglos de los elementos mecánicos a emplear. De esta manera, se desarrolla el diseño de detalle en los subtemas del presente capítulo. Complementándose con los apéndices y los planos de fabricación al final de este contexto.

Finalmente, el capítulo cuatro explica las conclusiones del diseño de la transmisión y de algunas modificaciones que pueden realizarse en un futuro.

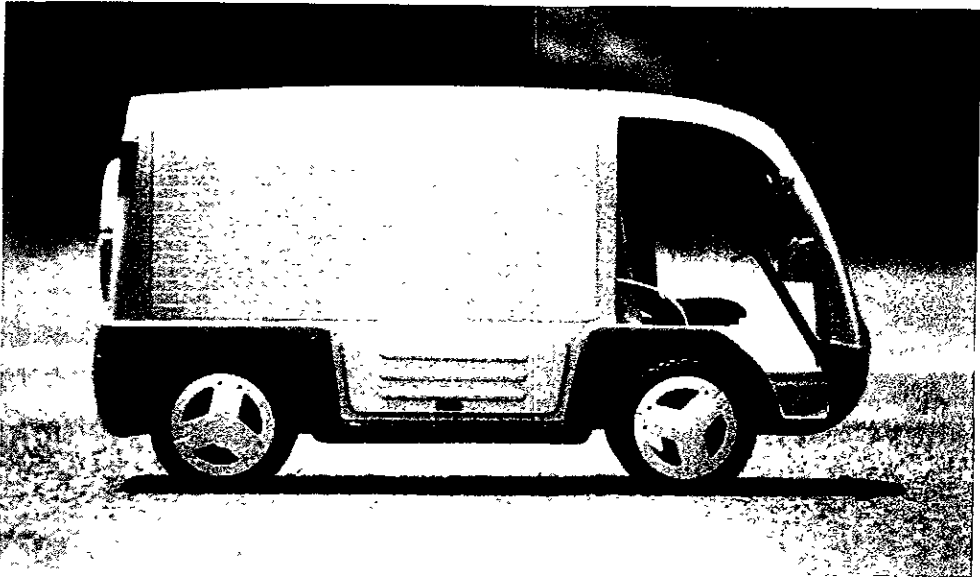
Por último, los anexos y planos exhibidos al final de este ejemplar, son una documentación del estudio, análisis e investigación del diseño del tren motriz.

# OBJETIVOS.

Los objetivos del presente trabajo son :

- Elaborar una búsqueda de información técnica nacional de los componentes que integran al tren motriz en automóviles de combustión interna.
- Realizar una recopilación de los datos obtenidos sobre las empresas que fabrican, diseñan y venden piezas ó componentes; así como también instituciones que proporcionen bibliografía que puede utilizarse en el área automotriz y en posteriores investigaciones.
- Realizar la documentación de los diferentes tipos o formas de transmisión en vehículos de transporte terrestre, como antecedentes para el desarrollo de este proyecto.
- Elaborar el diseño conceptual del tren de potencia
- Elaborar el diseño de configuración del tren motriz aplicado al vehículo eléctrico de reparto, mediante los componentes comerciales hallados y el diseño de piezas o elementos empleados en la transmisión.
- Proporcionar un algoritmo para el análisis de estados dinámicos del automóvil, como son el diseño de elementos o piezas y la selección de algunos componentes propuestos.
- Dibujar los planos de fabricación y de ensamble de todos los elementos que constituyen al tren motriz.

# CAPÍTULO 1



## MARCO TEÓRICO

### 1.1 ANTECEDENTES.

El uso de un vehículo de transporte, al paso de los años, se ha vuelto una necesidad dentro de aquellos medios que requieren el traslado de una gran variedad de objetos y de personas. Debido a esto, también existe una gran diversidad de vehículos que son utilizados de acuerdo a su capacidad, el medio en que se desempeñan y el tipo de energía que se emplea para su movimiento. Es por eso que la innovación en este tipo de tecnología, sigue en evolución, tratando de descubrir nuevos paradigmas e involucrando a pioneros en este campo.

Los vehículos terrestres son los transportes que tienen mayor demanda dentro de la población, propulsados desde animales hasta máquinas más sofisticadas, siendo éstas accionadas por diferentes mecanismos y formas de energía; es decir, mediante combustibles fósiles y radioactivos, celdas voltaicas y el mismo hombre entre otros.

Durante el siglo pasado, el uso de animales y combustibles fósiles eran los medios por los cuales, comúnmente, se podía trasladar a las personas y objetos por vía terrestre. Durante el transcurso de este siglo se ha optado por la búsqueda de aquellas alternativas de energía que son mejor aprovechadas y que tienen un impacto ambiental menor en comparación de las ya mencionadas.

Es por eso, que el uso de vehículos eléctricos ha sido una de las alternativas a seguir con una tendencia de desarrollo constante. Aprovechando eficientemente la energía para el propósito requerido e involucrándose en la elaboración de materiales más ligeros y resistentes con bajos costos.

### 1.1.1 ESPECIFICACIONES DEL VEHÍCULO ELÉCTRICO DE REPARTO.

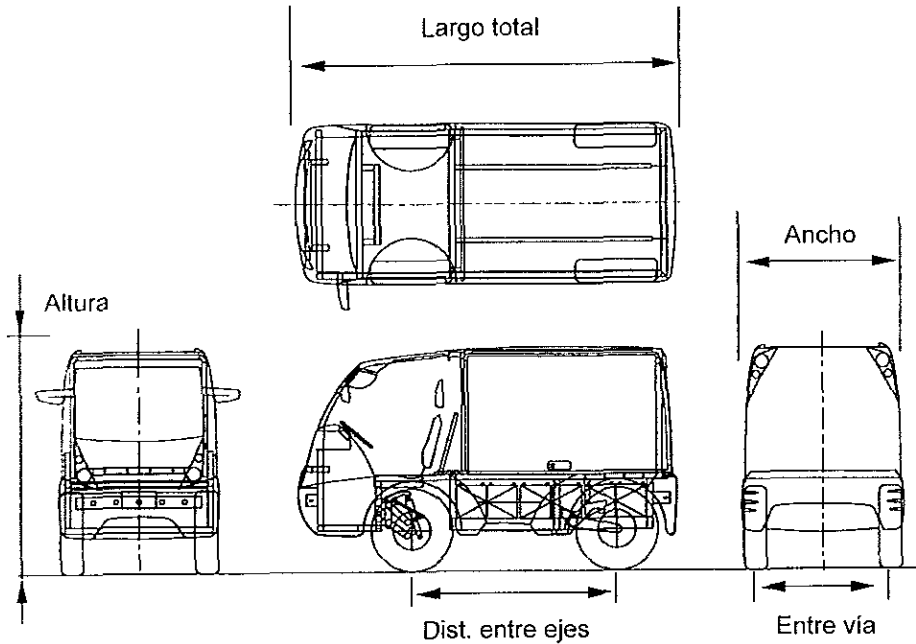
En cualquier vehículo de transporte, dependiendo de la necesidad para la cual será utilizado, es fundamental definir las características que requiere el automóvil. En la tabla 1.1 se muestran las características del vehículo eléctrico de reparto.

Característica	Especificación	Valor	Unidades
<b>Dimensiones :</b>			
Ancho .....	Distancia entre los costados del vehículo	1.6	m
Largo .....	Distancia entre la defensa delantera y trasera	4.20	m
Altura .....	Distancia entre el piso y el techo del vehículo	2.03	m
Tamaño de la cama ...	Área efectiva que contiene a la mercancía	1.30 x 1.76	m <sup>2</sup>
Distancia entre ejes..	Distancia entre las ruedas delanteras y traseras	2.3	m
Entre vía .....	Distancia entre las ruedas de cada eje	1.4	m
Diametro de las ruedas motrices.....	Define la dimensión del diámetro de la ruedas	0.72	m
<b>Capacidad :</b>			
Capacidad efectiva	Contempla la carga máxima a desplazar	1.5	Ton
Peso vehicular .....	Es el peso del vehículo sin carga y conductores	1.0	Ton
Peso bruto vehicular	Contempla la capacidad efectiva y el peso vehicular	2.5	Ton
Autonomía.....	Es la distancia máxima por recorrer del vehículo con la energía contenida en un banco de baterías	60	km
Velocidad máxima...	Máxima velocidad que puede tomar el vehículo	40	km/hr
Velocidad de crucero..	Velocidad promedio a la cual trabaja el vehículo	20	km/hr

**Tabla 1.1 Características del vehículo eléctrico de reparto.**

De acuerdo a la tabla anterior, es posible determinar el tipo y las capacidades de los sistemas que integran al automóvil, como son: el chasis, la suspensión, la dirección, los frenos, el tren de potencia o tren motriz y la carrocería<sup>1</sup>, ya que ciertos parámetros influyen directamente en la configuración y el diseño de cualquier sistema debido a la geometría y materiales a emplear. Figura 1.1.

<sup>1</sup> Referencia No 13



Fuente de información: Tesis " Tratamiento para la carrocería de un vehículo eléctrico de reparto ".  
 D.I. Alberto Villareal Bello Centro de Investigaciones de Diseño Industrial  
 Facultad de Arquitectura UNAM Mayo del 2000

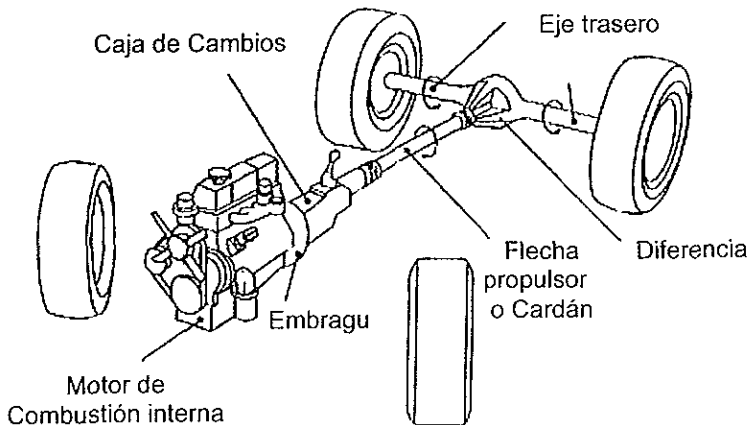
**Figura 1.1 Aspecto de la carrocería del  
 vehículo eléctrico.**

### 1.1.2 TREN DE POTENCIA EN AUTOMÓVILES DE COMBUSTIÓN INTERNA.

La energía que se encuentra en todo el universo al que pertenecemos, se manifiesta de diferentes formas siendo ésta, única pero sin definición por si misma, debido a que se emplean diversos sinónimos o derivaciones para crear conceptos particulares de acuerdo a la aplicación en que se determina, aunque se tiene cierta comprensión de su significado. Por ejemplo, en la Física suele definirse a la *energía* entre tantas descripciones como aquella que representa la capacidad de realizar trabajo. Sin embargo, dependiendo de la rama de esta ciencia la explicación puede variar ligeramente.

De esta manera, también la definición de " **Transmisión** " difiere del área en que se estudia, por tal motivo y para los fines que se persiguen en este trabajo, la transmisión se describe como " el mecanismo mediante el cual se hace pasar la potencia del motor a las ruedas del automóvil "; es decir, es la transferencia de energía a través de un medio.

En automóviles de combustión interna, el tren de potencia es el conjunto de componentes que transmiten el momento de torsión ( torque ) desde la máquina impulsora hasta las ruedas motrices del automóvil para su movimiento; el cual esta constituido por diferentes elementos como son: el motor de gasolina o diesel, embrague, caja de cambios, flecha propulsora y el diferencial mecánico; los cuales tienen cierta función específica. Figura 1.2.



**Figura 1.2 Elementos principales del tren de potencia de un automóvil de combustión interna.**

De esta manera, la energía del combustible tiene que ser transformada y conducida a través de los elementos ya mencionados, pero solamente un porcentaje de ésta es aprovechado, debido a las pérdidas de cada elemento.

En los automóviles de combustión interna, existen diferentes configuraciones del tren motriz, debido a las características deseadas para el vehículo. Es por eso que pueden clasificarse en:



- Configuración
- Motor delantero tracción trasera
  - Motor delantero tracción delantera
  - Motor trasero tracción trasera
  - Motor delantero con tracción en las cuatro ruedas  
( parcial o constante )

Teniendo la configuración de motor delantero tracción trasera, esta representada por el motor, embrague, caja de velocidades y otras piezas colocadas como una parte integral adelante del vehículo; mientras que otras, como el engranaje final y el engranaje diferencial se encuentran atrás. Figura 1.2 y 1.3.



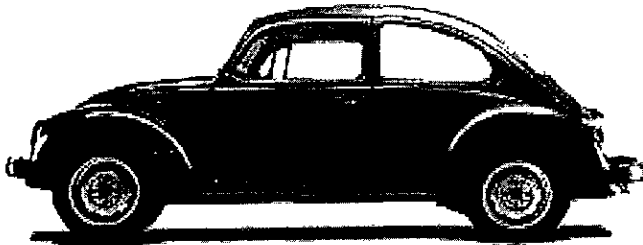
**Figura 1.3 Motor delantero tracción trasera.**

El arreglo con el motor delantero tracción delantera, se constituye por el motor, el embrague, caja de velocidades, engranaje final, engranaje diferencial y otras partes, colocadas como una parte integral adelante del vehículo haciendo la flecha propulsora, innecesaria. Figura 1.4.



**Figura 1.4 Motor delantero tracción delantera.**

Cuando se tiene el motor y la tracción en la parte posterior del automóvil, los elementos del diferencial y la transmisión se encuentran como parte de un solo mecanismo del tren motriz ( ver figura 1.5 ). No obstante, es muy similar a la configuración de motor delantero tracción delantera,. Este tipo de configuración es empleada regularmente en autos compactos y camiones urbanos.

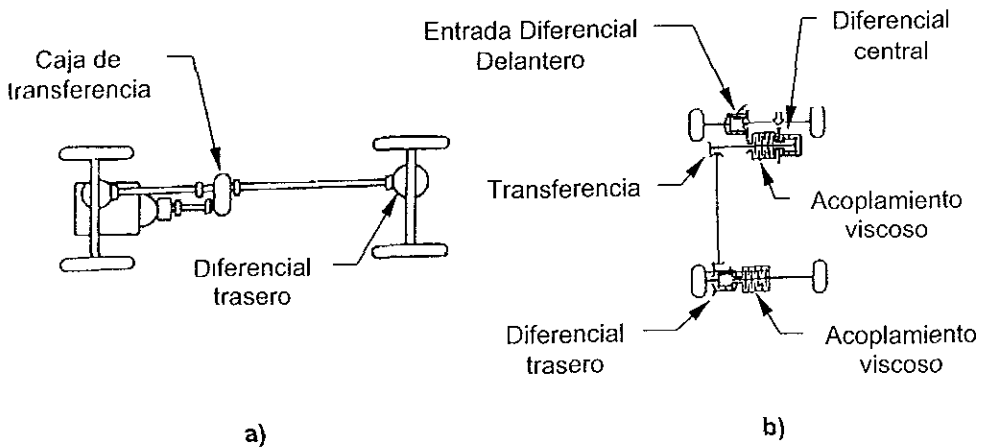


**Figura 1.5 Motor trasero tracción trasera.**

Sin embargo, la configuración con el motor delantero con tracción en las cuatro ruedas, representa el torque distribuido a cada una de las ruedas, aunque puede ser de manera parcial<sup>2</sup> o constante<sup>3</sup>. Figura 1.6.

<sup>2</sup> Al ser parcial la tracción, significa que el conductor puede utilizar la modalidad de tracción en las dos ruedas delanteras o tracción en las cuatro ruedas según lo desee.

<sup>3</sup> Cuando es constante, existe la tracción en las cuatro ruedas. Un acoplamiento viscoso es instalado por detrás de la transferencia lo que permite de manera flexible transferir el torque cuando la carga sobre las ruedas delanteras disminuye repentinamente, el torque será continuamente suministrado a las ruedas traseras evitando que las ruedas delanteras pierdan tracción.



**Fig. 1.6 Ensamble de distribución del torque**  
**a) parcial, b) constante.**

Este tipo de configuración es requerida cuando la carga por el vehículo es dos veces mayor al peso bruto vehicular y el terreno no es lo suficientemente rígido. Por lo tanto, la velocidad máxima para esta configuración no excede los 25 km/hr.

## 1.2 DETERMINACIÓN DE LAS VARIABLES CONTROLADAS.

El diseño del tren motriz para este proyecto, tiene la finalidad de diseñar o adaptar un mecanismo por medio del cual se desea poner en movimiento al vehículo a través de las ruedas traseras. Los parámetros principales o variables controladas para este sistema son : el peso bruto vehicular y la velocidad máxima que se desea obtener para su desplazamiento. Ver tabla 1.2.

Parámetros	Variable	Valor	Unidades
Peso bruto vehicular	PBV	2500	kg
Velocidad máxima	$V_{\text{máx}}$	40	km/hr

**Tabla 1.2 Principales parámetros que intervienen**  
**en el diseño de la transmisión.**

Como se ha visto en vehículos de combustión interna, las pérdidas producidas en el tren de potencia son debidas a la fricción que existe entre los elementos que integran al sistema y como consecuencia dichas pérdidas se manifiestan en forma de calor. Aunque son inevitables las pérdidas de energía, es posible disminuirlas o aumentar la eficiencia del mecanismo para su mejor aprovechamiento dentro del vehículo

### 1.3 POTENCIA MÁXIMA REQUERIDA PARA EL MOVIMIENTO DEL VEHÍCULO.

La potencia máxima requerida por la máquina impulsora para el movimiento del vehículo puede ser calculada mediante 2 métodos :

- En base a la energía requerida para el movimiento del vehículo.
  - Mediante un análisis estático y dinámico de las ruedas del automóvil.
- ( También la consulta de empresas fabricantes en trenes de potencia, es otra posibilidad, las cuales emplean ecuaciones obtenidas experimentalmente de acuerdo a las características definidas por el prototipo del vehículo ).

Ambos métodos son desarrollados en el apéndice A, pero el empleo del segundo método es requerido para el análisis estático del automóvil, ya que se obtienen las reacciones que intervienen en las ruedas de apoyo producidas por cada elemento que contempla la carga total del vehículo ( ver apéndice A1 ). Considerando la distribución de peso entre los ejes y también de las configuraciones que se tienen de los demás sistemas

Por lo tanto, la carga que soporta cada eje, es igual a la reacción del pavimento contra el eje correspondiente, es decir:

$$W_{md} = R_{yd} \ ; \ W_{mt} = R_{yt}$$

donde :

$W_{md}$  es la carga que soporta el eje delantero

$W_{mt}$  es la carga que soporta el eje trasero

por lo tanto los valores correspondientes al vehículo se presentan en la tabla 1.3

Reacciones	Variable	Valor	Unidades	% en peso
Reacción en el eje delantero	$R_{yd}$	1115.6	$kg_m$	45
Reacción en el eje trasero	$R_{yt}$	1364.4	$kg_m$	55

**Tabla 1.3 Reacciones en los ejes.**

Posteriormente, se realiza el análisis estático y dinámico de las ruedas del vehículo, utilizando las variables controladas y ciertos parámetros que influyen en el medio. De esta manera, con un peso bruto vehicular de 3 Ton a una velocidad máxima de 40 km/hr, se requiere una potencia máxima de 38 H.P. para mantener el vehículo a esa velocidad. Ver apéndice A.2 ( análisis estático y dinámico de las ruedas motrices ).

Por otro lado es necesario contemplar la resistencia debida al aire o fuerza de arrastre cuando la velocidad y geometría del vehículo influye directamente a todo el sistema, así como también el porcentaje de la pendiente que puede vencer el vehículo. Para este análisis se consideraron variables ambientales y geométricas del lugar donde realizará su función, es decir, la Ciudad de México zona centro, el cual no excede el 7% de pendiente ( 4 grados ).

#### 1.4 CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR ELÉCTRICO DE CORRIENTE DIRECTA.

Una vez identificada la potencia para poner en movimiento al vehículo, es posible determinar la máquina impulsora de la transmisión, es decir, el motor es el sistema encargado de la propulsión del vehículo, transformando la energía eléctrica en energía mecánica. Por tal motivo, para un vehículo eléctrico es conveniente que el motor tenga un peso y volumen reducidos, un rendimiento elevado y una potencia específica elevada<sup>4</sup>, además de una larga vida.

Los motores eléctricos que tradicionalmente se usan en aplicaciones de tracción son los motores de corriente directa, debido al alto par que pueden desarrollar y a la facilidad de variar su velocidad. Sin embargo, al usar escobillas (conmutador mecánico) se reduce su eficiencia hasta alrededor del 85% y se aumenta el mantenimiento que ellos requieren.

<sup>4</sup> Potencia específica (W/kg) es la potencia en relación de la masa, es decir, una relación de potencia por unidad de masa. Es el recurso para las aceleraciones, la aptitud a la carga rápida y determina la vida útil

Con el gran avance en la tecnología de los semiconductores se han podido desarrollar controladores de velocidad (inversores) para motores de inducción, que tradicionalmente se usan en aplicaciones de velocidad constante. Estos motores al no tener escobillas, tienen mejor eficiencia que los motores de corriente directa ( del orden del 95% ), además, su mantenimiento y costo son menores.

Los inversores son mucho más complejos que los controladores para motores de corriente directa (Choppers), por lo que el costo de los inversores es mucho más elevado. Así, la pareja motor-controlador de corriente directa es más barata que la de corriente alterna (motor de inducción – inversor). Esta es la principal razón por la que en la gran mayoría de los vehículos eléctricos se utilizan motores de corriente directa<sup>5</sup>.

Para realizar la selección del motor eléctrico es necesario tomar en cuenta las características de éste, la configuración del sistema eléctrico y su aprovechamiento dentro del sistema. Es por eso que los motores de corriente directa ( CD ), se clasifican de acuerdo al circuito eléctrico que los constituye mediante los devanados de los campos magnéticos, como son : en serie, derivación, compuesto y de imán permanente. Figura 1.7 y 1.8

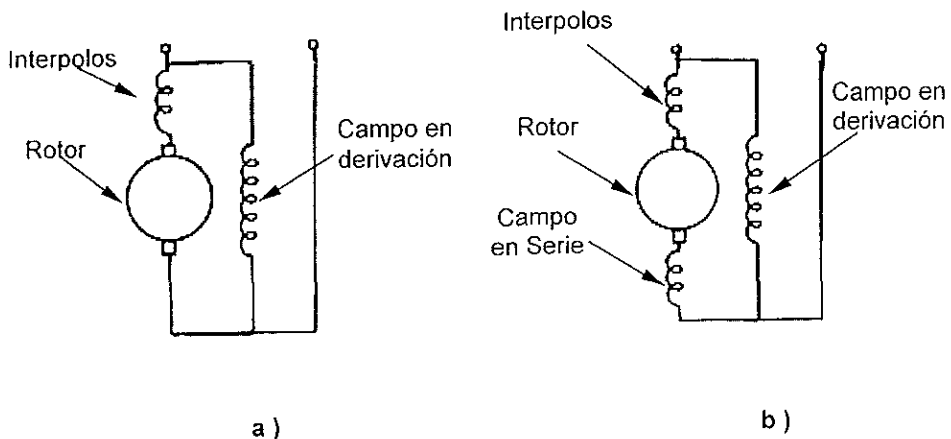
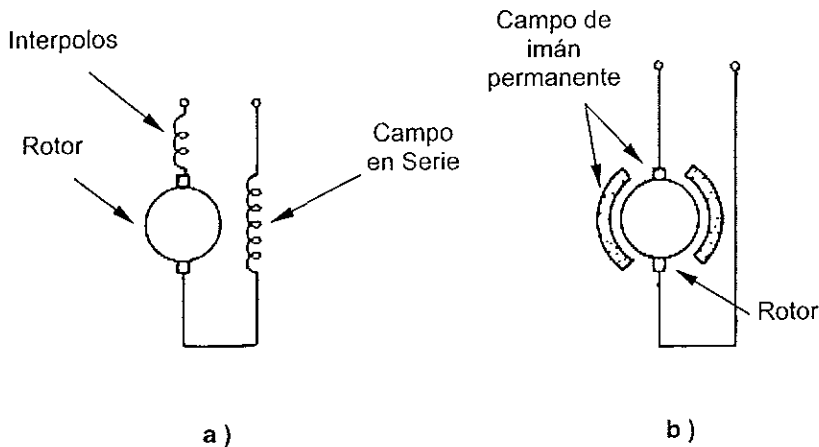


Figura 1.7 Motor con devanado en : a ) derivación, b) compuesto.

<sup>5</sup> Referencia No 11



**Figura 1.8 Motor con devanado en : a) en serie, b) de imán permanente.**

Los motores con devanado en derivación tienen buenas características de control de velocidad, debido a que tienen el cambio más pequeño en el par; para una variación dada en la velocidad entre los tipos de motores de CD. Como su velocidad sin carga generalmente no es mayor de un 15% arriba de la velocidad nominal, son seguros si se pierde la carga. También son sencillos en su control para aplicaciones donde es importante la dirección en reversa.

Los motores de devanado compuesto permiten una mejor estabilidad de velocidad que los motores con embobinado; y los mayores pares de arranque están asociados con los motores de embobinado en serie. Al incrementarse la fuerza de campo en serie, respecto a la del campo en derivación, aumenta la composición y se dan características más semejantes a las de un motor en serie. Aunque la composición estándar es de alrededor del 12%, se puede llegar hasta el 50% para aplicaciones que requieren un arranque con mayor potencia, como en el caso de malacates.

Los motores de devanado en serie ofrecen pares de arranque grandes y elevados pares de salida por ampere, todo a expensas del buen control de la velocidad. Son idealmente adecuados para los motores de tracción, los cuales son motores de

transmisión directa utilizados en locomotoras de ferrocarril eléctricas y diesel-eléctricas, debido a que pueden liberar gran par a velocidades bajas, como en el arranque o en el remolque de una carga pesada en pendiente. Una vez en vía recta, a nivel, pueden moverse a velocidad alta utilizando solamente el par requerido para contrarrestar la resistencia al viento y los apoyos. Los motores de CD en serie, se pueden controlar mediante una combinación de control de resistencia y control de voltaje.

Los motores de imanes permanentes de CD tienen imanes permanentes en lugar de bobinas de estator excitadas eléctricamente. Tienen buena capacidad de par de arranque, son eficientes en energía, pero más pobres en la regulación de la velocidad al compararlos con los motores de devanado compuesto. Aunque pueden ser frenados e invertidos dinámicamente, esto se debe hacer a bajos voltajes en el rotor<sup>6</sup>.

De esta manera en la tabla 1.4, se hace una comparación de los motores eléctricos que son aplicados para vehículos eléctricos con las ventajas y desventajas que poseen.

---

<sup>6</sup> Referencia No.1



MOTOR	VENTAJA	DESVENTAJA
De corriente continua y excitación separada	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Comandado por dos sistemas electrónicos baratos</li> <li>• Control simple</li> <li>• Control a altas velocidades</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Costo elevado</li> <li>• Proceso de fabricación difícil de automatizar</li> <li>• Potencia específica baja</li> </ul>
Asíncrono	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Potencia específica elevada</li> <li>• Motor robusto</li> <li>• Fácil industrialización</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Conexión al rotor</li> <li>• Mayor costo en la electrónica del componente</li> </ul>
Síncrono de rotor de bobina	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Control a altas velocidades</li> <li>• Alimentación simple</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Precio elevado</li> <li>• Tecnología en curso de desarrollo</li> <li>• Fragilidad del sistema anillo-escobilla</li> </ul>
Síncrono de imanes permanentes	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Potencia específica elevada (sobre todo en imanes de tierras raras)</li> <li>• No se conecta al rotor</li> <li>• Se controla relativamente fácil</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Electrónica costosa</li> <li>• Difícil controlar a velocidades altas</li> <li>• Costo del motor determinado por los imanes</li> </ul>
De corriente continua en serie	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Controlador compacto</li> <li>• Comandado por un solo interruptor</li> <li>• Mayor par</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Precio elevado</li> <li>• Freno difícil de aplicar</li> <li>• Potencia específica relativamente baja</li> </ul>
De corriente continua de imanes permanentes	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Comandado por un solo interruptor</li> <li>• Freno relativamente simple</li> <li>• Excelente rendimiento (sobre todo con imanes de tierras raras)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Precio elevado</li> </ul>

**Tabla 1.4 Ventajas y desventajas de los motores de corriente directa.**

## 1.5 TIPOS DE TRANSMISIÓN

La transmisión de potencia mecánica, puede llevarse a cabo mediante diversas formas y elementos físicos de acuerdo a su función. Como resultado, la transmisión puede ser de acuerdo al medio y a los elementos que la originan como se muestra en el diagrama de árbol 1.1.

Dichas clasificaciones y grupos tienen ciertas ventajas entre sí, por tal motivo, para un vehículo de transporte puede ser utilizada cualquiera de las agrupaciones antes mencionadas, ya que debido a las características definidas por el problema, se puede realizar la selección de cuál de éstas es más satisfactoria para la solución de la necesidad requerida. Ver diagrama 1.2.

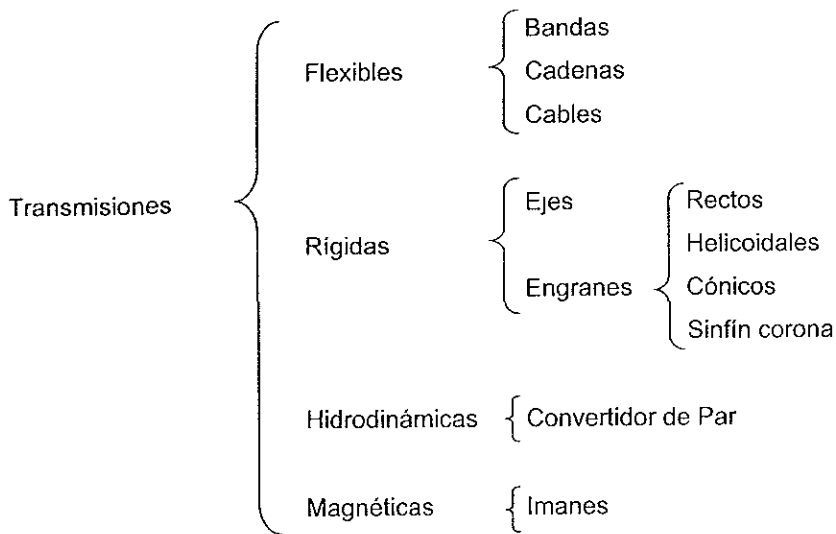


Diagrama 1.1 Tipos de transmisiones de potencia.

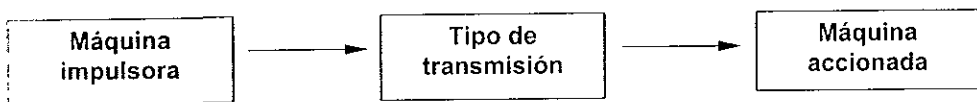


Diagrama 1.2 Flujo del tren de potencia.

## 1.6 TRANSMISIONES FLEXIBLES.

Las transmisiones flexibles o elementos mecánicos flexibles, tales como bandas, cadenas y cables, se utilizan para la transmisión de potencia a través de distancias relativamente grandes. Además, como algunos de estos elementos son elásticos y generalmente largos, juegan un papel importante absorbiendo las cargas de choque y amortiguando los efectos de las fuerzas vibratorias; generalmente, el factor principal para la selección de estos medios de transmisión de potencia es la reducción de costos. Este tipo de transmisión es utilizado principalmente en maquinaria donde se requiere reducir el peso del sistema que se desea poner en movimiento.

### 1.6.1 BANDAS.

Las bandas, fabricadas tanto en hule como en cuero, se utilizan para transmitir potencia entre dos ejes paralelos, cuya distancia entre centros es 1.5 veces mayor a la suma de los radios de las poleas que intervienen en la transmisión.

Las bandas frecuentemente necesitan un ajuste de esta distancia entre ejes debido al deslizamiento y arrastre de la banda con las poleas conductora y conducida, provocando un aumento de temperatura en los elementos y cambiando las propiedades de la misma banda. Por otro lado, la razón de velocidades angulares entre los dos ejes no es ni constante ni exactamente igual a la razón de diámetros de las poleas, debido al deslizamiento y a la elongación de la banda al estar en movimiento. Para el cálculo cinemático de dichos elementos se hace una aproximación de la información obtenida.

Este tipo de elementos componen a un sistema, que cuando se encuentran dentro de un automóvil, están en contacto con otros sistemas de la misma máquina. Es por eso que existe una gran variedad de tipos o formas y de arreglos, dependiendo de la aplicación. Las bandas comúnmente se clasifican en: planas, en "V" y dentadas. Véase figura 1.9.

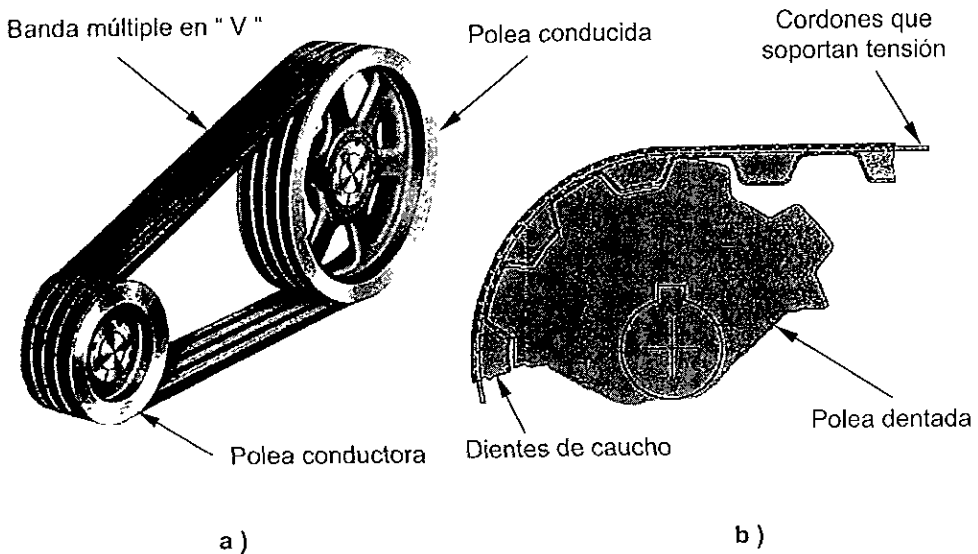


Figura 1.9 a ) Banda múltiple en " V "; b ) Banda dentada.

Es por eso que algunas de las ventajas de las bandas son:

- Hay un aislamiento eléctrico, debido a que no hay contacto de metal con metal entre las unidades de conducción y conducidas.
- Hay menos ruido en comparación con una transmisión por cadena.
- Las bandas se pueden utilizar para distancias entre centros grandes, en los que el peso de la cadena resultaría excesivo.
- Las bandas se pueden utilizar a velocidades extremadamente altas, a diferencia de las cadenas donde la inercia debe considerarse en el ajuste de la tensión de la rueda dentada.
- No requiere de lubricación.
- La variación en la distancia entre centros de los ejes y el alineamiento de los mismos son mucho menos críticos que para transmisiones por engranes o transmisiones por cadena.

## 1.6.2 CADENAS

Existen varios tipos de cadenas para la transmisión de potencia, como son las de rodillos y las de dientes invertidos, cuyas configuraciones cambian de acuerdo a las necesidades del problema que se presenta. Pero la más utilizada es la cadena de rodillos, cuyas características básicas son : una relación de velocidades constante, ya que no hay deslizamiento o arrastre; larga duración, y la capacidad de conducir varios ejes mediante una maquinaria impulsora<sup>7</sup>.

Los detalles de materiales y construcción varían, por esta razón, es mejor verificar las capacidades de carga del fabricante. Estas cadenas se fabrican con uno, dos, tres o cuatro ramales de rodillos, cuyo paso es la distancia lineal entre los centros de éstos, y el ancho es el espacio entre las placas interiores del eslabón. Véase figura 1.10 y 1.11.

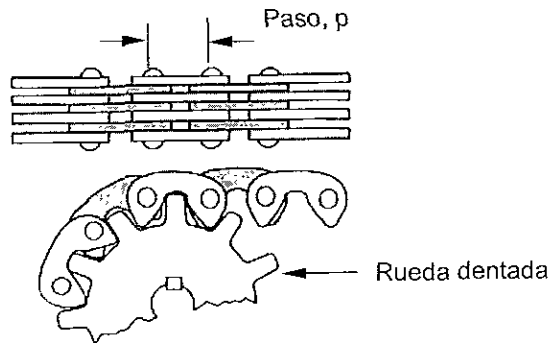


Figura 1.10 Cadena de dientes invertidos.

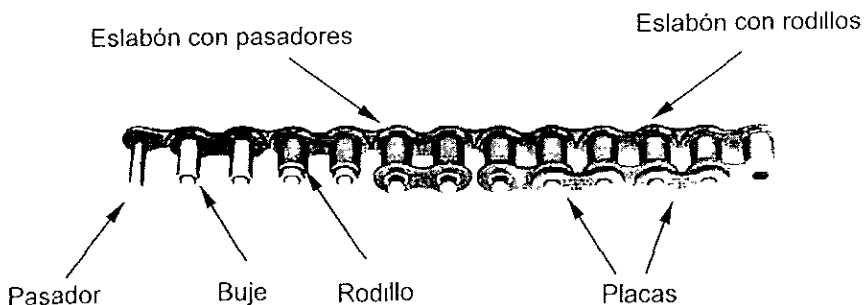


Figura 1.11 Cadena de rodillos.

Referencia No 3

Por otro lado, el mantenimiento puede ser manual con un cepillo y un lubricante, para quitar las partículas que se adhieren e impiden su flexibilidad, trayendo como consecuencia el desgaste del elemento. Pero también puede ser automático este mantenimiento, si se tiene un buen sistema o dispositivo de lubricación.

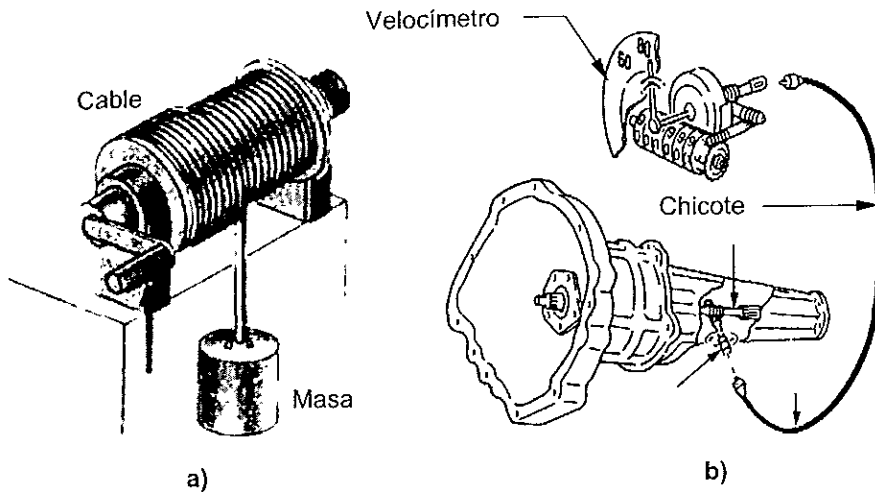
De tal manera, algunas de las ventajas de las cadenas sobre otros mecanismos son:

- La variación en la distancia de centros de la flecha se puede acomodar más fácilmente que con transmisión por engranes.
- Las cadenas son más fáciles de instalar y reemplazar que las bandas, debido a que la distancia de centros entre las unidades de conducción y las conducidas no necesita ser reducida para la instalación.
- Las cadenas no requieren tensión sobre el lado flojo, por lo que las cargas sobre los apoyos se ven reducidas.
- Las cadenas no se deslizan ni se resbalan, como lo hacen las transmisiones con banda ( excepto las bandas dentadas ).
- Las transmisiones por cadenas son más compactas, debido a que los diámetros de las ruedas dentadas son menores que las poleas y las cadenas son más angostas que las bandas para la misma transferencia de potencia.
- Las cadenas no desarrollan cargas estáticas.
- Las cadenas pueden operarse a temperaturas más altas que las bandas.

### 1.6.3 CABLES.

Generalmente los cables son utilizados en mecanismos de transportación, es decir, su funcionamiento esta ligado con la tensión de estos elementos y con otras piezas. Por ejemplo, en los elevadores de los edificios, los cables son conectados a poleas, motores y otros componentes, con el propósito de cambiar la posición del ascensor a diferentes alturas. Convirtiendo la energía eléctrica en mecánica y a su vez en energía cinética y potencial. Véase figura 1.12a.

Aunque por otro lado, los cables también pueden ser utilizados como medio de transmisión para cuantificar la velocidad, un ejemplo de ellos son los "chicotes" para velocímetros de automóviles pese a que la transferencia de potencia es mínima en este caso. Ver figura 1.12b .



**Figura 1.12 Cables empleados : a) en elevadores  
 b) como velocímetros**

## 1.7 TRANSMISIONES RÍGIDAS

Este tipo de transmisiones, utiliza diversos elementos rígidos, debido a que son los más fuertes y durables. Es por eso que también se emplean para velocidades angulares y cargas muy elevadas, transmitiendo el movimiento rotatorio de un eje de giro a otro con el contacto de las piezas. Sin embargo, el costo de manufactura aumenta bruscamente al aumentar la precisión de este tipo de componentes para la carga que se aplica. Entre este tipo de elementos existen las flechas o ejes y toda la variedad de engranes: rectos, helicoidales, bihelicoidales o espinales, cónicos, sinfín corona.

### 1.7.1 EJES O FLECHAS

Los ejes o flechas son generalmente las partes principales de una transmisión, debido a que sobre estos componentes es posible ensamblar diversas piezas que tienen el mismo propósito de transformar la energía en movimiento ( poleas, catarinas, engranes, e incluso los embobinados que son utilizados en los motores eléctricos ). Por tal motivo, su estudio se basa en las propiedades mecánicas del material y la geometría del elemento.

La teoría para el cálculo de ejes esta fundamentada en relaciones experimentales debidas a un campo de esfuerzos (normales y cortantes) y factores determinados para evitar la condición de falla, los cuales están en función del material destinado. Inicialmente se deben realizar diagramas de cuerpo libre, es decir, tener conocimiento de la estática y dinámica de la flecha, con la finalidad de visualizar las fuerzas que intervienen en el análisis<sup>8</sup>. Ver figura 1.13.

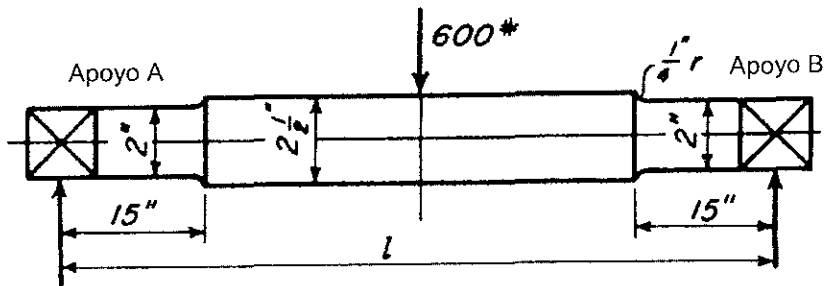


Figura 1.13 Diagrama de cuerpo libre de un eje apoyado entre dos extremos.

### 1.7.2 ENGRANES

Las transmisiones por medio de engranes se utilizan ampliamente en diversos mecanismos y máquinas, cuya aplicación más común, es para reducir la velocidad y

<sup>8</sup> Referencia No 9



aumentar el torque o momento rotatorio, con el propósito de impulsar cargas pesadas teniendo una resistencia y vida más amplia.

Este tipo de elementos son utilizados ampliamente a lo largo del tren de potencia de un vehículo de combustión interna, de tal manera que la configuración de estos elementos es muy diversa.

Los *engranes rectos* son el tipo más simple y común, cuyos dientes son paralelos al eje de simetría del mismo, como se muestra en la figura 1.14. Este tipo de engranes, solamente pueden conectarse si sus ejes de rotación son paralelos, llegando a tener una eficiencia del 98% al 99%<sup>9</sup>. Además, tienen la ventaja de ser intercambiables individualmente, sin tener que reemplazar ambos como sucede con los engranes helicoidales.

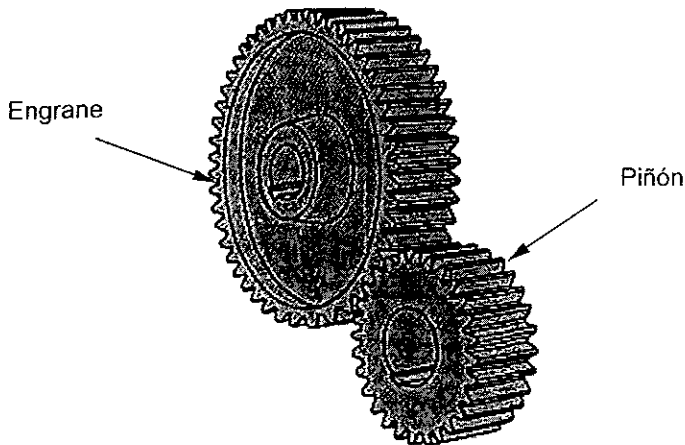


Fig. 1.14 Conjunto de engranes rectos.

En los *engranes helicoidales*, la configuración de sus dientes, es la de una hélice con un ángulo de orientación respecto al del engrane, ver figura 1.15. Este tipo de engranes pueden conectarse de tal forma que los ejes estén paralelos entre sí, aunque también pueden conectarse cuando sus ejes forman un cierto ángulo. La manufactura de este tipo de engranes es más costosa que la de los engranes rectos, sin embargo ofrecen la ventaja de una operación más silenciosa, debido al contacto más suave y

<sup>9</sup> Referencia No.6

gradual entre las superficies angulares de los dientes cuando éstos entran en contacto. De igual modo, para los mismos diámetros de engrane y paso diametral, un engrane helicoidal es más resistente, debido a la forma ligeramente más gruesa del diente en un plano perpendicular al eje de rotación.

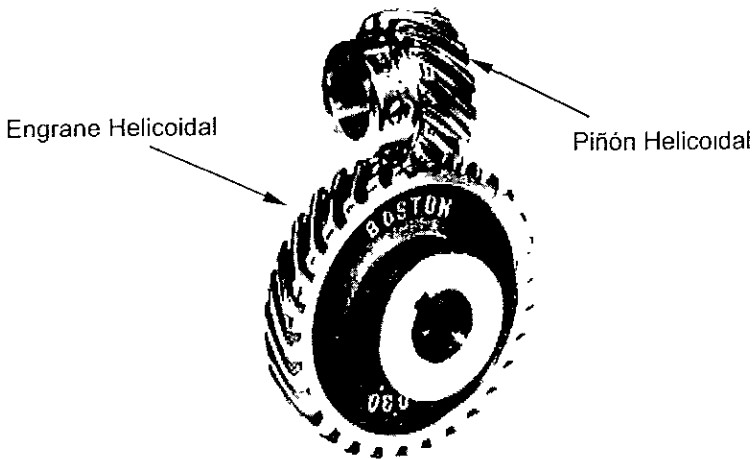
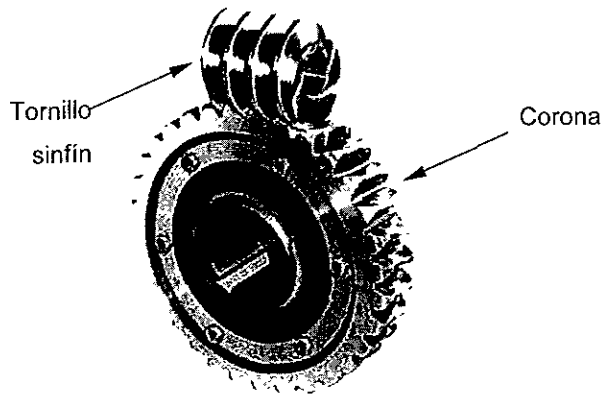


Figura 1.15 Engranaje helicoidal.

Por otro lado, un engrane helicoidal es menos eficiente que uno recto, debido a la fricción deslizando a lo largo del ángulo de hélice, además de presentar una fuerza de reacción a lo largo del eje de rotación. La eficiencia de un engranaje helicoidal cuyos ejes de rotación son paralelos es casi del 96% al 98%, y cuando los ejes de giro se encuentran perpendiculares entre sí llega a ser del 85%<sup>10</sup>.

Si el ángulo de hélice aumenta lo suficiente, el engrane helicoidal se convierte en un *gusano o sinfín*, el cual sólo tiene un diente o filete continuo alrededor de la superficie cilíndrica como se ve en la figura 1.16. Éste se conecta a un elemento especial llamado *corona*, cuyo eje de rotación es perpendicular al del sinfín.



**Figura 1.16** Conjunto de engranaje sinfin corona.

Los elementos de un mecanismo *sinfin corona* no se manufacturan independientemente, sino como conjuntos específicos. Tienen la ventaja de poseer relaciones de transmisión muy altas, un pequeño volumen de conjunto, y pueden soportar cargas muy altas. La desventaja de este tipo de configuración es que tiene muy altos deslizamientos y cargas de empuje, lo cual hace que su eficiencia baje a un nivel del 80%; además es imposible la retroimpulsión.

Cuando se requiere una transmisión entre ejes oblicuos o cualquier ángulo, incluso el de  $90^\circ$ , los *engranes cónicos* pueden ser la solución. Así como los engranes cilíndricos comunes se basan en cilindros rodantes en contacto, los engranes cónicos lo hacen en conos rodantes en contacto. El ángulo entre los ejes de rotación de los conos, y los ángulos en el vértice de éstos pueden tener cualquier valor compatible, en tanto coincidan los vértices de las superficies cónicas. Un engrane cónico provisto de dientes con borde rectilíneo que apunten hacia la misma posición en su eje, es un *engrane cónico recto*. Ver figura 1.17.

Pero si los dientes de un engrane cónico no son rectos sino curvos, y siguen una configuración de espiral en la superficie cónica, se le llama *engrane cónico en espiral*. Figura 1.18.

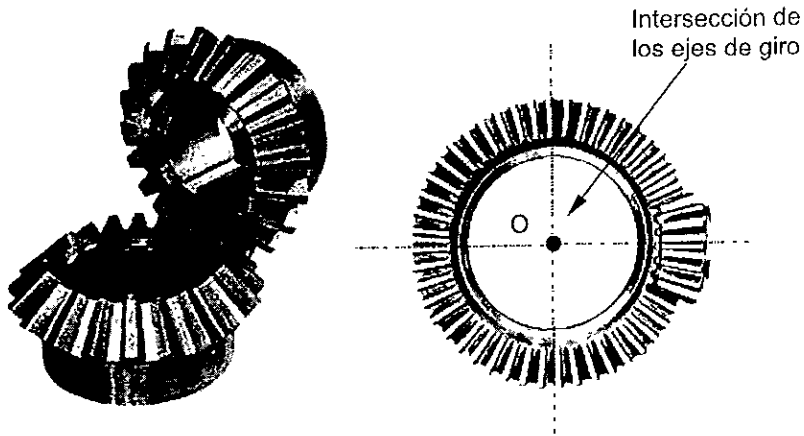


Figura 1.17 Engranajes cónicos rectos.

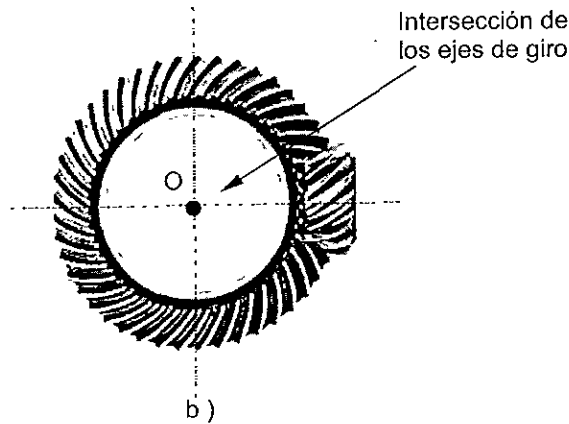
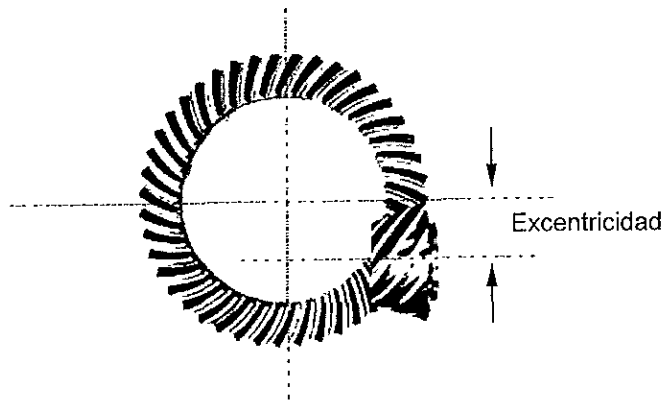


Figura 1.18 Engranaje cónico en espiral.

Las ventajas y desventajas de los engranes cónicos rectos y espirales, son semejantes a las de los engranes cilíndricos rectos y helicoidales respectivamente, en lo que se refiere a resistencia, ruido y costo.

Si los ejes de rotación por conectar no son paralelos y no se cortan, es imposible utilizar engranajes cónicos. Por tal motivo, se utilizan los engranes *hipoidales*, los cuales permiten esa conexión, haciendo que la relación de velocidad no sea constante. Figura 1.19.



**Figura 1.19 Engranaje Hipoidal.**

De tal manera, las ventajas para las transmisiones por engranes son las siguientes :

- Son más compactas que las cadenas o las bandas, debido a que las distancias entre centros son mínimas.
- Los engranes tienen mayor capacidad de velocidad que las bandas o cadenas.
- Los engranes tienen límites más amplios de relaciones de velocidad que las cadenas.
- Los engranes pueden transferir mejor la máxima potencia a elevada velocidad que las cadenas o las bandas.
- Los engranes metálicos tienen mayor resistencia al calor y al medio en que están expuestos.
- Los engranes metálicos no desarrollan cargas eléctricas estáticas.
- Los engranes metálicos tienen una duración de vida más larga con respecto a las otras transmisiones.

## 1.8 TRANSMISIONES HIDRODINÁMICAS

En contraste con cualquier otro medio de transmisión de potencia, las transmisiones hidrodinámicas son dispositivos que utilizan un fluido como medio de operación, aunque requieren al igual que las anteriores un dispositivo impulsor.

Este tipo de transmisiones son utilizadas en automóviles de combustión interna, la cual está compuesta por varios sistemas en conjunto. Esta es conocida como *Transmisión automática*.

### 1.8.1 CONVERTIDOR DE PAR

Un convertidor de par es un mecanismo hidrodinámico que puede servir tanto de embrague como de dispositivo de velocidad variable multiplicando el par torsional, debido a que conduce el movimiento de una flecha de entrada hasta otra de salida, por medio del fluido que se encuentra girando en su interior.

Este dispositivo puede ocasionar que la flecha de entrada opere a un par y a una velocidad angular diferentes de la flecha de salida. La aplicación más común de un convertidor de par es en las transmisiones automáticas de automóviles; ya que sirven como ayuda al arranque, como aditamento cambiador de velocidad y de par, y como retardador. Los elementos que componen a este dispositivo son el impulsor, la turbina, y el reactor o estator, los cuales se encuentran en una cámara de fluido. Figura 1.20.

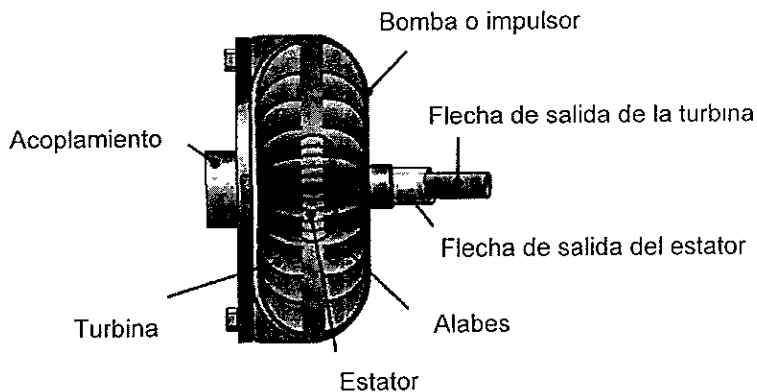


Figura 1.20 Convertidor de par de torsión.

## 1.9 TRANSMISIONES MAGNÉTICAS.

A diferencia de los demás tipos de transmisión, en las transmisiones magnéticas no existe contacto físico entre algunos elementos del mecanismo. Debido a que el efecto de transmitir se produce mediante un campo magnético, ya sea permanente por un conjunto de imanes o inducido por una corriente eléctrica.

Este tipo de transmisión es utilizado comúnmente en motores eléctricos, acoplamientos y otros. Aunque en transportes terrestres como ferrocarriles (MAGLEV : Magnetic Levitation )<sup>11</sup>, es una nueva alternativa para transferir movimiento empezando por la levitación y después propulsando a todo el conjunto, ver figura 1.21. Una fuerza repulsiva y una atractiva son inducidas entre las paredes de la vía y los imanes del vehículo, dando origen a la levitación y propulsión. La introducción de este tipo de tecnología lleva a los investigadores a la búsqueda de imanes superconductores.

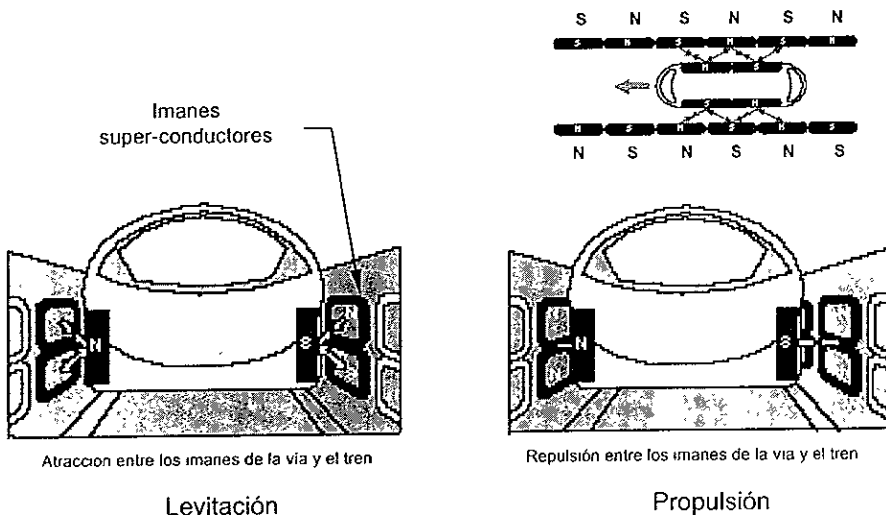


Figura 1.21 Transmisión magnética aplicada a ferrocarriles.

<sup>11</sup> Actualmente Alemania y Japón son los precursores de este tipo de tecnología, basándose en dos principios el primero llamado "sistema de repulsión electromagnética" y el segundo llamado "sistema de atracción electromagnética".

# CAPÍTULO 2





# CONFIGURACIÓN DEL TREN DE POTENCIA PARA EL VEHÍCULO ELÉCTRICO DE REPARTO

## 2.1 PRIMERA PROPUESTA DE CONFIGURACIÓN DEL TREN MOTRIZ.

La configuración y el diseño del tren de potencia del vehículo eléctrico, esta basada en implementar partes y componentes comerciales, con el propósito de que puedan ser adquiridas con facilidad por el usuario del automóvil; y en algunos componentes tener un diseño que pueda ser adaptado con simplicidad.

El principal reto, es utilizar una máquina impulsora eléctrica que sustituya al motor de combustión interna que es utilizado en autos convencionales, teniendo como consecuencia esto un impacto ambiental menor.

El motor de combustión interna ( cuya función es transformar la energía del combustible y conducirla a través de los elementos que integran el tren motriz ) es viable reemplazarlo por un motor eléctrico con un banco de baterías como fuente de alimentación<sup>12</sup>. Aunque es posible emplear los mismos componentes del tren motriz de un vehículo de combustión interna, se pueden eliminar aquellos que no sean indispensables. Sin embargo, el motor eléctrico debe satisfacer la potencia requerida por los parámetros definidos del vehículo ya mencionados, y las pérdidas provocadas por cada elemento.

Por otro lado, el diseño del tren de potencia para esta propuesta va ligado con la configuración del bastidor o chasis, es decir, una vez identificadas las fuerzas de cuerdo a la distribución de peso por los componentes que se podrían implementar y la capacidad de carga que integra al vehículo, se propone un diseño de un bastidor que soporte dicha carga<sup>13</sup>.

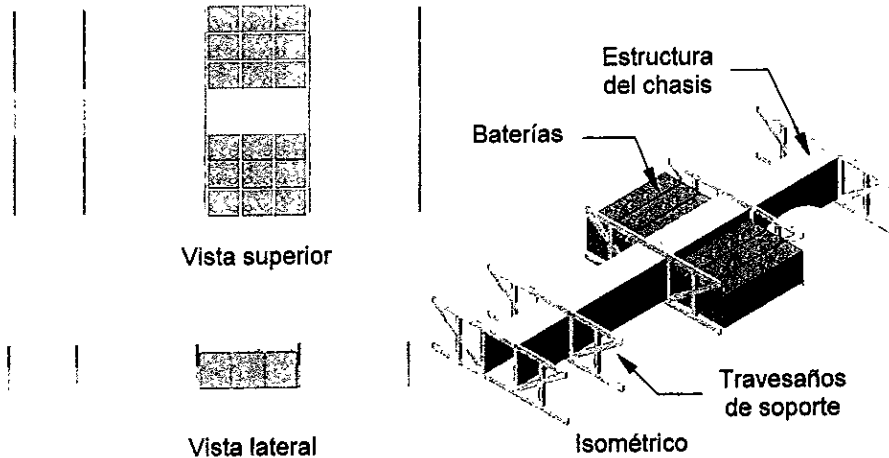
Debido a la agrupación y dimensionamiento del vehículo, también se tiene como objetivo ubicar el área donde se establecerán las baterías que suministrarán la energía al motor, con el objeto de que sean protegidas por el bastidor y sea fácil su extracción

---

<sup>12</sup> Referencia No.2

<sup>13</sup> Referencia No.12

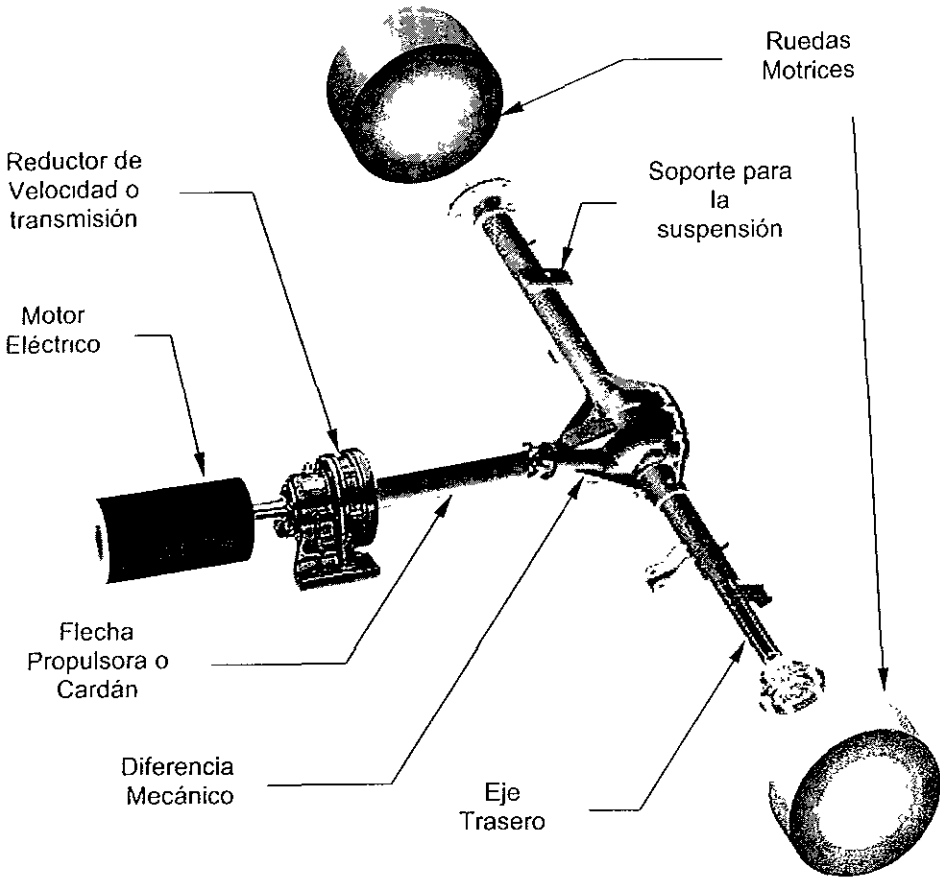
del vehículo . Con base en lo anterior, se hace referencia al lugar geométrico disponible para establecer los componentes del tren motriz. Figura 2.1.



**Figura 2.1 Configuración del bastidor y baterías para la primera propuesta.**

La configuración del chasis para esta propuesta, refleja que el tren motriz debe ser tal que se aproveche el espacio que existe en el centro de éste.

Por tal motivo, la primer propuesta de configuración se encuentra constituida como se muestra en la figura 2.2. Un motor eléctrico de la capacidad requerida por el vehículo, acoplándolo a una transmisión que reduzca las revoluciones del motor y proporcione el par requerido para el movimiento del automóvil, dicha transmisión puede ser de flecha colineal.

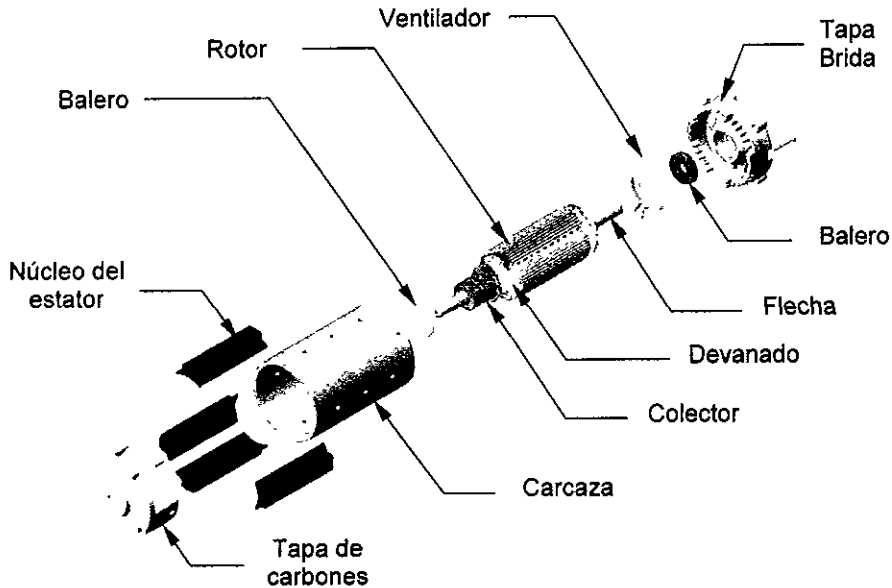


**Figura 2.2 Primera propuesta de configuración del tren motriz.**

De igual manera, a la salida de la transmisión debe estar en contacto con una flecha propulsora; la cual deberá tener articulaciones en sus extremos para darle el giro requerido cuando los ejes de entrada de cada componente no sean colineales entre sí. Finalmente, la flecha propulsora es acoplada con el eje trasero por medio del diferencial mecánico, el cual transmitirá a las ruedas motrices el par requerido para el movimiento del vehículo y compensará la velocidad angular de las ruedas motrices al ir el vehículo por una curva en movimiento.



encuentra dentro del rango de operación de este componente. Ver apéndice B.1. Además, de que emplea un circuito en serie, de acuerdo a las ventajas y desventajas mencionadas en el capítulo uno.



**Figura 2.3 Partes del motor eléctrico de 8 plg.**

En esta primera configuración, el motor de 8 pulgadas tiene las características que se muestran en la tabla 2.1 como resultado de los parámetros mostrados en la Tabla 1.2 en el capítulo uno.

VARIABLE	VALOR	UNIDADES
<i>Potencia consumida</i>	38	H.P.
<i>Revoluciones angulares</i>	2950	R.P.M.
<i>Par</i>	68	lb-ft
<i>Voltaje</i>	95	V

**Tabla 2.1 Parámetros del motor de 8 pulgadas.**

De esta manera, los datos anteriores serían las condiciones de frontera a la entrada de la transmisión y por tal motivo el análisis se desarrolla en transmitir la potencia máxima requerida y la velocidad angular que se tiene en las ruedas motrices como resultado de la velocidad del vehículo eléctrico.

### 2.1.2 EJE TRASERO Y EL DIFERENCIAL MECÁNICO.

En automóviles convencionales, frecuentemente se emplean diferentes tipos de ejes con la finalidad de soportar la carga requerida por el vehículo o también que permitan el movimiento libre de las ruedas. Por esta razón los ejes traseros pueden ser clasificados en aquellos " cuando el eje de las ruedas sostiene la carga del vehículo " y " cuando el eje de las ruedas transmite tracción además de soportar la carga ". Al mismo tiempo, son clasificados por su estructura dentro del tipo rígido<sup>14</sup> o del tipo de suspensión independiente<sup>15</sup>.

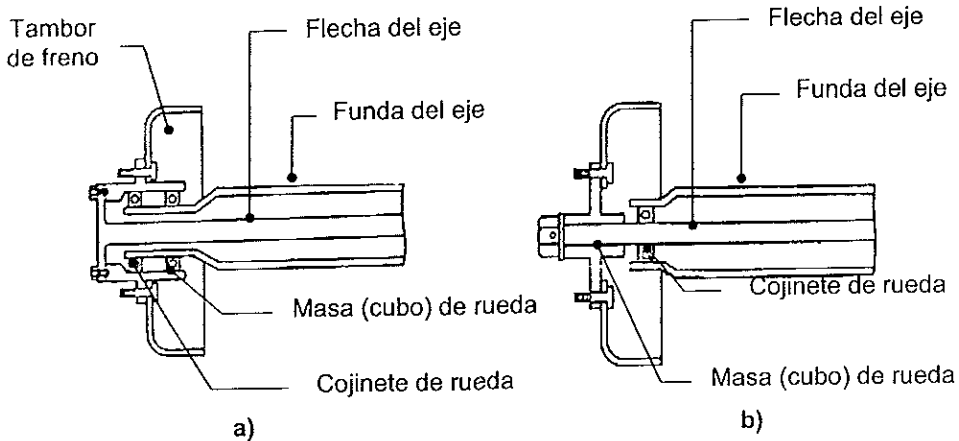
Con esta configuración es posible requerir un eje rígido para las ruedas traseras del vehículo. El cual, mediante la parte exterior de la flecha del eje soporta el peso del chasis o bastidor y de la carrocería. Este componente a su vez es diferenciado en dos tipos : flotante y semiflotante. Ver apéndice C.1.

Cuando el eje trasero es del tipo flotante, la masa de la rueda está conectada por dos cojinetes en el extremo de la funda del eje flotante libre, es decir, que el peso total de la carrocería y el chasis está en la funda del eje y la fuerza torsional es transmitida exclusivamente por el torque de la flecha. Este tipo de eje es utilizado con frecuencia para camiones y autobuses medianos y grandes. Figura 2.4a .

Si el eje trasero es del tipo semiflotante, existe un cojinete entre la flecha del eje trasero y la funda del eje. La funda del eje trasero no solo transmite torque, sino que también soporta el peso del vehículo. Debido a su estructura ligera y sencilla, este tipo es frecuentemente utilizado en automóviles de pasajeros y camiones pequeños. Figura 2.4b .

<sup>14</sup> Dentro del tipo de eje rígido, se utiliza una flecha simple que se conecta a las ruedas derecha e izquierda.

<sup>15</sup> Si el tipo es independiente, permite que cada rueda tenga movimiento independiente de la otra



**Figura 2.4 a) Ejes flotantes, b) ejes semiflotantes.**

Dentro de los ejes traseros comerciales y utilizados en automóviles, es posible emplear el Modelo 60 fabricado por "Ejes tractivos, S.A. de C.V." que pertenece al grupo SPICER<sup>16</sup>. Ver apéndice C.4.

El modelo 60 de ejes traseros, es empleado en automóviles convencionales de combustión interna<sup>17</sup>, debido a las características generales que presenta y la carga que soporta; sin embargo, requiere de algunas modificaciones en algunos de sus parámetros con el propósito de adecuarse a las dimensiones del vehículo eléctrico, como por ejemplo la entrevería o el largo del eje, ya que aproximadamente es de 1.45 m para este modelo de automóvil y el requerido por el vehículo eléctrico es de 1.30 m. No obstante, es posible realizar el recorte de la flecha y la funda del eje.

Por otro lado, dentro del eje trasero rígido se encuentra el diferencial mecánico. Este engranaje final reduce la velocidad del motor y suministra un mayor par en las ruedas; así como también, permite que las ruedas derecha e izquierda giren a velocidades diferentes cuando el vehículo se encuentra sobre una curva.

Para este modelo, la relación de transmisión del diferencial ( $R.V._{Diferencial}$ ) es de 4.273, lo cual debe considerarse en la relación de transmisión total ( $R.V._{Total}$ ) del tren de potencia.

<sup>16</sup> El grupo SPICER está compuesto de diversas empresas, entre las cuales Ejes tractivos, S A de C V es una de las compañías asociadas

<sup>17</sup> Modelo de automóvil: Pick up " Estaquita "; Marca: NISSAN; 1999

Al emplear un eje trasero para el vehículo, se tiene la ventaja de que es un componente comercial y que puede ser adquirido por el usuario del vehículo eléctrico.

### 2.1.3 TRANSMISIÓN PARA LA PRIMER PROPUESTA.

Dentro del tren motriz, la transmisión es aquella que cambia la relación de potencia dependiendo de las condiciones de trabajo; es decir, la cantidad de torque o momento de torsión, y el desplazamiento hacia un sentido o en reversa, de la maquinaria que se desea poner en movimiento. Sin embargo, es necesario analizar aquellas condiciones de frontera que se tienen a la entrada y la salida de este componente, tomando en cuenta los siguientes parámetros de diseño en sus diferentes estados dinámicos :

- a) Cantidad de torque o momento de torsión que se desea transmitir
- b) Relación de velocidad a la que se desea transmitir
- c) Tipo de transmisión ( bandas, cadenas, engranes, etc. )
- d) Eficiencia de la transmisión
- e) Materiales a emplear

Al proponer una configuración para la transmisión se deben identificar los diferentes estados dinámicos que pueden existir, es decir, aquellos estados en donde las variables controladas se encuentran en un rango en específico o con un valor característico que influye en el diseño de la misma. Por tal motivo la selección de la relación de la transmisión se divide en dos partes:

- la relación de transmisión dinámica
- la relación de transmisión cinemática

La relación entre la velocidad angular de un elemento propulsado y la velocidad angular de un elemento propulsor se denomina "relación de transmisión cinemática". La relación de los pares que actúan en estos elementos se llama "relación de transmisión dinámica". Debido a que en un sistema de transmisión de potencia las magnitudes básicas que lo caracterizan son la velocidad angular y el par, basta utilizar estas dos relaciones



Por otro lado, es necesario establecer una relación de transmisión constante, ya sea cinemática o dinámica; con el propósito de definir un valor en aquellos elementos o componentes que en ningún momento puedan variar. En este caso, la relación del diferencial mecánico permanece como constante.

Para definir los estados dinámicos del vehículo se calculó la energía por unidad de tiempo y el par requerido en las ruedas motrices para los diferentes valores de la  $V_{m\acute{a}x}$  y el P.B.V.; de esta manera, es posible conocer las revoluciones angulares y el par proporcionado del motor con la misma energía establecida por el sistema como se muestra a continuación:

- 1er. Edo. Dinámico

$V_{m\acute{a}x} = 40 \text{ Km/hr}$ ; P.V.B. = 3 Ton			
MOTOR 8" (XP-1108)		RUEDAS MOTRICES	
Potencia (H.P.)	38	Potencia (H.P.)	38.21
Par (lb-ft)	68	Par (lb-ft)	681.01
Revoluciones (R.P.M.)	2950	Revoluciones (R.P.M.)	294.73

En el P.B.V. se proponen 3 Ton, con la finalidad de tener un excedente de 500 kg como factor de seguridad en el análisis de consumo de energía del vehículo. Los valores descritos para el motor y las ruedas motrices se encuentran en los apéndices B.1 y A 2, respectivamente.

- 2do. Edo. Dinámico

$V_{m\acute{a}x} = 0.1 \text{ Km/hr}$  (aproximadamente cero) ; P.V.B. = 3 Ton

Se requiere un par de 630 lb-ft en las ruedas motrices para empezar a mover el vehículo ( punto inminente ).

- 3er. Edo. Dinámico

$V_{\text{máx}} = 60 \text{ Km/hr} ; \text{P.V.} = 1.5 \text{ Ton}$			
MOTOR 8" (XP-1108)		RUEDAS MOTRICES	
Potencia (H.P.)	18.04	Potencia (H.P.)	18
Par (lb-ft)	643.17	Par (lb-ft)	18
Revoluciones (R.P.M.)	147.36	Revoluciones (R.P.M.)	5700

En este caso, el P.V. es de 1.5 Ton debido a que no se considera la carga a transportar.

- 4to. Edo. Dinámico

$V_{\text{máx}} = 0.1 \text{ Km/hr}$  (aproximadamente cero) ; P.V. = 1.5 Ton ( sin carga)

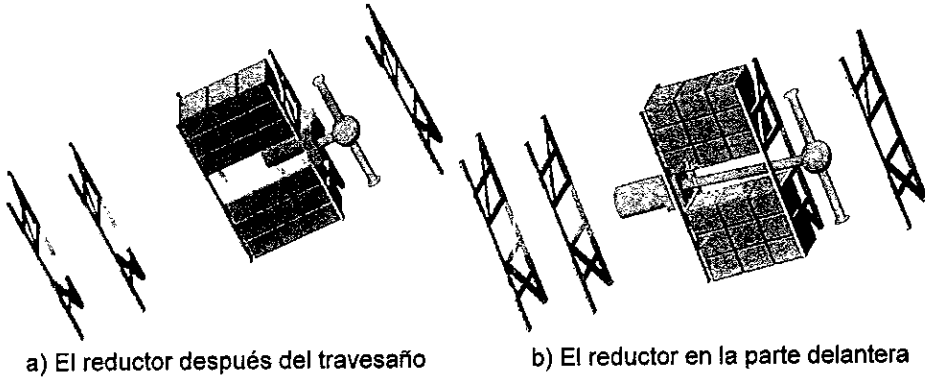
Se requiere un par de 315 lb-ft en las ruedas motrices para empezar a mover el vehículo ( punto inminente ).

El empleo de una transmisión comercial sería adecuado para esta primera configuración, por tal motivo la selección de este componente puede referirse a un condensado de éstas que son aplicadas a camiones pequeños ( pick-ups ), entre las cuales, los modelos 143FS, TR-2450, TR-3340 y 199A de la compañía TREMEC son posibles soluciones ( ver apéndice D.1 ), debido a que pueden soportar el par del motor y transmitirlo al siguiente componente con una variedad de relaciones de transmisión. Aunque los componentes mencionados emplean hasta 5 cambios más la reversa, pueden eliminarse aquellos elementos que no se utilicen, teniendo como resultado una disminución de peso.

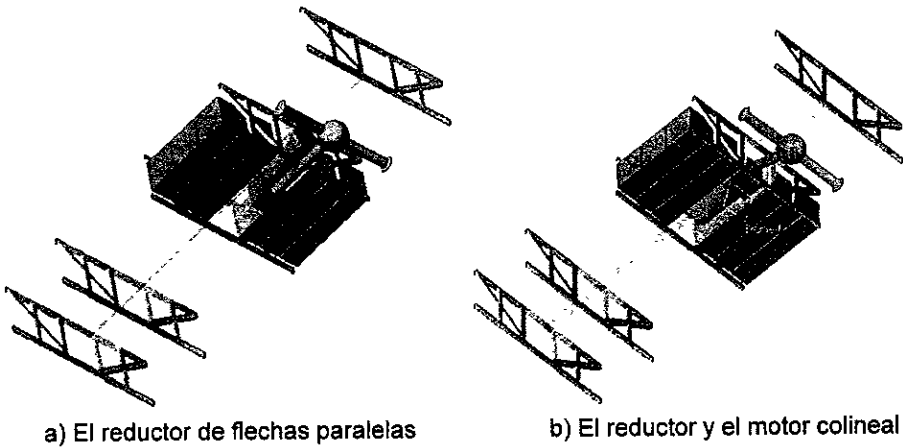
Posteriormente, se procede a unir el motor eléctrico y la transmisión mediante el uso de un embrague; el cual, puede ser comercial mientras los acoplamientos empleados entre cada componente tendrían que fabricarse.

Por otro lado, los elementos anteriores pueden sustituirse mediante un reductor de velocidad acoplado al motor eléctrico, teniendo como resultado una sola relación de transmisión y un consumo de energía mayor, debido a que el par proporcionado por el motor será establecido por la energía requerida para el movimiento del vehículo y no

por los componentes mecánicos. A consecuencia de lo anterior pueden crearse opciones de esta alternativa como se muestra en la figura 2.5 y 2.6.



**Figura 2.5 Opciones que emplean un reductor de velocidad como alternativa.**



**Figura 2.6 Otras opciones que emplean un reductor.**

No obstante, el movimiento del vehículo hacia adelante o hacia atrás podría ser regulado por un control en el motor, es decir, hacer fluir la corriente eléctrica en un sentido provocando que el campo magnético se oriente de igual manera, dando origen a que la flecha del motor gire en una dirección y para cuando se requiera invertir el giro del eje se hace fluir la corriente eléctrica en sentido contrario. Figura 2.7 y 2.8.

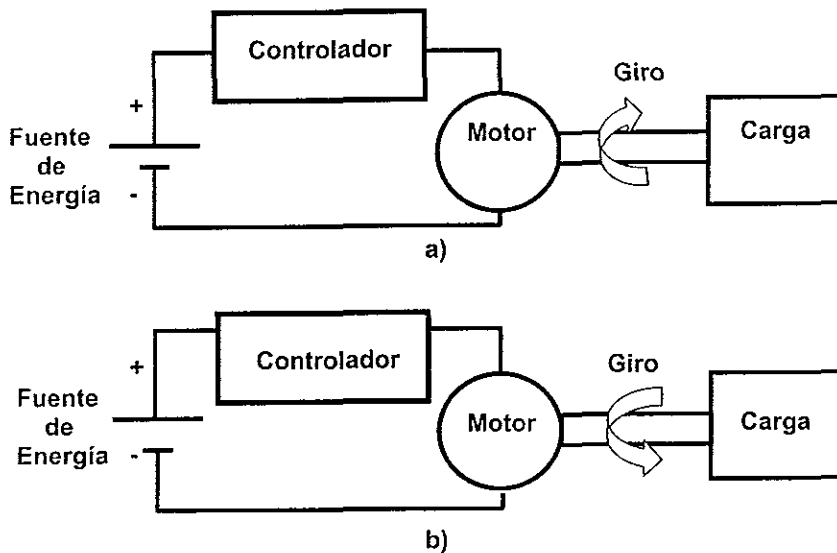


Figura 2.7 Diagrama del circuito del motor.

Como consecuencia de esto, en la caja de cambios, es posible eliminar un engrane "loco" o "intermedio" para la inversión del movimiento de giro.

Bajo las circunstancias mencionadas, esto provocaría un consumo de energía más de lo previsto, debido a la inercia que tendría que vencer todo el mecanismo en un sentido de giro y después en dirección inversa. Por esta razón, es necesario tomar en cuenta la autonomía del vehículo, para que cumpla con los parámetros definidos.

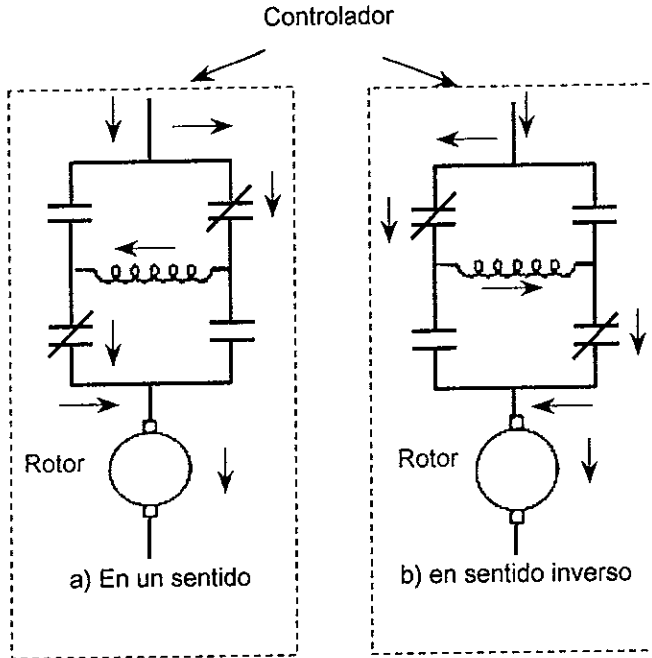


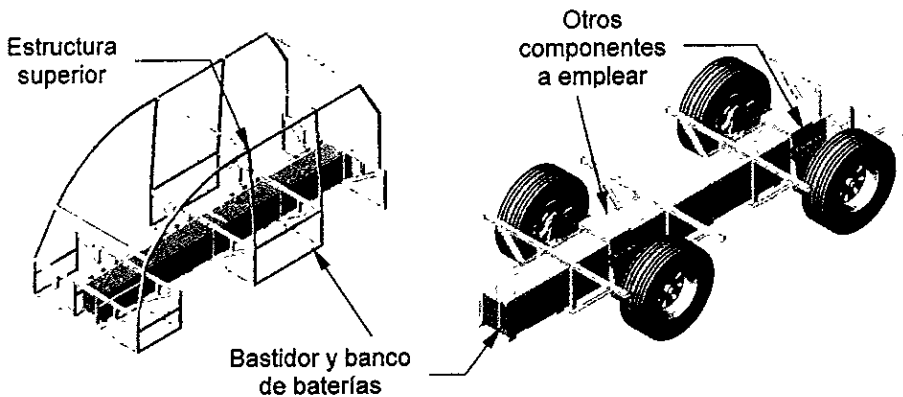
Figura 2.8 Diagrama de la función del controlador.

## 2.2 SEGUNDA PROPUESTA DE CONFIGURACIÓN DEL TREN MOTRIZ.

En esta configuración del tren motriz también se propone implementar componentes comerciales como una solución adecuada para dicho sistema. La cual se enfoca en realizar una transmisión de potencia independiente; es decir, que cada rueda motriz sea propulsada por un motor, teniendo como consecuencia una bi-partición de la energía total requerida por el vehículo y originándose dos sub-sistemas de iguales características, controlados eléctricamente por un circuito de mando.

Al tener esta configuración como alternativa del sistema, implica una disminución de componentes mecánicos que son sustituidos eléctricamente. Sin embargo, las pérdidas ocasionadas por aquellos elementos mecánicos tendrán que ser comparadas con las pérdidas eléctricas existentes en la conexiones, debidas a la caída de tensión en el suministro de la energía eléctrica. Dicha comparación tendrá que ser analizada en un trabajo posterior.

De igual manera como en la primer propuesta, se propone un bastidor que soporte cada uno de los componentes que se utilizarán y la carga a transportar por el vehículo; dando origen al lugar geométrico donde se ubicarán las baterías que suministran la energía a todo el automóvil. En esta propuesta se emplea un bastidor similar al mencionado en la primera configuración, pero con un arreglo de las baterías en la parte central a lo largo de dicho componente como se muestra en la figura 2.9.



**Figura 2.9 Configuración del bastidor y baterías para la segunda propuesta.**

Dicho arreglo de baterías estará conformado por un cajón para facilitar la extracción de éstas hacia el exterior del vehículo, ya sea con el propósito de reemplazarlas o cambiar las terminales<sup>18</sup>. De esta manera, se observa que la región que se encuentra a los costados de la parte posterior del bastidor, es la zona más asequible de ubicar los componentes que se emplearán para el tren motriz.

Esta propuesta se encuentra conformada por un motor eléctrico de menor capacidad al que se planteó en la primer configuración. Al ser independiente la transmisión de potencia, la capacidad del motor eléctrico que se requiere para el movimiento del vehículo en cada rueda motriz, es de la mitad de la energía total que se

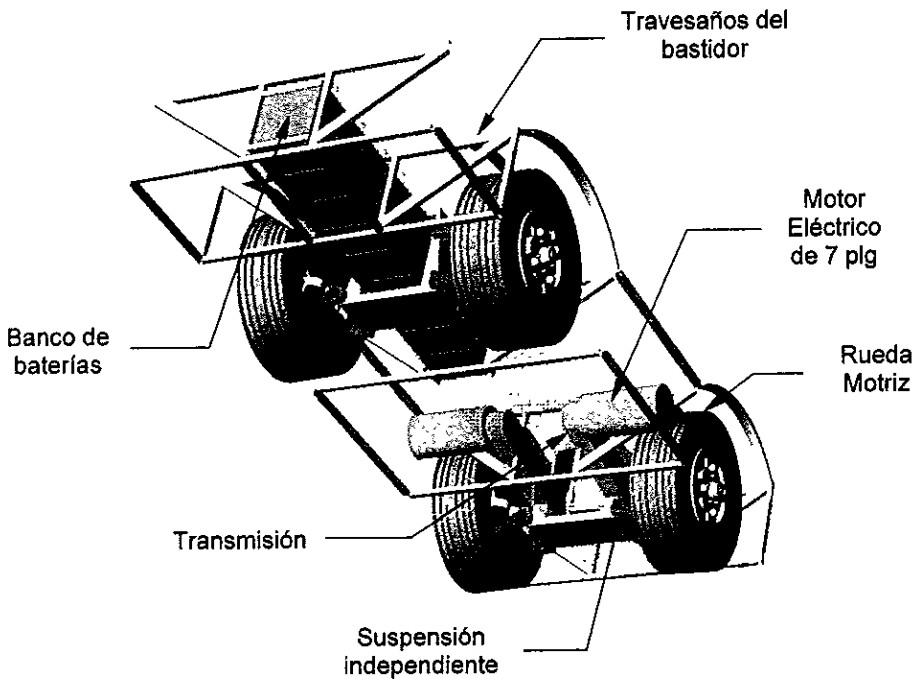
<sup>18</sup> Referencia No.12

necesita para mover el automóvil; es decir, si la capacidad del motor requerido en la primer propuesta es de 38 H.P., como se mencionó anteriormente, los motores a emplear en esta configuración serán de 19 H.P. y el par requerido por cada rueda motriz será de 340 lb-ft.

Dicho motor eléctrico se obliga a ser acoplado a una caja de cambios, ó a un reductor de velocidad con una relación de transmisión adecuada. El empleo de dos transmisiones como las mencionadas en la primer propuesta para este arreglo, sería redundante, debido a las dimensiones que presentan estos componentes y las capacidades en que operan. Sin embargo, el diseño de una caja de cambios adecuada sería la solución para este planteamiento.

Por otro lado, el empleo de un reductor de velocidad con una relación de transmisión adecuada es también una solución para este proyecto, siendo el diseño de este componente "elemental", es decir, una sola relación de transmisión; debido a que puede ser controlado el consumo de energía y el par requerido en la rueda motriz por el circuito de mando, el motor eléctrico y el reductor de velocidad para satisfacer la capacidad solicitada.

La flecha de salida del reductor induce a ser acoplada directamente a una flecha de velocidad constante con sus debidas articulaciones para que pueda ser unida directamente a la rueda motriz. Sin embargo, la inercia adquirida por todo el conjunto sería desaprovechada y tendería a una desaceleración cuando no hubiese alimentación por la fuente de energía ( ver figura 2.10 ). Por tal motivo, es recomendable un elemento intermedio entre el reductor y la flecha de velocidad, es decir, un embrague. El cual tendrá la función de acoplar y separar la transmisión con la finalidad de no perder la inercia adquirida por el vehículo.



**Figura 2.10 Configuración del tren motriz para la segunda propuesta**

### 2.2.1 MOTOR ELÉCTRICO DE 7".

Este motor eléctrico es similar al mencionado en la primera configuración, debido a que el circuito eléctrico de esta máquina también es en serie, y por lo tanto, la clasificación de este componente también es definida por las dimensiones de su carcasa; pero a diferencia del anterior, contiene una tabla de especificaciones con valores distintos.

Estos motores son de importación y su costo es bastante elevado, por lo cual se inició un proceso de ingeniería inversa para generar la tecnología para su fabricación en el país, desafortunadamente el tipo de laminados que se requieren para su construcción son también de importación y el costo es muy alto. Figura 2.11.



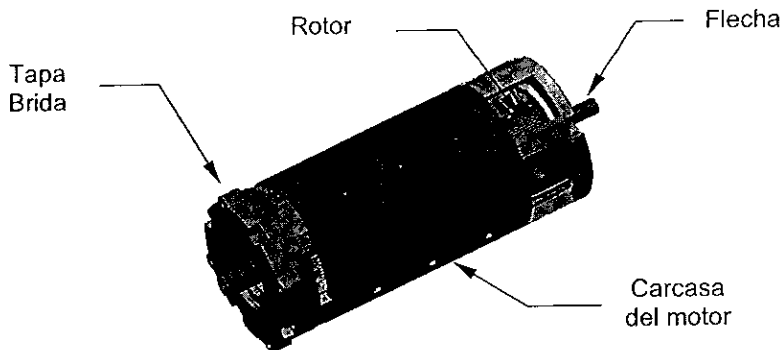


Figura 2.11 Motor eléctrico de 7plg. X91-4001.

El motor eléctrico que se propone en esta alternativa se encuentra dentro del rango que se requiere para afrontar la carga que se generará bajo las condiciones mencionadas. Es por eso, que el empleo de este componente cumple con la demanda solicitada para la propuesta. De igual manera, se definen los estados dinámicos para cada motor con los parámetros de  $V_{\text{máx}}$  y P.B.V. que se muestran a continuación :

- 1er. Edo. Dinámico

$V_{\text{máx}} = 40 \text{ Km/hr}$ ; P.V.B. = 3 Ton			
MOTOR 7" (X91-4001)		RUEDA MOTRIZ	
Par (lb-ft)	35.25	Par (lb-ft)	340.5
Revoluciones (R.P.M.)	2680	Revoluciones (R.P.M.)	294.73
Potencia (H.P.)	19	Potencia (H.P.)	19.01

De igual manera se propone 3 Ton, con la finalidad de tener un excedente de 500 kg , como factor de seguridad en el análisis del consumo de energía en el vehículo. Los valores descritos para el motor y las ruedas motrices se encuentran en los apéndices B.2 y A.2, respectivamente.

- 2do. Edo. Dinámico

$V_{\text{máx}} = 0.1 \text{ Km/hr}$  (aproximadamente cero) ; P.V.B. = 3 Ton

Se requiere un par de 315.3 lb-ft en cada rueda motriz para empezar a mover el vehículo. ( Punto inminente )

- 3er. Edo. Dinámico

$V_{\text{máx}} = 60 \text{ Km/hr}$ ; P.V. = 1.5 Ton			
MOTOR 7" (X91-4001)		RUEDAS MOTRIZ	
Par (lb-ft)	34	Par (lb-ft)	214.4
Revoluciones (R.P.M.)	2700	Revoluciones (R.P.M.)	442.1
Potencia (H.P.)	18	Potencia (H.P.)	18.04

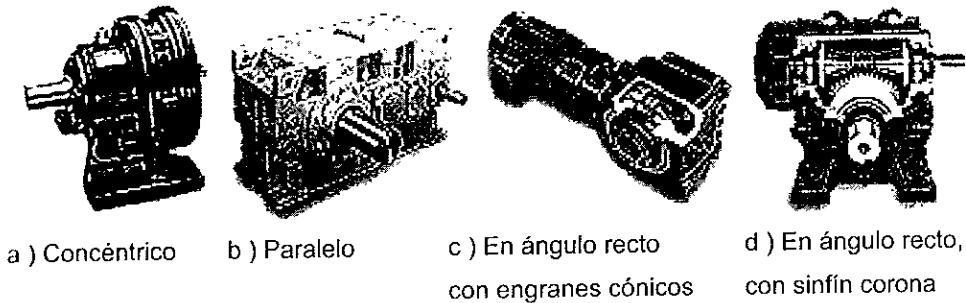
- 4to. Edo. Dinámico

$V_{\text{máx}} = 0.1 \text{ Km/hr}$  (aproximadamente cero) ; P.V.B. = 1.5 Ton

Se requiere un par de 158 lb-ft en cada rueda motriz para empezar a mover el vehículo.( Punto inminente )

## 2.2.2 TRANSMISIÓN PARA LA SEGUNDA CONFIGURACIÓN.

La investigación de este mecanismo se enfoca primero en la búsqueda de un reductor de velocidad comercial, que proporcione una solución para esta alternativa. Dando como resultados de esta primer inspección una serie de componentes con características limitadas por el poco empleo de éstos en aplicaciones automotrices. Debido a que su manejo esta enfocado a máquinas industriales con dimensiones voluminosas, y en las que el mobiliario se encuentra estático. Teniendo relaciones de transmisión desde 5:1 hasta 4900:1; y manejando capacidades de 1/8 hasta 152 H.P. Figura 2.12.



**Figura 2.12 Algunas configuraciones de reductores comerciales**

Por tal motivo, la transmisión para esta alternativa induce a diseñar un dispositivo que soporte los distintos estados dinámicos que se presentan; lo que implica un estudio de cargas, esfuerzos, materiales y dimensiones para el conjunto de componentes que integran al mecanismo; es decir, engranes, flechas, rodamientos, etc. Sin embargo, el diseño del mecanismo también depende del consumo de energía que se desea economizar para cumplir con la autonomía del vehículo; y de aquellos elementos normalizados a recurrir.

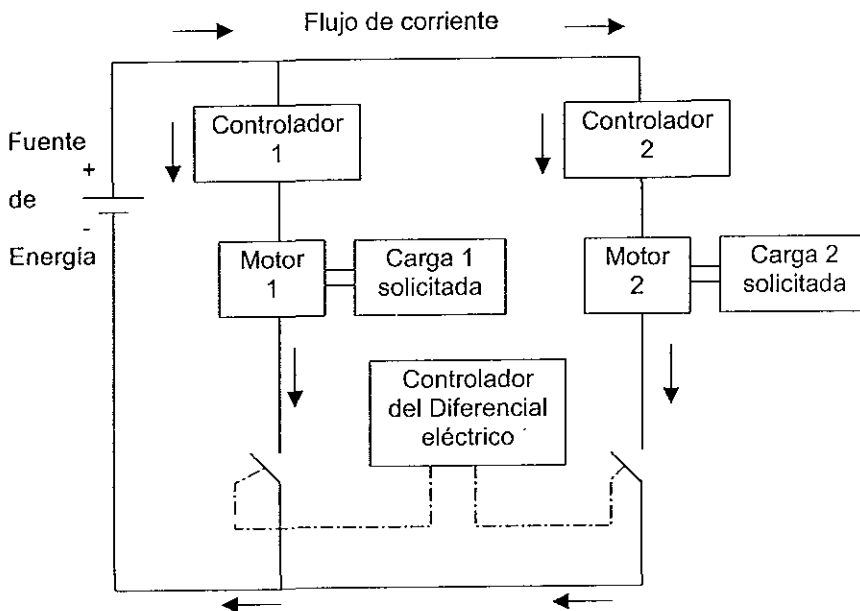
Es necesario asegurar que los elementos que integran al mecanismo tengan una larga vida, y por lo tanto es muy importante la selección de la calidad del material y el tratamiento térmico, ya que en la mayoría de las ocasiones es empleado el acero, teniendo una diversidad de aleaciones para la aplicación que se desee. Sin embargo, las propiedades que se requieren del acero dependerán de factores inherentes a su fabricación desde la vaciada en fundición, pasando por su refinación y finalizando en su laminado o forja, ya que estos problemas pueden ser detectados tanto en la aleación como en la microestructura, provocando que no se cumplan con los parámetros fijados por el fabricante

### 2.2.3 DESCRIPCIÓN DEL DIFERENCIAL ELÉCTRICO Y EL CONTROLADOR.

Como se mencionó anteriormente, el diferencial mecánico es un engranaje final que reduce la velocidad del motor y suministra un mayor par en las ruedas, así como

también permite que las llantas ( derecha e izquierda ) giren a velocidades diferentes cuando el vehículo se encuentra sobre una curva.

Este mecanismo puede ser sustituido por un circuito de mando eléctrico, es decir, cada rueda motriz ( que es independiente y gira a diferentes o iguales velocidades y pares ) solventa su demanda dependiendo de la carga solicitada por el motor correspondiente, y la distribución es dada por dicho circuito. Al arreglo del circuito se le ha denominado como " Diferencial Eléctrico ", y consta de un arreglo en paralelo de los componentes y elementos en materia. Por tal motivo, dos subsistemas de iguales características son mandados por dos controladores que están operando en conjunto. Ver figura 2.13.



Nota : El diagrama del circuito de los controladores exhibidos en esta figura es similar al que se muestra en la primer propuesta

**Figura 2.13 Descripción del diagrama del diferencial eléctrico**

Los controladores eléctricos que se usan para variar la velocidad de los motores de corriente directa, son del tipo "chopper" con modulación de ancho de pulso (PWM),

los cuales también son de importación, por lo que se está desarrollando uno para este vehículo<sup>19</sup>.

El diagrama de bloques del controlador se muestra en la figura 2.14a, donde los transistores de potencia tipo MOSFET están conectados en paralelo y se utilizan como un interruptor electrónico con el que se controla la corriente que fluye en las bobinas del motor. Estos transistores están conectados en serie con las baterías y el motor, y pueden operar con una frecuencia de conmutación de hasta 15,000 veces por segundo. El "circuito de control" varía la razón del tiempo de encendido y apagado (ciclo de trabajo), en respuesta a la demanda del acelerador.

Cuando el interruptor electrónico está cerrado, es decir los transistores están en corte, la corriente que fluye a través de las bobinas del motor aumenta y se almacena energía en el campo magnético del motor. Cuando el interruptor electrónico se abre, los transistores entran a su región de saturación, la energía almacenada ocasiona que la corriente del motor siga fluyendo a través del "diodo de giro libre". Como se muestra en la gráfica de la figura 2.14b, la corriente aumenta y disminuye con una pendiente que depende del tiempo de encendido y apagado de los transistores. La corriente promedio determina entonces el par del motor y por lo tanto es controlado a través de la razón entre el tiempo de encendido y apagado. Así se logra tener un control suave y con muy baja pérdida de energía en los componentes del controlador.

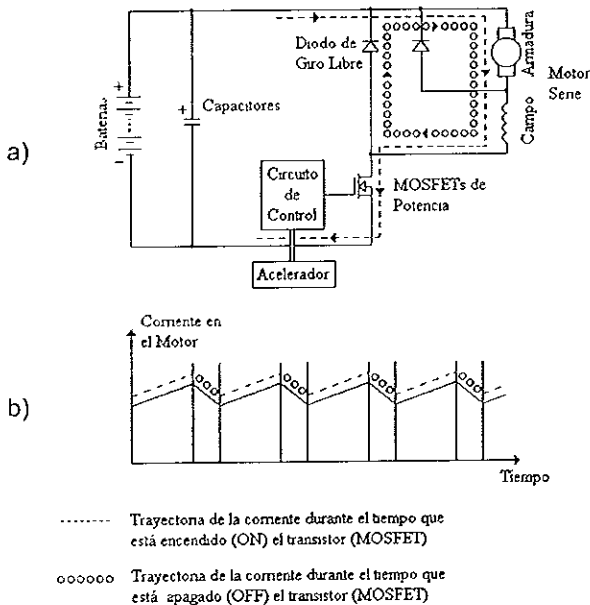
Cuando los transistores están encendidos, la corriente que fluye en el motor y por tanto a través de ellos, se determina midiendo la caída de voltaje en las terminales de los MOSFETs y su temperatura de operación. Para poder ajustar la resistencia de la juntura "drain-source" del dispositivo y entonces poder conocer la corriente. Esta corriente se compara con una referencia que corresponde a la corriente máxima permitida; y si excede el límite, una señal de sobrecorriente obligará al controlador a reducir el par del motor hasta que la corriente esté dentro del límite permitido.

Con este tipo de medición indirecta de la corriente no es necesario tener en el circuito una resistencia tipo "shunt" que es la forma en que comúnmente se mide la corriente, reduciendo así la pérdida de energía en el controlador<sup>20</sup>.

---

<sup>19</sup> Referencias No 11 y 23

<sup>20</sup> Referencia No 23



**Figura 2.14 a) Diagrama de bloques del controlador**

**b) Gráfica de la corriente en el motor.**

A la fecha, se tiene completo el diseño de cada uno de los bloques del controlador. Se hizo una búsqueda de los componentes electrónicos con proveedores nacionales y se identificaron el tipo y costo de los interruptores electrónicos de estado sólido, tipo MOSFETs, así como de los sensores de temperatura que se tienen disponibles. Se seleccionaron los adecuados para esta aplicación y se inició la construcción del prototipo. Este prototipo tiene un avance aproximado del 15%

### 2.3 PARÁMETROS DE EVALUACIÓN ENTRE CADA PROPUESTA.

Como se describió en el capítulo anterior, se especificaron los componentes o elementos de cada propuesta del tren motriz para el vehículo eléctrico. Por tal motivo, esto induce a seleccionar una de las dos configuraciones mencionadas de acuerdo a las características principales que existe entre cada componente de dichos arreglos.

De esta manera, el siguiente análisis de selección esta basado mediante los parámetros de costo, eficiencia, disponibilidad comercial, diseño, peso y otros, asignándoles un nivel jerárquico a cada uno de estos. Es importante destacar, que uno de los principales objetivos del proyecto del vehículo eléctrico de reparto, es la investigación de nuevas formas, conceptos y tecnologías que pueden ser utilizadas para el área automotriz con el propósito de innovar o de transmitir ideas o conocimientos que sean empleados en un futuro. Sin embargo, la comercialización del vehículo juega un papel importante en la producción y adquisición de todos sus componentes, debido a que pueden ser estos fabricados nacionalmente o importados de diferentes países. Finalmente, el criterio adquirido por el diseñador y el grupo de trabajo origina el rumbo del proyecto.

## **2.4 SELECCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN DE LA TRANSMISIÓN.**

En la presente sección, se describirán matrices comparativas entre los elementos más representativos de cada configuración de acuerdo a la metodología desarrollada en la referencia No.8 . En la tabla 2.2 se proporciona una breve descripción de las características a evaluar, y en la tabla 2.3 se hace una comparación del grado de importancia entre los parámetros establecidos para cada elemento mecánico y eléctrico. La ponderación de estos parámetros se determina con los puntos y porcentajes obtenidos de cada componente y el arreglo propuesto. Cuando el valor asignado es de 1 la prioridad es mayor, y cuando es de 0 ésta es menor.

Una vez obtenido el porcentaje por característica del elemento se multiplica por el valor asignado de acuerdo al criterio planteado, en la tabla 2.4 se muestra el grado de satisfacción establecido; es decir, excelente ( 100% ), bueno ( 75% ), aceptable ( 50% ), escaso ( 25% ) y no aplica ( 0% ).

Característica o parámetro	Descripción
A Costo	Precio aproximado de la parte o componente a utilizar en moneda nacional.
B Eficiencia	La capacidad de realizar su labor para el fin que es destinado mediante una cuantificación.
C. Disponibilidad comercial	La accesibilidad de adquirir un componente comercial, ya sea nacional o importado.
D. Diseño	Características obtenidas por el componente con el propósito de reunir ciertos requerimientos según la necesidad.
E. Peso	Masa total de la pieza, componente o el conjunto de elementos empleados para el vehículo.
F. Acoplamiento con los demás elementos	La forma en que interactúa una o varias piezas con otro sistema mediante una unión.
G Conexiones eléctricas	El enlace que existe entre una pieza o elemento con un dispositivo eléctrico.
H. Extracción del vehículo	La forma de extraer el componente o la pieza del vehículo hacia el exterior.
J. Mantenimiento	La revisión periódica de las partes y componentes comerciales que ejecutan su función, con el propósito de prevenir alguna falla.
K Compostura y/o reciclaje	En caso de no funcionar el componente debe conocerse al fabricante y el lugar para su reparación; al igual de la asistencia técnica que puede ofrecer. Si el componente no se puede emplear por más de cierto tiempo, debe tenerse presente el impacto ambiental generado por el uso, adquisición y desecho.

**Tabla 2.2 Descripción de las especificaciones planteadas para la selección de la configuración de la transmisión.**





ELEMENTO		MOTOR TIPO TÉCNICO DEL CORRIENTE DIRECTA DEL TIPO EN SERIE 1												SUMA	PORCENTAJE (%)		
1	A	0	0	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	0	4	8.89
2	B	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	7	15.56
3	C	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	7	15.56
4	D	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	7	15.56
5	E	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	7	15.56
6	F	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	7	15.56
7	G	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	7	15.56
8	H	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	7	15.56
9	I	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	7	15.56
10	J	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	7	15.56
11	K	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	7	15.56
TOTAL														45	100.00		

ELEMENTO		CONTROLADOR PARA EL MOTOR (DEL TIPO CHOPPER)												SUMA	PORCENTAJE (%)		
1	A	0	0	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	0	5	11.11
2	B	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	8	17.78
3	C	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	8	17.78
4	D	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	8	17.78
5	E	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	8	17.78
6	F	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	8	17.78
7	G	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	8	17.78
8	H	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	8	17.78
9	I	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	8	17.78
10	J	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	8	17.78
11	K	0	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	8	17.78
TOTAL														45	100.00		

ELEMENTO		TIPO MOTOR (REDUCTOR DE LINGUALES, CÓNICOS Y HELICOIDALES, ADEMÁS CADENAS Y CATENINAS)												SUMA	PORCENTAJE (%)		
1	A	0	1	0	0	1	1	0	0	1	1	1	1	0	0	3	6.67
2	B	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	8	17.78
3	C	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	8	17.78
4	D	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	8	17.78
5	E	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	8	17.78
6	F	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	8	17.78
7	G	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	8	17.78
8	H	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	8	17.78
9	I	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	8	17.78
10	J	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	8	17.78
11	K	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	8	17.78
TOTAL														45	100.00		

ELEMENTO		TRANSMISIÓN TR-2450 (CAJA DE CAMBIOS)												SUMA	PORCENTAJE (%)		
1	A	0	1	0	0	1	1	0	0	1	1	1	1	0	0	3	6.67
2	B	0	1	0	0	1	1	1	0	0	1	1	1	0	0	2	4.44
3	C	0	1	0	0	1	1	1	0	0	1	1	1	0	0	5	11.11
4	D	0	1	0	0	1	1	1	0	0	1	1	1	0	0	5	11.11
5	E	0	1	0	0	1	1	1	0	0	1	1	1	0	0	5	11.11
6	F	0	1	0	0	1	1	1	0	0	1	1	1	0	0	5	11.11
7	G	0	1	0	0	1	1	1	0	0	1	1	1	0	0	5	11.11
8	H	0	1	0	0	1	1	1	0	0	1	1	1	0	0	5	11.11
9	I	0	1	0	0	1	1	1	0	0	1	1	1	0	0	5	11.11
10	J	0	1	0	0	1	1	1	0	0	1	1	1	0	0	5	11.11
11	K	0	1	0	0	1	1	1	0	0	1	1	1	0	0	5	11.11
TOTAL														45	100.00		

Tabla 2.3 Evaluación entre las características de cada elemento representativo



CARACTERÍSTICA	I. FI. TRANSFORMACIÓN (SUMA DE TRANSFORMACIONES)										SUMA	PORCENTAJE (%)		
	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K				
A. Como	0	0	1	0	1	1	0	1	0	1	0	1	4	8.89
B. Eficiencia	1												5	11.11
C. Disponibilidad comercial	1												4	8.89
D. Diseño	0												6	13.33
E. Peso	1												7	15.56
F. Acoplamiento con los demás elementos	0												0	4.44
G. Conexiones eléctricas	0												0	0.00
H. Extracción del vehículo	1												3	20.00
J. Mantenimiento	0												2	11.11
K. Compostura y/o reciclable	0												2	13.33
													45	100.00

CARACTERÍSTICA	DIFERENCIAL ELÉCTRICO (CONEXIÓN EN PARALELO)										SUMA	PORCENTAJE (%)		
	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K				
A. Costo	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	2	4.44
B. Eficiencia	1												5	11.11
C. Disponibilidad comercial	0												0	0.00
D. Diseño	1												7	15.56
E. Peso	0												1	2.22
F. Acoplamiento con los demás elementos	1												3	6.67
G. Conexiones eléctricas	1												7	15.56
H. Extracción del vehículo	1												9	20.00
J. Mantenimiento	1												5	11.11
K. Compostura y/o reciclable	1												6	13.33
													45	100.00

CARACTERÍSTICA	SUSPENSIÓN TRASERA										SUMA	PORCENTAJE (%)		
	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K				
A. Costo	0	0	1	0	1	0	0	1	0	0	0	0	4	8.89
B. Eficiencia	1												3	6.67
C. Disponibilidad comercial	0												2	4.44
D. Diseño	0												6	13.33
E. Peso	0												5	11.11
F. Acoplamiento con los demás elementos	1												7	15.56
G. Conexiones eléctricas	0												0	0.00
H. Extracción del vehículo	1												8	17.78
J. Mantenimiento	1												5	11.11
K. Compostura y/o reciclable	0												5	11.11
													45	100.00

Tabla 2.3 Continuación

Criterio	Valor
<i>Excelente</i>	5
<i>Bueno</i>	4
<i>Aceptable</i>	3
<i>Escaso</i>	2
<i>No aplica</i>	1

**Tabla 2.4 Escala aplicada al elemento de cada configuración de acuerdo al criterio designado.**

Por ejemplo, el "Motor eléctrico" obtuvo un porcentaje en el parámetro de costo del 8.89% de los demás parámetros. Al multiplicar dicho porcentaje por el criterio designado para el motor de 8 pulgadas ( que es de 4 ), se consiguió una puntuación ( de 0.36 ).

De la misma manera se realizó para los demás parámetros, originando una puntuación final que fue comparada con el componente de la otra configuración. De esta manera, se examina en la tabla 2.5 las puntuaciones totales de ambas configuraciones y se observa que la primer configuración tiene la mayor calificación, aunque la diferencia entre ellas no es representativa, siendo esta del 2.2% ( Diferencia entre cada propuesta =  $( 17.16 - 16.78 / 17.16 )$  ). Esto se debe a que una configuración tiene ventajas en algún parámetro y elemento sobre la otra, pero a la vez padece de alguna característica en otro componente. Por tal motivo, ambas propuestas son aceptables o viables para su elaboración de acuerdo con los recursos con los que se cuenta para su desarrollo, es decir, instalaciones, equipo, herramientas, material y personal.

1er Configuración

2da Configuración

ELEMENTO	Motor de 8"			Dos motores de 7"		
	(%) Característica	Criterio	Producto ( Ptos )	(%) Característica	Criterio	Producto ( Ptos )
A Costo	8.89	4	0.36	8.89	2	0.18
B Eficiencia	15.56	4	0.62	15.56	4	0.62
C Disponibilidad comercial	15.56	2	0.31	15.56	2	0.31
D Diseño	8.89	4	0.36	8.89	4	0.36
E Peso	13.33	4	0.53	13.33	2	0.27
F Acoplamiento con los demás elementos	11.11	4	0.44	11.11	4	0.44
G Conexiones eléctricas	2.22	3	0.07	2.22	3	0.07
H Extracción del vehículo	4.44	5	0.22	4.44	5	0.22
J Mantenimiento	11.11	4	0.44	11.11	4	0.44
K Compostura y/o reciclable	8.89	3	0.27	8.89	3	0.27
<b>Puntuación obtenida</b>			<b>3.62</b>	<b>Puntuación obtenida</b>		<b>3.18</b>

ELEMENTO	Controlador para el Motor de 8"			Controladores para los motores de 7"		
	(%) Característica	Criterio	Producto ( Ptos )	(%) Característica	Criterio	Producto ( Ptos )
A Costo	11.11	3	0.33	11.11	2	0.22
B Eficiencia	8.89	4	0.36	8.89	4	0.36
C Disponibilidad comercial	20.00	2	0.40	20.00	2	0.40
D Diseño	0.00	4	0.00	0.00	4	0.00
E Peso	13.33	4	0.53	13.33	2	0.27
F Acoplamiento con los demás elementos	4.44	4	0.18	4.44	4	0.18
G Conexiones eléctricas	2.22	3	0.07	2.22	3	0.07
H Extracción del vehículo	8.89	5	0.44	8.89	5	0.44
J Mantenimiento	13.33	3	0.40	13.33	4	0.53
K Compostura y/o reciclable	17.78	2	0.36	17.78	3	0.53
<b>Puntuación obtenida</b>			<b>3.07</b>	<b>Puntuación obtenida</b>		<b>3.00</b>

ELEMENTO	Transmisión ( Caja de cambios )			Tren Motriz ( Reductor, cadenas y catarnas )		
	(%) Característica	Criterio	Producto ( Ptos )	(%) Característica	Criterio	Producto ( Ptos )
A Costo	6.67	4	0.27	6.67	2	0.13
B Eficiencia	4.44	3	0.13	17.78	4	0.71
C Disponibilidad comercial	13.33	4	0.53	11.11	5	0.56
D Diseño	11.11	4	0.44	4.44	5	0.22
E Peso	11.11	3	0.33	15.56	2	0.31
F Acoplamiento con los demás elementos	6.67	4	0.27	8.89	4	0.36
G Conexiones eléctricas	0.00	1	0.00	2.22	1	0.02
H Extracción del vehículo	15.56	4	0.62	4.44	4	0.18
J Mantenimiento	13.33	5	0.67	11.11	4	0.44
K Compostura y/o reciclable	17.78	3	0.53	17.78	3	0.53
<b>Puntuación obtenida</b>			<b>3.80</b>	<b>Puntuación obtenida</b>		<b>3.47</b>

ELEMENTO	Eje trasero (Diferencial Mecánico)			Diferencial eléctrico (conexiones eléctricas)		
	(%) Característica	Criterio	Producto ( Ptos )	(%) Característica	Criterio	Producto ( Ptos )
A Costo	8.89	3	0.27	4.44	5	0.22
B Eficiencia	11.11	3	0.33	11.11	5	0.56
C Disponibilidad comercial	8.89	4	0.36	0.00	5	0.00
D Diseño	13.33	4	0.53	15.56	5	0.78
E Peso	15.56	2	0.31	2.22	5	0.11
F Acoplamiento con los demás elementos	4.44	4	0.18	6.67	4	0.27
G Conexiones eléctricas	0.00	1	0.00	15.56	5	0.78
H Extracción del vehículo	20.00	4	0.80	20.00	1	0.20
J Mantenimiento	4.44	5	0.22	11.11	1	0.11
K Compostura y/o reciclable	13.33	2	0.27	13.33	1	0.13
<b>Puntuación obtenida</b>			<b>3.27</b>	<b>Puntuación obtenida</b>		<b>3.16</b>

ELEMENTO	Suspensión (Muelles)			Suspensión (Independiente)		
	(%) Característica	Criterio	Producto ( Ptos )	(%) Característica	Criterio	Producto ( Ptos )
A Costo	8.89	3	0.27	8.89	4	0.36
B Eficiencia	6.67	1	0.07	6.67	1	0.07
C Disponibilidad comercial	4.44	4	0.18	4.44	5	0.22
D Diseño	13.33	4	0.53	13.33	5	0.67
E Peso	11.11	2	0.22	11.11	3	0.33
F Acoplamiento con los demás elementos	15.56	3	0.47	15.56	4	0.62
G Conexiones eléctricas	0.00	1	0.00	0.00	1	0.00
H Extracción del vehículo	17.78	5	0.89	17.78	4	0.71
J Mantenimiento	11.11	3	0.33	11.11	5	0.56
K Compostura y/o reciclable	11.11	4	0.44	11.11	4	0.44
<b>Puntuación obtenida</b>			<b>3.40</b>	<b>Puntuación obtenida</b>		<b>3.98</b>

<b>PUNTAJACIÓN TOTAL POR CONFIGURACIÓN</b>	<b>17.16</b>	<b>16.78</b>
--	--------------	--------------

Tabla 2.5 Resultados finales de cada configuración.

No obstante, pueden surgir diversas formas para seleccionar cada propuesta. La que se presenta tiene un beneficio de decisión para dar una idea de la opción más adecuada para el vehículo eléctrico. Sin embargo, en las dos siguientes tablas se muestra una cotización aproximada de cada configuración, así como la forma de adquisición y la interacción con los demás elementos.

La primer configuración del tren motriz presenta una cotización de alrededor de \$53,084.00 pesos, teniendo una eficiencia aproximada del 59.89% y comprando la mayoría de sus elementos dentro del país con la excepción del motor eléctrico y el controlador. El peso acumulado por dicha configuración oscila entre 190 y 210 kg. ( sin baterías ). El costo del tren motriz para este arreglo contempla : el motor eléctrico, el controlador, la transmisión y el eje trasero; y el peso acumulado es la suma de cada componente mencionado. Del mismo modo, la eficiencia total se obtuvo de la multiplicación de las eficiencias de cada uno de éstos. Ver tabla 2.6.

En este arreglo, el diseño propio es solamente aplicado a los acoplamientos entre los componentes comerciales de esta propuesta.

Por otro lado, la segunda configuración tiene un costo aproximado de \$86,080.00 pesos debido a que es necesario emplear dos elementos de cada componente para satisfacer la propulsión independiente en cada rueda motriz. La eficiencia obtenida es alrededor del 61.96%, requiriendo diseño propio en la mayoría de los elementos; al mismo tiempo, el peso alcanzado por este sistema es cercano a los 190 kg. ( sin baterías ). De manera similar a la propuesta anterior, el costo, el peso acumulado y la eficiencia fueron determinados con los datos del motor eléctrico, el controlador y el reductor de velocidad correspondientes. Considerándose en alguno de estos parámetros el uso de dos sistemas. Claro está, que el diseño original o propio se pone de manifiesto como una forma de solucionar la necesidad planteada. Ver tabla 2.7.

Una vez planteados todos los argumentos posibles para el desarrollo del tren motriz del vehículo, se optó por la segunda propuesta de configuración con la intención de investigar y adquirir resultados con una transmisión independiente en cada rueda motriz, y la interacción con otros sistemas como son la suspensión, el bastidor y la dirección.

Característica / Elemento	Primera propuesta de Configuración del Tren Motriz						Nivel Jerárquico
	Motor 8"	Controlador	Transmisión	Eje trasero	Baterías ( c/u )	Suspensión	
Tipo	Serie ( alto par )	Chopper	TR -2450	Rígido semi-floitante	Plomo - Acido	Muelles y amortiguadores	
Costo ( Pesos )	\$16,230.00	\$12,820.00	\$13,536.90	\$10,498.51	\$1,000.00	\$868.00	Primero
Eficiencia	85%	95%	81%	87%	-	Poca estabilidad	Segundo
Disponibilidad comercial	Importación	Importación	Nacional	Nacional	Nacional	Nacional	Tercero
Diseño	Comercial	Comercial	Comercial	Comercial	Comercial	Comercial	Cuarto
Peso ( kg )	48 63	10	45	93	26	35	Quinto
Acoplamientos con los demás elementos	Accesible de acuerdo a los estándares	Accesible conexión motor-controlador	Diseño de acoplamientos	Comercial	Comercial	Comercial	Sexto
Conexiones eléctricas	no complejas	no complejas	-	-	no complejas (en serie y paralelo)	-	Séptimo
Extracción del vehículo	Accesible	Accesible	Operable	Operable	Accesible	Accesible	Octavo
Mantenimiento	Periodos regulares	Limitada (por ser un dispositivo eléctrico)	Larga vida	Larga vida	Periodos regulares	Periodos regulares	Noveno
Compostura y/o reciclable	Fabricante y/o particular	Fabricante	Fabricante y/o particular	Fabricante	Reciclables	Fabricante y/o particular	Décimo

Tabla 2.6 Componentes de la primer propuesta

Característica / Elemento	Segunda propuesta de Configuración del Tren Motriz							Nivel Jerárquico
	Motor 7" ( c/u )	Controlador ( c/u )	Engranajes cónicos y helicoidales	Dif. Eléctrico	Baterías ( c/u )	Suspensión ( c/u )		
	Serie ( alto par )	Chopper		Conexión en paralelo o por controlador	Plomo - Ácido	Independiente (doble trapecio)		
Tipo	Serie ( alto par )	Chopper	Engranajes cónicos y helicoidales	Conexión en paralelo o por controlador	Plomo - Ácido	Independiente (doble trapecio)		Primero
Costo / pza. (Pesos)	\$13,980 00	\$9,060 00	\$18,092 00	\$0 00	\$1,000 00	\$4,500.00		Segundo
Eficiencia	85%	85%	70%	95%	-	Mayor estabilidad		Tercero
Disponibilidad comercial	Importación	Importación	Nacional	Nacional	Nacional	Nacional	Nacional	Cuarto
Diseño	Comercial	Propio	Propio	Propio	Comercial	Propio	Propio	Quinto
Peso ( kg )	37 27	10	40	0	28	-		Sexto
Acoplamientos con los demás elementos	Accesible de acuerdo a los estándares	Accesible conexión motor-controlador	Diseño de acoplamientos	Comercial	Conexiones con cable AWG- 1/0	Comercial	Comercial	Séptimo
Conexiones eléctricas	no complejas	no complejas	-	no complejas ( en paralelo )	no complejas ( en serie y paralelo)	-	-	Octavo
Extracción del vehículo	Accesible	Accesible	Operable	Operable	Accesible	Accesible	Accesible	Noveno
Mantenimiento	Periodos regulares	Limitada (por ser un dispositivo eléctrico)	Larga vida	Larga vida	Periodos regulares	Periodos regulares	Periodos regulares	Décimo
Compostura y/o reciclable	Fabricante y/o particular	Fabricante y/o particular	Fabricante y/o particular	Fabricante y/o particular	Reciclables	Fabricante y/o particular	Fabricante y/o particular	

Tabla 2.7 Componentes de la segunda propuesta

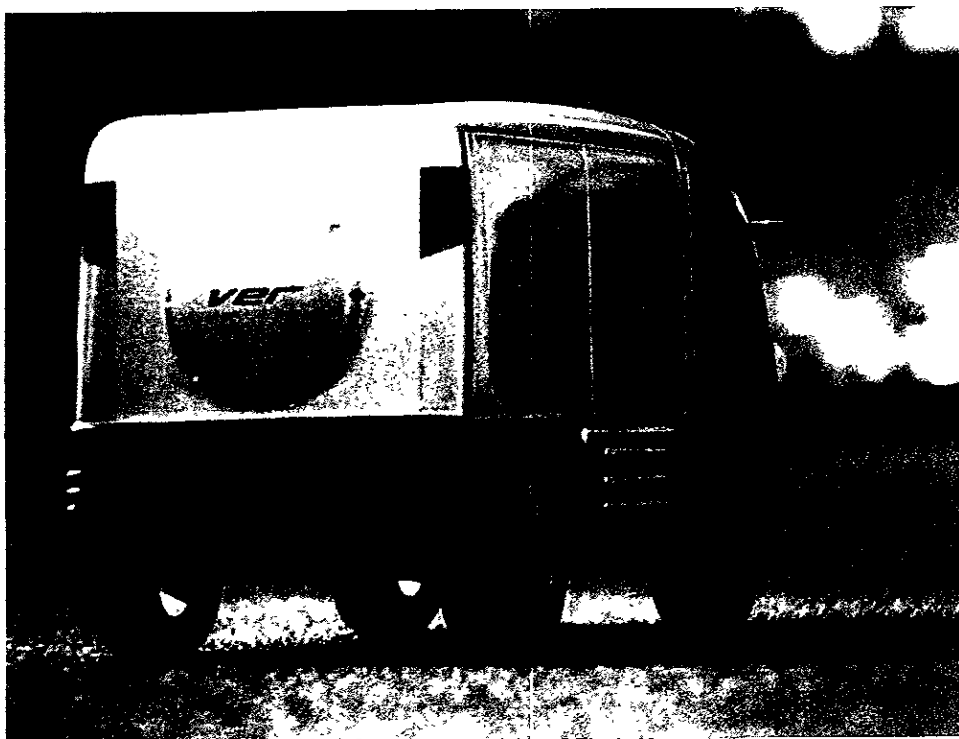
Es decir, al ser el tren de potencia independiente no existe eje rígido en el que se pueda apoyar el vehículo con dos muelles como parte de la suspensión; de esta manera, queda obligado el sistema a ser del mismo tipo. Teniendo como ventaja una suspensión independiente con mayor estabilidad en la zona de carga en comparación con los muelles. Este tipo de suspensión es versátil, ya que pueden utilizarse resortes mecánicos o hidráulicos, y amortiguadores de aceite o de aire.

Por otro lado, como cada rueda motriz puede moverse independientemente, tienen la capacidad de girar junto con las ruedas delanteras del vehículo, que son dirigidas por el sistema de la dirección. De esta manera, las cuatros ruedas brindan al automóvil una mayor maniobrabilidad cuando es conducido.

Sin embargo, queda el tema abierto a discusión. Siendo este suceso el precursor de la idea que se pretende difundir para su análisis, observación y justificación.



# CAPÍTULO 3



## DISEÑO DEL TREN MOTRIZ

### 3.1 DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN.

Al seleccionar la segunda propuesta de configuración del tren motriz, se definieron parámetros de entrada y salida que intervendrían en la dinámica del vehículo. Como fueron las condiciones críticas a las que estará sometido el automóvil, es decir, con la carga y la velocidad máxima del vehículo se determina el valor de la energía consumida por unidad de tiempo y el par requerido en las ruedas para su desplazamiento. Por otro lado, también es imprescindible conocer el par estimado cuando apenas el automóvil partirá del reposo.



La obtención de ciertos valores dan inicio al diseño de la transmisión para el vehículo eléctrico de carga, cuyo desarrollo se estructuró en diferentes etapas :

- a) selección de la relación de transmisión
- b) diseño de los engranes a emplear en el reductor
- c) análisis de resistencia para los ejes o flechas
- d) selección de los rodamientos para el mecanismo

- e) propuesta de la carcasa que contendrá todos los elementos del reductor
- f) planteamiento de nuevos arreglos de los engranes como una solución de optimización de la propuesta inicial

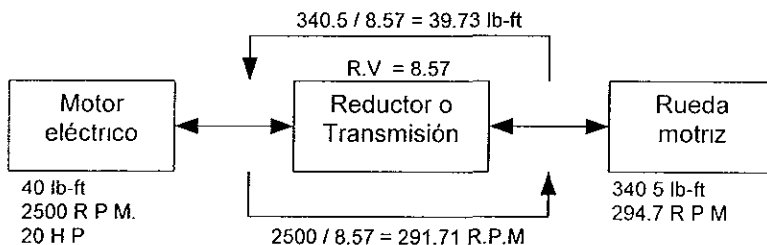
### 3.2 SELECCIÓN DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.

Para la selección de la relación de transmisión, se estudiaron dos puntos importantes en el tren motriz. El primero de ellos se enfoca en la potencia requerida para desplazar el vehículo, la cual esta en función del par transmitido en la rueda y la rapidez que adquiere el automóvil. El segundo punto es el par del motor eléctrico que provee a la transmisión; el cual depende de la demanda solicitada.

La relación de transmisión tiene como objetivo incrementar el torque y reducir la velocidad angular del motor eléctrico. Por tal motivo, se puede establecer un rango que cumpla ciertas expectativas dinámicas. Por ejemplo, si se escoge una relación de transmisión y se estudian los diferentes estados dinámicos del automóvil como se mencionó en el capítulo dos, es posible determinar un valor que cumpla con las condiciones planteadas.

Por ejemplo, si el par requerido en la rueda es de 340.5 lb-ft para el estado dinámico donde la  $V$  y el  $P.B.V.$  son máximos ( ver apéndice A.2 ); con una relación de transmisión igual a 8.57 el motor eléctrico estimaría un par aproximado de 40 lb-ft ( $340.5/8.57$ ). Si se escoge la primer configuración, el motor de 8" alcanzaría una potencia de 20 H.P. y dicho par sería entregado a 2500 R.P.M.

Por otro lado, la velocidad obtenida en la rueda motriz sería de 291.7 R.P.M. y la requerida es de 294.7 R.P.M ( ver apéndice A.2 ). Esta descripción hace ver al sistema dividido en 3 bloques de interés que pueden ser mostrados en el siguiente diagrama



De esta manera se concluye que, al incrementar la relación de transmisión el consumo de energía es menor; pero al diseñar los engranes también incrementan su tamaño. Lo cual, puede ser sustituido mediante un arreglo en varias etapas, trayendo como consecuencia un incremento en el peso.

Finalmente, se propuso una relación de transmisión que estuviera entre el rango de 10.12 a 10.35, la cual se definió en base al comportamiento del par y las revoluciones requeridas en la rueda motriz. Hay que señalar que la relación fue seleccionada mediante un proceso iterativo.

### 3.3 DISEÑO DE DETALLE.

Una vez definida la relación de transmisión se prosiguió con la determinación de los elementos mecánicos que transmitirán la potencia a las ruedas. La selección de engranes fue definida debido a las ventajas que presenta con respecto a los demás componentes mecánicos presentados en el capítulo uno.

Los engranes propuestos para la transmisión, se calcularon en base a dos metodologías que se indican en el apéndice E. Los cuales están referidos a la bibliografía mencionada en dicha sección del presente trabajo con el propósito de obtener resultados lo más precisos. Ambos métodos son eficaces y es por eso que se quiso comparar uno con otro para cotejar ambos resultados<sup>21</sup>.

Por otro lado, la determinación de los engranes se basa en iteraciones, modificando los parámetros principales como son el paso diametral normal ( $P_{dn}$ ) ó módulo normal ( $M_n$ ), ángulo de hélice ( $\phi$ ), número de dientes del engrane (N), distancia entre centros, etc... Es por eso, que la ayuda de software o programas simplifica la obtención de los resultados, así como también la elaboración de los gráficos en 2 y 3 dimensiones para que posteriormente sean elaborados los planos de dichas piezas para concluir con su fabricación.

El tipo de material que es seleccionado mediante las propiedades mecánicas (como son los esfuerzos permisibles por flexión y por desgaste) que dependen de

<sup>21</sup> Los resultados mostrados en este apéndice corresponden a la configuración definitiva para la transmisión

varios factores; incluidos la composición del material, la limpieza, el esfuerzo residual, la microestructura, la calidad del tratamiento térmico y las prácticas de procesamiento.

La norma de la AGMA (American Gear Manufacturers Association) No. 2001-C95 (Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth), define que los esfuerzos por flexión y por desgaste pueden ser obtenidos con la dureza superficial mediante el tipo de material que se utilizará y describe al esfuerzo por flexión ( $S_{at}$ ) y por desgaste ( $S_{ac}$ ) como una función de la dureza ( $H_B$ ) como se muestran en las figuras 3.1 y 3.2.

De esta manera, se definen ambos esfuerzos de la siguiente forma. Con un acero 9840 y un tratamiento térmico de nitruración puede adquirir una dureza brinell de 600 a 700 unidades, equivalente al rango de 55 a 60 Rockwel C. Obteniéndose de acuerdo a la norma de la AGMA mencionada un esfuerzo permisible por flexión y por desgaste o contacto igual a :

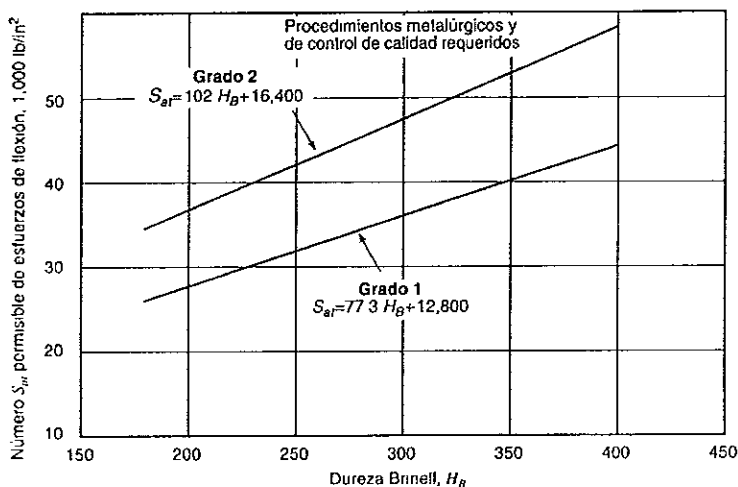


Figura 3.1 Esfuerzo permisible por flexión  $S_{at}$  para aceros endurecidos.

$$S_{at} (600)_{\text{Grado 1}} = 73.3 H_B + 12,800 = 57,780 \text{ PSI}$$

$$S_{at} (700)_{\text{Grado 1}} = 73.3 H_B + 12,800 = 64,110 \text{ PSI}$$

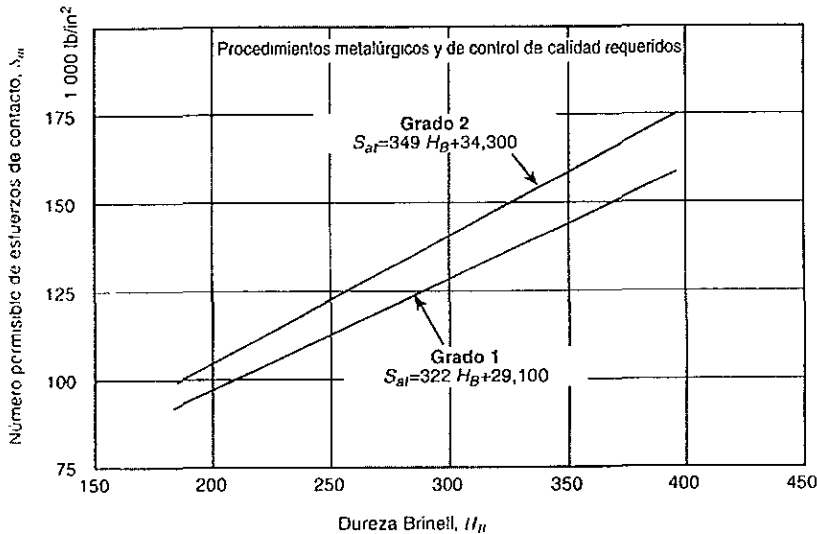


Figura 3.2 Esfuerzo permisible por contacto  $S_{ac}$  para aceros endurecidos.

$$S_{ac} (600)_{\text{Grado 1}} = 322 H_B + 29,100 = 222,300 \text{ PSI}$$

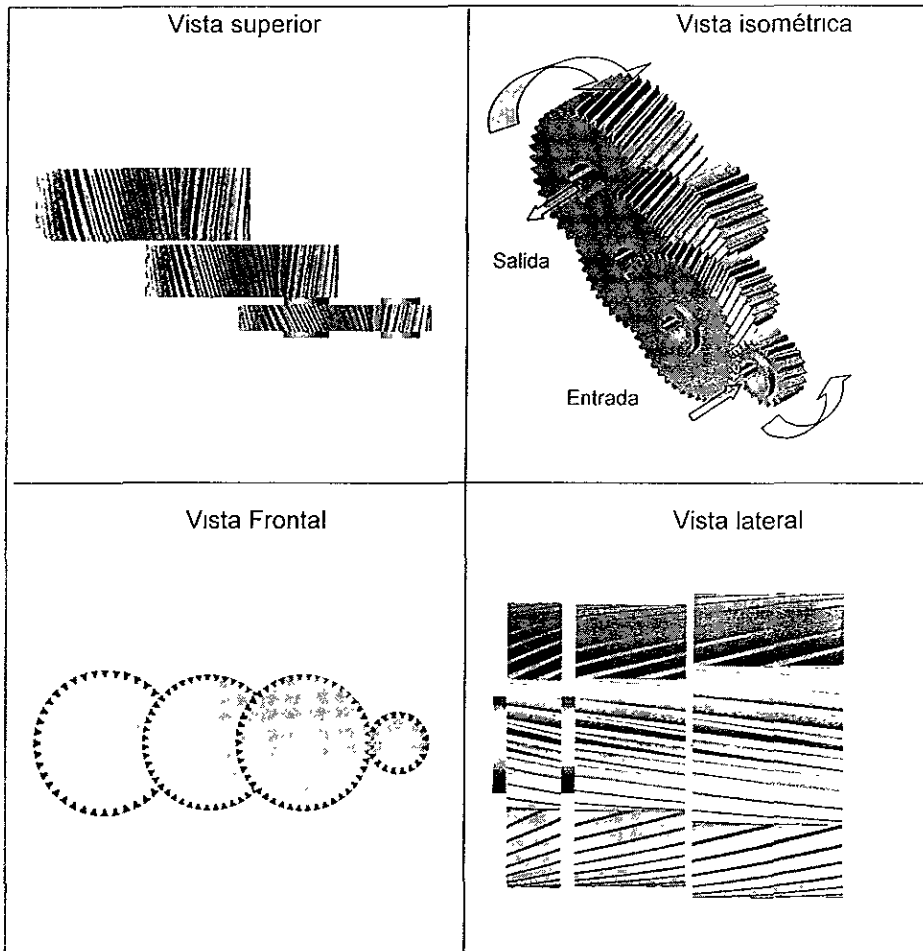
$$S_{ac} (700)_{\text{Grado 1}} = 322 H_B + 29,100 = 254,500 \text{ PSI}$$

### 3.3.1 CONFIGURACIONES DE LOS ENGRANES PROPUESTOS.

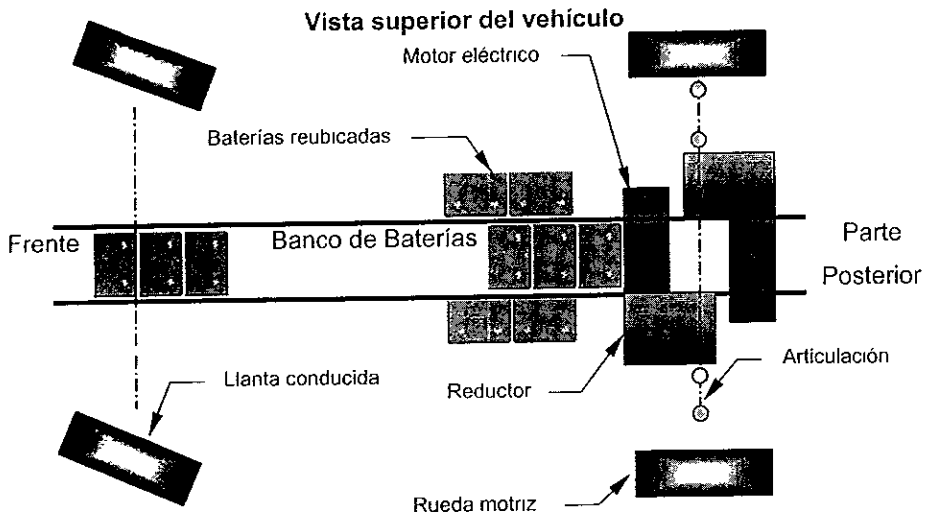
De esta manera, se obtuvo un primer grupo de resultados para los conjuntos de engranes del reductor como parte de la transmisión del vehículo. Las figuras 3.3, 3.5, 3.7 y 3.8 muestran los arreglos propuestos de dicho reductor como alternativas a emplear y cuyas características se muestran en las siguientes páginas.

Cada configuración de engranes tiene características que las hace diferentes de los demás, es por eso que el primer arreglo está agrupado de tal forma que la flecha del motor eléctrico puede ser acoplado al piñón motriz; y este a su vez, con los otros engranes. La flecha de salida se encuentra en paralelo con la del motor para que posteriormente sea acoplada con la rueda impulsora. Ver figura 3.3.

El espacio requerido por este arreglo es pequeño, aunque de cierta forma complicado; debido a que los elementos requeridos para el sistema de la suspensión trasera están ubicados en la parte posterior del vehículo ( como son : el resorte, el amortiguador y las piezas de soporte para todos estos ). Por tal motivo, en la figura 3.4 se muestra un diagrama del conjunto de este sistema con un bosquejo del chasis que se plantea, con la finalidad de analizar dicha propuesta.



**Figura 3.3 Todos los ejes se encuentran paralelos entre si y en un mismo plano ( 1er. Arreglo ).**



**Figura 3.4 Configuración del primer arreglo de la transmisión**

Los motores son colocados a través de la estructura que contiene a las baterías, y por tal motivo el espacio ocupado por estos componentes desalojaría dos o cuatro acumuladores que serían reubicados en los costados del vehículo; de esta manera la extracción del banco de baterías sería en tres etapas.

El segundo arreglo propone un ángulo de  $90^\circ$  entre las flechas de entrada y de salida con un par de engranes cónicos sin cambiar la relación de transmisión; lo cual, es una variante de la configuración anterior. Las flechas en donde son montados los engranes helicoidales están alineadas paralelamente, ya que el acoplamiento del ángulo recto está definido por los engranes cónicos como se muestra en la figura 3.5.

La ventaja que existe en este arreglo comparada con el anterior es, que el reductor y el motor se encuentran alineados; permitiendo ligeramente la extensión del área de trabajo para la suspensión. No obstante, el ensamble moto-reductor se encontraría agrupado en una alineación longitudinal al vehículo, provocando una interferencia con los travesaños de la estructura del chasis como se muestra en la figura 3.6



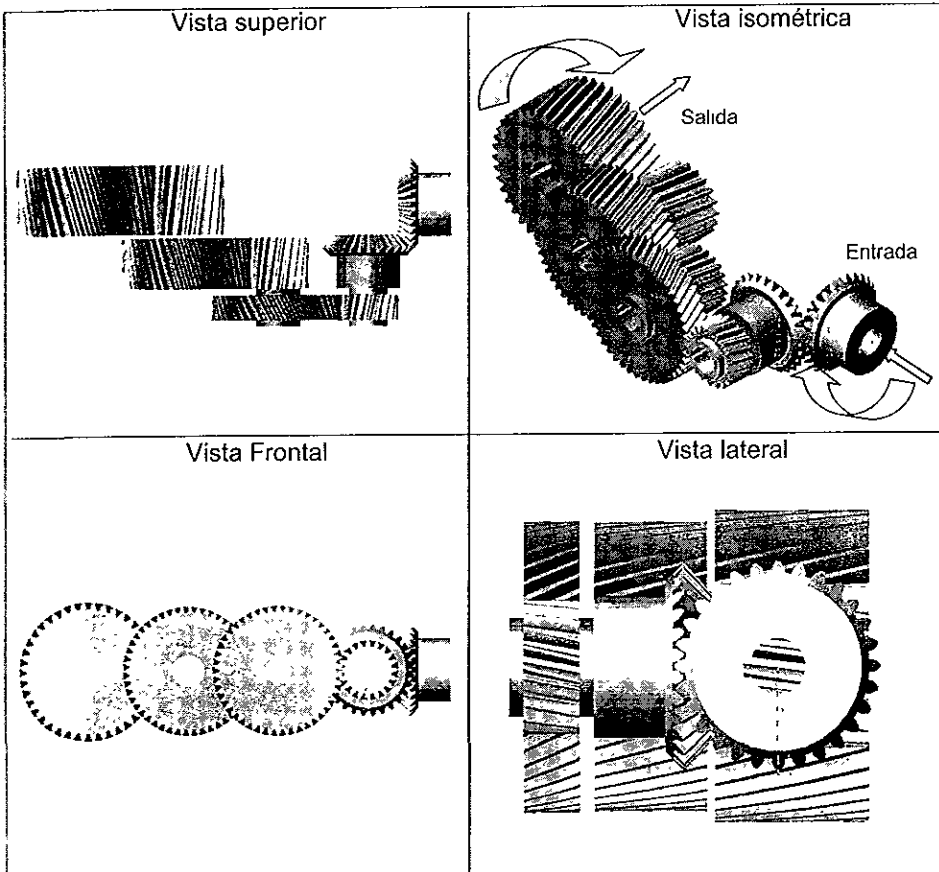
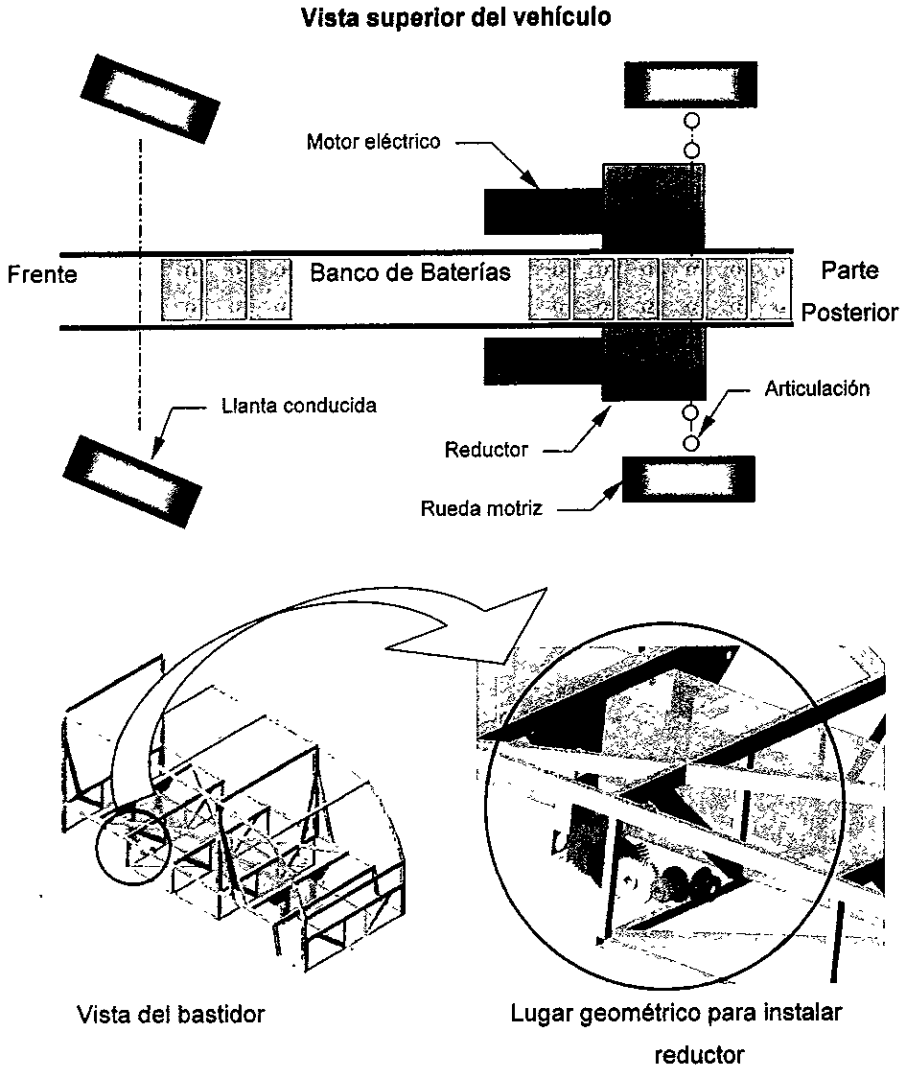


Figura 3.5 Cuatro ejes se encuentran paralelos entre si y en un mismo plano, agregando una flecha motriz a  $90^\circ$  con sus respectivos engranes ( 2do. Arreglo ).



**Figura 3.6 Configuración con el segundo arreglo de la transmisión**

En las figuras 3.7 y 3.8 se muestran los dos últimos arreglos, los cuales son otras variantes de las configuraciones mencionadas. En uno de ellos se propone un

escalonamiento de los engranes con la finalidad de eludir el travesaño, aunque persiste el problema del espacio ocupado en el área de la suspensión. Por otro lado, el último de los arreglos agrupa a las flechas de manera rectangular ( cuadrada ); tratando de minimizar el espacio. Sin embargo, la configuración se hace robusta con más elementos mecánicos en el ensamble, al ser ubicada en esta zona.

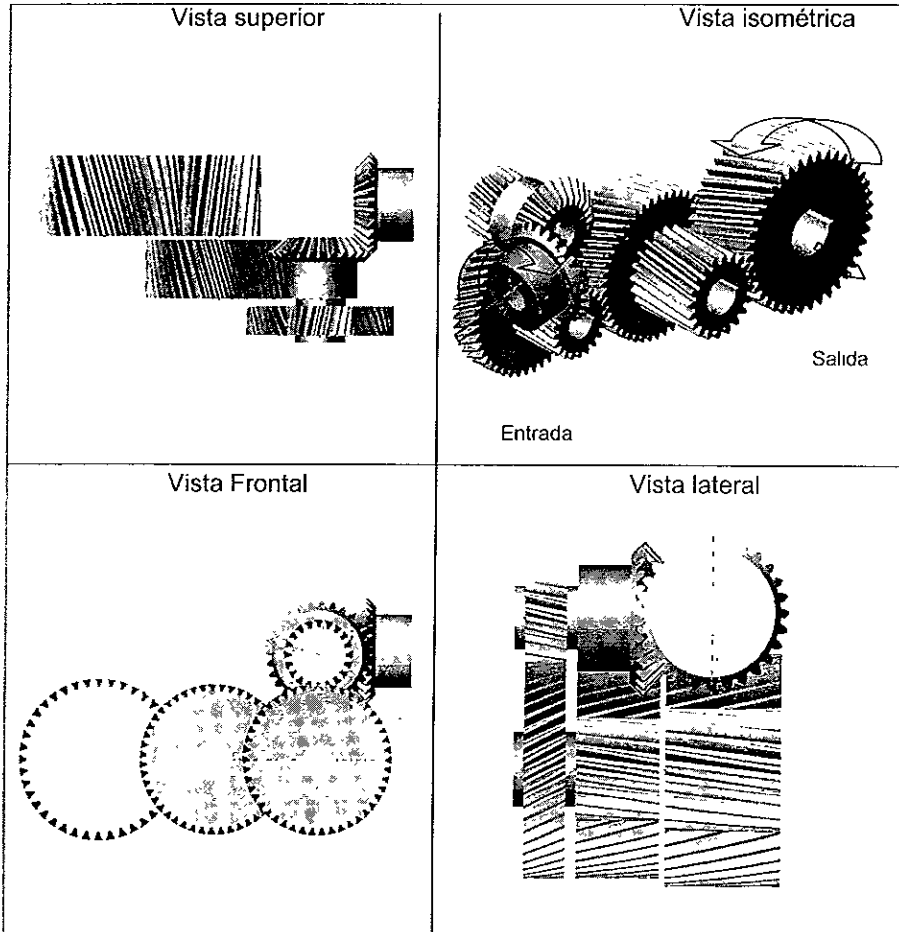
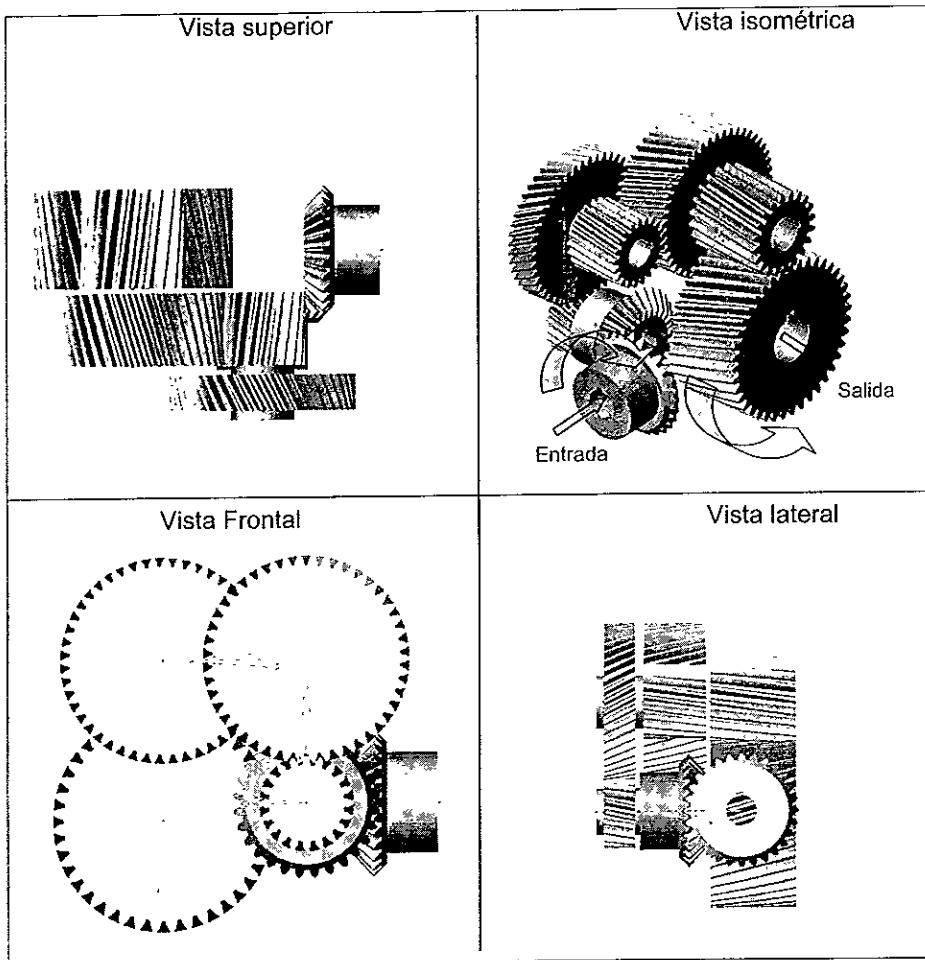


Figura 3.7 Tres ejes paralelos entre sí y en un mismo plano, con un escalonamiento y la flecha motriz a  $90^\circ$  con respecto de las demás ( 3er. Arreglo ).



**Figura 3.8 En forma cuadrada y a 90° la flecha motriz con respecto de las demás ( 4to. Arreglo ).**

Por tal motivo, el reductor tuvo que ser redefinido tratando de dividir la transmisión en 2 partes. Empleando engranes en un reductor más compacto, es decir, un número reducido de elementos y con una relación de transmisión menor; así como también implementar cadenas y catarinas para concluir el tren de potencia en el último paso, brindando estos últimos componentes la compensación de la distancia entre los centros del eje de salida del reductor y el eje de la rueda impulsada.

Finalmente, el reductor especificado para el tren motriz se muestra en la figura 3.9 con un par de engranes cónicos y la representación de los diámetros primitivos de los engranes helicoidales con el propósito de visualizar dichos elementos.

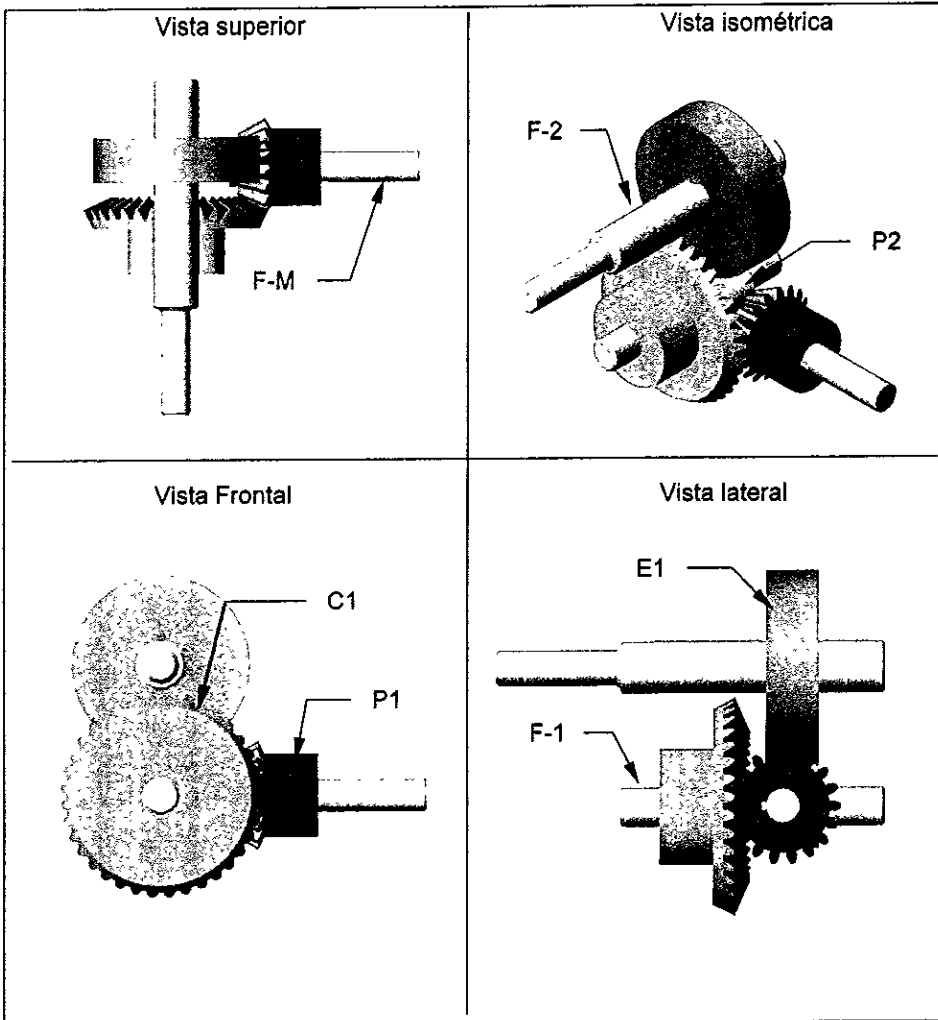
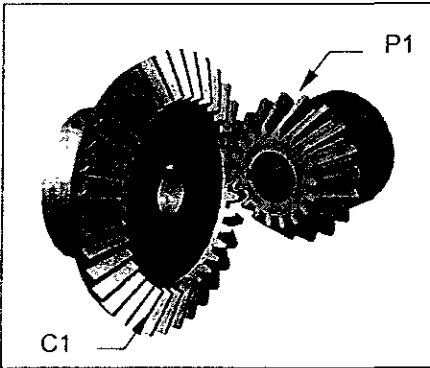


Figura 3.9 Vistas del reductor definitivo para el tren motriz.

3.3.2 DETERMINACIÓN DE LOS ENGRANES.

Con el arreglo definido de los engranes, se muestran los parámetros comerciales más importantes de dichos engranes :



• CONJUNTO DE ENGRANES CÓNICOS.

- Material Solicitado :Acero 9840 Nitrurado
- E. admisible por flexión ( $S_{at}$ ) = 64,110 PSI
- E. admisible por contacto ( $S_{ac}$ ) = 254,500 PSI
- Módulo de elasticidad (E) = 30,000,000 PSI
- Dureza Brinell (3000 kg – 10 mm) = 700 kg/mm<sup>2</sup>
- Coefficiente de adendum = 1
- Coefficiente de dedendum = 1.5

Figura 3.10 Ensamble de los engranes piñón y Corona

No. de dientes	Diámetro (plg)		Cara (plg)	Barreno (plg)		Montaje (plg)	Maza (plg)	
	Paso	Exterior		Diámetro	Largo		Diámetro	Proyección
36	6.00	6.10	1.06	1 1/8	2 1/4	3 1/2	3 1/4	1 1/2
18	3.00	3.42	1.06	1 1/8	1 7/8	3 55/64	2 1/2	47/64

Tabla 3.1 Parámetros de los engranes cónicos con paso diametral 8.

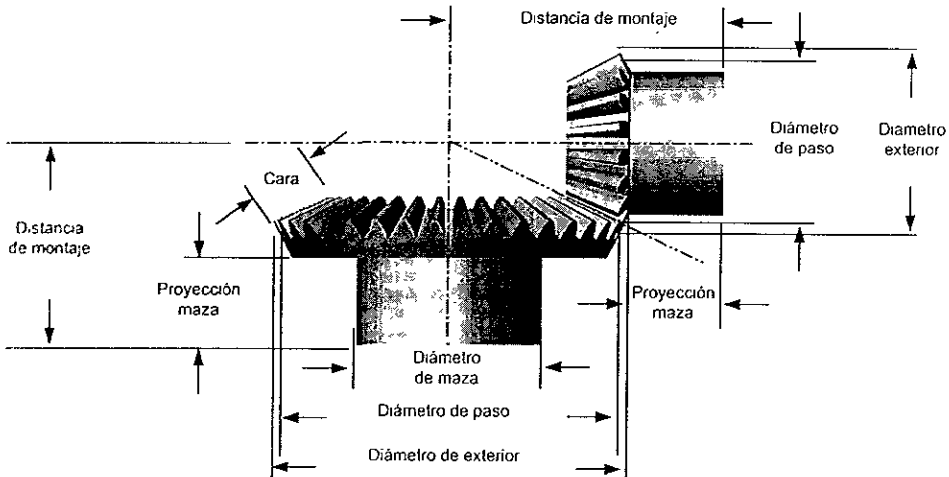


Figura 3.11 Montaje de los engranes cónicos.

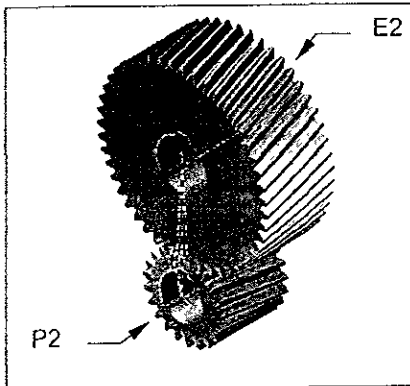


Figura 3.12 Ensamble del piñón y engrane helicoidal.

### • CONJUNTO DE ENGRANES HELICOIDALES.

Material Solicitado : Acero 9840 Nitrurado

E. admisible por flexión ( $S_{at}$ ) = 64,110 PSI

E. admisible por contacto ( $S_{ac}$ ) = 254,500 PSI

Módulo de elasticidad (E) = 30,000,000 PSI

Dureza Brinell (3000 kg – 10 mm) = 700 kg/mm<sup>2</sup>

Variables Geométricas	Sistema Internacional			Sistema Inglés		
	Piñón	Engrane	Unidades	Piñón	Engrane	Unidades
No. De dientes	20	46	-	20	46	-
$M_n$ o $P_{dn}$	2.8221	2.8222	mm	9	9	dientes/plg
Áng. de presión	20	20	Grados	20	20	Grados
Áng. de hélice	21	21	Grados	21	21	Grados
Diámetro primitivo	60.46	139.05	mm	2.38	5.47	plg
Ancho de Cara	38.1	38.1	mm	1 1/2	1 1/2	Plg
Diám. de la masa	41.275	63.5	mm	1 5/8	2 1/2	plg
Long. de la masa	19.05	19.05	mm	3/4	3/4	plg
Diám. del barreno	28.575	33.3375	mm	1 1/8	1 5/16	plg
Cuñero ( b x b )	6.35 x 6.35	7.9375 x 7.9375	mm	1/4 x 1/4	5/16 x 5/16	plg
C. de Adendum	1	1	-	1	1	-
C. de Dedendum	1.25	1.25	-	1.25	1.25	-
Dist. operativa entre centros	100		mm	3.937		plg

Tabla 3.2 Parámetros de los engranes helicoidales.

### 3.3.3 CÁLCULO PARA LAS FLECHAS

El procedimiento del análisis para determinar los diámetros de los ejes donde serán montados los engranes, es mostrado en el apéndice F. El cual describe la teoría empleada haciendo referencia a la bibliografía que se señala<sup>22</sup>.

De esta manera, al definir el diámetro de los ejes en cada punto donde las cargas son aplicadas, se optó por emplear el valor más grande de éstos con el propósito de que el maquinado no fuese complicado; es decir, que la flecha no tuviese demasiados escalones dando origen a concentradores de esfuerzos e incrementando el costo de manufactura, aunque esto disminuiría el peso del eje. Por lo tanto, se presentan a continuación los valores calculados de los diámetros de cada flecha de acuerdo a la configuración definitiva del reductor ya mencionado. Ver tabla 3.3.

Calculados	Diámetros mínimos de los ejes del reductor				
	Punto C	Apoyo L	Punto A	Punto B	Apoyo R
Elemento	cm / plg	cm / plg	cm / plg	cm / plg	cm / plg
Flecha No.1	-	-	2.41 / 0.950	2.58 / 1.017	-
Flecha No.2	2.14 / 0.842	3.22 / 1.268	3.34 / 1.316	-	-

Establecidos	Diámetros nominales para los ejes del reductor				
	Punto C	Apoyo L	Punto A	Punto B	Apoyo R
ELEMENTO	cm / plg	cm / plg	cm / plg	cm / plg	cm / plg
Flecha No.1	-	2.85 / 1.125	2.85 / 1.125	2.85 / 1.125	2.85 / 1.125
Flecha No.2	2.54 / 1	38.1 / 1.3125	-	38.1 / 1.3125	38.1 / 1.3125

**Tabla 3.3 Diámetros de los ejes del reductor definitivo.**

La flecha motriz es definida de acuerdo al diámetro del eje del motor eléctrico, con el que se hace el ensamble en compañía del piñón cónico; los cuales ya fueron mencionados con anterioridad (  $D_{\text{Flecha Motriz}} = 2.8575 \text{ cm} = 1.125 \text{ plg.}$  ) ó mostrados en el apéndice B.

<sup>22</sup> Referencia No 5



### 3.3.4 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

La selección de los rodamientos fue obtenida mediante la geometría de los ejes analizados; así como también por medio de la resistencia del rodamiento, la cual esta en función de las cargas axiales, radiales y la velocidad angular de cada flecha, estimando el uso con un número de ciclos y un porcentaje de confiabilidad.

Una vez definido el diámetro nominal de los ejes del reductor, se seleccionaron los rodamientos con el valor del diámetro de la pista interior debido a que la geometría de estos elementos están estandarizados y son aplicados según sea su tipo ( rodamientos de bolas, de rodillos, agujas y cónicos ).

Por consiguiente, se tuvo que comprobar la resistencia del rodamiento de acuerdo a la metodología SKF<sup>23</sup> descrita en el apéndice G.

Con la obtención de los resultados geométricos de dichos rodamientos, se visualizó el ensamble con los demás elementos con el propósito de observar la existencia de alguna interferencia. Por lo tanto, se muestran en la figura 3.13 y en la tabla 3.4 los parámetros de los rodamientos designados.

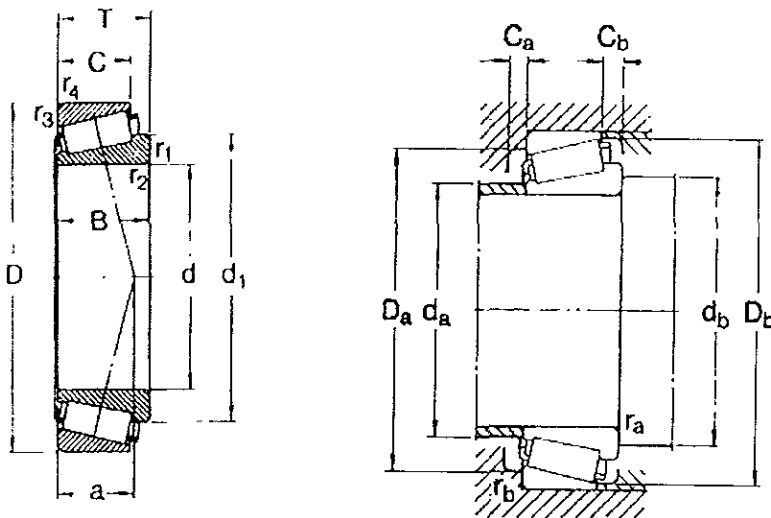


Figura 3.13 Parámetros geométricos de los rodamientos cónicos empleados.

<sup>23</sup> Referencia No.16

### 3.3.5 PROPUESTA DE LA CARCAZA

Al estar definidos todos los elementos del reductor se inició el diseño de la carcasa, donde estaría comprendido dicho mecanismo, trayendo como consecuencia el estudio entre este componente y el motor eléctrico. Por esta razón el diseño fue realizado para una tapa que sería acoplada con el motor y a su vez con la coraza del reductor y posteriormente todo el conjunto con el bastidor.

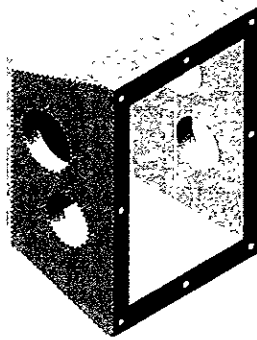
Carcasa del reductor	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tapa</li> <li>• Coraza</li> </ul>	Primer acoplamiento ( Motor y Tapa del reductor )
		Segundo acoplamiento ( Tapa y coraza del reductor )

En esta fase del diseño, la tapa propuesta es una placa de sección rectangular cuyos barrenos son debidos a los tornillos que sujetan al motor y la coraza del reductor como se muestra en la figura 3.14; pero a su vez contiene la perforación por donde pasa la flecha del motor ensamblado con el piñón cónico y las orejas que se utilizarán para sujetar con el bastidor. Este tipo de geometría se configuró de manera simétrica con la finalidad de que la misma carcasa fuese empleada para cada rueda motriz del lado correspondiente del vehículo.



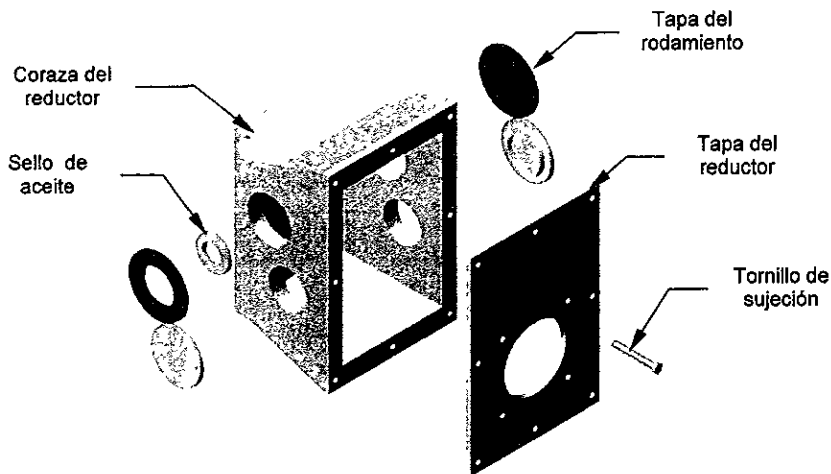
Figura 3.14 Tapa del reductor definitivo.

De este modo, la coraza que se propone para el reductor, es elaborada mediante un proceso de fundición en aluminio, para que posteriormente sea maquinada con la geometría designada; es decir, los huecos para los rodamientos, los barrenos para los tornillos y las superficies para las tapas correspondientes. Ver Figura 3.15.



**Figura 3.15 Coraza del reductor.**

Las tapas que cubren cada rodamiento son mostradas en la figura 3.16 y en la sección de planos correspondientes al ensamble de todo el conjunto, debido a que su fabricación esta en función de la coraza del reductor.



**Figura 3.16 Piezas que componen la carcasa.**

Existe también la posibilidad de que la coraza fuese elaborada mediante placas del mismo material. Sin embargo, el proceso de manufactura se incrementa al igual que las piezas y tolerancias requeridas. El mayor interés está enfocado en las tolerancias de los ejes de los engranes, debido al cuidado para acoplar dichos elementos.

### 3.3.6 CADENAS Y CATARINAS.

Como se mencionó en el capítulo uno, las cadenas y catarinas proporcionan un método accesible y eficiente para transmitir potencia entre ejes paralelos; aunque la cualidad más importante de estos elementos es, la capacidad de ser empleados entre espaciamentos relativamente grandes donde el uso de engranes es inadecuado<sup>24</sup>.

La relación de transmisión obtenida del conjunto de engranes cónicos y helicoidales en el presente capítulo fue de 4.6; por lo cual, la cantidad restante para conseguir un valor entre el intervalo de 10.12 a 10.35 ( como relación de transmisión total ) está en el rango de 2.2 a 2.25, teniendo como consecuencia que la catarina pequeña tenga 16 dientes ( siendo el número mínimo recomendado ) y 36 dientes el grande<sup>25</sup> como se muestra en la figura 3.17.

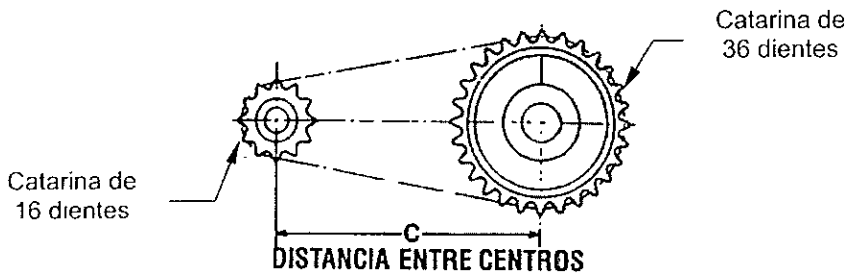


Figura 3.17 Diagrama del sistemas por cadena.

La amplitud del conjunto está definido por el " paso " de dichas piezas y a su vez por la potencia de diseño y el número de ramales empleados. Por tal motivo, las cadenas y catarinas a emplear son comerciales, lo cual facilita la adquisición de estos

<sup>24</sup> La distancia entre centros para un sistema de cadenas de rodillos es óptima en el rango de 30 a 50 longitudes de paso

<sup>25</sup> Las razones de velocidad de un sistema de cadena no deben exceder de 7 a 1 en una sola etapa

elementos y su selección se hace mediante el catálogo del distribuidor, cuyo procedimiento se muestra en el apéndice H del presente trabajo<sup>26</sup>.

Finalmente los datos obtenidos de estos elementos son : una catarina de 16 dientes y otro de 36, con un paso circular de 3/4" para ser montados a una distancia de 66.4 cm ( 96 pasos ) como se muestra en la figura 3.18. La aplicación de dos ramales es la solución para evitar grandes dimensiones o un peso excesivo.

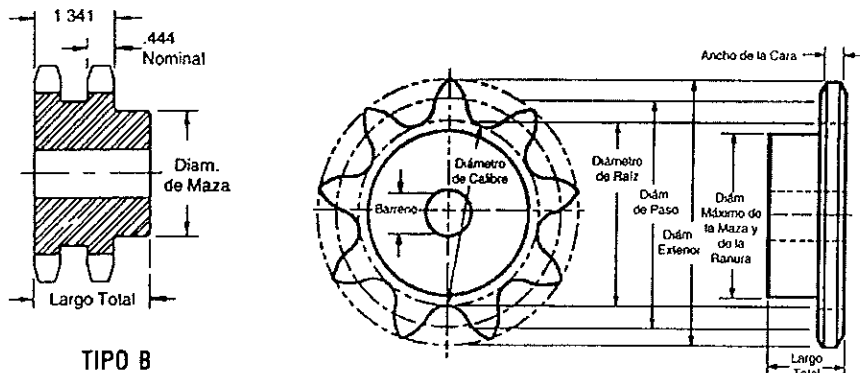


Figura 3.18 Nomenclatura de las catarinas.

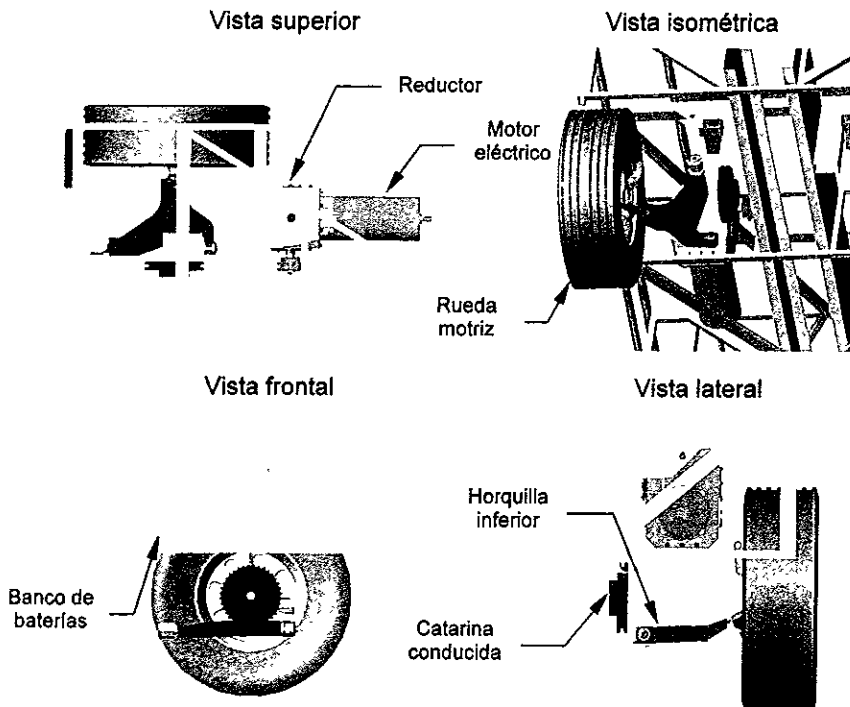
No. de dientes	Diámetro exterior ( plg )	Barreno ( plg )		Maza ( plg )	
		Piloto	Máx. Recomen	Diámetro	Largo total
16	4.220	1	2	3	2 1/8
36	9.020	1 1/4	3	4 1/2	2 3/8

Tabla 3.5 Parámetros de las catarinas.

<sup>26</sup> Referencia No.17

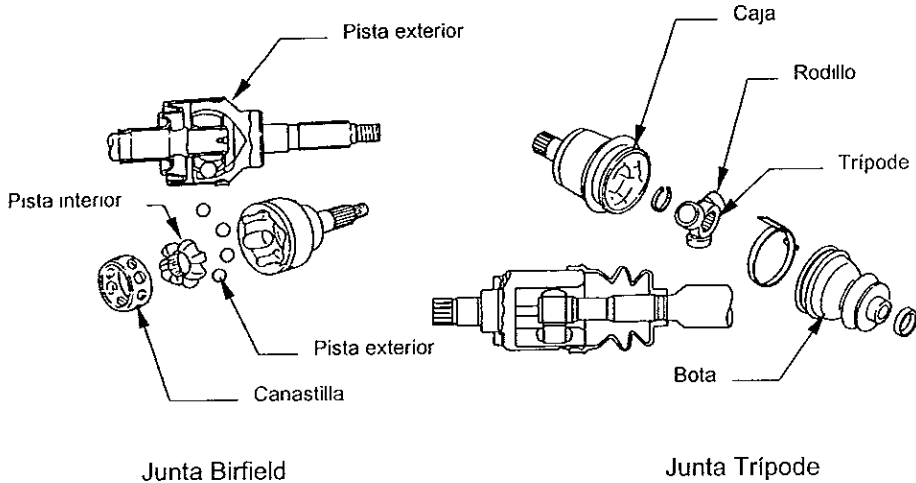
### 3.3.7 FLECHA DE SALIDA.

Con las piezas diseñadas y adquiridas comercialmente se estudió el acoplamiento entre la rueda motriz y el sistema diseñado. La propuesta de ensamble del tren motriz es viable como se muestra en la figura 3.19. El motor y el reductor pueden ser fijados al chasis mediante una estructura de soporte, mientras que la catarina conducida es montada en una flecha que se sujeta al bastidor de manera similar como los elementos previamente mencionados.



**Figura 3.19 Diagrama del sistema de transmisión dentro de la estructura del vehículo.**

La flecha de salida es acoplada mediante dos juntas homocinéticas que son utilizadas en automóviles de tracción delantera. Una de ellas es del tipo Birfield ( de articulación fija ) y la otra del tipo Trípode ( de articulación deslizante ) como se muestra en la figura 3.20.



**Figura 3.20 Juntas de velocidad constante.**

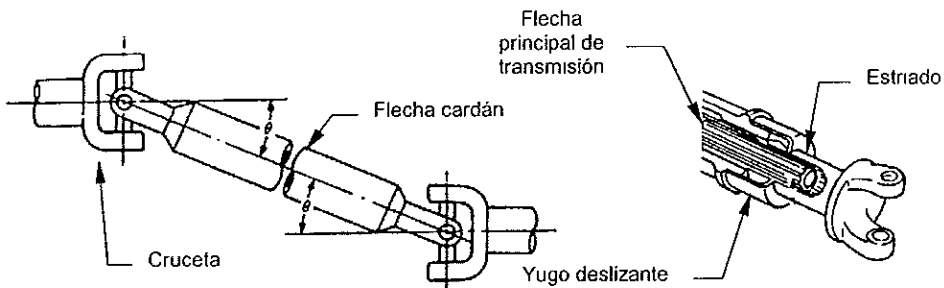
La junta Birfield está formada de una pista interna, una pista externa y una canastilla de bolas con seis ranuras alrededor del borde exterior para asegurarlas. La pista interior tiene seis ranuras espaciadas, y de manera similar seis cuencas esféricas alrededor del borde exterior. Por tal motivo, existen ranuras guía sobre la superficie inferior de las cuencas de la pista interior; la presión es aplicada en las bolas para transmitir el torque, y estas a su vez se encuentran en las ranuras entre las dos pistas por medio de una canastilla. Cuando existe un ángulo entre las dos flechas, la superficie de las bolas de las guías interior y exterior se deslizan al mismo tiempo que las bolas giran, para transmitir el torque<sup>27</sup>.

Por otro lado, la junta Trípole esta constituida por una caja, tres rodillos y un tripode con rodillos. El torque es transmitido básicamente de la misma manera que la junta Birfield. La diferencia es que la junta Trípole para poder absorber los cambios de longitud de la flecha de velocidad constante que son ocasionados por el movimiento hacia abajo, hacia arriba y el viraje de las ruedas; el rodillo puede moverse en dirección de la flecha entre las ranuras.

Esta pareja de elementos con el eje son conocidos como flecha de velocidad constante debido a que no hay diferencia de velocidad entre las flechas de impulso e

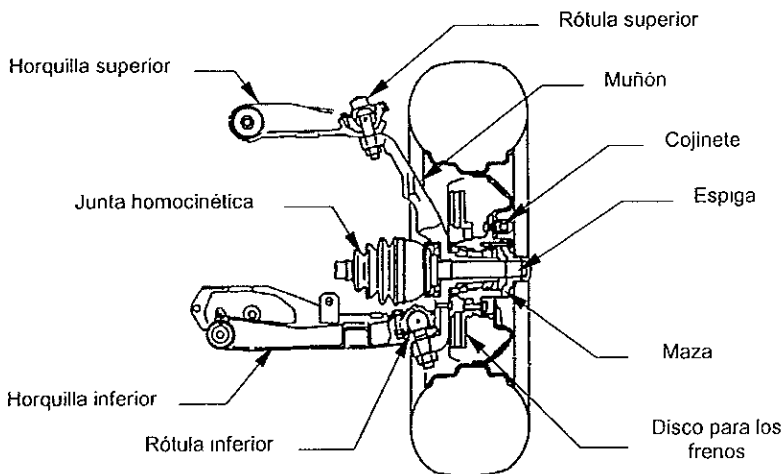
<sup>27</sup> Referencia No. 19

impulsada, permitiendo que el torque sea transmitido uniformemente y que pueda transferirse en un mayor rango de ángulo en comparación al utilizar una junta universal ( flecha propulsora, cruceta y brida de acoplamiento ). Ver figura 3.21



**Figura 3.21 Junta universal, flecha cardán y yugo deslizante.**

Como resultado, la rueda motriz queda unida al mecanismo mediante el ensamble con el disco de los frenos de la llanta, para que posteriormente sea acoplado a la junta homocinética Birfield y a la flecha de velocidad constante. El disco queda unido a la maza y el mango de la suspensión; los cuales, son detenidos mediante las articulaciones ( rótulas ) que incorporan a la horquilla inferior y superior de la suspensión. Ver figura 3.22.



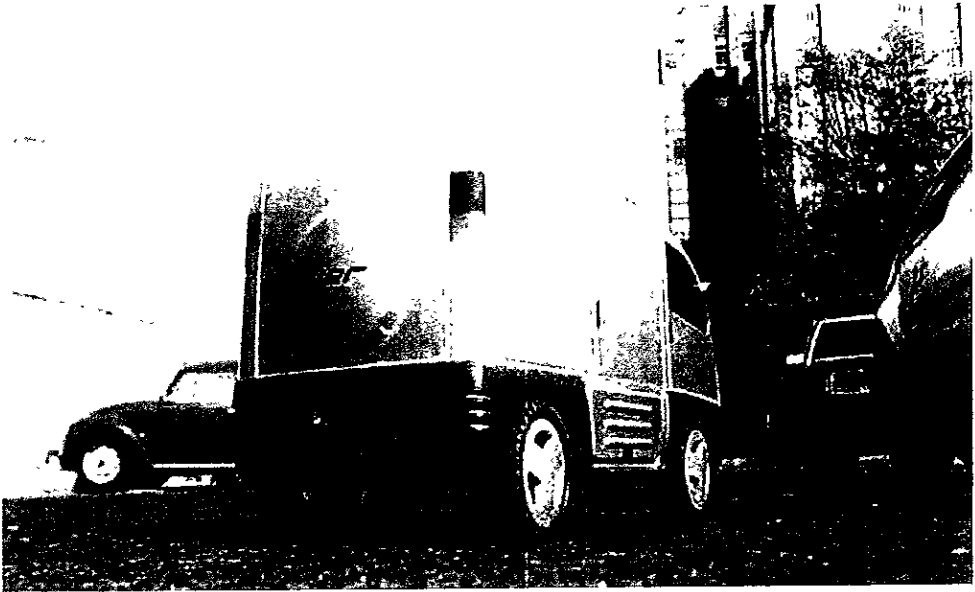
**Figura 3.22 Esquema del ensamble en la rueda motriz.**



De esta manera, el empleo de estos componentes se justifica con los argumentos previamente señalados por lo que la tecnología empleada en el automóvil no se encierra en un solo sistema, sino en la interacción y aportación de cada uno de estos dentro del vehículo; tratando de satisfacer los requerimientos y parámetros establecidos por el grupo de trabajo y las especificaciones definidas para el área de aplicación.

Como consecuencia de este desarrollo, proseguirá la etapa de prueba y recopilación de datos para confirmar, reportar y rediseñar la información obtenida.

# CAPÍTULO 4



## CONCLUSIONES

Al realizar la búsqueda de información técnica de componentes nacionales que integran el tren motriz en automóviles de combustión interna, se encontraron que las empresas TREMEC, ETRA, AUTOPAR y otras más del grupo SPICER tienen la disponibilidad para proporcionar información y elaboración de partes utilizadas en el área automotriz. Del mismo modo, se contactaron a empresas que fabrican, venden y diseñan elementos mecánicos que pueden ser utilizados en vehículos. De esta manera, quedan registradas las compañías y la bibliografía consultada mediante la documentación de éstos en la sección correspondiente del presente trabajo. Debe mencionarse que el lugar de residencia de estas firmas se encuentra en el área metropolitana de la ciudad de México.

El presente trabajo brinda una solución viable de una transmisión aplicada a un prototipo de un vehículo eléctrico de reparto. El tren de potencia fue confeccionado con elementos comerciales y el diseño propio de algunas otras piezas. Por tal motivo, la adquisición de estos componentes, la fabricación y la aplicación de este sistema cumple con los objetivos previamente establecidos, así como también satisface los requerimientos y metas planteadas por el automóvil.

De esta manera, se desarrollaron algoritmos para el cálculo de la distribución de peso, potencia requerida, diseño de engranes, flechas y ejes descritos en la sección de apéndices, con la ayuda de hojas de cálculo como programas computacionales en la etapa de diseño del sistema. Por lo que las variables con las que fueron estudiados los parámetros del vehículo, pueden ser modificadas para realizar otros análisis del mismo tipo pero con restricciones diferentes a las propuestas por el automóvil.

Para llevarse a cabo la fabricación del reductor propuesto, se elaboraron los planos de las piezas diseñadas y comerciales, así como también de los de ensamble y de conjunto mediante programas de CAD. Complementándose la información con los datos de las empresas contactadas para la distribución, manufactura y compra de todos los elementos del tren de potencia que son mostrados después de los apéndices del

presente contexto. De igual forma, se determinó que el costo y peso aproximado del diseño del tren motriz fluctúa entre los siguientes valores mostrados en la tabla 4.1.

PARTE	PESO kg	COSTO M.N.	MATERIAL
Coraza	13.50	\$ 9,000	Aluminio
Flecha No. 1	0.20	\$ 875	Acero
Cuñas	0.01	-	Hierro
E Cónico	0.40	\$ 2,625	Acero
P Helicoidal	0.76	\$ 875	Acero
Rodamientos A	0.84	\$ 160	-
Rodamientos B	1.2	\$ 372	-
Tapas A	0.03	-	Aluminio
Tapa B	0.02	-	Aluminio
Tapa C	0.02	-	Aluminio
Flecha No. 2	0.25	\$ 1,125	Acero
E Helicoidal	0.46	\$ 2,650	Acero
Sello	0.20	-	-
Catarina pequeña	0.22	\$ 330	Acero
Catarina grande	1.08	\$ 887	Acero
P. Cónico	0.15	\$ 1,315	Acero
Placa del reductor	0.61	\$ 1,000	Hierro
Motor eléctrico	37.27	\$ 13,980	-
J. H. Interna	1.2	\$ 1,000	-
J. H. Externa	1.8	\$ 875	-
Flecha de salida	1	-	-
<b>Total ( Suma )</b>	<b>61.21</b>	<b>\$ 37,069</b>	

Nota: Los datos mostrados son para un conjunto del tren motriz; por lo cual, hay que considerar el doble del costo para el presupuesto total y el doble del peso para el peso bruto vehicular.

**Tabla 4.1 Costo y peso aproximado de cada transmisión aplicada al vehículo eléctrico**

El diseño de este sistema fue confeccionado para las capacidades y especificaciones mencionadas en el capítulo dos; debido a esto, cualquier parámetro que supere los valores establecidos provocarán una disminución de la vida útil y funcionalidad del tren motriz, trayendo como consecuencia la falla del sistema y la inmovilización del automóvil.

La transmisión independiente en cada rueda motriz traerá consigo un consumo de energía moderado que influirá en la autonomía del vehículo, dando la apertura del diseño de un circuito que controlará la demanda solicitada por cada rueda impulsora.

Evidentemente, la tendencia es la investigación del tipo de tecnología empleada en el vehículo eléctrico, con el propósito de recabar resultados que puedan ser competitivos en autos convencionales para poderse aplicar a una producción piloto.

Por otro lado, al determinarse el sistema como independiente, queda definida la suspensión trasera del vehículo de la misma forma, proporcionando una mayor estabilidad en la zona de carga al recorrer caminos con baches o en mal estado, y una mejor maniobrabilidad en el automóvil en comparación con los coches del mismo género cuando las cuatro ruedas giren, y así reducir el radio de giro.

Al estar descompuesto uno de los dos motores eléctricos, queda inhabilitado el tren motriz del lado correspondiente. Sin embargo, el vehículo puede desplazarse al ser accionado el otro motor debido a la separación entre cada mecanismo. No obstante, puede darse este movimiento a velocidades lineales del automóvil entre 10 y 15 km/hr, con la finalidad de trasladarlo a un sitio donde pueda ser reparado el mecanismo averiado.

Al ser el mecanismo continuo desde el motor eléctrico hasta la rueda motriz existe la probabilidad de que el vehículo sea frenado por el mismo tren de potencia, es decir, todos los elementos que intervienen en la transmisión se tocan entre sí constantemente, sin desacoplarse por un instante. La inercia obtenida por el vehículo en movimiento se va perdiendo, o disminuye en el momento en que no se suministra energía hacia el mecanismo para continuar su desplazamiento. Una posible modificación, es emplear un embrague que estuviese ubicado entre el reductor y la catarina más pequeña, con el propósito de acoplar y separar dichos componentes, permaneciendo más tiempo la inercia adquirida por el vehículo.

Finalmente el seguimiento de este trabajo continuará en un futuro con la obtención de resultados reales del rendimiento, eficiencia, diseño y adquisición de componentes empleados en este sistema.

# APÉNDICE A

## APÉNDICE A.1

### ANÁLISIS ESTÁTICO DEL VEHÍCULO ELÉCTRICO DE CARGA

Para el análisis estático del automóvil, se realizó una aproximación de las fuerzas que intervendrían por cada componente y la ubicación donde serían colocados\*.

$$\Sigma F_{y_i} = R1 + R2 \quad ; \quad \Sigma F_{y_i} * X_i = R1(Y1) + R2(Y1 + Y2)$$

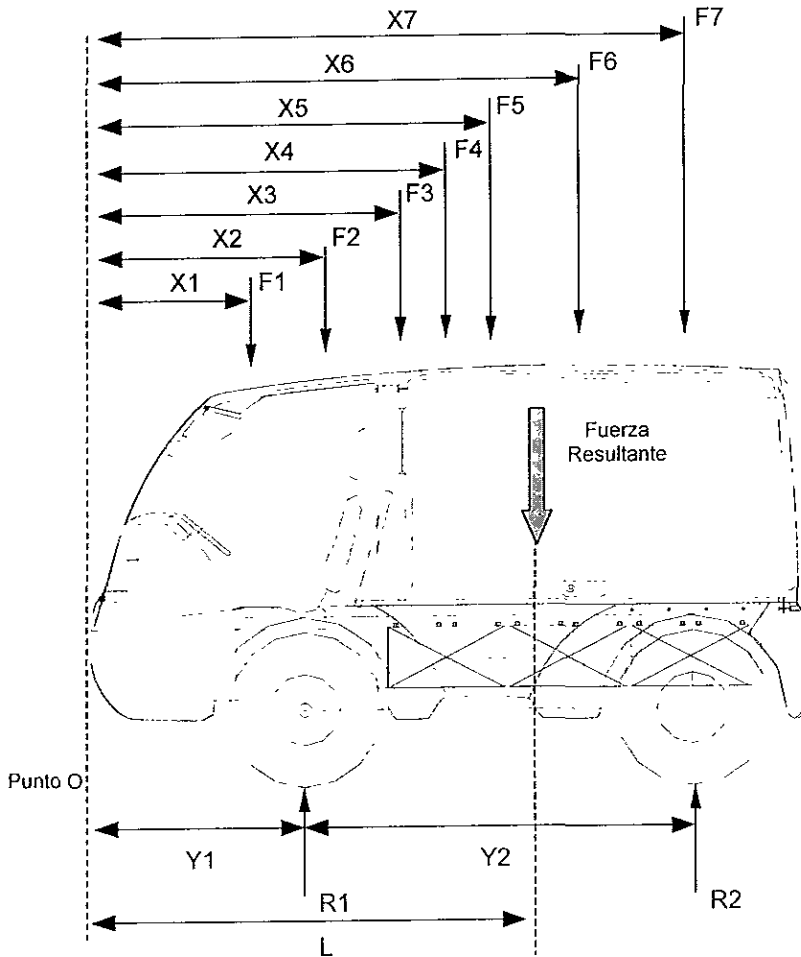


Figura A1. Fuerzas que intervienen en el análisis estático con la primer configuración

\* Referencia No.10

Componentes	Fuerzas ( kg )		Distancia ( cm )		Momentos c/r a O ( kg-cm )	
	Variable	Valor	Variable	Valor	Variable	Valor
Motor	F1	49	X1	65.2	M1 ◊	3194.8
Pasajeros ( 2 )	F2	140	X2	100	M2 ◊	14000
Transmisión	F3	45	X4	150	M3 ◊	6750
Bastidor	F4	150	X3	194	M4 ◊	29100
Baterías ( 20 )	F5	560	X5	200	M5 ◊	112000
Carga a transportar	F6	1500	X6	243.5	M6 ◊	365250
Eje trasero	F7	130	X7	327.5	M7 ◊	42575
Total	F <sub>i</sub>	2574	-	-	M <sub>i</sub>	530294.8

$$\begin{array}{c}
 \text{A} \\
 \begin{array}{|c|c|c|c|c|}
 \hline
 1 & 1 & & & \\
 \hline
 97.5 & 327.5 & & & \\
 \hline
 \end{array}
 \end{array}
 \begin{array}{c}
 \text{X} \\
 \begin{array}{|c|c|}
 \hline
 R1 \\
 \hline
 R2 \\
 \hline
 \end{array}
 \end{array}
 =
 \begin{array}{c}
 \text{B} \\
 \begin{array}{|c|}
 \hline
 2574 \\
 \hline
 530294.8 \\
 \hline
 \end{array}
 \end{array}$$
  

$$\begin{array}{c}
 \text{A}^{-1} \\
 \begin{array}{|c|c|}
 \hline
 1.4239 & -0.0043 \\
 \hline
 -0.4239 & 0.0043 \\
 \hline
 \end{array}
 \end{array}
 \begin{array}{c}
 \text{B} \\
 \begin{array}{|c|c|}
 \hline
 2574 & \\
 \hline
 530294.8 & \\
 \hline
 \end{array}
 \end{array}
 =
 \begin{array}{c}
 \text{X} \\
 \begin{array}{|c|c|}
 \hline
 1359.52261 & \\
 \hline
 1214.47739 & \\
 \hline
 \end{array}
 \end{array}$$

Reacciones	Fuerzas ( kg )		Distancia ( cm )		Distribución %
	Variable	Valor	Variable	Valor	
Delantera	R1	1359.522609	Y1	97.5	52.82
Trasera	R2	1214.477391	Y2	230	47.18
Fuerza resultante	F <sub>R</sub>	2574	L	206.019736	-

Peso Bruto Vehicular	P.B.V	2574
Largo total del vehículo	L <sub>T</sub>	395.3

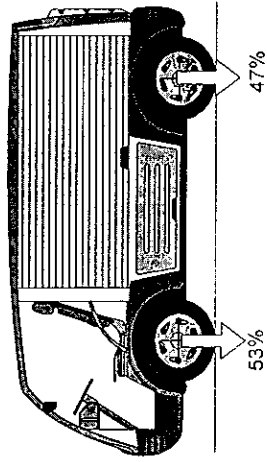


Tabla A1. Resultados del análisis estático de la primer configuración



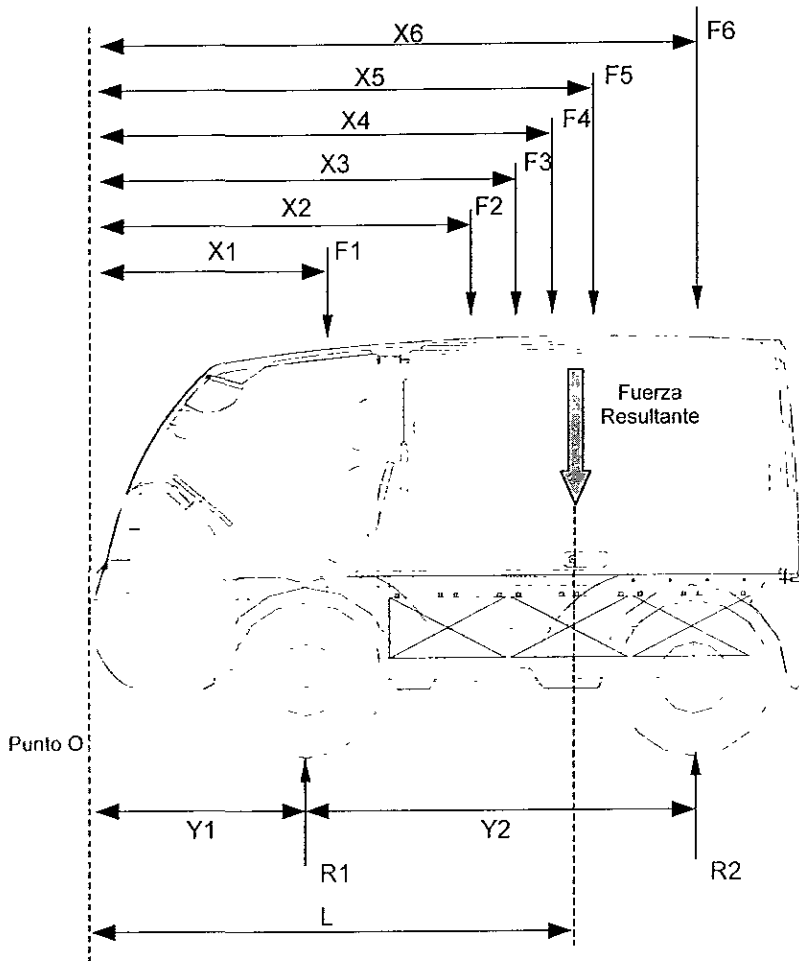


Figura A2. Fuerzas que intervienen en el análisis estático con la segunda configuración

Componentes	Fuerzas ( kg )		Distancia ( cm )		Momentos c/r a O ( kg-cm )	
	Variable	Valor	Variable	Valor	Variable	Valor
Pasajeros ( 2 )	F1	140	X1	100	M1 o	14000
Baterías ( 20 )	F2	540	X2	194	M2 o	104760
Bastidor	F3	150	X4	200	M3 o	30000
Motores ( 2 )	F4	70	X3	220	M4 o	15400
Carga a transportar	F5	1500	X5	243.5	M5 o	365250
Reductores ( 2 )	F6	80	X6	327.5	M6 o	26200
Total	F <sub>t</sub>	2480	-	-	M <sub>t</sub>	555610

A		X		B	
1	1	R1	R2	=	=
97.5	327.5				
A <sup>-1</sup>		B		X	
1,4239	-0.0043	2480		1115 6087	
-0 4239	0.0043	555610		1364 3913	

Reacciones	Fuerzas ( kg )		Distancia ( cm )		Distribución	
	Variable	Valor	Variable	Valor	%	
Delantera	R1	1115.608696	Y1	97.5	44 98	
Trasera	R2	1364.391304	Y2	230	55 02	
Fuerza resultante	F <sub>R</sub>	2480	L	222.244	-	

Peso Bruto Vehicular estimado	P B.V.	2480
Largo total del vehículo	L <sub>T</sub>	395.3

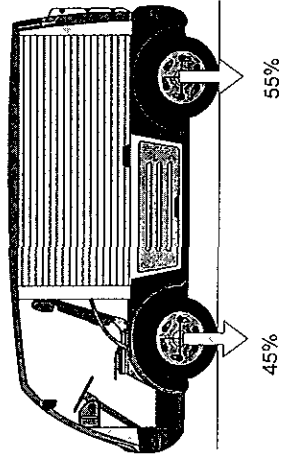


Tabla A2. Resultados del análisis estático de la segunda configuración

## APÉNDICE A.2

### CÁLCULO DE LA POTENCIA MÁXIMA PARA EL VEHÍCULO.

Al analizar la dinámica de las ruedas del automóvil se encuentran diferentes casos, atendiendo a las condiciones de su rigidez y el camino. Teniendo en cuenta que los automóviles, independientemente de su destino, por lo general se mueven por vías pavimentadas, es decir, por caminos relativamente rígidos en comparación con las ruedas de los mismos<sup>\*</sup>.

En el diagrama de cuerpo libre de la figura A3, se muestran las ruedas elásticas del vehículo que se desplazan a lo largo de una superficie rígida, señalando las fuerzas y pares que actúan sobre éstas, así como también las dimensiones que intervienen dentro del análisis, donde son :

Variable	Descripción
$P_t$ y $P_d$	Reacción sobre el eje respectivo de la rueda motriz, la cual considera las distintas resistencias que vence el automóvil durante su movimiento.
$F_{ir}$	Fuerza de inercia de la rueda debida al movimiento no uniforme de la misma.
$P_r$	Par motor de la rueda
$P_{ir}$	Par debido a la inercia de la rueda, en el caso del movimiento no uniforme de la misma
$R_t$	Reacción del camino de la rueda trasera debida al par motor de la rueda
$W_{mt}$ y $W_{md}$	Carga vertical sobre la rueda motriz respectiva, la cual considera también el peso propio de la misma.
$\omega_r$	Velocidad angular de las ruedas
$R$	Radio de la rueda
$r_d$	Radio dinámico de la rueda
$e_m$	Deformación de la llanta a partir del eje de simetría de la misma, debido a la carga vertical y la rueda elástica.

<sup>\*</sup> Referencia No.10

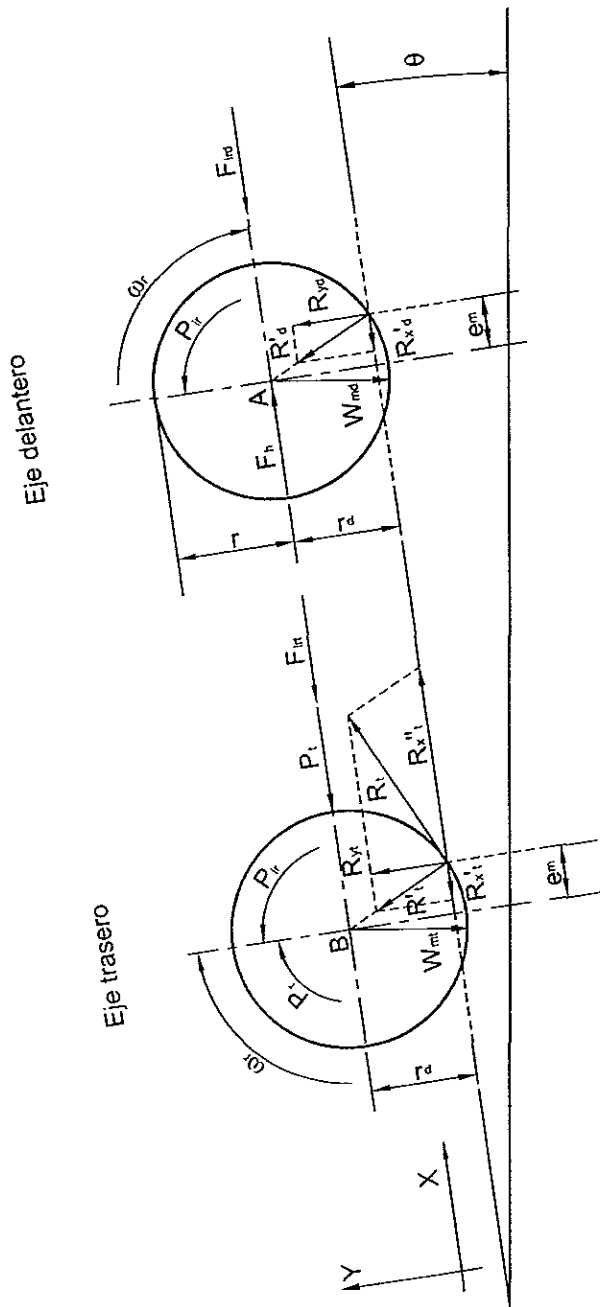


Figura A.1 Diagrama de cuerpo libre de las ruedas motrices

En eje trasero, debido al par motor ( $P_r$ ) es producida la reacción del camino ( $R'_t$ ), la cual se puede descomponer en una componente radial y otra paralela al camino,  $R'_t$  y  $R''_{xt}$  respectivamente; donde  $R'_t$  es descompuesta en sus componentes cartesianas  $R'_{xt}$  y  $R'_{yt}$ .

Mientras tanto en el eje delantero, la reacción  $R_{yd}$  y  $R'_{xd}$  son debidas a la carga vertical sobre la rueda motriz ( $W_{md}$ ) y sobre el eje delantero ( $P_d$ ).

Planteando la sumatoria de fuerzas y de momentos de acuerdo al diagrama de cuerpo libre que muestra en la Figura A1 se tiene :

Sumatoria de fuerzas en el eje X en el punto A

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ -F_h - W_{md} \text{ Sen } \theta - F_{ird} - R'_{xd} &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

Sumatoria de fuerzas en el eje y en el punto A

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ -W_{md} \text{ Cos } \theta + R_{yd} &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

Sumatoria de momentos con respecto al punto A

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ P_{ird} + R_{yd} (e_m) - R'_{xd} (r_d) &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

Si  $V = \text{cte.}$ ,  $\omega = \text{cte.}$ , y por lo tanto  $a = 0$  y  $\alpha = 0$ , donde:

$a$  es la aceleración lineal del vehículo o de las ruedas

$\alpha$  es la aceleración angular de las ruedas

y como consecuencia de lo anterior se tiene que

$$F_{ir} = m a = 0$$

$$P_{ir} = I \alpha = 0$$

Por lo tanto

$$R_{yd} = W_{md} \cos \theta$$

$$R'_{x'd} = R_{yd} (e_m / r_d); \text{ donde } (e_m / r_d) = \mu$$

$\mu$  que es el coeficiente de fricción

despejando de ( 1 )  $F_h$  y sustituyendo términos

$$F_h = W_{md} \text{ Sen } \theta + \mu (W_{md} \text{ Cos } \theta)$$

De la misma manera se hace el análisis para el punto B obteniendo

Sumatoria de fuerzas en el eje X en el punto B

$$\Sigma F_x = 0$$

$$- W_{mt} \text{ Sen } \theta - R'_{x't} - F_{it} - P + R''_{x't} (r_d) = 0 \quad (4)$$

siendo

$$P = F_h \quad (5)$$

Sumatoria de fuerzas en el eje y en el punto B

$$\Sigma F_y = 0$$

$$- W_{mt} \text{ Cos } \theta + R_{yt} = 0 \quad (6)$$

Sumatoria de momentos con respecto al punto B

$$\Sigma M_B = 0$$

$$- P_r + P_{it} + R''_{x't} (r_d) = 0 \quad (7)$$

debido a que la componente radial  $R'$  no produce momentos con respecto al punto B, sus componentes vectoriales son igual a cero, teniendo

$$R'_{x't} (r_d) + R_{yt} (e_m) = 0 \quad \Rightarrow \quad R'_{x't} = (e_m / r_d) R_{yt} = \mu R_{yt}$$

$$R_{yt} = W_{mt} \text{ Cos } \theta$$

Y por lo tanto

$$R_{x't}'' = P_r / r_d \quad (8)$$

Sustituyendo (8) en (4) y despejando  $P_r$

$$P_r = (P + W_{mt} \text{ Sen } \theta + R_{x't}' ) r_d$$

$$P_r = [ ( W_{md} \text{ Sen } \theta + \mu (W_{md} \text{ Cos } \theta) ) + ( W_{mt} \text{ Sen } \theta ) + ( \mu W_{mt} \text{ Cos } \theta ) ] r_d \quad (9)$$

Por lo tanto la potencia debida a la pendiente, a la fricción y para el movimiento de la carga a dicha velocidad es

$$\text{Pot}_{.1} = P_r * \omega_r$$

siendo

$$\omega_r = V / r$$

Por otro lado también se debe considerar la fuerza de arrastre, calculándose ésta de la siguiente manera

$$F_a = (\rho/2) C_D A_f V^2$$

Y como consecuencia la potencia consumida por este término

$$\text{Pot}_{.2} = F_a V$$

Como resultado del análisis de las ruedas y los parámetros del vehículo, la potencia máxima requerida por este será :

$$\text{Pot}_{.m\acute{a}x} = \text{Pot}_{.1} + \text{Pot}_{.2}$$

En las siguientes tablas, se muestran las variables que intervienen en el análisis estático y dinámico del vehículo, así como los resultados obtenidos haciendo referencia al motor MX91-4001(6.7).



Parámetros del Vehículo Eléctrico de Carga

Parámetros	Variable	Valor	Unidades	Valor	Unidades
Peso Bruto Vehicular	P.B.V.	3000	Ton	6600000	lb
Masa en el eje delantero ( 45% del P.B.V. )	m <sub>d</sub>	1350	kg	2970	lb
Masa en el eje trasero ( 55% del P.B.V. )	m <sub>t</sub>	1650	kg	3630	lb
Carga vertical sobre el eje de la rueda delantera	W <sub>md</sub>	13243.5	N	2977.272	lbr
Carga vertical sobre el eje de la rueda trasera	W <sub>mt</sub>	16186.5	N	3638.888	lbr
Velocidad del vehículo	V	11.11111	m/s	40	km/hr
Velocidad angular	ω <sub>r</sub>	30.8642	rad/s	294.7307	R.P.M.
Radio de la llanta	r	0.36	m	14.17323	plg
Radio dinámico de la llanta	r <sub>d</sub>	0.335	m	13.18898	plg
Distancia del punto de aplicación de la reacción delantera	e <sub>m</sub>	0.131814	m	3.3541	plg
Coefficiente de fricción	μ	0.017	-	0.017	-
Gravedad	g	9.81	m/s <sup>2</sup>	32.18504	ft/s <sup>2</sup>
Angulo de la pendiente	θ	4	grados	7	%
Densidad del aire	ρ	1.2	kg/m <sup>3</sup>	4.33E-05	lb/in <sup>3</sup>
Coefficiente de arrastre	C <sub>D</sub>	0.9	-	0.9	-
Área frontal del vehículo	A <sub>f</sub>	2.85	m <sup>2</sup>	4417.509	in <sup>2</sup>

VARIABLES QUE INTERVIENEN DENTRO DEL ANÁLISIS

Parámetros	Variable	Valor	Unidades	Valor	Unidades
Par. debido a la inercia de la rueda	P <sub>ir</sub>	0	N-m	0	lbr - ft
Fuerza de inercia de la rueda debida al movimiento no uniforme de las mismas	F <sub>ir</sub>	0	N	0	lbr
Fuerza horizontal delantera	F <sub>h</sub>	1148.411	N	258.1743	lbf
Resistencia sobre el eje de la rueda delantera	P <sub>t</sub>	1148.411	N	258.1743	lbr
Resistencia de arrastre	F <sub>a</sub>	190	N	42.71391	lbr
Par motor de las ruedas para vencer inercia y fricción	P <sub>r</sub>	854.9281	N - m	630.5657	lbr - ft
Potencia Máxima requerida para el movimiento	Pot <sub>max</sub>	28497.78	Watt	38.21615	H.P.
Potencia Máxima requerida por cada motor MX91-4001(6.7)	Pot <sub>max motor</sub>	14248.89	Watt	19.10807	H.P.
Par máximo requerido por cada rueda motriz ( I ó D )	P <sub>r max. motor</sub>	461.6641	N - m	340.5076	lbf - ft

TABLA A3. P.B.V. = 3 Ton ; V<sub>máx</sub> = 40 km/hr



Parámetros del Vehículo Eléctrico de Carga

Parámetros	Variable	Valor	Unidades	Valor	Unidades
Peso Bruto Vehicular	P.B.V.	3000	Ton	6600000	lb
Masa en el eje delantero ( 45% del P.B.V. )	m <sub>d</sub>	1350	kg	2970	lb
Masa en el eje trasero ( 55% del P.B.V. )	m <sub>t</sub>	1650	kg	3630	lb
Carga vertical sobre el eje de la rueda delantera	W <sub>md</sub>	13243.5	N	2977.272	lbr
Carga vertical sobre el eje de la rueda trasera	W <sub>mt</sub>	16186.5	N	3638.888	lbr
Velocidad del vehículo	V	0.027778	m/s	0.1	km/hr
Velocidad angular	ω <sub>r</sub>	0.07716	rad/s	0.736827	R.P.M
Radio de la llanta	r	0.36	m	14.17323	plg
Radio dinámico de la llanta	r <sub>d</sub>	0.335	m	13.18898	plg
Distancia del punto de aplicación de la reacción delantera	e <sub>m</sub>	0.131814	m	3.3541	plg
Coefficiente de fricción	μ	0.017	-	0.017	-
Gravedad	g	9.81	m/s <sup>2</sup>	32.18504	ft/s <sup>2</sup>
Ángulo de la pendiente	θ	4	grados	7	%
Densidad del aire	ρ	1.2	kg/m <sup>3</sup>	4.33E-05	lb/in <sup>3</sup>
Coefficiente de arrastre	C <sub>D</sub>	0.9	-	0.9	-
Área frontal del vehículo	A <sub>f</sub>	2.85	m <sup>2</sup>	4417.509	in <sup>2</sup>

Variables que intervienen dentro del análisis

Parámetros	Variable	Valor	Unidades	Valor	Unidades
Par debido a la inercia de la rueda	P <sub>ir</sub>	0	N-m	0	lbr - ft
Fuerza de inercia de la rueda debida al movimiento no uniforme de las mismas	F <sub>ir</sub>	0	N	0	lbr
Fuerza horizontal delantera	F <sub>h</sub>	1148.411	N	258.1743	lbf
Resistencia sobre el eje de la rueda delantera	P <sub>l</sub>	1148.411	N	258.1743	lbr
Fuerza de arrastre	F <sub>a</sub>	0.001188	N	0.000267	lbr
Par motor de las ruedas para vencer inercia y fricción	P <sub>r</sub>	854.9281	N - m	630.5657	lbr - ft
Potencia Máxima requerida para el movimiento	Pot <sub>r-max</sub>	65.96671	Watt	0.088463	H.P.
Potencia Máxima requerida por cada motor MX91-4001(6.7)	Pot <sub>r-max, motor</sub>	32.98336	Watt	0.044231	H.P.
Par máximo requerido por cada rueda motriz ( l ó d )	P <sub>r max motor</sub>	427.4643	N - m	315.283	lbf - ft

TABLA A4. P.B.V. = 3 Ton ; V<sub>max</sub> = 0.1 km/hr

Parámetros del Vehículo Eléctrico de Carga

Parámetros	Variable	Valor	Unidades	Valor	Unidades
Peso Bruto Vehicular	P.B.V.	1500	Ton	3300000	lb
Masa en el eje delantero ( 58% del P.B.V. )	$m_d$	870	kg	1914	lb
Masa en el eje trasero ( 42% del P.B.V. )	$m_t$	630	kg	1386	lb
Carga vertical sobre el eje de la rueda delantera	$W_{nd}$	8534.7	N	1918.686	lbr
Carga vertical sobre el eje de la rueda trasera	$W_{mt}$	6180.3	N	1389.393	lbr
Velocidad del vehículo	$V$	16 66667	m/s	60	km/hr
Velocidad angular	$\omega_r$	46.2963	rad/s	442.096	R.P.M.
Radio de la llanta	$r$	0.36	m	14 17323	plg
Radio dinámico de la llanta	$r_d$	0.335	m	13.18898	plg
Distancia del punto de aplicación de la reacción delantera	$e_m$	0.131814	m	3 3541	plg
Coefficiente de fricción	$\mu$	0.017	-	0.017	-
Gravedad	$g$	9.81	m/s <sup>2</sup>	32.18504	ft/s <sup>2</sup>
Ángulo de la pendiente	$\theta$	4	grados	7	%
Densidad del aire	$\rho$	1.2	kg/m <sup>3</sup>	4.33E-05	lb/in <sup>3</sup>
Coefficiente de arrastre	$C_D$	0.9	-	0.9	-
Área frontal del vehículo	$A_f$	2.85	m <sup>2</sup>	4417.509	in <sup>2</sup>

Variables que intervienen dentro del análisis

Parámetros	Variable	Valor	Unidades	Valor	Unidades
Par debido a la inercia de la rueda	$P_{ir}$	0	N-m	0	lbr-ft
Fuerza de inercia de la rueda debida al movimiento no uniforme de las mismas	$F_{ir}$	0	N	0	lbr
Fuerza horizontal delantera	$F_h$	740.087	N	166.379	lbr
Resistencia sobre el eje de la rueda delantera	$P_t$	740.087	N	166.379	lbr
Fuerza de arrastre	$F_a$	427.5	N	96 10629	lbr
Par motor de las ruedas para vencer inercia y fricción	$P_r$	427.4641	N - m	315.2828	lbr-ft
Potencia Máxima requerida para el movimiento	$P_{ot,max}$	26915	Watt	36.09361	H.P.
Potencia Máxima requerida por cada motor MX91-4001(6.7)	$P_{ot,max,motor}$	13457.5	Watt	18.0468	H.P.
Par máximo requerido por cada rueda motriz ( 1 ó D )	$P_{r,max,motor}$	290.682	N - m	214.3971	lbr-ft

TABLA A5. P.B.V. = 1.5 Ton ;  $V_{max}$  = 60 km/hr

Parámetros del Vehículo Eléctrico de Carga

Parámetros	Variable	Valor	Unidades	Valor	Unidades
Peso Bruto Vehicular	P.B.V.	1500	Ton	3300000	lb
Masa en el eje delantero ( 58% del P.B.V. )	$m_d$	870	kg	1914	lb
Masa en el eje trasero ( 42% del P.B.V. )	$m_t$	630	kg	1386	lb
Carga vertical sobre el eje de la rueda delantera	$W_{md}$	8534.7	N	1918.686	lbr
Carga vertical sobre el eje de la rueda trasera	$W_{mt}$	6180.3	N	1389.393	lbr
Velocidad del vehículo	V	0.027778	m/s	0.1	km/hr
Velocidad angular	$\omega_r$	0.07716	rad/s	0.736827	R.P.M.
Radio de la llanta	r	0.36	m	14.17323	plg
Radio dinámico de la llanta	$r_d$	0.335	m	13.18898	plg
Distancia del punto de aplicación de la reacción delantera	$e_m$	0.131814	m	3.3541	plg
Coefficiente de fricción	$\mu$	0.017	-	0.017	-
Gravedad	g	9.81	m/s <sup>2</sup>	32.18504	ft/s <sup>2</sup>
Angulo de la pendiente	$\theta$	4	grados	7	%
Densidad del aire	$\rho$	1.2	kg/m <sup>3</sup>	4.33E-05	lb/in <sup>3</sup>
Coefficiente de arrastre	$C_D$	0.9	-	0.9	-
Área frontal del vehículo	$A_f$	2.85	m <sup>2</sup>	4417.509	in <sup>2</sup>

Variables que intervienen dentro del análisis

Parámetros	Variable	Valor	Unidades	Valor	Unidades
Par debido a la inercia de la rueda	$P_{ir}$	0	N-m	0	lbr - ft
Fuerza de inercia de la rueda debida al movimiento no uniforme de las mismas	$F_{ir}$	0	N	0	lbr
Fuerza horizontal delantera	$F_h$	740.087	N	166.379	lbr
Resistencia sobre el eje de la rueda delantera	$P_t$	740.087	N	166.379	lbr
Fuerza de arrastre	$F_a$	0.001188	N	0.000267	lbr
Par motor de las ruedas para vencer inercia y fricción	$P_r$	427.4641	N - m	315.2828	lbr - ft
Potencia Máxima requerida para el movimiento	$P_{ot,max}$	32.98337	Watt	0.044231	H.P.
Potencia Máxima requerida por cada motor MX91-4001(6.7)	$P_{ot,max,motor}$	16.49169	Watt	0.022116	H.P.
Par máximo requerido por cada rueda motriz ( I ó D )	$P_{r,max,motor}$	213.7322	N - m	157.6416	lbr - ft

TABLA A6. P.B.V. = 1.5 Ton ;  $V_{máx} = 0.1$  km/hr

Por otro lado, también es posible determinar la potencia requerida para el movimiento del vehículo en base a la fuerza y la energía solicitada como se muestra en la figura A5; siendo las fuerzas de inercia  $F_i$ , de fricción  $F_f$ , debida a la pendiente  $F_g$  y la de arrastre  $F_a$ , las fuerzas a vencer. Las cuales son dependientes de las variables controladas ( el Peso Bruto Vehicular  $P.B.V.$  y la Velocidad máxima del vehículo  $V_{máx.}$ ), resultando una fuerza total para el movimiento del automóvil  $F_t$ .

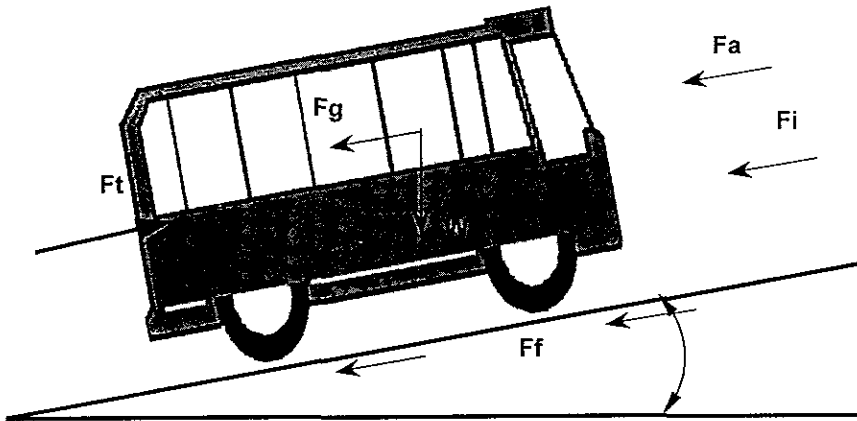


Figura A4. Diagrama de las fuerzas que intervienen  
Basándose en la energía requerida.

Variables	Simbolo	Valor	Unidades	Valor	Unidades
Velocidad	v	40	km/hr	11.111	m/s
Masa	m	2500	kg	5500	lb
Gravedad	g	9.81	m/s <sup>2</sup>	32.185	ft/s <sup>2</sup>
Ángulo de pendiente	q	4	grados	7	%
Densidad del aire	r	1.2	kg/m <sup>3</sup>	4.33E-05	lb/in <sup>3</sup>
Coefficiente de arrastre	C <sub>D</sub>	0.9	-	0.9	-
Área frontal	A <sub>f</sub>	2.85	m <sup>2</sup>	4417.5	in <sup>2</sup>
Aceleración del vehículo	a	0	m/s <sup>2</sup>	0	ft/s <sup>2</sup>
1er. Coeficiente de fricción	f <sub>0</sub>	0.0136	-	0.0136	-
2do. Coeficiente de fricción	f <sub>i</sub>	5.18E-07	-	5.18E-07	-

Tabla A7. Método en base a la energía requerida

Variables	Símbolo	Valor	Unidades	Valor	Unidades	Formula
F. proyectada en x	Fg	1710.778	N	384.6	lb <sub>f</sub>	$mg \sin \theta$
F. de arrastre	Fa	190	N	42.71391	lb <sub>f</sub>	$(\rho/2) C_D A_T v^2$
F. de inercia	Fi	0	N	0	lb <sub>f</sub>	ma
F. de fricción	Fr	335.1096	N	75.336	lb <sub>f</sub>	$(f_0 + f_1 v^2) mg \cos \theta$
F. total	Ft	2235.887	N	502.6499	lb <sub>f</sub>	$Fg+Fa+Fi+Fr$
Potencia del motor	P	24843.19	W	33.31526	H.P.	$F_t * v$

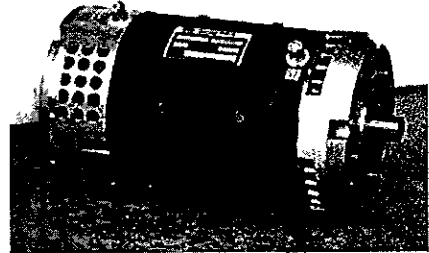
Tabla A7. ( Continuación )

# **APÉNDICE B**

**APÉNDICE B.1**

**MOTOR DE 8", ADVANCED D.C. MOTOR. MODELO XP-1108**

Parámetros	Valor
Máxima eficiencia	92 %
Diámetro	8 plg.
Longitud	14.5 plg.
Flecha principal	1.125" dia x 1.95
Cuerpo de la flecha	7.5" dia x 1.875"
Peso	107 lb / 48.63 kg
Marca	Advanced DC Motors



**Datos de Prueba @ 75 V de entrada**

Tiempo de encendido	V	A	R.P.M.	H.P.	KW
5 min.	64.0	360	2750	26.2	19.8
1 hr	68.5	218	3650	17.5	13.2
Continuos	69.0	200	3750	16.0	12.1
Caballos de	Fuerza		Máximos	42.00	

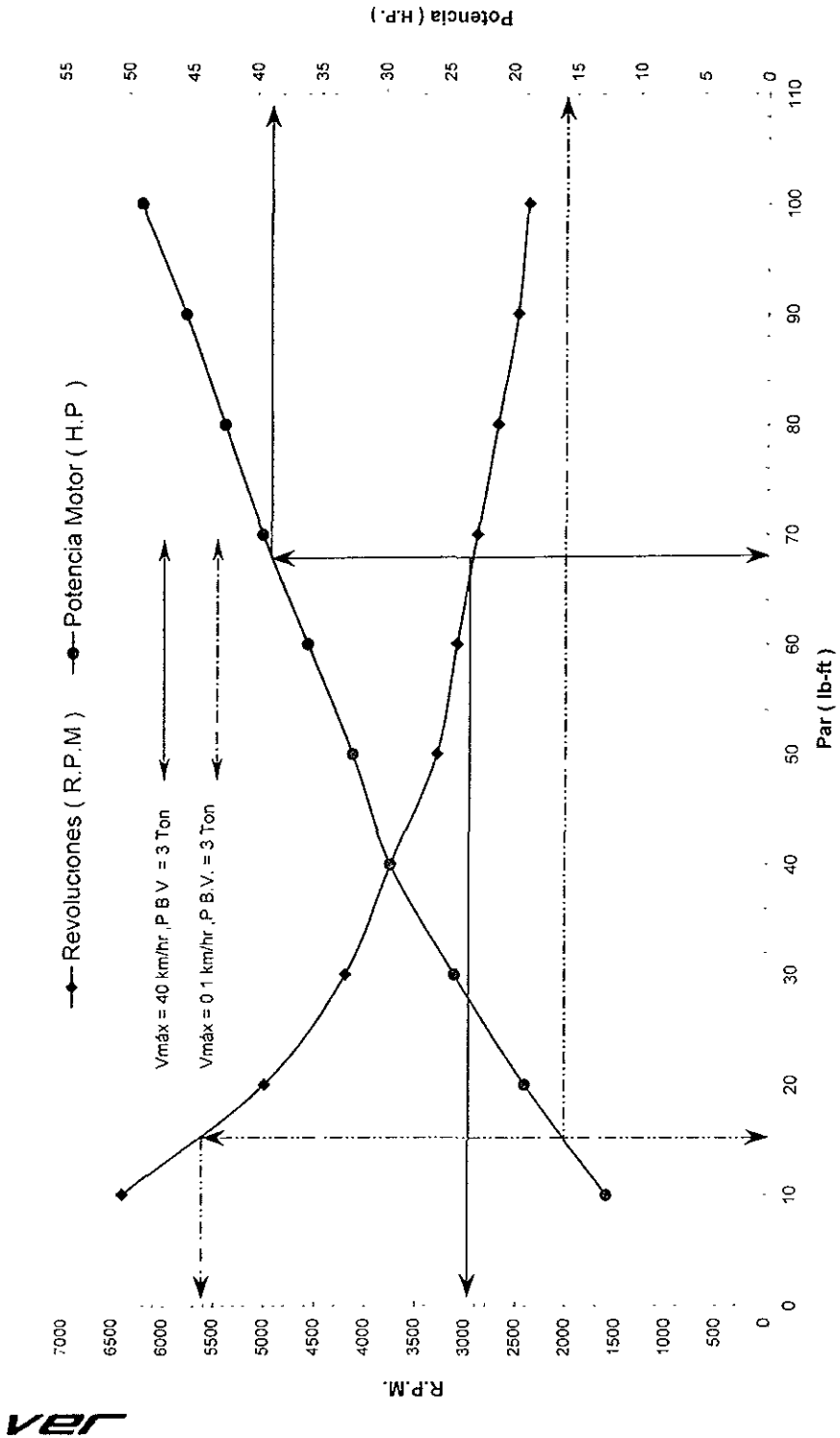
**Datos de Prueba @ 96 V de entrada**

Tiempo de encendido	V	A	R.P.M.	H.P.	KW
5 min.	86.0	322	3600	31.50	23.80
1 hr	90.0	190	4800	20.60	15.50
Continuos	91.0	178	5000	19.00	14.4
Caballos de	Fuerza		Máximos	68.00	

**Datos de Prueba @ 120 V de entrada**

Tiempo de encendido	V	A	R.P.M.	H.P.	KW
5 min.	111.0	300	4650	37.00	28.00
1 hr	114.0	180	6200	24.00	18.00
Continuos	115.0	165	6500	21.70	16.30
Caballos De	Fuerza		Máximos	83.00	

- Nota : El precio de este motor ( XP-1108 ; 8" ) es de \$ 1,398.00 dólares más \$ 60.00 dólares por gastos de envío. Este precio no abarca trámites aduanales y esta sujeto a cambio sin previo aviso. Fuente : <http://electroauto.com/motors.html> (23/08/99)



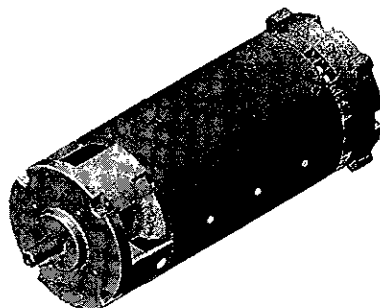
Gráfica B1. Curvas características del motor de 8 plg.



## APÉNDICE B.2

### MOTOR DE 6.7", ADVANCED D.C. MOTOR. MODELO X91-4001

Parámetros	Valor
Máxima eficiencia	88 %
Diámetro	6.7 plg.
Longitud	15.21 plg.
Flecha principal	1.125" dia x 1.37
Cuerpo de la flecha	0.75" dia x 1.75"
Peso	82 lb / 37.27 kg
Marca	Advanced DC Motors



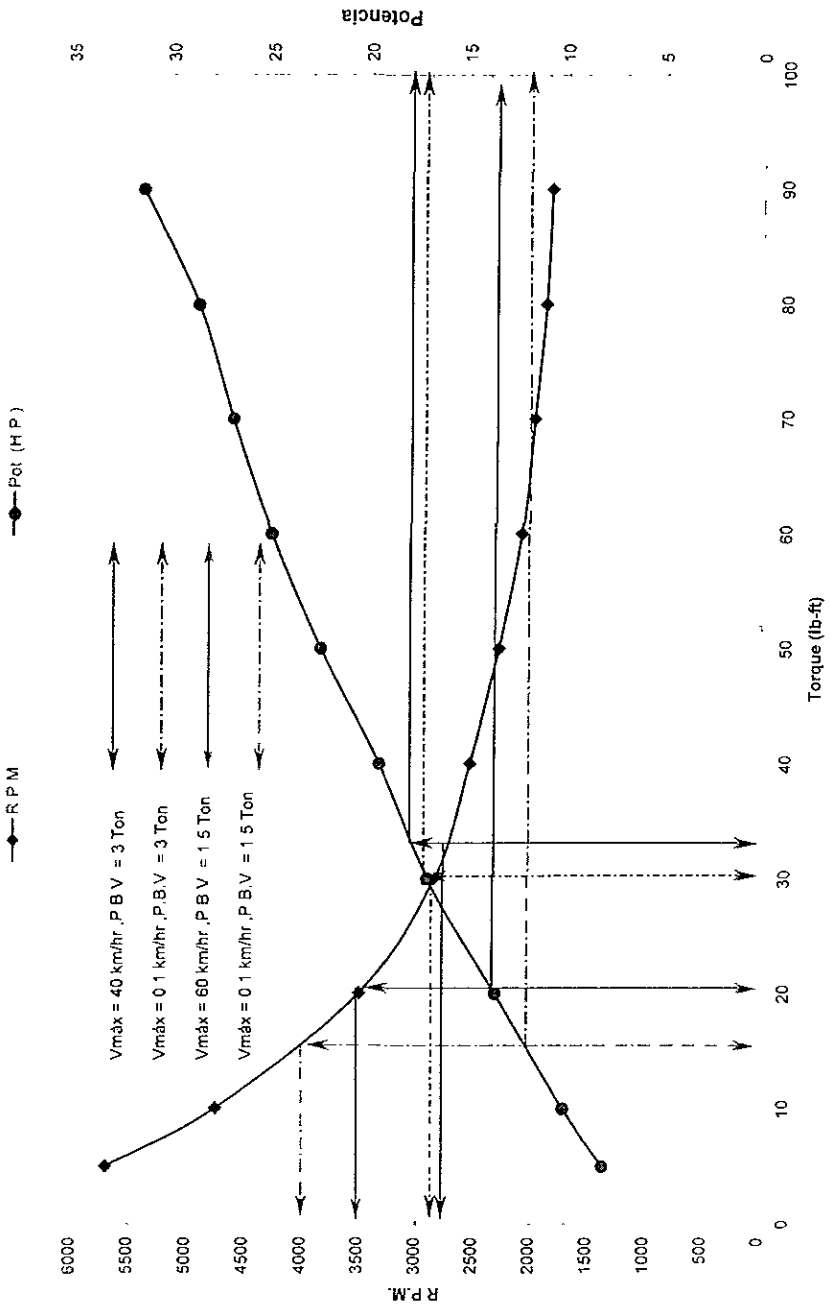
#### Datos de Prueba @ 75 V de entrada

Tiempo de encendido	V	A	R.P.M.	H.P.	KW
5 min.	68.0	235	1940	17.0	12.85
1 hr	71.0	135	2480	11.1	8.40
Continuos	71.5	121	2600	10.0	7.55
Caballos de Fuerza Máximos				32.0	

#### Datos de Prueba @ 95 V de entrada

Tiempo de encendido	V	A	R.P.M.	H.P.	KW
5 min.	90.0	200	2700	20.2	15.25
1 hr	92.5	125	3650	12.85	9.70
Continuos	93.0	110	3800	12.0	9.05
Caballos de Fuerza Máximos				52.0	

- Nota : El precio de este motor ( X91-4001; 6.7" ) es de \$ 990.00 dólares más \$ 60.00 dólares por gastos de envío. Este precio no abarca trámites aduanales y esta sujeto a cambio sin previo aviso. Fuente : <http://electroauto.com/motors.html> (23/08/99)



Gráfica B2. Curvas características del motor de 6.7 plg.

Las características de los Advanced D.C. Motors son :

- Cojinetes sellados con grasa para alta temperatura
- Construcción resistente del conmutador
- Resistentes rectángulos de cobre amarillo del rotor
- Resortes del rotor de acero inoxidable
- La vida del rotor es aproximadamente de 80,000 millas
- Reemplazo fácil del rotor
- La flecha de transmisión es de 1 1/8"
- El sellador del campo es moldeado para la alta temperatura
- Alta eficiencia con el ventilador integrado.

# **APÉNDICE C**

## APÉNDICE C.1

### CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL EJE TRASERO

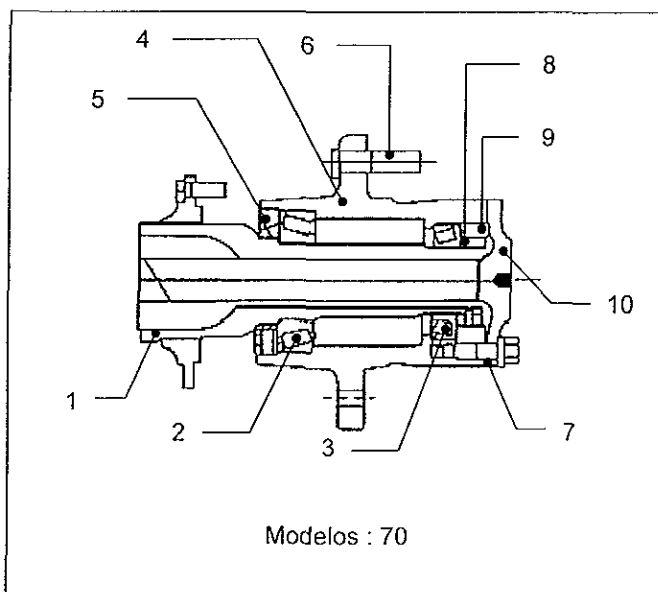
#### • DISEÑO DEL EJE FLOTANTE.

En este diseño, el semi-eje sólo transmite movimiento torsional. Parte de la carga por flexión ocasionada por el vehículo, así como las cargas axiales y radiales son soportadas por la funda del eje\*.

Este semi-eje tiene dos apoyos, en la rueda exterior y en el portadiferencial o *interior específicamente en los rodamientos cónicos de la Maza-Tambor de freno y en el engrane planetario.*

Las principales partes que componen el diseño flotante se describen a continuación :

- 1 Semi-eje
- 2 Cojinete interior
- 3 Cojinete exterior
- 4 Maza
- 5 Sello Aceite Maza
- 6 Birlo
- 7 Tuerca Semi-eje Maza
- 8 Tuerca de ajuste
- 9 Seguro de Ajuste
10. Tuerca autotrabante



\* Referencia No. 15

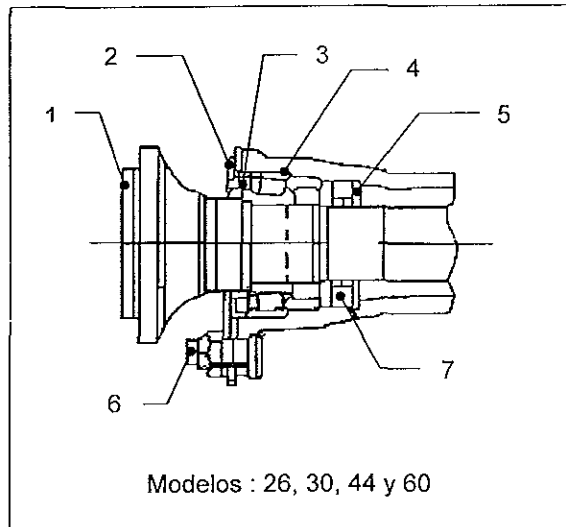
## • DISEÑO DEL EJE SEMI-FLOTANTE.

En estos diseños, el semi-eje transmite movimiento torsional y soporta una parte de la carga por flexión ocasionada por el vehículo, así como también las cargas axiales y radiales.

Este semi-eje tiene dos apoyos, en la rueda o exterior y en el portadiferencial o interior, específicamente en el cojinete unitario y en el engrane planetario respectivamente.

Las principales partes que componen el diseño semi-flotante se describen a continuación :

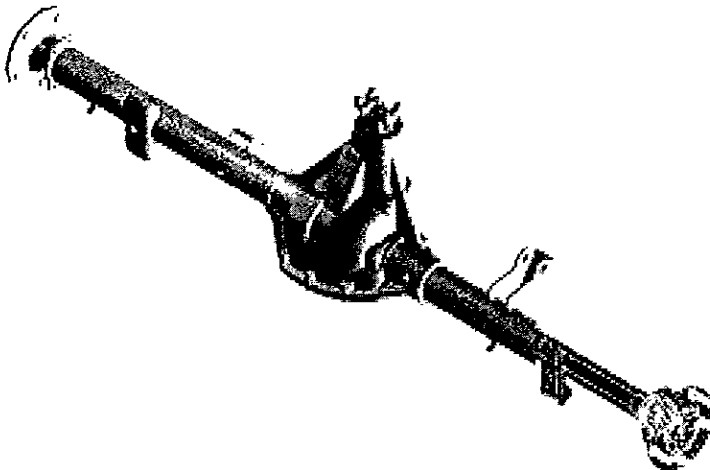
- 1 Semi-eje
- 2 Placa brida semi-eje
3. Sello aceite semi-eje
- 4 Cojinete unitario cónico semi-eje
- 5 Anillo retén
- 6 Tornillo y tuerca brida
- 7 Sello tubo



**APENDICE C.2**

**Eje Trasero Modelo 44**

Tipo de eje	Semi-Flotante
Peso Promedio	140 lb / 63.5 kg.
Eje sin frenos ensamblados ( Peso solamente de la parte central )	72 lb / 32.66 kg.
Carga de aceite	1.4 lts
GAW Nominal*	3,500 lb / 1,587.6 kg.
GCW Nominal**	11,000 lb / 4,989.6 kg.
Torque de Salida ( Arranque )	3,460 lb-ft / 2,555.99 N-m.
Torque de Salida ( Continuo )	1,100 lb-ft / 811.33 N-m
Diámetro del Tubo	2.75 plg / 69.85 mm
Ancho de la pared del tubo	Según se requiera
Diferencial Diseño Track-Lok	Opcional

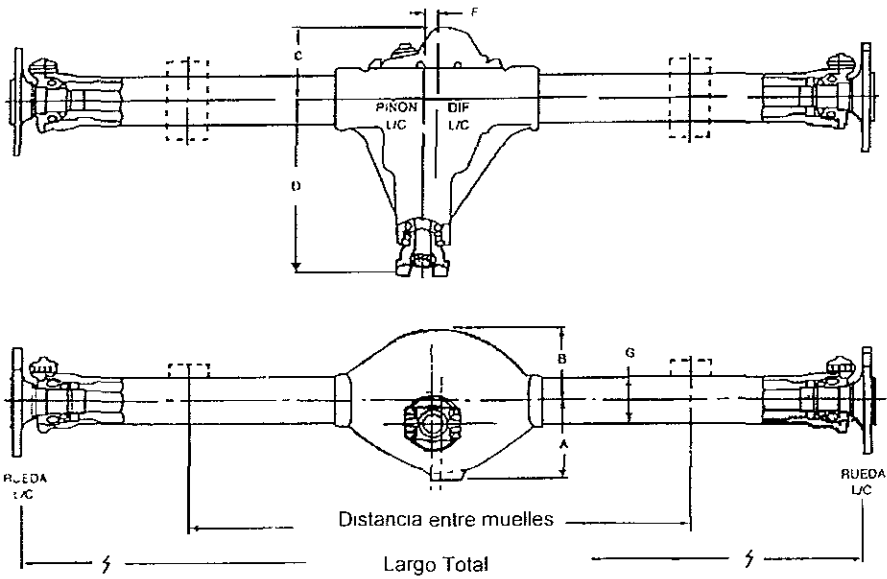


\* GAW : Carga máxima soportada por el eje

\*\* GCW : Carga máxima combinada de arrastre y soporte

DIMENSIONES EN EL CALABAZO

Dimensión	Pulgadas	Milímetros
A	5.38	136.65
B	5.25	133.35
C	4.84	122.94
D	11.91	302.51
E	1.5	38.1
F	1	25.4
G	2.75	75





DIMENSIONES DE LA BRIDA FLECHA Y DEL PLATO DISCO

Dimensión	A	B	C	D	E	F
Pulgadas	4.156	7	1.884	0.96	1.495	0.44
Milímetros	105.56	177.8	47.85	24.38	37.97	11.18

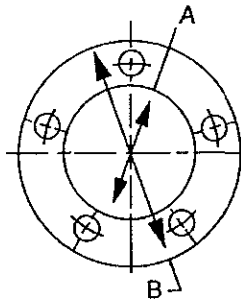


DIAGRAMA TÍPICO  
BRIDA DE FLECHA

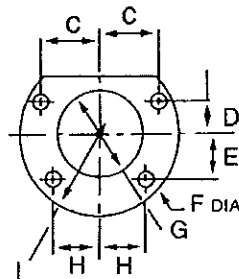
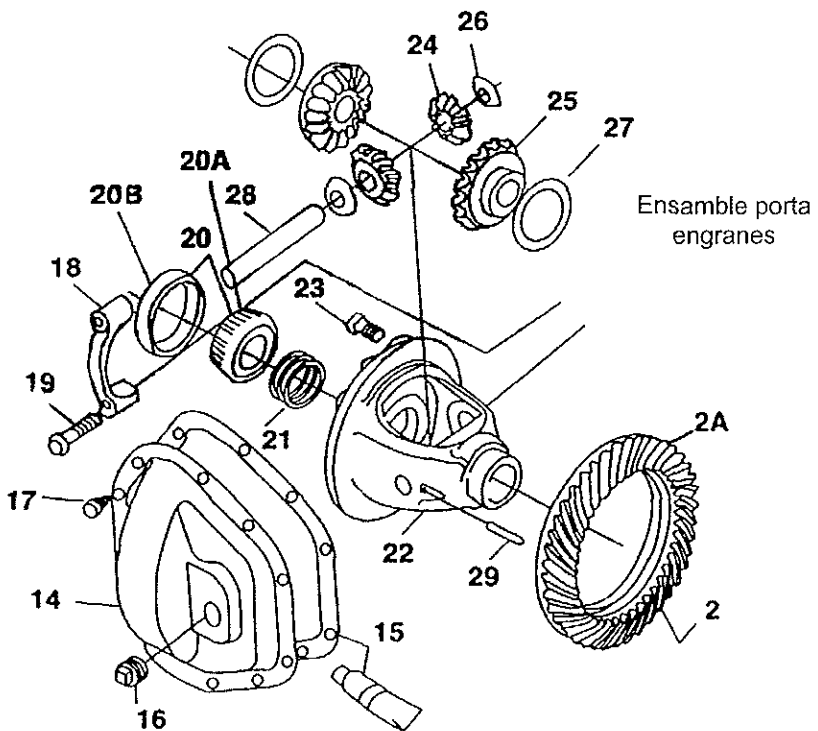
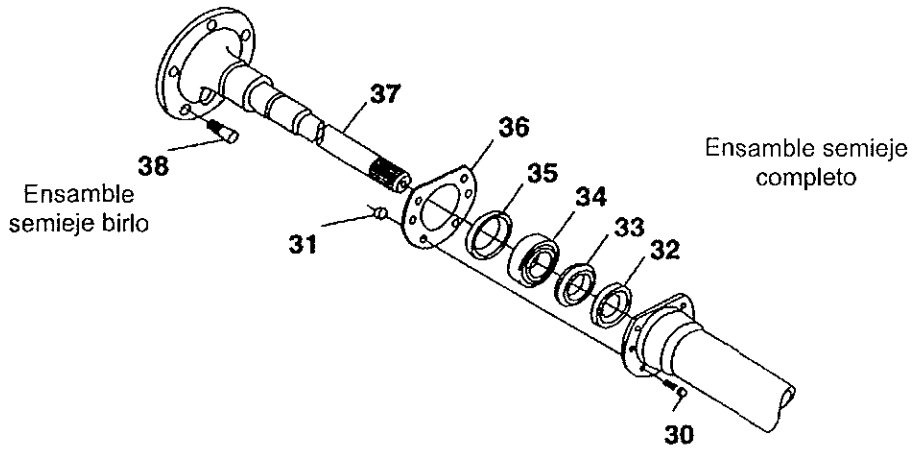


DIAGRAMA TÍPICO  
PLATO DE FRENO

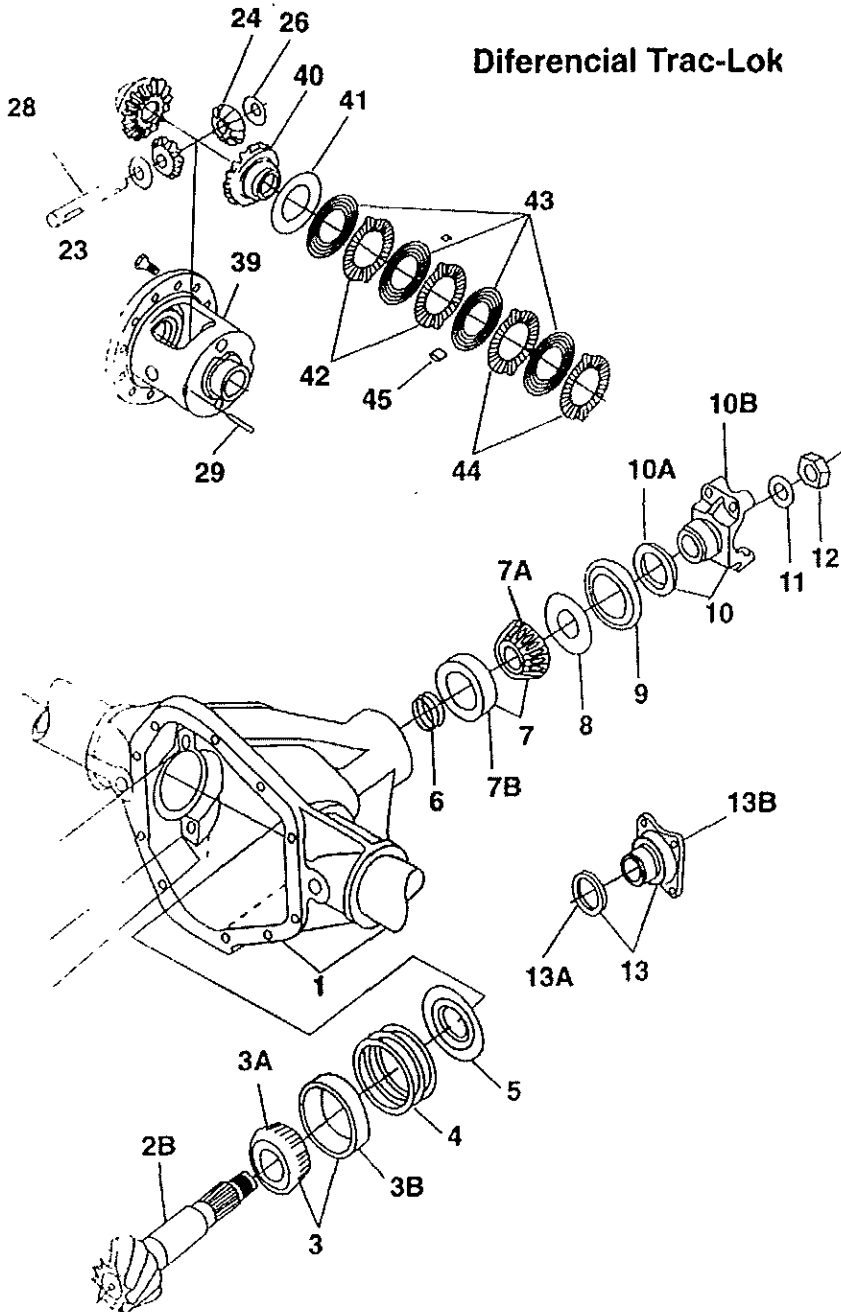
Relación de Velocidad	3.07	3.31	3.42
Combinación de Dientes	43/14	43/13	41/12

## Partes del eje trasero (Modelo 44)

1	Funda	20	Ensamble rodamiento diferencial
2	Ensamble corona y piñón	20A	Cono diferencial
2A	Corona	20B	Taza diferencial
2B	Piñón	21	Lainas rodamientos del diferencial
3	Ensamble rodamiento int. Piñón	22	Carcaza del diferencial
3A	Cono int. Piñón	23	Tornillo corona
3B	Taza int. Piñón	24	Satélites
4	Lainas int. del piñón	25	Planetarios
5	Deflector	26	Roldana empuje satélites
6	Lainas externas del piñón	27	Roldana empuje planetarios
7	Ensamble rodamiento ext. Piñón	28	Flecha satélites
7A	Cono ext. Piñón	29	Perno o seguro flecha satélites
7B	Taza ext. Piñón	30	Tornillo plato de freno
8	Deflector	31	Tuerca plato de freno
9	Retén de aceite de piñón	32	Sello int. tubo
10	Ensamble yugo acoplamiento	33	Anillo retén
10A	Cubrepolvo yugo	34	Cojinete unitario
10B	Yugo	35	Sello aceite
11	Arandela del piñón	36	Placa reten cojinete
12	Tuerca del piñón	37	Semieje
13	Brida de acople ensamblada	38	Tornillo semieje
13A	Cubrepolvo brida	39	Carcaza diferencial
13B	Brida	40	Planetarios
14	Tapa diferencial	41	Espaciador diferencial
15	Junta tapa diferencial o silicón	42	Platos de diferencial
16	Tapón tapa diferencial	43	Discos de diferencial
17	Tornillo tapa diferencial	44	Platos selectores
18	Abrazadera del rodamiento	45	Seguro retén
19	Tornillo de abrazadera		



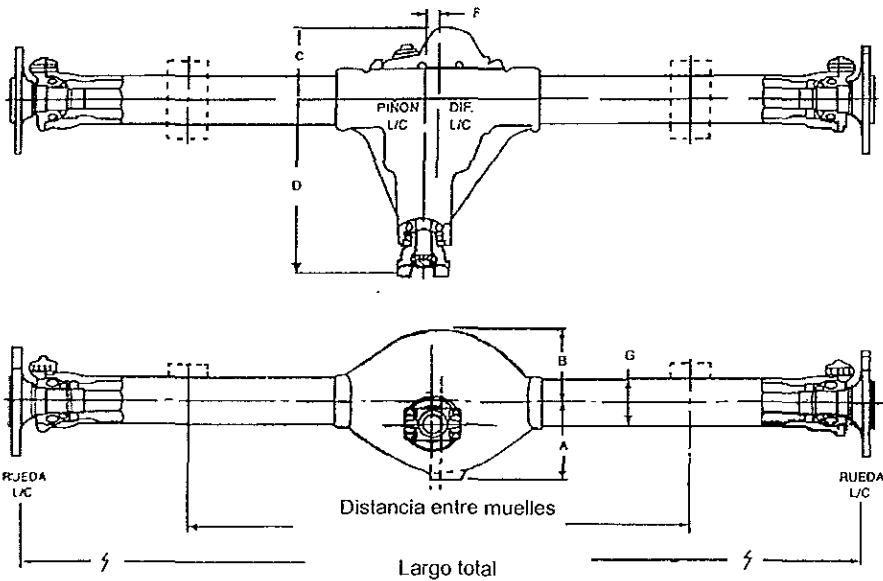
### Diferencial Trac-Lok



APENDICE C.3

Eje Trasero Modelo 60

Tipo de eje	Semi-Flotante
Peso Promedio ( Eje sin frenos ensamblados )	205 lb / 92.99 kg.
Peso ( Solamente de la parte central )	117 lb / 53.07 kg.
Carga de aceite	2.8 lts
GAW Nominal*	6,000 lb / 2,721 kg.
GCW Nominal**	13,500 lb / 6,123.6 kg.
Torque de Salida ( Arranque )	6,000 lb-ft / 4,425.42 N-m.
Torque de Salida ( Continuo )	1,500 lb-ft / 1,106.36 N-m
Diámetro del Tubo	3.125 plg / 79.38 mm
Ancho de la pared del tubo	Según se requiera



\* GAW Carga máxima soportada por el eje

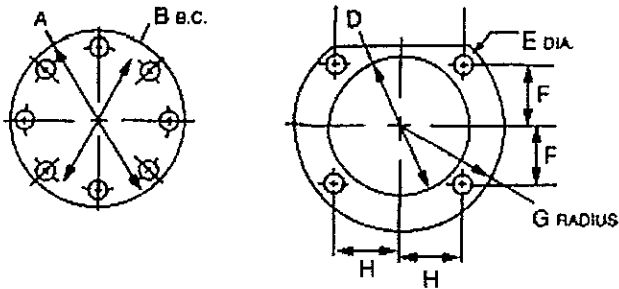
\*\* GCW Carga máxima combinada de arrastre y soporte

DIMENSIONES EN EL CALABAZO

Dimensión	Pulgadas	Milímetros
A	6.13	155.7
B	6	152.4
C	5.25	133.35
D	13.28	337.31
E	1.25	28.85
F	0.5	12.7
G	3.125	79.38

DIMENSIONES DE LA BRIDA FLECHA Y DEL PLATO DISCO

Dimensión	A	B	C	D	E	F	G
Pulgadas	4.693	8	1.8	0.5	1.68	3.895	2.88
Milímetros	119.2	203.2	45.72	12.7	42.67	98.93	73.15



Relación de Velocidad	3.54	3.73	4.1
Combinación de Dientes	46/13	41/11	41/10

**APENDICE C.4****Empresas que conforman al Grupo SPICER :**

1. ENGRANES CÓNICOS, S.A. DE C.V.
2. FRENOS Y MECANISMOS
3. KELSEY HAYES DE CHIHUAHUA
4. FORJAS SPICER
5. AUTOMETALES, S.A DE C.V.
6. BUJÍAS MEXICANAS, S.A DE C.V.
7. CARDÁNES, S.A DE C.V.
8. COMERCIALIZADORA MORESA
9. COMPONENTES CON PRECISIÓN, S.A DE C.V.
10. DIRECSPICER, S.A DE C.V.
11. COMERCIAL D.M.
- 12. EJES TRACTIVOS, S.A DE C.V.**
13. FORJAS Y MÁQUINAS
14. INDUSTRIA ELÉCTRICA AUTOMOTRÍZ
15. MORESA INDUSTRIAL
16. PRODUCTOS ESTAMPADOS DE MÉXICO
17. RINES DE ACERO
18. RUEDAS DE ALUMINIO
19. TRANSMISIONES TSP
20. VELCON, S A DE C.V.
21. DISMET DM NACIONAL, S.A DE C.V.

Fuente de información : <http://www.hipanet.com.mx/vargas/clientes.html> . (3/06/99)

# APÉNDICE D



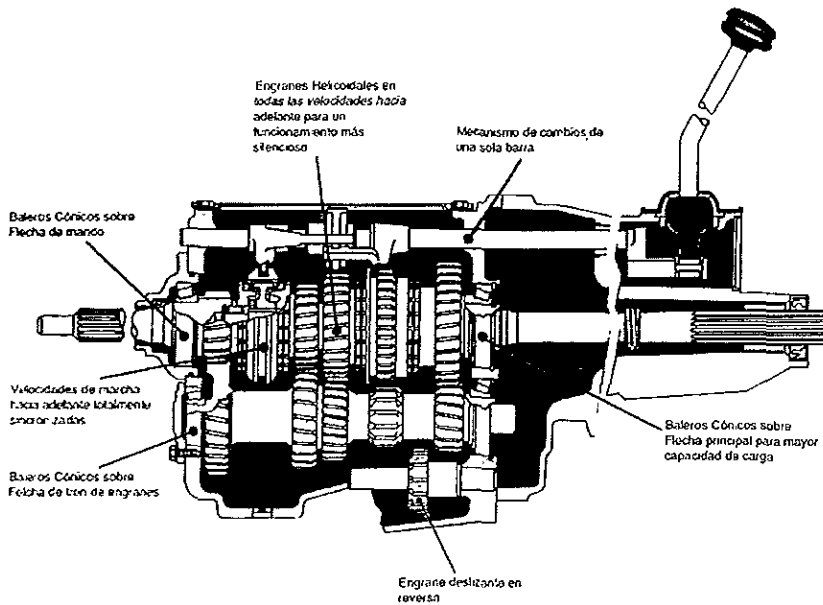
APÉNDICE D.1

TRANSMISIÓN 143FS, TR-2450, CONDENSADO

**TREMEC**  
un

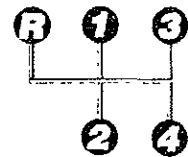
**143 F/143 FS**

Transmisión de 4 velocidades para camionetas compactas

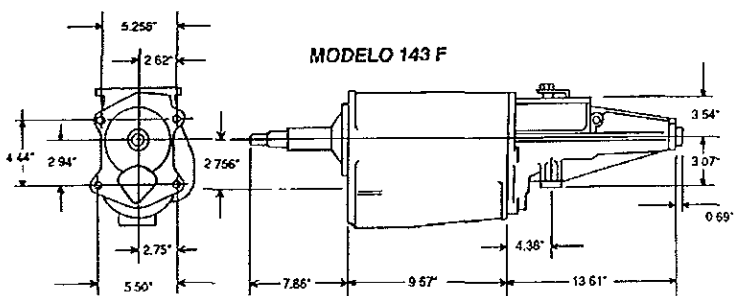
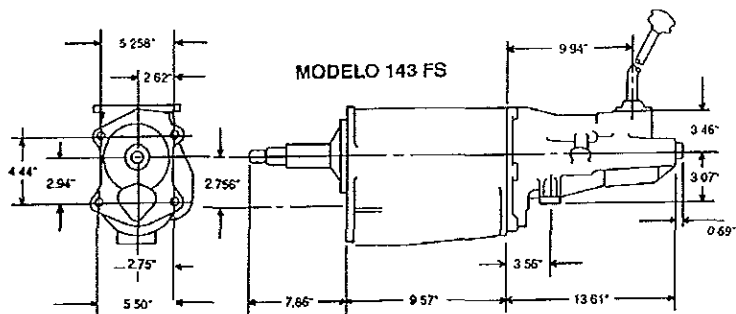


La transmisión 143 es una transmisión ligera que se utiliza con éxito en camionetas compactas y minivans de tracción trasera. Sus cambios son suaves debido a que el sistema de control está colocado en forma independiente en la extensión en la versión FS y con control remoto en la versión F. El uso del sistema "Spl ne Lock" evita posibles botaduras de velocidad y proporciona mayor seguridad y confiabilidad en el manejo.

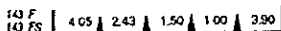
**Patrón de Cambios**



**143 F / 143 FS  
ESPECIFICACIONES**



**Relación de Cambios**



- \* La capacidad de par, la serie y peso del vehículo va, len según la aplicación.
- \* Todas las aplicaciones de la transmisión están sujetas a la aprobación de ingeniería del producto de TREMEC.
- \* TREMEC se reserva el derecho de hacer cambios para mejorar el producto

**Especificaciones Generales**

Capacidad de Torque	137 Lbs-pie
Distancia entre Centros	70 mm.
Capacidad de Aceite	1.5 Lts.
Peso sin Aceite	26 Kg.



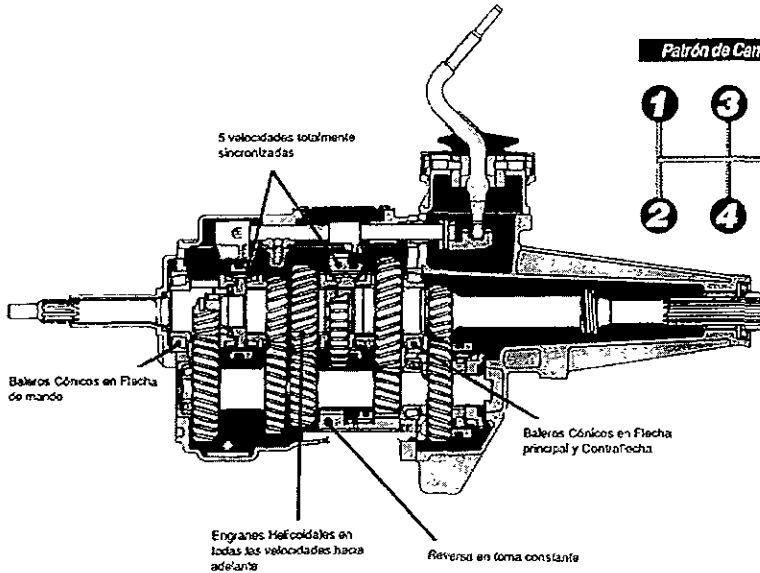
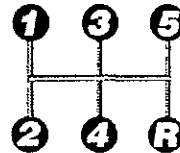
**TRANSMISIONES Y EQUIPOS MECANICOS, S.A. DE C.V.**  
 Av 5 de Febrero No 2115 Apartado Postal 308  
 Querétaro, Oax Querétaro, Oax  
 C P 76120 México C P 76030 México  
 Tel:(421)17 0717 Fax (421)17 0345



**TR-2450**

*Transmisión de 5 velocidades con Sobremarcha para camionetas chicas*

**Patrón de Cambios**



La Transmisión TR-2450 fue diseñada por TREMEC con tecnología de punta para camionetas chicas con motores de 4 y 6 cilindros. Este modelo se caracteriza por su durabilidad y gran capacidad de torque ya que cuenta con rodamientos cónicos en la flecha principal, flecha de mando y tren de engranes. Utiliza baleros de rodillos en todos los engranes para minimizar la fricción entre engranes y flechas, con la

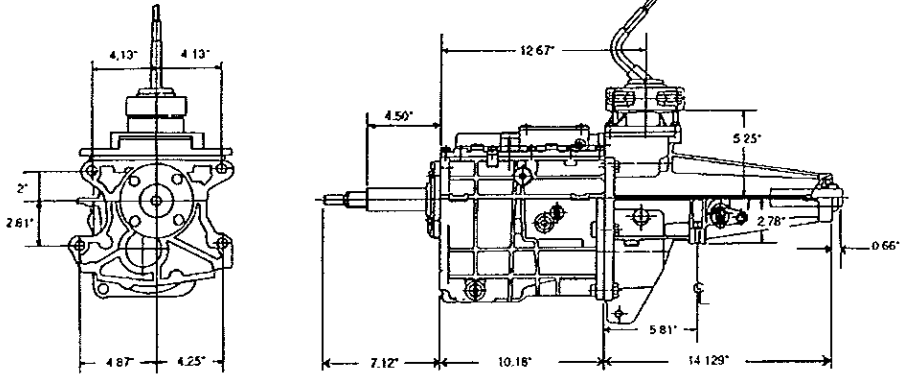
consecuente reducción del ruido y riesgo de pegaduras. Para complementar lo anterior, los engranes de todas las velocidades hacia adelante son helicoidales, lo cual reduce aún más el nivel de ruido.

La caja, extensión y tapa se manufacturan en aluminio de alta resistencia y bajo peso lo que contribuye a mejorar el consumo de combustible. TREMEC diseñó esta transmisión pensando en las

necesidades de nuestros clientes, con la versatilidad necesaria para permitir la colocación de la palanca de cambios en cuando menos tres posiciones:

- \*Delantera, con la palanca directamente sobre la caja
- \*Central, con la palanca colocada en la parte delantera de la extensión. (mostrada)
- \*Trasera, cuya palanca se encuentra en la parte posterior de la extensión.

**TR-2450  
ESPECIFICACIONES**



**Relación de Cambios**

TR-2250	3.82	2.29	1.45	1.00	0.77	3.82	2.25
TR-2450	3.81	2.30	1.45	1.00	0.78	3.49	2.40

**Especificaciones Generales**

Capacidad de Torque	240 Lbs-pie
Distancia entre Centros	83 mm.
Capacidad de Aceite	2.5 Lis.
Peso sin Aceite	43 Kg.

\* La capacidad de par torsional y peso del vehículo varían según la aplicación  
 \* Todas las aplicaciones de la transmisión están sujetas a la aprobación de ingeniería del producto de TREMEC  
 \* TREMEC se reserva el derecho de hacer cambios para mejorar el producto



**TRANSMISIONES Y EQUIPOS MECANICOS, S A DE C V.**  
 Av. 5 de Febrero No 2115      Apartado Postal 308  
 Querétaro, Oro                      Querétaro, Oro  
 C P 76120 México                  C P 76003 México  
 Tel (421) 7 0717                      Fax (421) 7 0345



# Condensado de especificaciones

VER PRODUCT INFORMATION

MODEL LOCATIONS	NO. SPD. LB. FT.	N-M RATIO	GEAR RATION						DRY WEIGHT	INSTALLATION LENGTH INCHES	CAPACITY PINTS	LITER APPLICATION	PTO.			
			1	2	3	4	5	6								
<b>TREMEC TRANSMISSIONS</b>																
TR-3340	4	330	448	3.49	3.812	3.30	1.45	1.00	95	43	24,1	6.3	3,00	PICK UP		
TR-3440 *	@	4	335	455	3.82	3.822	3.1	1.42	1.00	106	48	27,5	7,4	3,50	PICK UP	
TR-3350	5	330	448	3.49	3.812	3.30	1.45	1.00	0.78	99	45	24,1	5,3	2,50	PICK UP	
TR-3550	5	350	475	3.01	3.291	1.98	1.34	1.00	0.68	99	45	24,1	5,3	2,50	PICK UP	
TR-3450 *	@	5	335	455	3.82	3.822	3.1	1.42	1.00	0.83	115	52	27,9	7,4	3,50	PICK UP
199-A	4	330	448	7.61	6.473	0.8	1.68	1.00		145	66	11,9	7,2	3,40	11,000	LB R
TR-4040 *	4	400	543	5.69	5.812	1.94	1.61	1.00		154	70	12,5	6,9	3,25	16,000	LB R
TR-4050 *	5	400	543	5.69	5.812	1.94	1.61	1.00	0.77	181	82	12,5	8,5	4,00	16,000	LB R
<b>TREMEC-BW TRANSMISSIONS</b>																
FSM-5005/5305-E	5	540	733	7.18	7.404	3.5	2.54	1.52	1.00	304	138	15,2	10,6	5,00	35,000	LB R,L
FSM-5005/5305-G	5	540	733	6.78	6.993	3.79	1.98	1.16	1.00	304	138	15,2	10,6	5,00	35,000	LB R,L
FSM-5005/5305-H	5	540	733	6.08	6.263	3.68	2.15	1.28	1.00	304	138	15,2	10,6	5,00	35,000	LB R,L
FSM-5005/5305-J	5	540	733	6.08	6.263	3.68	2.15	1.38	1.00	304	138	15,2	10,6	5,00	35,000	LB R,L
T5-238	5	225	305	3.15	3.351	1.93	1.29	1.00	0.72	74	33	23,9	5,6	2,66	PASS.	CAR
T5-247	5	230	312	3.53	3.752	1.9	1.41	1.00	0.72	70	32	24,4	6,7	3,19	PASS.	CAR
T5-255	5	225	305	3.71	3.972	3.4	1.46	1.00	0.85	70	32	18,4	5,6	2,66	SUV	
T5-258	5	175	238	3.76	3.762	1.8	1.42	1.00	0.81	70	32	23,5	4,7	2,22	SUV	
T45-001	5	325	441	3.22	3.371	1.99	1.33	1.00	0.67	104	47	31,6	6,5	3,08	PASS.	CAR
T45-002	5	325	441	3.22	3.371	1.99	1.33	1.00	0.67	104	47	31,6	6,5	3,08	PASS.	CAR
T45-003	5	325	441	3.22	3.371	1.99	1.33	1.00	0.67	104	47	31,6	6,5	3,08	PASS.	CAR
T56-015	6	450	611	2.90	2.661	1.78	1.30	1.00	0.740,50	115	52	19,3	8,1	3,85	PASS.	CAR
T56-016	6	450	611	2.90	2.661	1.78	1.30	1.00	0.740,50	129	59	29,8	8,1	3,85	PASS.	CAR
T56-018	6	450	611	2.90	2.661	1.78	1.30	1.00	0.740,50	129	59	32,2	8,1	3,85	PASS.	CAR

\* Under development. † End loaded, Integrated Bell Housing

# APÉNDICE E

## APÉNDICE E.1

### PRIMER MÉTODO DE CÁLCULO PARA LOS ENGRANES

El siguiente análisis que se presenta, se realizó para el primer conjunto de engranes del arreglo cinco que se propone como una solución de la propuesta. Es por eso que el procedimiento del cálculo para los demás elementos es análogo y solo se muestran los resultados finales o trascendentales al final de la sección.

Este cálculo se hizo en base a la referencia No. 5 mencionada en la bibliografía, cuyo algoritmo se describe en dicho libro; y lo que se presenta en esta parte del apéndice es la forma para determinar los engranes requeridos.

Los datos de entrada estarán definidos por las condiciones de frontera que existen al entorno de dichos elementos, así como también de las condiciones que el diseñador desee establecer para el fin que persigue. Por tal motivo, algunos datos son de máquinas establecidas ya con anterioridad ( el Motor ) y otros son propuestos con conocimiento de que son seguros.

#### 1. DATOS DE ENTRADA PARA LOS ENGRANES CÓNICOS.

- a) Potencia suministrada : 18 H.P. ( Motor )
- b) Revoluciones de entrada : 2700 R.P.M. ( Motor )
- c) Número de dientes : C1 = 18 ( piñón ) ; C2 = 36 ( engrane )
- d) Ángulo de presión del diente :  $\phi = 20^\circ$
- e) Ángulo entre ejes :  $\Sigma = 90^\circ$
- f) Esfuerzo de cedencia del material de los engranes :  $S_d = 4,500 \text{ kg / cm}^2$
- g) Módulo de elasticidad del material de los engranes :  $E = 2,109,000 \text{ kg / cm}^2$

1.1 CÁLCULO DE LAS VARIABLES QUE INTERVIENEN EN EL ANÁLISIS .

Los resultados obtenidos a continuación son únicamente para el engrane del piñón cónico, siendo análogo el procedimiento para la corona ó engrane complementario.

Variable	Unidades	Descripción	Variable	Unidades	Descripción
$P_{dn}$	dientes / plg	Paso diametral normal	$K_r$	-	Coefficiente de seguridad funcional
$M_n$	mm	Módulo Normal	$F_s$	kg	Fuerza por flexión
$\phi$	grados	Angulo de presión	$V_m$	m p.m	Velocidad media
$\Sigma$	grados	Angulo entre ejes	$V_f$	-	Coefficiente de velocidad
$\alpha$	grados	Angulo del cono primitivo	$N_{st}$	-	Coefficiente de servicio
$b$	cm	Ancho de cara	$k_m$	-	Coefficiente de distribución de carga
$L$	cm	Generatriz del cono	$F_t$	kg	Fuerza tangencial
H.P.	hp	Potencia transmitida	$F_d$	kg	Fuerza dinámica
R.P.M.	rev / min	Velocidad angular	$D_p$	cm	Diámetro primitivo
$S$	kg / cm <sup>2</sup>	Esfuerzo de diseño	$I$	-	Coefficiente geométrico para desgaste
$E$	kg / cm <sup>2</sup>	Módulo de elasticidad	$S_{cd}$	kg / cm <sup>2</sup>	Esfuerzo por desgaste o contacto
$J$	-	Factor de geometría	$C_e$	-	Coefficiente elástico
$k_r$	-	Coefficiente de duración	$C_1$	-	Coefficiente de duración
$k_t$	-	Coefficiente de tamaño	$C_r$	-	Coefficiente de seguridad funcional
$k_t$	-	Coefficiente de temperatura	$F_w$	kg	Fuerza por desgaste

Tabla E1. Variables que intervienen en el análisis :

Se propone un  $P_{dn}$  ó un  $M_n$  para los engranes helicoidales, cuyos valores pueden ser vistos en la Tabla E2. La cual indica los valores de los  $P_{dn}$  o  $M_n$  más recomendados, usuales y posibles a utilizar.

Con  $P_{dn} = 6$  obtenemos :

$$P_{dn} = \frac{25.4}{M_n} [\text{dientes} / \text{plg}] \quad \text{por lo tanto} \quad M_n = \frac{25.4}{P_{dn}} = \frac{25.4}{6} = 4.23[\text{mm}]$$

$$D_{\text{piñón}} = \frac{C1}{P_{dn}} = \frac{18}{6} = 3 \text{plg} = 7.62 \text{cm}$$

$$D_{\text{Corona}} = \frac{C2}{P_{dn}} = \frac{36}{6} = 6 \text{plg} = 15.24 \text{cm}$$



Recomendados		Usuales		Posibles	
Pdn	Mn	Pdn	Mn	Pdn	Mn
1					
1.25					
1.275	20				
		1.411	18		
15					
1.588	16				
		1.75			
		1.814	14		
2					
2.117	12				
		2.25			
		2.309	11		
2.5					
2.54	10				
		2.75			
		2.822	9		
3					
3.175	8				
		3.5			
		3.629	7		
				3.908	6.5
4					
4.233	6				
		4.5			
		4.615	5.5		

Recomendados		Usuales		Posibles	
Pdn	Mn	Pdn	Mn	Pdn	Mn
5					
5.08	5				
		5.55			
		5.644	4.5		
6					
6.35	4				
				6.773	3.75
		7			
		7.275	3.5		
8					
8.467	3				
		9			
		9.236	2.75		
10					
10.16	2.5				
					11
		11.289	2.25		
12					
12.7	2				
		14			
		14.514	1.75		
16					
16.933	1.5				
		18			
		18.473	1.375		

Tabla E2. Pasos diametrales normales y Módulos normales para engranes helicoidales

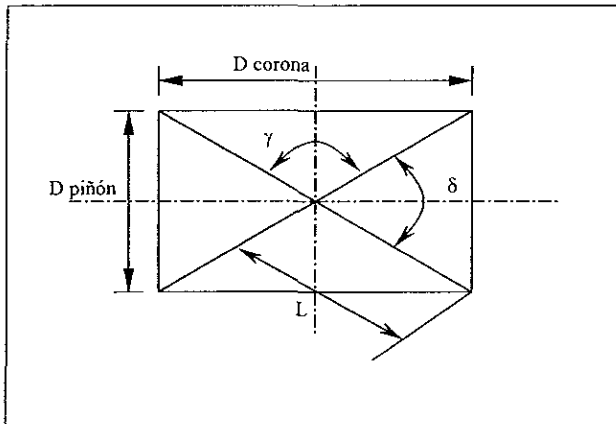
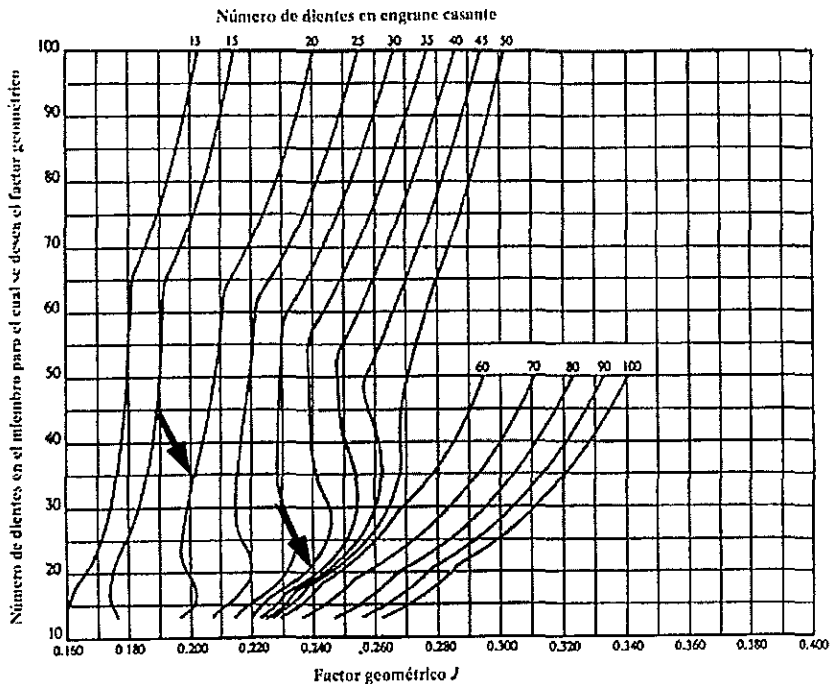


Figura E1. Diagrama del acoplamiento de los engranes cónicos

Para la obtención de la fuerza por flexión se obtiene primero el factor geométrico de la siguiente figura, el cual está en función del número de dientes del piñón y la corona :



Factor geométrico J para engranes cónicos rectos con un ángulo de presión de 20° y un radio en el borde de la herramienta de 0.120IP<sub>d</sub>.  
 Fuente Tomado del estándar AGMA 2003-AB688 *Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Geared Straight Bevel, ZEROI, Bevel, and Spiral Bevel Gear Teeth*, con permiso del editor, The American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314

Figura E2. Obtención del factor geométrico

$$k_f = 1 \text{ ( para vida indefinida )}$$

$$k_s = 0.64 \text{ ( esta en función de Paso diametral o del Módulo normal )}$$

$$k_t = 1 \text{ ( para una temperatura menor a 70° )}$$

$$k_r = 1.5 \text{ ( para máxima seguridad )}$$

$$L = \left[ \left( \frac{D_{\text{piñón}}}{2} \right)^2 + \left( \frac{D_{\text{corona}}}{2} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$L = \left[ \left( \frac{7.62}{2} \right)^2 + \left( \frac{15.24}{2} \right)^2 \right]^{1/2} = 8.5194 [cm]$$

$$\alpha = \text{ArcTan} \left[ \left( \frac{D_{\text{pinion}}}{D_{\text{corona}}} \right) \right] ; \quad = \text{ArcTan} \left[ \left( \frac{7.62}{15.24} \right) \right] = 26.565^\circ$$

$$b = \frac{L}{3} = 0.3 * L \quad b = \frac{L}{3} = 0.3 * 8.5194 = 2.8398 cm = 1.118 [pulg]$$

$$F_s = \frac{S * b * J * M_n}{10} * \left( \frac{k_r}{k_s * k_r * k_r} \right) [kg]$$

$$F_s = \frac{4500 * 2.84 * 0.24 * 4.23}{10} * \left( \frac{1}{0.64 * 1 * 1.5} \right) = 1352.46 [kg]$$

$$V_m = \pi * D * R.P.M. = \pi * 7.62 * 2700 = 646.351 \text{ m.p.m.}$$

$$\text{por lo tanto} \quad VF = \frac{27.6 + V_m^{1/2}}{27.6} = \frac{27.6 + (646.351)^{1/2}}{27.6} = 1.921 [-]$$

$$N_{sf} = 1.75 \text{ ( para un motor eléctrico con choques fuertes )}$$

$$k_m = 1.25 \text{ ( para un engranes montado entre dos apoyos y el otro no )}$$

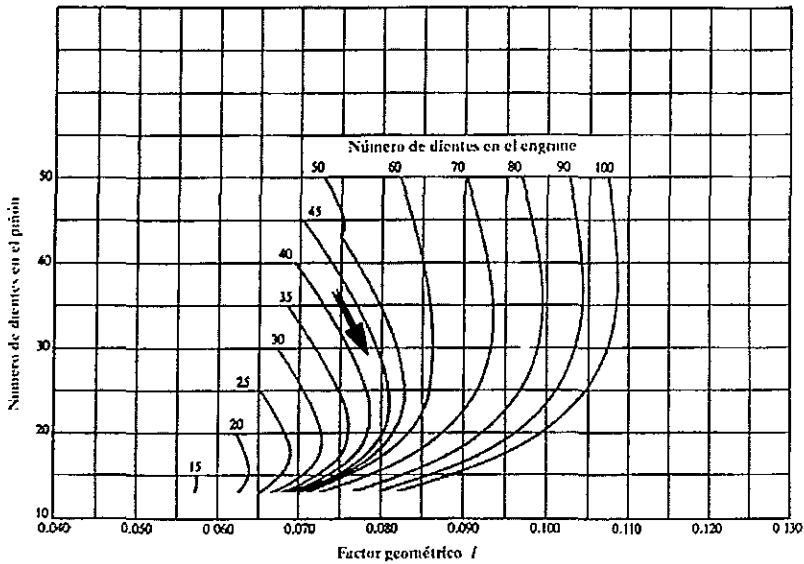
$$F_r = \frac{4500 * (H.P.)}{V_m} [kg] = \frac{4500 * (18)}{646.351} = 125.319 [kg]$$

$$F_d = (VF) * N_{sf} * k_m * F_r [kg] = 1.921 * 1.25 * 1.25 * 125.319 = 376.18 [kg]$$

Si el esfuerzo de contacto (  $S_{cd}$  ) es aproximadamente 15,810 kg/cm<sup>2</sup> para un acero cementado con una dureza de 625 Brinell y un coeficiente elástico\* (  $C_e$  ) de 23,480 (kg/cm<sup>2</sup>)<sup>1/2</sup> .

\* Consultar referencia bibliográfica No. 9.

El factor por desgaste se obtiene de la siguiente gráfica, que esta en función del número de dientes de los engranes.



Factor geométrico  $I$  para engranes cónicos rectos con un ángulo de presión de 20°  
 Fuente: Tomado del estándar AGMA 2003-ASABE, *Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, Zerol Bevel, and Spiral Bevel Gear Teeth*, con permiso del editor The American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314

**Figura E3. Obtención del factor de desgaste**

De esta manera se tiene como resultado de la fuerza por desgaste para los engranes cónicos:

$$F_a = D_{\text{piñon}} * b * I * \left( \frac{S_{cd}^2}{C_e^2} \right) * \left( \frac{C_t}{k_t * C_r} \right)^2 * 10^3 \text{ [kg]}$$

$$F_a = 7.62 * 2.84 * 0.078 * \left( \frac{17893.12^2}{23480^2} \right) * \left( \frac{1}{1 * 1.25} \right)^2 * 10^3 = 489.76 \text{ [kg]}$$

**1.2 CONDICIONES A CUMPLIR.**

Las condiciones a cumplir son que  $F_d \leq F_s$  donde

$$F_d = 376.18 \text{ kg}$$

$$F_s = 1352.46 \text{ kg}$$

Por lo tanto si cumple la condición, con un factor de seguridad " n " igual a :

$$n_1 = \frac{1352.46}{376.18} = 3.59$$

Por otro lado, la  $F_d \leq F_w$  donde

$$F_w = 489.76 \text{ kg}$$

entonces

$$n_1 = \frac{489.76}{376.18} = 1.301$$

## 2. DATOS DE ENTRADA PARA LOS ENGRANES HELICOIDALES.

Los datos de entrada estarán definidos por las condiciones de frontera que existen al entorno de dichos elementos, así como también de las condiciones que el diseñador desee establecer para el fin que persigue. Por tal motivo, algunos datos son obtenidos del motor y de cálculos previos además de los propuestos con conocimiento de que son seguros.

- a) Potencia suministrada : 18 H.P. ( Motor )
- b) Revoluciones de entrada : 1350 R.P.M. ( Motor )
- c) Número de dientes :  $N_p = 20$  ( piñón ) ;  $N_g = 46$  ( engrane )
- d) Ángulo de presión del diente :  $\phi = 20^\circ$
- e) Ángulo de hélice del diente :  $\varphi = 21^\circ$
- f) Distancia operativa entre centros de cada engrane teórica : 100 mm
- g) Esfuerzo de cedencia del material de los engranes :  $S_d = 3,300 \text{ kg / cm}^2$
- h) Módulo de elasticidad del material de los engranes :  $E = 2,109,000 \text{ kg / cm}^2$

### 2.1 CÁLCULO DE LAS VARIABLES QUE INTERVIENEN EN EL ANÁLISIS.

Los resultados obtenidos a continuación son únicamente para el engrane del piñón, siendo análogo el procedimiento para el engrane complementario.

Variable	Unidades	Descripción
$P_{dn}$	dientes/plg	Paso diametral normal
$M_n$	mm	Módulo Normal
$M$	mm	Módulo
$\phi$	grados	Ángulo de presión
$\psi$	grados	Ángulo de hélice
$b$	cm	Ancho de cara
$P_a$	mm	Paso axial
$P_c$	mm	Paso circular
$D$	cm	Diámetro primitivo
$N$	dientes	Número de dientes
$F_t$	kg	Fuerza tangencial
H.P.	h.p.	Potencia suministrada
R.P.M.	rev/min	Velocidad angular
$N_e$	dientes	Número de dientes equivalentes

Variable	Unidades	Descripción
$Y$	-	Factor de forma
$F_s$	kg	Fuerza de flexión
$S$	kg/cm <sup>2</sup>	Esfuerzo de diseño
$K_f$	-	Coefficiente de reducción a la resistencia
$V_m$	m.p.m.	Velocidad media
$e$	cm	Error de precisión
$k$	-	Factor de fórmula
$E$	kg/cm <sup>2</sup>	Módulo de elasticidad
$C$	kg/cm <sup>2</sup>	Función de la magnitud del error
$F_d$	kg	Fuerza dinámica
$F_w$	kg	Fuerza por desgaste
$Q$	-	Factor de relación de velocidad
$K_G$	-	Factor del material
$n$	-	Factor de seguridad

Tabla E3. Variables que intervienen en el análisis de engranes helicoidales

También se propone un  $P_{dn}$  ó un  $M_n$  para los engranes helicoidales, cuyos valores pueden ser vistos en la Tabla E1. La cual indica los valores de los  $P_{dn}$  o  $M_n$  más recomendados, usuales y posibles a utilizar.

Con  $P_{dn} = 9$  obtenemos :

$$P_{dr} = \frac{25.4}{M_n} [\text{dientes / plg}] \quad \text{por lo tanto} \quad M_n = \frac{25.4}{P_{dn}} = \frac{25.4}{9} = 2.8222 [\text{mm}]$$

$$M = \frac{M_n}{\cos \phi} = \frac{2.8222}{\cos 21^\circ} = 3.023 \text{mm}$$

$$b = 2 * P_a \quad \text{donde} \quad P_a = \frac{P_c}{\tan \phi} \quad \text{y} \quad P_c = \pi * M$$

$$\text{por lo tanto} \quad P_a = \frac{\pi * M_n}{\text{Sen} \phi} = \frac{3.1416 * 2.8222}{\text{Sen} 21^\circ} = 24.7105 \text{mm}$$

$$\text{y} \quad b = 4.9881 \text{cm} = 1.9480 \text{plg}$$

$$D = \frac{N * M}{10} [\text{cm}] \quad ; \quad D = \frac{20 * 2.7207}{10} = 5.4414 \text{cm}$$

$$F_t = \frac{71620 * (H.P.)}{(R.P.M.) * \frac{D}{2}} [kg] \quad ; \quad F_t = \frac{71620 * (18)}{(1350) * \frac{6.046}{2}} = 315.88kg$$

Si se obtiene el número dientes equivalente  $N_e$

$$N_e = \frac{N}{\cos^3 \phi} = \frac{20}{\cos^3 21^\circ} = 24.5795$$

se puede obtener el factor  $Y$ , cuyo valor es obtenido de la tabla de la referencia mencionada. El cual esta en función del  $N_e$ , el ángulo de presión, la altura del diente y la carga; ya sea en punta o cerca del centro del diente. Sin embargo, se creó una curva de tendencia para obtener el valor de  $Y$  con más facilidad, cuya función es :

$$\text{si } X = \frac{1}{N_e} \quad \text{entonces}$$

$$Y(X) = 195157X^5 - 52053X^4 + 4715.2X^3 - 154.13X^2 - 19608X + 0.477$$

$$Y\left(\frac{1}{24.5795}\right) = 0.339$$

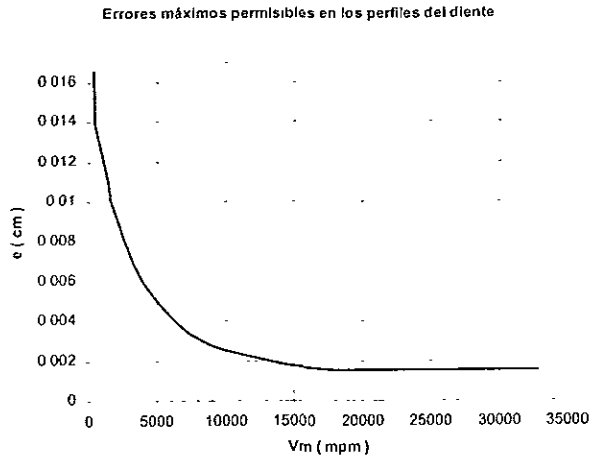
De esta manera se tienen todas las variables para obtener la fuerza por flexión siendo  $k_f = 1$

$$F_t = \frac{S * b * Y * M_n}{10 * k_f} [kg] \quad ; \quad F_t = \frac{3300 * 4.9481 * 0.3391 * 2.8222}{10 * 1} = 1562.67kg$$

Por otro lado, para calcular la fuerza dinámica se calcula primero  $V_m$

$$V_s = \frac{2 * \pi * (R.P.M.) * D}{100} [m.p.m.] \quad ; \quad V_m = \frac{2 * 31416 * (1350) * \frac{6.046}{2}}{100} = 256.42m.p.m$$

De esta manera con  $V_m$  obtenemos de la Figura E4 el valor de " e ", que es el error de precisión.



**Figura E4. Errores de precisión**

Por lo tanto  $e \approx 0.016$

A dicha curva se le realizó una curva de tendencia para obtener el valor de " e " con mayor facilidad cuya función esta dada por :

$$e = \frac{1}{(0.0343 * V_m) + 45.501} = \frac{1}{(0.0343 * 256.42) + 45.501} = 0.01842 \text{ cm}$$

y con " e " se obtiene el factor k. Donde  $k=0.111e$  para un ángulo de presión de 20° y altura completa.

$$K=0.111*(0.01842)=0.002044$$

Se propone que el piñón y el engrane sean del mismo material

Donde  $C = \frac{k * E_p + E_g}{E_p + E_g}$  y si  $E_p = E_g$  se simplifica a  $C = \frac{k * E}{2}$

$$C = \frac{0.002044 * 2109000}{2} = 2155.757 \text{ kg / cm}^2$$

Por lo tanto la Fuerza dinámica se calcula de la siguiente manera :



### 2.3 SELECCIÓN Y CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DE LOS ENGRANES.

Una vez determinadas todas las variables del cálculo de engranes se especifican las características de los engranes, como son la geometría y el material con el que se fabricarán.

Se selecciona un acero que tenga por lo menos un esfuerzo a la flexión de 3300 kg/cm<sup>2</sup> con un factor de desgaste de 33.4 o una dureza superficial de 500 BHN; el cual esta en función del esfuerzo por contacto del engrane. Siendo éstos, los parámetros principales en el tratamiento térmico del acero a elegir. Tomando en cuenta que el conjunto de engranes deben tener un  $P_{dn} = 10$ ,  $\phi = 20^\circ$  y  $\varphi = 21^\circ$ .

De la investigación comercial y bibliográfica, se obtuvo la siguiente tabla como posibles soluciones para implementar en la fabricación de los engranes :

**Material a emplear**

Designación	Dureza Brinell 3000 kg 10 mm	Sat		Sac		Módulo E.	
		PSI	kg/cm <sup>2</sup>	PSI	kg/cm <sup>2</sup>	E+06 PSI	kg/cm <sup>2</sup>
4140 Nitrurado	460	34,000	2,390.44	155,000	10,897.61	30	2,109,215
4340 Nitrurado	430	36,000	2,531.06	150,000	10,546.08	30	2,109,215
Nitraloy 135M Nitrurado	640	38,000	2,671.67	170,000	11,952.22	30	2,109,215
2.5% Cr Nitrurado	534	55,000	3,866.89	155,000	10,897.61	30	2,109,215

\* Sat Esfuerzo admisible por flexion  
 \*\* Sac Esfuerzo admisible por contato

**Tabla E4. Condensado de materiales a emplear**

Sin embargo, es posible emplear los aceros 4140 y 9840 Nitrurados como una solución para el problema.

Acero	Dureza con temple nitrurado
AISI 4140	580 - 655 BHN (50-54 Rc)
AISI 9840	600 - 700 BHN (55-60 Rc)

Por otro lado, la geometría del engrane se obtiene mediante los parámetros definidos en la referencia bibliográfica No.5, estableciéndose lo siguiente :

Sistema de envolvente de altura completa (FD)

Ángulo de presión,  $\phi = 20^\circ$

Descripción	Fórmula	
	Sistema Inglés	Sistema internacional
Adendum	$a = 1/Pd = Pc/\pi$	$a = M = Pc/\pi$
Espacio libre (mín)	$= 0.25/Pd$	$= 0.25 M$
Dedendum	$D = 1.25/Pd$	$d = 1.25 M$
Altura de trabajo	$= 2/Pd$	$= 2 M$
Altura total	$= 2.25/Pd$	$= 2.25 M$
Diámetro exterior	$D + 2a$	$D + 2a$

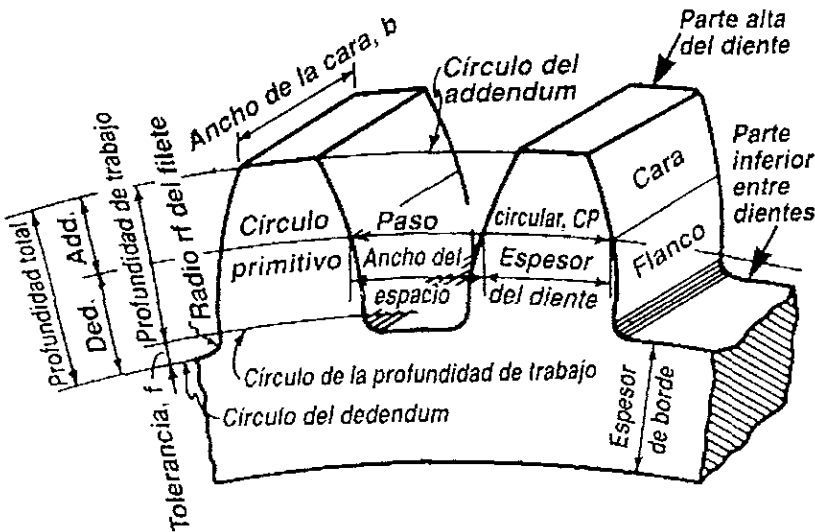


Figura E5. Parámetros involucrados en la geometría de los engranes

En seguida se muestra un condensado de los resultados obtenidos del conjunto de engranes cónicos y helicoidales para diferentes  $P_{dn}$  ó  $M_n$ .

Potencia H.P.	Rev. R.P.M.	S <sub>0</sub> kg/cm <sup>2</sup>	φ <sub>0</sub> grados	R.V.	Np	Ng	Angulo / flechas Grados	I	J <sub>pl<sub>0</sub></sub>	Scd kg/cm <sup>2</sup>	E kg/cm <sup>2</sup>
18	2700	4500	20	2	18	36	90	0.078	0.24	15810	2109000

K <sub>1</sub>	k <sub>s</sub>	k <sub>t</sub>	k <sub>r</sub>	k <sub>m</sub>	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub> <sup>2</sup> (kg/cm <sup>3</sup> ) <sup>1/2</sup>	C <sub>r</sub>	N <sub>fl</sub>	α grados
1	0.64	1	1.5	1.25	1	23480	1.25	1.25	26.57

P <sub>d</sub> # d. / plg	Min mm	Dp cm	L cm	b cm	FS kg	Vm m.p.m	VF	Ft kg	F <sub>d</sub> kg	F <sub>w</sub> kg	Cumple
25.40	1	1.8	2.012	0.671	75.4673	152.681	1.448	530.516	1200.042	27.329	NO
24	1.06	1.905	2.130	0.710	84.5286	161.588	1.461	501.275	1143.981	30.610	NO
20.32	1.25	2.25	2.516	0.839	117.918	190.852	1.501	424.413	995.077	42.701	NO
20	1.27	2.286	2.556	0.852	121.721	193.905	1.505	417.730	992.009	44.079	NO
18	1.4111	2.54	2.840	0.947	150.273	215.450	1.532	375.957	899.840	54.418	NO
16.93	1.5	2.7	3.019	1.006	169.801	229.022	1.548	353.678	855.632	61.490	NO
16	1.59	2.858	3.195	1.065	190.189	242.382	1.564	334.184	816.703	68.873	NO
15	1.69	3.048	3.408	1.136	216.393	258.541	1.583	313.297	774.715	78.362	NO
14.51	1.75	3.15	3.522	1.174	231.119	267.192	1.592	303.152	754.208	83.695	NO
14	1.81	3.266	3.651	1.217	248.411	277.008	1.603	292.411	732.410	89.956	NO
13	1.95	3.517	3.932	1.311	288.098	298.316	1.626	271.524	689.752	104.328	NO
12.70	2	3.6	4.025	1.342	301.869	305.363	1.633	265.258	676.881	109.315	NO
12	2.12	3.81	4.260	1.420	338.114	323.176	1.651	250.638	646.702	122.441	NO
11.29	2.25	4.05	4.528	1.509	382.053	343.533	1.672	235.785	615.821	138.352	NO
11	2.31	4.156	4.647	1.549	402.384	352.555	1.680	229.751	603.207	145.715	NO
10.16	2.5	4.5	5.031	1.677	471.671	381.704	1.708	212.207	566.283	170.805	NO
10	2.54	4.572	5.112	1.704	486.895	387.811	1.714	208.865	559.206	176.315	NO
9.24	2.75	4.95	5.534	1.845	570.721	419.874	1.742	192.915	525.218	206.674	NO
9	2.82	5.08	5.680	1.893	601.092	430.901	1.752	187.978	514.622	217.672	NO
8.47	3	5.4	6.037	2.012	679.206	458.044	1.775	176.839	490.571	245.959	NO
8	3.175	5.715	6.390	2.130	760.757	484.763	1.798	167.092	469.353	275.492	NO
7.82	3.25	5.85	6.540	2.180	797.123	496.215	1.807	163.236	460.911	288.661	NO
7.26	3.5	6.3	7.044	2.348	924.474	534.385	1.838	151.576	435.204	334.778	NO
7	3.63	6.531	7.302	2.434	993.642	554.015	1.863	146.205	423.267	359.828	NO
6.77	3.75	6.75	7.547	2.516	1061.26	572.555	1.867	141.471	412.689	384.312	NO
6.35	4	7.2	8.050	2.683	1207.48	610.726	1.895	132.629	392.788	437.261	SI
6	4.333	7.92	8.519	2.920	1352.46	646.351	1.921	125.319	376.180	489.763	SI

Tabla E5. Valores obtenidos para el piñón cónico

Potencia H.P.	Rev. R.P.M.	Sd kg/cm <sup>2</sup>	φ <sub>o</sub> grados	R.V.	Np	Ng	Angulo / flechas Grados	I	J <sub>plon</sub>	Scd kg/cm <sup>2</sup>	E kg/cm <sup>2</sup>
18	2700	4500	20	2	18	36	90	0.078	0.24	15810	2109000

k <sub>j</sub>	k <sub>s</sub>	k <sub>t</sub>	k <sub>r</sub>	k <sub>m</sub>	C <sub>i</sub>	Ce <sup>2</sup> (kg/cm <sup>2</sup> ) <sup>1/2</sup>	C <sub>r</sub>	N <sub>r</sub>	α grados
1	0.64	1	1.5	1.25	1	23480	1.25	1.25	26.57

Pa # d. / plg	Mn mm	Dp cm	L cm	b cm	Fs kg	Vm mp.m	VF	Ft kg	Fd kg	Fw kg	Cumple
2540	1	1.8	2.012	0.671	75.4673	152.681	1.448	530.516	1200.042	27.329	NO
24	1.06	1.905	2.130	0.710	84.5286	161.588	1.461	501.275	1143.981	30.610	NO
2032	1.25	2.25	2.516	0.839	117.918	190.852	1.501	424.413	995.077	42.701	NO
20	1.27	2.286	2.556	0.852	121.721	193.905	1.505	417.730	982.009	44.079	NO
18	1.4111	2.54	2.840	0.947	150.273	215.450	1.532	375.957	899.840	54.418	NO
1693	1.5	2.7	3.019	1.006	169.801	229.022	1.548	353.678	855.632	61.490	NO
16	1.59	2.858	3.195	1.065	190.189	242.382	1.564	334.184	816.703	68.873	NO
15	1.69	3.048	3.408	1.136	216.393	258.541	1.583	313.297	774.715	78.362	NO
1451	1.75	3.15	3.522	1.174	231.119	267.192	1.592	303.152	754.208	83.695	NO
14	1.81	3.266	3.651	1.217	248.411	277.008	1.603	292.411	732.410	89.956	NO
13	1.95	3.517	3.932	1.311	288.098	298.316	1.626	271.524	689.752	104.328	NO
1270	2	3.6	4.025	1.342	301.869	305.363	1.633	265.258	676.881	109.315	NO
12	2.12	3.81	4.260	1.420	338.114	323.176	1.651	250.638	646.702	122.441	NO
1129	2.25	4.05	4.528	1.509	382.053	343.533	1.672	235.785	615.821	138.352	NO
11	2.31	4.156	4.647	1.549	402.384	352.555	1.680	229.751	603.207	145.715	NO
1016	2.5	4.5	5.031	1.677	471.671	381.704	1.708	212.207	566.283	170.805	NO
10	2.54	4.572	5.112	1.704	486.885	387.811	1.714	208.865	559.206	176.315	NO
924	2.75	4.95	5.534	1.845	570.721	419.874	1.742	192.915	525.218	206.674	NO
9	2.82	5.08	5.680	1.893	601.092	430.901	1.752	187.978	514.622	217.672	NO
847	3	5.4	6.037	2.012	679.206	458.044	1.775	176.839	490.571	245.969	NO
8	3.175	5.715	6.390	2.130	760.757	484.763	1.798	167.092	469.353	275.492	NO
782	3.25	5.85	6.540	2.180	797.123	496.215	1.807	163.236	460.911	288.661	NO
726	3.5	6.3	7.044	2.348	924.474	534.385	1.838	151.576	435.204	334.778	NO
7	3.63	6.531	7.302	2.434	993.642	554.015	1.853	146.205	423.267	359.826	NO
677	3.75	6.75	7.547	2.516	1061.26	572.555	1.867	141.471	412.889	384.312	NO
635	4	7.2	8.050	2.683	1207.48	610.726	1.895	132.629	392.788	437.261	SI
6	4.2333	7.62	8.519	2.840	1352.46	646.351	1.921	125.319	376.180	489.763	SI

Tabla E6 Valores obtenidos para el piñón cónico



Potencia H.P.	Rev. R.P.M.	Sd kg/cm <sup>2</sup>	E kg/cm <sup>2</sup>	φo grados	φo grados	R.V.	Np	Ng	Dist. entre centros teor. mm	K	Nc dientes	Y [20°F.D.]	
18	1350	3300	2109000	20	21	2.3	20	46	100	-	24.5796	0.3391	
Pd # d./plg	Mn mm	M mm	b cm	Ft kg	Vm r.p.m.	e cm	k=0.111 e	C = kE/2 kg/cm <sup>2</sup>	Fs kg	Fd kg	Fd < 0 = Fs Cumple	Dp mm	kg
25.4000	1	1.0711	1.7533	891.5071	90.8577	0.02057	0.002283	2407.363	196.184	897.580	No	21.423	736.224
24	1.0583	1.1336	1.8556	842.3689	96.1578	0.02049	0.002275	2398.594	219.740	848.509	No	22.673	621.367
20.3200	1.25	1.3389	2.1916	713.2057	113.5722	0.02024	0.002247	2369.590	306.538	719.570	No	26.779	377.737
20	1.2700	1.3604	2.2267	701.9741	115.3893	0.02022	0.002244	2366.604	316.425	708.362	No	27.207	360.234
18	1.4111	1.5115	2.4741	631.7767	128.2104	0.02004	0.002225	2345.746	390.549	638.328	No	30.230	262.941
16.9333	1.5	1.6067	2.6299	594.3380	136.2866	0.01993	0.002212	2332.796	441.414	600.991	No	32.134	219.090
16	1.5875	1.7004	2.7833	561.5793	144.2367	0.01982	0.002200	2320.186	494.415	568.329	No	34.009	184.973
15	1.6933	1.8138	2.9689	526.4806	153.8524	0.01969	0.002186	2305.116	562.534	533.344	Si	36.276	152.567
14.5143	1.75	1.8745	3.0682	509.4326	159.0010	0.01963	0.002178	2297.127	600.814	516.356	Si	37.490	138.296
14	1.8143	1.9434	3.1809	491.3818	164.8419	0.01955	0.002170	2288.131	645.766	498.371	Si	38.867	124.188
13	1.9538	2.0929	3.4256	456.2831	177.5220	0.01938	0.002152	2268.841	748.936	463.411	Si	41.857	99.569
12.7000	2	2.1423	3.5066	445.7535	181.7155	0.01933	0.002146	2262.533	784.736	452.926	Si	42.846	92.876
12	2.1167	2.2673	3.7111	421.1844	192.3155	0.01919	0.002131	2246.743	878.959	428.466	Si	45.345	78.442
11.2889	2.25	2.4101	3.9449	396.2254	204.4299	0.01904	0.002114	2228.965	993.182	403.626	Si	48.202	65.396
11	2.3091	2.4734	4.0485	386.0857	209.7988	0.01898	0.002106	2221.175	1046.034	393.537	Si	49.467	60.540
10.1600	2.5	2.6779	4.3832	356.6028	227.1443	0.01876	0.002083	2196.378	1226.151	364.210	Si	53.557	47.798
10	2.5400	2.7207	4.4533	350.9870	230.7786	0.01872	0.002078	2191.253	1265.701	358.626	Si	54.414	45.594
9.2364	2.75	2.9456	4.8215	324.1844	249.8588	0.01849	0.002053	2164.731	1483.642	331.981	Si	58.913	36.007
9	2.8222	3.0230	4.9481	315.8883	256.4207	0.01842	0.002044	2155.757	1562.594	323.736	Si	60.460	33.338
8.4667	3	3.2134	5.2598	297.1690	272.5732	0.01823	0.002024	2133.983	1765.137	305.137	Si	64.269	27.809
8	3.1750	3.4009	5.5667	280.7896	288.4733	0.01805	0.002004	2112.973	1977.658	288.868	Si	68.018	23.504
7.8154	3.25	3.4812	5.6982	274.3099	295.2876	0.01798	0.001995	2104.096	2072.195	282.434	Si	69.624	21.932
7.2571	3.5	3.7490	6.1365	254.7163	318.0021	0.01773	0.001968	2075.034	2403.265	262.983	Si	74.980	17.609
7	3.6286	3.8667	6.3619	245.6909	329.6338	0.01760	0.001954	2060.399	2583.084	254.026	Si	77.735	15.825
6.7733	3.75	4.0168	6.5748	237.7352	340.7165	0.01749	0.001941	2046.761	2758.839	246.131	Si	80.336	14.356
6.3500	4	4.2846	7.0131	222.8768	363.4309	0.01725	0.001915	2019.255	3138.948	231.391	Si	85.692	11.862
6	4.2333	4.5345	7.4222	210.5922	384.6311	0.01704	0.001891	1994.238	3515.837	219.208	Si	90.690	10.033
5.6444	4.5	4.8202	7.8897	198.1127	408.8598	0.01680	0.001865	1966.396	3972.728	206.833	Si	96.403	8.378

Tabla E7. Valores obtenidos para el piñón helicoidal

Pd # d. / plg	Min mm	Dist. entre centros oper. mm	Diferencia mm	Dif. < 0.5 mm Cumple
25.4000	1	35.35	64.65	No
24	1.0583	37.41	62.59	No
20.3200	1.25	44.18	55.82	No
20	1.2700	44.89	55.11	No
18	1.4111	49.88	50.12	No
16.9333	1.5	53.02	46.98	No
16	1.5875	56.11	43.89	No
15	1.6933	59.86	40.14	No
14.5143	1.75	61.86	38.14	No
14	1.8143	64.13	35.87	No
13	1.9538	69.06	30.94	No
12.7000	2	70.70	29.30	No
12	2.1167	74.82	25.18	No
11.2889	2.25	79.53	20.47	No
11	2.3091	81.62	18.38	No
10.1600	2.5	88.37	11.63	No
10	2.5400	89.78	10.22	No
9.2364	2.75	97.21	2.79	No
<b>9</b>	<b>2.8222</b>	<b>99.76</b>	<b>0.24</b>	<b>Sí</b>
8.4667	3	106.04	-6.04	No
8	3.1750	112.23	-12.23	No
7.8154	3.25	114.88	-14.88	No
7.2571	3.5	123.72	-23.72	No
7	3.6286	128.26	-28.26	No
6.7733	3.75	132.55	-32.55	No
6.3500	4	141.39	-41.39	No
6	4.2333	149.64	-49.64	No
5.6444	4.5	159.07	-59.07	No

Tabla E7 Valores obtenidos para el piñón helicoidal

Potencia H.P.	Rev. R.P.M.	Sd kg/cm <sup>2</sup>	E kg/cm <sup>2</sup>	φ <sub>o</sub> grados	φ <sub>p</sub> grados	R.V.	Np	Ng	Disl. en centro tréq. mm	K <sub>t</sub>	No dientes	Y [20°F.D.]
Pd # d. / plg	Min mm	M mm	b cm	Ft kg	Vm mp/m	e cm	k = 0.111e	C = R <sup>2</sup> /2	Fs kg	Fd kg	Fd < 6 = Fs Cumple	Dg mm
18	1350	3300	2109000	20	21	2.3	20	46	100	1	56.5331	0.4157
25.4000	1	1.0711	1.7533	387.6118	208.9728	0.01899	0.00211	2222.3703	240.5530	392.2257	No	49.2727
24	1.0583	1.1336	1.8556	366.2473	221.1629	0.01884	0.00209	2204.8666	269.4137	370.9024	No	52.1469
20.3200	1.25	1.3389	2.1916	310.0894	261.2160	0.01836	0.00204	2149.2467	375.8329	314.8688	Si	61.5908
20	1.2700	1.3604	2.2267	305.2061	265.3954	0.01831	0.00203	2143.6042	387.9558	309.9974	Si	62.5763
18	1.4111	1.5115	2.4741	274.6855	294.8838	0.01798	0.00200	2104.6195	478.9577	279.5555	Si	69.5292
16.9333	1.5	1.6067	2.6299	258.4078	313.4592	0.01778	0.00197	2080.7820	541.1994	263.3225	Si	73.9090
16	1.5875	1.7004	2.7833	244.1649	331.7443	0.01758	0.00195	2057.8384	606.1809	249.1201	Si	78.2204
15	1.6933	1.8138	2.9689	228.9046	353.8606	0.01735	0.00193	2030.7549	689.6991	233.9044	Si	83.4351
14.5143	1.75	1.8745	3.0682	221.4924	365.7024	0.01723	0.00191	2016.5445	736.6325	226.5142	Si	86.2272
14	1.8143	1.9434	3.1809	213.6443	379.1363	0.01709	0.00190	2000.6623	791.7464	218.6895	Si	89.3947
13	1.9538	2.0929	3.4256	198.3840	408.3007	0.01681	0.00187	1987.0296	918.2385	203.4749	Si	96.2712
12.7000	2	2.1423	3.5066	193.8059	417.9456	0.01671	0.00186	1956.1544	962.1322	198.9104	Si	98.5453
12	2.1167	2.2673	3.7111	183.1237	442.3257	0.01648	0.00183	1929.1932	1077.6549	188.2597	Si	104.2938
11.2889	2.25	2.4101	3.9449	172.2719	470.1888	0.01623	0.00180	1899.2763	1217.6986	177.4389	Si	110.8635
11	2.3091	2.4734	4.0485	167.8634	482.5372	0.01612	0.00179	1886.3123	1282.4984	173.0426	Si	113.7751
10.1600	2.5	2.6779	4.3832	155.0447	522.4320	0.01577	0.00175	1845.6123	1503.3316	160.2573	Si	123.1817
10	2.5400	2.7207	4.4533	152.6031	530.7909	0.01570	0.00174	1837.3062	1551.8230	157.8216	Si	125.1526
9.2364	2.75	2.9456	4.8215	140.9497	574.6752	0.01533	0.00170	1794.8975	1819.0312	146.1939	Si	135.4998
<b>9</b>	<b>2.8222</b>	<b>3.0230</b>	<b>4.9451</b>	<b>137.3428</b>	<b>589.6767</b>	<b>0.01521</b>	<b>0.00169</b>	<b>1780.7614</b>	<b>1915.8309</b>	<b>142.5938</b>	<b>Si</b>	<b>139.0584</b>
8.4667	3	3.2134	5.2598	129.2039	626.9184	0.01492	0.00166	1746.8954	2164.7974	134.4680	Si	147.8180
8	3.1750	3.4009	5.5667	122.0824	663.4886	0.01465	0.00163	1714.7934	2424.7235	127.3545	Si	156.4407
7.8154	3.25	3.4812	5.6982	119.2652	679.1616	0.01454	0.00161	1701.3938	2540.6303	124.5393	Si	160.1362
7.2571	3.5	3.7490	6.1365	110.7462	731.4048	0.01417	0.00157	1658.2025	2946.5299	116.0223	Si	172.4543
7	3.6286	3.8667	6.3619	106.8221	758.2727	0.01398	0.00155	1636.8327	3166.9658	112.0965	Si	178.7894
6.7733	3.75	4.0168	6.5748	103.3631	783.6480	0.01382	0.00153	1617.1497	3382.4960	108.6343	Si	184.7725
6.3500	4	4.2846	7.0131	96.9029	835.8911	0.01348	0.00150	1578.0806	3848.5288	102.1634	Si	197.0907
6	4.2333	4.5345	7.4222	91.5618	884.6515	0.01318	0.00146	1543.2817	4310.6195	96.8080	Si	208.5876
5.6444	4.5	4.8202	7.8897	86.1359	940.3775	0.01286	0.00143	1505.3446	4870.7942	91.3612	Si	221.7270

Tabla E8. Valores obtenidos para el engrane helicoidal

## APÉNDICE E.2

### SEGUNDO MÉTODO DE CÁLCULO PARA LOS ENGRANES.

Este análisis se realizó mediante la referencia No. 9, cuyo procedimiento se describe en dicho libro El cual esta documentado de acuerdo con la norma de la AGMA (American Gear Manufacturers Association) No. 2001-C95, "Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth" y la No. 2003-A86 "Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, ZEROL Bevel, and Spiral Bevel Gear Teeth"

Por simplicidad, el autor de dicho texto creo una serie de programas que realizan el cálculo de las variables que intervienen en el análisis de engranes. Los cuales, son archivos generados en una hoja de cálculo (EXCEL) con ayudas de "macros" y auxiliados por un software de programación (VISUAL BASIC). De esta manera, algunos de los parámetros calculados en el primer método son introducidos a estos archivos de cómputo debido a la sencillez que existe para ejecutarlos, y así confirmar los resultados obtenidos con anterioridad :  $P_{dn}$ ,  $\phi$ ,  $\varphi$ , ancho de cara, fuerza tangencial, velocidad media, número de dientes y propiedades del material a emplear. Los factores propuestos e indicados en hoja de calculo del archivo son referidos en base a la norma de la AGMA 2001-C95, por lo cual se sugiere consultarla o referirse a la cita bibliográfica.

La calidad AGMA indicada en la hoja de cálculo, se refiere al proceso de fabricación de acuerdo a un número en particular. Por tal motivo se indica este *parámetro* en la tabla E9.

El Grado del material, esta designado de acuerdo al tipo de acero y el temple designado. Por esta razón, con la dureza del material se obtienen el esfuerzo permisible por flexión ( $S_{at}$ ) y el de desgaste ( $S_{ac}$ ).

Los archivos de cálculo que fueron utilizados son : Mod11\_4.xls y Mod11\_5.xls para el análisis por flexión y desgaste de los engranes cónicos, respectivamente. El Mod11\_2.xls y Mod11\_3.xls para el análisis por flexión y desgaste de los engranes helicoidales, respectivamente.



Proceso de fabricación	Comentario	Grado de aplicación	Calidad AGMA
Rectificado con piedra	Excelente pulido y obtención de la mejor precisión	Especial	15
Rasurado	Excelente acabado y se mejora la precisión de generado	Especial	15
Lapeado ( Asentado )	Buen acabado y se logra algo de corrección dimensional	Especial	14
Bruñido	Buen acabado con resistencia superficial ,uy uniforme	Raro	16
Máquinas generadoras	Buena precisión general	Normal	11
Sinterizado	Buena calidad comercial	Especial	9 - 10
Rolado	Calidad comercial	Especial	7 - 8
Extruído	Calidad comercial	Especial	7 - 8
Estampado	Calidad comercial	Alta producción	7 - 8
Fundición a presión	Calidad comercial	Alta producción	7 - 8
Plástico moldeado	Calidad comercial baja	Alta producción	7 - 8
Corte con herramientas de forma	Los resultados dependen del caso específico	Raro	9 - 10
Moldeo de precisión	Calidad a muy alto costo	Raro	6
Vaciado en yeso	Calidad pobre	Raro	3
Vaciado en arena	Calidad pobre	Raro	3

**Tabla E9. Calidad AGMA designada para engranes**

Como resultado es posible visualizar como cambian los resultados, así como también la condición de seguridad o falla para el conjunto de engranes. Enseguida se exponen las tablas de los resultados de estos análisis.

Nota : El ancho de cara introducido para los engranes helicoidales en las siguientes hojas de cálculo, fue reducido con el propósito de eliminar material en la pieza.

<b>Módulo 11-4</b>					
<b>Ecuación de diseño por flexión de dientes de engranes cónicos</b>					
$\frac{2T_p K_a P_d K_s K_m}{K_v F d K_x J} \leq \frac{s_{at} K_L}{S_F K_T K_R}$					
Información que es común a ambos engranes en el conjunto					
$\psi =$	20	Grados	Angulo de presión		
$\psi_d =$	0	Grados	Angulo de Hélice		
$P_d =$	6	Dientes/plg	Paso diametral		
Tipo de engrane =	Cónico Recto		Tipo de diente		
$\Sigma =$	90	Grados	Angulo entre flechas		
$P =$	18	hp	Potencia transmitida		
$S_F =$	2.00		Factor de seguridad		
$K_o =$	1.0		Factor dinámico externo		
$Q_v =$	6		Clase de calidad del conjunto de engranes		
$K_s =$	1.0		Factor de tamaño		
$K_x =$	1.0		Factor de curvatura del diente		
$K_f =$	1.0		Factor de vida por flexión		
$K_T =$	1.0		Factor de temperatura		
$K_R =$	1.0		Factor de confiabilidad		
Información que puede ser diferente para cada engrane en conjunto					
	Piñón		Corona		
Velocidad	2700		RPM	Velocidad de la flecha de entrada	
$N_f =$	18	36	Dientes	Número de dientes	
Material	Aceró HB700	Aceró HB700		Tipo de material	
grado	Grado 1	Grado 1		Grado de material	
Valores encontrados con la información anterior e insertados por el diseñador					
$s_w =$	64,110	64,110	psi	Esf. Permissible por flexión	
$J =$	0.23	0.200		Factor de geometría	
Valores automáticamente calculados usando la información anterior					
$d =$	3.000	6.000	plg	Diámetro de paso	
$\alpha =$	26.57	63.43	Grados	Ángulos del cono primitivo	
$L =$	3.354		plg	Longitud del cono primitivo	
$F =$	1.118		plg	Ancho (máx) de la cara del diente	
$T =$	420.2	840.3	lbf-plg	Par de torsión tomado por cada uno	
$v_f =$	2,121		ft/min	Velocidad de la línea de paso	
$K_v =$	0.624			Factor dinámico	
$K_m =$	2.0			Factor de distribución de carga	
$s_L =$	20,471	23,542	psi	Lado izquierdo de la ecuación	
RHS	32,055	32,055	psi	Lado derecho de la ecuación	
Condición	SEGURO	SEGURO			

Tabla E10. Valores obtenidos para el conjunto de engranes cónicos por flexión

<b>Módulo 11-5</b>				
<b>Ecuación de diseño por desgaste de dientes de engranes cónicos</b>				
$C_p C_b \sqrt{\frac{2T_D C_a}{C_v} \frac{1}{F d^2} \frac{C_s C_m C_x C_f}{I} \left(\frac{T_p}{T_D}\right)^2} \leq \frac{s_{ac} C_L C_H}{S_H C_T C_R}$				
Información que es común a ambos engranes en el conjunto .				
$\alpha =$	20	Grados	Ángulo de Presión	
$\alpha_f =$	0	Grados	Ángulo de Hélice	
$P_j =$	6	Dientes/pl	Paso diametral	
$Tipo\ de\ engrane =$	Cónico Recto		Tipo de diente	
$\alpha' =$	90	Grados	Ángulo entre flechas	
$P =$	18	hp	Potencia transmitida	
$S_H =$	2.00		Factor de seguridad	
$C_s =$	0.634		Factor de ajuste de esfuerzo	
$C_x =$	1.0		Factor dinámico externo	
$Q_v =$	6		Clase de calidad del conjunto de engranes	
$C_L =$	1.0		Factor de tamaño	
$C_H =$	1.0		Factor de coronamiento	
$C_f =$	1.0		Factor de condición superficial	
$C_T =$	1.0		Factor de vida por flexión	
$C_T =$	1.0		Factor de temperatura	
$C_R =$	1.0		Factor de confiabilidad	
Información que puede ser diferente para cada engrane en conjunto				
$Velocidad =$	Piñón 2700	Corona	RPM	Velocidad de la flecha de entrada
$N_p =$	18	36	dientes	Número de diente
$Material =$	Acero HB700	Acero HB700		Tipo de material
$grado =$	Grado 1	Grado 1		Grado del material
$Dureza =$	700	700	BHN	Número de dureza Brinell
$\mu =$	0.30	0.30		Coefficiente de Poisson
$E =$	30,000,000	30,000,000	psi	Módulo de elasticidad
Valores encontrados con la información anterior e insertados por el diseñador				
$s_{ac} =$	254,500	254,500	psi	Esfuerzo Permissible por desgaste
$J =$	0.078			Factor de geometría
$C_p =$	1.5			Factor de distribución de carga
Valores automáticamente calculados usando la información anterior				
$d =$	3.000	6.000	plg	Diámetro primitivo
$\alpha =$	26.57	63.43	Grados	Ángulos del cono primitivo
$L =$	3.354		plg	Longitud del cono primitivo
$F =$	1.118		plg	Ancho (máx) de la cara del diente
$T_r =$	420.2		lbf-plg	Par de torsión tomado por el piñón
$v_r =$	2,121		ft/min	Velocidad de la línea de paso
$C_p =$	2,291		(lbf/plg) <sup>0.5</sup>	Coefficiente elastico
$C_H =$	1.0	1.000		Factor de la razón de dureza
$C_x =$	0.624			Factor dinámico
$C_m =$	2.0			Factor de distribución de carga
$T_D =$	3003.7		lbf-plg	Par de torsión de diseño del piñón
$\tau =$	0.7			Exponente empleado
$s_L =$	116,687		psi	Lado izquierdo de la ecuación
$RHS =$	127,250	127,250	psi	Lado derecho de la ecuación
<b>Condición</b>	<b>SEGURO</b>	<b>SEGURO</b>		

Tabla E11 Valores obtenidos para el conjunto de engranes cónicos por desgaste

**Módulo 11-2**

**Ecuación de diseño por flexión de los dientes de un engrane helicoidal**

$$W_t K_o K_v K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J} \leq \frac{s_{at} Y_N}{S_F K_T K_R}$$

Información dada que es común para ambos engranes en el conjunto :

$\phi =$	20	grados	Ángulo de presión
$\psi =$	21	grados	Ángulo de hélice
$P_d =$	9	dientes/in	Paso diametral
Tipo de engrane =	Profundidad total/AGMA		Tipo de dientes
Carga en el diente =	Carga en punta		Tipo de carga en el diente
$l =$	1.50	plg	Ancho de cara
$W_t =$	696.41	lb	Carga transmitida
$v_s =$	841	ft/min	Velocidad de la línea de paso
$S_F =$	2.00		Factor de seguridad
$K_m =$	1.0		Factor de carga
$Q_v =$	9		Clase de calidad del conjunto de engranes
$K_s =$	1.0		Factor de tamaño
$K_m =$	1.0		Factor de espesor de borde
$J =$	1.0		Factor de ciclo de esfuerzos
$K_t =$	1.0		Factor de temperatura
$K_R =$	1.0		Factor de confiabilidad

La información dada puede ser diferente para cada engrane en el conjunto :

	Piñón	Engrane		
$N =$	20	46	dientes	Número de dientes
Material	Acero HB700	Acero HB700		Tipo de material
grado	Grado 1	Grado 1		Grado del Material

Valores encontrados con la información anterior e insertados por el diseñador :

$s =$	50,000	50,000	psi	Esfuerzo permisible por flexión
$J =$	0.5	0.56		Factor geométrico

Valores automáticamente calculados usando la información anterior

$d =$	2.380	5.475	plg	Díámetro de paso
$K_d =$	1.18			Factor dinámico
$K_m =$	2.0			Factor de distribución de carga
$v_s =$	19,575	17,477	psi	Lado izquierdo de la ecuación
$RHS =$	25,000	25,000	psi	Lado derecho de la ecuación

Estado	SEGURO	SEGURO		
--------	--------	--------	--	--

Tabla E12. Valores obtenidos para el conjunto de engranes helicoidales por flexión

<b>Module 11-3</b>				
<b>Ecuación de diseño por desgaste de los dientes de los engranes helicoidales</b>				
$C_P \sqrt{W_t K_v K_s} \frac{K_m C_f}{dF I} \leq \frac{s_{ac} Z_N C_H}{S_H K_t K_R}$				
Información dada que es común para ambos engranes en el conjunto				
$\phi$	20		grados	Ángulo de presión
$\phi_f$	21		grados	Ángulo de hélice
$P_d$	9		dientes/plg	Paso diametral
Tipo de engrane =	Profundidad total AGMA			Tipo de dientes
Carga en el diente =	Carga en punta			Tipo de carga en el diente
$I$	1.50		plg	Ancho de cara
$W_t$	696 41		lbf	Carga transmitida
$v_f$	841		ft/min	Velocidad de la línea de paso
$S_H$	2.00			Factor de seguridad por desgaste
$K_t$	1.0			Factor de sobrecarga
$\phi_s$	9			Clase de calidad AGMA del conjunto de engranes
$C_s$	1.0			Factor de condición superficial
$Z_N$	1.0			Factor de ciclo de esfuerzos por desgaste
$K_t$	1.0			Factor de temperatura
$K_R$	1.0			Factor de confiabilidad
La información dada puede ser diferente para cada engrane en el conjunto				
	Pinion	Gear		
$N_t$	20	46	dientes	Número de dientes
Estructura de engrane =	1	1		-1=engrane interno, +1=engrane externo
Adhesión	0%	0%		Percentage + largo / - corto
Material	Acero HB700	Acero HB700		Tipo de material
Grado	Grado 1	Grado 1		Grado de material
Dureza =	700	700	BHN	Número de dureza Brinell
$\nu$	0.3	0.30		Razón de Poisson
$E$	30000000	30000000	psi	Módulo elástico
Valores encontrados con la información anterior e insertados por el diseñador				
	254,500	254,500	psi	Esfuerzo permisible por contacto
Valores automáticamente calculados usando la información anterior				
$d$	2.380	5.475	plg	Diámetro de paso
$I$	0.189			Factor dinámico por desgaste
$C_e$	2,291		(lb/plg) <sup>0.05</sup>	Coefficiente elástico
$C_H$	1.0	1.000		Factor de razón de dureza
$K_v$	1.18			Factor dinámico
$K_m$	2.0			Factor de distribución de carga
$m_f$	1.65			Razón de contacto radial
$s_x$	112,471	74,161	psi	Lado izquierdo de la ecuación
$RHS$	127,250	127,250	psi	Lado derecho de la ecuación
Estado	SEGURO	SEGURO		

Tabla E13 Valores obtenidos para el conjuntos de engranes helicoidales por desgaste

# APÉNDICE F

## APÉNDICE F

### MEMORIA DE CÁLCULO PARA EJES O FLECHAS

El siguiente análisis que se presenta, se realizó para el eje que contiene a los engranes : C2 y P1 como una solución de la propuesta. Es por eso que el procedimiento del cálculo para las demás flechas es análogo y solo se muestran los resultados finales o trascendentales al final de la sección.

El análisis empieza en determinar la fuerzas que intervienen en la flecha, debidas por los engranes que están operando. Dichas fuerzas están clasificadas en tangenciales, radiales y axiales. Por esta razón, se definen los puntos críticos y los apoyos como se muestra en la figura F1 donde actuaran\*.

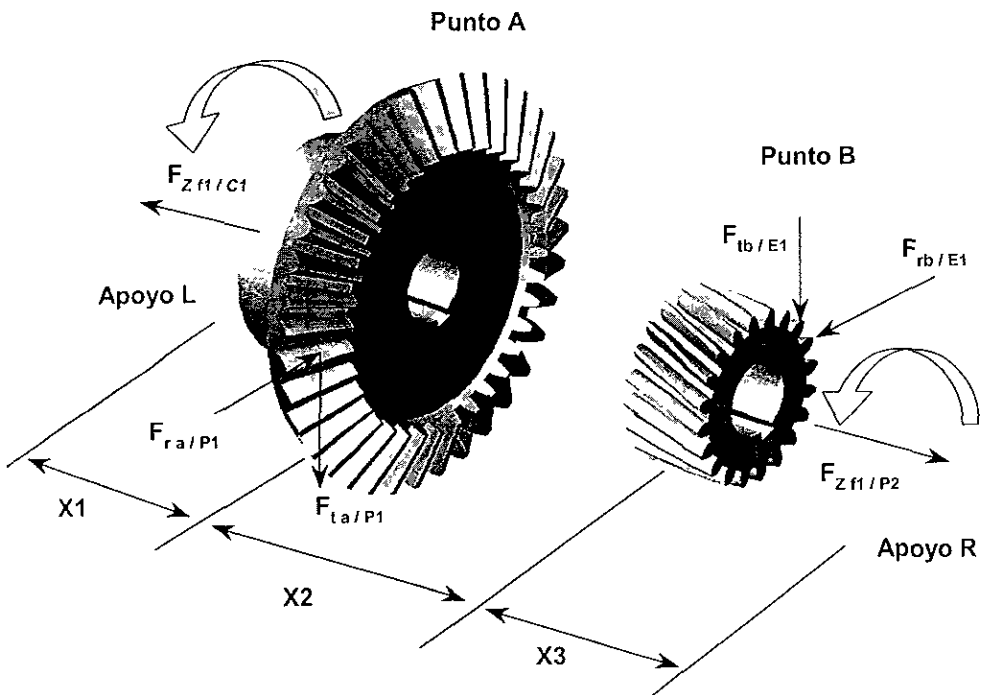
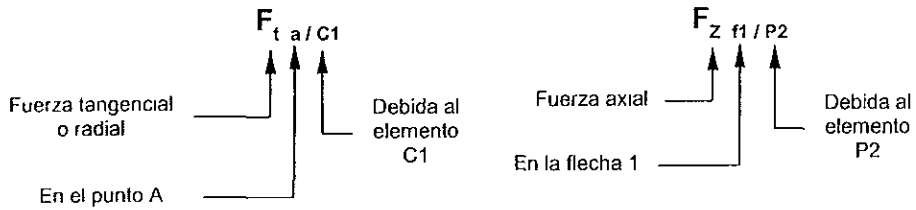


Figura F1. Fuerzas que intervienen en el estudio del eje

\* Referencia No 5



### Nomenclatura aplicada

Debido a que los elementos de la transmisión están sometidos a una combinación de esfuerzos en donde la carga axial, el par torsional o el momento de flexión varían individualmente; se empleará la siguiente metodología para el análisis de los ejes que se encuentra descrita en la referencia bibliográfica No. 12, por lo cual solo se muestran el algoritmo seguido.

Variable	Unidades	Descripción
T	kg-cm	Par de torsión
D	cm	Diámetro primitivo de la flecha
$\omega$	R.P.M.	Velocidad angular
X1, X2, X3	cm	Segmentos
M	kg-cm	Momento flexionante
V	kg	Fuerza cortante
$F_t$	kg	Fuerza tangencial
$F_r$	kg	Fuerza radial
$F_z$	kg	Fuerza axial
N	-	Factor de Seguridad
S	kg/cm <sup>2</sup>	Esfuerzo
$S_s$	kg/cm <sup>2</sup>	Esfuerzo cortante
$S_u$	kg/cm <sup>2</sup>	Resistencia máxima
$S_y$	kg/cm <sup>2</sup>	Resistencia de fluencia
$S_m$	kg/cm <sup>2</sup>	Esfuerzo medio en cizalladura
$S_{ms}$	kg/cm <sup>2</sup>	Esfuerzo medio
$S_a$	kg/cm <sup>2</sup>	Esfuerzo alterno
$S_{as}$	kg/cm <sup>2</sup>	Esfuerzo alterno en cizalladura
$S_e$	kg/cm <sup>2</sup>	Esfuerzo equivalente
$S_{es}$	kg/cm <sup>2</sup>	Esfuerzo cortante equivalente
$S_n$	kg/cm <sup>2</sup>	Resistencia a la fatiga
$S_{ns}$	kg/cm <sup>2</sup>	Resistencia a la fatiga en cizalladura
$S_{ys}$	kg/cm <sup>2</sup>	Resistencia de fluencia a torsión
$k_f, k_{fs}$	-	Coefficientes de reducción de resistencia

Tabla F1. Variables que intervienen en el análisis



El primer paso es obtener todos los valores máximos de las variables que intervienen en el estudio del eje, teniendo como datos de entrada la siguiente tabla :

Parámetro	Máximos
Potencia ( H.P. )	18
Par ( lb-ft )	34
Revoluciones angulares ( R.P.M. )	2700

Tabla F2. Condiciones máximas para el análisis

### • Punto A en análisis

Se obtiene el par que existe en la flecha 1, teniendo como datos las revoluciones y la potencia en eje; así como también el diámetro primitivo de la corona  $D_{C1}$  y el diámetro del piñón helicoidal  $D_{E1}$  con la relación de transmisión del primer paso de engranes cónicos mencionada del apéndice E.

$$T_{Motor} = \frac{71620 * (H.P.)}{R.P.M.} = \frac{71620 * (18)}{2700} = 447.467 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$T_{Flecha-1} = \frac{T_{Motor}}{R.V. \text{ primer-paso}} = \frac{447.467}{2} = 954.93 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$F_{ia} = \frac{2 * T_{Flecha-1}}{D_{C2}} = \frac{2 * 954.93}{15.24} = 125.319 \text{ kg}$$

$$F_{ib} = \frac{2 * T_{Flecha-1}}{D_{P1}} = \frac{2 * 954.93}{6.046} = 315.889 \text{ kg}$$

$$F_{ia} = F_{ia} * \text{Tan}20^\circ = 125.319 * \text{Tan}20^\circ = 20.402 \text{ kg}$$

$$F_{ib} = F_{ib} * \text{Tan}20^\circ = 315.889 * \text{Tan}20^\circ = 123.154 \text{ kg}$$

Una vez definidas las fuerzas, se visualizan los diagramas de cuerpo libre para el eje estudiado. Quedando en un plano frontal las fuerzas tangenciales y sus reacciones; y en un plano superior las fuerzas radiales y sus reacciones. Figura F2.

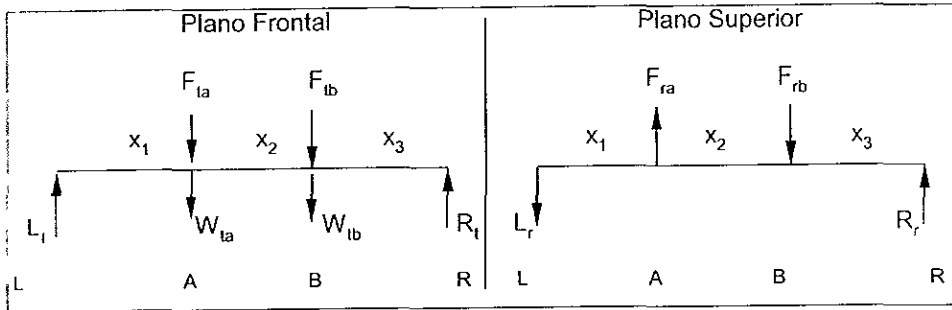
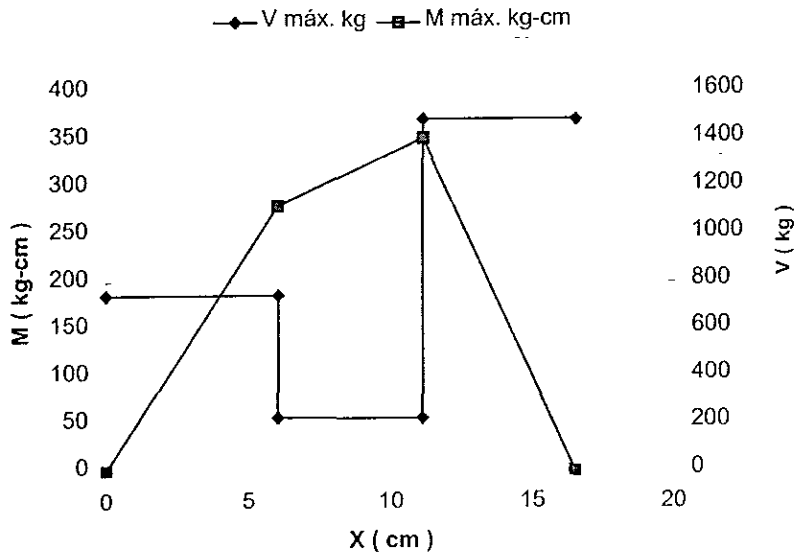


Figura F2. Diagrama de cuerpo libre de los planos frontal y superior



Gráfica F1. Momentos flexionantes y fuerzas cortante en el plano frontal

- Plano Frontal

$$\sum F_y = 0$$

$$-W_{ta} - F_{ta} - W_{tb} - F_{tb} + R_t + L_t = 0$$

$$\sum M_L = 0$$

$$-(W_{tb} + F_{ta})(x_1) - (F_{tb} + W_{tb})(x_1 + x_2) - R_t(x_1 + x_2 + x_3) = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtiene  $L_t = 185.58$  kg y  $R_t = 260.43$  kg. De la misma manera se realiza el sistema de ecuaciones para las fuerzas radiales consiguiendo los valores de  $L_r = -27.31$  kg y  $R_r = 75.43$  kg. Posteriormente se obtienen las fuerzas cortantes y los momentos flexionantes por el método de secciones.

Los valores de los segmentos  $x_1$ ,  $x_2$  y  $x_3$  son propuestos tomando en cuenta el espacio designado para los engranes y los apoyos. De esta forma, se muestra a continuación un condensado de las variables con sus respectivos resultados para la flecha estudiada en la tabla F3.

Una vez obtenidos los valores con las condiciones críticas a los que estará sometido el eje, se prosigue con la determinación del diámetro mínimo del eje en el punto de análisis, implementando la teoría de esfuerzos variables de flexión y torsión combinados.

#### Punto A

$$S = \pm \frac{32 * M}{\pi * D^3} \text{ kg/cm}^2 ; (+) \text{ flexión, } (-) \text{ compresión}$$

$$\text{siendo } S_{med} = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} \text{ por lo tanto } S_m = 0,$$

$$\text{y } S_{alcrro} = \frac{S_{max} - S_{min}}{2} \text{ por lo tanto } S_a = S$$

$$S_a = \frac{32 * (1131.62)}{\pi * D^3} = \frac{11526.56}{D^3}$$

Potencia máx.		18	HP
$\omega$ máx		2700	RPM
$D_{C1}$		1524	cm
$D_{P1}$		6046	cm
$\phi$		20	Grados
$\alpha$		63.43	Grados
$\varphi$		21	Grados

Fuerza Cortante ( Fzas. Tan. )		Momento Flexionante ( Fzas. Tan. )	
V <sub>1</sub>	185 588	kg	M <sub>1</sub> 0
V <sub>2</sub>	185 588	kg	M <sub>2</sub> 1119 562
V <sub>3</sub>	56 323	kg	M <sub>3</sub> 1119 562
V <sub>4</sub>	56 323	kg	M <sub>4</sub> 1405 683
V <sub>5</sub>	371 346	kg	M <sub>5</sub> 1405 683
V <sub>6</sub>	371 346	kg	M <sub>6</sub> 0

Fuerza Cortante ( Fzas. Rad. )		Momento Flexionante ( Fzas. Rad. )	
V <sub>1</sub>	-27.314	kg	M <sub>1</sub> 0
V <sub>2</sub>	-27.314	kg	M <sub>2</sub> -164.774558
V <sub>3</sub>	47 717	kg	M <sub>3</sub> -164.774558
V <sub>4</sub>	47 717	kg	M <sub>4</sub> 407 175
V <sub>5</sub>	-75 438	kg	M <sub>5</sub> 407.175
V <sub>6</sub>	-75 438	kg	M <sub>6</sub> 0

SEGMENTOS			
X1	=	6.0325	cm
X2	=	5.08	cm
X3	=	5.3975	cm

T <sub>motor</sub>	=	477 467	kg-cm
T <sub>a-b</sub>	=	954.933	kg-cm
F <sub>ta</sub>	=	125 319	kg
F <sub>tb</sub>	=	315.889	kg
F <sub>ra</sub>	=	20 402	kg
F <sub>rb</sub>	=	123.154	kg
W <sub>C1</sub>	=	3 946	kg
W <sub>P1</sub>	=	0.866	kg
R <sub>t</sub>	=	260 432	kg
L <sub>t</sub>	=	185 588	kg
R <sub>r</sub>	=	75 438	kg
L <sub>r</sub>	=	-27 314	kg

Valores Máximos			
Punto	T ( kg-cm )	M ( kg-cm )	V ( kg )
L	0	0	187 588
A	954 933	1131.623	126 969
B	954 933	1463 46708	339 047
R	0	0	271.138

Tabla F3. Condensado de las variables que intervienen en el análisis del eje 1

por otro lado

$$S_s = \pm \frac{16 * T}{\pi * D^3} \text{ kg/cm}^2$$

de manera similar  $S_{ms} = 0$  , sin embargo  $S_a = S_s$

$$S_a = \frac{16 * (954.93)}{\pi * D^3} = \frac{4863.40}{D^3}$$

Empleando esfuerzos equivalentes se tiene la siguiente relación

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{S_e}{S'_n} \right)^2 + \left( \frac{S_{es}}{S'_{ns}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{ó} \quad \left( \frac{1}{N} \right)^2 = \left[ \left( \frac{S_e}{S'_n} \right)^2 + \left( \frac{S_{es}}{S'_{ns}} \right)^2 \right]$$

donde

$$S_e = \frac{S'_n}{S_1} S_m + k_f S_o \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

y

$$S_e = \frac{S'_{ns}}{S_{1s}} S_{ms} + k_{fs} S_{os} \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

$$S'_n = a * S_y + b * S_u \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

donde  $S_y = 8085 \text{ kg/cm}^2$  y  $S_u = 9140 \text{ kg/cm}^2$  de un acero 4140 cuyo valor fue obtenido de la tabla de la referencia mencionada; y donde  $a = 0.25$  y  $b = 0.27$

Se propone un factor de seguridad igual a 3 con coeficientes de reducción de resistencia  $K_f = 1.6$  y  $K_{fs} = 1.3$  debida al chavetero.

$$S_{y'} = 0.6 S_y \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

$$S_{ns} = 0.6 S'_n \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

por lo tanto

$$S'_n = 0.25 * 8085 + 0.27 * 9140 = 4535.096 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

$$S_{1s} = 0.6 * 8085 = 4551 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

$$S_{ns} = 0.6 * 9140 = 2721.057 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

$$S_e = 0 + 1.6 \left( \frac{11526.56}{D^3} \right) = \frac{18442.5}{D^3}$$

$$S_{es} = 0 + 1.3 \left( \frac{4863.40}{D^3} \right) = \frac{6322.43}{D^3}$$

Sustituyendo valores de los esfuerzos equivalentes, se tiene :

$$\left( \frac{1}{N} \right)^2 = \left[ \left( \frac{S_e}{S'_n} \right)^2 + \left( \frac{S_{es}}{S'_s} \right)^2 \right] \Rightarrow \frac{1}{9} = \frac{16.5373}{D^6} + \frac{5.3987}{D^6}$$

$$0.1111 = \frac{21.9361}{D^6}$$

por lo tanto

$$D_a = 2.4130 \text{ cm} = 0.950021 \text{ in} \approx 1 \text{ in}$$

De manera similar se calcula el diámetro mínimo para el punto B obteniendo un resultado de  $D_b = 2.5837 \text{ cm} = 1.0172 \text{ in}$ . Finalmente, en la tabla F5 se muestran los datos obtenidos de los diámetros en los diferentes puntos.

Calculados	Diámetros mínimos de los ejes del reductor				
	Punto C	Apoyo L	Punto A	Punto B	Apoyo R
Elemento	cm / plg	cm / plg	cm / plg	cm / plg	cm / plg
Flecha No.1	-	-	2.41 / 0.950	2.58 / 1.017	-
Flecha No.2	2.14 / 0.842	3.22 / 1.268	-	3.34 / 1.316	-

Tabla F4. Valores obtenidos de los diámetros de las flechas.

# APÉNDICE G

## APÉNDICE G

### SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.

Para la selección de los rodamientos, se busco entre las diferentes compañías que fabrican estos componentes ( SKF, FAG, etc.) documentación o catálogos que brindaran la información de aplicación de sus productos. En este apéndice se muestra la forma como fue elegido el rodamiento para el eje analizado; por tal motivo este procedimiento se llevo a cabo mediante la metodología SKF descrita en la referencia bibliográfica<sup>4</sup>. Siendo el grupo SKF una organización internacional industrial y comercial que opera en más de 130 países en todo el mundo, entre los cuales México es uno de ellos

Los rodamientos de bolas y algunos de rodillos están sometidos simultáneamente a cargas radiales y de empuje. Como las posibles combinaciones de estas cargas son infinitas, los fabricantes especifican sus rodamientos radiales en función de una carga radial solamente, y sus rodamientos de empuje en función de una carga axial sola. Por consiguiente, es necesario utilizar una carga equivalente "P" la cual puede ser calculada de la siguiente forma :

$$\begin{array}{ll}
 P = F_r & \text{si } F_a / F_r \leq e \\
 P = 0.4 F_r + Y F_a & \text{si } F_a / F_r \geq e
 \end{array}$$

donde "e" y "Y" son factores del rodamiento.

La primera etapa empieza calculando la fuerza resultante en el punto de aplicación con las reacciones  $L_1$  y  $L_r$  obtenidas con anterioridad en el apéndice F, la cual es la fuerza radial total en el rodamiento correspondiente considerándose únicamente su magnitud en este análisis. Por consiguiente, sucede lo mismo para el rodamiento del lado contrario,  $R_1$  y  $R_r$ .

<sup>4</sup> Referencia No 17



Por lo tanto, se tiene que las reacciones del primer eje son :

$$F_t = \left[ (L_r)^2 + (L_r)^2 \right] = \left[ (185.58)^2 + (-27.314)^2 \right] = 187.587kg = 1840.23N$$

$$F_r = \left[ (R_r)^2 + (R_r)^2 \right] = \left[ (260.432)^2 + (75.438)^2 \right] = 271\,1378kg = 2659.862N$$

Al mismo tiempo se calcula la fuerza axial total debida a los elementos que la ejercen; en este caso la fuerza axial debida a la corona ( engrane cónico ) y la fuerza axial debida al engrane helicoidal, las cuales se establecieron de tal forma que se pudieran oponer entre si y contrarrestar el efecto.

$$F_{za} = F_{ta} * (\tan \phi) * (\text{Sen} \alpha)$$

$$F_{za} = -125.319 * (\tan 20^\circ) * (\text{Sen} 63.43^\circ) = -40.79kg$$

( hacia el lado izquierdo )

$$F_{zb} = F_{tb} * (\tan \phi)$$

$$F_{zb} = 315\,889 * (\tan 21^\circ) = 121.258kg$$

( hacia el lado derecho )

$$F_z = F_{za} + F_{zb} = 80.463kg = 789.344N$$

( hacia el lado derecho )

Entonces dichas cargas estarán sometidas a las revoluciones angulares del eje analizado, tomando en cuenta las horas de servicio del rodamiento se obtiene una vida nominal en millones de revoluciones (  $L_{10}$  )<sup>\*</sup>.

$$L_{10} = (\text{Horas de servicio}) * 60 * R.P.M. * 10^{-6} [Mr]$$

Para una máquina de 8 horas de trabajo diario no totalmente utilizadas como transmisiones por engranes para uso general, motores eléctricos, machacadoras giratorias, etc. se tiene un rango de 10,000 a 25,000 hrs. de servicio. Por lo tanto, se

\* El subíndice 10, indica que el rodamiento se calcula para un 90% de confiabilidad

propone un valor medio; es decir, 18,000 horas de servicio y por consiguiente se obtiene .

$$L_{10} = (18000) * 60 * 1350 * 10^{-6} = 1458 Mr$$

El segundo paso es identificar el tipo de ensamble y las fuerzas que se tienen, por tal motivo la figura G1 muestra la disposición o condición de carga empleada\*. Para el caso del primer eje del reductor del vehículo se le aplica un montaje en X (frente a frente) y la fuerza axial es hacia el lado derecho, tomando en cuenta que ambos rodamientos son iguales.

Se selecciona el rodamiento mostrado en la tabla G1 y Dado que  $F_R > F_L$  y  $F_Z > 0$  se emplea el caso **1b)** , además de que :

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{950}{2659.8} = 0.35 \geq e$$

por lo tanto

$$P = 0.4 (2659.8) + 1.4 (950) = 2393.94 N$$

donde "Y" y "e" son factores del rodamiento elegido, y posteriormente se obtiene la carga dinámica calculada que será comparada con la del rodamiento.

$$C = P (L_{10})^{1/3} = 2393.94(1458)^{1/3} = 27,139.9 N$$

donde  $27,139.9 < 58,000$  y por lo tanto es posible emplearlo, de este manera es calculado para los demás puntos que emplearan un rodamiento.

Con los las reacciones totales obtenidas se compara el valor de la carga dinámica del rodamiento con la calculada tomando parámetros de un rodamiento propuesto debido a su geometría y a su capacidad de carga.

\* Nota Se debe hacer la analogía de las letras A y B de la figura, para las letras L y R empleadas en esta sección

Cargas axiales sobre rodamientos de rodillos cónicos

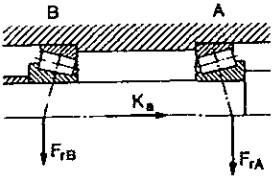
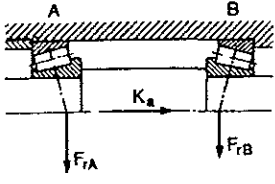
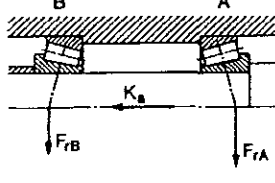
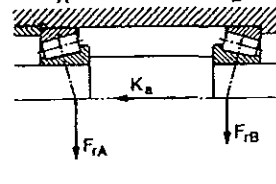
Disposición de los rodamientos	Caso de carga	Cargas axiales
<p>Montaje en O (espalda con espalda)</p> 	<p>1a) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}</math> <math>K_a \geq 0</math></p>	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	<p>1b) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} &lt; \frac{F_{rB}}{Y_B}</math> <math>K_a \geq 0,5 \left( \frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)</math></p>	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
<p>Montaje en X (frente a frente)</p> 	<p>1c) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} &lt; \frac{F_{rB}}{Y_B}</math> <math>K_a &lt; 0,5 \left( \frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)</math></p>	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$ $F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
<p>Montaje en O (espalda con espalda)</p> 	<p>2a) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}</math> <math>K_a \geq 0</math></p>	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	<p>2b) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} &gt; \frac{F_{rB}}{Y_B}</math> <math>K_a \geq 0,5 \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)</math></p>	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
<p>Montaje en X (frente a frente)</p> 	<p>2c) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} &gt; \frac{F_{rB}}{Y_B}</math> <math>K_a &lt; 0,5 \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)</math></p>	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} - K_a$

Figura G1. Casos de ensamble y fórmulas empleadas.

RODAMIENTOS DE LA FLECHA 1

TIPO	CÓNICO		CÓNICO	
LADO	L		R	
DESIGNACIÓN COPA / CONO	K - 02474 / K - 02420		K - 02474 / K - 02420	
Variables	mm	plg	mm	plg
d	28.575	1.125	28.575	1.125
D	68.262	2.6875	68.262	2.6875
T	22.225	0.875	22.225	0.875
B	22.225	0.875	22.225	0.875
C	17.462	0.6875	17.462	0.6875
d <sub>1</sub>	42	-	42	-
d <sub>a máx</sub>	40	-	40	-
d <sub>b mín</sub>	35	-	35	-
D <sub>a mín</sub>	55	-	55	-
D <sub>a máx</sub>	60.5	-	60.5	-
D <sub>b mín</sub>	62	-	62	-
C <sub>a mín</sub>	4	-	4	-
C <sub>b mín</sub>	4.5	-	4.5	-
r <sub>a máx</sub>	0.6	-	0.6	-
r <sub>b máx</sub>	1	-	1	-
<b>Factores</b>	[ 1 ]		[ 1 ]	
e	0.43		0.43	
Y	1.4		1.4	
Yo	0.8		0.8	
<b>Capacidades</b>	N		N	
C	58,300		58,300	
Co	69,500		69,500	

Dimensiones geométricas

Factores

Carga

Tabla G1. Geometría y parámetros de carga del rodamiento aplicado primer eje.

RODAMIENTOS DE LA FLECHA 2

RODAMIENTO	CÓNICO		CÓNICO		
LADO	L		R		
SERIE	43000		43000		
DESIGNACIÓN COPA / CONO	K - 43125 / K - 43312		K - 43125 / K - 43312		
Variables	mm	plg	mm	plg	Dimensiones geométricas
d	31.75	1.25	31.75	1.25	
D	79.375	3.125	79.375	3.125	
T	25.4	1	25.4	1	
B	24.074	0.9478	24.074	0.9478	
C	17.462	0.6875	17.462	0.6875	
d <sub>1</sub>	55.5	-	55.5	-	
d <sub>a</sub> máx	42	-	42	-	
d <sub>b</sub> mín	39.5	-	39.5	-	
D <sub>a</sub> mín	61	-	61	-	
D <sub>a</sub> máx	71.5	-	71.5	-	
D <sub>b</sub> mín	73	-	73	-	
C <sub>a</sub> mín	4	-	4	-	
C <sub>b</sub> mín	7.5	-	7.5	-	
r <sub>a</sub> máx	3	-	3	-	
r <sub>b</sub> máx	1	-	1	-	
Factores		[1]	[1]		Factores
e	0.68		0.68		
Y	0.88		0.88		
Yo	0.5		0.5		
Capacidades		N	N		Carga
C	67,100		67,100		
Co	71,000		71,000		

Tabla G2. Geometría y parámetros de carga del rodamiento aplicado al segundo eje.

# APÉNDICE H

## APÉNDICE H

### SELECCIÓN DE LA CADENA Y CATARINAS EMPLEADAS.

El primer paso es definir los parámetros de entrada para estos elementos; por lo cual, la flecha de salida del reductor tiene 598 R.P.M. a un par de 151.8 lb-ft. Después se definen los factores de servicio y el de hilera para obtener inicialmente los H.P. de diseño para los cuales el sistema de cadena y sprokets trabajarán. Véase tabla H1 y H2.

#### **Clasificación de Servicio**

##### **Carga Uniforme**

Agitadores, Líquido	Generadores
Sopladores, Centrífugos	Ejes de Línea, Carga Uniforme
Transportadores, Carga Uniforme	Máquinas, Carga Uniforme No-Reversible
Elevadores, Carga Uniforme	Bombas, Centrífugas
Ventiladores, Centrífugos	

##### **Carga de Choque Moderado**

Agitadores	Ejes de Línea, Carga Irregular
Compresoras, Centrífugos	Máquinas, Carga Pulsante, No-Reversible
Transportadores, Carga Irregular	Bombas, Recíprocas, Triplex
Elevadores, Carga Irregular	Pantallas, Rotativas, Carga Uniforme
Molinos, Homos Pulpa y Secadoras	Maquinaria para trabajo en Madera
Lavandería, Lavadoras y Secadoras	

##### **Carga de Choque Pesado**

Máquinas para Ladrillos	Molinos, Martillo, Laminador o Tirante
Compresores	Prensas
Recíprocos	Bombas, Recíprocas, Simplex o Duplex
Trituradores	
Máquinas, Cargas Reversibles o de Impacto	

Tabla H1. Clasificación del factor de servicio.

**Factor de Servicio**

CLASIFICACION DE SERVICIO	TIPO DE PODER DE ENTRADA		
	Motor de Combustión Interna con Transmisión Hidraulica	Motor Electrico o Turbina	Motor de Combustión Interna con Transmisión Mecanica
Carga Uniforme	1.0	1.0	1.2
Carga de Shock Moderado	1.2	1.3	1.4
Carga de Shock Pesado	1.4	1.5	1.7

**Tabla H2. Factor de servicio aplicado.**

De esta manera, se define que el sistema trabaja con una carga uniforme y por tanto se considera un factor de servicio igual a 1. Teniendo como resultado :

$$H.P._{Diseño} = \frac{(598R.P.M.) \times (151.8lb - ft)}{5247.5} = 17.3 H.P.$$

Por otro lado, es también necesario emplear el factor de hilera debido al número de ramales utilizados como se muestra en la tabla H3.

No de hileras	1	2	3	4
Factor de hilera	1.0	1.9	2.8	3.7

**Tabla H3. Factores múltiples**

Al escoger 2 ramales se tiene los H.P. por hilera de cada sprocket.

$$H.P. = \frac{17.3}{1.9} = 9.10$$

Una vez obtenido lo anterior es posible elegir el número de cadena y el paso que utiliza, verificando el valor de los H.P. en la tabla correspondiente de la cadena seleccionada. Por tal motivo, se seleccionó una cadena No. 60 con paso 3/4" como se muestra en la tabla H4\*.

\* Para mayor información, consultar las tablas de la referencia No. 17



(Fuente: Standard B29.1M-1993 de la ASME, Información suplementaria, American Society of Mechanical Engineers.)

Núm. de dientes en la rueda pequeña	Paso de $\frac{1}{4}$ in																	Tipo C								
	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400		1600	1800	2000	2500	3000	3500	4000	4500
11	0.18	0.41	0.77	1.44	2.07	2.69	3.87	5.02	6.13	7.23	8.30	9.36	10.4	11.4	12.5	11.9	9.41	7.70	6.45	5.51	3.94	3.00	2.38	1.95	1.63	
12	0.20	0.45	0.85	1.58	2.28	2.95	4.25	5.51	6.74	7.94	9.12	10.3	11.4	12.6	13.7	13.5	10.7	8.77	7.35	6.28	4.49	3.42	2.71	2.22	1.86	
13	0.22	0.50	0.92	1.73	2.49	3.22	4.64	6.01	7.34	8.65	9.94	11.2	12.5	13.7	14.9	15.2	12.1	9.89	8.29	7.08	5.06	3.85	3.06	2.50	0	
14	0.24	0.54	1.00	1.87	2.69	3.49	5.02	6.51	7.96	9.37	10.8	12.1	13.5	14.8	16.2	17.0	13.5	11.1	9.26	7.91	5.66	4.31	3.42	2.80	0	
15	0.25	0.58	1.08	2.01	2.90	3.76	5.41	7.01	8.57	10.1	11.6	13.1	14.5	16.0	17.4	18.8	15.0	12.3	10.3	8.77	6.28	4.77	3.79	3.10	0	
16	0.27	0.62	1.16	2.16	3.11	4.03	5.80	7.52	9.19	10.8	12.4	14.0	15.6	17.1	18.7	20.2	16.5	13.5	11.3	9.66	6.91	5.26	4.17	3.42	0	
17	0.29	0.66	1.24	2.31	3.32	4.30	6.20	8.03	9.81	11.6	13.3	15.0	16.7	18.3	19.9	21.6	18.1	14.8	12.4	10.6	7.57	5.76	4.57	3.74	0	
18	0.31	0.70	1.31	2.45	3.53	4.58	6.59	8.54	10.4	12.3	14.1	15.9	17.7	19.5	21.2	22.9	19.7	16.1	13.5	11.5	8.25	6.28	4.98	4.08	0	
19	0.33	0.75	1.39	2.60	3.74	4.85	6.99	9.05	11.1	13.0	15.0	16.9	18.8	20.6	22.5	24.3	21.4	17.5	14.6	12.5	8.95	6.81	5.40	4.42	0	
20	0.35	0.79	1.47	2.75	3.96	5.13	7.38	9.57	11.7	13.8	15.8	17.9	19.8	21.8	23.8	25.7	23.1	18.9	15.8	13.5	9.66	7.35	5.83	0		
21	0.36	0.83	1.55	2.90	4.17	5.40	7.78	10.1	12.3	14.5	16.7	18.8	20.9	23.0	25.1	27.1	24.8	20.3	17.0	14.5	10.4	7.91	6.28	0		
22	0.38	0.87	1.63	3.05	4.39	5.68	8.19	10.6	13.0	15.3	17.5	19.8	22.0	24.2	26.4	28.5	26.6	21.8	18.2	15.6	11.1	8.48	6.73	0		
23	0.40	0.92	1.71	3.19	4.60	5.96	8.59	11.1	13.6	16.0	18.4	20.8	23.1	25.4	27.7	29.9	28.4	23.3	19.5	16.7	11.9	9.07	7.19	0		
24	0.42	0.96	1.79	3.35	4.82	6.24	8.99	11.6	14.2	16.8	19.3	21.7	24.2	26.6	29.0	31.3	30.3	24.8	20.8	17.8	12.7	9.66	7.67	0		
25	0.44	1.00	1.87	3.50	5.04	6.52	9.40	12.2	14.9	17.5	20.1	22.7	25.3	27.8	30.3	32.7	32.2	26.4	22.1	18.9	13.5	10.3	8.15	0		
26	0.46	1.05	1.95	3.65	5.25	6.81	9.80	12.7	15.5	18.3	21.0	23.7	26.4	29.0	31.6	34.1	34.2	28.0	23.4	20.0	14.3	10.9	8.65	0		
28	0.50	1.13	2.12	3.95	5.69	7.37	10.6	13.8	16.8	19.8	22.8	25.7	28.5	31.4	34.2	37.0	38.2	31.3	26.2	22.4	16.0	12.2	0			
30	0.54	1.22	2.28	4.26	6.13	7.94	11.4	14.8	18.1	21.4	24.5	27.7	30.8	33.8	36.8	39.8	42.4	34.7	29.1	24.8	17.8	13.5	0			
32	0.57	1.31	2.45	4.56	6.57	8.52	12.3	15.9	19.4	22.9	26.3	29.7	33.0	36.3	39.5	42.7	46.7	38.2	32.0	27.3	19.6	14.9	0			
35	0.63	1.44	2.69	5.03	7.24	9.38	13.5	17.5	21.4	25.2	29.0	32.7	36.3	39.9	43.5	47.1	53.4	43.7	36.6	31.3	22.4	17.0	0			
40	0.73	1.67	3.11	5.81	8.37	10.3	15.6	20.2	24.7	29.1	33.5	37.7	42.0	46.1	50.3	54.4	62.5	53.4	44.7	38.2	27.3	0				
45	0.83	1.89	3.53	6.60	9.50	12.3	17.7	23.0	28.1	33.1	38.0	42.9	47.7	52.4	57.1	61.7	70.9	63.7	53.4	45.6	32.6	0				

Tipo A: Manual de lubricación por goteo  
 Tipo B: Lubricación por baño o disco  
 Tipo C: Lubricación por corriente de aceite

NOTAS GENERALES: (a) Las revoluciones límite en rpm para cada tipo de lubricación se leen desde la columna hasta la izquierda de la línea limitrofe mostrada



El cálculo de la longitud de la cadena es mediante un valor inicial para la distancia entre centros de los Sprockets, la cual es definida debido al espacio que existe en el lugar a emplear. De esta manera, se emplea la siguiente fórmula :

$$L = 2C + \frac{N+n}{2} + \frac{0.1013(N-n)^2}{4C}$$

donde C = Distancia entre centros de los ejes en " Pasos "

L = Largo de la cadena en " Pasos "

N = Número de dientes en el sprocket mayor

n = Número de dientes en el sprocket menor

P = Paso de la cadena en pulgadas

Si C = 665 mm  $\Rightarrow$  C = 665/ 19.05 = 34.91 pasos ( 3/4" = 19.05 mm )

$$L = 2(34.91) + \frac{36+16}{2} + \frac{0.1013(36-16)^2}{4(34.91)} = 96.1 \text{ pasos}$$

debido a que se requiere un número entero de " pasos " para la cadena, se calcula ahora la distancia entre centros de los ejes, pero con el valor entero de la longitud de la cadena. La fórmula empleada es :

$$C = \frac{P}{8} \left\{ 2L - N - n + \sqrt{(2L - N - n)^2 - 0.810(N - n)^2} \right\}$$

resultando

$$C = \frac{0.75}{8} \left\{ 2(96) - 36 - 16 + \sqrt{(2(96) - 36 - 16)^2 - 0.810(36 - 16)^2} \right\} = 26.14 \text{ plg}$$

$$C \approx 664 \text{ mm}$$

Para un buen montaje de este sistema se sugiere los siguientes diagramas y se hace referencia cuales no son aplicables.

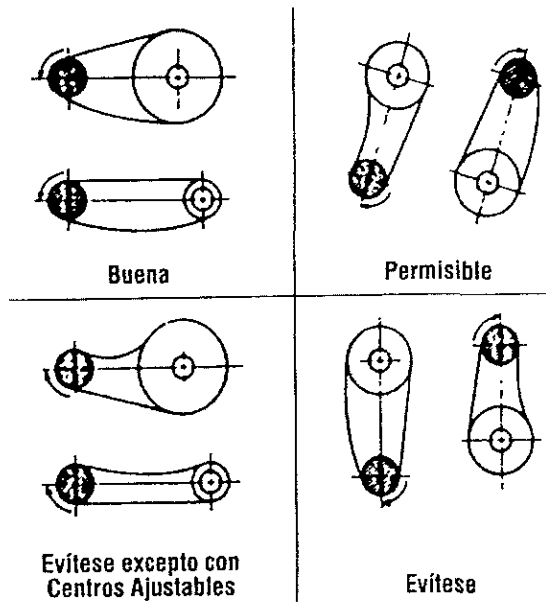


Figura H1. Montaje del sistema por cadena.

# APÉNDICE J

## APÉNDICE J

### ESPECIFICACIONES DE ALGUNOS VEHÍCULOS ELÉCTRICOS COMERCIALES.

- T3000 STANDARD SPECIFICATIONS

Product Line: Model ET3000

Wheels: 4 wheels

Unit Weight: 1,900 lbs (863 Kg.)

Load Capacity: 3,000 lb.

Battery Type (Lead Acid): 250 amp hours, 6 volts

System Voltage: 48 volt

Travel Distance (Unloaded): 30 miles

Energy Consumption: 218 watt/hr. per mile

Drive Axle: Automotive type differential and housing

Transmission: Power traction in oil bath; 14:1 reduction

Motor: 48V @ 1,900 rpm: DC Series wound 15 hp

Speed (Unloaded): 18 mph

Gradeability: 15% empty, 5% fully loaded

Tires Pneumatic: 20.5x8x10 load range E

Brakes Hydraulic disc brakes front & rear, hand operated parking brake

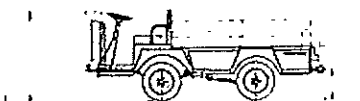
Steering: Automotive steering 24:1

Frame: All steel unitized body, heavy duty 14 gauge smooth skin Steel

Cabin: Steel cabin with safety glass windshield, windshield wiper

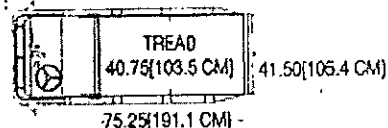


76.00[193.0 CM]  
48.50[123.2 CM]  
--- 128.00[325.1 CM]



51.25[130.2 CM]  
8.00[20.3 CM]  
16.50[41.9 CM]  
29.25[74.3 CM]

49.25[125.1 CM]  
6.25[15.9 CM]



40.75[103.5 CM] 41.50[105.4 CM]  
75.25[191.1 CM] -

50.00[127.0 CM]

Doors: Steel doors with sliding windows

Bumper: Heavy duty steel front & rear

Suspension: Leaf springs front and rear, with shock absorbers, overload coil springs in rear

Color: Grey body, white cabin

Seats: Bench seat cushion, full back seat foam covered with vinyl

Controller: Solid state speed controller 400 amp 48 volt, with heat sink

Wiring: Modular loom covered harness design with weather protected connectors

Instrumentation: Battery discharge indicator, forward/reverse selector, key switch

Light Accessories: Dual headlight, tail lights, turn signals

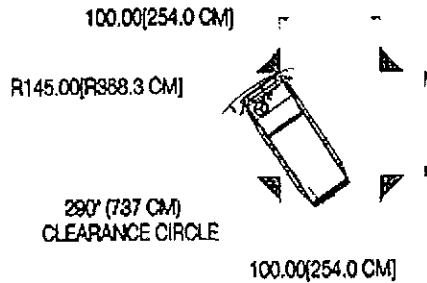
Charger. 25 amp, 48 volt built in automatic charger

Charge Time: 10 hours for charge on batteries 80% discharged

Input Voltage: 110 volt/220 volt, 50 Hz./60Hz.

Charging Energy Requirements: 12.3 kw hr. @ 80% efficiency

Conformance Standards: Type E OSHA requirements 1910.178, ANSI B56.8 requirements



• ELECTRUCK STANDARD SPECIFICATIONS

Product Line: ET-150-72

Wheels: 4 wheels

Unit Weight: 2,700 lbs (1,227kg)

Load Capacity: 1,500 lb.

Battery Type (Lead Acid): 244amp hours, 6 volts

System Voltage: 72 volt

Travel Distance (Unloaded): 40 miles

Energy Consumption: 264 watt/hr. per mile

Drive Axle: Automotive type differential and housing

Transmission: Power traction in oil bath; 14:1 reduction

Motor: 72V @ 2,800 rpm: DC Series wound 22 hp

Speed (Unloaded) 25 mph  
Gradeability: 10% empty, 5% fully loaded

Tires Pneumatic P195/75R14 pneumatic

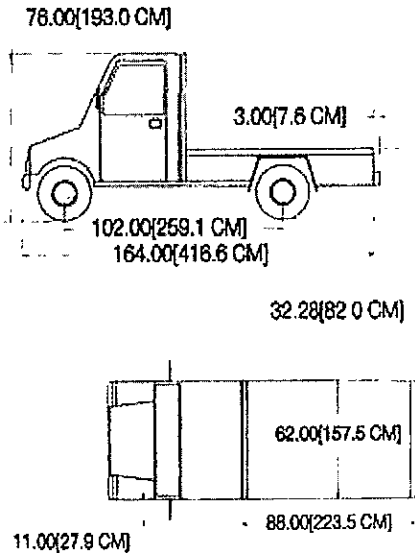
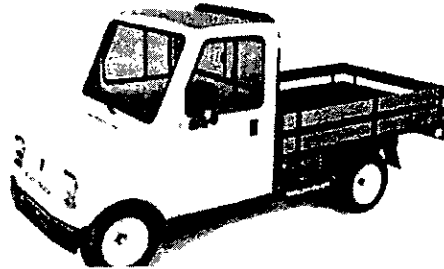
Brakes: 11" hydraulic front (disc) & rear (drum)

Steering: Automotive steering 24:1

Frame: All steel tubular chassis

Cabin: Fiberglass cab with rear & side view mirrors and aluminum doors, windshield wiper

Bumper: Heavy duty steel front & rear bumper



Suspension: Leaf springs front and rear, with shock absorbers

Color: White cabin Seats: Individual seats, driver & passenger with seatbelts

Controller: Solid state speed controller 400 amp 72 volts

Wiring: Modular harness design with weather protected connectors

Instrumentation: Battery discharge indicator, forward/reverse selector, key switch, speedometer, odometer, over cutoff switch

Light Accessories: Headlight, taillight, reverse light, turn signals, hazard light

Charger: 25 amp, 72 volt built in automatic charger

Charge Time: 10 hours for charge on batteries 80%discharged

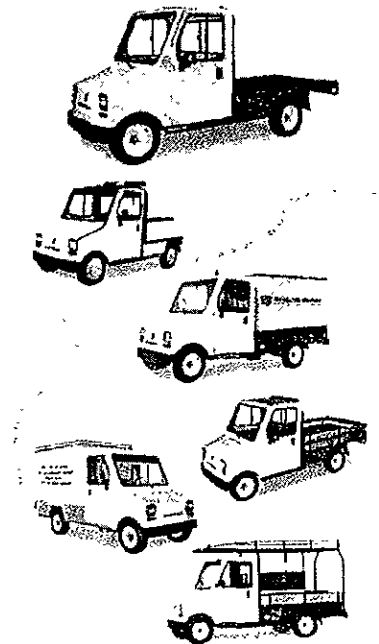
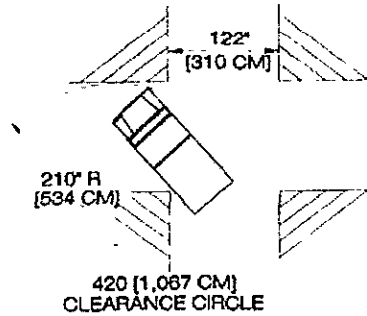
Input Voltage: 110 volt/220 volt, 50 Hz /60Hz.

Charging Energy

Requirements: 17.6 kw hr. @ 80% efficiency

Conformance Standards: Type E OSHA requirements 1910.178, ANSI B56.8 requirements

MODEL ET 1-50, 48 volts, 2,500 lbs. unit weight; 6 volt 220 ah batteries, built-in electronic 48V 25 amp 110V AC 60 Hz charger; 15 hp DC series wound motor; 18 mph speed (empty); 20 mile range; hydraulic front & rear brakes, fiberglass cabin (less doors), dual tail light, stop light, headlight.





## ELECTRUCK OPTIONAL FEATURES

### Charger

- Portable 25 amp charger or 40 amp charger
- Built in 110v/220v 50 Hz

### Deck

- Stake sides, removable end gate, 14" high
- Steel panel cargo box with windows
- Steel panel cargo box with rollup side/rear curtains
- Steel sides and end gates, fold down
- Utility option - ladder rack, tool cabinet, tool box

### Cabin

- Special paint colors
- Decals

### Hitches

- Hitch automatic coupling, trailer
- Hitch pintle trailer
- Hitch 1-7/8" ball and bracket

### Accessories

- Strobe light on top of cabin
- Reverse alarm
- Heater/defroster (battery operated - 24 volt)
- Battery watering system
- Hour me

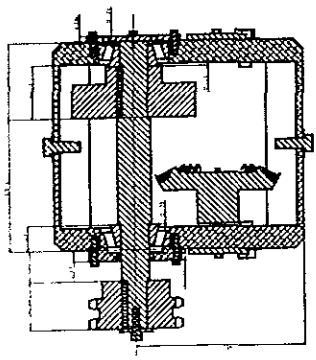
Fuente de información :  
<http://www.tyler-dunn.com>

# PLANOS

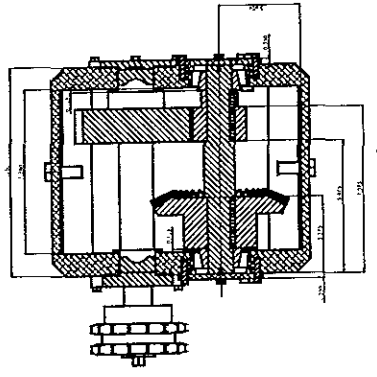
No.DE PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANTIDAD	No. PLANO	PRECEDE	SUCEDE
1	Coraza del reductor	1	VER-TR-01	VER-TR-05	VER - TR - 14
2	Flecha No. 1	1	VER-TR-02	VER-TR-05	VER-TR-03
3	Cuña de 2 plg	1	VER-TR-03	VER-TR-02	VER-TR-04
4	Engrane cónico	1	VER-TR-04	VER-TR-02	
5	Piñón helicoidal	1	VER-TR-04	VER-TR-03	
6	Rodamiento de la flecha No. 1 ( Aro interno )	1	VER-TR-05		VER-TR-01
7	Rodamiento de la flecha No. 1 ( Aro externo )	1	VER-TR-05		VER-TR-02
8	Junta de la tapa en la flecha No. 1	2	VER-TR-06	VER-TR-01	VER-TR-07
9	Tapa de la flecha No. 1	2	VER-TR-07	VER-TR-01	VER-TR-06
10	Tornillo $\phi$ 1/4, L=3/4 plg, 20 hilos/plg	12	-	VER-TR-01	VER-TR-06
11	Flecha No. 2	1	VER-TR-08	VER-TR-09	VER-TR-03
12	Engrane helicoidal	1	VER-TR-05	VER-TR-03	VER-TR-04
13	Rodamiento de la flecha No. 2 ( Aro interno )	2	VER-TR-05		VER-TR-08
14	Rodamiento de la flecha No. 2 ( Aro externo )	2	VER-TR-05		VER-TR-01
15	Junta de la tapa derecha en la flecha No 2	1	VER-TR-06	VER-TR-01	VER-TR-08
16	Junta de la tapa izquierda en la flecha No 2	1	VER-TR-06	VER-TR-01	VER-TR-10
17	Tapa derecha de la flecha No. 2	1	VER-TR-09	VER-TR-01	VER-TR-11
18	Sello de aceite	1	VER-TR-10	VER-TR-08	VER-TR-06
19	Tapa izquierda de la flecha No. 2	1	VER-TR-11	VER-TR-01	VER-TR-12
20	Tornillo $\phi$ 1/4, L=1 1/8 plg, 20 hilos/plg	4		VER-TR-11	VER-TR-06
21	Catanna	1	VER-TR-12	VER-TR-04	VER-TR-06
22	Roldana de la catanna	1	VER-TR-13	VER-TR-08	VER-TR-06
23	Tornillo $\phi$ 5/16, L=1plg , 18 hilos/plg	2		VER-TR-13	
24	Cuña de 1 1/4 plg	1	VER-TR-03	VER-TR-06	VER-TR-06
25	Piñón cónico	1	VER-TR-04	VER-TR-15	VER-TR-05
26	Tapa del reductor	1	VER-TR-14	VER-TR-03	
				VER-TR-06	
				VER-TR-16	
				VER-TR-01	
				VER-TR-06	
				VER-TR-16	
				VER-TR-01	
				VER-TR-06	

27	Tornillo $\phi 3/8$ , L=1plg , 16 hilos/plg	16		VER-TR-06	
				VER-TR-15	
28	Junta de la tapa del reductor y el motor	1		VER-TR-06	
29	Junta de la tapa y la coraza del reductor	1		VER-TR-06	
30	Tomillo de aceite	2		VER-TR-01	
				VER-TR-06	
31	Motor eléctrico	1	VER-TR-15		VER-TR-03
					VER-TR-04

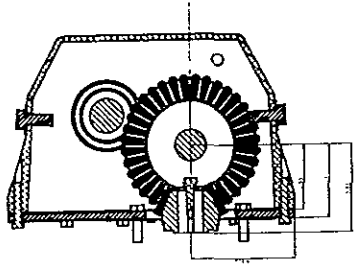
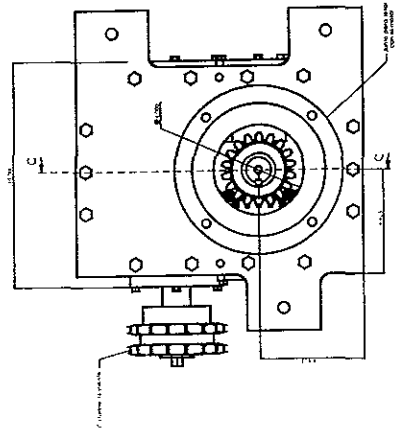
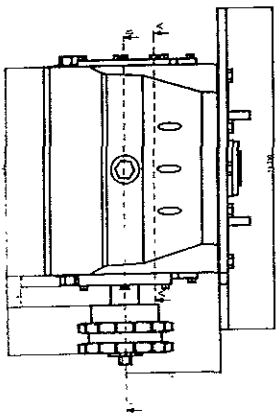
№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100



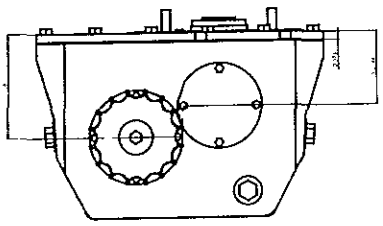
СЕРИЯ А. [Иллюстрация к таблице 2]



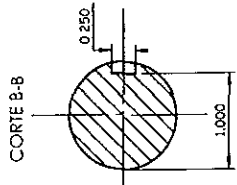
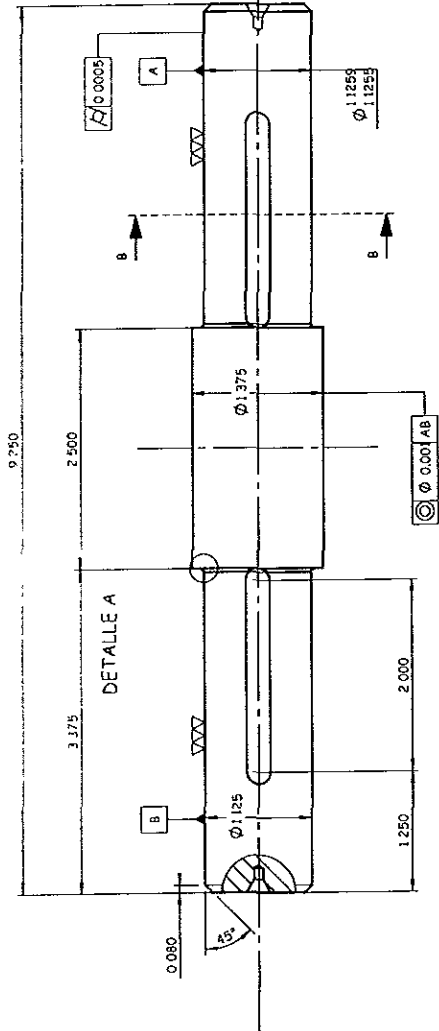
СЕРИЯ А. [Иллюстрация к таблице 1]



СЕРИЯ А. [Иллюстрация к таблице 1]





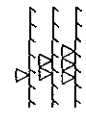


DETALLE A (4 1)



RG.040

1000 $\mu$ in	Piezo esmerado
125 $\mu$ in	Esmerado
32 $\mu$ in	Fino



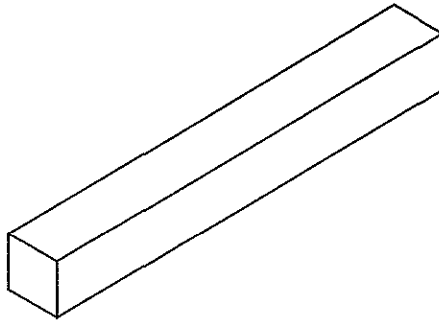
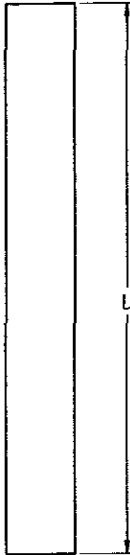
NOTA 1 MAQUINAR ENTRE CENTROS  
 NOTA 2 SUPERFICIES NO ESPECIFICADAS  
 APLICAR UN MAQUINADO ESMERADO

Especificaciones de la pieza	
Precede	VER - TR - 01
	VER - TR - 05
Sucedee	VER - TR - 03
	VER - TR - 04
Cantidad	2
Material	Acero 4140
No. pieza	2

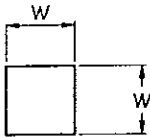
CENTRO DE DISEÑO Y MANUFACTURA	
Tolerancias no especificadas	Escala
Longitud y diámetros $\pm 0.003$	1 1
Angulos $\pm 1^\circ$	1 1
Dibujó	Proyecto
D.H.M.	Clave de proyecto
Revisó	Nombre de la pieza
E.C.R.	Pieza No 1
Aprobo	Numero de plano
A.Z.S.	VER - TR - 02



A3






Dimensiones de las cuñas				
No. de Pza.	Nombre	W ( plg )	L ( plg )	Cantidad
3	E Cónico	0.250	2.000	8
24	P Cónico	0.250	1.250	2



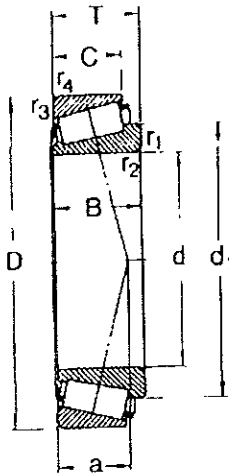
#### Especificaciones de la pieza

Precede	VER - TR - 02
	VER - TR - 08
	VER - TR - 15
Sucede	VER - TR - 04
	VER - TR - 12
Material	1040

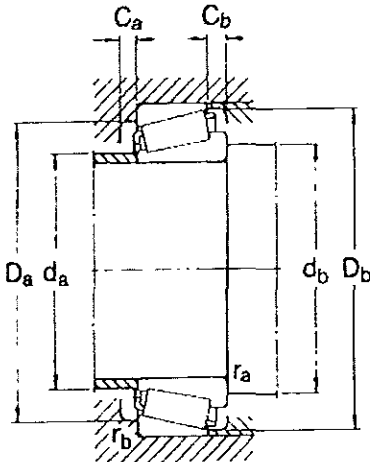
 <b>CENTRO DE DISEÑO Y MANUFACTURA</b>		Acotaciones en : plg ( mm )	
Tolerancias no especificadas Longitudes : ±0.003		Escala S / E	
Dibujó: D.H.M.	Fecha 13/07/00	Proyecto Vehículo eléctrico de reparto	Clave de proyecto VER980115
Revisó E.C.R.	Fecha 08/09/00	Nombre de la pieza . Cuñas de los elementos	
Aprobó A.Z.S.	Fecha 11/09/00	Número de plano . VER - TR - 03	A4 







	FLECHA 1		FLECHA 2	
TIPO	CÓNICO		CÓNICO	
SERIE	2400		43000	
DESIGNACIÓN COPA / CONO	K - 02474 / K - 02420		K - 43125 / K - 43312	
Variables	mm	plg	mm	plg
d	28 575	1 125	31 75	1 250
D	68 262	2 6875	79 375	3 125
T	22 225	0 875	25 4	1
B	22 225	0 875	24 074	0 9478
C	17 462	0 6875	17 462	0 6875
d <sub>1</sub>	42	-	55 5	-
d <sub>a</sub> máx	40	-	42	-
d <sub>b</sub> mín	35	-	39 5	-
D <sub>a</sub> mín	55	-	61	-
D <sub>a</sub> máx	60 5	-	71 5	-
D <sub>b</sub> mín	62	-	73	-
C <sub>a</sub> mín	4	-	4	-
C <sub>b</sub> mín	4 5	-	7 5	-
r <sub>a</sub> máx	0 6	-	1	-
r <sub>b</sub> máx	1	-	1	-
Factores	[ 1 ]		[ 1 ]	
e	0 43		0 68	
Y	1 4		0 88	
Yo	0 8		0 5	
Capacidad	N		N	
C	58,300		67,100	
Co	69,500		71,000	
Cantidad	4		4	
No. de pieza	6 y 7		13 y 14	

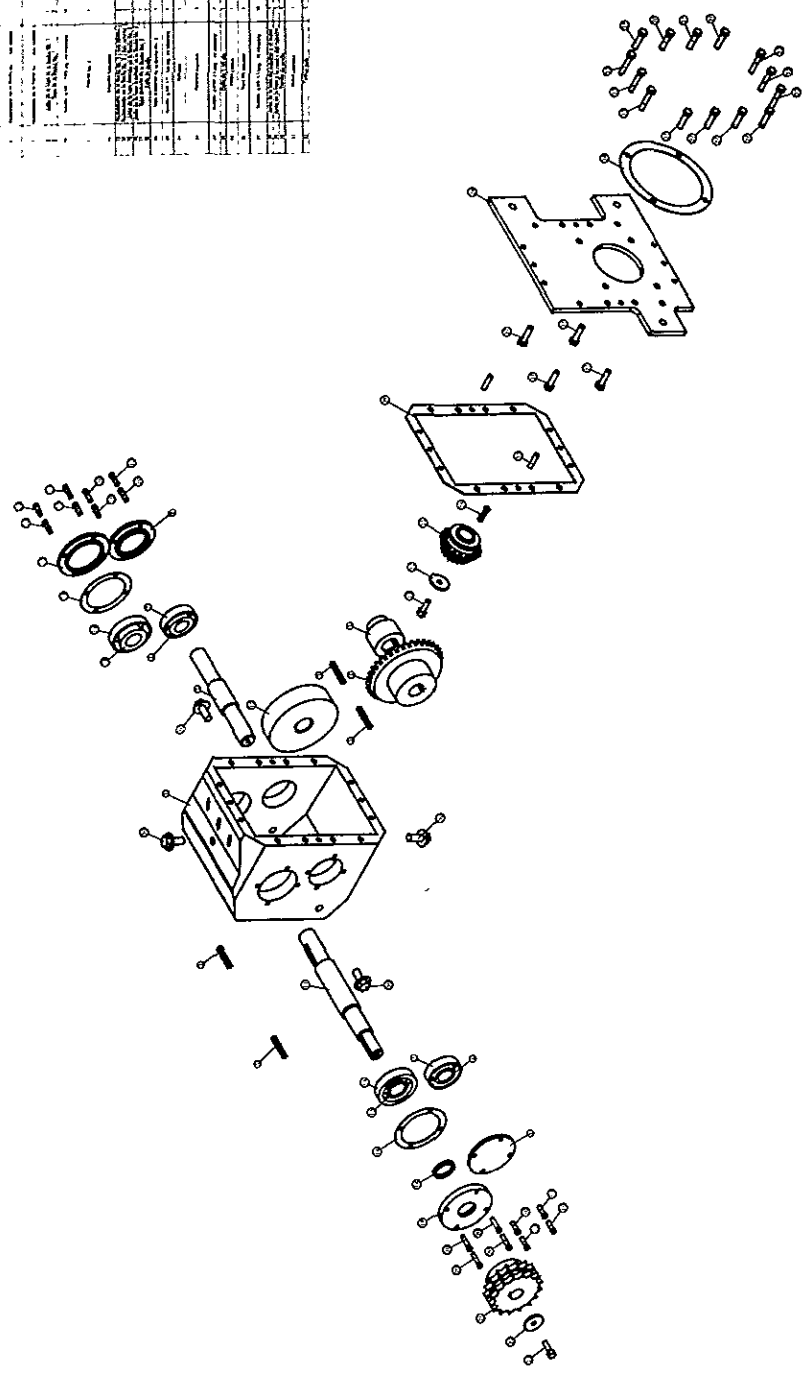


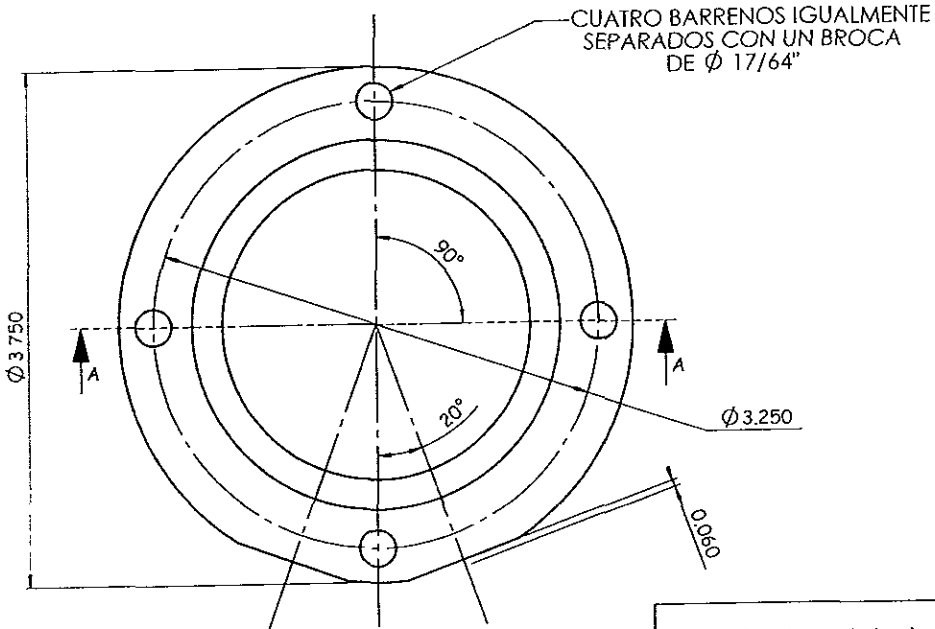
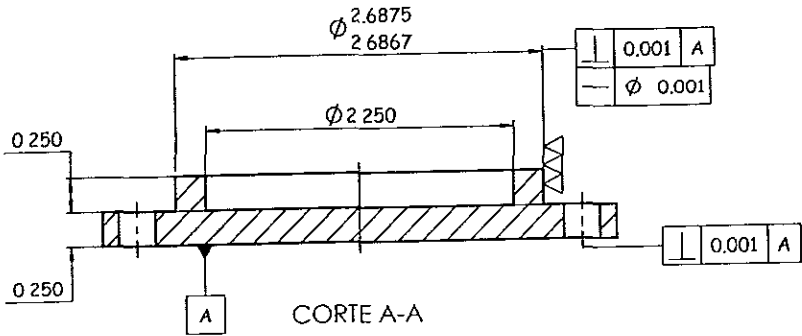
Especificaciones de la pieza	
Precede	VER - TR - 02
	VER - TR - 08
Sucede	VER - TR - 01
	VER - TR - 07
	VER - TR - 09
	VER - TR - 11

		CENTRO DE DISEÑO Y MANUFACTURA		Anotaciones en plg ( mm )	
Tolerancias no especificadas : Consultar catálogo general SKF				Escala S / E	
Dibujó D.H.M.	Fecha 13/07/00	Proyecto Vehículo eléctrico de reparto			
		Clave de proyecto : VER980115			
Revisó E C R.	Fecha 08/09/00	Nombre de la pieza Rodamientos de las flechas			
		Número de plano VER - TR - 05		A4	

Part No.	Part Name	QTY	Notes
1	COVER PLATE	1	
2	GEAR	1	
3	SHAFT	1	
4	BEARING	2	
5	WASHER	2	
6	SCREW	4	
7	SCREW	4	
8	SCREW	4	
9	SCREW	4	
10	SCREW	4	
11	SCREW	4	
12	SCREW	4	
13	SCREW	4	
14	SCREW	4	
15	SCREW	4	
16	SCREW	4	
17	SCREW	4	
18	SCREW	4	
19	SCREW	4	
20	SCREW	4	
21	SCREW	4	
22	SCREW	4	
23	SCREW	4	
24	SCREW	4	
25	SCREW	4	
26	SCREW	4	
27	SCREW	4	
28	SCREW	4	
29	SCREW	4	
30	SCREW	4	
31	SCREW	4	
32	SCREW	4	
33	SCREW	4	
34	SCREW	4	
35	SCREW	4	
36	SCREW	4	
37	SCREW	4	
38	SCREW	4	
39	SCREW	4	
40	SCREW	4	
41	SCREW	4	
42	SCREW	4	
43	SCREW	4	
44	SCREW	4	
45	SCREW	4	
46	SCREW	4	
47	SCREW	4	
48	SCREW	4	
49	SCREW	4	
50	SCREW	4	
51	SCREW	4	
52	SCREW	4	
53	SCREW	4	
54	SCREW	4	
55	SCREW	4	
56	SCREW	4	
57	SCREW	4	
58	SCREW	4	
59	SCREW	4	
60	SCREW	4	
61	SCREW	4	
62	SCREW	4	
63	SCREW	4	
64	SCREW	4	
65	SCREW	4	
66	SCREW	4	
67	SCREW	4	
68	SCREW	4	
69	SCREW	4	
70	SCREW	4	
71	SCREW	4	
72	SCREW	4	
73	SCREW	4	
74	SCREW	4	
75	SCREW	4	
76	SCREW	4	
77	SCREW	4	
78	SCREW	4	
79	SCREW	4	
80	SCREW	4	
81	SCREW	4	
82	SCREW	4	
83	SCREW	4	
84	SCREW	4	
85	SCREW	4	
86	SCREW	4	
87	SCREW	4	
88	SCREW	4	
89	SCREW	4	
90	SCREW	4	
91	SCREW	4	
92	SCREW	4	
93	SCREW	4	
94	SCREW	4	
95	SCREW	4	
96	SCREW	4	
97	SCREW	4	
98	SCREW	4	
99	SCREW	4	
100	SCREW	4	

1	COVER PLATE	1
2	GEAR	1
3	SHAFT	1
4	BEARING	2
5	WASHER	2
6	SCREW	4
7	SCREW	4
8	SCREW	4
9	SCREW	4
10	SCREW	4
11	SCREW	4
12	SCREW	4
13	SCREW	4
14	SCREW	4
15	SCREW	4
16	SCREW	4
17	SCREW	4
18	SCREW	4
19	SCREW	4
20	SCREW	4
21	SCREW	4
22	SCREW	4
23	SCREW	4
24	SCREW	4
25	SCREW	4
26	SCREW	4
27	SCREW	4
28	SCREW	4
29	SCREW	4
30	SCREW	4
31	SCREW	4
32	SCREW	4
33	SCREW	4
34	SCREW	4
35	SCREW	4
36	SCREW	4
37	SCREW	4
38	SCREW	4
39	SCREW	4
40	SCREW	4
41	SCREW	4
42	SCREW	4
43	SCREW	4
44	SCREW	4
45	SCREW	4
46	SCREW	4
47	SCREW	4
48	SCREW	4
49	SCREW	4
50	SCREW	4
51	SCREW	4
52	SCREW	4
53	SCREW	4
54	SCREW	4
55	SCREW	4
56	SCREW	4
57	SCREW	4
58	SCREW	4
59	SCREW	4
60	SCREW	4
61	SCREW	4
62	SCREW	4
63	SCREW	4
64	SCREW	4
65	SCREW	4
66	SCREW	4
67	SCREW	4
68	SCREW	4
69	SCREW	4
70	SCREW	4
71	SCREW	4
72	SCREW	4
73	SCREW	4
74	SCREW	4
75	SCREW	4
76	SCREW	4
77	SCREW	4
78	SCREW	4
79	SCREW	4
80	SCREW	4
81	SCREW	4
82	SCREW	4
83	SCREW	4
84	SCREW	4
85	SCREW	4
86	SCREW	4
87	SCREW	4
88	SCREW	4
89	SCREW	4
90	SCREW	4
91	SCREW	4
92	SCREW	4
93	SCREW	4
94	SCREW	4
95	SCREW	4
96	SCREW	4
97	SCREW	4
98	SCREW	4
99	SCREW	4
100	SCREW	4



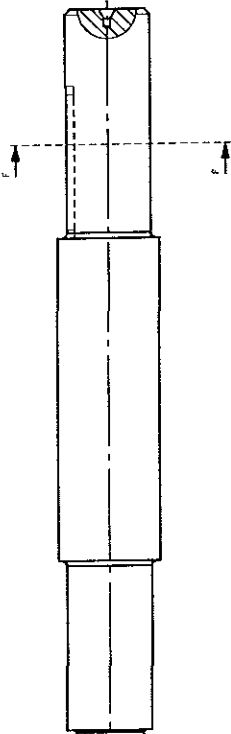
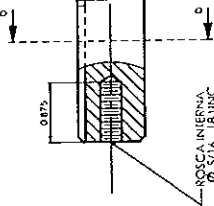
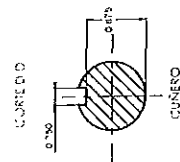
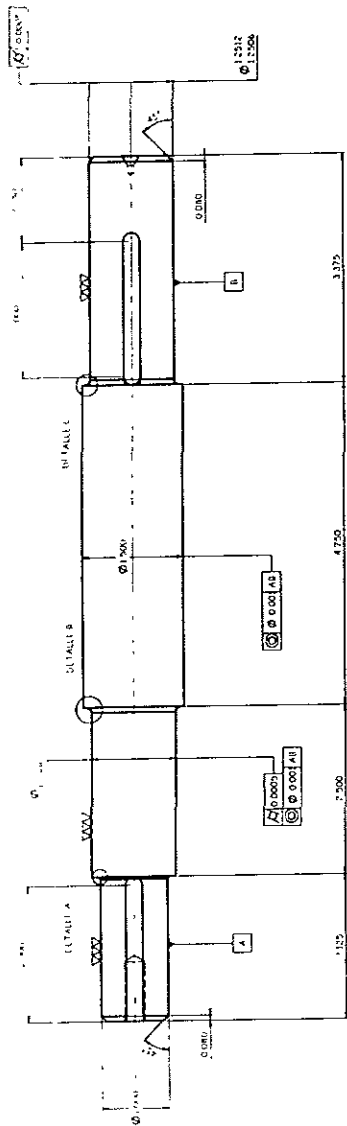


Nota : Superficies no especificadas aplicar un maquinado esmerado

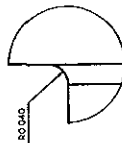
	1000 $\mu$ in	Poco esmerado
	125 $\mu$ in	Esmerado
	32 $\mu$ in	Fino

Especificaciones de la pieza	
Precede	VER - TR - 05
Sucede	VER - TR - 01
Cantidad	4
Material	Aluminio
No. de pieza	9

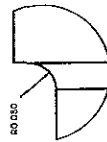
		CENTRO DE DISEÑO Y MANUFACTURA		Acolaciones en pág ( mm )	
Tolerancias no especificadas				Escala :	
Longitud y diámetros . $\pm 0.003$				Ángulos . $\pm 1^\circ$	
Dibujó. D.H.M	Fecha 13/07/00	Proyecto : Vehículo eléctrico de reparto		Clave de proyecto VER980115	
Revisó E.C.R	Fecha : 08/09/00	Nombre de la pieza : Tapa de la flecha No 1			
Aprobó : A Z.S.	Fecha : 11/09/00	Número de plano : VER -TR- 07		A4	



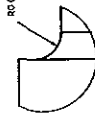
DETALLE (7 5 1)



DETALLE B (5: 1)



DETALLE C (5: 1)



NOTA 1 MAQUINAR ENTRE CENTROS

NOTA 2 SUPERFICIES NO ESPECIFICADAS:  
APLICAR UN MAQUINADO ESMERADO

1000 µm	Espece armada
125 µm	Extremo
25 µm	Espece

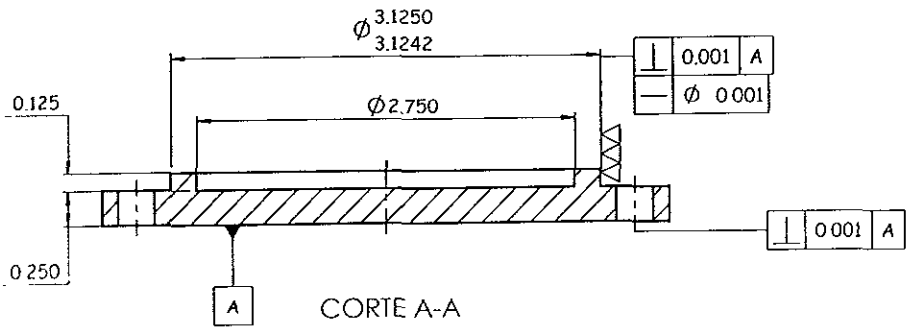


Especificaciones de la pieza	
Procesos	VER TR 01
	VER TR 05
	VER TR 03
	VER TR 04
	VER TR 10
	VER TR 12
	VER TR 16
Cantidad	2
Materia	Acero 4142
No. de pieza	13

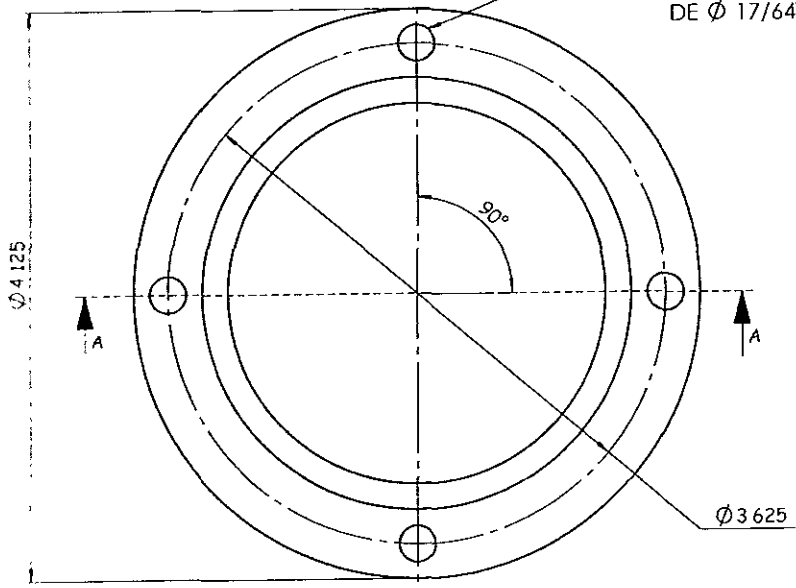
CENTRO DE DISEÑO	Asesoría en
504	Industria
Transferencia de especificaciones	Escala
Longitud y diámetro ± 0.03 Angulos ± 1°	1:1
Dibuj. Fecha Proyecto	Vinculo electrónico de repaso
D.H.M. 13/07/02	Clave de proyecto
Revis. Fecha	Nombre del responsable
1.0 05/07/02	1
A.2.5 10/05/00	2
	Numero de pieza
	VER TR 08



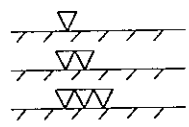
AZ



CUATRO BARRENOS IGUALMENTE SEPARADOS CON UN UNA BROCA DE  $\varnothing 17/64"$



Nota : Superficies no especificadas aplicar un maquinado esmerado



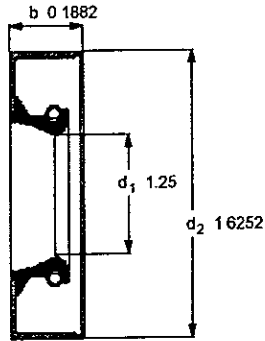
1000 $\mu$ in	Poco esmerado
125 $\mu$ in	Esmerado
32 $\mu$ in	Fino

Especificaciones de la pieza	
Precede	VER - TR - 05
Sucede	VER - TR - 01
Cantidad	2
Material	Aluminio
No de pieza	17

		CENTRO DE DISEÑO Y MANUFACTURA		Acotaciones en plg ( mm )	
Tolerancias no especificadas				Escala	
Longitud y diámetros : $\pm 0.003$				1 1	
Ángulos : $\pm 1^\circ$				Vehículo eléctrico de reparto	
Dibujó D.H.M.	Fecha : 13/07/00	Proyecto	Clave de proyecto : VER980115		
Revisó E C.R.	Fecha : 08/09/00	Nombre de la pieza	Tapa derecha de la flecha No 2		
Aprobó : A Z S	Fecha : 11/09/00	Número de plano :	VER - TR - 09	A4	


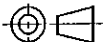

### CR radial shaft seals

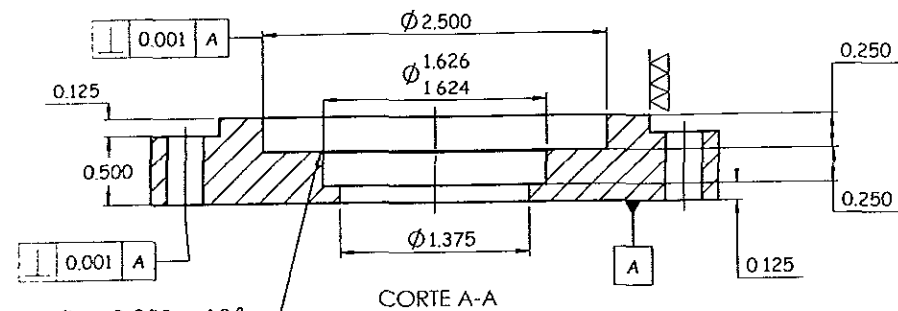
Dimensions			Design and lip material	Designation	Notes
$d_1$	$d_2$	$b$			
<b>n</b>					
1,25	1,6252	0,1882	CRW1 R	CR 12329	Bore-Tite



**SKF**

Especificaciones de la pieza comercial	
Precede :	VER - TR - 08
Sucede :	VER - TR - 12
No. pieza	18

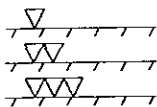
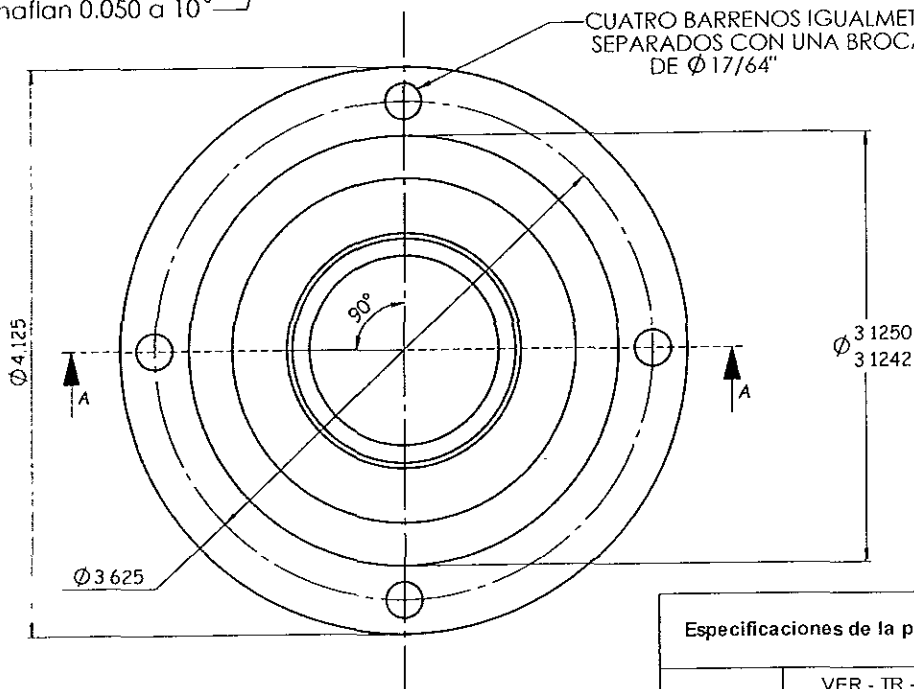
 <b>CENTRO DE DISEÑO Y MANUFACTURA</b>		Acotaciones en plg ( mm )	
Tolerancias no especificadas Consultar catalogo SKF			Escala :  S / E
Dibujó: D.H.M	Fecha 13/07/00	Proyecto Vehículo eléctrico de reparto Clave de proyecto VER980115	
Revisó E.C.R	Fecha 08/09/00	Nombre de la pieza : Sello de aceite	
Aprobó: A.Z.S	Fecha 12/09/00	Número de plano : VER - TR - 10	A4 



Chaffan 0.050 a 10°

CORTE A-A

CUATRO BARRENOS IGUALMETE SEPARADOS CON UNA BROCA DE  $\phi 17/64''$



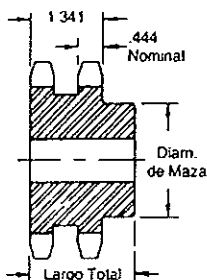
1000 $\mu$ in	Poco esmerado
125 $\mu$ in	Esmerado
32 $\mu$ in	Fino

Especificaciones de la pieza	
Precede	VER - TR - 05 VER - TR - 10
Sucede	VER - TR - 01
Cantidad	2
Material	Aluminio
No Pieza	19

		CENTRO DE DISEÑO Y MANUFACTURA		Acotaciones en plg ( mm )	
Tolerancias no especificadas :				Escala 1. 1	
Longitud y diámetros $\pm 0.003$ Ángulos $\pm 1^\circ$					
Dibujó: D H M	Fecha 13/07/00	Proyecto Clave de proyecto		Vehículo eléctrico de reparto VER980115	
Revisó : E C R	Fecha 08/09/00	Nombre de la pieza Tapa izquierda de la flecha No 2			
Aprobó A Z S.	Fecha 11/09/00	Número de plano VER - TR - 11		A4	

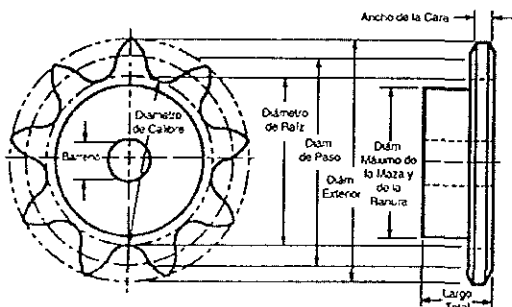


## Doble-Tipo B y C



**TIPO B**

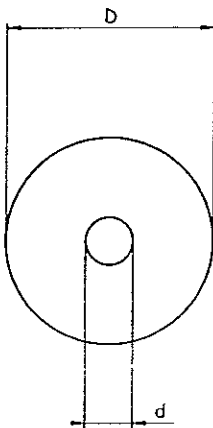
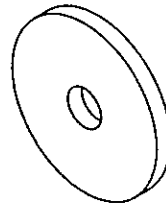
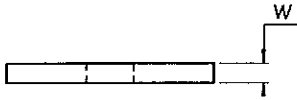
No. de Dientes	Diámetro Exterior	Tipo	Barreno (pul)		Maza (pul)		Peso Lbs. (Aprox.)
			Piloto	Máx. Rec.	Diám.	Largo Total	
11	3.000	B	1	1½	1¾	2¾	1.62
12	3.250	B	1	1½	2¾	2¾	2.20
13	3.490	B	1	1½	2¾	2¾	2.60
14	3.740	B	1	1½	2¾	2¾	3.24
15	3.980	B	1	1½	2¾	2¾	3.96
16	4.220	B	1	2	3	2¾	4.62
17	4.460	B	1	2½	3¾	2¾	5.40
18	4.700	B	1	2½	3¾	2¾	6.24
19	4.950	B	1	2½	3¾	2¾	7.00
20	5.190	B	1	2½	3¾	2¾	7.72
21	5.430	B	1	2½	4¾	2¾	8.82
22	5.670	B	1	2½	4¾	2¾	9.68
23	5.910	B	1	2½	4¾	2¾	10.30
24	6.150	B	1	2½	4¾	2¾	11.14
25	6.390	B	1	2½	4¾	2¾	11.96
26	6.630	B	1	2½	4¾	2¾	12.70
30	7.590	B	1	2½	4¾	2¾	16.36
32	8.070	B	1½	3	4¾	2¾	19.52
35	8.780	B	1½	3	4¾	2¾	22.80
36	9.020	B	1½	3	4¾	2¾	23.82
40	9.980	B	1½	3¾	4¾	2¾	30.84
42	10.460	B	1½	3¾	4¾	2¾	33.08
45	11.180	B	1½	3¾	4¾	2¾	37.08
52	12.850	B	1½	3¾	4¾	2¾	48.70
60	14.760	B	1½	3¾	4¾	2¾	63.10
68	16.670	C	1½	3¾	5	3	53.68
72	17.630	C	1½	3¾	5	3	53.74
76	18.580	C	1½	3¾	5	3	60.28
95	23.120	C	1½	3¾	5½	3¾	87.14



Especificaciones de la pieza comercial	
Precede	VER - TR - 03 VER - TR - 08
Sucede	VER - TR - 13 VER - TR - 16
No pieza	21

<b>CENTRO DE DISEÑO Y MANUFACTURA</b>		Acolaciones en plg ( mm )	
Tolerancias no especificadas		Escala S / E	
Dibujó D H M	Fecha : 13/07/00	Proyecto Vehículo eléctrico de reparto	Clave de proyecto VER980115
Revisó : E C R	Fecha : 08/09/00	Nombre de la pieza Catarina de 36 dientes	
Aprobó : A.Z.S.	Fecha : 12/09/00	Número de plano : VER - TR - 12	<b>A4</b>



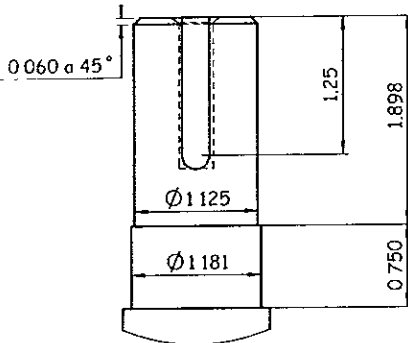
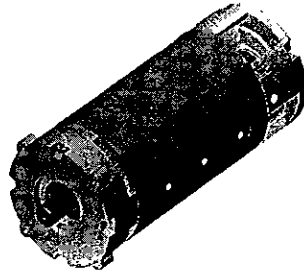
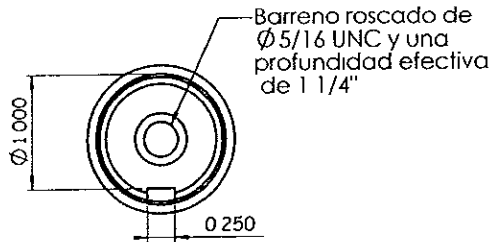


Dimensiones de las cuñas				
No. de Pza.	Nombre	d (plg)	D (plg)	W (plg)
22	R. P. Cónico	11/32	1 1/2	9/64

Especificaciones de la pieza	
Precede	VER - TR - 04
	VER - TR - 08
	VER - TR - 12
	VER - TR - 16
Material	1040
Cantidad	4
No pieza :	22

 <b>CENTRO DE DISEÑO Y MANUFACTURA</b>		Acotaciones en plg ( mm )	
Tolerancias no especificadas Longitudes y diámetros $\pm 0.003$		Escala S / E	
Dibujó D H M.	Fecha : 13/07/00	Proyecto : Vehículo eléctrico de reparto Clave de proyecto VER980115	
Revisó E.C.R	Fecha : 08/09/00	Nombre de la pieza Roldana especial	
Aprobó A.Z.S.	Fecha : 11/09/00	Número de plano VER - TR - 13	
			A4





Flecha del motor

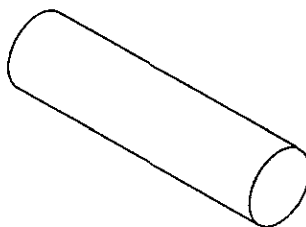
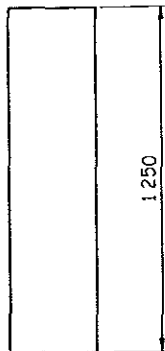
Parámetros	Valor
Máxima eficiencia	92%
Diámetro	8 plg.
Longitud	14.5 plg
Flecha principal	1.125" dia x 1.95
Cuerpo de la flecha	7.5" dia x 1.875"
Peso	107 lb / 48.63 kg
Marca	Advanced DC Motors



Especificaciones del motor	
Sucede	VER - TR - 03
	VER - TR - 04
No pieza	31

		Acotaciones en plg ( mm )	
Tolerancias no especificadas : Longitudes y diámetros : ±0.003			Escala S / E
Dibujó : D H M	Fecha : 13/07/00	Proyecto : Vehículo eléctrico de reparto Clave de proyecto VER980115	
Revisó : E.C.R.	Fecha : 08/09/00	Nombre de la pieza Flecha del motor	
Aprobó : A Z S.	Fecha : 11/09/00	Número de plano : VER - TR - 15	A4





Especificaciones de la pieza	
Precede :	VER - TR - 02
Sucede	VER - TR - 04
Material :	1010
Cantidad :	8
No pieza :	32

		CENTRO DE DISEÑO Y MANUFACTURA		Acotaciones en pig ( mm )	
Tolerancias no especificadas		Escala .			
Longitudes : ±0 003		Diámetros 0 001		1 1	
Dibujó : D.H.M	Fecha : 13/07/00	Proyecto : Vehículo eléctrico de reparto		Clave de proyecto VER980115	
Revisó : E C R.	Fecha : 08/09/00	Nombre de la pieza : Perno guía			
Aprobó : A.Z.S	Fecha : 11/09/00	Número de plano VER - TR - 17		A4	

# EMPRESAS E INSTITUCIONES CONTACTADAS

Empresa	Contacto	Dirección	Partes y componentes
AUTOPAR	Ing. Arturo Romero Mora Tel : 57-26-82-85 Fax: 53-99-47-27	Calz. Sn Bartolo Naucalpan No.136 Col. Argentina Poniente C.P. 11230	Componentes de suspensión y transmisión (ejes traseros, flechas cardán, etc. )
Ejes Tractivos (SPICER)	Ing Miguel A. Madroño Cosío Tel : 57-26-80-02 Fax : 57-18-41-32 e-mail: mmadrono.centec@spicer.com.mx	Av. Industrias No 10 Fracc. Industrial la Presa Sn. Juan Ixhuatepec. C.P.54180	Ejes traseros, flechas propulsoras
RIVE	Ing. Martín Ríos Fariás Tel : 58-17-05-80 , 81 ,86 Fax : 58-80-84-29	Retorno del Trigal No. 7 Jardines de la hacienda. Cuautillan Izcalli. C.P.54720	Reductores de velocidad, cadenas y catarinas, coples, rodamientos, etc
Industrial Torres Marmex	Ing. Pedro Chavez Hernández Tels.: 53-97-90-00 / 91-57 Fax : 53-98-51-66	Vía Dr. Gustavo Baz No 203. Tlanepantla Edo. Méx. C.P. 54060	Reductores de velocidad
VELCON	Ing Antonio Montalvo E. Tel (461) 8-53-73 e-mail . amontalvo@mail.com.uniko.com.mx	Carretera Panamericana Km284 Celaya, Gto. C.P.38000	Flechas de velocidad constante
TREMEC	Ing. Rodolfo Esparza Tel : (011-52) (42) 17-0717 Ext: 7318 Fax: (011-52)(42)17-0345	Av. 5 de febrero No. 2115 C.P.76120 Querétaro, Querétaro	Transmisiones
CIATEQ	Dr. Isaias Regalado C Tel : (42) 11-26-32 , 00 Ext : 546 Fax : (42) 16-99-63 e-mail : iregalado@ciateq.mx	Calz Del Retablo No. 150 Qro Qro C.P. 76150	Software en diseño de engranes Transmisiones (CONACYT)
Dirección General de Normas (DGN)	José Salvador Sánchez (Sub-director del centro de informática) Tel :57-29-93-00 Ext 4115 <a href="http://www.secofi.gob.mx/normas/home.html">www.secofi.gob.mx/normas/home.html</a>	Av. Puente de Tecamachalco No. 6 Lomas de Tecamachalco Sección Fuentes, C P.53950	Consulta de Normas nacionales e internacionales ( Engranés )

<b>Empresa</b>	<b>Contacto</b>	<b>Dirección</b>	<b>Partes y componentes</b>
Information Hanging Services de México	Elisa García Tel 52-50-06-18 / 11 Fax: 52-54-58-15 e-mail:elisa.garcia@ihs.com	Tolstoi No 17 Piso 10 Col. Anzures; México D.F. C.P. 11590	Venta de Normas nacionales e internacionales
INFOTEC	María Luisa Basso Tel : 56-24-28-00 Ext 131/231 Fax : 56-24-28-21 / 22 e-mail cesaru@rtn.net.mx	Av San Fernando No. 37 Col. Tornello Guerra Deleg Tlalpan México D.F.	Venta de Normas nacionales e internacionales
ENYMA, S.A DE C.V.	Ventas Tel . 53-88-95-08 Fax : 53-91-87-25	Lázaro Cárdenas No.12 Col. Benito Juárez. D.F. C.P.07250	Maquinado de engranes
Nacional de engranes y maquinados	Tec. Alfredo Morales Tels : 53-59-19-24 ; 53-59-57-63		Maquinado de engranes
Industrial Mexicana de Baleros	Ventas Tel 55-78-6938 / 63-61 Fax : 55-78-78-84	Dr. Barragán No.121 Col Doctores. D.F. C P.06720	Distribuidores de rodamientos SKF,FAG,etc
Mecánica Industrial Vi, S A de C.V	V. Vicente Villareal V. Tel : 55-27-32-90 Fax : 55-27-32-90	Lago gran oso No. 28 A Col. Pensil C.P. 11430	Maquinado de engranes , flechas, etc.
Engranes industriales Rivera	Ventas : Iliana Mercado Tel . : 53-68-32-88 / 55-87-82-66 Fax : 53-68-34-32	Poniente 128 No. 415 Col. Nueva Vallejo C P 07750 Deleg. Gustavo A. Madero	Maquinado de engranes
Refacciones industriales de Mexico, S A	Victor H Hernández Tel. . 55-67-68-55 / 55-87-82-88 Fax : 55-87-49-66	Av. Ceylán No. 709 Col Industrial Vallejo	Distribuidora de partes comerciales
Engranes y maquinados finos	Humberto Cabrera Velez Tel. : 56-19-11-95 Fax : 56-17-49-61	Coyamel No. 307 Col Sto Domingo Deleg. Coyoacán	Maquinado de engranes, flechas, etc
mcb Industrias. S A de C.V	Lic. Miguel A Montoya Cabrera Tels 56-11-15-19 , 56-11-80-77 Fax : 56-11-79-57	Los Juárez No. 37 Col Sn. José Insurgentes C P. 03900 , D F.	Venta de Motores eléctricos



<b>Empresa</b>	<b>Contacto</b>	<b>Dirección</b>	<b>Partes y componentes</b>
Bombas y motores cerro, S A de C.V.	Anastasio Godínez Rodríguez Tel 55-29-40-89 / 21-84 Fax: 55-29-16-06 e-mail: sales@cerro.com.mx	Calz. Guadalupe No.29 Col Maza México; D.F. C.P. 06270	Venta de bombas, motores y reductores
SM-CYCLO de Mexico S A de C V	Ing. Joaking G. Ambriz Tel : 55-24-52-21 Fax : 55-24-91-15 e-mail: cyclomex@prodigy.net.com	Av. Coyoacán No. 1523 Desp. 4 Col. Del Valle México D.F. C.P. 03100	Venta de reductores de velocidad
Dylco S A	Luis Calderon Tel : 55-76-51-88 Fax : 53-58-01-78	Transmisiones militares No. 1; Col. Lomas Sotelo Edo. de México C.P.53390	Engranés, Catarinas, etc.

# BIBLIOGRAFÍA

- **LIBROS**

1. Chapman, Stephen J.

Máquinas Eléctricas

Edit. McGraw-Hill, 1996

2. Gillespie, Thomas D.

Fundamentals of Vehicle Dynamics

Society of Automotive Engineers, Inc., 1992

3. Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica

Robert C. Juvinall

Edit LIMUSA, 1993

4. Larburu Arrizabalaga, Nicolás

Máquinas : Prontuario ( Técnicas, máquinas y herramientas )

Edit. Paraninfo, 1995

5. Moring Faires, Virgil

Diseño de Elementos de Máquinas

Edit. LIMUSA, 1996

6. Norton, Robert L.

Diseño de Maquinaria

Edit. McGraw-Hill, 1995

7. Orthwein, William C.

Diseño de Componentes de Máquinas

Edit. C.E.C.S.A., 1996

8. Pugh, Stuart

Total Design : Integrated Methods for Successful Product Engineering  
University of Strathclyde  
Addison Wesley Publishing Company

9. M.F. Spots & T.E. Shoup

Elementos de Máquinas  
Edit. Prentice Hall, 1998

10. Szczepaniak, Cezary

Fundamentos de Diseño del Automóvil  
Edit. C.E.C.S.A., 1982

11 Memorias del V Congreso Anual de la

Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica A. C.

20-22 de octubre de 1999. Oaxaca, Oax.

- **TESIS**

12. Menchaca Lobato, Arturo E.

Diseño de la estructura de un vehículo eléctrico de reparto  
Centro de Diseño y Manufactura. Facultad de Ingeniería. UNAM. 2000

13 Villareal Bello, Alberto

Tratamiento para carrocería de vehículo eléctrico de reparto  
Centro de Investigaciones de Diseño Industrial. Facultad de Arquitectura.  
UNAM. 2000

- **MANUALES Y CATÁLOGOS.**

14 Catálogo de partes Cardanes

SPICER, Febrero 1998

15. Catálogo de partes de Ejes

SPICER, Julio 1998

16. Catalogo general SKF. ( 4000/II Sp )

Stamperia Artistica Nazionale. Torino, italia. 1997

17. Catalogo 1090

Martin Sprocket & Gear, Inc.

18. Helical-bevel Gearmotors

Brook Hansen, Series 219 Ei b

19. Manual de capacitación : Chasis

Programa de educación para técnicos de servicio NISSAN

NISSAN Mexicana S. A. de C.V.

20. Speed Reducers : Prism Gear

Link-Belt Drives, 1994

21. Speed Reducers – SR 9200 D

Link-Belt

- **PÁGINAS DE INTERNET**

<http://www.electroauto.com/motors.html>

<http://www.tylor-dunn.com>

<http://200.13.22.9/tremec-prodtrem.html#tremcc>

<http://www.cycconnet.net/suerie>

<http://www.pillat.com.mx>

<http://www.sumitomo.com.mx>