

01127  
19



*Universidad Nacional Autónoma de  
México*



*Facultad de Ingeniería*

***“Propuesta de diseño para un vehículo  
monoplaza ultraligero,  
(Diseño de sistemas de transmisión y  
embrague)”***

***TESIS***

***Que para obtener el Título de:  
Ingeniero Mecánico***

***Presenta:***

***Mercurio Arnoldo Mondragón de la Rosa***

***Director de Tesis***

***M.en I. Leopoldo González González***

*México, D.F.*

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

2003



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.

**A mis padres:**

**Este trabajo fue hecho pensando en ustedes  
Por el gran apoyo que me brindaron para  
poder alcanzar esta meta y a la enorme  
paciencia que me han tenido.**

**A ti Melina**

**Por haberme escuchado, alentado  
y reconfortado durante los momentos  
difíciles y por compartir conmigo  
los triunfos y los fracasos  
Te amo.**

Autorizo a la Dirección General de Bibliotecas de ..  
UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el  
contenido de mi trabajo recepcional  
NOMBRE: Mundación de la casa  
Mercutio Arvidio  
FECHA: 31 Enero 2003  
FIRMA: [Firma]

***Agradecimientos:***

A mis compañeros Jesús Armando Aguillón Godínez, Octaviano Rafael Cerda Guerrero, Axel Cisneros Enriquez ...Por haber apoyado y participado en la realización de este proyecto

Al Ing. Gustavo Valeriano Barrientos por su valiosa colaboración para hacer posible este proyecto

Al Ing. Ubaldo Márquez Amador y a todo el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería por apoyar al equipo y permitir llevar a cabo esta empresa.

Al Dr. Saul Santillán Rodríguez y todo el Centro de Diseño y Manufactura de la Facultad de Ingeniería por prestar su espacio y permitir iniciar y llevar a cabo este nuevo proyecto.

A todos los integrantes de los equipos supermileage 2001 y 2002 por su ahínco, dedicación y compromiso.

A mis compadres, Arq Ricardo Juárez Rojas y Marco Antonio de la Rosa Rodríguez, por todos los años de amistad y apoyo, en las buenas y en las malas.

<b>Temario:</b>	
<b>Introducción.</b>	<b>1</b>
<b>Objetivos</b>	<b>2</b>
<b>Antecedentes.</b>	<b>2</b>
Marco teórico (vehículos automotores ultraligeros).	2
Proyectos realizados anteriormente	9
Conocimiento del funcionamiento de vehículos en competencias anteriores	10
<b>Capítulo 1</b>	<b>11</b>
1.1 Definición de especificaciones	11
1.2 Conocimiento de restricciones	12
1.3 Criterios de diseño y evaluación.	12
<b>Capítulo 2</b>	<b>15</b>
<b>Diseño conceptual</b>	
2.1 Definición de sistemas a diseñar o seleccionar	15
2.2 Generación de alternativas de solución para los sistemas	17
2.3 Evaluación de propuestas de sistemas y selección de alternativas.	28
2.4 Elaboración de propuesta de diseño para un vehículo monoplaza ultraligero.	35
<b>Capítulo 3</b>	<b>37</b>
<b>Diseño de detalle</b>	
3.1 Memoria de cálculo de los sistemas de transmisión y embrague.	37
3.2 Selección de materiales	72
3.3 Realización de planos de fabricación de piezas	72
3.4 Realización de planos de ensamble de sistemas	73
<b>Capítulo 4</b>	<b>75</b>
<b>Impacto del proyecto:</b>	
4.1 Para la academia	75
4.2 para la industria.	76
<b>Conclusiones</b>	<b>77</b>
<b>Referencias</b>	
<b>Bibliografía.</b>	<b>78</b>
<b>Anexo 1 (Caracterización de motor)</b>	<b>79</b>
<b>Anexo 2 (Cálculos del sistema transmisión)</b>	<b>80</b>
<b>Anexo 3 (Planos de fabricación y ensamble)</b>	<b>81</b>

## ***Introducción:***

Este trabajo presenta parte de la elaboración de un proyecto en el área de la Ingeniería Mecánica, dirigido a la elaboración de una propuesta de diseño para un vehículo monoplace ultraligero de competencia, la cual es convocada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE).

La competencia denominada "Supermileage", consiste en el diseño y fabricación de un vehículo monoplace ultraligero para competir en una prueba de rendimiento en combustible, además de cubrir otros requisitos tales como: estabilidad, maniobrabilidad, frenado y seguridad.

El diseño se realiza tomando como base las reglas de la competencia para determinar las especificaciones y restricciones.

Es importante indicar que para el diseño del vehículo se están considerando dos vertientes:

Sistemas existentes y que pueden cumplir con las especificaciones del proyecto y el diseño de sistemas para cubrir una necesidad específica.

En el capítulo primero de este trabajo se presentarán las especificaciones y restricciones que se tomaron en cuenta para el diseño del prototipo, así como los criterios de diseño y evaluación utilizados para cada una de las propuestas.

En el capítulo segundo se realizó el diseño conceptual para todo un vehículo monoplace ultraligero, proponiendo diferentes opciones de solución para cubrir las diferentes necesidades y la evaluación de dichas propuestas basadas en los criterios de evaluación mencionados en el capítulo anterior.

La selección de equipos comerciales estará basada en la realización de comparaciones entre las posibilidades de estos equipos y las necesidades requeridas por cada sistema, en esta línea se tienen los sistemas de llantas y frenos principalmente. Con respecto a la carrocería, el alcance del presente trabajo es hasta el nivel conceptual considerando características; aerodinámicas, estéticas y ergonómicas.

También y como parte del alcance del proyecto, se presentará una propuesta de diseño a nivel conceptual de todo el vehículo (1)

En el capítulo tercero se presentan los cálculos referentes a los sistemas de transmisión y embrague así como los planos de fabricación y de ensamble, debido a las características particulares que estos sistemas requieren y las cuales no se obtienen en su totalidad con equipos comerciales.(2)

Finalmente, en el capítulo cuarto se presenta un planteamiento de las posibilidades que existen dentro de este proyecto para darle proyección en la industria así, como los beneficios que traen proyectos de este tipo al área académica.(3)

Por lo que, los objetivos principales del presente trabajo son:

### **Objetivos:**

- Propuesta de diseño conceptual para un vehículo monoplaza ultraligero de competencia.(1)
- Realización de diseño de detalle de los sistemas de transmisión y embrague.(2)
- Identificación de los beneficios que tiene este tipo de proyectos, tanto para la academia como para la industria.(3)

### **Antecedentes:**

#### **El automóvil ultraligero [Ref 7]**

En los últimos 20 años, las emisiones contaminantes de los automóviles solo han conseguido reducirse en 1/10. Afortunadamente, nuevas normativas en la Unión Europea obligaran a los automóviles que serán comercializados en el año 2005 a ser un 70% más ecológicos que los modelos actuales. Y es que las continuas mejoras en motores y grupos propulsores de los últimos años no han conseguido bajar del 80% la cantidad de energía liberada del combustible que se desperdicia en un automóvil. Para empeorar las cosas, casi toda la energía útil resultante se emplea en arrastrar la masa del vehículo, porque la energía que se emplea en desplazar a cada ocupante es tan solo el 2%.

La causa fundamental de este absurdo derroche de energía es el enorme peso de los automóviles actuales, construidos principalmente de acero y plásticos pesados, y dotados de complejos grupos propulsores, cuyo peso generalmente supone más del 25% del total. La media de ocupación de los vehículos es actualmente de menos de 2 personas, resultando que por cada ocupante desplazado se debe desplazar además una masa de vehículo cinco veces superior.

Generalmente solo 1/5 parte de la potencia total del motor sería necesaria para moverlo con soltura en carretera, y solo 1/20 parte para moverlo en ciudad. El enorme sobredimensionamiento de los motores disminuye la eficiencia final y es el causante de buena parte de la contaminación en las ciudades. Parte de la culpa de que esto sea así la tienen los fabricantes, que hasta ahora han prestado poca atención a la mejora de la eficiencia general de los vehículos. El resultado ha sido que las pobres mejoras en eficiencia de los motores han sido neutralizadas, invirtiéndose en hacerlos más potentes y en incorporar más equipos auxiliares de dudosa conveniencia.

La potencia aplicada a las ruedas se pierde por tres vías; en forma de calor liberado al aire., alrededor de 1/3 se desperdicia calentando los frenos en las frecuentes paradas o desaceleraciones, o el grupo propulsor en la bajada de pendientes y reducciones. Otra tercera parte calienta el aire desplazado por el automóvil en su avance, circulando a

velocidad de carretera. La tercera parte restante calienta los neumáticos y el piso de la carretera. La disminución en los requerimientos de energía en las ruedas (final) permite también disminuir notablemente la potencia para la que se diseña el motor (principio), porque por cada unidad de potencia que se necesita en las ruedas, se debe dimensionar el motor para que genere hasta siete veces más potencia.

Para diseñar automóviles con buena eficiencia, además de eliminarse estas tres vías de pérdida de potencia, debe disminuirse sensiblemente el peso de su estructura, mejorarse su coeficiente aerodinámico, y simplificar y aligerar el grupo propulsor, que además debe ser capaz de recuperar la mayor parte de la energía que ahora se desperdicia en el frenado o bajada de pendientes. Un diseño con estas características convertiría al automóvil convencional en un vehículo ultraligero.

Tal diseño debería:

- Disminuir el peso total en más de un 50% sustituyendo el acero de la estructura, motor y otras piezas del vehículo por materiales avanzados, principalmente compuestos sintéticos y cerámicos, que además permitirán fortalecer la estructura e incrementar la seguridad.
- Gestionar mejor el espacio, compactando el diseño para aumentar el volumen interior a la vez que se disminuye el exterior para finalmente conseguir mejorar el coeficiente aerodinámico en más de un 50%.
- Disminuir las pérdidas neumático / firme actuales en más de un 50% principalmente aligerando peso, mejorando sus características y creando firmes que disminuyan la resistencia a la rodadura sin pérdida de adherencia.

Una vez eliminadas la mayor parte de las pérdidas de energía no recuperables con estas modificaciones, deben rebajarse las pérdidas de energía que se ocasionan en las deceleraciones, reducciones y paradas del vehículo. Una buena idea puede ser recuperar parte de esa energía dotando a cada rueda de un freno/generador que en cada frenado convierta la energía de la inercia del vehículo en electricidad o movimiento almacenado, que pueda ser aprovechado inmediatamente después. Para este fin son útiles tanto las nuevas baterías y los ultracondensadores, como los volantes de inercia.

En los automóviles de hoy, los accesorios (dirección asistida, calefacción, aire acondicionado, ventilación, iluminación, y los sistemas de entretenimiento) consumen casi 1/10 parte de la potencia entregada por el motor. Un vehículo ultraligero necesitaría en total quizás un poco más de esta potencia, porque cuando no suprime, integra estos accesorios y disminuye drásticamente su consumo. Los ultraligeros serán menos complejos, por lo que se conducirán mucho más fácilmente que los automóviles actuales.

El cableado de un vehículo medio puede llegar a medir más de 2.5 km y a pesar más de 50 kg. Los nuevos sistemas de iluminación y señalización electrónicos son capaces de proporcionar mayor luminosidad con solo un tercio de la energía que actualmente consumen, ahorrando además peso por utilizar fibra óptica para conducir la luz de una pequeña lámpara hacia todos los pilotos del vehículo. El aire acondicionado necesitaría quizás solo 1/10 parte de la energía que consume en la actualidad. Para ello habría que equipar a estos nuevos vehículos con rellenos aislantes, dobles techos ventilados y dotados de placas solares que generen energía eléctrica, ventanas refractantes al calor, y

ventiladores y sistemas de refrigeración innovadores que aprovechen energías subyacentes en el vehículo.

Pero sin lugar a dudas los ahorros más importantes se obtendrán por la reducción de peso. A mediados de los años 80 muchos fabricantes de automóviles probaron diseños de automóviles que con un peso de tan solo 400 kg (el promedio actual es 1300 kilos) y movidos por motores convencionales, eran capaces de transportar cuatro o cinco pasajeros. Tenían de dos a cuatro veces la eficiencia que tienen en promedio los automóviles actuales. Estaban contruidos en su mayor parte con metales ligeros como el aluminio y magnesio, y con plásticos también ligeros. Con los materiales compuestos modernos la reducción de peso será mucho más importante.

Buena parte de la peligrosidad actual de los automóviles viene provocada por su enorme peso y por las cada vez mayores velocidades a las que circulan. La enorme cantidad de energía necesaria para acelerarlos hasta esas velocidades se convierte en una fuente de peligro en los cambios bruscos de velocidad o trayectoria, y es frecuentemente fatal en los impactos frontales. Las pruebas de choque demuestran que los vehículos ultraligeros pueden ser tanto o más seguros que los automóviles de acero actuales, aunque choquen frontalmente con un vehículo convencional a alta velocidad. Esto es así debido a que los materiales compuestos han demostrado ser extraordinariamente fuertes y resistentes, tanto que pueden absorber mucha más energía por kilo que el metal. Los materiales empleados y el diseño son mucho más importantes para la seguridad que la simple masa. Una estructura hueca de 4 kilos de peso y hecha con fibra de carbono, puede absorber toda la energía del impacto de un automóvil de 500 kg a 80 km/h.

En 1991, la General Motors fabricó un automóvil ultraligero, el modelo Ultralite con capacidad para cuatro personas, buena amplitud interior y reducidas dimensiones exteriores. Este modelo es tan seguro y limpio como cualquier automóvil actual. Con un motor de tan solo 111 caballos de potencia, 560 Kg de peso y baja resistencia al aire, (ambos por debajo de la mitad de lo normal), alcanza una velocidad máxima de 215 Km/h y una aceleración de 0 a 90 en 7.8 segundos. El Ultralite es por encima de cuatro veces más eficiente que un vehículo actual de similares prestaciones. A una velocidad de 80 Km/h consume 2.3 litros cada 100 Km, necesitando un quinto de la potencia requerida normalmente. Cuando se le instala una unidad híbrida, llega a ser hasta seis veces más eficiente que los automóviles actuales.

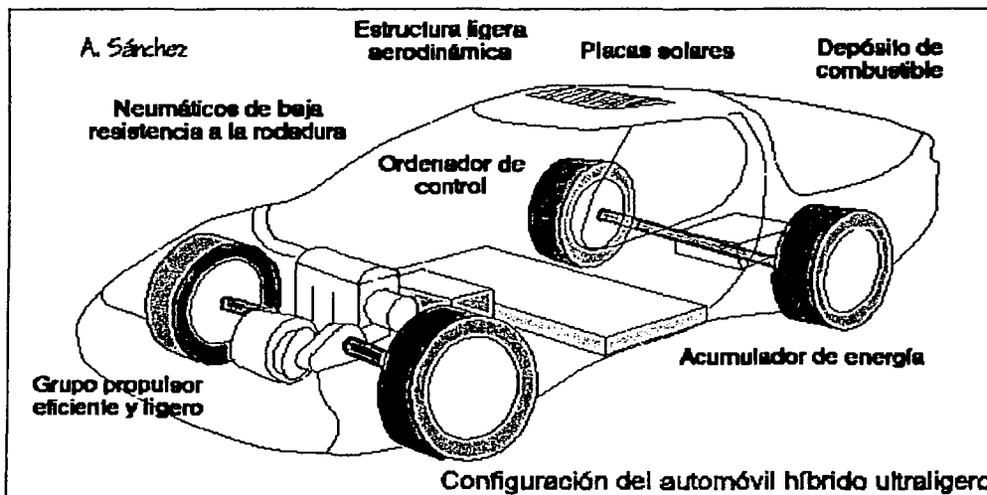
En abril de 1998 el fabricante japonés Honda ha presentado su modelo Civic GX, del que asegura que emite tan solo una décima parte de las emisiones de hidrocarburos permitidos por la norma de vehículos de emisiones ultra bajas. También asegura reducir las emisiones de CO<sub>2</sub> (gas causante del efecto invernadero) en un 20%, con unos consumos realmente ajustados.

En Florida (EE.UU.) se han ensayado furgones fabricados con compuestos que pesan menos cargados que los actuales furgones de acero vacíos. Otras firmas están experimentando diseños de camiones de gran capacidad fabricados con nuevos compuestos que proporcionan una eficiencia doble que los contruidos con carrocerías convencionales, eficiencia que podría redoblarde con vehículos híbridos.

Los vehículos ultraligeros podrían llegar a ser competitivos aún consumiendo combustibles ecológicos alternativos, ya que la fuerte reducción en el consumo (1/10 parte de los vehículos actuales) hará que el costo de estos combustibles sea mucho menos disuasivo de lo que lo es en la actualidad.

En la ciudad de Los Angeles (EE.UU) se ha conseguido bajar la contaminación, con la puesta en servicio de los llamados vehículos de emisión cero. Recientemente, la "California Air Resources Board (CARB) reafirmó una conflictiva disposición de 1990 - que algunos otros estados estudian adoptar también - para que el 10% de los automóviles nuevos vendidos hasta el 2003 cumplan con las especificaciones ZEV (Zero Emission Vehicle). En un principio se intentó imponer que este porcentaje correspondiera solo a automóviles propulsados con batería eléctrica, pero dado el interés despertado por los vehículos ultraligeros, los responsables del CARB han incluido en la definición del ZEV a todos los vehículos que sean sensiblemente más limpios que los actuales. Este cambio en la normativa podría dar un gran impulso a los constructores de vehículos ultraligeros y hacer disminuir la contaminación de las ciudades notablemente. Por esto, los vehículos ultraligeros serán finalmente un logro forzado por las normas impuestas por la administración para direccionar el enorme potencial de la industria automovilística. Sin lugar a dudas las normas ZEV de California han sido las que han dado el espaldarazo definitivo a la tecnología de la propulsión eléctrica, embrión que hoy se ha convertido en el vehículo ultraligero.

### La combinación sinérgica híbrido - ultraligero [Ref 8]



Un vehículo híbrido ultraligero se diseña combinando una importante reducción en el peso y en la resistencia aerodinámica, con un sistema de propulsión híbrido-eléctrico, además de otras propiedades que le permiten conseguir una muy alta eficiencia con muy bajas

emisiones. Este tipo de vehículos, actualmente en fase de diseño y experimentación, serán lanzados al mercado en pocos años.

El consumo de combustible de un automóvil actual puede ser disminuido sensiblemente mejorando el coeficiente aerodinámico y la resistencia a la rodadura de los neumáticos, reduciendo tanto el propio peso como las pérdidas generadas en el grupo propulsor (embrague, caja de cambios, diferencial, juntas homocinéticas), la energía que se desperdicia en el frenado, así como el consumo cada vez mayor de los equipos auxiliares.

Aunque en los automóviles actuales se ha conseguido un buen diseño aerodinámico, este puede ser aún bastante mejorado, fundamentalmente, disminuyendo las superficies que se encuentran en el flujo del aire, aunque también se puede actuar en las tomas de aire, marcos de ventanas y parabrisas, la parte trasera, la suspensión y los cubos de las ruedas. La mayor parte de la reducción del arrastre de aire podrá conseguirse haciendo que el diseño del automóvil sea globalmente aerodinámico (como una aeronave). Prototipos en experimentación han conseguido ya mejorar el coeficiente aerodinámico en un 25%. A la vez, los nuevos materiales compuestos conseguirán aligerar, simplificar, y robustecer notablemente los chasis de los automóviles. En un automóvil ligero es posible montar un grupo propulsor también ligero. Con los nuevos compuestos de fibra es posible que una chapa sea más fuerte y sin embargo más delgada; lo que permite aumentar el volumen interior (útil) de un automóvil, y sin embargo disminuir el exterior (aerodinámicamente perjudicial). Una menor superficie frontal combinada con un perfil más alisado permitirá cortar mejor el aire. Todo ello hará posible disminuir hasta un tercio la resistencia aerodinámica de los automóviles actuales.

La resistencia a la rodadura calienta inútilmente tanto el neumático como la carretera. Depende esencialmente del peso del automóvil y del tipo y dimensiones de los neumáticos. También se ve afectada por la resistencia pasiva de los frenos, y por la fricción interna en los rodamientos. Además de reducir el peso total del vehículo, hoy por hoy es posible montar neumáticos más eficientes, rodamientos de menor fricción y frenos sin resistencia pasiva. Desde la década de los 70 hasta hoy los neumáticos radiales han reducido a la mitad la energía derrochada en resistencia a la rodadura. En los híbridos ultraligeros se espera reducir más de un 50% la resistencia actual.

Suprimiendo 100 kilos de peso en la estructura del automóvil, podremos reducir finalmente una masa total de 150 kilos en todo el vehículo, porque entonces tanto su suspensión, como grupo propulsor pueden ser más ligeros. En un ultraligero, dado su diseño simple e integrado, puede quintuplicarse esta reducción, teniendo en cuenta que no necesita ya los servos, el sistema de refrigeración, y muchos de los engranajes y sistemas ahora normales. La tecnología necesaria para capturar estas sinergias ya existe. Actualmente los constructores cuidan muy poco la carga que supone tanto el grupo propulsor como los accesorios. En los automóviles actuales, los enormes grupos propulsores todavía suponen por encima del 25% del peso total del vehículo. Esto es debido al poco empeño que se pone en su rediseño y simplificación. El enorme complejo de acoplamientos, engranajes y juntas homocinéticas suponen una sustancial pérdida de rendimiento, además de contribuir notablemente al sobrepeso del vehículo. Idear y construir motores y grupos simplificados, un 50% más ligeros y más eficientes es otro desafío en los híbridos ultraligeros.

Ciertos accesorios como los climatizadores, servos, calentadores, iluminación, etc consumen una parte importante de la potencia generada por el motor. Dados los bajos requerimientos de potencia que tendrán los híbridos ultraligeros, este tipo de cargas pueden ser una parte importante de la potencia total requerida. Se ha demostrado que estos dispositivos pueden funcionar satisfactoriamente con tan solo  $\frac{1}{4}$  parte de su consumo actual, usando tecnologías hoy disponibles y procediendo a su total integración

Lejos de rediseñar uno por uno de estos dispositivos, en el híbrido ultraligero debe implantarse un concepto totalmente revolucionario en el diseño del vehículo, en el que se combinen las piezas en materiales ultraligeros (compuestos de fibra y cerámicos), el diseño aerodinámico global, una propulsión simplificada híbrido-eléctrica, neumáticos más estrechos y de baja resistencia a la rodadura, y la integración de accesorios eficientes. Con todas estas características será posible lograr una importante sinergia que multiplique el ahorro de combustible y suprima las desventajas individuales.

Sustituyendo el grupo propulsor de un automóvil ordinario por una unidad híbrida eléctrica se aumenta su eficiencia entre un 30% y un 50%. Transformando un automóvil ordinario en ultraligero, se dobla aproximadamente su eficiencia. Combinando ambas tecnologías será posible aumentar su eficiencia hasta aproximadamente diez veces. Como en un ultraligero se suprimen muchos pesos compuestos, necesita mucha menos energía para su desplazamiento, y pierde muy poca energía irrecuperable en la fricción con el aire y la carretera. Además, la unidad híbrido-eléctrica se encarga de recuperar la mayor parte de la energía de su inercia en el frenado.

Realizando ligeras modificaciones en los pequeños motores de gasolina que se montan en embarcaciones fuera borda o scuters se ha llegado a mejorar su eficiencia en más de un 30 por ciento. En los Diesel se ha conseguido aumentar esta eficiencia en un 40%-50% (56% en pruebas experimentales de laboratorio). Tecnologías emergentes en nuevos y revolucionarios motores de combustión interna deben elevar esta eficiencia radicalmente.

Los híbridos ultraligeros cuentan con las ventajas de los automóviles eléctricos baterías, pero sin tener que arrastrar el lastre que suponen los pesados y costosos paquetes de baterías, de corta autonomía y escasa vida útil. Actualmente varios fabricantes de automóviles y diseñadores independientes han construido ya automóviles experimentales que son ultraligeros o híbrido - eléctricos, pero muy pocas veces una combinación sinérgica de ambos. Los escasos ensayos realizados con prototipos híbridos ultraligeros han demostrado que podrán ser competitivos con los automóviles convencionales tanto en precio como en prestaciones, si son fabricados en grandes series.

En un futuro próximo con seguridad estos vehículos estarán comprendidos dentro de los del tipo ZEV (Zero Emission Vehicle)

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## ***Proyectos realizados anteriormente***

La Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE), dentro de su rama estudiantil, efectúa anualmente una serie de competencias de diseño en diferentes áreas, siendo estas las mostradas en la tabla 1.

Aerodiseño	Diseño, fabricación y pruebas de un aeroplano a control remoto que pueda elevarse y aterrizar mientras transporta la mayor carga posible.
Reto del Vehículo limpio para nieve	Solución de problemas referentes a emisiones y ruido en vehículos para nieve
Formula SAE	Concebir, diseñar y fabricar un vehículo tipo fórmula, en donde el diseño de estructura, desarrollo del motor, suspensión, manutención, ergonomía e integración de sistemas son algunos de los puntos que se evalúan.
Mini Baja	Diseñar y construir un vehículo todo terreno para realizar difíciles pruebas de recorrido en zonas agrestes y hasta pantanosas.
<i>Supermileage</i>	<i>Diseño y construcción de un vehículo aerodinámico para competir en una carrera de resistencia de combustible.</i>
Decatlón de máquinas caminadoras.	Diseñar una máquina móvil soportada e impulsada por patas y energizada por una fuente integrada en el mismo, se realizan 10 pruebas, entre ellas figuran el evitar un cable en el suelo, recorrer una trayectoria con obstáculos y retirar un objeto entre otras.

*Tabla 1 "Competencias de la SAE."*

La Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México, tiene una amplia trayectoria en algunas de estas competencias, principalmente en la denominada MiniBaja, en la cual se ha participado en numerosas ocasiones obteniendo buenos resultados en algunas ocasiones y no tan halagadores en otras.

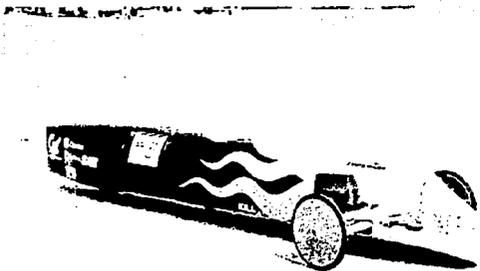
Otra rama en la que también se ha tenido representatividad es en el área de diseño aeronáutico, participando en la competencia de aerodiseño en por lo menos tres ocasiones obteniendo buenos resultados.

En la competencia denominada Supermileage, a la cual se hará referencia en este trabajo, la Universidad no tenía experiencia asistiendo a ella, por lo cual representó todo un reto su realización.

En competencias anteriores han asistido equipos representativos de diferentes universidades, formados por estudiantes principalmente de los Estados Unidos y Canadá

A continuación se presentan algunos vehículos que acuden a este evento.

En la fotografía 1 se presenta el vehículo de la Universidad de California en Berkeley, la cual cuenta con amplia experiencia en esta competencia, y asistió con un vehículo con las siguientes características:



**Características:**

3 ruedas

Conductor colocado boca abajo  
vista al frente

Diseño: Chasis, Transmisión, Controles,  
Sistema eléctrico y de arranque

Carrocería

Competencia Supermileage 2000

Fotografía 1 "Vehículo de la U de C en Berkeley".  
*Competencia Supermileage 2000*

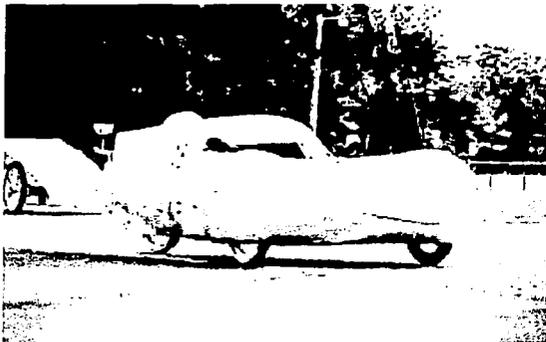
El chasis de este vehículo está estructurado con un panel de aluminio del tipo "panal de abeja", con recubrimiento de aluminio, el cual combina las propiedades de bajo peso y alta resistencia.

Es impulsado como todos los demás autos que participan, por un motor de 3.5 Hp, donado por la compañía Briggs & Stratton, equipado con una computadora para controlar el sistema de inyección de combustible, para maximizar el control y gasto del mismo, además de contar con un sistema de ignición eléctrico que asegura un mayor voltaje en la chispa y por ende una combustión más completa, la transmisión consiste en un paso simple de cadena y un embrague manual o centrífugo.

La parte de controles consiste en un sistema de dirección en dos ruedas delanteras, y el de frenado, este equipo cuenta con llantas comerciales de alta calidad y su sistema de frenos consiste en un único freno de cangrejo convencional de bicicleta en la rueda trasera, con la opción de utilizar un freno de disco también para bicicleta en esta misma rueda. Proponiendo utilizar frenos de este último tipo en las tres ruedas.

La carrocería consiste en una carcasa de fibra de vidrio con una burbuja de Lexan integrada. El sistema eléctrico consiste en una marcha y la inyección electrónica de combustible, cuenta con sensores controlados que les permiten realizar pruebas sobre el comportamiento del motor durante la competencia así como visualizar sus parámetros durante la prueba, además de contar con los apagadores de seguridad y un equipo de intercomunicación entre el conductor y el resto del equipo.

En la fotografía 2 se muestra el vehículo construido por los estudiantes de la Academia de Santo Thomas ( St.Thomas Academy), quienes ya han ganado la competencia, su vehículo presenta las siguientes características.

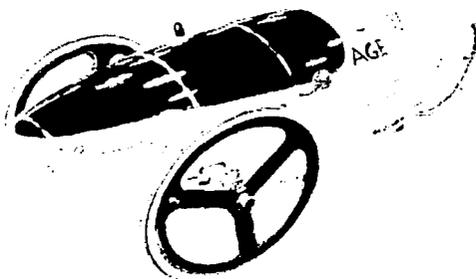


Fotografía 2 "Vehículo de St Thomas Academy".  
*Competencia Supermileage 2000*

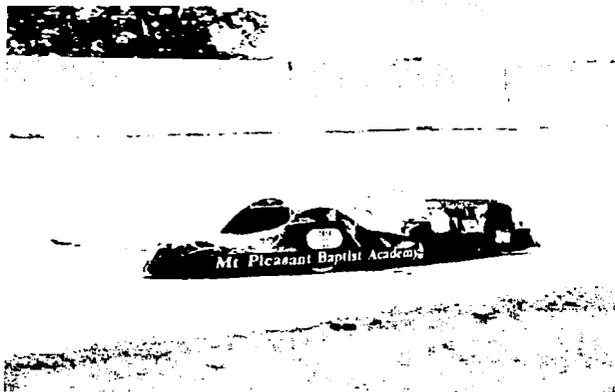
Peso total del vehículo 99 libras (45kg)  
Motor: Briggs & Stratton de 3.5 Hp  
Arranque eléctrico.  
Carrocería de fibra de carbono  
con un peso total de 22 libras  
Tres ruedas con suspensión  
independiente

Este vehículo alcanza una velocidad máxima de 30.5 MPH a 4000 rpm en el motor.

En las fotografías 3 y 4 se muestran otros vehículos que han participado en esta competencia.



Fotografía 3 "Universidad de Québec"  
*Competencia Supermileage 2000*



Fotografía 4. Mt. Pleasant Baptist Academy"  
*Competencia Supermileage 2000*

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## Capítulo 1

### 1.1 Definición de especificaciones:

Basado en las reglas publicadas por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE), para la competencia "Supermileage", se realizó una labor de interpretación tomando en cuenta todos los requerimientos necesarios, tanto para ser competitivos como para cubrir todas las reglamentaciones necesarias para poder participar, por lo cual, las especificaciones son las siguientes:

- Un vehículo automotor impulsado por un motor de combustión interna con una potencia de 3.6 HP a 3600 R.P.M, donado por la compañía "Briggs & Stratton", con las siguientes características:
  - *Briggs & Stratton Modelo 91202 tipo 1016*  
*9.02 In<sup>3</sup> de desplazamiento (148 cc)*  
*Diámetro y carrera (65.1 mm X 44.4 mm).*
- Debe contar con por lo menos tres ruedas en contacto permanente con la superficie.
- Un sistema de suspensión y llantas con la capacidad de absorber vibraciones y desniveles de terreno muy ligeros, debido a las condiciones casi planas de la pista de pruebas, además de contar con elementos ligeros y resistentes, y presentar las mínimas pérdidas mecánicas posibles.
- Un chasis ligero y resistente capaz de soportar la estructura del vehículo incluido motor y tripulante, el cuál no debe pesar menos de 60 kg ni más de 70 Kg
- Un sistema de transmisión que permita variar la velocidad de desplazamiento, hasta el punto de alcanzar en el arranque el par mínimo necesario para romper la inercia del sistema y mantener una velocidad mínima promedio de 25 Km/h, y máxima de 65 Km/h.
- Un sistema de embrague que permita al motor mantenerse funcionando mientras el vehículo esta estático así como asistir al conductor en las variaciones de velocidad realizadas por la transmisión.
- Un sistema de dirección capaz de recorrer una vuelta en "U" de radio 15.2 m. y una sección de zigzag, de 30.5 m con conos de libramiento ubicados a intervalos de 7.6 m de distancia entre sí, la cual debe recorrerse en un tiempo mínimo de 15 segundos.
- Frenos con capacidad de realizar un frenado total a partir de la velocidad máxima obtenida en la sección de zigzag, al alto total en una distancia máxima de 3 m.
- Un sistema eléctrico que permita el encendido del motor por el conductor, contando con tres interruptores de seguridad que indiquen claramente las posiciones de encendido y apagado, los cuales deben estar ubicados de la siguiente manera: uno de ellos dentro de la cabina al alcance del conductor y los dos restantes en el exterior de la carrocería, en lugares visibles y de fácil acceso para cualquier persona que se encuentre fuera del vehículo.
- Una carrocería lo más ligera posible, con una configuración aerodinámica que reduzca al máximo el arrastre ejercido por la fricción del aire, además de cubrir completamente al conductor, evitando que este tenga la posibilidad de impulsar las llantas del vehículo directamente, debe ser posible salir del vehículo sin ayuda del exterior o ser removido del mismo sin la participación del piloto.
- Sistemas de seguridad, los cuales se mencionan principalmente en los rubros de carrocería y sistema eléctrico, además de una "pared de fuego", la cual consiste en una pared colocada de manera que separe confiablemente al conductor de las partes móviles de la

transmisión, así como coberturas especiales para estas últimas en el dado caso de que la pared de fuego no resulte protección suficiente, se debe contar con un casco que cumpla con las especificaciones Snell M-95, SA-95, M-00, SA-00 o los estándares ingleses BS 6658-85 tipos A o A/FR, la utilización de lentes de protección o careta integrada en el casco, incluido un sistema de intercomunicación en el casco para poder tener pronta comunicación entre el piloto y el resto del equipo, así como contar con un extinguidor del tipo A, el cual el conductor pueda accionar con facilidad y prontitud en caso de emergencia.

- El vehículo debe ser capaz de mantenerse estable, realizando giros completos a la derecha e izquierda mientras se encuentra colocado sobre una rampa con una inclinación de  $15^{\circ}$  respecto al nivel del piso.
- Debe contener espejo o espejos, que permitan al conductor visualizar un objeto cuadrado de 450 mm, colocado en un plano vertical de 1.52 m de ancho y 0.91 m de altura, a una distancia de 9.14 m por detrás y a cada lado del vehículo.
- Visibilidad: el conductor debe tener la capacidad de visualizar de manera segura, con un radio mínimo de visión de  $80^{\circ}$  hacia ambos lados del eje longitudinal del vehículo.
- El combustible a utilizar será iso-octano.
- Debe contar con un sistema de suministro de combustible que permita optimizar al máximo su rendimiento.

## **1.2 Conocimiento de restricciones:**

*Fundamentalmente en las reglas de esta competencia, sólo se exponen dos restricciones, las cuales son:*

- 1) El vehículo no debe poder ser impulsado por ningún otro sistema diferente al motor de combustión interna y su sistema de transmisión.
- 2) El conductor no debe pesar menos de 59 Kg.

### **1.3 Criterios de diseño y evaluación**

Para la realización del proyecto, se definieron los siguientes criterios de evaluación para las propuestas de solución de los sistemas, con ellos se busca encontrar la mejor opción entre las presentadas para obtener un vehículo lo más ligero, funcional y eficiente posible.

*Para cada sistema se generaron alternativas de solución basadas principalmente en los siguientes criterios:*

#### **1) Peso**

El sistema debe ser lo más ligero posible por ser uno de los puntos principales que debe considerarse en este diseño, mientras mayor sea el peso del sistema, menor será su calificación, considerando que todo el vehículo no debe de pesar más de 50 Kg.

#### **2) Maquinabilidad:**

Las piezas necesarias para poder montar los sistemas deben de ser lo más fácil posible de fabricar, que no requieran procesos demasiado complejos, tardados ni costosos, mientras más difícil, costos o tardados resulten los procesos de manufactura menor será la calificación.

#### **3) Adaptabilidad**

Todos los sistemas deben poder adaptarse a las necesidades, basados y restringidos por la configuración estructural, mientras mayor sean las modificaciones que se deban realizar para poder adaptar un sistema menor será su calificación.

#### **4) Resistencia**

Los sistemas deben ser diseñados con la capacidad de resistir los esfuerzos y cargas que recibirán durante el funcionamiento del vehículo, mientras mayor sea el riesgo de falla menor calificación tendrá dicha opción.

#### **5) Apariencia**

Los sistemas, en especial la carrocería deberán cumplir una apariencia que aunque no resulte muy vistosa por lo menos de una buena presentación del proyecto en la competencia, las propuestas que presenten una apariencia que mayormente deteriore la imagen obtendrá menor calificación.

#### **6) Costo**

Los sistemas y equipos seleccionados deberán ser del menor costo posible, sin que ello deteriore su funcionamiento, mientras mayor sea el costo de materiales, manufactura u obtención de los equipos menor será su calificación.

### **7) Versatilidad:**

En el caso de transmisión de potencia y variación de velocidad, los sistemas deberán tener la capacidad de variar la velocidad de cero a 65 Km/hr, manteniendo el consumo de combustible en el menor gasto posible.

### **8) Control:**

El sistema de embrague debe poder ser accionado efectiva y fácilmente por el conductor del vehículo, mientras más difícil sea adaptar un sistema que permita cumplir con estos requerimientos, menor será su calificación.

### **9) Disponibilidad:**

Los materiales a utilizar deberán poder obtenerse de manera comercial a bajo costo y bajos tiempos de entrega, mientras mayor sea la dificultad en su obtención menor será la calificación.

### **10) Eficiencia:**

Los sistemas deberán tener la mayor eficiencia posible, esto es que deberán tener la mayor posibilidad de cubrir los requerimientos necesarios y tener las menores pérdidas mecánicas y de energía posibles, mientras mayores sean estas pérdidas y menor la posibilidad de cumplir los requerimientos; menor será su calificación.

La evaluación se realizará refiriendo la característica a una escala del 0 al 10 siendo el 0 la menor calificación y el 10 la mayor.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## Capítulo 2

### Diseño Conceptual

En el diseño del vehículo se tomaron como referencia las reglas de la competencia publicadas por SAE, mediante las cuales se definieron las especificaciones y restricciones que debe cumplir el diseño, las cuales han sido presentadas en el capítulo anterior. Por lo tanto, en este capítulo se presenta la definición de sistemas, evaluación y selección de los mismos.

#### **2.1 Definición de sistemas a diseñar o seleccionar**

Para el diseño de este vehículo se definen los sistemas a desarrollar, y la relación que existe entre ellos:

**Sistema estructural (Chasis)**, este sistema consiste en la estructura en la cual se soportan el resto de los sistemas e incluido en ello el sistema de suspensión del vehículo

**Sistema de Llantas y frenos**, este sistema consiste en las partes funcionales que permitan el movimiento del vehículo mediante rodadura y la capacidad de un frenado seguro.

**Sistema de transmisión de potencia y variación de velocidad**: consistente en la conexión entre el motor asignado y la llanta(s) que generen la tracción del vehículo, dando la capacidad de realizar variaciones de velocidad durante el recorrido, manteniendo el funcionamiento del motor en las condiciones de menor consumo de combustible.

**Sistema de embrague**: consistente en un equipo o dispositivo que permita conectar al sistema de transmisión con el motor, permitiendo mantener el motor encendido mientras el vehículo permanece estático.

**Sistema de dirección**, un dispositivo o equipo que permita controlar y dirigir la dirección de movimiento del vehículo cubriendo las especificaciones enunciadas anteriormente.

**Sistema de Carrocería**: este sistema consiste en una cubierta que proteja al conductor del contacto con la pista de competencia y evitando la posibilidad de impulsar las llantas de manera manual desde el interior del vehículo.

**Motor**: este dispositivo, es la base del diseño del vehículo, un motor específico con las características mencionadas anteriormente y que debe ser la única fuente de energía para lograr el movimiento del vehículo

**Sistema de suministro de combustible**: Dispositivos o equipos que cumplan la función de aportar el combustible necesario al motor, de manera que se obtenga la energía necesaria para el movimiento del vehículo, con la menor cantidad posible.

**Sistemas de Seguridad**: medidas de protección para evitar daños físicos al conductor y asegurar el buen funcionamiento del vehículo.



## 2.2 Generación de alternativas de solución para los sistemas

### Sistema estructural (Chasis).

Para este sistema que se ha considerado como el centro del desarrollo del diseño, se presentan principalmente dos opciones, ambas basadas en perfil tubular metálico. En la Tabla 1.1 se muestran dos opciones de ensamblado del sistema estructural.

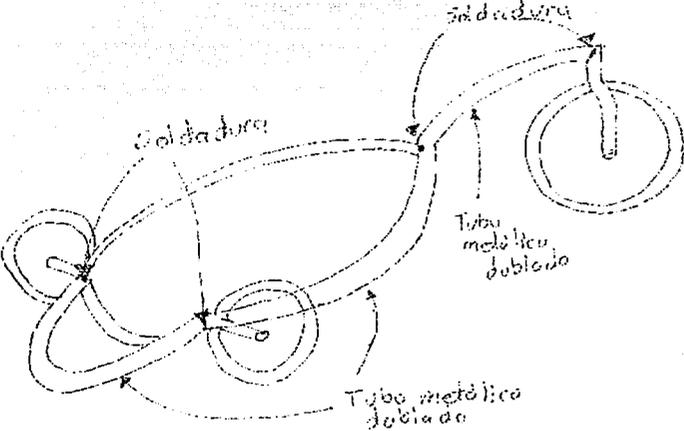
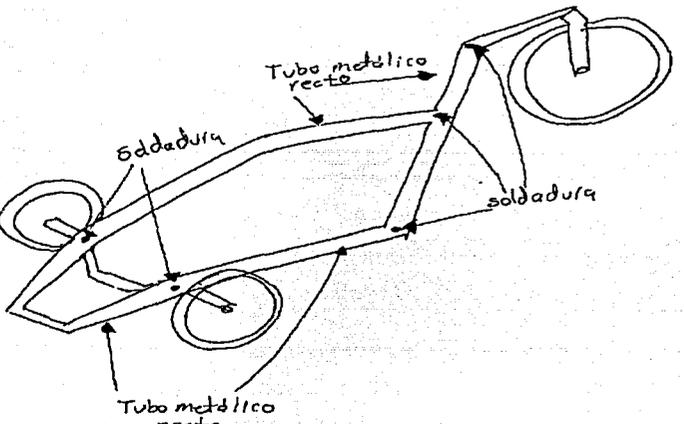
Propuestas	Bosquejos
<p><i>Perfil tubular doblado y soldado</i></p> <p>Un perfil formado por tubular metálico, rolado para obtener características de elasticidad en muelle, que permita absorber vibraciones y pequeños desniveles del terreno, empalmado por puntos de soldadura en zonas que no interfieran, con el funcionamiento que se busca.</p>	
<p><i>Perfil tubular cortado, ensamblado y soldado.</i></p> <p>Perfil tubular metálico cortado y soldado con la geometría deseada. para dar rigidez y resistencia a la estructura</p>	

Tabla 1.1 "Alternativas de Chasis"

### Sistema de Dirección:

Para este sistema se deben tener en consideración en primer lugar las dos posibilidades existentes para la localización del sistema de dirección

- Dirección delantera, en dos ruedas
- Dirección trasera, llanta única.

Dependiendo del resultado del punto anterior se presentarán las propuestas referentes a la dirección delantera, mientras tanto se muestran las tres propuestas (tabla 2.2) que se tienen para la dirección en la llanta trasera única., dichas propuestas han sido probadas de manera experimental en un modelo funcional, estas configuraciones están basadas en la premisa de que no es conveniente colocar aditamentos rígidos para el control de la rueda trasera desde la parte frontal del vehículo, debido a la mayor posibilidad de falla que podría existir utilizando varias partes rígidas o móviles, por lo tanto todas las propuestas son basadas en el uso de cable de acero.

Para este sistema no se tomaron en cuenta ninguna de las configuraciones de direcciones comerciales existentes, debido al múltiple número de piezas fijas y móviles con las que cuentan para su funcionamiento y esto en el caso particular del diseño que se esta desarrollando no cumple de entrada con los criterios de maquinabilidad y peso.

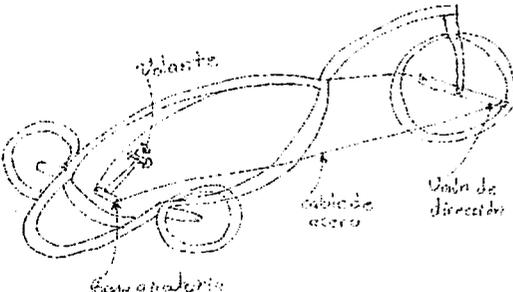
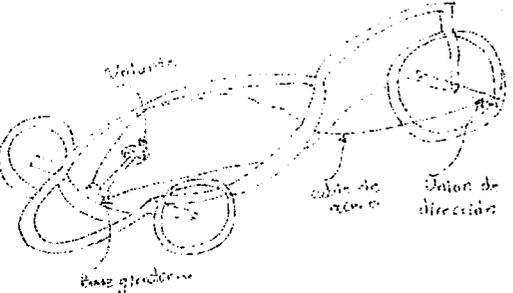
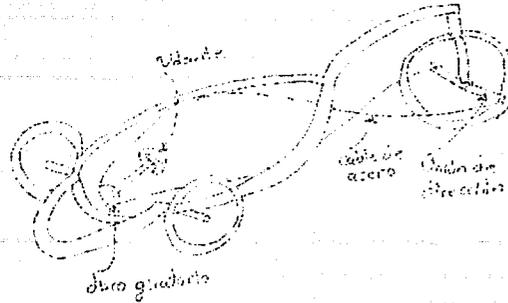
Propuesta	Bosquejos.
<p><i>Cables acerados directos</i></p> <p>Unión de volante de dirección a rueda giratoria mediante el uso de cables de acero, de manera directa, de un extremo de la base del volante al mismo lado de la llanta.</p>	 <p>Este diagrama muestra un vehículo con un eje giratorio delantero y una llanta trasera. Se ven cables de acero que conectan directamente el volante de dirección con la llanta trasera. Las etiquetas incluyen: 'Volante', 'Cable de acero', 'Eje giratorio' y 'Unión de dirección'.</p>
<p><i>Cables acerados redirigidos</i></p> <p>Conectando el volante con la llanta giratoria mediante cables de acero redirigidos de manera que el extremo de la base del volante izquierda este conectada con el lado derecho de la llanta y viceversa.</p>	 <p>Este diagrama muestra un vehículo similar al anterior, pero con cables de acero que se cruzan para conectar el volante de dirección con la llanta trasera de manera opuesta. Las etiquetas incluyen: 'Volante', 'Cable de acero', 'Eje giratorio' y 'Unión de dirección'.</p>

Tabla 2.2 "Alternativas de conexión de volante a rueda".

***Cable acerado y disco.***

Conectar la base del volante en forma de disco mediante un cable de acero que se enrolle en el mismo permitiendo su giro y conectado a la llanta giratoria con el cable redirigido.



**Tabla 2.2 “Alternativas de conexión de volante a rueda” (continuación)**

**Sistema de llantas y frenos**

**Llantas:**

En referencia a estos aditamentos que se les consideró como un sistema independiente por cubrir funciones de soporte y una de ellas de tracción, el criterio de maquinabilidad es el que menos peso tendrá.

Para este sistema se presentan diferentes opciones para seleccionar de equipos comerciales  
Opciones:

- a) Ruedas de bicicleta de montaña
- b) Ruedas de bicicleta tipo cross
- c) Ruedas de bicicleta de carreras
- d) Ruedas de motoneta
- e) Ruedas de carretilla-

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## Frenos

En este sistema se tomaron en consideración principalmente los sistemas de frenos existentes en el mercado para uso en bicicletas convencionales, debido a que las capacidades de frenado requeridas en este prototipo no son tan demandantes como las de un vehículo convencional. Para ello se generaron diferentes opciones y se añadió una que requeriría algunos aditamentos fabricados. (tabla 2.3)

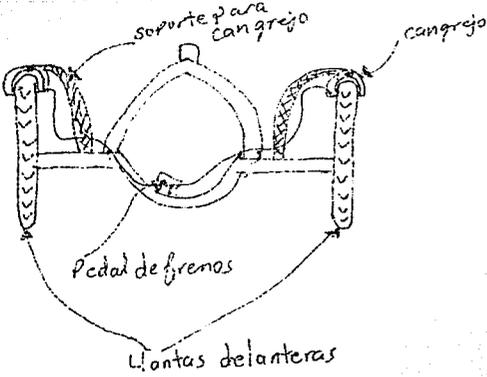
Propuesta	Bosquejos
<p><b>Cangrejos y abrazaderas</b></p> <p>La propuesta consiste en la utilización de frenos convencionales de bicicleta con abrazaderas de presión que frenan a los rines de las llantas, sería necesario fabricar soportes para los cangrejos</p>	 <p>The sketch illustrates a bicycle front fork assembly with a braking mechanism. It shows the front fork, handlebars, and front wheels. A central component is labeled 'Pedal de frenos' (brake pedal). Two side components are labeled 'soporte para cangrejo' (crank support) and 'cangrejo' (crank). The front wheels are labeled 'Llantas delanteras' (front wheels).</p>

Tabla 2.3 " Alternativas de sistema de frenos".

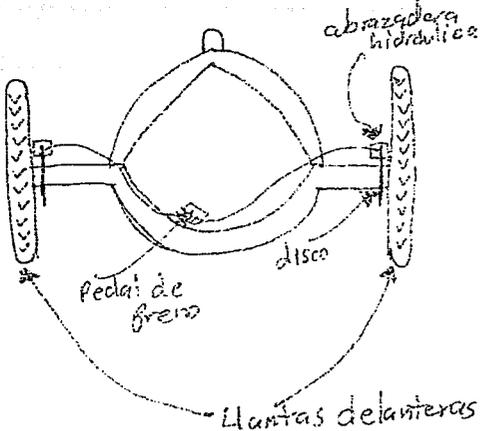
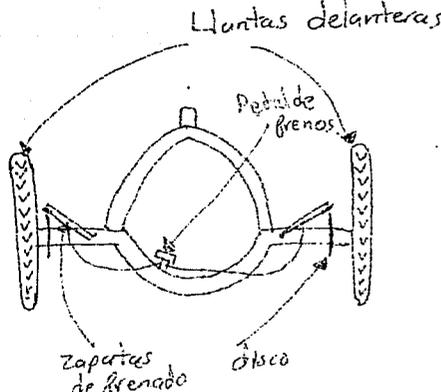
<p><b>Discos y abrazaderas hidráulicas</b></p> <p>se propone la utilización de frenos de disco convencionales de bicicleta con abrazaderas hidráulicas montados en la parte estructural del vehículo. No se requiere fabricación extra de soportes</p>	
<p><b>Zapata y disco.</b></p> <p>Proponiendo la utilización de discos convencionales de bicicleta y fabricando una zapata de frenado montada en el sistema estructural del vehículo.</p>	

Tabla 2.3 " Alternativas de sistema de frenos" (continuación)

**Sistema de Transmisión de potencia y variación de velocidad.**

En referencia a este sistema se presentan tres propuestas (ver tablas 2.4 y 2.5), basadas en sistemas de reducción y transmisión de potencia convencionales, debido al amplio estudio que de ellos se cuenta y de la posibilidad de obtener un alto grado de funcionalidad con estos sistemas.

En el planteamiento de este sistema se considera utilizar dos pasos de reducción:

Un primer paso el cual se denomino "tren de alta" (alta velocidad) (tabla 1.4), es en el que se busca obtener una reducción adecuada a partir de la velocidad angular del motor a una velocidad que permita mantener un control optimo en el segundo tren denominado "tren de baja" (tabla

1.5), en el cual se busca cubrir con la función de variación de velocidad. para ello es necesario la creación de alternativas y la selección de ellas para cada uno de los pasos de reducción

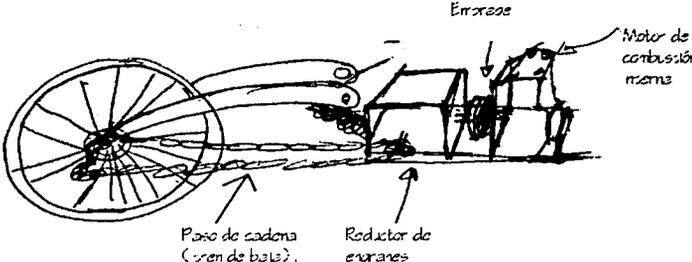
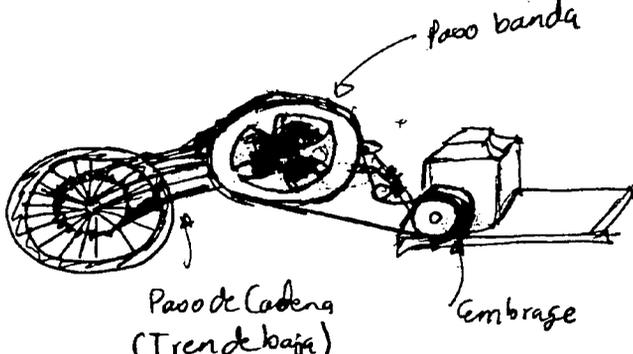
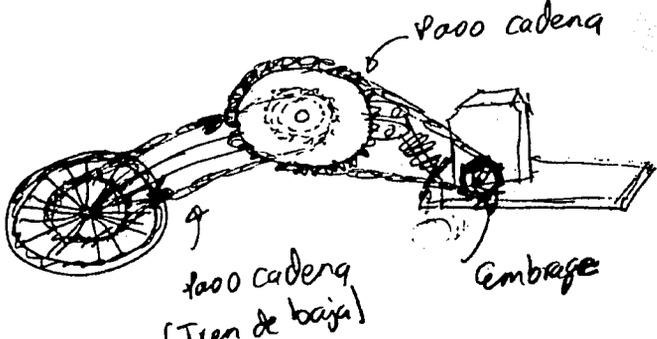
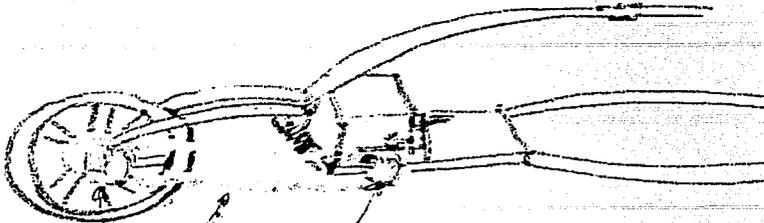
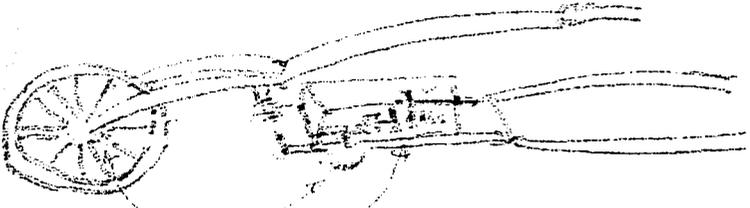
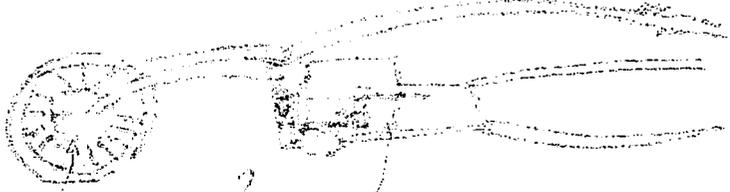
Propuesta	Bosquejos
<p><b>Caja de engranes</b></p> <p>Un reductor de engranes, que permita dar la relación necesaria para alcanzar el par de arranque en la llanta trasera.</p>	 <p>Motor de combustión interna</p> <p>Engrase</p> <p>Reductor de engranes</p> <p>Paso de cadena (tren de baja).</p>
<p><b>Bandas y poleas</b></p> <p>Acomodo de al menos dos trenes de poleas que permitan obtener la relación de transmisión necesaria.</p>	 <p>Paso banda</p> <p>Embrase</p> <p>Paso de Cadena (Tren de baja)</p>
<p><b>Cadenas y catarinas.</b></p> <p>Al menos dos trenes de cadenas y catarinas para obtener la relación de transmisión necesaria.</p>	 <p>Paso cadena</p> <p>Embrase</p> <p>Paso cadena (Tren de baja)</p>

Tabla 2.4 "Tren de alta velocidad"

<b>Propuesta</b>	<b>Bosquejos</b>
<p data-bbox="138 158 368 207"><b>Sistema PVR (poleas variables)</b></p> <p data-bbox="138 238 375 438">Una polea de relación variable montada en la llanta de tracción que permita variar la velocidad del vehículo mediante un accionamiento centrífugo.</p>	 <p data-bbox="506 392 1112 500">Banda Polea Variable Polea fija Reductor de engranes fijo</p>
<p data-bbox="138 539 348 585"><b>Cambios en caja de engranes</b></p> <p data-bbox="138 616 368 693">Cambios de velocidad incluidos en la caja de engranes,</p>	 <p data-bbox="598 785 1039 885">Caja de cambios fijo Reductor con engranes de cambio en la caja</p>
<p data-bbox="138 893 388 939"><b>Cambios con cadenas y catarinas.</b></p> <p data-bbox="138 977 361 1131">Cambios de velocidad colocados en la llanta trasera de tracción mediante sprockets y cambios de bicicleta convencionales.</p>	 <p data-bbox="454 1131 1085 1239">Sprockets o cambios de bicicleta convencionales Cadena Reductor de engranes fijo</p>

**Tabla 2.5 "Tren de baja velocidad"**

**Sistema de Embrague:**

Para el correcto funcionamiento del sistema de transmisión así como el cubrir el requerimiento de que el vehículo tenga la posibilidad de permanecer estático aun cuando el motor este funcionando se generaron opciones para este sistema.(tabla 2.6).

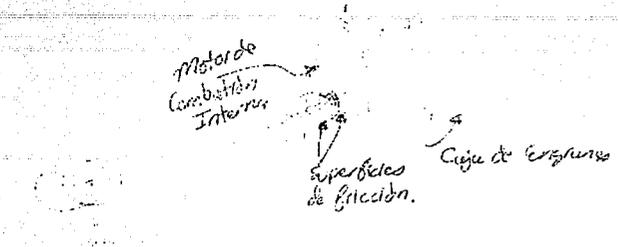
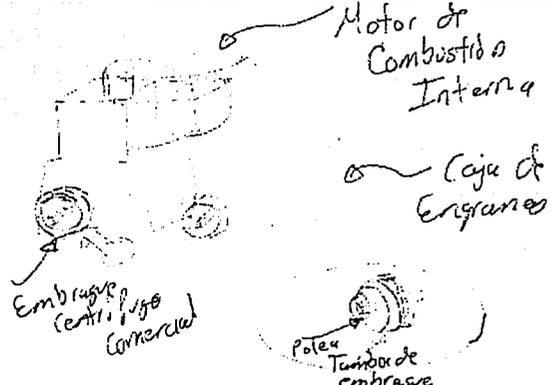
<b>Propuesta</b>	<b>Bosquejo</b>
<p><b><i>Embrague de fricción</i></b></p> <p>Obtención del movimiento del sistema de transmisión mediante el contacto de superficies con alto coeficiente de fricción entre ellas.</p>	
<p><b><i>Embrague centrifugo.</i></b></p> <p>Embrague comercial centrifugo que permita mover al sistema de transmisión cuando se alcance la velocidad angular adecuada en el motor</p>	

Tabla 2.6 (continúa en la página siguiente)

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

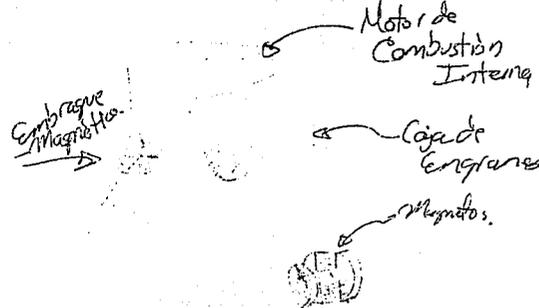
<p><b>Embrague de arrastre</b></p> <p>Obtener el movimiento del sistema de transmisión mediante un embrague de lanas.</p>	
<p><b>Embrague magnético.</b></p> <p>Un dispositivo que mediante el suministro de energía eléctrica, active magnetos que cierran y logren el embrague cuando sea necesario.</p>	

Tabla 2.6 "Propuestas de embrague"(continuación)

**Sistema de Carrocería:**

El siguiente sistema que se evalúa si depende mucho de su apariencia ya que es la primera impresión que se da con el proyecto, la carrocería se elige dependiendo de la forma y los materiales, para evaluación de estos únicamente se tomaron en cuenta los criterios de peso, maquinabilidad, resistencia, y costo.

Los materiales que se proponen para la construcción de la carrocería son:

- a) Fibra de vidrio
- b) Fibra de carbono
- c) Acrílico
- d) Policarbonato.

Se presentan las propuestas carrocería (tabla 2.7), enfocadas a la configuración externa de la misma, en ella si se toma mucho en cuenta la apariencia y sus características aerodinámicas.

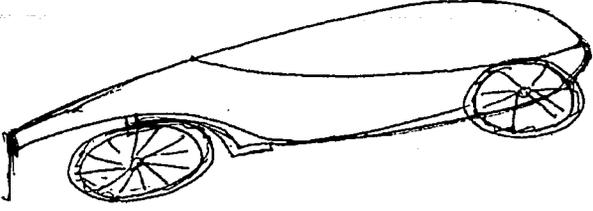
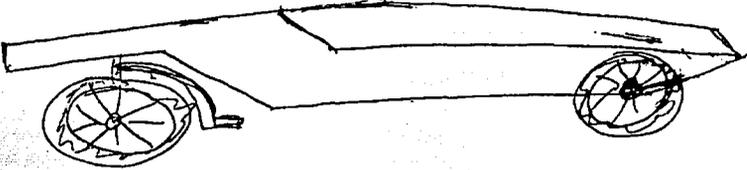
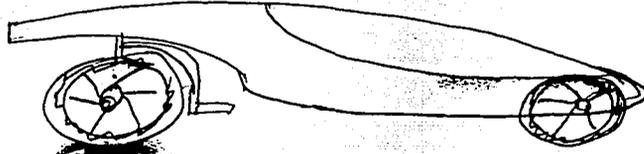
Propuesta	Bosquejos
<p><i>Perfil aerodinámico</i></p> <p>Perfil en forma de gota de agua por ser teóricamente esta la geometría que presenta la menor resistencia al viento.</p>	
<p><i>Perfil con curvas planas</i></p> <p>Un perfil con perfiles afilados, curvas planas con aristas en todos los cambios de sección y dirección.</p>	
<p><i>Perfil con curvas en el espacio.</i></p> <p>Un perfil formado por curvas suaves que no presentan aristas ni perfiles afilados en cambios ni de sección o dirección.</p>	

Tabla 2.7 "Propuestas de configuración de carrocería"

**Sistemas de Seguridad:**

En este sistema no se realizaron tablas de opciones ni matrices de decisión debido a que las especificaciones al respecto dadas en las reglas de la competencia son muy explícitas. Por lo tanto únicamente se decidió el material a utilizar en la denominada "pared de fuego" que será lámina de acero, debido a ser el metal más sencillo de maquinar, aunque no el más ligero, con el cual se puede cubrir el requisito de separar confiablemente al conductor del motor, otro aditamento requerido es un extintor el que será, adaptado y colocado de forma en que el conductor lo pueda accionar fácilmente en caso de emergencia.

### **Motor:**

En este apartado tampoco se realizaron consideraciones ya que el motor es suministrado por la Compañía Briggs & Stratton como patrocinador, y es el mismo que utilizarán todos los participantes en la competencia, por tanto, no es posible presentar alternativas al respecto.

El motor que se utilizará es:

Briggs & Stratton, Modelo 91202 tipo 1016, este modelo trabaja con 3.6 hp. a 3600 r.p.m.

Los últimos dos sistemas que se presentan, están íntimamente relacionados, de hecho uno depende de la existencia del otro.

Estos dos sistemas son:

1. sistema de suministro de combustible
2. sistema eléctrico.

### **Sistema de suministro de combustible:**

Para este sistema principalmente se presentaron dos opciones

- a) Carburador convencional
- b) Sistema de inyección electrónica de combustible. :

### **Sistema eléctrico:**

Finalmente se realizó la presentación de propuestas para el sistema eléctrico. Este sistema está basado primordialmente en la opción elegida en el sistema de suministro de combustible. Por lo tanto, en el caso de que no se requiriese energía eléctrica para el accionamiento de la inyección de combustible, este sistema se podría omitir.

Las opciones generadas son:

- a) Adaptación de un alternador
- b) Utilización del dinamo incluido en el motor.

El planteamiento de este sistema además del suministro de energía necesario para un sistema de inyección se consideró la posibilidad de acondicionar un arranque eléctrico del motor, lo cual si requiriera la existencia de energía eléctrica aun cuando no exista la inyección electrónica de combustible.

### **2.3 Evaluación de propuestas de sistemas y selección de alternativas**

En esta sección se presentan las matrices de decisión realizadas que permiten evaluar comparativamente las diferentes alternativas que se generaron para cada sistema, y con base en dichas matrices, se realizó la selección de las alternativas más viables para cada caso específico.

La evaluación de las alternativas esta basada en una escala del 0 al 10, donde el cero es la mínima calificación y el 10 la máxima, refiriéndose estos valores a la tabla 2.8, y los criterios de diseño que se utilizan en las matrices fueron definidos en el capítulo 1.

<b><i>Calificación</i></b>	<b><i>Significado de la calificación</i></b>
10	Excelente
9	Muy bueno
8	Bueno
7	Regular
6	Suficiente
5	Insuficiente
4	Deficiente
3	Muy deficiente
2	Malo
1	Muy malo
0	Pésimo

*Tabla 2.8 “Valores de evaluación”*

#### **Sistema estructural (Chasis)**

Basándose en las dos propuestas de la tabla 1.1, se presenta la matriz de decisión 1.1, para definir cuál de dichas opciones es la más viable.

#### **Matriz de decisión 1.1, “Chasis”.**

<b>Propuesta</b>	<b>%</b>	<b><i>Perfil tubular doblado y soldado</i></b>	<b><i>Perfil tubular cortado ensamblado y soldado.</i></b>
<b>Peso</b>	<b>30</b>	<b>10</b>	<b>8</b>
<b>Maquinabilidad</b>	<b>20</b>	<b>10</b>	<b>7</b>
<b>Adaptabilidad</b>	<b>10</b>	<b>10</b>	<b>8</b>
<b>Resistencia</b>	<b>25</b>	<b>9</b>	<b>7</b>
<b>Apariencia</b>	<b>5</b>	<b>9</b>	<b>7</b>
<b>Costo</b>	<b>10</b>	<b>10</b>	<b>10</b>
<b>Total</b>	<b>100</b>	<b>9.7</b>	<b>7.7</b>

Por lo tanto con el resultado de la matriz de decisión 1.1, para este caso se optó por que el chasis se fabrique a partir de perfil tubular doblado y soldado, de hecho los dobleces del tubo facilitarían la absorción de vibraciones.

### ***Sistema de llantas y frenos (Llantas.)***

Debido a que las condiciones de funcionamiento son diferentes para ambos tipos de ruedas, se realizó una matriz para cada uno de los tipos, definiendo el parámetro de resistencia como, la capacidad de soportar cargas mecánicas (principalmente el peso del conductor y el vehículo) y los criterios de eficiencia de manera diferente para cada tipo; en el caso de las ruedas impulsadas la eficiencia se considera respecto a la resistencia a la rodadura y en la rueda de tracción respecto a la buena capacidad de adherencia con la superficie.

#### ***Matriz de decisión 2.1, "Ruedas impulsadas":***

<b>Propuesta</b>	<b>%</b>	<b>Ruedas de bicicleta de montaña</b>	<b>Ruedas de bicicleta tipo cross</b>	<b>Ruedas de bicicleta de carreras</b>	<b>Ruedas de motoneta.</b>	<b>Ruedas de carretilla</b>
<b>Criterio.</b>						
<b>Peso</b>	<b>10</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>6</b>	<b>5</b>
<b>Maquinabilidad</b>	<b>5</b>	<b>9</b>	<b>9</b>	<b>8</b>	<b>6</b>	<b>4</b>
<b>Adaptabilidad</b>	<b>15</b>	<b>8</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>5</b>	<b>5</b>
<b>Resistencia</b>	<b>10</b>	<b>9</b>	<b>9</b>	<b>7</b>	<b>9</b>	<b>9</b>
<b>Apariencia</b>	<b>5</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
<b>Costo</b>	<b>25</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>5</b>	<b>7</b>
<b>Eficiencia</b>	<b>30</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>6</b>	<b>6</b>
<b>Total</b>	<b>100</b>	<b>7.2</b>	<b>7.9</b>	<b>8.5</b>	<b>5.85</b>	<b>6.2</b>

#### ***Matriz de decisión 2.2, "Rueda de tracción":***

<b>Propuesta</b>	<b>%</b>	<b>Ruedas de bicicleta de montaña</b>	<b>Ruedas de bicicleta tipo cross</b>	<b>Ruedas de bicicleta de carreras</b>	<b>Ruedas de motoneta.</b>	<b>Ruedas de carretilla</b>
<b>Criterio.</b>						
<b>Peso</b>	<b>10</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>7</b>	<b>6</b>
<b>Maquinabilidad</b>	<b>5</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>7</b>	<b>6</b>	<b>5</b>
<b>Adaptabilidad</b>	<b>15</b>	<b>9</b>	<b>9</b>	<b>7</b>	<b>6</b>	<b>4</b>
<b>Resistencia</b>	<b>10</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>9</b>
<b>Apariencia</b>	<b>5</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
<b>Costo</b>	<b>25</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>5</b>	<b>7</b>
<b>Eficiencia</b>	<b>30</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>7</b>	<b>7</b>	<b>6</b>
<b>Total</b>	<b>100</b>	<b>7.75</b>	<b>8.5</b>	<b>7.75</b>	<b>6.4</b>	<b>6.2</b>

Por lo tanto referente a este sistema, y tomando en cuenta las matrices realizadas, se puede definir que las necesidades diferentes para los dos tipos de ruedas se cubren con opciones diferentes concluyendo que:

Para la rueda de tracción funciona mejor la opción de las ruedas de bicicleta tipo cross, mientras que para las ruedas impulsadas se satisfacen mejor las necesidades con las ruedas de bicicleta del tipo para carreras.

### ***Sistema de llantas y frenos (Frenos).***

De las propuestas dadas para este sistema, las dos primeras se encontraron equipos comerciales que se podrían adaptar al prototipo de manera eficiente, mientras que la tercera opción no se encontró en el mercado y en ese caso debería ser fabricada.

Para decidir cual de las opciones generadas cubre de mejor manera las necesidades, se elaboró la matriz de decisión 3.1, para determinar la mejor alternativa, considerando el parámetro de resistencia como la capacidad de los equipos para soportar la carga de frenado a la que se verán sujetos y el criterio de eficiencia referente a las menores pérdidas por fricción o patinaje.

#### ***Matriz de decisión 3.1 "Sistema de frenos":***

<b>Propuesta</b>	<b>%</b>	<b>Zapatas de cangrejo frenado sobre el rin</b>	<b>Caliper y frenado con disco</b>	<b>Zapatas y frenado con disco</b>
<b>Criterio.</b>				
<b>Peso</b>	10	10	9	7
<b>Maquinabilidad</b>	15	10	10	7
<b>Adaptabilidad</b>	25	8	9	6
<b>Resistencia</b>	10	9	10	8
<b>Apariencia</b>	10	8	10	7
<b>Costo</b>	15	10	8	9
<b>Eficiencia</b>	15	9	10	8
<b>Total</b>	100	9.05	9.35	7.3

El sistema de frenos se seleccionó únicamente para ser montado en las ruedas delanteras impulsadas, el frenado de la rueda de tracción se obtendrá mediante el manejo del sistema de embrague en conjunción con el funcionamiento del motor..

### ***Sistema de Dirección***

Para decidir cual sería la mejor localización del sistema de dirección se realizo una evaluación comparativa entre ambas opciones de colocación del mismo, tomando como factores primordiales de esta los criterios de adaptabilidad, peso, resistencia y maquinabilidad

#### ***Matriz de decisión 4.1 "Ubicación del sistema de dirección":***

<b>Propuesta</b>	<b>%</b>	<b>Dirección delantera</b>	<b>Dirección trasera.</b>
<b>Criterio.</b>			
<b>Peso</b>	12	8	7
<b>Maquinabilidad</b>	18	7	9
<b>Adaptabilidad</b>	15	9	7
<b>Resistencia</b>	15	9	8
<b>Apariencia</b>	5	8	9
<b>Costo</b>	15	5	9
<b>Eficiencia</b>	20	8	9
<b>Total</b>	100	7.67	8.31

Como se puede observar en la matriz 4.1, se obtiene como mejor opción, la ubicación trasera de la dirección en la llanta única, debido a que los sistemas de dirección delantera en dos llantas implican mayor complejidad en los mecanismos necesarios para su equipamiento y función, por lo tanto al no resultar necesario no se presentan propuestas de dirección delantera en ambas llantas impulsadas.

A continuación se presenta la matriz realizada en este caso refiriéndose a las opciones de conexión de la llanta de dirección con el volante.

**Matriz de decisión 4.2, "Conexión de volante a rueda":**

<b>Propuesta</b>	<b>%</b>	<b>Cable de acero directo</b>	<b>Cable de acero redirigido</b>	<b>Cable de acero con disco</b>
<b>Criterio.</b>				
<b>Peso</b>	<b>15</b>	<b>10</b>	<b>10</b>	<b>8</b>
<b>Maquinabilidad</b>	<b>20</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>8</b>
<b>Adaptabilidad</b>	<b>25</b>	<b>7</b>	<b>6</b>	<b>10</b>
<b>Resistencia</b>	<b>10</b>	<b>7</b>	<b>4</b>	<b>10</b>
<b>Apariencia</b>	<b>10</b>	<b>5</b>	<b>8</b>	<b>9</b>
<b>Costo</b>	<b>10</b>	<b>10</b>	<b>10</b>	<b>9</b>
<b>Eficiencia</b>	<b>10</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>10</b>
<b>Total</b>	<b>100</b>	<b>7.65</b>	<b>7.7</b>	<b>9.1</b>

Como se puede observar en la matriz de decisión 4.2, la propuesta que mejor cubriría las necesidades y podría tener una mayor eficiencia en su funcionamiento es la de cable de acero con disco, esto ya se había corroborado experimentalmente en el modelo funcional.

**Sistema de Transmisión de potencia y variación de velocidad.**

La decisión respecto a que opción a utilizar se realizó, principalmente por medio del estudio bibliográfico referente al comportamiento de las alternativas y encontrando si cumplen o no las necesidades del vehículo, considerando el criterio de adaptabilidad referente al número de piezas extras que serían necesarias para instalarse en el vehículo.

**Matriz de decisión 5.1 "Tren de alta velocidad":**

<b>Propuesta</b>	<b>%</b>	<b>Caja de engranes</b>	<b>Poleas y bandas</b>	<b>Cadenas y catarinas.</b>
<b>Criterio.</b>				
<b>Peso</b>	<b>15</b>	<b>8</b>	<b>7</b>	<b>6</b>
<b>Adaptabilidad</b>	<b>20</b>	<b>10</b>	<b>7</b>	<b>7</b>
<b>Apariencia</b>	<b>10</b>	<b>9</b>	<b>9</b>	<b>8</b>
<b>Costo</b>	<b>15</b>	<b>5</b>	<b>8</b>	<b>6</b>
<b>Eficiencia</b>	<b>40</b>	<b>8.5</b>	<b>8</b>	<b>7.5</b>
<b>Total</b>	<b>100</b>	<b>8.25</b>	<b>7.75</b>	<b>7</b>

Basándonos en la matriz de decisión realizada, se llega a la conclusión de que la mejor opción sería la utilización de un reductor de engranes para obtener la reducción necesaria de la velocidad angular de salida del motor a la velocidad necesaria para cubrir los requerimientos que permitan el buen funcionamiento del segundo tren de velocidad y variación de la misma.

**Matriz de decisión 5.2 "Tren de baja velocidad":**

<b>Propuesta</b>	<b>%</b>	<b>Cambios en caja de engranes</b>	<b>Sistema PVR (poleas variables).</b>	<b>Cadenas y catarinas (bicicleta).</b>
<b>Peso</b>	<b>15</b>	<b>6</b>	<b>6</b>	<b>9</b>
<b>Adaptabilidad</b>	<b>13</b>	<b>8</b>	<b>4</b>	<b>10</b>
<b>Versatilidad.</b>	<b>30</b>	<b>9</b>	<b>9</b>	<b>8</b>
<b>Apariencia</b>	<b>5</b>	<b>9</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
<b>Costo</b>	<b>15</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>9</b>
<b>Eficiencia</b>	<b>22</b>	<b>9</b>	<b>8</b>	<b>7</b>
<b>Total</b>	<b>100</b>	<b>7.82</b>	<b>7.23</b>	<b>8.44</b>

Como se puede observar en esta segunda matriz del sistema de transmisión, el segundo tren de reducción con cambios en caja de engranes, debería incluirse en el reductor original del primer tren, lo cual implicaría un mayor número de piezas y de complejidad en el sistema, por lo tanto, se consideró mantener el tren de alta velocidad únicamente como un reductor y optar por la opción de cadenas y catarinas convencionales de bicicleta para cubrir las necesidades de variación en velocidad.

**Sistema de embrague**

Para la decisión de cual de estas propuestas es la más viable, se tomaron en cuenta principalmente los criterios de eficiencia y control.

**Matriz de decisión 6.1 "Sistema de embrague":**

<b>Propuesta</b>	<b>%</b>	<b>Embrague de fricción</b>	<b>Embrague de arrastre</b>	<b>Embrague magnético.</b>	<b>Embrague centrífugo.</b>
<b>Peso</b>	<b>5</b>	<b>10</b>	<b>10</b>	<b>8</b>	<b>9</b>
<b>Adaptabilidad</b>	<b>10</b>	<b>10</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
<b>Control</b>	<b>40</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>10</b>
<b>Maquinabilidad</b>	<b>10</b>	<b>9</b>	<b>7</b>	<b>7.5</b>	<b>9</b>
<b>Costo</b>	<b>15</b>	<b>10</b>	<b>7</b>	<b>7</b>	<b>10</b>
<b>Eficiencia</b>	<b>20</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>9</b>	<b>7</b>
<b>Total</b>	<b>100</b>	<b>8.7</b>	<b>8.7</b>	<b>8.9</b>	<b>9.25</b>

Como se puede apreciar en la matriz de decisión 6.1, el sistema que cubre de mejor manera los requerimientos es el embrague centrífugo. Aunque este no tenga la mayor eficiencia, si permite cumplir a cabalidad los requisitos de control, costo y adaptabilidad.

### **Sistema de Carrocería.**

Para definir las características del sistema de carrocería se comienza con la definición de los materiales a utilizarse mediante la siguiente matriz de decisión:

#### **Matriz de decisión 7.1 "materiales de carrocería".**

<b>Material</b>	<b>%</b>	<b>Fibra de vidrio</b>	<b>Fibra de carbono</b>	<b>Acrílico</b>	<b>Policarbonato</b>
<b>Peso</b>	25	8	10	9	9
<b>Costo</b>	25	10	6	9	7
<b>Maquinabilidad</b>	25	9	7	9	8
<b>Resistencia.</b>	15	9	10	8	8.5
<b>Disponibilidad</b>	10	10	6	9	8
<b>Total</b>	100	9.1	7.85	8.85	8.07

Por lo tanto según se puede observar en esta matriz, el material que cumple mejor las características necesarias es la fibra de vidrio, pero como la carrocería del vehículo no va a ser fabricada con un solo material debido a sus especificaciones de visibilidad, se elige utilizar por un lado fibra de vidrio para la estructura lateral e inferior y se toma el siguiente material de mayor calificación en la matriz, con ello ponderando la maquinabilidad y el costo, se opta por construir las partes restantes de acrílico, siendo esta la más primordial el parabrisas.

#### **Matriz de decisión 7.2 "Configuración de carrocería".**

<b>Propuesta</b>	<b>%</b>	<b>Perfil aerodinámico</b>	<b>Perfil con curvas planas</b>	<b>Perfil con curvas en el espacio</b>
<b>Apariencia</b>	35	10	8	9
<b>Maquinabilidad.</b>	45	7	10	8
<b>Costo</b>	20	7	9	8
<b>Total</b>	100	8.05	9.1	8.35

Mediante esta evaluación se puede observar que la opción que mejor se acopla a las necesidades, las cuales incluyen una apariencia que de una buena imagen del proyecto es el perfil con curvas planas. De hecho su manufactura es la que resultaría menos compleja, aunque su apariencia no sea la óptima.

### ***Sistema de suministro de combustible***

Para definir cual de las propuestas presentadas anteriormente se acerca más a los requerimientos de este sistema, se realizo la Matriz de decisión 8.1.

#### **Matriz de decisión 8.1 "sistema de suministro de combustible".**

<b>Propuesta</b> \ <b>Criterio.</b>	<b>%</b>	<b>Carburador convencional.</b>	<b>Sistema de inyección electrónica de combustible.</b>
<b>Peso</b>	15	9	8
<b>Adaptabilidad</b>	20	9	7
<b>Costo</b>	25	10	6
<b>Eficiencia</b>	40	7	10
<b>Total</b>	100	8.45	8.1

Según el resultado obtenido en esta matriz el sistema que más se adaptaría a las necesidades del vehículo es un sistema de carburador convencional.

### **Sistema eléctrico.**

Para conocer que opción cubre mejor las características necesarias para este sistema, se realizó la matriz de decisión 9.1.

#### **Matriz de decisión 9.1 "Sistema eléctrico".**

<b>Propuesta</b> \ <b>Criterio.</b>	<b>%</b>	<b>alternador</b>	<b>Dinamo (incluido en el motor).</b>
<b>Peso</b>	20	7	9
<b>Adaptabilidad</b>	20	9	8
<b>Maquinabilidad</b>	10	8	8
<b>Costo</b>	25	8	9
<b>Eficiencia</b>	30	9	9
<b>Total</b>	100	8.7	9.15

En esta matriz se muestra que la opción que hubiese cubierto mejor las necesidades del proyecto sería un dinamo integrado al motor, (utilizar este para generar la carga), pero como esto depende del sistema de suministro de combustible, esta opción se descarta y en si todo el sistema se omite, conllevando con ello la necesidad de realizar el arranque del motor por medio de torque manual a través del crank incluido en el mismo.

## **2.4 Elaboración de propuesta de diseño para un vehículo monoplaça ultraligero**

Después de todo lo realizado anteriormente, se propone la construcción de un vehículo con las características obtenidas del análisis conceptual, resultando la siguiente configuración:

### ***Sistema estructural:***

Perfil de acero doblado y soldado.

### ***Sistema de llantas y frenos:***

Llantas, de bicicleta convencional del tipo de carreras para las ruedas delanteras impulsadas y del tipo cross para la llanta trasera tractiva.

Frenos de disco de bicicleta convencionales, en ambas ruedas delanteras impulsadas.

### ***Sistema de Dirección***

Dirección Trasera en la llanta tractiva, con conexión al volante mediante cable acerado y disco.

### ***Sistema de Transmisión de potencia y variación de velocidad:***

Se realizara en dos pasos, un paso de alta velocidad mediante una caja de engranes y un paso de baja velocidad y variación de la misma mediante cadena y cambios de bicicleta convencionales

### ***Sistema de Embrague:***

Se adaptará un embrague comercial del tipo centrífugo.

### ***Carrocería:***

Fabricada de fibra de vidrio con perfil de curvas planas y parabrisas de acrílico.

### ***Sistemas de seguridad:***

Especificados en las reglas consistentes en la presencia de un extinguidor, interruptores de encendido y apagado, una pared metálica que separe al conductor confiablemente del motor y partes móviles de la transmisión.

### ***Motor:***

El motor del vehículo será el modelo 91202 tipo 1016, de 3.6 hp. a 3600 r.p.m donado por la empresa Briggs & Stratton. el arranque del mismo se realizará mediante el cranck que tiene incluido.

### ***Sistema de Suministro de combustible:***

Mediante carburador incluido en el motor.

### ***Sistema eléctrico:***

La obtención de energía eléctrica necesaria para el funcionamiento del sistema eléctrico del vehículo sería obtenida del dinamo incluido en el motor.

*Este vehículo no cuenta con sistema eléctrico.*

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

En la figura 2.2, se muestra un bosquejo de la propuesta de diseño obtenida mediante el análisis conceptual.

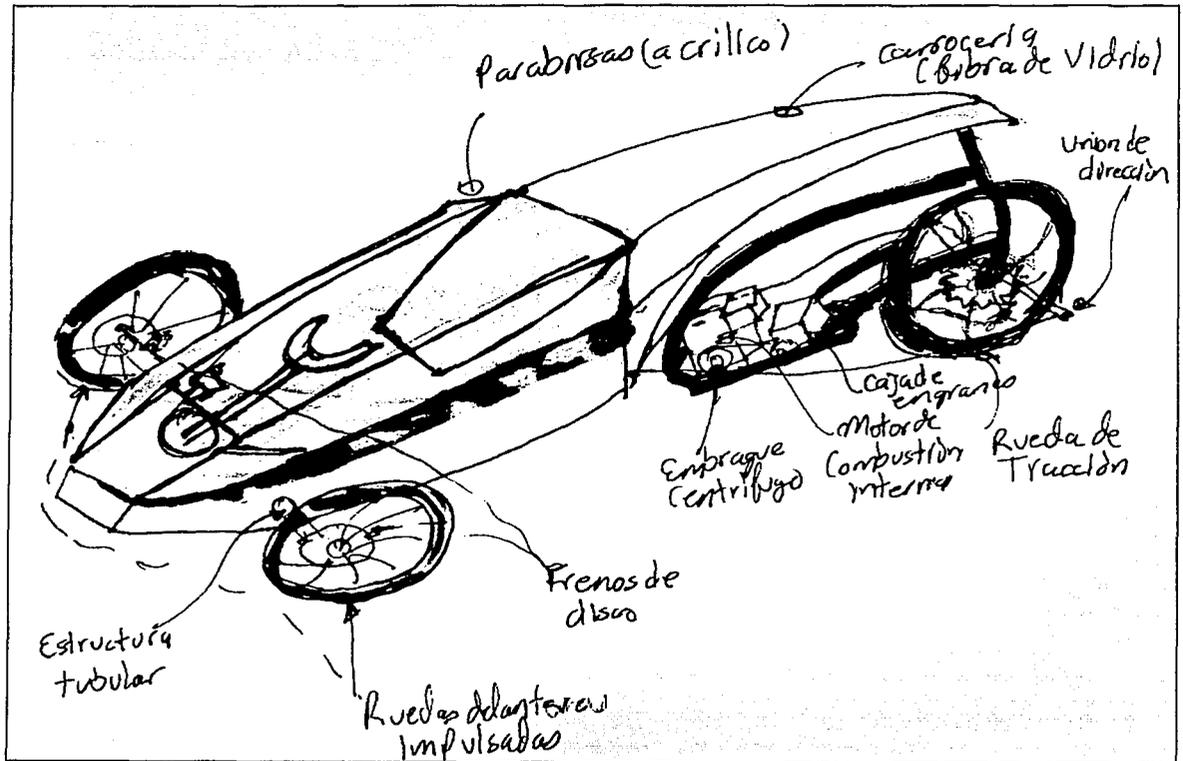


Figura 2.2. "Bosquejo conceptual del diseño del vehículo".

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## Capítulo 3

### Diseño de detalle:

A continuación y como se mencionó en la introducción del presente trabajo, en este capítulo se presentan, la memoria de cálculo de los sistemas de transmisión y embrague, la selección de materiales para su fabricación, la elaboración de planos de fabricación y ensamble de ambos sistemas (Anexo 3).

### **3.1 Memoria de cálculo de los sistemas de transmisión y embrague**

#### Transmisión:

Para iniciar el movimiento del vehículo es necesario calcular el valor del par necesario en la llanta de tracción, el cual se obtiene mediante el producto de la *fuerza tractiva* por el *radio dinámico* de la rueda, como se indica en la ecuación 3.1 [Ref 9]

$$T_m = F_t \times r_d . \quad (3.1)$$

Donde

$T_m$  = par motor  
 $F_t$  = fuerza tractiva  
 $r_d$  = radio dinámico

La *fuerza tractiva* es la fuerza necesaria para vencer la inercia del sistema y mover al vehículo, el *radio dinámico* de una rueda es el radio total desde el centro de la rueda a la superficie de contacto bajo condiciones de carga, el cual es menor al radio de la rueda sin carga alguna.

El radio en una rueda convencional de bicicleta rodada 26, es de 66.04 cm, y el de una llanta rodada 20 es 50.8 cm. Realizando pruebas en un modelo a escala natural sometiendo el peso de la estructura y el peso del piloto a una rueda trasera de rodada 26 y dos delanteras de rodada 20, se observó que sus radios disminuían 1 cm, por lo tanto, para los cálculos los radios dinámicos utilizados son los siguientes:

Para la rueda trasera tractiva  $r_{d_t} = 32.02$  cm y  
para las dos llantas delanteras impulsadas  $r_{d_d} = 24.40$  cm .

Con la finalidad de obtener el valor de la fuerza tractiva necesaria para mover el vehículo se utilizó la siguiente expresión:

$$F_t = \left( \frac{w}{g} \right) \cdot \delta \left( \frac{dV}{dt} \right) + C_D \left( \frac{\rho}{2} \right) A \left( \frac{V}{3.6} \right)^2 + (w \cos \theta) \cdot f + w \sin \theta \quad (3.2)$$

Donde:

$\left( \frac{w}{g} \right) \cdot \delta \left( \frac{dV}{dt} \right)$ , se define como fuerza de inercia ( $F_i$ )

$C_D \left( \frac{\rho}{2} \right) A \left( \frac{V}{3.6} \right)^2$ , se define como fuerza de arrastre ( $F_a$ )

$(w \cos \theta) \cdot f$  se le conoce como resistencia al rodamiento ( $F_r$ ) y

$w \sin \theta$ , se conoce como la fuerza de resistencia debida a la inclinación ( $F_{ri}$ )

quedando:

$$F_t = F_i + F_a + F_r + F_{ri} \quad (3.2 \text{ bis})$$

### Fuerza de inercia

La fuerza de inercia como resistencia al movimiento, actúa sobre el vehículo cuando el movimiento de este no es uniforme, es decir  $\frac{dV}{dt} \neq 0$ , y se puede obtener con la expresión 3.3.

$$F_i = \left(\frac{w}{g}\right) \cdot \delta \left(\frac{dV}{dt}\right) \quad (3.3)$$

Donde:

$w$  = peso del vehículo [N]

$g$  = aceleración de la gravedad [ $m/s^2$ ]

$\delta$  = coeficiente de masas reducidas.

$\frac{dV}{dt}$  = Aceleración del vehículo. [ $m/s^2$ ]

El coeficiente de masas reducidas, es en el que se concentran los momentos de inercia de las partes de máquinas y los momentos de inercia de las ruedas, este coeficiente es muy difícil de obtener por medios analíticos y en ocasiones no es posible calcularlo, por lo tanto, se obtiene por medios experimentales, mediante la expresión 3.4.

$$\delta_{\text{exp}} = 1.04 + \frac{A}{i_{cv}^2} \quad (3.4)$$

Donde:

$\delta_{\text{exp}}$  = Coeficiente de las masas reducidas experimental para una relación de transmisión definida

$A$  = Constante numérica con un valor en el rango ( 0.04 – 0.06)

$i_{cv}$  = Valor de la relación de transmisión para la marcha realizada.

En la tabla 3.1 se muestran algunos valores del coeficiente de masas reducidas experimental

Automóvil	Marcha (accionamiento de las llantas)	
	Directa	Reducida
Ligeros	1.05-1.08	1.3-2.3
Ómnibus y camiones	1.06-1.13	2.3-3.6

Tabla 3.1 Valores típicos del coeficiente  $\delta_{\text{exp}}$  (Ref. 1).

Tomando en cuenta las características del vehículo a diseñar, se considera que el valor de la tabla que más se aproxima es el de automóvil ligero con marcha directa, por lo tanto para la realización de los cálculos, se ha escogido el siguiente valor:

$$\delta = 1.05$$

### Fuerza de arrastre.

La fuerza de arrastre, se define como la fuerza de resistencia debida al aire, es la resultante de las fuerzas normales y tangenciales que actúan sobre la superficie total del automóvil y se puede obtener con la expresión siguiente:

$$F_a = C_D \left( \frac{\rho}{2} \right) A \left( \frac{V}{3.6} \right)^2 \quad (3.5)$$

Donde:

$C_D$  = Coeficiente de resistencia frontal del aire

$\rho$  = Densidad del aire  $[kg/m^3]$

$V$  = Velocidad del automóvil  $[Km/hr]$

$A$  = Área de la proyección del vehículo sobre un plano perpendicular a su eje longitudinal  $[m^2]$

El coeficiente de arrastre " $C_D$ ", se determina experimentalmente, en la figura 3.1 se muestran algunos valores del coeficiente de arrastre para diferentes formas de carrocería.

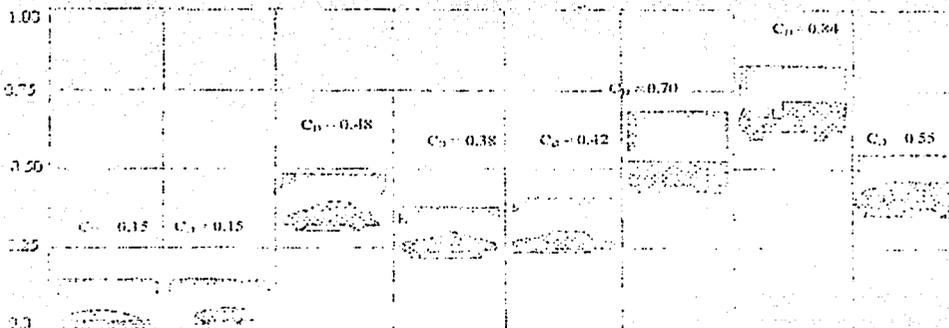


Figura 3.1 Coeficientes de arrastre " $C_D$ " para diferentes geometrías de vehículos. (Ref. 2)

Para velocidades bajas el valor de la fuerza de arrastre puede ser omitido en el balance general de las resistencias al movimiento, para los vehículos ligeros la resistencia al aire posee valores apreciables a partir de velocidades superiores a 50 Km/hr, por lo tanto para la obtención del par de arranque necesario en el vehículo a diseñar, este valor se considera despreciable.

En el caso del análisis de condiciones de recorrido, el valor de fuerza de arrastre si tiene relevancia debido a la velocidad que podría desarrollar el vehículo, por lo tanto si será tomada en cuenta.

### Fuerza de resistencia al rodamiento

La fuerza de resistencia al rodamiento es la fuerza que se presenta entre los neumáticos y el camino como oposición al movimiento del vehículo.

El valor de fuerza se puede obtener mediante la expresión 3.6.

$$F_r = (w \cos \theta) \cdot f \quad (3.6)$$

Donde:

$w$  = peso del vehículo [N]

$\theta$  = ángulo de inclinación del camino. [grados]

$f$  = coeficiente de resistencia al rodamiento. [adim]

considerando que el movimiento inicia en una superficie con pendiente positiva.

Para llegar a la expresión 3.6 "resistencia al rodamiento", se parte de:

$$F_r = w \cdot f \quad (3.7)$$

Donde:

$F_r$  = Fuerza de resistencia al rodamiento [N]

$w$  = peso del vehículo [N]

$f$  = Coeficiente de resistencia al rodamiento. [adim]

considerando que el movimiento inicia en una superficie plana sin inclinación

En el caso de que las ruedas delanteras fueran diferentes a las traseras en tamaño, presión, etc, entonces los valores de resistencia al rodamiento para los diferentes tipos se obtienen mediante las siguientes expresiones:

$$F_{rd} = w_d \cdot f_d \quad F_{rt} = w_t \cdot f_t \quad (3.7.1)$$

$$F_r = F_{rd} + F_{rt} \quad (3.7.2)$$

Donde:

$F_{rd}$ ,  $F_{rt}$  = fuerzas de resistencia al rodamiento para las llantas delanteras y trasera respectivamente. [N]

$w_d$ ,  $w_t$  = Partes del peso que soportan las ruedas de los ejes delantero y trasero, respectivamente [N]

$f_d$ ,  $f_t$  = Coeficientes de resistencia al rodamiento de las ruedas delanteras y traseras, respectivamente. [adim]

En el diseño que se realiza, se consideran dos ruedas delanteras impulsadas y una rueda trasera tractiva.

El coeficiente de resistencia al rodamiento "f", depende de las condiciones de trabajo de la rueda, del diseño del neumático y del tipo de camino (tabla 3.2)

Tipo de camino	Valores medios del coeficiente $f$	
	En buen estado	En mal estado
Hormigón, asfalto	0.010-0.017	-
Adoquines	0.012-0.020	0.020-0.032
Apisonado	0.014-0.025	0.025-0.050
Adoquines con piedras naturales	0.014-0.026	0.026-0.060
Nevado	0.018-0.032 duro	0.027-0.040 blando
Tierra suelta	0.022-0.050 dura	0.050-0.138 suelta
arena	0.100-0.150 húmeda	0.150-0.300 seca

Tabla 3.2 valores medios del coeficiente de resistencia al rodamiento del automóvil, en función del tipo de camino y su estado (Ref 1).

Como se muestra en la tabla 3.2, para un sistema con ruedas en buen estado y camino en buen estado este coeficiente varía entre  $0.010 < f < 0.017$ . Para este análisis se propuso un valor de 0.014 para ambos tipos de ruedas.

### Fuerza de resistencia debida a la inclinación

La fuerza de resistencia debida a la inclinación es la fuerza que ejerce el peso del vehículo como oposición al movimiento cuando este se mueve sobre una superficie con pendiente positiva.

El valor de esta fuerza se puede obtener mediante la siguiente expresión:

$$F_n = w \operatorname{sen} \theta \quad (3.8)$$

Donde:

$F_n$  = fuerza de resistencia debida a la inclinación [N]

w = peso del vehículo [N]

$\theta$  = ángulo de inclinación del camino. [grados]

En el caso del movimiento del automóvil sobre una pendiente, la fuerza total de resistencia al camino se determina por la suma de las fuerzas de resistencia a la rodadura y de resistencia debida a la inclinación, utilizando la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} F_f &= F_r + F_{rc} \\ F_f &= w \cos \theta * f + w \operatorname{sen} \theta \end{aligned} \quad (3.9)$$

Para obtener la fuerza tractiva y el par necesario para el arranque del vehículo se tomaron las siguientes consideraciones:

- 1) Peso total del vehículo y piloto de 120 Kg (1177.2 N). (70 Kg de piloto más 50 Kg de vehículo).
- 2) Suponiendo que el vehículo tiene aceleración suficiente para alcanzar una velocidad de 20 Km/hr (5.555 m/s) en 5 segundos partiendo del reposo.
- 3) Inicio del movimiento sobre una superficie casi plana con una inclinación de 5 grados.
- 4) La fuerza ejercida por el viento es despreciable
- 5) Llantas correctamente infladas que ruedan sobre asfalto en buen estado.
- 6) Un coeficiente de masas reducidas de  $\delta = 1.05$

7) Un coeficiente de resistencia a la rodadura de  $f = 0.014$ , tanto para las ruedas delanteras como la trasera.

Para obtener la aceleración necesaria que cubra la consideración #2, se empleo la ecuación 3.10 para movimiento uniformemente acelerado.

$$V_f = V_o + at \quad (3.10)$$

Donde:

$V_f$  = velocidad final del vehículo [m/s]

$V_o$  = velocidad inicial del vehículo [m/s]

$a$  = aceleración del vehículo [m/s<sup>2</sup>]

$t$  = tiempo.[seg]

Despejando de la ecuación 3.10 y substituyendo las consideraciones realizadas se tiene:

$$a = \frac{V_f - V_o}{t}$$

$$a = \frac{5.5555 \left[ \frac{m}{s} \right] - 0 \left[ \frac{m}{s} \right]}{5(\text{seg})}$$

$$a = 1.1111 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

Por lo tanto, substituyendo todos los valores antes mencionados y las consideraciones realizadas en la expresión 3.2bis, se tiene que la fuerza tractiva es de:

$$F_t = F_i + F_{a_{\rightarrow o}} + F_r + F_n$$

$$F_t = \left( \frac{w}{g} \right) \cdot \delta \left( \frac{dV}{dt} \right) + C_D \left( \frac{\rho}{2} \right) A \left( \frac{V}{3.6} \right)^2 + (w \cos \theta) \cdot f + w \sin \theta$$

$$F_t = \left( \frac{1177.2}{9.81} \right) * 1.05 * \left( 1.1111 \left[ \frac{m}{s^2} \right] \right) + 0 + (1177.2 \cos 5) \cdot 0.014 + 1177.2 \sin 5^\circ$$

$$F_t = 259.0164 [N]$$

Substituyendo en la expresión 3.1 el radio dinámico de la rueda tractiva de 32.02 cm (0.3202 m), se obtiene que el par motor necesario es de:

$$T_m = F_t \cdot rd$$

$$T_m = 259.0164 [N] \cdot 0.3202 [m]$$

$$T_m = 82.9370 [N.m]$$

Para asegurar el buen funcionamiento del sistema se consideró un factor de seguridad del 10% del dato calculado, debido a las variaciones que se pueden presentar en el diseño de los otros sistemas del vehículo. Por lo tanto se obtiene lo siguiente:

$$T_m = 82.9370 [N.m] + 0.1 \cdot 82.9370 [N.m]$$

$$T_m = 91.2307 [N.m]$$

Contando con el valor del par motor necesario para iniciar el movimiento del vehículo, se procede al cálculo del par motor necesario para que éste alcance la velocidad máxima de 65 Km/hr, utilizando nuevamente la ecuación 3.2bis, haciendo las siguientes consideraciones:

- 1) Peso total del vehículo y piloto de 120 Kg (1177.2 N).
- 2) La velocidad permanece constante  $\left(\frac{dV}{dt} = 0\right)$
- 3) Movimiento sobre una superficie plana sin inclinación
- 4) La fuerza de arrastre es un factor importante
- 5) Llantas correctamente infladas que ruedan sobre asfalto en buen estado.
- 6) Un coeficiente de masas reducidas de  $\delta = 1.05$
- 7) Un coeficiente de resistencia a la rodadura de  $f = 0.014$ , tanto para las ruedas delanteras como la trasera.

Para obtener el valor de la fuerza de arrastre bajo estas condiciones se tomaron las siguientes consideraciones:

- $C_D = 0.15$  (figura 3.1)
- $\rho = 0.0127$  [kg/m<sup>3</sup>]
- $A = 0.0045$  [m<sup>2</sup>], área de la proyección del vehículo sobre un plano perpendicular a su eje longitudinal.

Substituyendo en la expresión 3.5 estas consideraciones y la velocidad de 65 Km/hr se obtiene el valor de la fuerza de arrastre bajo estas condiciones (expresada en N):

$$F_a = 0.15 * \frac{0.0127[\text{Kg} / \text{m}^3]}{2} \cdot 0.0045[\text{m}^2] \cdot \left(\frac{65[\text{Km} / \text{hr}]}{3.6}\right)^2$$

$$F_a = 1.3973 \times 10^{-3} [\text{N}]$$

Substituyendo este valor en la expresión 3.2bis y realizando las consideraciones mencionadas se tiene:

$$F_t = F_i + F_a + F_r + F_n$$

$$F_t = \left(\frac{w}{g}\right) \delta \left(\frac{dV}{dt}\right) + C_D \left(\frac{\rho}{2}\right) A \left(\frac{V}{3.6}\right)^2 + (w \cos \theta) \cdot f + w \sin \theta$$

$$F_t = \left(\frac{1177.2}{9.81}\right) 1.05 * 0 + 1.3973 \times 10^{-3} + (1177.2 \cos(0)) \cdot 0.014 + 1177.2 \sin(0)$$

$$F_t = 16.4821 [\text{N}]$$

Substituyendo este valor en la expresión 3.1, se obtiene el par motor necesario para mover el vehículo a una velocidad de 65 Km/hr.

$$F_t = \frac{T_m}{rd}$$

$$16.4821 = \frac{T_m[Nm]}{0.3202[m]}$$

$$T_m = 5.2775[N.m]$$

El par motor necesario para alcanzar la velocidad máxima de 65 km/hr sobre una superficie plana sin inclinación, es mucho menor al necesario para el inicio del movimiento. Aunque la fuerza de arrastre en estas condiciones si sea un factor importante la fuerza de inercia ya no representa una oposición al movimiento mientras se mantenga una velocidad constante, por lo tanto las fuerzas que se oponen al movimiento en estas condiciones únicamente son las de arrastre y resistencia a la rodadura.

El conocimiento de los pares motores necesarios en las condiciones críticas de funcionamiento del vehículo no son suficientes para el diseño completo del sistema de transmisión. Para poder diseñar correctamente el sistema es necesario conocer otras características referentes principalmente a las condiciones de funcionamiento de las ruedas bajo las diferentes condiciones de trabajo.

Estas características se refieren a las condiciones de *patinaje y rodadura pura*

El *patinaje*, es el efecto que se presenta en la rueda de tracción cuando esta gira en su posición sin lograr que el vehículo se mueva. Se presenta cuando la fuerza tractiva aplicada a la rueda no cumple la siguiente condición:

$$F_t \leq F_{am} = w_t \cdot \mu \quad (3.11)$$

Donde:

$F_t$  = fuerza tractiva [N]

$F_{am}$  = fuerza de adherencia para la rueda motriz [N]

$w_t$  = parte del peso soportada por la rueda motriz [N]

$\mu$  = coeficiente de fricción estática ( también conocido como coeficiente de adherencia) [adim]

La *fuerza de adherencia* es el producto de la carga vertical sobre las ruedas delanteras o traseras y el coeficiente de fricción estática. La *fuerza de adherencia* es la máxima fuerza tangencial que puede transmitir la rueda al camino.

La magnitud del coeficiente de fricción estática de una llanta depende de:

- El tipo de camino y su estado
- El tipo de neumático y estado de su banda de rodamiento
- La presión del aire en el neumático
- La velocidad de movimiento de la rueda
- El patinaje de la rueda al moverse.

En la práctica, se utilizan valores aproximados del coeficiente, determinados experimentalmente. En la tabla 3.3 se dan algunos valores típicos de este coeficiente.

Tipo de camino	Valores de $\mu$ máximo	
	Estado del camino	
	Seco	Mojado
Asfalto, hormigón	0.7-0.8	0.3-0.4
Adoquinado con piedras	0.6-0.7	0.3-0.4
Terraplén	0.5-0.6	0.3-0.4
Nevado	0.2-0.35	

Tabla 3.3 Valores de  $\mu$  (Ref 1)

Considerando para el cálculo de las fuerzas de adherencia, el valor máximo referente a un camino de asfalto seco, se tiene que:

$$\mu = 0.8$$

El movimiento con *rodadura pura* de las ruedas impulsadas, se presenta cuando estas giran libremente bajo el efecto de la fuerza que genera su movimiento.

Solamente es posible si el valor de la fuerza que lo origina cumple con la siguiente condición:

$$F_t \leq F_{ai} = w_d \cdot \mu \quad (3.12)$$

Donde:

$F_t$  = fuerza tractiva/[N]

$F_{ai}$  = fuerza de adherencia para las ruedas impulsadas/[N]

$w_d$  = parte del peso soportado por las ruedas impulsadas [N]

$\mu$  = coeficiente de fricción estática (también conocido como coeficiente de adherencia)/[adim]

En caso contrario ocurre deslizamiento

Con la finalidad de corroborar que las condiciones de *patinaje y rodadura pura* son adecuadas, mediante el conocimiento de la *fuerza de adherencia* entre las llantas y la superficie sobre la que se mueven, se comienza con el cálculo de las reacciones del suelo sobre cada una de las llantas del vehículo, con el fin de conocer la distribución del peso en la estructura, intentando mantener el centro de masa total lo más próximo al eje delantero y lo más cercano al piso posible para asegurar la estabilidad y mantener el control suficiente en el frenado.

### Reacciones de las llantas:

En la figura 3.2 se muestra el diagrama de cuerpo libre utilizado para la obtención de las magnitudes de las fuerzas que soportan cada una de las llantas, considerando un peso total, del vehículo con todo y piloto de 120 kg.(1177.2 N).

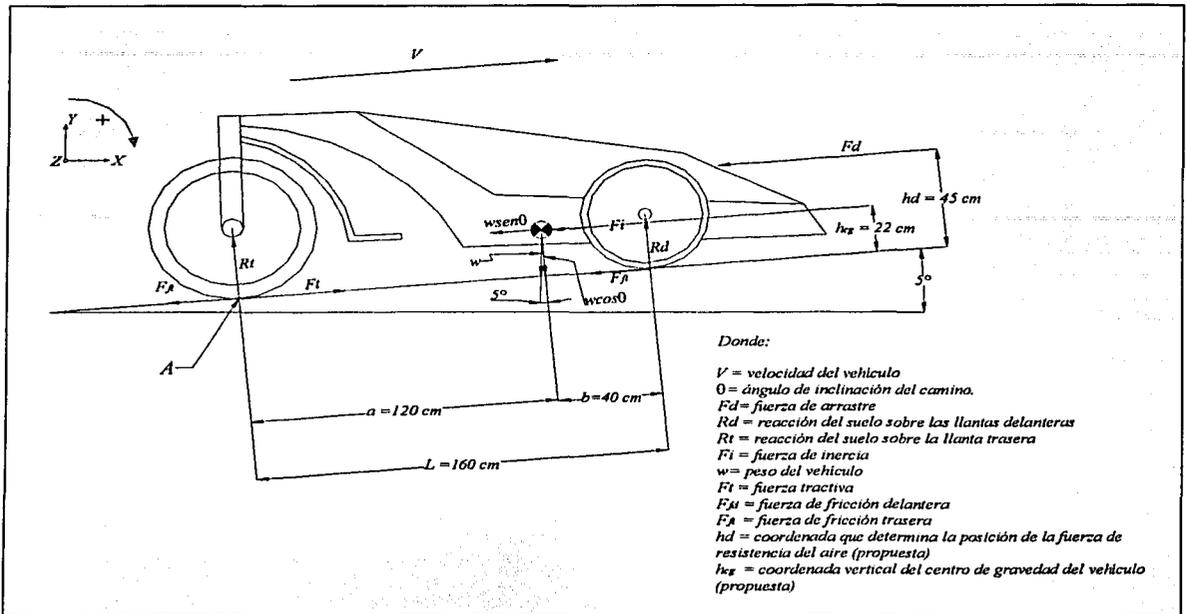


Figura 3.2 Diagrama de cuerpo libre

La reacción normal del camino, que actúa sobre cada rueda, es igual al peso que actúa sobre ella.

$$R_d = w_d$$

$$R_t = w_t$$

Estas reacciones se pueden determinar a partir de las condiciones de equilibrio de las fuerzas y momentos que actúan sobre el automóvil (figura 3.2). Si se realiza la suma de fuerzas normales en la dirección "Y", se obtiene

$$R_d + R_t = w_d + w_t = w \cos \theta \quad (3.13)$$

Donde:

- $w_d$  = peso sobre la rueda trasera [N]
- $w_t$  = peso sobre las ruedas delanteras. [N]
- $\theta$  = ángulo de inclinación del camino [grados]

Haciendo la suma de momentos respecto al punto de apoyo de la llanta trasera única "A" en la dirección del eje "Z" se obtiene:

$$w \cos \theta \cdot a - w \sin \theta \cdot h_{cg} - F_d \cdot h_d - R_d \cdot L = 0 \quad (3.14)$$

Substituyendo valores en la expresión 3.14 se obtiene el valor de la reacción de las ruedas delanteras sobre el camino.

$$w \cos \theta \cdot a - w \operatorname{sen} \theta \cdot h_{cg} - Fd \cdot hd - Rd \cdot L = 0$$

$$1177.2 \cos 5^{\circ} [N] \cdot 1.2 [m] - 1177.2 \operatorname{sen} 5^{\circ} [N] \cdot 0.22 [m] - 0 - Rd \cdot 1.6 [m] = 0$$

$$Rd = \frac{1177.2 \cos 5^{\circ} [N] \cdot 1.2 [m] - 1177.2 \operatorname{sen} 5^{\circ} [N] \cdot 0.22 [m] - 0}{1.6 [m]}$$

$$Rd = 865.4328 [N] = w_d$$

Utilizando la expresión 3.13 se obtiene el valor de la reacción de la rueda trasera sobre el camino

$$Rd + Rt = w_d + w_t = w \cos \theta$$

$$865.4328 [N] + Rt = 1177.2 \cos 5^{\circ} [N]$$

$$Rt = 1177.2 \cos 5^{\circ} [N] - 865.4328 [N]$$

$$Rt = 307.2875 [N] = w_t$$

Conociendo los valores de las reacciones de las ruedas tanto delanteras como trasera se calcularon las fuerzas de adherencia, para corroborar las condiciones de patinaje y rodadura pura.

Substituyendo los valores de la reacción trasera y el coeficiente de fricción en la ecuación 3.11, se tiene que:

Rueda motriz:

$$Ft \leq F_{am} = w_t \cdot \mu$$

$$Ft \leq 307.28 [N] \cdot 0.8$$

$$Ft \leq 245.83 [N]$$
(3.11.1)

Recordando que  $Ft = 259.016 [N]$  y substituyendo este valor en la expresión 3.11.1, se obtiene que:

$$259.016 [N] > 245.83 [N]$$

*Lo cual indica que se presenta patinaje en la llanta de tracción.*

Nuevamente substituyendo el valor de la reacción delantera y el coeficiente de fricción en la ecuación 3.12, se tiene que:

Ruedas impulsadas:

$$\begin{aligned} Ft &\leq F_{at} = w_d * \mu \\ Ft &\leq 865.43[N] * 0.8 \\ Ft &\leq 692.34[N] \end{aligned} \quad (3.12.1)$$

Recordando que el valor de la fuerza tractiva es  $Ft = 259.016[N]$  y substituyendo este valor en la expresi3n 3.12.1, se tiene que:

$$259.016[N] \leq 692.34[N]$$

*La condici3n si se cumple, por lo tanto se presenta rodadura pura en las llantas impulsadas.*

Conociendo las condiciones de funcionamiento de las ruedas, que indican que las llantas impulsadas cumplen adecuadamente con la condici3n de rodadura pura y la llanta tractiva presenta patinaje, se procede a proponer una soluci3n para el problema en la llanta de tracci3n.

El problema del patinaje en la rueda de tracci3n se buscar3 resolver mediante el uso adecuado del embrague. Se comprob3 experimentalmente que el embrague centrifugo comienza su funcionamiento a las 1800 rpm, pero no embraga totalmente hasta aproximadamente las 2200 rpm, lo cual permite lograr un embrague paulatino del sistema y reducir la posibilidad de que la llanta de tracci3n patine durante el arranque, siempre y cuando el conductor controle el acelerador del motor adecuadamente.

De la informaci3n obtenida en el Anexo 1 sobre el comportamiento del motor y considerando el dato de inicio de funcionamiento del embrague centrifugo seleccionado, se considera la condici3n de arranque.

En la condici3n de arranque de 1800 rpm, no fue posible obtener el valor del par entregado por el motor, por lo tanto para la realizaci3n de los c3lculos, se tom3 el valor m3s aproximado que es el de 2000 rpm, que presenta las siguientes caracteristicas de funcionamiento:

Velocidad = 2000 rpm  
Potencia = 1.62 [Hp]  
Torque = 5.78 [N.m]

Por otro lado, bas3ndose en el mismo estudio, se obtienen los valores de m3xima capacidad del motor, que presenta las siguientes condiciones de funcionamiento:

Velocidad = 5000 rpm  
Potencia = 2.73 [Hp]  
Torque = 3.89 [N.m]

Las caracteristicas que debe tener el sistema de transmisi3n, para cubrir los requerimientos de par tanto durante el arranque como para la velocidad m3xima, se obtuvo mediante la expresi3n 3.15, que presenta los factores que afectan al par motor ( basados en la capacidad del motor).

$$T_m = T * \eta * \eta_s * \eta_e * m_w \quad (3.15)$$

Donde:

- T<sub>m</sub> = Par motor ( par requerido)
- η = Eficiencia total del sistema de transmisión
- η<sub>s</sub> = Eficiencia del patinaje
- η<sub>e</sub> = Eficiencia del embrague
- m<sub>w</sub> = Relación de transmisión total del sistema.
- T = Torque entregado por el motor.

El par motor (T<sub>m</sub>) puede ser modificado mediante la manipulación de los valores de eficiencia del sistema de transmisión (η), la eficiencia al patinaje (η<sub>s</sub>), eficiencia del embrague (η<sub>e</sub>), par entregado por el motor (T) y la relación de transmisión (m<sub>w</sub>).

Debido a que los datos de comportamiento del motor han sido obtenidos experimentalmente, el factor de par entregado por el motor (T) no es posible ser manipulado, los valores de eficiencia del sistema de transmisión, patinaje y embrague están basados en los componentes y características de las partes mecánicas, por lo tanto el factor que se utilizará para cubrir las necesidades de par motor será el de relación de transmisión (m<sub>w</sub>).

La *relación de transmisión* (m<sub>w</sub>) (también conocida como relación de velocidad) en el sistema de transmisión de un vehículo se considera como la relación entre las velocidades angulares de la pieza impulsada con respecto a la impulsora. La relación de transmisión total "m<sub>w</sub>" del sistema de transmisión del vehículo se determina por la ecuación 3.16

$$m_w = \frac{n_{2(\text{impulsada})}}{n_{1(\text{motriz})}} \quad (3.16)$$

Donde:

- m<sub>w</sub> = relación de transmisión
- n<sub>2(impulsada)</sub> = Velocidad angular de las ruedas del vehículo (rpm)
- n<sub>1(motriz)</sub> = Velocidad angular del cigüeñal del motor.(rpm)

Contando con los datos de funcionamiento del motor y conociendo los pares requeridos se calcularon las relaciones de transmisión máxima y mínima necesarias en el vehículo, haciendo las siguientes consideraciones:

- La rueda de tracción ya no presenta patinaje
- Eficiencia al patinaje del 100%
- La eficiencia del sistema de transmisión por caja de engranes y cadenas presenta una eficiencia del 85%.
- La eficiencia del embrague centrífugo seleccionado es del 80%
- El vehículo comienza su movimiento en las condiciones de arranque especificadas
- Alcanza su mayor velocidad en las condiciones de máxima capacidad del motor.

#### Relación de transmisión máxima.

Es la máxima relación de transmisión que debe tener el sistema para cumplir con los requerimientos de par motor durante el arranque.

Recordando que el par motor necesario durante el arranque es  $Tm = 91.2307[N.m]$  y substituyendo en la expresión 3.15, el valor del par necesario y las consideraciones realizadas se obtiene el valor de la máxima relación de transmisión necesaria.

$$Tm = T \cdot \eta \cdot \eta_s \cdot \eta_e \cdot m_w$$

$$m_w = \frac{Tm}{T \cdot \eta \cdot \eta_s \cdot \eta_e}$$

$$m_w = \frac{91.2307[N.m]}{5.78[N.m] * 1 * 0.85 * 0.8}$$

$$m_w = 23.21 : 1$$

De la misma manera recordando que el par necesario para alcanzar la máxima velocidad es  $Tm = 5.2775[N]$  y substituyendo en la expresión 3.15, se obtiene el valor de la mínima relación de transmisión.

$$Tm = T * \eta * \eta_s * \eta_e * m_w$$

$$m_w = \frac{Tm}{T \cdot \eta \cdot \eta_s \cdot \eta_e}$$

$$m_w = \frac{5.2775[N.m]}{3.89[N.m] * 1 * 0.85 * 0.8}$$

$$m_w = 1.99 : 1$$

Por lo tanto, para cubrir los requerimientos necesarios, el sistema de transmisión del vehículo debe tener los siguientes valores de relación de transmisión

*Relación de transmisión máxima = 23.21:1*

*Relación de transmisión mínima = 1.99:1*

Como se recordara, en el análisis conceptual de todo el vehículo realizado en el capítulo 2, se consideraron dos pasos de reducción como mejor opción para el sistema de transmisión y variación de velocidad, uno denominado *tren de alta* (uso de ruedas dentadas) y un segundo que fue llamado *tren de baja*, el cual constará del acoplamiento a la llanta de tracción y cambios de velocidad del vehículo mediante el uso de un juego de estrellas de bicicleta convencionales.

Un juego de estrellas de bicicleta convencionales cuenta con 6 u 8 estrellas que se montan directamente en la llanta de tracción, estas estrellas varían su número de dientes desde 11 hasta 30, lo cual permite conocer las relaciones de transmisión que es posible obtener de ellas, combinando el juego posterior con una estrella de un número determinado de dientes colocada en el frente cumpliendo las funciones de estrella motriz.

La relación de transmisión en aditamentos de transmisión de potencia dentados (engranes, catarinas), se obtiene nuevamente mediante la expresión 3.16

$$m_w = \frac{n_{2(\text{impulsada})}}{n_{1(\text{motriz})}} = \frac{N_2}{N_1} \quad (3.16)$$

Donde:

- $m_w$  = relación de transmisión (relación de velocidad)
- $n_{2(\text{impulsada})}$  = Velocidad angular de las ruedas del vehículo (rpm)
- $n_{1(\text{motriz})}$  = Velocidad angular del cigüeñal del motor (rpm)
- $N_1$  = Número de dientes en el engrane o catarina motriz
- $N_2$  = Número de dientes en el engrane o catarina conducida

Empleando nuevamente la expresión 3.16, se pueden obtener la máxima y mínima relación de transmisión que se puede obtener de un juego de estrellas de bicicleta convencional, para ello se propone utilizar una estrella con 11 dientes como estrella motriz.

*Máxima relación*

Estrella motora de 11 dientes  
Estrella conducida de 30 dientes.

$$m_w = \frac{N_2}{N_1} = \frac{30}{11}$$

$$m_{w\min} = 2.72 : 1$$

*Mínima relación:*

Estrella motora de 11 dientes  
Estrella conducida de 11 dientes.

$$m_w = \frac{N_2}{N_1} = \frac{11}{11}$$

$$m_{w\min} = 1 : 1$$

El juego de estrellas de bicicleta convencional puede aportar únicamente su máxima relación de transmisión de 2.72:1. Por lo tanto será necesario apoyarse en el primer paso de reducción para poder cumplir con la máxima relación de transmisión necesaria.

Para obtener el valor de la relación de transmisión que debe cubrir el *tren de alta*, se emplea la expresión 3.17

$$m_{w\text{total}} = m_{w1} \cdot m_{w2} \quad (3.17)$$

Donde:

- $m_{w\text{total}}$  = Relación de transmisión total (requerida)
- $m_{w1}$  = Relación de transmisión de la 1ª etapa (engranes)
- $m_{w2}$  = Relación de transmisión de la 2ª etapa (estrellas de bicicleta convencionales)

Substituyendo en la expresión 3.17, la relación de transmisión requerida y la máxima relación de transmisión que es posible obtener del conjunto de estrellas de bicicleta, se obtiene el valor de  $m_{w1}$  necesario en la primera etapa:

$$m_{w\text{total}} = m_{w1} \cdot m_{w2}$$

$$m_{w1} = \frac{m_{wtotal}}{m_{w2}}$$

$$m_{w1} = \frac{23.21}{2.7272}$$

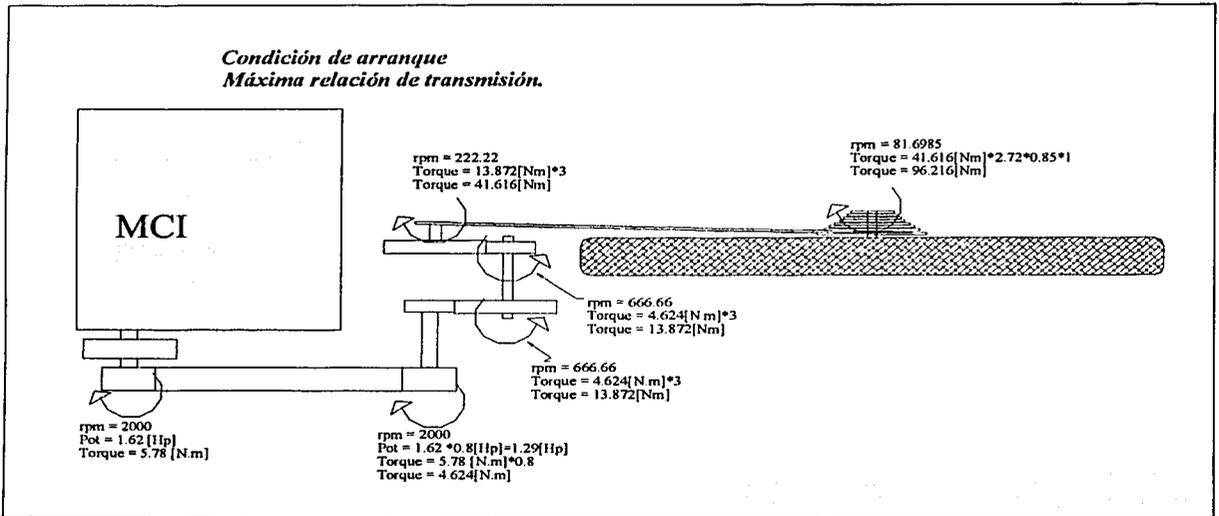
$$m_{w1} = 8.51:1$$

Conociendo el valor de relación de transmisión que debe cubrir el tren de alta, se propone el diseño de un reductor con una relación de transmisión de 9:1, lo cual nos permite tener los siguientes valores en la relación de transmisión:

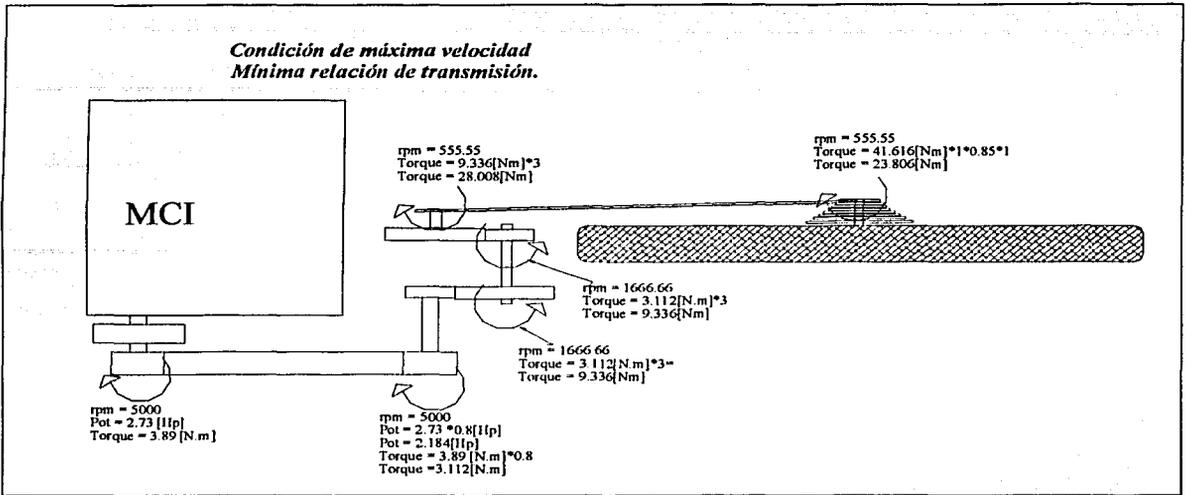
*Relación de transmisión máxima = 24.48:1*

*Relación de transmisión mínima = 9:1*

En las figuras 3.3 y 3.4 se presentan los diagramas de configuración del sistema, considerando la capacidad de reducción que permite obtener un juego de estrellas de bicicleta convencionales.



*Figura 3.3, configuración de transmisión para la condición de arranque.*



*Figura 3.4, configuración de transmisión para máxima velocidad.*

Con la finalidad de corroborar que las características del sistema de transmisión satisfacen los requerimientos intermedios entre las condiciones de arranque y máxima velocidad, se calculó el comportamiento del vehículo durante las etapas de arranque y recorrido, tanto teóricas como reales.

Realizando las siguientes consideraciones:

- Cálculos realizados con las relaciones de transmisión máxima de 24.48:1 y mínima de 9:1
- Eficiencia total del sistema de transmisión del 85%
- Eficiencia del sistema de embrague del 80%
- Eficiencia al patinaje de 100%
- Radio dinámico de la rueda de tracción de 32.02 [cm]
- Cálculo del par motor empleando la ecuación 3.15

Utilizando la expresión 3.18, para la obtención de los valores teóricos.

$$hp = \frac{Tn}{63000} \quad (3.18)$$

Donde:

hp = potencia entregada por el motor

T = torque entregado por el motor [lb.in]

n = velocidad angular del cigüeñal del motor [rpm]

Como se puede observar en los cálculos realizados para las condiciones de recorrido (ver Anexo 2), el par motor para alcanzar la velocidad máxima de 65 Km/hr se puede obtener sin ninguna

dificultad con el motor funcionando a su máxima capacidad, por lo tanto es posible alcanzar esta velocidad, pero esto no resulta muy conveniente para la finalidad del consumo del combustible.

Considerando que las condiciones de mayor eficiencia en el motor son a 3000 rpm (dato obtenido experimentalmente), se concluye que la velocidad de mayor eficiencia para el vehículo es:

$$\text{Velocidad de mayor eficiencia} = 40.23 \text{ [Km/hr]}$$

Velocidad que cubre a cabalidad la especificación de la mínima velocidad promedio reglamentaria.

Continuando con el diseño detallado del sistema de transmisión se procedió a realizar el cálculo de los engranes necesarios para conformar el reductor.

Para el diseño del reductor se propusieron dos trenes de engranes con relación 3:1 cada uno de ellos, de tal forma que entre ambos se alcance la relación de 9:1 deseada, en la figura 3.5 se muestra un diagrama de configuración de este reductor.

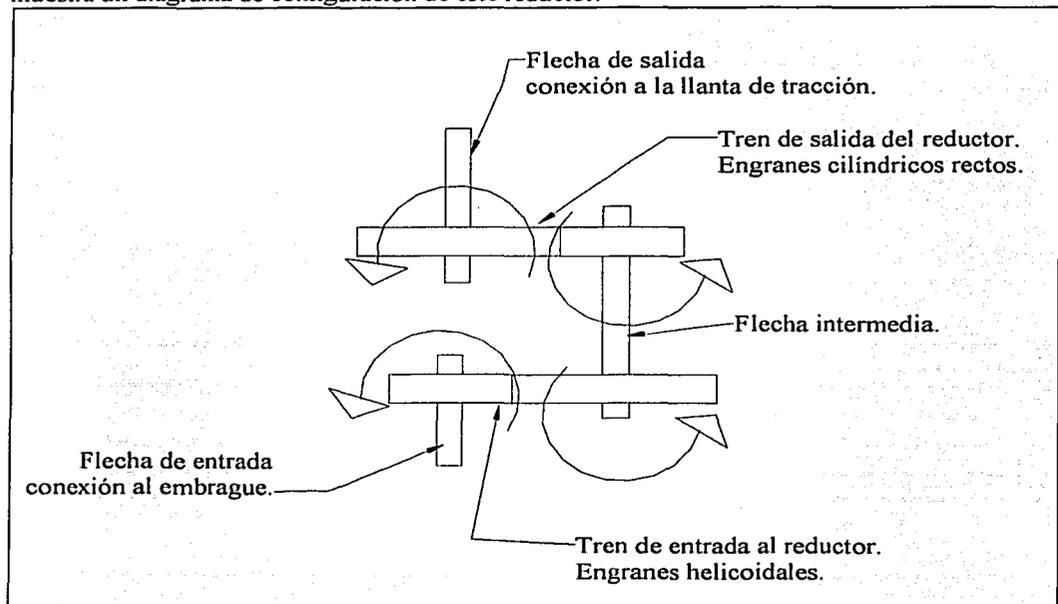


Figura 3.5, diagrama "reductor de engranes"

Para la obtención de las características geométricas de los engranes, tales como: diámetros tanto del piñón como del engrane, número de dientes de cada uno de ellos y distancia entre centros así como características mecánicas tales como esfuerzos de flexión, esfuerzos superficiales y velocidad tangencial en la línea de paso de los engranes, se utilizó el apoyo del programa TKSolver (Ref. 3). Los datos suministrados al programa así como los resultados obtenidos se muestran en las tablas 3.4 y 3.5

Utilizando el programa *HelGrDes.tk* (Programa para el diseño de un juego de engranes helicoidales), se obtienen las características del tren de entrada al reductor, usando la siguiente lista de ecuaciones:

$$Pot = T_{engrane} \cdot \omega_{engrane} \quad (3.19)$$

$$Pot = T_{piñon} \cdot \omega_{piñon} \quad (3.20)$$

$$\text{Relación de velocidad} = \frac{\omega_{piñon}}{\omega_{engrane}} \quad (3.21)$$

$$\text{Relación de transmisión} = \frac{N_{engrane}}{N_{piñon}} \quad (3.22)$$

$$d_{piñon} = \frac{N_{piñon}}{Pd} \quad (3.23)$$

$$d_{engrane} = \frac{N_{engrane}}{Pd} \quad (3.24)$$

Para determinar la geometría de los engranes helicoidales se utilizan las siguientes ecuaciones: (Ref3).

$$P_x = \frac{P_n}{\sin \psi} \quad (3.25)$$

$$Pd = \frac{N}{d} = \frac{\pi}{P_c} = \frac{\pi}{P_t} \quad (3.26)$$

$$P_n = P_c \cdot \cos \psi \quad (3.27)$$

$$mF = \frac{F}{P_x} = \frac{FPd \tan \psi}{\pi} \quad (3.28)$$

$$r_p = \frac{d_{piñon}}{2} \quad (3.29)$$

$$r_e = \frac{d_{engrane}}{2} \quad (3.30)$$

Para determinar las fuerzas en los engranes helicoidales se utilizan las siguientes ecuaciones (Ref3).

$$W_t = \frac{T_{piñon}}{r_p} \quad (3.31)$$

$$W_r = W_t \tan \phi \quad (3.32)$$

$$W_a = W_t \tan \varphi \quad (3.33)$$

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi \cos \varphi} \quad (3.34)$$

Para determinar los esfuerzos a flexión en los dientes de los engranes se utiliza la siguiente lista de ecuaciones (Ref3).

$$| \quad \text{Ancho de cara} = \text{factor de cara} / Pd \quad (3.35)$$

$$\sigma_{bp} = \frac{W_t P d}{F J_{\text{piñon}}} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B \quad (3.36)$$

$$\sigma_{be} = \frac{W_t P d}{F J_{\text{engran}}} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B \quad (3.37)$$

$$K_v = \left( \frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B \quad (3.38)$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) \quad (3.39)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \quad (3.40)$$

$$V_t = \frac{60 \cdot \text{veloc}}{12} \quad (3.41)$$

$$\text{veloc} = \omega_{\text{piñon}} \cdot r_p \quad (3.42)$$

$$V_{t\text{max}} = [A + (Q_v - 3)]^2 \quad (3.43)$$

Para determinar los esfuerzos superficiales en los dientes de los engranes, se utilizan las siguientes ecuaciones (Ref 3).

$$\sigma_{cp} = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F J_{\text{piñon}} d_{\text{piñon}}} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f} \quad (3.44)$$

$$\sigma_{ce} = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F J_{\text{piñon}} d_{\text{engrane}}} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f} \quad (3.45)$$

$$C_p = \sqrt{\pi \left[ \frac{1}{\left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left( \frac{1 - \nu_e^2}{E_e} \right)} \right]} \quad (3.46)$$

Para obtener el número de ciclos requeridos se emplea la siguiente ecuación.

$$\text{Ciclos} = \frac{\omega_{\text{piñon}}}{2\pi} \cdot \text{años} \cdot 3600 \cdot \text{cambios} \cdot 2080 \quad (3.47)$$

Donde:

Pot = potencia

T<sub>engrane</sub> = torque en el engrane

T<sub>piñon</sub> = torque en el piñon

ω<sub>engrane</sub> = velocidad angular del engrane

ω<sub>piñon</sub> = velocidad angular del piñon

N<sub>engrane</sub> = número de dientes del engrane

N<sub>piñon</sub> = número de dientes del piñon

d<sub>engrane</sub> = diámetro del engrane

d<sub>piñon</sub> = diámetro del piñon

Pd = paso diametral

W = fuerza total en los dientes del engrane

W<sub>a</sub> = fuerza axial en los dientes del engrane

σ<sub>bp</sub> = esfuerzo a flexión en el piñon

σ<sub>be</sub> = esfuerzo a flexión en el engrane

J = factor geométrico de resistencia a flexión

K<sub>a</sub>, C<sub>a</sub> = factor de aplicación

K<sub>B</sub> = factor de flexión del aro

K<sub>m</sub>, C<sub>m</sub> = factor de distribución de carga

K<sub>s</sub>, C<sub>s</sub> = factor de tamaño

K<sub>v</sub>, C<sub>v</sub> = factor dinámico

$P_x$  = paso axial  
 $P_n$  = paso normal  
 $\psi$  = ángulo de hélice  
 $P_c$  = paso circular  
 $P_t$  = paso transversal

$mF$  = razón de contacto axial  
 $F$  = ancho de cara  
 $r_p$  = radio del piñón  
 $r_c$  = radio del engrane

$W_t$  = fuerza tangencial en los dientes del engrane  
 $W_r$  = fuerza radial en los dientes del engrane

$A$  y  $B$  = factores para la obtención de  $K_v$   
 $Q_v$  = índice de calidad del engrane  
 $V_t$  = velocidad en la línea de paso  
 $V_{tmax}$  = velocidad máxima en la línea de paso  
 $veloc$  = velocidad tangencial del engrane  
 $\sigma_{cp}$  = esfuerzo superficial en el piñón  
 $\sigma_{ce}$  = esfuerzo superficial en el engrane  
 $C_p$  = coeficiente elástico  
 $I_{piñón}, I_{engrane}$  = factor de geometría superficial  
 $E_p, E_c$  = módulos de elasticidad del piñón y del engrane.  
 $\nu_e, \nu_p$  = relaciones de Poisson del piñón y del engrane  
 $HB$  = dureza Brinell

En la tabla 3.4, se muestran los datos suministrados al programa así como los resultados obtenidos tanto en sistema inglés como en el sistema internacional, proponiendo como material para su fabricación *acero rolado en frío 1020*.

Datos suministrados	Resultados (US)	Resultados (SI)
Pot = 2.9 hp $\omega_{piñón} = 4500$ rpm Relación de velocidad = 3 $N_{piñón} = 14$ $Pd = 12$ $\phi = 20^0$ $\psi = 20^0$ $J_{piñón} = 1.0$ $J_{engrane} = 1.0$ $K_a = 1.75$ $K_s = 1.0$ $K_B = 1.0$ Factor de cara = 8 $Q_v = 10$	$N_{engrane} = 42$ $I_{piñón} = 0.121$ $I_{engrane} = 0.197$ $K_m = 1.60$ $F = 0.67$ in $d_{piñón} = 1.17$ in $r_p = 0.58$ in # de ciclos = 1.68E9 $d_{engrane} = 3.50$ in $r_c = 1.75$ in $\omega_{engrane} = 1500$ rpm $T_{engrane} = 122$ in-lb $T_{piñón} = 41$ in-lb $W_t = 70$ lb $W_r = 25$ lb $W_a = 25$ lb $W = 79$ lb $\sigma_{bp} = 4,059$ psi $\sigma_{be} = 4,059$ psi $k_v = 0.865$	$N_{engrane} = 42$ $I_{piñón} = 0.121$ $I_{engrane} = 0.197$ $K_m = 1.60$ $F = 17.018$ mm $d_{piñón} = 29.718$ mm $r_p = 14.732$ mm # de ciclos = 1.68E9 $d_{engrane} = 88.9$ mm $r_c = 44.45$ mm $\omega_{engrane} = 1500$ rpm $T_{engrane} = 13.784$ N.m $T_{piñón} = 4.632$ N.m $W_t = 311.37$ N $W_r = 111.205$ N $W_a = 111.205$ N $W = 351.409$ N $\sigma_{bp} = 27.985E6$ Pa $\sigma_{be} = 27.985E6$ Pa $k_v = 0.865$
<i>Propiedades del material</i>		
$HB = 131$ Grado AGMA del acero = 2.0 $E_p = E_c = 3.0E7$ psi $\nu_p = \nu_e = 0.28$		
<i>Condiciones de operación</i>		
Años de operación deseados = 3 Cambios por día de operación = 1	$V_t = 1,374$ ft/min $V_{tmax} = 8,239$ ft/min $\sigma_{cp} = 111,350$ psi $\sigma_{ce} = 50,415$ psi Distancia entre centros = 2.33 in	$V_t = 6.979$ m/s $V_{tmax} = 41.854$ m/s $\sigma_{cp} = 767.731E6$ Pa $\sigma_{ce} = 347.599E6$ Pa Distancia entre centros = 59.182 mm

Tabla 3.4 Cálculo del tren de engranes helicoidales.

De la misma manera utilizando el programa SprGrDes.tk (Programa para el diseño de un juego de engranes cilíndricos rectos), se obtienen las características del tren de salida del reductor utilizando las ecuaciones: 3.19 – 3.24, 3.29-3.32 y 3.35 – 3.47, además de la siguiente ecuación 3.34.1, para la obtención de la fuerza total en los dientes de los engranes cilíndricos rectos.

$$W = \frac{W_t}{\cos\phi} \quad (3.34.1)$$

En la tabla 3.5, se muestran los datos suministrados al programa así como los resultados obtenidos tanto en sistema ingles como en el sistema internacional. de igual manera proponiendo como material para su fabricación *acero rolado en frío 1020*.

Datos suministrados	Resultados (US)	Resultados (SI)
Pot = 2.61 hp $\omega_{\text{piñón}} = 1500 \text{ rpm}$ Relación de velocidad = 3 $N_{\text{piñón}} = 16$ $P_d = 14$ $\phi = 14.5^\circ$ $J_{\text{piñón}} = 1.0$ $J_{\text{engrane}} = 1.0$ $K_a = 1.75$ $K_s = 1.0$ $K_B = 1.0$ Factor de cara = 8 $Q_v = 10$	$N_{\text{engrane}} = 48$ $I_{\text{piñón}} = 0.075$ $I_{\text{engrane}} = 0.061$ $K_m = 1.60$ $F = 0.57 \text{ in}$ $d_{\text{piñón}} = 1.14 \text{ in}$ $r_p = 0.57 \text{ in}$ # de ciclos = 5.62E8 $d_{\text{engrane}} = 3.43 \text{ in}$ $r_e = 1.71 \text{ in}$ $\omega_{\text{engrane}} = 500 \text{ rpm}$ $T_{\text{engrane}} = 329 \text{ in-lb}$ $T_{\text{piñón}} = 110 \text{ in-lb}$ $W_t = 192 \text{ lb}$ $W_r = 50 \text{ lb}$ $W = 198 \text{ lb}$ $\sigma_{bp} = 14,398 \text{ psi}$ $\sigma_{bc} = 14,398 \text{ psi}$ $k_v = 0.914$	$N_{\text{engrane}} = 48$ $I_{\text{piñón}} = 0.075$ $I_{\text{engrane}} = 0.061$ $K_m = 1.60$ $F = 14.478 \text{ mm}$ $d_{\text{piñón}} = 28.956 \text{ mm}$ $r_p = 14.478 \text{ mm}$ # de ciclos = 5.62E8 $d_{\text{engrane}} = 87.122 \text{ mm}$ $r_e = 43.434 \text{ mm}$ $\omega_{\text{engrane}} = 500 \text{ rpm}$ $T_{\text{engrane}} = 37.172 \text{ N.m}$ $T_{\text{piñón}} = 12.428 \text{ N.m}$ $W_t = 854.058 \text{ N}$ $W_r = 222.411 \text{ N}$ $W = 880.747 \text{ N}$ $\sigma_{bp} = 99.270\text{E}6 \text{ Pa}$ $\sigma_{bc} = 99.270\text{E}6 \text{ Pa}$ $k_v = 0.914$ $V_t = 2.280 \text{ m/s}$ $V_{\text{max}} = 41.854 \text{ m/s}$ $\sigma_{cp} = 1714.857\text{E}6 \text{ Pa}$ $\sigma_{cc} = 1104.553\text{E}6 \text{ Pa}$ Distancia entre centros = 58.166 mm
<b>Propiedades del material</b>		
HB = 131 Grado AGMA del acero = 2.0 $E_p = E_c = 3.0\text{E}7 \text{ psi}$ $v_p = v_c = 0.28$		
<b>Condiciones de operación</b>		
Años de operación deseados = 3 Cambios por día de operación = 1	$V_1 = 449 \text{ ft/min}$ $V_{\text{unax}} = 8,239 \text{ ft/min}$ $\sigma_{cp} = 248,719 \text{ psi}$ $\sigma_{cc} = 160,202 \text{ psi}$ Distancia entre centros = 2.29 in	$V_t = 2.280 \text{ m/s}$ $V_{\text{max}} = 41.854 \text{ m/s}$ $\sigma_{cp} = 1714.857\text{E}6 \text{ Pa}$ $\sigma_{cc} = 1104.553\text{E}6 \text{ Pa}$ Distancia entre centros = 58.166 mm

Tabla 3.5 Cálculo del tren de engranes cilíndricos rectos

Basado en los resultados obtenidos mediante la utilización de los programas, se enlistan las características geométricas de los engranes a fabricar para el reductor.

<b>Tren de entrada</b>	<b>Tren de salida</b>
Engranes helicoidales	Engranes cilíndricos rectos
$d_{\text{piñón}} = 1.17 \text{ in} = 29.718 \text{ mm}$	$d_{\text{piñón}} = 1.14 \text{ in} = 28.956 \text{ mm}$
$N_{\text{piñón}} = 14 \text{ dientes}$	$N_{\text{piñón}} = 16 \text{ dientes}$
$d_{\text{engrane}} = 3.50 \text{ in} = 88.9 \text{ mm}$	$d_{\text{engrane}} = 3.43 \text{ in} = 87.122 \text{ mm}$
$N_{\text{engrane}} = 42 \text{ dientes}$	$N_{\text{engrane}} = 48 \text{ dientes}$
$Pd = 12$	$Pd = 14$
$\phi = 20^{\circ} \quad \psi = 20^{\circ}$	$\phi = 14.5^{\circ}$

Como los ancho de cara de los dos trenes de reducción son diferentes, se considera la fabricación de ambos trenes con un ancho de cara de 15 mm, por facilidad de manufactura.

Por otro lado como se puede observar en las tablas 3.4 y 3.5, las características de funcionamiento del sistema están por debajo de la capacidad que pueden soportar estos dos trenes de engranes, los esfuerzos a flexión y superficiales que pueden soportar los dientes de los engranes están muy por arriba de las demandas del sistema debido a la baja potencia del motor, el aspecto que podría resultar trascendental sería la velocidad tangencial de los engranes, pero como se puede observar las velocidades en la línea de paso de ambos trenes son mucho menores a las velocidades máximas que podrían soportar.

Se realizó el cálculo para conocer el diámetro necesario en la flecha de entrada del reductor, mediante el método de fatiga, ya que esta es la que sufre de mayores esfuerzos tanto de torsión como de flexión al ser el acoplamiento directo con el motor. En la figura 3.6, se muestra la propuesta para esta flecha, considerando que el piñón helicoidal es parte integral de la misma y que la forma de acoplamiento entre esta y el embrague centrífugo es a través de una polea plana.

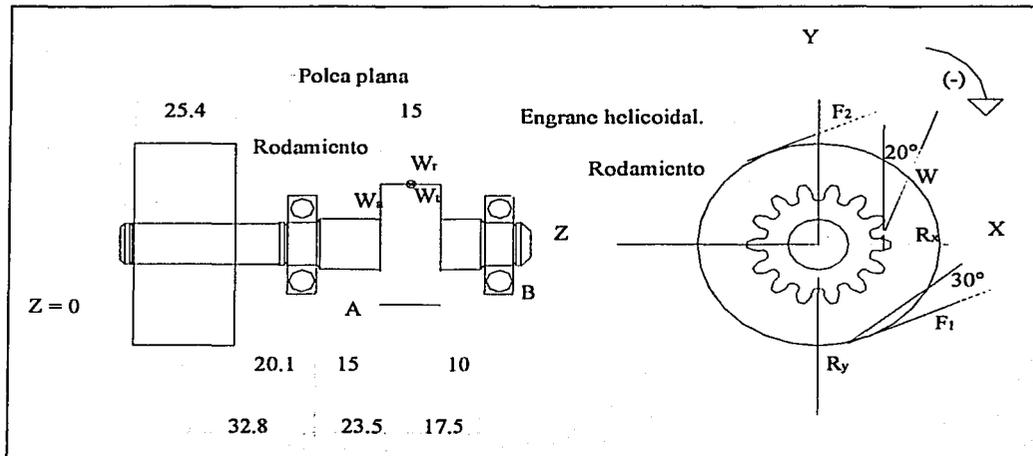


Figura 3.6 Propuesta "Arreglo flecha de entrada al reductor"

Para el cálculo se consideraron las condiciones de 4500 rpm y 2.9 hp en el motor. Del estudio realizado con el motor se obtiene que bajo estas condiciones de trabajo, el par entregado por el motor es de:

$$T = 4.58 \text{ N.m.}$$

Considerando que este par de torsión se mantiene uniforme en magnitud en la sección de la polea al engrane.

La fuerza tangencial en el engrane y la polea se obtiene a partir del par de torsión y sus radios respectivos, para este cálculo se utilizaron las magnitudes de fuerzas obtenidas mediante el calculo del tren helicoidal, por lo tanto resta calcular la fuerza tangencial que se presenta en la polea plana.

En el caso de la polea plana una banda tiene tensión en ambos lados y la razón entre la fuerza  $F_1$  del lado tirante y  $F_2$  del lado "flojo" por lo general se supone de 5. La fuerza neta asociada al par de torsión impulsor es:

$$F_n = F_1 - F_2 \quad (3.48)$$

Donde:

$F_n$  = fuerza asociada al par de torsión  
 $F_1$  = fuerza del lado tirante  
 $F_2$  = fuerza del lado flojo.

La fuerza que flexiona la flecha esta dada por la expresión:

$$F_s = F_1 + F_2 \quad (3.49)$$

Donde:

$F_s$  = fuerza que flexiona la flecha.  
 $F_1$  = fuerza del lado tirante  
 $F_2$  = fuerza del lado flojo.

Combinando las ecuaciones 3.48 y 3.49, resulta:

$$F_s = 1.5F_n \quad (3.50)$$

En la expresión 3.50, el término  $F_n$  referente a la fuerza asociada al par de torsión se obtiene de la razón entre el par entregado por el motor y el radio de la polea, mediante la siguiente expresión:

$$F_n = \frac{T}{r} \quad (3.51)$$

Proponiendo para el diseño una polea plana de 6 cm de diámetro, se calculó la fuerza asociada al par de torsión:

$$F_n = \frac{T}{r}$$

$$F_n = \frac{4.58[Nm]}{0.06[m]}$$

$$F_n = 76.33[N]$$

Substituyendo este valor en la expresión 3.50, se obtiene la fuerza de flexión que debe soportar la flecha

$$F_s = 1.5F_n$$

$$F_s = 1.5 \cdot 76.33[N]$$

$$F_s = 114.5[N]$$

Los valores de las fuerzas tangencial, radial, axial y total del engrane se tomaron de los resultados obtenidos en el calculo del tren helicoidal (tabla 3.4) y son los siguientes:

$W_t = 311.37 \text{ N}$
$W_r = 111.205 \text{ N}$
$W_a = 111.205 \text{ N}$
$W = 351.409 \text{ N}$

Considerando que las fuerzas del engrane y de la polea están concentradas cerca de sus respectivos centros, se procede a resolver en función de las fuerzas de reacción  $R_x$  y  $R_y$  en los planos XZ y YZ, mediante las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos, con las dimensiones de la flecha propuestas.

Calculando la suma de momentos respecto al punto "A" en ambos planos se obtienen las reacciones de los soportes. Comenzando con el calculo de la reacción del punto B en la dirección del eje X.

$$\Sigma MA_x = (F_s)(0) - (W_a)(0.0297) - (W_r)(0.02350) + R_{Bx}(0.041) = 0 \quad (3.52)$$

Despejando el valor de la reacción del punto "B" en la dirección del eje X, y substituyendo los valores de la fuerzas radial y axial en el engrane así como el de la fuerza de flexión se tiene:

$$R_{Bx} = \frac{(F_s)(0) + (W_a)(0.0297) + (W_r)(0.0235)}{0.041}$$

$$R_{Bx} = \frac{114.5(0) + 111.205(0.0235) + 111.205(0.0297)}{0.041}$$

$$R_{Bx} = 144.29[N]$$

Haciendo la sumatoria de fuerzas en la dirección X, se obtiene la ecuación siguiente:

$$\Sigma F_x = F_s \cos 30^\circ - W_t + R_{Bx} + R_{Ax} = 0 \quad (3.53)$$

Substituyendo el valor de  $R_{BX}$ , la fuerza tangencial del engrane y la fuerza de flexión en la ecuación 3.53, se obtiene el valor de la reacción del punto "A" en la dirección del eje X, de la manera siguiente:

$$\begin{aligned} R_{AX} &= -F_s \cos 30^\circ + W_t - R_{BX} \\ R_{AX} &= -114.5 \cos 30^\circ + 311.37 - 144.29 \\ R_{AX} &= 67.92[N] \end{aligned}$$

De igual manera haciendo la sumatoria de momentos respecto al punto "A" en esta ocasión en dirección del eje Y, se obtiene el valor de la reacción del punto B en la dirección de este eje.

$$\Sigma M_{A_y} = -(F_s \cos 30^\circ)(0.0328) + (W_t)(0.0235) + R_{BY}(0.041) = 0 \quad (3.54)$$

Despejando el valor de la reacción del punto "B" en la dirección del eje Y, y substituyendo los valores de la fuerza tangencial en el engrane así como el de la fuerza de flexión en la ecuación 3.54 se tiene:

$$\begin{aligned} R_{BY} &= \frac{F_s \cos 30^\circ (0.0328) - (W_t)(0.0235)}{0.041} \\ R_{BY} &= \frac{114.5 \cos 30^\circ \cdot 0.0328 - 311.37 \cdot 0.0235}{0.041} \\ R_{BY} &= -99.140[N] \end{aligned}$$

El signo negativo del resultado indica que la fuerza de reacción  $R_{BY}$  esta en la dirección negativa del eje Y.

Haciendo la sumatoria de fuerzas en la dirección Y, se obtiene la ecuación siguiente:

$$\Sigma F_y = F_s \sin 30^\circ - W_r + R_{BY} + R_{AY} = 0 \quad (3.55)$$

Despejando  $R_{AY}$  y substituyendo el valor de  $R_{BY}$ , la fuerza tangencial del engrane y la fuerza de flexión en la ecuación 3.55, se obtiene el valor de la reacción del punto "A" en la dirección del eje Y, de la manera siguiente:

$$\begin{aligned} R_{AY} &= -F_s \sin 30^\circ + W_r - R_{BY} \\ R_{AY} &= -114.5 \sin 30^\circ + 111.205 - (-99.140) \\ R_{AY} &= 111.185[N] \end{aligned}$$

Conociendo los valores de las reacciones en los soportes, así como las fuerzas en los engranes y la fuerza de flexión, se obtienen las cargas por corte y momento de flexión que actúan sobre la flecha. De acuerdo con funciones de singularidad, se escribió una ecuación para la función de carga "q", integrando esta función se obtuvo la función de corte "V" e integrando nuevamente se tiene la función de momento "M". A continuación se presentan estas tres funciones:

$$q = F_s(Z - 12.7)^{-1} + R_A(Z - 45.5)^{-1} + W_t(Z - 69)^{-1} + R_B(Z - 86.5)^{-1} \quad (3.56)$$

$$V = F_s(Z - 12.7)^0 + R_A(Z - 45.5)^0 + W_i(Z - 69)^0 + R_B(Z - 86.5)^0 \quad (3.57)$$

$$M = F_s(Z - 12.7) + R_A(Z - 45.5) + W_i(Z - 69) + R_B(Z - 86.5) \quad (3.58)$$

Substituyendo los valores de cargas y fuerzas de reacción en las ecuaciones 3.56, 3.57 y 3.58 para todos los valores del eje Z a lo largo de la flecha, se obtienen los diagramas de fuerza cortante y momento de flexión tanto en el plano XZ, YZ y Total. En las figuras 3.7, 3.8 y 3.9, se muestran estos diagramas.

Para obtener el diagrama de fuerza cortante y momento de flexión Total, se utilizaron los valores resultantes de las reacciones en A y B, así como la fuerza total (W) que actúa sobre el engrane. Las resultantes sobre los soportes se calculó mediante el teorema de Pitágoras dando los siguientes resultados:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}$$

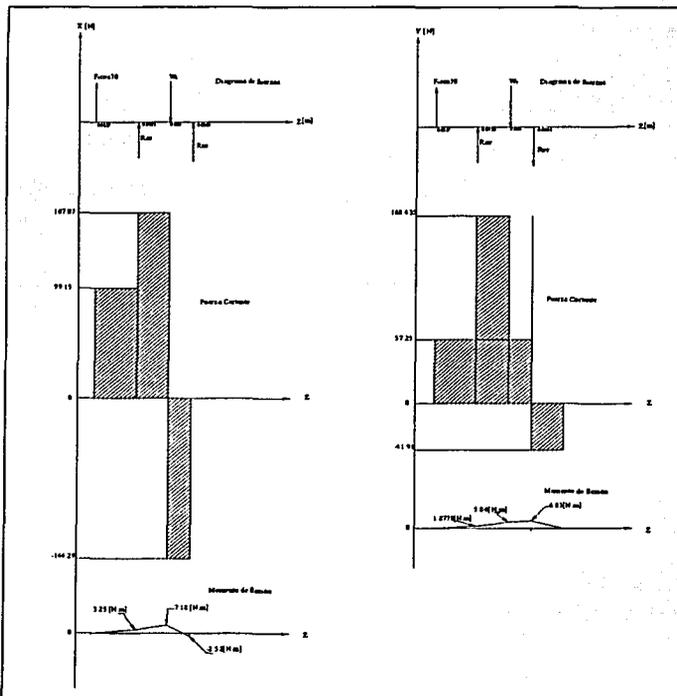
$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}$$

$$R_A = \sqrt{(67.92)^2 + (111.185)^2}$$

$$R_B = \sqrt{(144.29)^2 + (-99.140)^2}$$

$$R_A = 130.289[N]$$

$$R_B = 175.066[N]$$



Figuras 3.7 y 3.8 "Diagramas de fuerza cortante y momento de flexión en los planos XZ y YZ respectivamente.

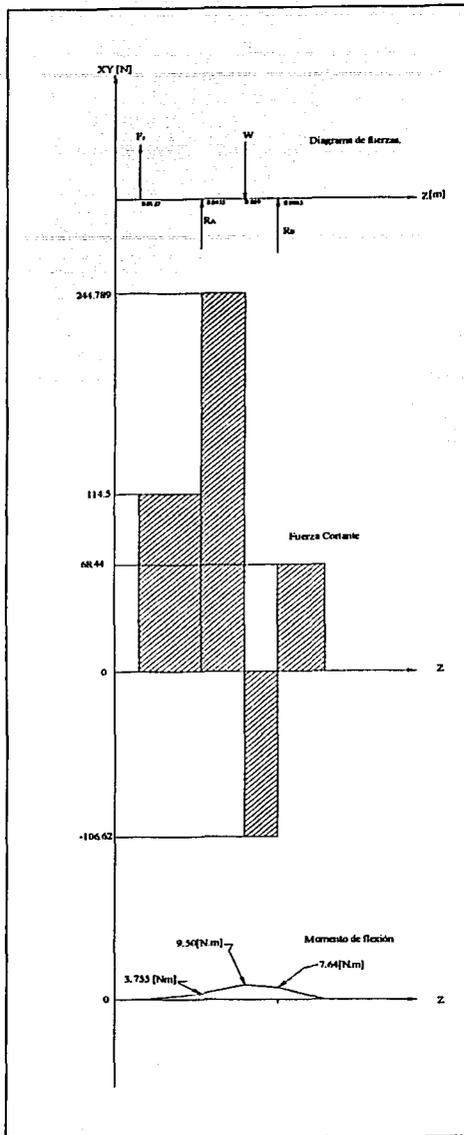


Figura 3.9 "Diagrama de fuerza cortante y momento de flexión Total"

Aunque en el diagrama de fuerza cortante y momento de flexión total, el punto crítico es el punto donde se localiza el engrane helicoidal. El análisis se realizará en punto "A", localizado en el cambio de sección entre la polea plana y la base del rodamiento.

Para los cálculos se propone como material de prueba para esta flecha un *acero rolado en frío 1020* que tiene las siguientes características mecánicas:

Resistencia máxima a la tensión  $S_{ut} = 469 \text{ Mpa} = 68 \text{ Kpsi}$  y

Resistencia a la fluencia  $S_y = 393 \text{ Mpa} = 57 \text{ Kpsi}$ .

Para calcular el diámetro que debe tener la flecha en la sección crítica se utiliza la siguiente expresión:

$$d_{flecha} = \left\{ \frac{32Nf}{\pi} \left[ \left( k_f \frac{Ma}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( K_{fsm} \frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (3.59)$$

Donde:

$d_{flecha}$  = diámetro de la flecha

$Nf$  = factor de seguridad a la fatiga.

$k_f, k_{fsm}$  = factores de concentración de esfuerzos a la fatiga

$S_f$  = límite de resistencia a la fatiga

$S_y$  = límite de fluencia elástico.

$T$  = Par entregado por el motor

$Ma$  = Magnitud del momento a flexión en el punto crítico.

Para poder calcular el diámetro de la flecha es necesario obtener los parámetros faltantes en la expresión. Comenzando con la obtención del límite de resistencia a la fatiga

Para obtener el límite de resistencia a la fatiga, se utiliza la ecuación 3.60 para ello es necesario tomar en cuenta diferentes factores con el fin de hacer notar las diferencias entre la pieza real y el espécimen de prueba.

$$S_f = C_{\text{carga}} \cdot C_{\text{tamaño}} \cdot C_{\text{superficie}} \cdot C_{\text{temperatura}} \cdot C_{\text{confiabilidad}} \cdot S_e' \quad (3.60)$$

Donde:

$S_f$  = límite de resistencia a la fatiga.

$S_e'$  = resistencia a la fatiga corregida.

El factor de carga ( $C_{\text{carga}}$ ), se obtiene con base a pruebas a fatiga axiales y a flexión (Ref 3 ), definiéndose un *factor de carga* de reducción de resistencia de la siguiente forma.

Flexión	$C_{\text{carga}} = 1$
Carga axial	$C_{\text{carga}} = 0.70$

En este caso la carga axial no se considera muy relevante, por lo tanto, se toma el coeficiente referente a cargas de flexión. Por lo tanto:

$$C_{\text{carga}} = 1$$

El factor de tamaño ( $C_{\text{tamaño}}$ ), se obtiene en función del diámetro que se proponga en la flecha a diseñar, empleando las siguientes expresiones (Ref 3):

Para $d \leq 0.3in$ (8mm)	$C_{\text{tamaño}} = 1$	
Para $0.3in \leq d \leq 10in$	$C_{\text{tamaño}} = 0.869d^{-0.097}$	(3.61 <sub>a</sub> )
Para $8mm \leq d \leq 250mm$	$C_{\text{tamaño}} = 1.189d^{-0.097}$	(3.61 <sub>b</sub> )

En este caso no se proponen flechas demasiado delgadas además de que se utiliza el sistema internacional , por lo tanto para obtener el factor de carga se uso la expresión 3.61<sub>b</sub>, proponiendo un diámetro  $d = 12$  mm

Substituyendo este valor en la expresión 3.61<sub>b</sub>, se obtiene el valor de este factor.

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189d^{-0.097}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189(12)^{-0.097}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 0.934$$

El factor de superficie ( $C_s$ ) se obtiene mediante la expresión siguiente:

$$C_s = A(S_{ut})^b \quad (3.62)$$

Donde "A" y "b" son coeficientes que dependen de las características del acabado superficial. (tabla 3.6) y  $S_{ut}$  es la resistencia máxima a la tensión.

<i>Acabado superficial</i>	<i>MPa</i>		<i>Kpsi</i>	
	<i>A</i>	<i>b</i>	<i>A</i>	<i>b</i>
Rectificado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o estirado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

Tabla 3.6 Coeficientes para ecuación de factor superficial(Ref 3).

Tomando los factores referentes a un maquinado en frío, se tiene los valores:

$$A = 4.51$$

$$b = -0.085$$

Substituyendo estos valores en la ecuación 3.62, se obtiene el valor del coeficiente de superficie

$$C_s = A(S_{ut})^b$$

$$C_s = 4.51(469)^{-0.265}$$

$$C_s = 0.88$$

Para obtener el factor de temperatura ( $C_{temperatura}$ ), se han propuesto varias fórmulas aproximadas con el objeto de tomar en consideración la reducción en el límite de resistencia a la fatiga a temperaturas moderadamente altas. (Ref 3). Estas fórmulas son:

$$\text{Para } T \leq 450^{\circ}C \text{ (840}^{\circ}F)$$

$$C_{temperatura} = 1$$

$$\text{Para } 450^{\circ}C \leq T \leq 550^{\circ}C$$

$$C_{temperatura} = 1 - 0.0058(T - 450) \quad (3.63_a)$$

$$\text{Para } 840^{\circ}F \leq T \leq 1020^{\circ}F$$

$$C_{temperatura} = 1.189d^{-0.097} \quad (3.63_b)$$

Como se considera que la temperatura de operación del sistema no es muy elevada, se tomará como valor par los cálculos el de:

$$C_{temperatura} = 1$$

El factor de confiabilidad ( $C_{confiabilidad}$ ), se obtuvo de la tabla siguiente:

<i>Confiabilidad [%]</i>	<i>C<sub>confiabilidad</sub></i>
50	1.000
90	0.897
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

Tabla 3.7 "Factores de confiabilidad"(Ref 3)

Como se busca que el diseño sea lo más seguro posible, se considera para los cálculos una confiabilidad del 90%, por lo tanto

$$C_{confiabilidad} = 0.897$$

La resistencia a la fatiga corregida se calcula mediante la siguiente expresión

$$S_e' = 0.5S_{ur} \quad (3.64)$$

Substituyendo el valor de la resistencia máxima a la tensión en la ecuación 3.64, se tiene:

$$S_e' = 0.5S_{ur}$$

$$S_e' = 0.5(469)[MPa]$$

$$S_e' = 234.5[MPa]$$

Substituyendo los valores de los factores y el de la resistencia a la fatiga corregida en la expresión 3.60, se obtiene el *limite de resistencia a la fatiga*.

$$S_f = C_{carga} \cdot C_{tamaño} \cdot C_{superficie} \cdot C_{temperatura} \cdot C_{confiabilidad} \cdot S_e'$$

$$S_f = (1)(0.934)(0.88)(1)(0.897)234.5[MPa]$$

$$S_f = 172.887[MPa]$$

Los factores de concentración de esfuerzos a la fatiga  $k_f$  y  $k_{fsm}$  se determinan mediante la siguiente expresión:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (3.65)$$

Para poder obtener los valores de los factores de concentración de esfuerzos es necesario conocer la sensibilidad de las muescas en el material que se determina mediante la siguiente expresión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (3.66)$$

Donde:

q = sensibilidad a las muescas

a = constante de Neuber [in]

r = radio de la muesca [in]

Para obtener este valor de sensibilidad en las muescas, se propusieron radios en las muescas de 1 mm = 0.039 in. El valor de la constante de Neuber se obtuvo de la figura 3.10.

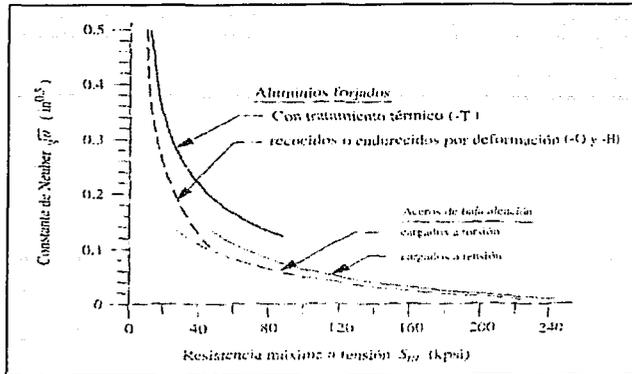


Figura 3.10 "Constantes de Neuber para aceros y aluminio" (Ref 3).

De la figura 3.10, se toma el valor referente a aceros de baja aleación cargados a torsión, considerando un acero rolando en frío 1020 con una resistencia máxima a la tensión  $S_{ut} = 469 \text{ Mpa} = 68 \text{ Kpsi}$ . Se obtiene el valor de  $\sqrt{a}$  siguiente:

$$\sqrt{a} = 0.08$$

Substituyendo el valor de  $\sqrt{a}$  y el radio propuesto para las muescas de  $r = 0.039 \text{ in}$  en la ecuación 3.66, se obtiene que el valor de la sensibilidad a las muescas es:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

$$q = 0.711$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.08}{\sqrt{0.039}}}$$

El valor del coeficiente " $k_t$ " se obtuvo de la figura 3.11, considerándose una flecha con filete de hombro a flexión, debido a que la concentración de esfuerzos para un escalón cargado a torsión es inferior que un escalón con la misma geometría cargado a flexión.

Para obtener el valor del factor " $k_t$ " se propuso un radio de filete de 2.5 mm, un diámetro menor (d) igual a 12 mm y un diámetro mayor (D) de 12.7 mm.

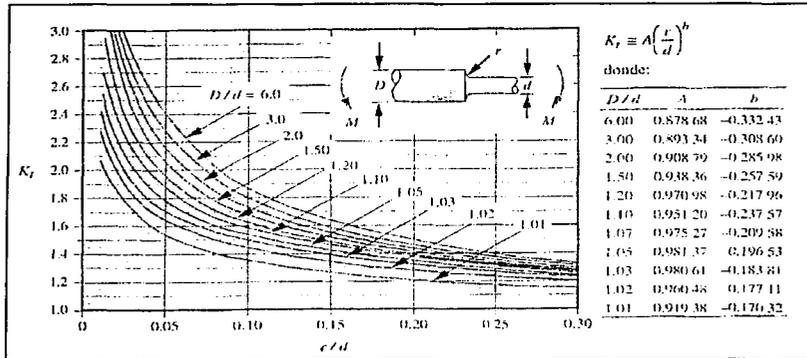


Figura 3.11 "Factor de concentración de esfuerzos geométricos " $k_t$ " para una flecha con un filete de hombro a flexión". (Ref 3).

Tomando en cuenta las consideraciones realizadas para obtener el valor de " $k_t$ ", en la figura 3.11, se obtiene el siguiente valor:

$$k_t = 1.35$$

Substituyendo este valor y el valor de la sensibilidad a las muescas obtenido anteriormente en la ecuación 3.65, se obtiene el valor del coeficiente " $k_f$ " de concentración de esfuerzos a la fatiga para una flecha cargada a flexión.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_f = 1 + 0.711 \cdot (1.35 - 1)$$

$$k_f = 1.2488$$

De la misma manera usando la expresión

$$k_{fsm} = 1 + q(k_u - 1) \tag{3.65.1}$$

Se calculó el valor del coeficiente " $k_{fsm}$ " de concentración de esfuerzos a la fatiga para una flecha cargada a torsión. El valor del coeficiente " $k_{ts}$ " se obtuvo de la figura 3.12, realizando las mismas consideraciones que en el caso de flexión.

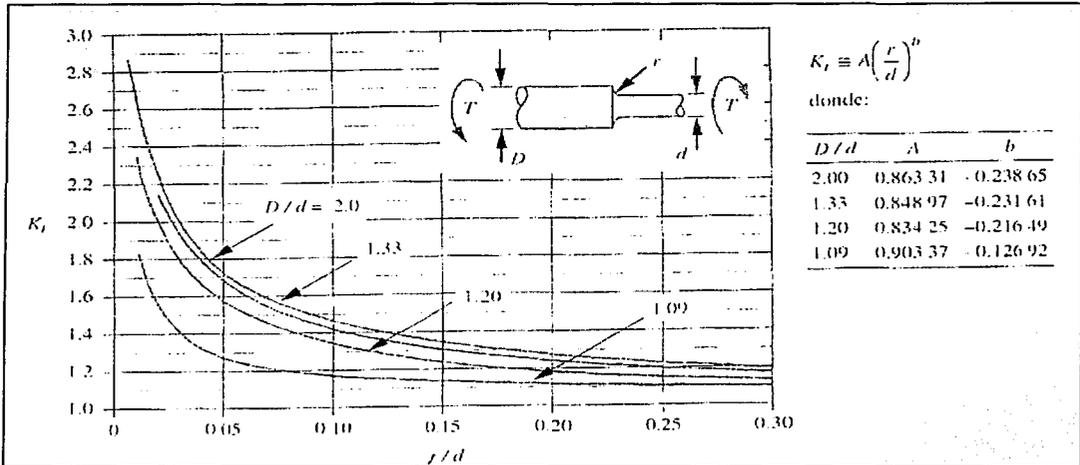


Figura 3.12 "Factor de concentración de esfuerzos geométricos " $k_t$ " para una flecha con un filete de hombro a torsión". (Ref 3).

Tomando en cuenta las consideraciones realizadas para obtener el valor de " $k_t$ ", en la figura 3.12, se obtiene el siguiente valor:

$$k_{ts} = 1.1$$

Substituyendo este valor y el valor de la sensibilidad a las muecas obtenido anteriormente en la ecuación 3.65.1, se obtiene el valor del coeficiente " $k_{fsm}$ " de concentración de esfuerzos a la fatiga para una flecha cargada a torsión..

$$k_{fsm} = 1 + q(k_{ts} - 1)$$

$$k_{fsm} = 1 + 0.711 \cdot (1.1 - 1)$$

$$k_{fsm} = 1.0711$$

Conociendo los valores de:

- límite de resistencia a la fatiga.
- coeficiente " $k_{fsm}$ " de concentración de esfuerzos a la fatiga para una flecha cargada a torsión
- coeficiente " $k_f$ " de concentración de esfuerzos a la fatiga para una flecha cargada a flexión.
- límite de fluencia elástico del material
- Par entregado por el motor
- Magnitud del momento a flexión en el punto crítico,  $M_a = 3.755$  [N.m] y
- Proponiendo un factor de seguridad a la fatiga  $N_f = 5$ , debido a el reducido periodo de tiempo que estará trabajando el sistema.

Se substituyen en la expresión 3.59 para obtener la dimensión del diámetro mínimo necesario que debe tener la flecha en la sección "A".

$$d_{flecha} = \left\{ \frac{32Nf}{\pi} \left[ \left( k_f \frac{Ma}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( K_{fsm} \frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{flecha} = \left\{ \frac{32(5)}{\pi} \left[ \left( 1.2488 \frac{3.755[N.m]}{172.887 \times 10^6 [Pa]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( 1.0711 \frac{4.58[N.m]}{393 \times 10^6 [Pa]} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{flecha} = 1.141 \times 10^{-2} [m]$$

$$d_{flecha} = 11.414 [mm]$$

Para terminar con el diseño del reductor de engranes para el sistema de transmisión hace falta mencionar algunos aspectos como:

- Tipo de rodamientos a utilizar
- Soportes para las flechas del reductor
- Tipo de lubricación a usar.

En el punto referente a los rodamientos que se utilizarán en este reductor se considera que debido a las demandas que tiene el sistema que no son demasiado elevadas, para cubrir sus requerimientos es suficiente el uso de rodamientos rígidos de bolas.

Estos rodamientos tienen la capacidad de soportar cargas radiales considerables y en menor magnitud cargas de tipo axial, como las cargas axiales que genera el tren helicoidal son inferiores a las mostradas en el catálogo, se considera que este tipo de rodamientos son suficientes para soportarlas, además de que sus velocidades de trabajo son menores a las que pueden soportar.

Los soportes para las flechas del reductor serán fabricados de un material menos resistente pero mucho más ligero que el resto de sus componentes, considerando que placas de aluminio cubren adecuadamente las necesidades.

Aunque los soportes no están sujetos a cargas, es necesario reforzar esta estructura para asegurar su buen funcionamiento, para ello se utilizarán pernos guía que tendrán la función de dar rigidez, soportar los esfuerzos que se lleguen a presentar en los soportes y asegurar el paralelismo de las flechas. Los pernos guía serán fabricados de acero *1020 rolado en frio*

Finalmente se propone una lubricación del reductor mediante el uso de grasa, debido a que las condiciones de trabajo a las que se va a ver sometido no se consideran extremas, ni en función de calentamiento ni de desgaste.

### **3.2 Selección de Materiales**

En esta sección se enlistan los materiales que se utilizarán para las partes que será necesario fabricar para el sistema de transmisión de potencia y variación de velocidad del vehículo. En la tabla 3.8, se muestra esta lista de materiales y partes.

<b>Material</b>	<b>Uso</b>
Acero rolado en frío 1020	Piezas móviles del reductor de engranes: <ul style="list-style-type: none"><li>• Flecha de entrada con piñón helicoidal incluido</li><li>• Flecha intermedia con piñón cilíndrico recto incluido</li><li>• Engrane helicoidal</li><li>• Engrane cilíndrico recto</li></ul> Piezas fijas del reductor de engranes: <ul style="list-style-type: none"><li>• Pernos guía</li><li>• Tazas para rodamientos</li></ul>
Aluminio	Placas de soporte para el reductor de engranes.

*Tabla 3.8 "Materiales seleccionados y sus usos"*

### **3.3 Realización de planos de fabricación de piezas**

Utilizando el programa de diseño Mechanical Desktop versión 6.0, se realizaron los planos de fabricación de las piezas diseñadas para el sistema de transmisión de potencia y variación de velocidad del vehículo. Enfocado principalmente a las partes que conforman el reductor de engranes, así como una modificación realizada al embrague centrífugo comercial para adaptarse al funcionamiento propuesto y la polea plana a la que será acoplado.

El embrague comercial utilizado fue modificado para realizar el acoplamiento entre el motor y el reductor de engranes mediante el uso de una banda plana, ya que la eficiencia de este medio de transmisión de potencia es mayor que la cadena que utiliza en su forma original.

En el Anexo 3 (planos de fabricación y ensamble), se presentan los planos de fabricación necesarios para el sistema en el siguiente orden:

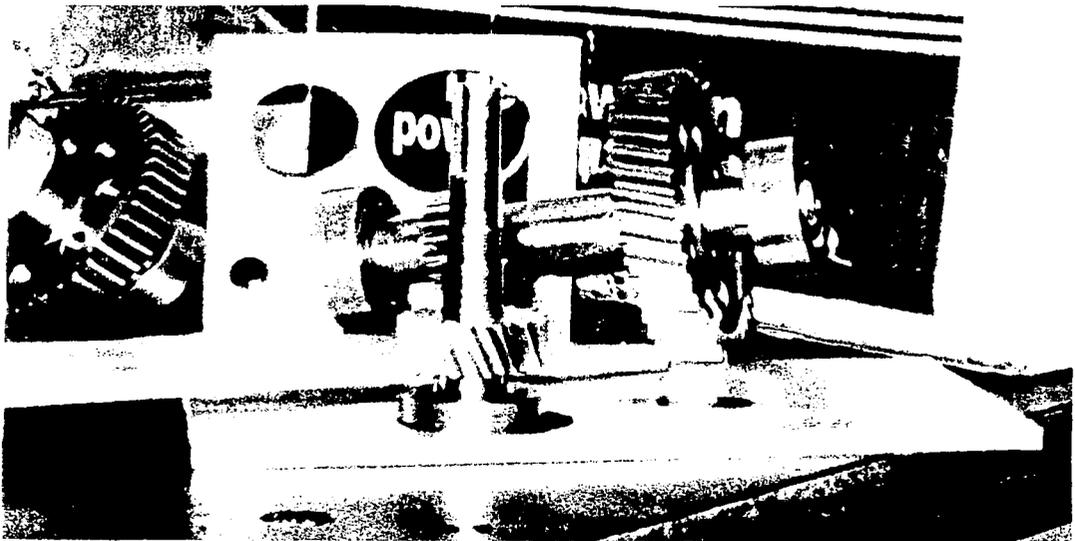
- 1) Flecha de entrada al reductor con piñón helicoidal incluido
- 2) Engrane helicoidal
- 3) Flecha intermedia del reductor con piñón cilíndrico recto incluido
- 4) Engrane cilíndrico recto
- 5) Flecha de salida del reductor
- 6) Placa Izquierda (soporte de reductor)
- 7) Soporte central
- 8) Placa derecha (soporte del reductor)
- 9) Tazas para rodamientos
- 10) Pernos guía.
- 11) Pieza del embrague modificada
- 12) Polea plana.

### **3.4 Realización de planos de ensamble de sistemas**

Utilizando el programa de diseño Mechanical Desktop versión 6.0, se realizaron los planos de ensamble para el sistema de transmisión de potencia y variación de velocidad del vehículo. En el Anexo 3 (planos de fabricación y ensamble), se presentan los planos siguientes:

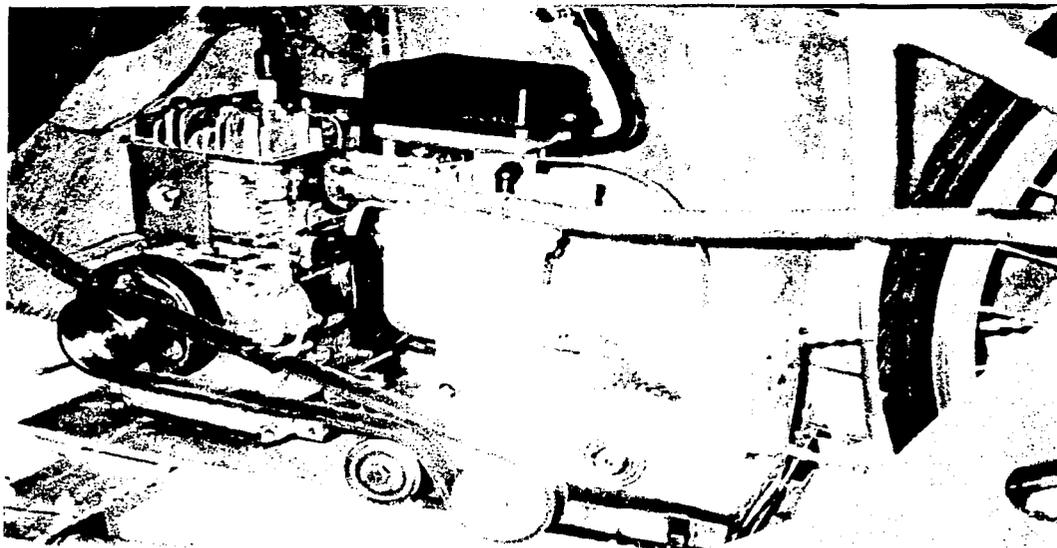
1. Ensamble carcaza
2. Ensamble reductor de engranes con patea de acoplamiento
3. Ensamble de sistemas de transmisión y embrague (vista posterior izquierda)
4. Ensamble de sistemas de transmisión y embrague (vista posterior derecha)

Para finalizar con este capítulo, se presentan las fotografías 3.1, 3.2 y 3.3, en donde se muestran las piezas del reductor de engranes fabricadas y el sistema de transmisión de potencia y variación de velocidad del vehículo instalado.



*Fotografía 3.1 " Piezas del reductor de engranes "*

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



*Fotografía 3.2 "Sistema de transmisión de potencia (vista izquierda).*



*Fotografía 3.3 "Sistema de transmisión de potencia y variación de velocidad (vista posterior derecha).*

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## **Capítulo 4**

### **Impacto del proyecto**

#### **4.1) para la academia**

La realización de este tipo de proyectos trae una serie notable de beneficios para el área académica de las instituciones de educación superior. Entre ellos tenemos:

La aplicación de los conocimientos obtenidos en las aulas a un proyecto real. Para llevar a cabo un proyecto de esta magnitud, es necesario realizar diferentes actividades que no se exponen de forma práctica dentro de las asignaturas de la carrera así como permitir al estudiante de ingeniería conocer de manera práctica aspectos referentes a cuestiones financieras y administrativas.

Las actividades a realizar para este tipo de proyectos, comprenden desde la etapa de planeación, organización, diseño, fabricación, pruebas, rediseño y pruebas finales. En la etapa de planeación es necesario conocer los requerimientos tanto de ingeniería como económicos que son necesarios cubrir para poder llevar a cabo satisfactoriamente el trabajo. Realizar una planeación lógica y sistematizada de los pasos a seguir para poder alcanzar las metas que se definen, así como la elaboración de un calendario de actividades en el que se indiquen claramente las metas que se deben alcanzar y las fechas límite de entrega.

Otras actividades que permiten desarrollar este tipo de proyectos son las relacionadas a hablar en público, realizar presentaciones de proyectos ante autoridades, posibles patrocinadores, compañeros estudiantes y en un futuro próximo a empresarios. También le permite al estudiante conocer los requisitos que se deben cumplir dentro de las instituciones para llevar a cabo proyectos, así como obtener contactos tanto dentro de estas como dentro de las empresas.

Otro aspecto fundamental que este tipo de proyectos ayudan a desarrollar es la capacidad de formar, coordinar y colaborar dentro de equipos de trabajo que tiene un fin común, realzar y enfocar la capacidad de liderazgo y responsabilidad de cada uno de los integrantes del equipo así como sus capacidades de compañerismo y compromiso.

Desde el punto de vista de ingeniería, este tipo de proyectos permiten al estudiante, aplicar sus conocimientos para la solución de problemas reales, conocer detallada o moderadamente el funcionamiento de equipos, al punto que le permita resolver los problemas a los que se verá enfrentado y salir avante de ellos aplicando los conocimientos referentes a procedimientos de diseño, funcionamiento de máquinas, análisis de sistemas térmicos, fabricación de piezas y los cálculos necesarios para poder obtener un diseño funcional y eficiente, así como obtener una percepción razonable de los materiales y equipos.

Otro factor importante que el estudiante puede conocer durante su participación en este tipo de proyectos es un conocimiento propio profundo, dándose cuenta de manera clara de sus limitaciones pero sobre todo de su capacidad y del nivel de conocimientos que ha adquirido durante sus estudios.

Estos factores implican que la participación en proyectos de este tipo ayuda al estudiante en su desarrollo profesional, demostrando que la preparación que recibió dentro de la institución tiene

un nivel adecuado que le permite enfrentarse a cualquier reto tanto presente como futuro, así como cubrir las altas aspiraciones que el sector empresarial tiene de los nuevos egresados.

#### **4.2) Para la Industria**

Este tipo de proyectos también traen grandes beneficios al sector empresarial e industrial, comenzando con la vinculación de las empresas con las instituciones de educación superior, mediante el conocimiento de los trabajos que dentro de estas se llevan a cabo.

Existe la posibilidad de lograr vínculos más estrechos entre las instituciones educativas y el sector industrial, buscando un mutuo beneficio, ya que las empresas conocen el potencial y capacidad de los egresados de las instituciones y la institución puede colaborar con la industria en la realización de proyectos o mejoras en la infraestructura que estas ya tienen en funcionamiento.

Este tipo de proyectos es el parte aguas para proyectos de mayor magnitud. En el caso específico del proyecto que se presenta en este trabajo, es posible extrapolar la propuesta de un vehículo monoplaza ultraligero de competencia, a un vehículo ligero con alto rendimiento en combustible que podría ser introducido al mercado de consumo.

El desarrollo de un proyecto que permita obtener un vehículo de uso comercial requeriría un trabajo de ensanchamiento de las capacidades de un vehículo prototipo a uno de uso masivo, por mencionar algo comenzando con la selección de equipos de mayor capacidad, sistemas aunque sencillos más seguros y tomando mucho en cuenta las cuestiones ergonómicas, de apariencia y el uso de los equipos de vanguardia que permitan la obtención de un vehículo útil, eficiente y atractivo para los consumidores.

Por otro lado la industria puede obtener un panorama amplio y veraz del nivel educativo y capacidad de respuesta que las instituciones de educación superior están dando a sus egresados y por lo tanto tener la confianza y seguridad de que sus futuros empleados y coordinadores realizarán sus labores de manera eficaz y honesta

## Conclusiones

Mediante la realización de este trabajo se llegó a las siguientes conclusiones:

- La propuesta de diseño para un nuevo sistema o prototipo, esta sujeta a los requerimientos necesarios, las restricciones impuestas, así como al conocimiento de la capacidad de los equipos comerciales, la disponibilidad y costo de los materiales a utilizar, y un conocimiento suficiente de los procesos de manufactura necesarios para su fabricación.
- El diseño detallado de sistemas, constituye un trabajo extenso, basado en un desarrollo conceptual de lo que se va a diseñar, el conocimiento de los requerimientos y restricciones, realización de cálculos de funcionamiento, resistencia de materiales, selección de los mismos, así como la elaboración de planos de fabricación y ensamble, y finalmente la determinación del proceso o procesos de manufactura a utilizar.
- Mediante la utilización del proceso de diseño mecánico a nivel conceptual se concluye que fue posible presentar una propuesta de diseño para un vehículo monoplaza ultraligero de competencia que podría ser viable, basada en las características que se consideraron que tuvieron un buen comportamiento en alguno o en los dos vehículos fabricados anteriormente dicha propuesta se podría fabricar con recursos limitados, materiales y procesos convencionales y bajo restricciones financieras, de manufactura y tiempo.
- Respecto al diseño del sistema de transmisión se concluye que mediante el uso de un reductor de engranes fabricado con materiales convencionales y procesos convencionales fue posible cubrir los requerimientos de funcionamiento necesarios y la variación de velocidad del vehículo pudo ser controlada mediante el uso de un equipo de bicicleta comercial
- Respecto al funcionamiento de los sistemas de transmisión y embrague basándose en el procedimiento de diseño, la manufactura de las piezas y su comportamiento durante la competencia, se concluye que el diseño excedía en capacidad las necesidades de funcionamiento, por lo tanto podría mejorarse realizando algunas actividades como: replantear las características geométricas de los engranes (Pd, Ancho de cara), considerar diferentes materiales para su fabricación (aleaciones metálicas ligeras, plásticos), mejorando la forma de lubricación (uso de aceites) y teniendo mayor cuidado en los procedimientos de ensamble y alineación del sistema..
- La realización y participación en este tipo de proyectos, ayudan al estudiante a reconocer y aplicar sus conocimientos así como ampliarlos trabajando dentro de un contexto real, así como obtener experiencia dentro de las áreas de diseño, manufactura, planeación, organización y conocimiento de aspectos administrativos y financieros.
- El planteamiento de este tipo de proyectos desde el nivel estudiantil es una postura que indica que en México es posible realizar trabajos importantes en las áreas de investigación y desarrollo buscando beneficios y mejoras en el estilo de vida de la sociedad.
- Este tipo de trabajos, deben lidiar con un gran estancamiento en el área tecnológica dentro de nuestro país, debido a la gran cantidad de empresas y productos extranjeros que se distribuyen y consumen, los cuales han dejado en una posición de desventaja y baja competitividad a las empresas mexicanas.

### ***Bibliografía:***

- [1] Fundamentos de Diseño del Automóvil, Dr. Cezary Szczepaniak, Ed. Continental, 1988.
- [2] Teoría del Automóvil, Lanzerdoerfer J, Szczepaniak C, CECSA, 1996
- [3] Diseño de Máquinas, Robert L. Norton, Prentice Hall , Pearson, Primera edición, 1999
- [4] Mechanical Engineering Design, Shigley , Mischke, McGraw-Hill 5a edición, 1989.
- [5] Mecánica de Materiales, Russell C. Hibbeler, CECSA, 1994.
- [6] Pagina de la Sociedad Internacional de Ingenieros Automotrices (SAE), [www.sae.org](http://www.sae.org)
- [7] El automóvil ultraligero, [www.geocities.com/asengineering](http://www.geocities.com/asengineering), Diseñador de página: Antonio Sánchez, Málaga.España, 1999
- [8] La combinación sinérgica híbrido – ultraligero, [www.geocities.com/asengineering](http://www.geocities.com/asengineering), Diseñador de página: Antonio Sánchez. Málaga España, 1999
- [9] Tesis: “Dinámica de un dinamómetro de chasis y unidad de volante de inercia”. , Suárez Guzmán Ubaldo, Sánchez García Gregorio, Julio de 2000, UNAM, México.

## *Anexo 1*

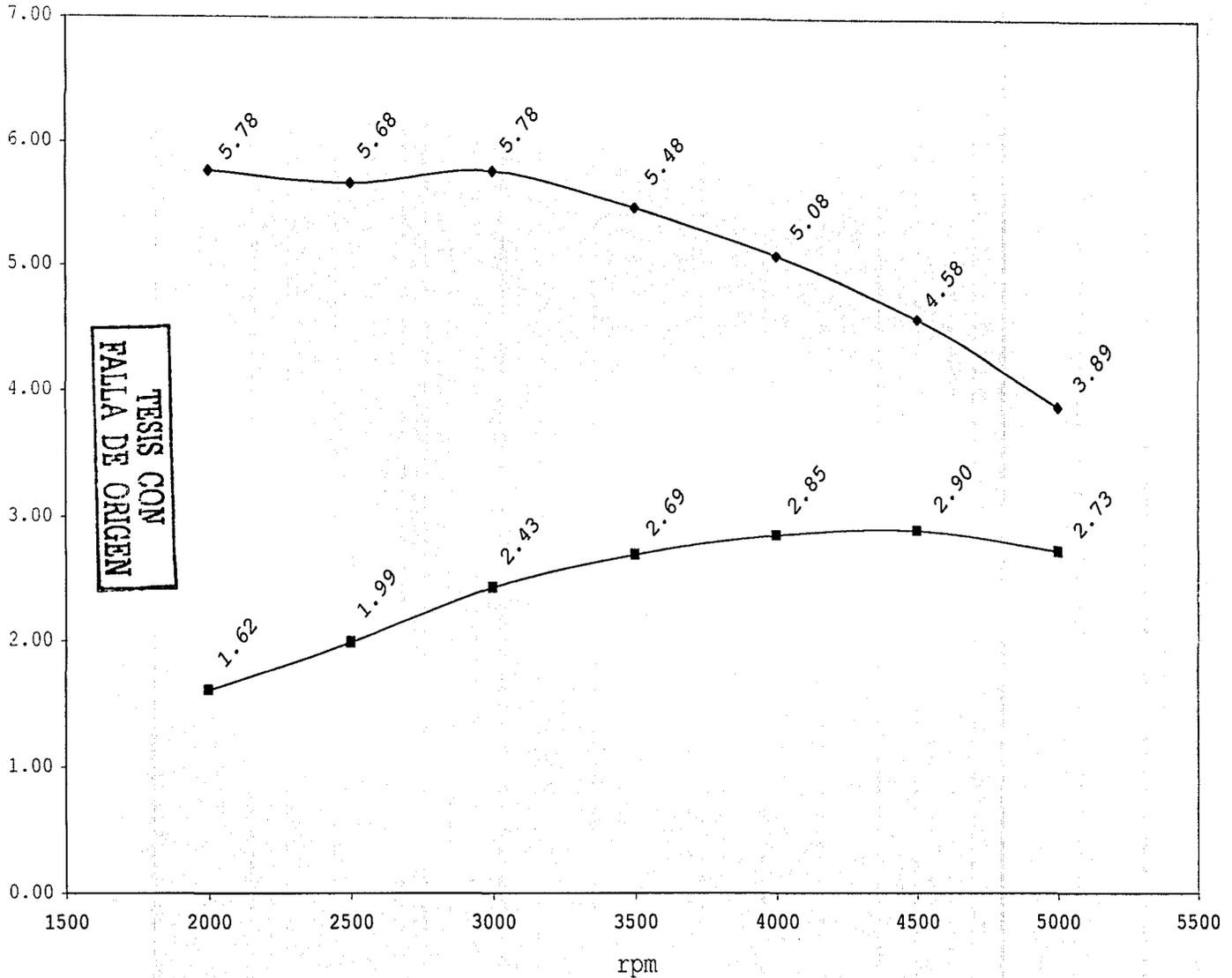
### *“Caracterización de motor”*

**ESTA TESIS NO SALE  
DE LA BIBLIOTECA**

Anexo i  
Comportamiento

Donde:  
 $W_f$  = potencia real entregada por el motor  
 $T$  = par real entregado por el motor.

■  $W_f$  [HP]    ◆  $T$  [N.m]



## ***Anexo 2***

# ***“Cálculos del Sistema de transmisión”***

**Anexo 2**  
**Cálculos transmisión.**

**Condiciones de arranque.**  
**Cálculos de velocidades de arranque con máxima reducción.**

RPM	HP	En el motor.			En el reductor.			En la llanta.		
		T (lb.in)	T teo (Nm)	T real (N:m)	T (lb.in)	T teo (Nm)	T real (N:m)	T (Lb.in)	T teo (Nm)	Tm [Nm]
1800	1.472	51.520	5.863	5.780	370.944	42.213	41.616	857.623	97.597	96.216
2000	1.620	51.030	5.807	5.780	367.416	41.812	41.616	849.466	96.669	96.216
2500	1.990	50.148	5.707	5.680	361.066	41.089	40.896	834.784	94.998	94.552
3000	2.430	51.030	5.807	5.780	367.416	41.812	41.616	849.466	96.669	96.216

We Motor (rpm)	Ws reductor (rpm)	Ws Llanta (rpm)	Ws llanta (rad/s)	Velocidad de Salida del vehículo.	
				(m/s)	(Km/hr)
1800	200.000	73.529	7.700	2.466	8.875
2000	222.222	81.699	8.556	2.739	9.861
2500	277.778	102.124	10.694	3.424	12.327
3000	333.333	122.549	12.833	4.109	14.792

Radio dinámico  
0.3302 (m)

Relación de transmisión mínima. 9

Relación de transmisión máxima 24.48

Donde:  
rpm = velocidad angular del cigüeñal del motor  
hp = potencia real entregada por el motor  
T = par teórico (obtenido de la expresión 3.22)  
Tm = par motor.  
Treal = par real entregado por el motor (obtenido experimentalmente)  
We = velocidad angular de entrada al reductor  
Ws reductor = velocidad angular de salida del reductor  
Ws llanta = velocidad angular de la llanta de tracción.

**Condiciones de recorrido**  
**Con mínima reducción, máximas velocidades.**

RPM	HP	En el motor.			En el reductor.			En la llanta.		
		T (lb.in)	T teo (Nm)	T real (N:m)	T (lb.in)	T teo (Nm)	T real (N:m)	T (Lb.in)	T teo (Nm)	Tm [Nm]
3000	2.430	51.030	5.807	5.780	367.416	41.812	41.616	312.304	35.540	35.374
3500	2.690	48.420	5.510	5.480	348.624	39.673	39.456	296.330	33.722	33.538
4000	2.850	44.888	5.108	5.080	323.190	36.779	36.576	274.712	31.262	31.090
4500	2.900	40.600	4.620	4.580	292.320	33.266	32.976	248.472	28.276	28.030
5000	2.730	34.398	3.914	3.890	247.666	28.184	28.008	210.516	23.957	23.807

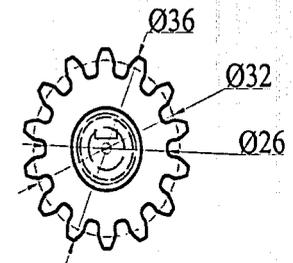
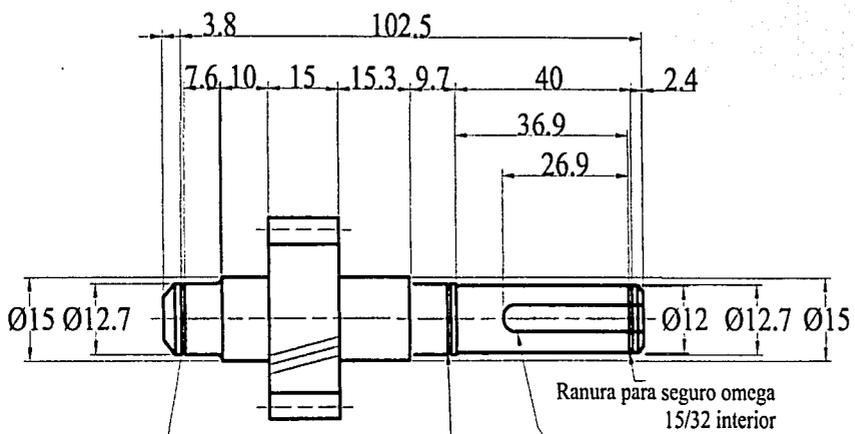
We Motor (rpm)	Ws reductor (rpm)	Ws Llanta (rpm)	Ws llanta (rad/s)	Velocidad del vehículo.		Vel promedio de crucero.
				(m/s)	(Km/hr)	
3000	333.333	333.333	34.907	11.177	40.234	53.646 Km/hr
3500	388.889	388.889	40.724	13.040	46.940	
4000	444.444	444.444	46.542	14.903	53.646	Vel. máxima posible 67.057 Km/hr
4500	500.000	500.000	52.360	16.766	60.351	
5000	555.556	555.556	58.178	18.628	67.057	Vel de máxima eficiencia. 40.234 Km/hr

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

## ***Anexo 3***

### ***Planos de fabricación y ensamble***

### ***“Sistemas de transmisión y embrague”***

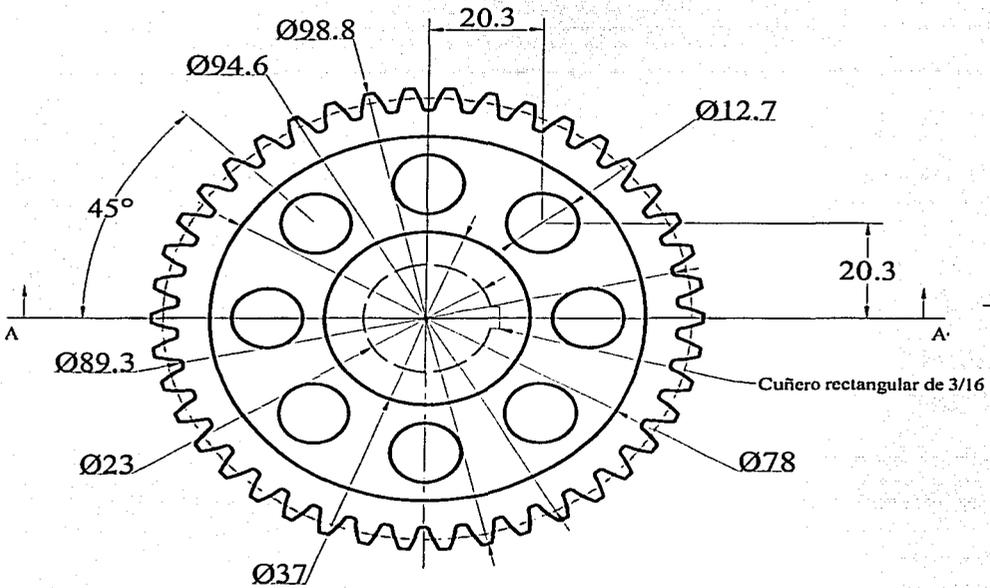
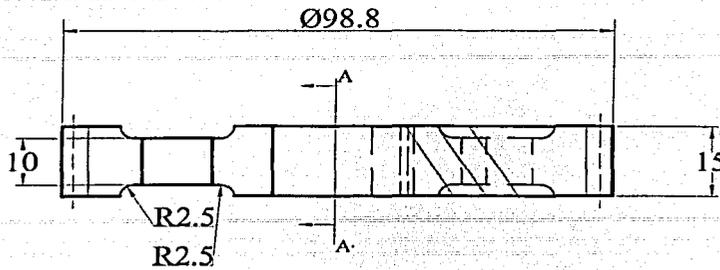


**ENGRANE HELICOIDAL.**  
 Dp 12,  
 Ap 20  
 ángulo de helice 20  
 Número de dientes 14  
 Chaflanes de 2.5 mm a 45 grados  
 en los extremos

**TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN**



Tolerancias no indicadas = ± 0.1 mm	No de plano 0001	HOJA REDUCTOR/1	Revisado AA
		Mat: Acero rolado en frio 1020	
Cantidad 1	Dibujo No. 1/12	Nombre del archivo. <b>FLECHA DE ENTRADA</b>	
Escala Sin escala	Acot mm	Tratamiento térmico ninguno.	
		<b>A3</b>	
Dibujado MAMR		Aprobado 17/07/2002 Revisado	

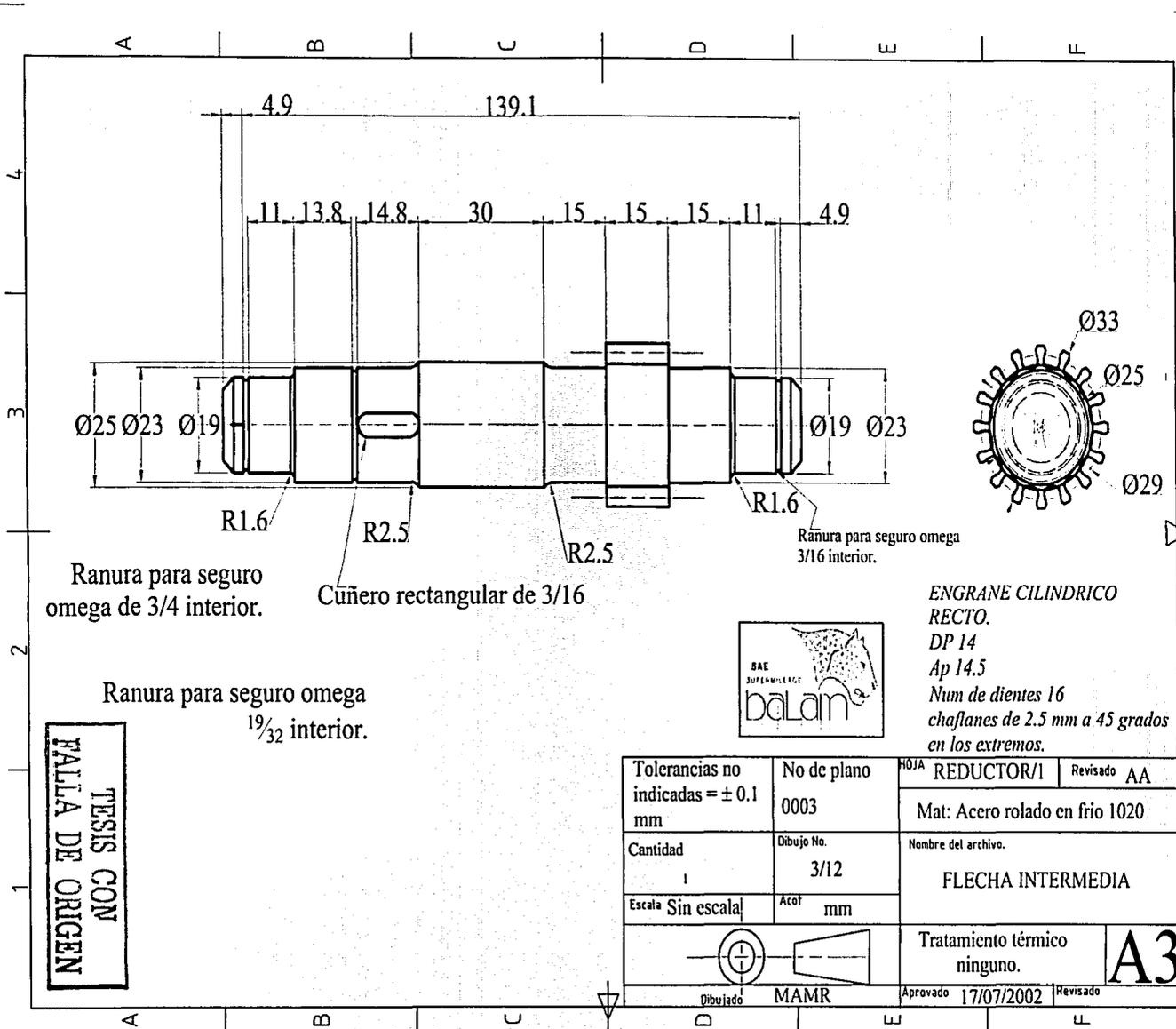


**TESIS CON FALLA DE ORIGEN**



**ENGRANE HELICOIDAL.**  
 Dp 12,  
 Ap 20  
 ángulo de helice 20  
 42 dientes.

Tolerancias no indicadas = ± 0.1 mm	No de plano 0002	HOJA REDUCTOR/3	Revisado AA
Cantidad 1	Dibujo No. 2/12	Mat: Acero laminado en frio 1020	
Escala Sin escala	Acor mm	Nombre del archivo. <b>ENGRANE HELICOIDAL.</b>	
		Tratamiento térmico ninguno.	
Dibujado MAMR		Aprobado 17/07/2002	Revisado <b>A3</b>



Ranura para seguro omega de 3/4 interior.

Cuñero rectangular de 3/16

Ranura para seguro omega 3/16 interior.

Ranura para seguro omega 1 3/32 interior.

ENGRANE CILINDRICO RECTO.  
 DP 14  
 Ap 14.5  
 Num de dientes 16  
 chaflanes de 2.5 mm a 45 grados en los extremos.

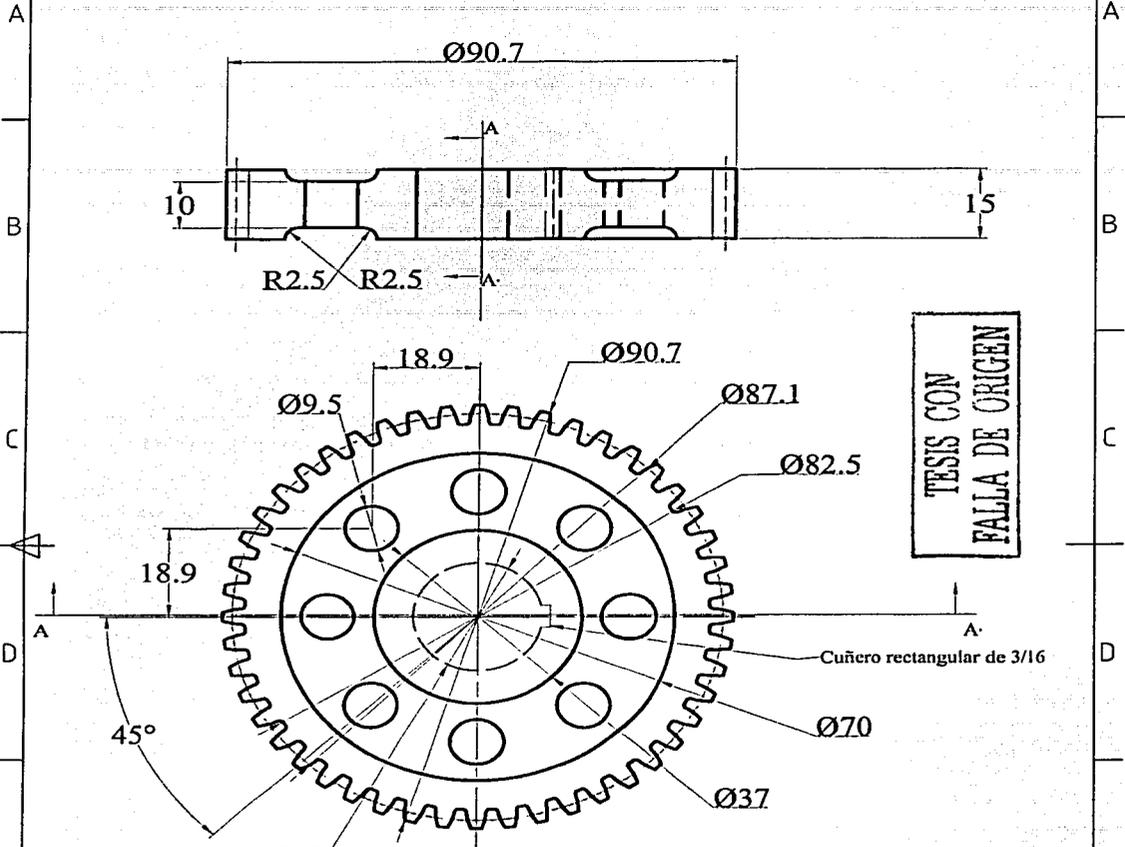


TESIS CON  
 FALTA DE ORIGEN

Tolerancias no indicadas = ± 0.1 mm	No de plano 0003	HOJA REDUCTOR/1		Revisado AA
		Mat: Acero rolando en frio 1020		
Cantidad 1	Dibujo No. 3/12	Nombre del archivo. FLECHA INTERMEDIA		
Escala Sin escala	Acot mm	Tratamiento térmico ninguno.		A3
		Dibujado MAMR      Aprobado 17/07/2002      Revisado		

64

1 | 2 | 3 | 4

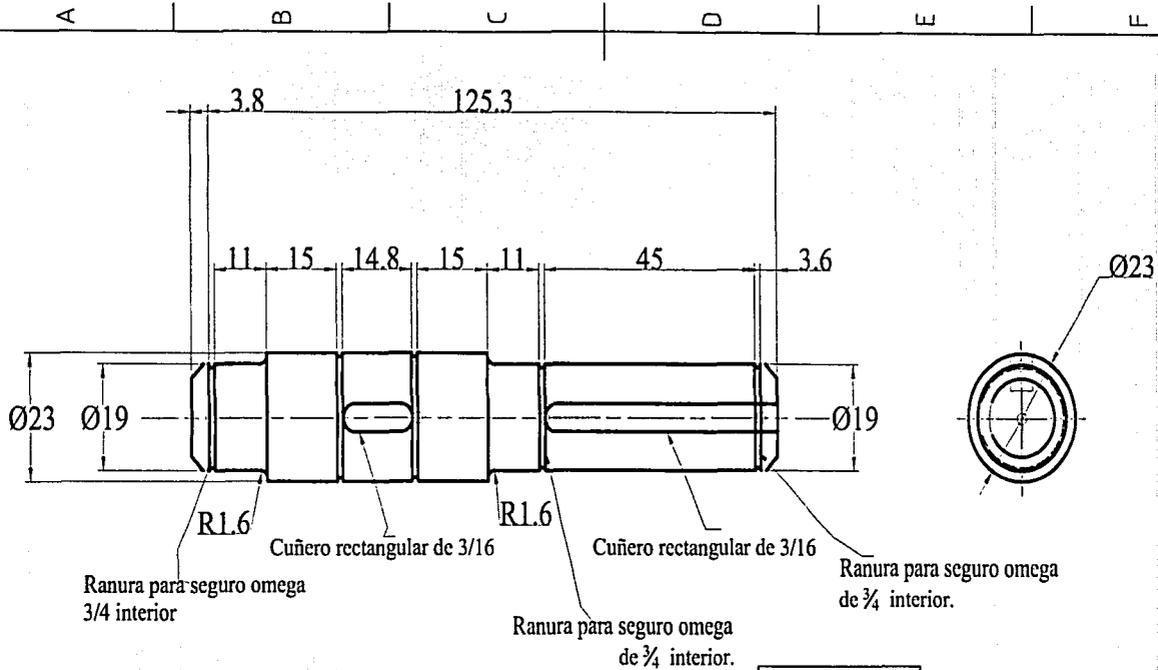


**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



**ENGRANE CILINDRICO RECTO**  
 Dp 14,  
 Ap 14.5  
 Num de dientes 48

Tolerancias no indicadas = ± 0.1 mm	No de plano 0004	HOJA REDUCTOR/5	Revisado AA
Cantidad 1	Dibujo No. 4/12	Mat: Acero laminado en frio 1020	
Escala Sin escala	Acot mm	Nombre del archivo. ENGRANE CILINDRICO RECTO.	
		Tratamiento térmico ninguno.	<b>A3</b>
Dibujado	MAMR	Aprobado 17/07/2002	

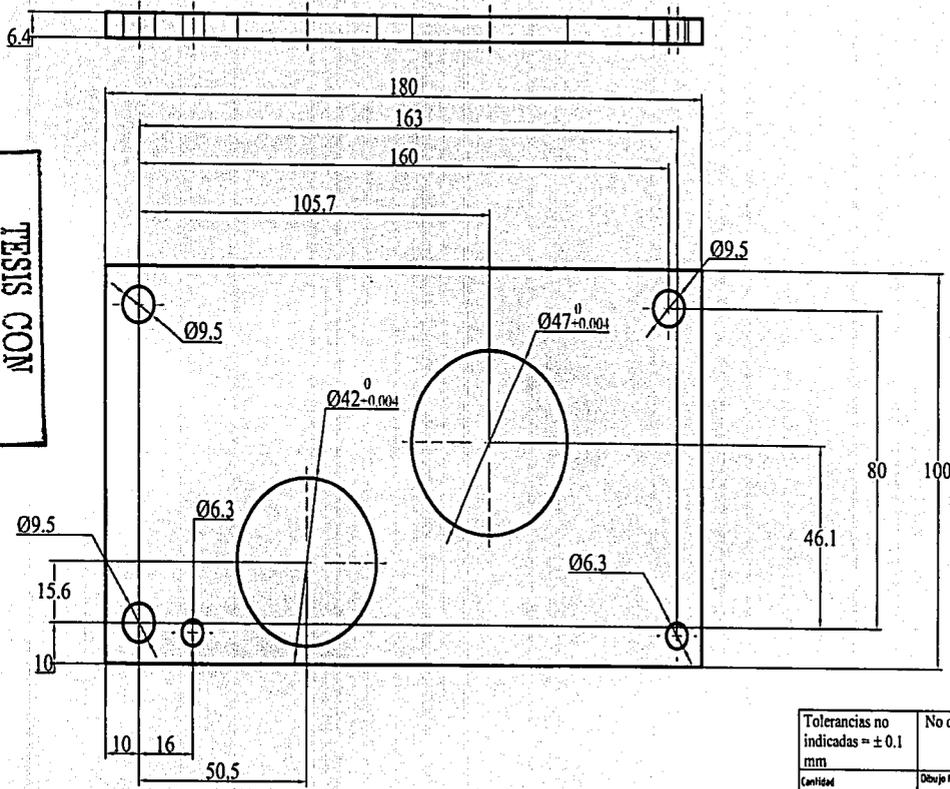


Chafilanes de 2.5 mm a 45 grados en los extremos.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

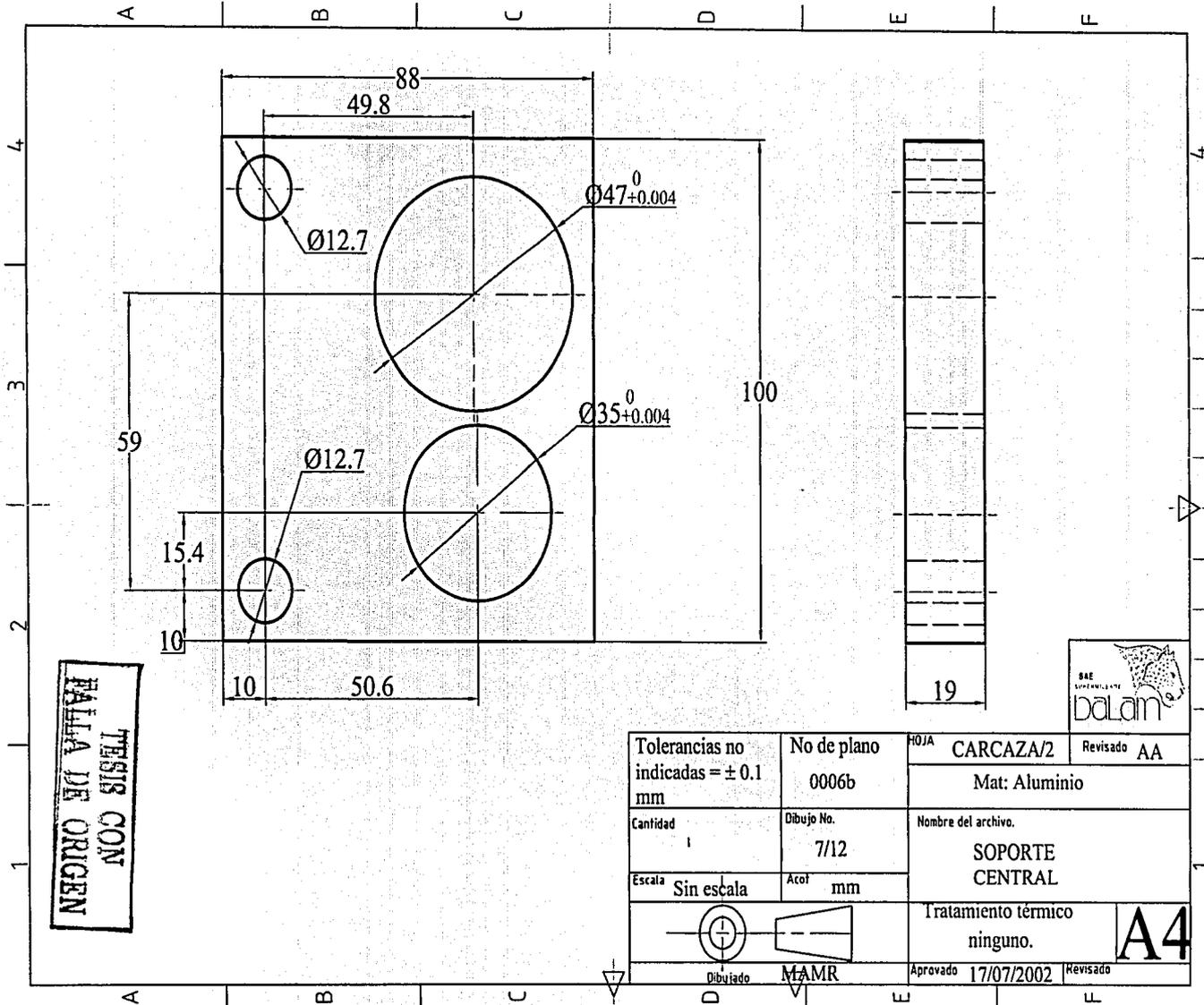
Tolerancias no indicadas = $\pm 0.1$ mm	No de plano 0005	HOJA REDUCTOR/1	Revisado AA
		Mat: Acero rolado en frio 1020	
Cantidad 1	Dibujo No. 5/12	Nombre del archivo. FLECHA DE SALIDA	
Escala Sin escala	Acot mm	Tratamiento térmico ninguno.	
		A3	
Dibujado MAMR		Aprobado 17/07/2002	Revisado

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



Tolerancias no indicadas = ± 0.1 mm	No de plano 0006a	NOJA CARCAZA/3	Revisado AA
Cantidad 1	Dibujo No. 6/12	Mat: Aluminio	
Escala Sin escala	Acer mm	Nombre del archivo. PLACA IZQUIERDA	
		Tratamiento termico ninguno.	A3
Dibujado MAMR		Aprobado 17/07/2002	Revisado

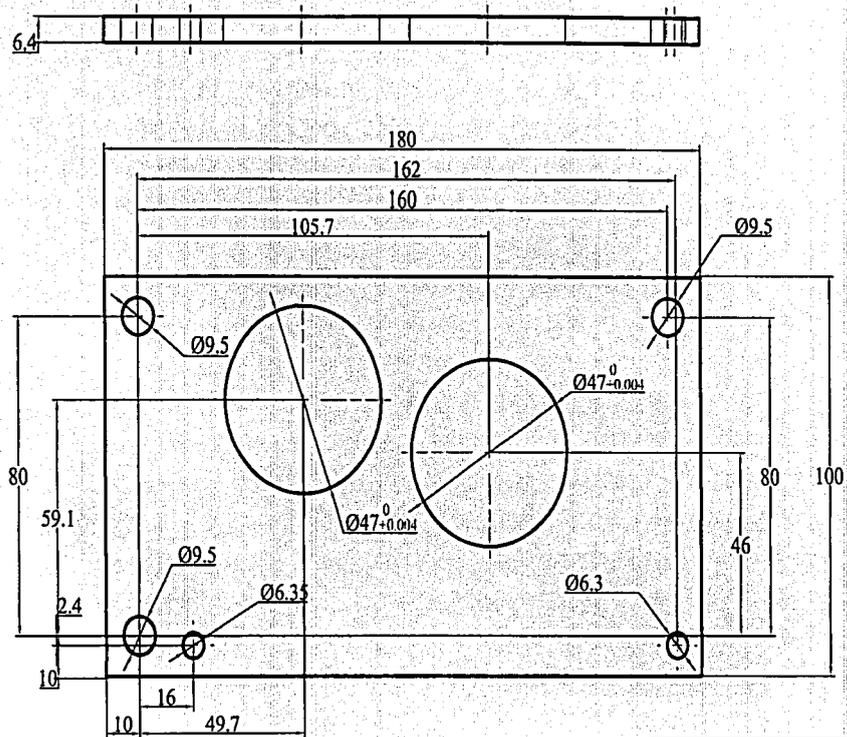
137



TESIS CON  
 FALTA DE ORIGEN

Tolerancias no indicadas = ± 0.1 mm	No de plano 0006b	HOJA CARCAZA/2	Revisado AA
		Mat: Aluminio	
Cantidad 1	Dibujo No. 7/12	Nombre del archivo. SOPORTE CENTRAL	
Escala Sin escala	Acof mm	Tratamiento térmico ninguno.	
		Aprobado 17/07/2002	Revisado
Dibujado MAMR		<b>A4</b>	

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

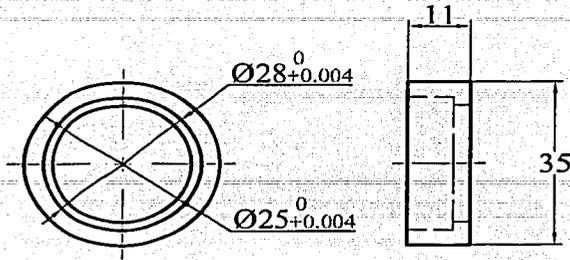


Tolerancias no indicadas = ± 0.1 mm	No de plano 0006c	PROJA CARCAZA/1	Revisado AA
Cantidad 1	Dibujo No. 8/12	Mat: Aluminio	
Escala Sin escala	Axot mm	Nombre del archivo. PLACA DERECHA	
		Tratamiento termico ninguno.	
Dibujado HAMR		Aprobado 17/07/2002	Material A3



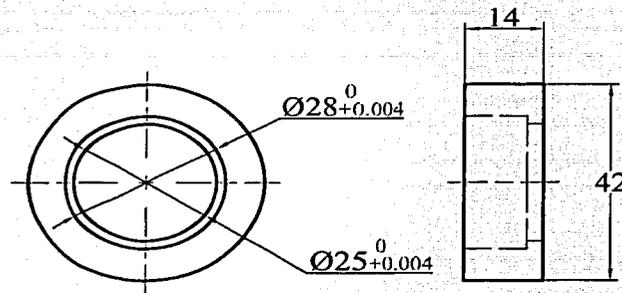
1 | 2 | 3 | 4

A



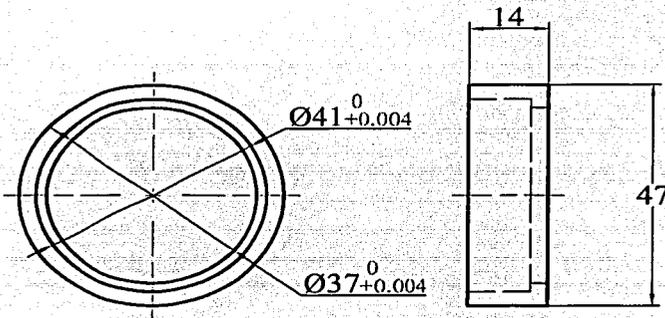
TAZA 1

B



TAZA 2

C



TAZA 3

D

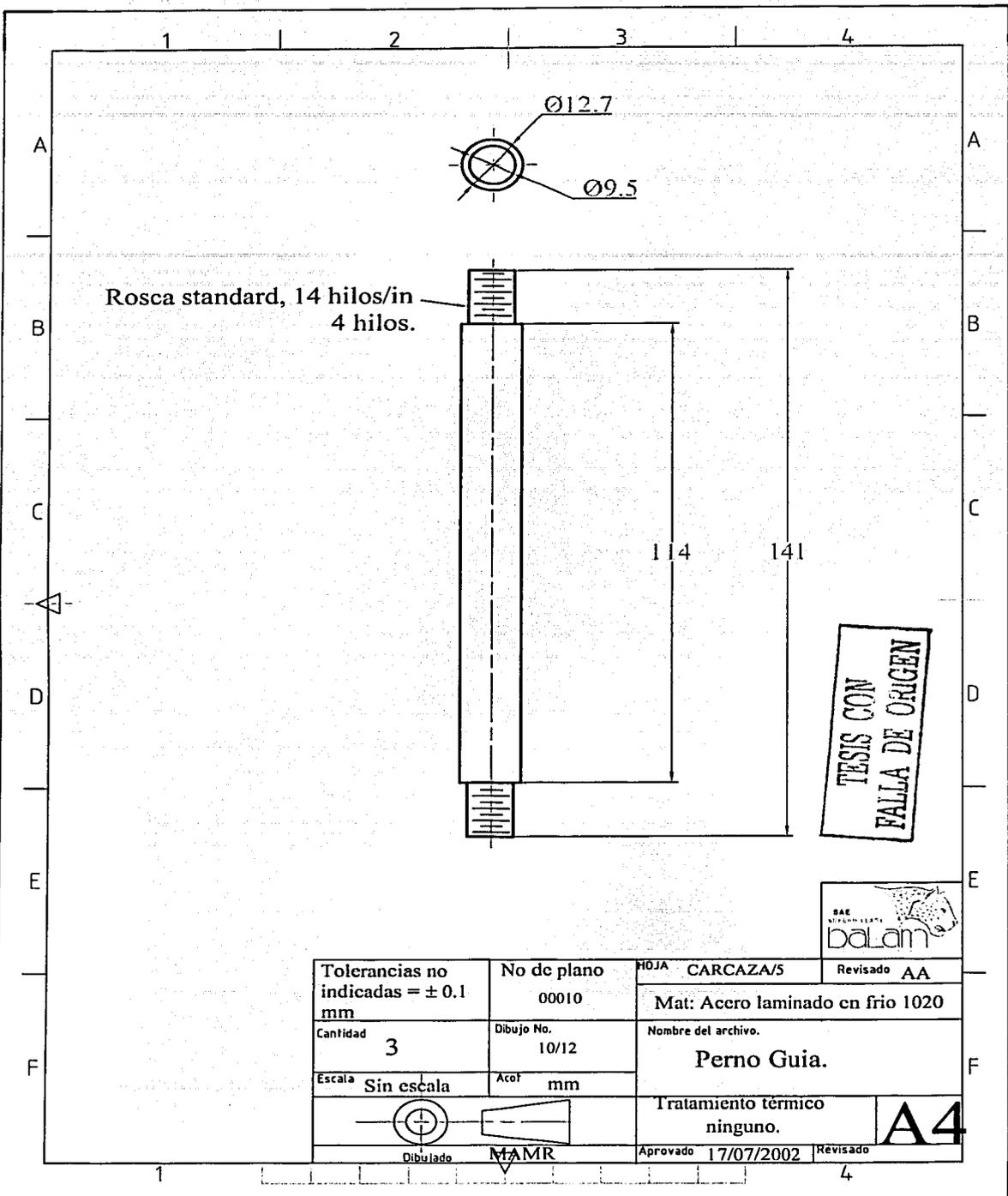
E



**TESIS CON FALLA DE ORIGEN**

Tolerancias no indicadas = ± 0.1 mm	No de plano 0009	HOJA CARCAZA/4	Revisado AA
Cantidad TAZA 1 / 1 TAZA 2 / 1 TAZA 3 / 4	Dibujo No. 9/12	Mat: Acero laminado en frio 1020	
Escala Sin escala	Acof mm	Nombre del archivo. TAZAS PARA RODAMIENTOS	
		Tratamiento térmico ninguno.	
Dibujado MAMR	Aprobado 17/07/2002	Revisado	

**A4**

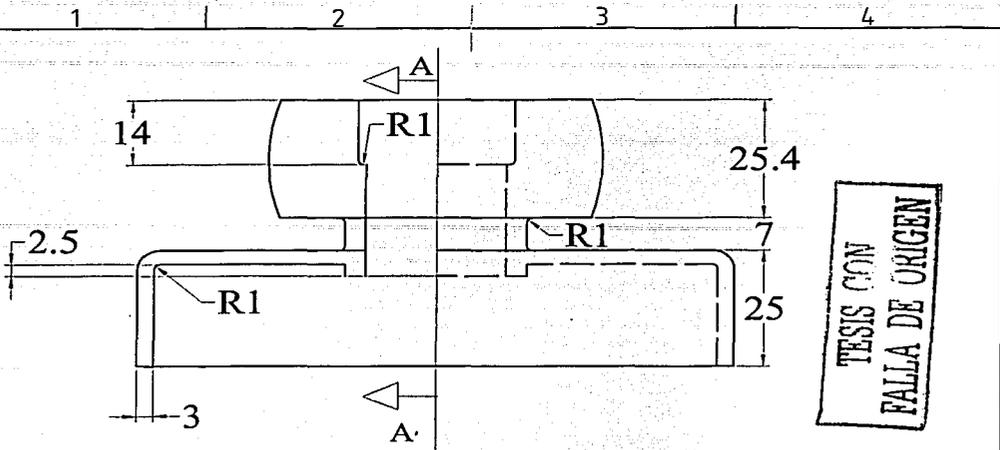


Rosca standard, 14 hilos/in  
4 hilos.

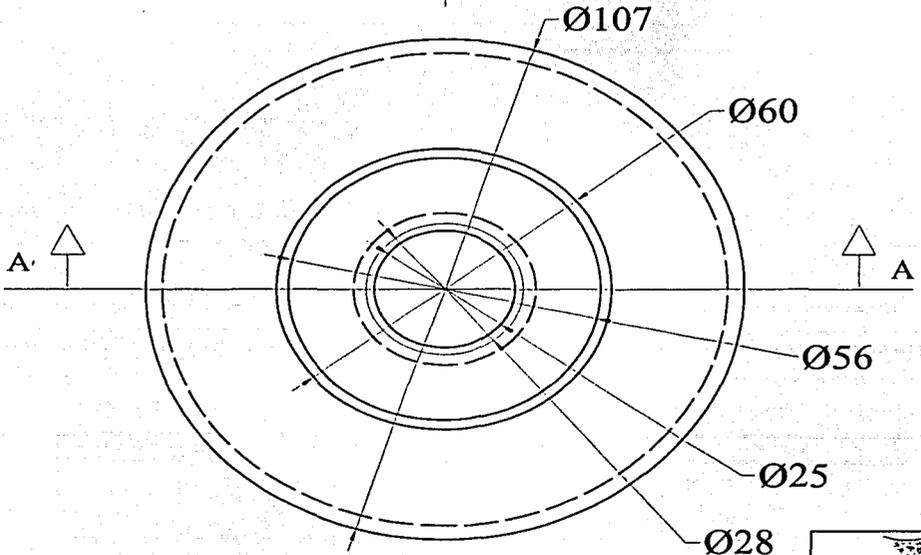
TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



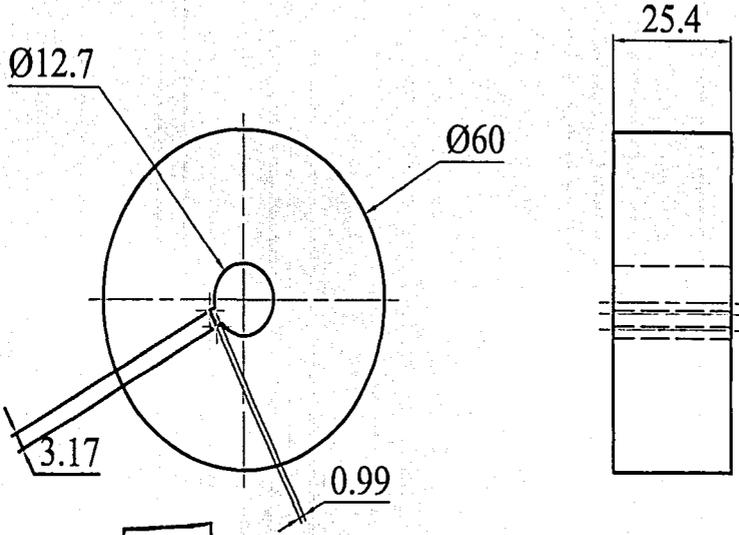
Tolerancias no indicadas = ± 0.1 mm	No de plano 00010	HOJA CARCAZA/5	Revisado AA
		Mat: Acero laminado en frio 1020	
Cantidad 3	Dibujo No. 10/12	Nombre del archivo.	
Escala Sin escala	Acof mm	Perno Guia.	
		Tratamiento térmico ninguno.	A4
Dibujado MAMR	Aprobado 17/07/2002	Revisado	



TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN



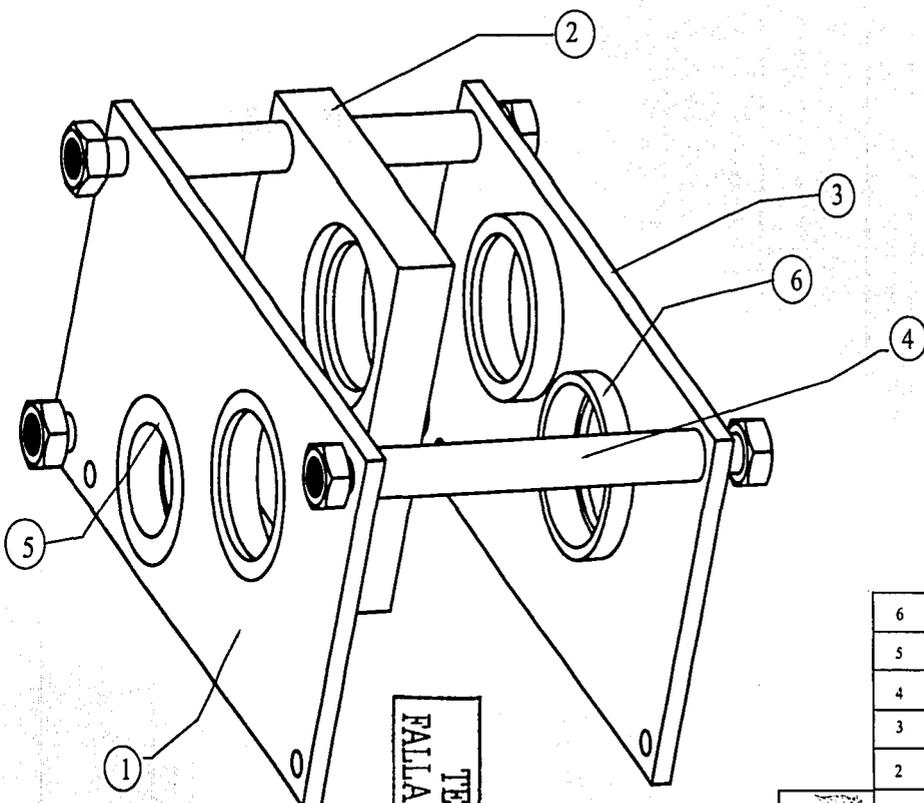
Tolerancias no indicadas = ± 0.1 mm	No de plano 00011	HOJA REDUCTOR/1	Revisado AA
Cantidad 1	Dibujo No. 11/12	Mat: Aluminio	
Escala Sin escala	Acot mm	Nombre del archivo. Pieza de Embrague modificada.	
		Tratamiento térmico ninguno.	<b>A4</b>
Dibujado MAMR		Aprovado 17/07/2002	Revisado



TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN



Tolerancias no indicadas = ± 0.1 mm	No de plano 00012	HOJA	Revisado AA
		TRANSMISIÓN/EMBRAGUE	Material Aluminio
Cantidad 1	Dibujo No. 12/12	Nombre del archivo. Polea Plana	
Escala Sin escala	Acof mm	Tratamiento térmico ninguno.	
 			
Dibujado MAMR		Aprobado 17/07/2002   Revisado	



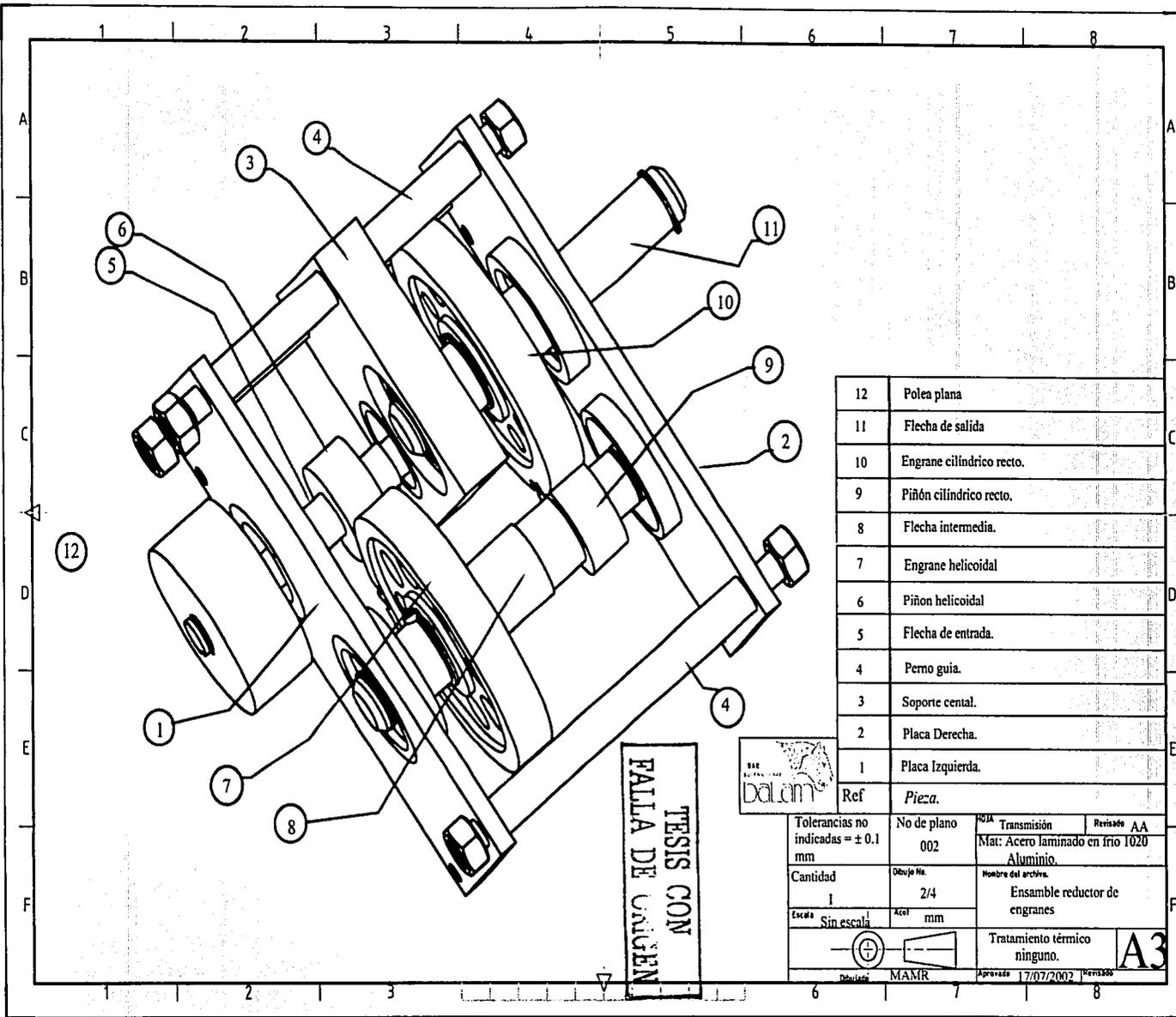
TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

6	Taza para rodamiento de $\frac{3}{4}$ in.
5	Taza para rodamiento de $\frac{1}{2}$ in.
4	Perno guia.
3	Placa Derecha.
2	SopORTE cental.
1	Placa Izquierda.



Ref	Pieza.		
Tolerancias no indicadas = $\pm 0.1$ mm	No de plano 001	NOJA CARCAZA/S	Revisado AA
Cantidad 1	Dibujo No. 1/4	Mat: Aluminio Acero rolado en frio 1020	
Escales Sin escala	Acol mm	Nombre del archivo. ENSAMBLE CARCAZA	
		Tratamiento termico ninguno.	
Dibujado MAMR		Aprobado 17/07/2002	Mem186

A3



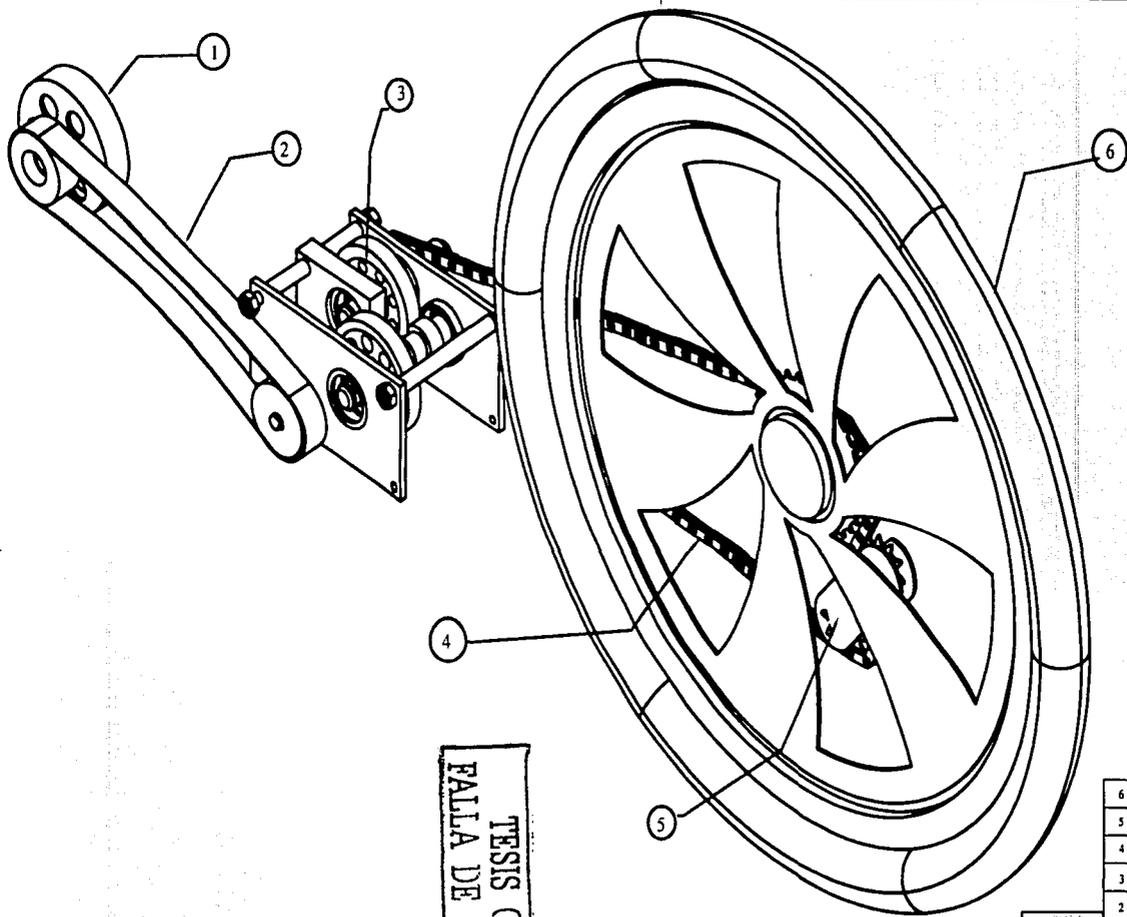
12	Polea plana
11	Flecha de salida
10	Engrane cilíndrico recto.
9	Piñón cilíndrico recto.
8	Flecha intermedia.
7	Engrane helicoidal
6	Piñón helicoidal
5	Flecha de entrada.
4	Perno guía.
3	Soporte cental.
2	Placa Derecha.
1	Placa Izquierda.
Ref	Pieza.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN



Tolerancias no indicadas = ± 0.1 mm	No de plano 002	NOJA Transmisión Mat: Acero laminado en frio 1020	Revisado AA
Cantidad 1	Dibujo No. 2/4	Aluminio.	
Escala Sin escala	Acero mm	Nombre del archivo.	
		Ensamble reductor de engranes	
Dibujado MAMR		Tratamiento térmico ninguno.	A3
Aprobado		17/07/2002	Permisos

95-

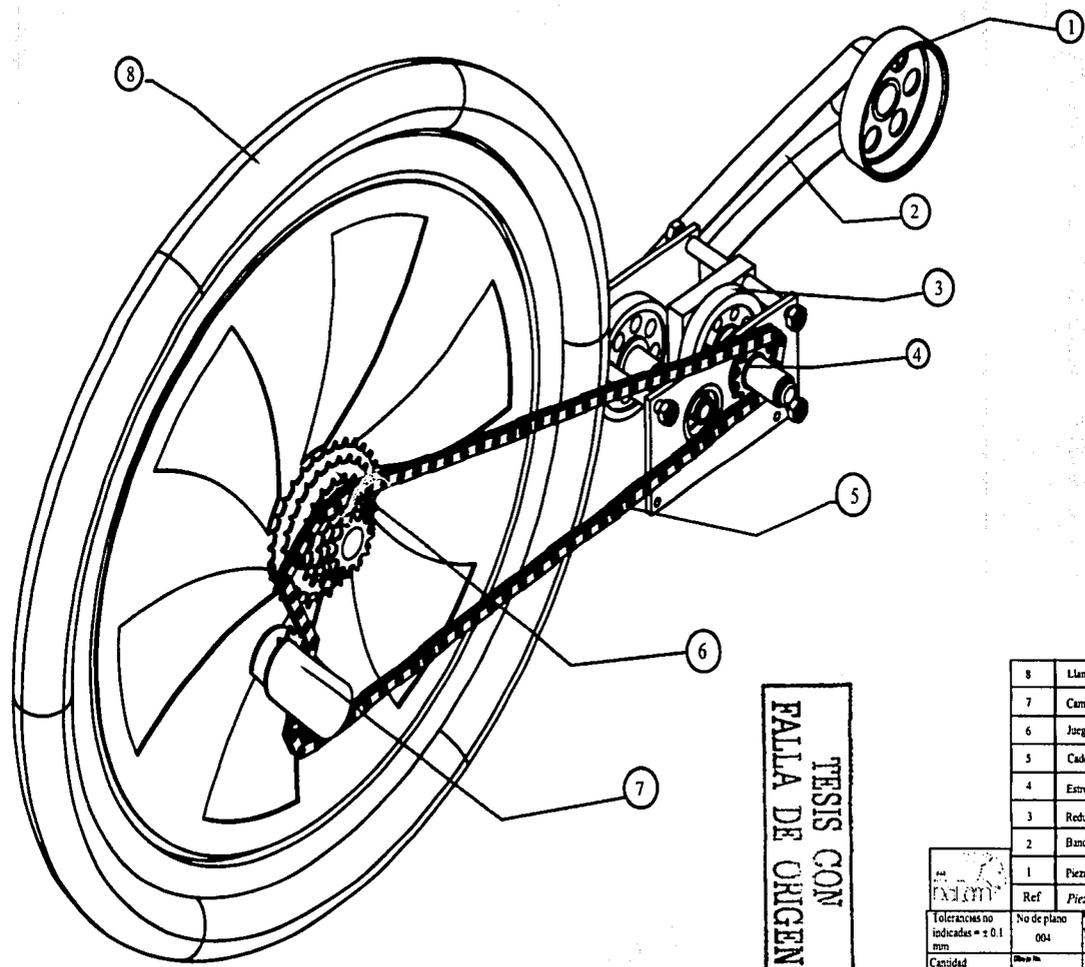


TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

6	Llanta de tracción
5	Cambios de bicicleta convencionales
4	Cadena
3	Reductor de engrases
2	Banda plana
1	Pieza de embrague modificada
Ref	Pieza.

	No de plano	TRANSMISION	Revisión AA
	Tolerancias no indicadas = $\pm 0.1$ mm	003	Mat: Acero laminado en frío 1020 Aluminio
Cantidad	1	Material de transmisión y embrague (vista posterior izquierda).	
Escala Sin escala	3/4 mm		
		Tratamiento térmico ninguno.	A2

96



TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

8	Llanta de tracción
7	Cambios de bicicleta convencionales
6	Juego de estrellas de bicicleta.
5	Cadena
4	Estrella motriz
3	Reductor de engranes
2	Banda plana
1	Pieza de embrague modificada
Ref	Pieza.

	Tolerancias no indicadas = $\pm 0.1$ mm	No de plano 004	TRANSMISIÓN Mat: Acero laminado en frío 1020 Aluminio	Norma AA Ensamble transmisión y embrague (vista posterior derecha) Tratamiento térmico ninguno.
	Cantidad 1	Grado de precisión Sin escala	Escala 4:4 250 mm	Tratamiento térmico ninguno.
				A2

97