

112
2ej.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

"DISEÑO Y FABRICACION DE UN AUTOMOVIL
TUBULAR PARA TODO TIPO DE TERRENO"

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A N :
ANGEL RAMIREZ ORTEGA
DAVID GERMAN GUZMAN BARCENAS
MARCOS PINSON GUERRA

DIRECTOR: ING. UBALDO EDUARDO MARQUEZ AMADOR



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

MEXICO, D. F.

1992



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está 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.

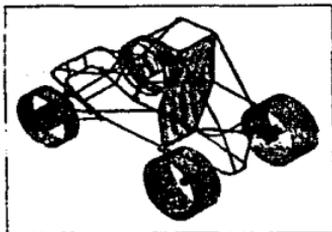
INDICE TEMATICO

	Pag.
INTRODUCCION.	1
OBJETIVO.	11
CAPITULO I.- METODO DE DISEÑO.	12
CAPITULO II.- DISEÑO DE LOS SISTEMAS DEL AUTOMOVIL.	
II.1 SISTEMA ESTRUCTURAL.	23
II.1.1 Descripción y características del problema.	
II.1.2 Alternativas de solución.	
II.1.3 Evaluación y selección de la mejor alternativa.	
II.1.4 Diseño de detalle.	
II.2 SISTEMA DE SUSPENSION.	39
II.2.1 Descripción y características del problema.	
II.2.2 Alternativas de solución.	
II.2.3 Evaluación y selección de la mejor Alternativa.	
II.2.4 Diseño de detalle.	
II.3 SISTEMA DE DIRECCION.	83
II.3.1 Descripción y características del problema.	
II.3.2 Alternativas de solución.	
II.3.3 Evaluación y selección de la mejor alternativa.	
II.3.4 Diseño de detalle.	

II.4 SISTEMA DE FRENOS.	108
II.4.1 Descripción y características del problema.	
II.4.2 Alternativas de solución.	
II.4.3 Evaluación y selección de la mejor alternativa.	
II.4.4 Diseño de detalle.	
II.5 SISTEMA DE TRANSMISION.	145
II.5.1 Descripción y características del problema.	
II.5.2 Alternativas de solución.	
II.5.3 Evaluación y selección de la mejor alternativa.	
II.5.4 Diseño de detalle.	
II.6 SISTEMA DE SEGURIDAD.	191
II.6.1 Descripción del sistema.	
CAPITULO III.- COSTOS Y FABRICACION DEL AUTOMOVIL.	203
III.1 SISTEMA ESTRUCTURAL.	
III.2 SISTEMA DE SUSPENSION.	
III.3 SISTEMA DE FRENOS.	
III.4 SISTEMA DE DIRECCION.	
III.5 SISTEMA DE TRANSMISION.	
III.6 SISTEMA DE SEGURIDAD.	
CAPITULO IV.- EVALUACION DEL AUTOMOVIL.	333
CAPITULO V.- RESULTADOS Y CONCLUSIONES.	343
OBRAS CONSULTADAS.	348

DISEÑO Y FABRICACION DE UN AUTOMOVIL
TUBULAR PARA TODO TIPO DE TERRENO

I N T R O D U C C I O N



INTRODUCCION

La contaminación del aire en la ciudad de México ha aumentado con el crecimiento mismo de la ciudad, con el de su población, los empleos generados en la industria y los movimientos y traslados de sus habitantes. El principal factor que explica la emisión de contaminantes en la Ciudad es el consumo de energía. Por tanto, se necesita considerar la evolución económica de la ciudad y sus perspectivas y, al mismo tiempo, las relaciones tecnológicas entre bienestar y consumo de energéticos.

La contaminación del aire en la Ciudad, debido al polvo de las tolvaneras y otras partículas suspendidas en el aire, es un fenómeno antiguo. Sin embargo, el problema de contaminación tal como hoy lo conocemos, se originó con el crecimiento de la industria, el transporte y la población, hace aproximadamente 50 años.

El ritmo de crecimiento de la contaminación ha sido vertiginoso. La tenendencia durante la última década ha sido tal que en los próximos doce años se podría duplicar el volumen de contaminación global. Pensar que entre 1988 y el año 2000 podrian duplicarse nuevamente las emisiones contaminantes, exige considerar las muy graves consecuencias que esto tendría para los habitantes de la Ciudad de México.

Las acciones que se puedan emprender no lograrán que la Ciudad de México recupere la calidad de aire que conoció hace medio siglo. Ningún programa, ninguna acción humana, podría lograrlo, puesto que en el Valle de México, en vez de un millón y medio de habitantes, hoy

habitan 15 millones y en vez de ser un país agrícola y minero, los empleos y los ingresos actuales de la población se sostienen en la industria, el transporte y los servicios.

Es necesario tener conciencia de la magnitud del problema, del riesgo y de sus proyecciones, pues de otra manera se podría cometer el grave error de pensar que una sola acción, ejecutada durante un breve tiempo o por un solo sector de la sociedad, podría resolver los problemas. Como es sabido, las decisiones precipitadas sólo debilitarían la estrategia global y las dilaciones en el cumplimiento de la responsabilidad echarían por la borda el esfuerzo de los demás. Sólo a partir de un análisis objetivo, científico, que evalúe permanentemente los resultados e incorpore las innovaciones tecnológicas, se logrará mantener ese esfuerzo.

Frenar el crecimiento de la contaminación será una hazaña social y pública. No existe, en este momento, ninguna otra ciudad en vías de desarrollo que esté realizando un esfuerzo de esta magnitud. Incluso pocas ciudades de países desarrollados han comprometido acciones en proporciones equivalentes. Sin embargo, nuestro referente no debe de ser el hacer más que otros, sino hacer lo que sea necesario por frenar realmente la contaminación.

ESTADO QUE GUARDA LA CONTAMINACION DEL AIRE.

En la zona metropolitana de la ciudad de México habita más de la quinta parte de la población nacional, se genera el 36% del Producto Interno Bruto (PIB) del país y se consume el 17% de la energía producida (Ver Gráfica 1).

CONSUMO REGIONAL DE ENERGIA

REGION	AREA (KM2)	CONSUMO DE ENERGIA	
		KCAL x 10 ¹² AÑO	KCAL x 10 ⁸ Km ²
NOROESTE	414,437	83,952	2.02
NORTE	366,735	24,046	0.65
NORESTE	295,955	152,124	5.14
CENTRO-NORTE	143,477	17,028	1.18
CENTRO-PACIFICO	145,456	67,140	4.61
CENTRO-GOLFO	72,815	64,128	8.80
CENTRO	126,683	133,582	10.54
Z.M.C.M.	2,396	121,550	507.30
PACIFICO SUR	233,045	19,896	0.85
PENINSULAR	166,184	19,585	1.17
TOTAL	2,039,988	703,033	3.45*

FUENTE: SEMIP, (1990)

* PROMEDIO NACIONAL

BALANCE ENERGETICO POR SECTORES ZMCM

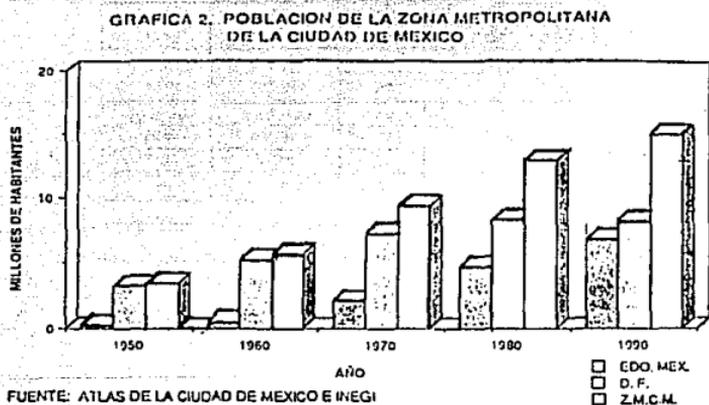
(CULIFICACIONES NORMALIZADOS AL 100% RESPECTO DEL CONSUMO TOTAL EN LA ZMCM)

	TRANSPORTE	TERMOCLEC- TRICAS	INDUSTRIA	SERVICIOS	OTROS	TOTAL
GASOLINA	35.66					35.66
DIÉSEL	8.24	0.02	5.21	0.39		13.96
COMBUSTOLEO		8.12	1.56	0.34		10.04
GAS LP				0.83	9.09	9.93
GAS NATURAL		5.61	13.93		0.51	20.07
ELECTRICIDAD	0.49		4.77	1.66	4.38	10.32
TOTAL	44.48	13.77	25.49	3.23	12.99	100.00*

* EL CONSUMO ANUAL TOTAL DE LA ZMCM ASCIENDE A 121.55 x 10¹² Kcal (1986)

Gráfica 1

La población registrada en el censo de 1990 para la Zona Metropolitana de la Ciudad de México (ZMCM) es de 14 millones 987 mil habitantes. El 55% vive en el distrito federal y el 45% en los municipios conurbados de Estado de México (Ver Gráfica 2).



Gráfica 2

Las proyecciones indican que la población continuará su crecimiento con una tasa anual de 1.4% llegando a más de 20 millones de habitantes para el año 2010. La población del Estado de México crecerá más rápido y con un nivel inicial de infraestructura y servicios menor al del Distrito Federal.

La calidad del aire en la Ciudad no puede ser explicada exclusivamente mediante una relación simple de causa efecto (cantidad de contaminantes emitidos-niveles de contaminación en la atmósfera). Se trata de un fenómeno complejo que depende, principalmente, de las siguientes variables:

Vinculadas con la actividad social, económica y urbana.

- Volumen de combustibles consumidos.
- Calidad y tipo de combustibles empleados.
- Tipo, estado y operación de los equipos de combustión y de los procesos industriales prevaletentes.
- Existencia y operación de tecnologías de control de combustión y de emisiones, tanto en vehículos como en plantas industriales y de servicio.

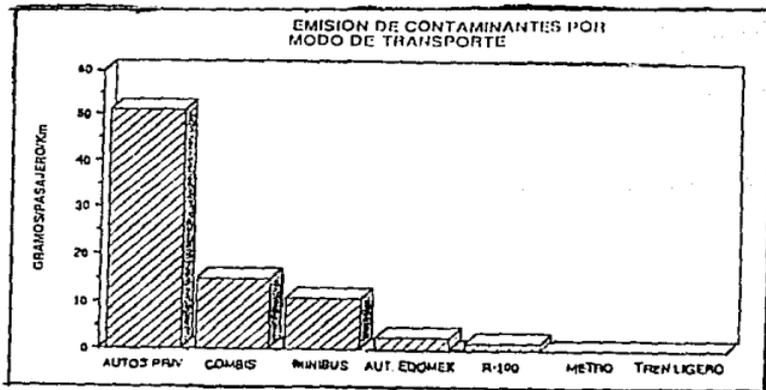
Vinculadas con las características naturales.

- Ubicación y condiciones meteorológicas del Valle de México y las sierras que lo rodean.
- La interacción entre los diferentes contaminantes y los componentes de aire que modifican la química atmosférica.

La extensión en la mancha urbana obliga a sus pobladores a transportarse grandes distancias para cumplir con sus actividades cotidianas. Se estima que diariamente se realizan 29.5 millones de viajes, los cuales se hacen en 2 millones 372 mil autos privados, 56 mil 500 taxis, 69 mil 560 combis y microbuses, 10 mil 950 autobuses urbanos, 8 líneas del METRO con 2205 vagones, una línea de tren ligero y 450 trolebuses.

Además, se estima que circulan en la ZMCM cerca de 196 mil camiones a gasolina distribuidores de mercancía y 60 mil camiones diesel que mueven carga y pasajeros de rutas foráneas.

Entre estos modos de transporte, el taxi y el auto privado emiten mayor carga contaminante por pasajero-kilómetro, transportado, (Ver Gráfica 3).



Gráfica 3

Las emisiones vehiculares representan el 76% del total de contaminantes emitidos a la atmósfera de la Ciudad de México. Los autos particulares emiten más de la mitad de los contaminantes de origen vehicular y al emplear gasolina generan además óxidos de plomo, de azufre y partículas.

Por otra parte, los taxis, combis y microbuses emiten en conjunto el 24% de las emisiones vehiculares, representando el grupo de transporte colectivo con mayor aportación contaminante por cada viaje realizado. A fines de 1991, Ruta 100 emitirá menos del 1% de los contaminantes empleados dentro del transporte.

Los camiones de carga a gasolina emiten más del 26% de los contaminantes de origen vehicular. Los camiones de carga a diesel registrados en la ciudad representan alrededor del 2% de la contaminación emitida por vehículos automotores. Sin embargo su contribución en dióxido de azufre y en partículas es muy elevada. Esta cifra no incluye los vehículos a diesel que entran con registro federal de autotransporte de carga y de pasajeros.

Como se ha descrito, la contaminación del aire es producida a través de complejos procesos que involucran las variables fundamentales del comportamiento social y económico, tales como la forma e intensidad en que se consume la energía, la cual a su vez depende de la manera en que se realizan los movimientos, la producción industrial y los servicios que requiere la ciudad.

Por otra parte, la elasticidad del consumo energético al crecimiento anual del P.I.B., es muy considerable en nuestro país. Incluso, creciente en los últimos años. Paso de 0.5 en 1984 a 1.1 en 88 y 2.1 en 89.

Esto significa que, al crecer la economía, el gasto de energía es mayor. Consecuentemente las emisiones de contaminantes tienden a aumentar.

De todo lo anterior se puede concluir que, en el Distrito Federal hay 2 millones 800 mil vehículos, pero únicamente el 10 por ciento, es decir, 280 mil vehículos, incluyendo al metro, cubren el servicio público, que significa el 85% de la demanda diaria, equivalente a 25 millones 500 mil viajes-persona-día.

La tendencia histórica de nuestra ciudad ha sido la de fomentar el uso del automóvil privado, utilizándolo como medio de transporte personal, ya que en la mayoría de los casos se ha observado, que viajan una o dos personas como máximo dentro de cada vehículo. En consecuencia, esto representa el empleo de un mayor espacio ocupado por cada automóvil en las zonas de tránsito, siendo pocas las personas transportadas. Debido a esto, 2 millones 520 mil vehículos (90 por ciento del total) satisfacen solamente 4 millones 500 mil viajes-persona día, es decir el 15% de la demanda diaria total. Lo cual nos permite explicar el porque de los eternos congestionamientos que sufrimos los capitalinos en forma cada vez más frecuente.

Dado que en los próximos 15 años se espera que la demanda diaria de transporte crezca un poco más del doble, es claro, que si persiste la política de satisfacer el 85% de dicha demanda con vehículos privados nos vamos a quedar inmobilizados en el Distrito Federal. De tal manera que necesitamos cambiar los hábitos y los patrones de transportación en la ciudad de México, al mismo tiempo que recuperemos los espacios que nos permitan gozarla y sentirnos dueños de la misma.

Debido a lo expuesto anteriormente, hemos propuesto como alternativa de solución el diseño y fabricación de un prototipo de automóvil que sea adecuado a las necesidades actuales de la Ciudad de México. Proponiendo un vehículo de una sola plaza, ligero, de fácil manejo, que no requiera un mantenimiento excesivo, de menor cilindrada que los automóviles comerciales, de bajo costo y que pueda ser empleado en cualquier tipo de terreno.

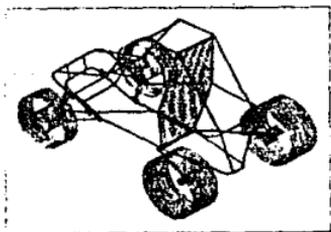
El trabajo que a continuación se presenta contiene, en primer término, la metodología utilizada para el proceso de diseño y fabricación del automóvil, seguido de un capítulo que contiene la descripción y características del problema a solucionar, las alternativas de solución, la evaluación de la mejor alternativa y por último, el diseño de detalle de cada uno de los sistemas que contiene el automóvil propuesto.

Posteriormente, se muestra un análisis de costos y rutas de trabajo de la fabricación del automóvil, seguido de la forma en que se llevo a cabo la evaluación de éste mismo, concluyendo con una serie de comentarios y conclusiones del proyecto realizado.

RECORDEMOS QUE EL PROPOSITO DE UN INGENIERO, ES EL DE APORTAR SOLUCIONES EN BENEFICIO DE LA SOCIEDAD. TENEMOS QUE RECUPERAR ESPACIOS. RECUPERAR LA CIUDAD PARA NOSOTROS Y NO PARA EL AUTOMOVIL, QUE NOS IMPIDE QUE GOCEMOS DE LA METROPOLI Y DE ALGUNA MANERA, SENTIRNOS DUEÑOS DE LA MISMA.

**DISEÑO Y FABRICACION DE UN AUTOMOVIL
TUBULAR PARA TODO TIPO DE TERRENO**

O B J E T I V O



O B J E T I V O.

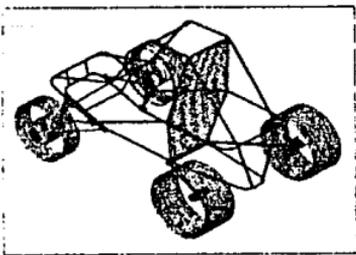
El presente trabajo, tiene como objetivo principal el de aplicar el conocimiento de la ingeniería, práctica y experiencia en el desarrollo de un proyecto; que en este caso corresponde al prototipo de un automóvil.

Para alcanzar este objetivo, debemos de cumplir con una serie de objetivos específicos en el diseño y fabricación de un automóvil tubular, que tenga la ventaja de ser aplicable en todo tipo de terreno, o en zonas de difícil acceso para un vehículo automotor convencional, no perdiendo la visión de una alta competitividad internacional, un buen equilibrio económico (bajo costo) , accesible fabricación, reparación y fácil mantenimiento dentro del país.

**DISEÑO Y FABRICACION DE UN AUTOMOVIL
TUBULAR PARA TODO TIPO DE TERRENO**

CAPITULO I

METODO DE DISEÑO



I.- METODO DE DISEÑO

A continuación se presenta, la metodología general del diseño que se llevó a cabo para el Diseño y fabricación del automóvil prototipo que se presenta en el trabajo.

El proceso de diseño de cualquier dispositivo puede tomar varias formas generadas por la experiencia en el ejercicio del proceso creativo.

El diseño, no es una disciplina de un área específica, ya que en todas las actividades creativas se utiliza directa o indirectamente, dado que la palabra diseño proviene del Latín DESIGNARE, que significa seguir el camino.

Podemos decir, que el diseño en ingeniería será el paso de la "necesidad" a la "necesidad satisfecha" por medio de la inteligencia, aplicando la ciencia y la tecnología.

El proceso total de satisfacer necesidades recibe el nombre de proyecto de ingeniería, en el cual deberemos de tomar en cuenta los principios fundamentales del diseño, que son:

- 1.- Se establece lo que ha de ser hecho, mas no como hacerlo.
- 2.- Emplear el principio fundamental del diseño: la iteración.
- 3.- Desarrollar una lista de alternativas.

- 4.- La alternativa se hace factible solo cuando los objetivos de funcionalidad y costo se encuentren al alcance.
- 5.- Realizar una revisión de las listas de factibilidad.

FACTIBILIDAD TECNICA.

- ¿ Se está violando alguna ley física ?
- ¿ El nivel de eficiencia será suficiente en las condiciones de trabajo ?
- ¿ Podrá realizarse con los recursos disponibles ?
- ¿ Podrá realizarse con el adecuado nivel de confort y seguridad por las personas que interactúan con el automóvil ?
- ¿ Podrá darsele mantenimiento y servicio ?
- ¿ Habrá refacciones disponibles ?
- ¿ Está el nivel de la tecnología al nivel de la gente que la construirá y dará mantenimiento ?
- ¿ Existen condiciones externas adversas en el medio en el que va a emplearse ?
- ¿ Es la estética importante ?
- ¿ Es adaptable a futuros cambios ?

FACTIBILIDAD ECONOMICA.

- ¿ Hay suficiente capital para financiar el proyecto ?
- ¿ Está el costo de la solución en proporción a los beneficios esperados ?
- ¿ Sería más económico, de poder hacerse, comprarlo que hacerlo ?

FACTIBILIDAD DE TIEMPO.

- ¿ Se podrán concluir a tiempo los planes hechos ?
- ¿ Se han verificado los factores ergonómicos en la solución propuesta ?

6.- La mejor de las alternativas que se elige es la que satisface en mayor grado las necesidades del proyecto.

7.- Se lleva un control del tiempo, mediante revisiones planeadas.

No todas las necesidades del proyecto pueden ser cubiertas por un diseño, por lo que las que son tomadas en cuenta están determinadas por la inversión en el paquete de funcionalidad, costo y tiempo.

PLANEACION DEL DISEÑO.

La planeación del diseño da principio con la identificación de una necesidad y con la decisión de hacer algo al respecto y finaliza con la presentación de los planes para satisfacer la necesidad.

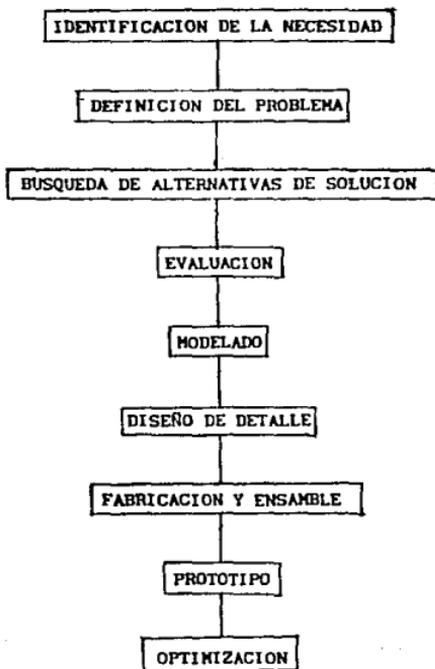
Esta planeación establece una secuencia lógica de pasos bien definidos, así como la importante relevancia de una estructura cíclica, dado que el proceso es demasiado complejo para admitir una progresión ininterrumpida sin retroceder de vez en cuando para corregirlo reelaborar los resultados obtenidos con anterioridad.

Un alto porcentaje en los fracasos de los proyectos son debido principalmente a la falta de visión en la planeación del diseño. El caso más común es aquél en el que no se visualiza la esencia del problema y se planea por lo tanto una estructura errónea.

Es importante tener en cuenta que para cualquier planeación que se determine, su estructura cíclica no tendrá fin, y el grado de perfección que se desee en el diseño dará la pauta para finalizar el reciclamiento en el proceso de diseño.

En la figura , se muestra el diagrama del proceso de diseño planteado para la elaboración del proyecto que conlucne a este trabajo.

METODOLOGIA GENERAL DEL DISENO



Identificación de la necesidad:

El primer paso en el proceso de diseño, consiste en determinar la necesidad original, la cual puede manifestarse simplemente como un vago descontento, o bien, en la institución de una dificultad o en la sensación de que algo no está bien. Por lo general, las necesidades se

identifican de repente, a partir de una circunstancia adversa, o bien, de una serie de circunstancias fortuitas que surgen al mismo tiempo. Generalmente, es necesario identificar si la necesidad es cierta y si tiene una validez para iniciar un proyecto.

Definición del problema:

Antes de desplegar cualquier intento de encontrar soluciones posibles para los medios de llenar una necesidad, se debe de identificar y formular el problema del proyecto. Es común y poderosa la tentación de fijar en la mente un concepto falso que parece proporcionar una solución factible antes de que el problema real se ha comprendido cabalmente.

La definición del problema debe de abarcar todas las condiciones para el objeto que se ha de diseñar. Tales condiciones o especificaciones, son las condiciones de entrada y salida, las características del entorno en que estará el objeto en cuestión y las limitaciones a estas cantidades.

Busqueda de alternativas de solución:

La busqueda de alternativas de solución, se inicia formalmente después de que el problema del proyecto haya sido bien comprendido y analizado.

En esta fase, se proponen las formas de solución considerando las

condiciones de entrada-salida, sin preocuparse por las restricciones ni su viabilidad.

Las alternativas de solución que se propongan dentro de esta fase, deben de consistir en una idea conceptual exclusivamente.

La búsqueda de alternativas de solución se presenta en varias etapas del proceso y no ocupa un lugar específico en el, dado que es necesario ir evaluando y optimizando cada alternativa posible.

Evaluación:

En las alternativas propuestas en la fase anterior se cuenta con una serie de posibles soluciones, cada una lleva asociadas diversas ventajas y beneficios; sin embargo, cada solución conduce a diversas consecuencias o dificultades que pueden ser más o menos fáciles de superar.

La finalidad de la fase de evaluación estriba en establecer cual de las alternativas propuestas ofrece mejores condiciones entrada-salida.

En esta fase se lleva a cabo el primer proceso eliminatorio de las soluciones. El análisis debe hacerse tomando como base los criterios establecidos en la identificación del problema y de las necesidades existentes.

Para llevar a cabo este proceso eliminatorio de posibles soluciones, se deben de tomar en cuenta como base de evaluación los

beneficios y dificultades que implica la realización de cada alternativa de solución; para ello existe un método general de evaluación, el cual utiliza el criterio del diseñador para evaluar y juzgar las características de cada alternativa de solución de acuerdo a las características y objetivos que debe de cumplir la implementación de una solución ideal para satisfacer las necesidades del problema.

Es de vital importancia, sobre todo cuando no hay experiencia, que el método que se proponga para la fase de evaluación sea auxiliado analíticamente para dar mayor seguridad de que la alternativa que se haya seleccionado sea la más relevante de todas las alternativas que se hayan propuesto.

Modelado:

La versión general de la solución que se tiene de la fase anterior aún no está lista para usarse, dado que se trata de una idea conceptual. Es evidente que exista duda de que sea satisfactoria, para ello la solución debe de ser sometida a revisión, esto implica desarrollar un modelo para pruebas de laboratorio y así determinar las ventajas y desventajas particulares de la alternativa de solución propuesta.

Diseño de detalle:

La fase de diseño de detalle principia con el concepto desarrollado en las fases anteriores, su propósito consiste en

suministrar la información y la descripción de la ingeniería de un proyecto cuya solución se ha demostrado factible.

Esta etapa pretende desarrollar una completa descripción ingenieril que incluirá los planos de fabricación con todas las partes dimensionadas, las tolerancias, los materiales, especificaciones, así como su color, peso, volumen, capacidad, etc.

El diseño de detalle, debe de comprender una organización global que despliega subsistemas, componentes y partes. Una vez que las partes constitutivas se han proyectado y solo entonces, podrá determinarse la forma que tendrán los componentes.

Durante el proceso de producir un plano, por lo general, quedarán al descubierto casos de incompatibilidad, inadvertencias o descuidos en los análisis. Aquellas partes que resulten afectadas se revisarán en la forma pertinente.

Una vez preparados los montajes de los componentes, se pueden trazar los correspondientes dibujos de montaje para los subsistemas. Nuevamente se pueden revelar incompatibilidades y desajustes de diversos tipos, los cuales se rectifican y corrigen por el mismo proceso interactivo. Por último, el montaje total para el sistema se emprende de modo similar.

Para llevar a cabo el proceso de fabricación de las piezas del dispositivo, es necesario describir las características de cada una de las partes por medio de dibujos detallados, especificaciones,

instrucciones especiales, símbolos de uso común, apuntes y bosquejos especiales.

Es importante mencionar, que las características y especificaciones de las partes del dispositivo, aunque ya están especificadas en los planos de fabricación, son susceptibles a cambios y a modificaciones.

Fabricación y Ensamble:

Esta fase da lugar a la consumación de la realización física del diseño detallado.

Prototipo:

Teniendo a la mano el juego completo de esquemas, el taller puede emprender la construcción del primer prototipo a escala completa. Algunas veces, el primer prototipo es a la vez el producto terminado.

Optimización:

El prototipo es una primera aproximación al producto que se pondrá en manos del consumidor. Si bien, el equipo proyectista en un principio se orientó primordialmente hacia la satisfacción de la necesidad, ahora el punto de vista del diseñador se enfocará a la consideración del productor y del consumidor. En este punto, se plantea una pregunta primordial:

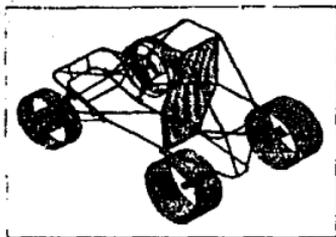
- A qué grado cumple sus fines este producto en provecho del consumidor y del productor ?

Para dar lugar a las respuestas de estas preguntas, existe una fase final que determina el grado de perfección al que se desea llegar. A esta fase se le denomina optimización o rediseño, la cual se basa en los resultados obtenidos en las pruebas efectuadas al prototipo y da principio a un nuevo reciclamiento en el proceso de diseño.

**DISEÑO Y FABRICACION DE UN AUTOMOVIL
TUBULAR PARA TODO TIPO DE TERRENO.**

CAPITULO II.

DISEÑO DE LOS SISTEMAS DEL AUTOMOVIL



II. 1 SISTEMA ESTRUCTURAL

II. 1. 1. DESCRIPCIÓN Y CARACTERÍSTICAS DEL PROBLEMA

La estructura de un automóvil es la base sobre la que se construye el mismo automóvil. Su objetivo fundamental es el de servir como una estructura fuerte y rígida que sostiene el motor, el sistema de transmisión, la suspensión, los ejes, las ruedas y la carrocería. La base de la estructura o chasis de un automóvil convencional debe mantenerse correctamente alineado en todo momento durante el funcionamiento de éste mismo.

Las características de la construcción, material y forma de la estructura del automóvil debe cubrir, tanto requisitos específicos de fabricación como la estructura de un buen diseño, es decir, todas las variables que influyen deben de ser tomadas en cuenta.

El material de la estructura debe ser lo bastante ligero para que no se desperdicie potencia del motor que porta el automóvil, y a su vez tiene que ser lo bastante resistente para que no sufra ningún deterioro en cualquier tipo de terreno. Ahora, por otro lado el material no tiene que presentar muchos problemas en los diferentes procesos de manufactura que se utilizan para su fabricación (doblado, soldado, cortado, etc). Y además, otro punto importante se refiere a la adquisición del material en el mercado, por que hay especificaciones de material que son difíciles de encontrar en el país. También, otro de los factores importantes que se toma en cualquier evaluación de Ingeniería, es el problema del costo, tanto de adquisición del material como del proceso de manufactura para la fabricación del automóvil.

La estructura debe cumplir ciertas especificaciones de diseño, como la altura de la cabina del conductor, el largo del automóvil, el ancho del automóvil, y ciertas especificaciones de seguridad en la estructura misma, y evidentemente debe de optarse una forma de estructura que este de acuerdo con todos los sistemas con que el automóvil cuenta (Suspensión, Dirección, transmisión, frenado etc.) y así tener la eficiencia máxima de todo el sistema en conjunto. No olvidando el objetivo principal, que es la seguridad del conductor en cualquier tipo de terreno.

II. 1. 2. ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

Existen muchas combinaciones que darían la solución al problema, pero sólo se menciona las que están dentro de las posibilidades con respecto al material y dimensiones de la tubería del automóvil. Se presenta a continuación una Matriz de decisión utilizada para diferentes materiales y características que son de interés para la selección de la mejor alternativa.

Por otra parte, se busca en la forma de la estructura la seguridad del conductor, la eficiencia de todos los sistemas y la estética del automóvil, para establecer algunas alternativas de solución, se tiene que tomar en cuenta el tipo de sistema que se va a utilizar en el automóvil, la forma de control de cada sistema y la facilidad que presente la manufactura de la estructura como un sistema en sí.

A continuación se presenta algunas estructuras de automóviles que se usan para diferentes tipos de competencias, y así se puede tener una referencia base para nuestro diseño en particular, y en la siguiente parte del capítulo mostraremos la estructura final de nuestro diseño con pequeños comentarios de las razones de esa alternativa.

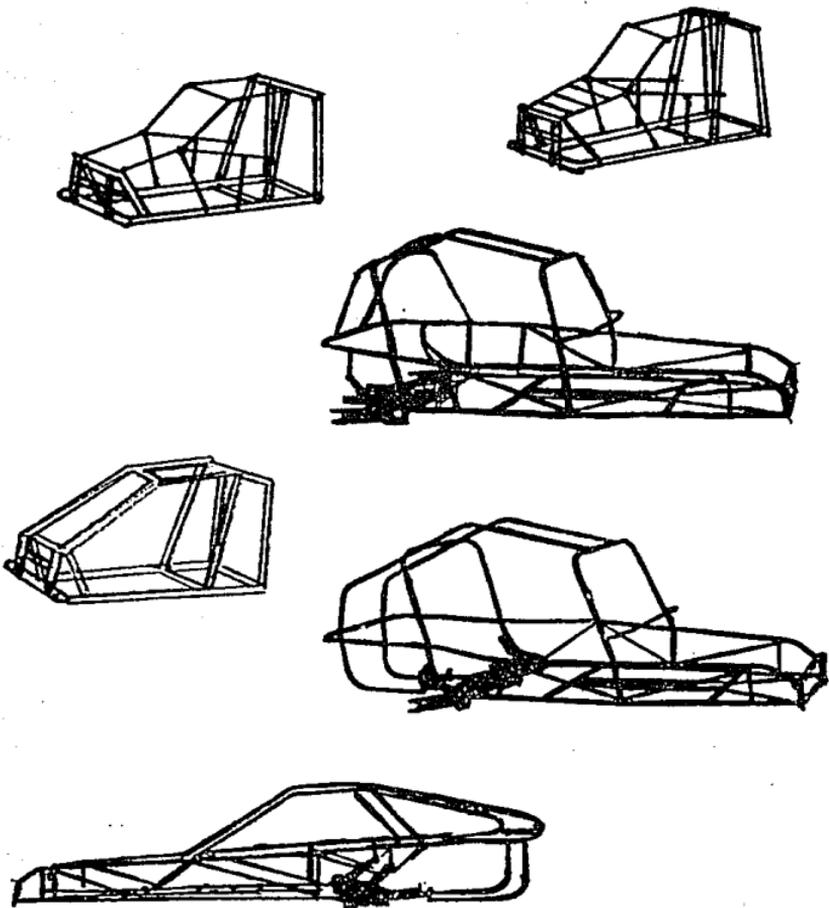
ALTERNATIVAS DE SOLUCION (MATRIZ DE DECISION).

CANTIDAD MATERIAL	COSTO 30%	FACILIDAD DE MANUFACTURA 30%	PESO 15%	RESISTENCIA MECANICA 15%	FACILIDAD DE ADQUISICION 10%	TOTAL
ALUMINIO	15 5	3 1	1.5 1	4.5 3	3 3	27
ACERO ALEADO	9 3	3 1	4.5 3	7.5 5	1 1	25
ACERO AL CARBONO	9 3	15 5	4.5 3	4.5 3	5 5	38

5 = ALTO

3 = MEDIO

1 = BAJO



Estructuras utilizadas en competencias automotrices

II. 1. 3 EVALUACIÓN Y SELECCION DE LA MEJOR ALTERNATIVA.

Con respecto al material de la estructura del automóvil, basandose en la Matriz de desiciones propuesta anteriormente y dadas las condiciones de costo del automóvil y la facilidad que se necesita en la manufactura por el tiempo de fabricación de éste mismo, hemos encontrado que el material idóneo para la estructura del automóvil es el acero al carbono, con especificaciones de :

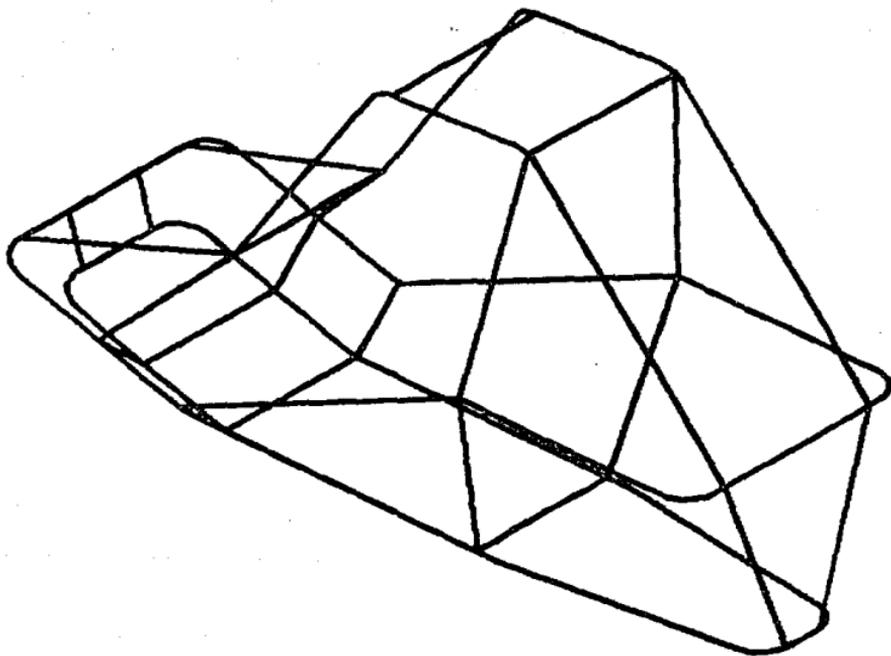
ASTM. A106

COMPOSICION (%)

Carbono	0.25
Manganeso	0.27 - 0.83
Fósforo	0.048
Silicio	0.058
Silicón	0.10

En la estructura se puede apreciar que existen dos tipos de medidas; la jaula del automóvil se construyó por especificaciones de seguridad con tubo nominal de 3/4 "(ced 40) con una pared de 1/8", y las demás partes de la estructura, incluyendo refuerzos, se construyó con tubo de medida nominal de 1/2" (ced 40) con un espesor de 1/16, por razones de peso del vehiculo y facilidad en la manufactura de la estructura. Toda la tubería se puede adquirir en el mercado Mexicano.

Presentamos un esquema de la estructura final del automóvil, con una breve descripción, de los fundamentos en que se basó la selección de esta alternativa.



ESTRUCTURA FINAL DEL AUTOMOVIL

PARTE FRONTAL:

La razón fundamental de la inclinación de 20° de la parte frontal del automóvil, es el tipo de suspensión y dirección que se optaron para el automóvil; La suspensión puede amortiguar mejor los impactos que recibe, además de ser ésta independiente y dos orquillas por cada lado del automóvil; Por otro lado la dirección es un sistema de pifón-cremallera, el cual necesita puntos de apoyo y el tipo de forma presentada en la estructura permite un mejor funcionamiento.

PARTE TRASERA:

En la parte trasera del automóvil, el espacio libre es fundamental por que en este lugar se colocan, tanto el motor del automóvil como su sistema de transmisión. Además de tener el punto de apoyo de la suspensión trasera. Como se puede apreciar en la figura de la estructura, ésta encierra un espacio, allí se colocan todos los elementos del sistema motriz del automóvil.

CABINA DEL OPERADOR:

La altura que existe de la base del automóvil y el piso tiene un valor máximo que se respetó, esto depende del tipo de terreno donde el automóvil circule, así como el tipo de neumáticos que porta este mismo; La altura de la cabina y las dimensiones de esta misma a lo largo y ancho son especificaciones dadas por norma para este tipo de automóviles; Todo gira alrededor de la seguridad del operador:

- La facilidad que tiene el operador para salirse del automóvil.
- La visión que debe tener el operador para guiar el carro.
- La facilidad de operar los controles del automóvil (pedales, volante, etc.).

Existe una separación entre el operador y el sistema motriz, y debe de ser suficiente para comodidad del operador y el buen funcionamiento del sistema motriz.

También se muestra toda la estructura de refuerzo que contiene el automóvil para el buen funcionamiento de este mismo.

II. 1. 4. DISEÑO DE DETALLE

Es importante conocer la resistencia a la tracción del material que se va a utilizar en la fabricación del automóvil; La máquina utilizada en la prueba de tracción, se encuentra en los laboratorios de Mecánica de la FI, y es de la marca "INSTRON", esta máquina cuenta con un controlador electrónico, y un sistema mecánico neumático donde se efectúa la prueba al material en cuestión, El controlador electrónico muestra una gráfica con las características mecánicas del material y con ciertas especificaciones de éste mismo, se conocen los valores buscados.

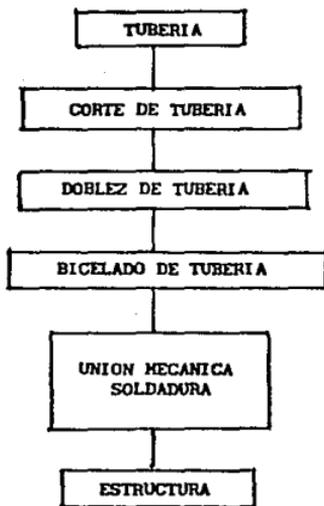
En la gráfica de la figura (1) se muestra el comportamiento del material sometido a carga de tracción; usando las escalas propias de la máquina se encuentra que la resistencia a la tensión del material es:

$$T = 89426.19 \text{ [lbs/pulg}^2\text{]}$$

En un análisis posterior, se verá que las cargas a las que se someterá el automóvil son inferiores al valor de esfuerzo mostrado anteriormente.

MANUFACTURA:

Con lo que respecta a la fabricación de la estructura del automóvil, se usaron los procesos básicos de manufactura mostrados en el siguiente diagrama:



Con lo que respecta a las dimensiones, ángulos de dobléz, forma de la estructura, a continuación mostramos planos en detalle del sistema estructural del automóvil.

Carra
0.5 v/cm

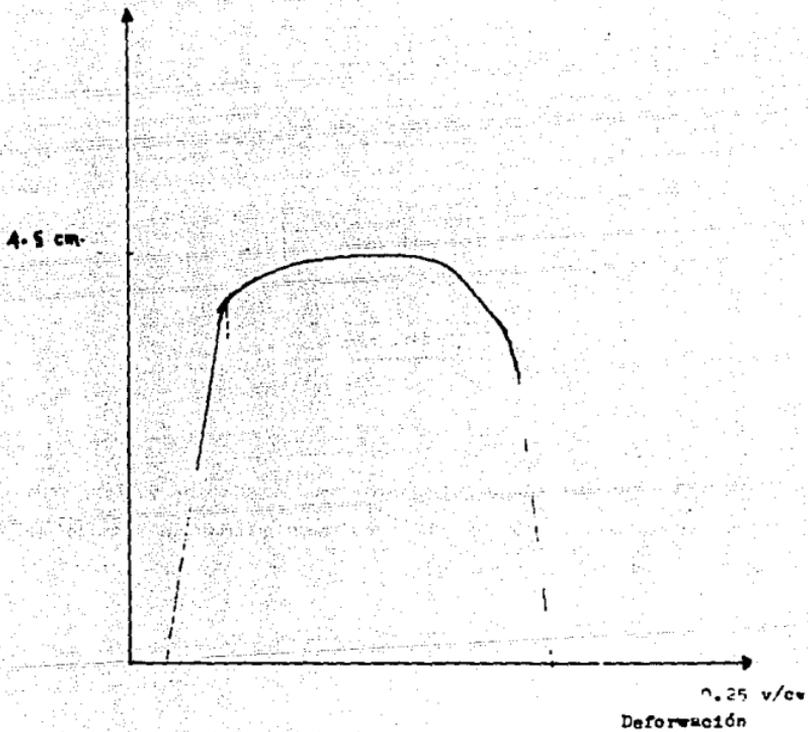


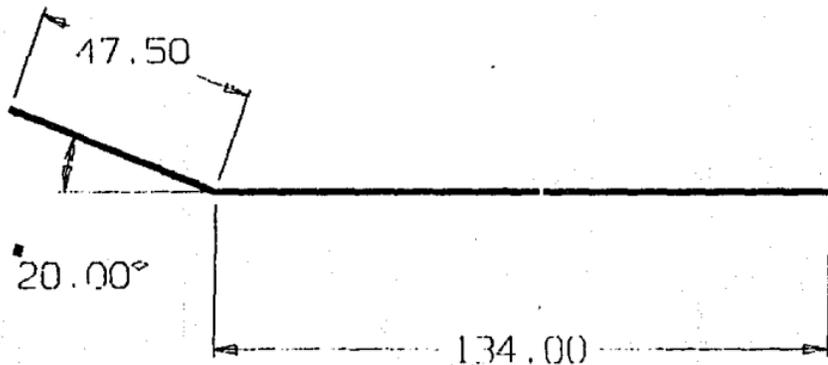
Fig. (1)

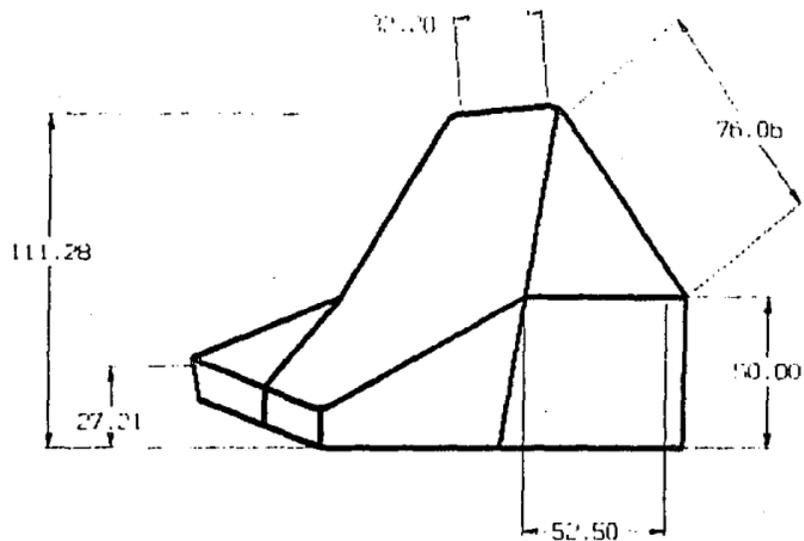
Prueba de Tensión en Máquina "INSTRON"

BASE INFERIOR DE LA ESTRUCTURA

Acot: 3 cm.

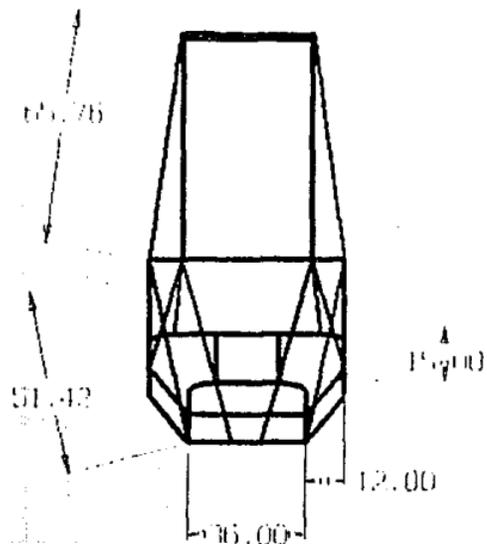
15





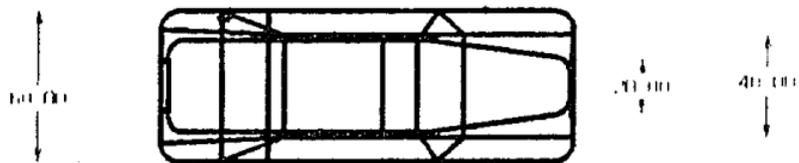
Acot: cm.

VISTA LATERAL DE LA ESTRUCTURA.



Acot : cm.

VISTA FRONTAL DE LA ESTRUCTURA.



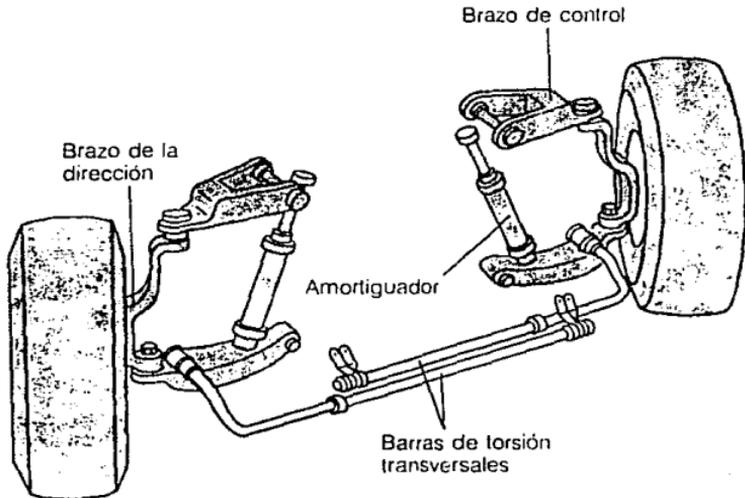
Acot. cm.

VISTA SUPERIOR DE LA ESTRUCTURA.

II. 2 SISTEMA DE SUSPENSION

II. 2. 1. DESCRIPCION Y CARACTERISTICAS DEL PROBLEMA

Durante el movimiento de un automóvil, el operador, así como toda la estructura reciben impactos que provienen de la reacción del camino sobre las ruedas y ejes del auto. Estos impactos provocan vibraciones mecánicas que son la principal causa de incomodidad del operador y daño al automóvil. Para contrarrestar estos efectos se instala el sistema llamado "suspensión". Los sistemas de suspensión consisten en un dispositivo con resortes de cualquier tipo, amortiguadores y ejes articulados con diferentes configuraciones que ayudan a que el automóvil no pierda contacto con el piso.



Las funciones que debe de cumplir la suspensión del automóvil y factores que se deben tener presente para realizar un buen diseño son:

- Frecuencias a amortiguar, según el tipo de terreno donde circule el automóvil.
- Confort del conductor y pasajeros al conducir el automóvil.
- Factores de alineación de dirección, para tener la maniobrabilidad deseada del automóvil.
- La distribución de peso en los ejes es importante para el tipo de suspensión que se va a utilizar.
- Para el diseño de horquillas, es importante tener presente la forma y dimensiones del automóvil.
- La trayectoria tanto de la suspensión delantera como la trasera debe ser la descrita por el diseño para un buen funcionamiento del automóvil, siguiendo el contorno del camino sin problemas.
- La suspensión no debe afectar negativamente a ningún sistema del automóvil.

La suspensión trasera por lo general no proporciona los medios para gular al automóvil, por lo que su diseño es diferente a la delantera, por lo regular el único movimiento que importa en el diseño de la Suspensión trasera es aquel producido exclusivamente por el camino, y mantenga el buen funcionamiento del sistema motriz. (en los casos de automóviles con sistema motriz trasero)

Conociendo los puntos anteriores, el problema es el de encontrar un sistema de suspensión delantera y trasera que responda a estas necesidades, tanto de diseño como de funcionamiento.

II. 2. 2 ALTERNATIVAS DE SOLUCION

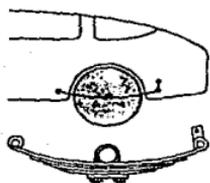
Como mencionamos en el capítulo anterior la suspensión por medio de muelles o resortes y amortiguadores, soporta el peso del automóvil y su carga, amortigua los impactos del camino y mantiene las llantas en contacto con el piso.

Una muelle o resorte es un dispositivo que vuelve a tomar su forma original después de recibir una presión. En la suspensión de un automóvil, las muelles o resortes están colocados entre el chasis y cada una de las ruedas, y se comprimen y destienden para absorber los impactos del camino.

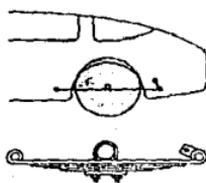
Los amortiguadores están unidos a las muelles o resortes, para controlar el movimiento excesivo de éstos y atenuar las oscilaciones; para ello, se conecta la muelle o resorte en un cilindro parcialmente lleno con líquido especial, dentro del cual un pistón con orificios o válvulas calibradas, baja o sube lentamente en respuesta a los movimientos de la muelle o resorte. Puesto que los líquidos no se pueden comprimir, el tamaño de estas válvulas determina la velocidad a la que se desplaza el pistón, el cual, regula la velocidad a la que oscila la muelle o resorte.

En la suspensión de los automóviles se usan muelles, resortes o barras de torsión. Las muelles de hojas consisten en hojas largas y planas que absorben los impactos por flexión. Una muelle puede consistir en una hoja más gruesa en la parte media que en los extremos; pero casi siempre son varias hojas, cada una más corta que la anterior, unidas por una abrazadera en el centro. Estos dos tipos de hojas refuerzan la muelle en el centro, que es donde se aplica la

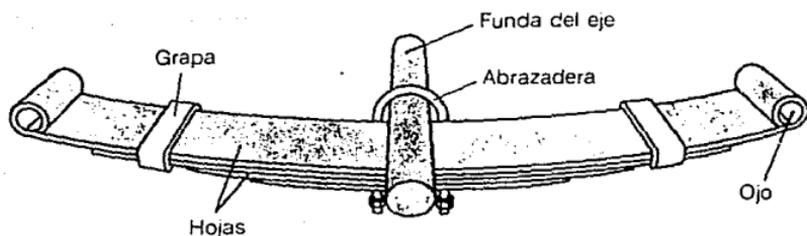
mayor fuerza. También cuentan con grapas en los extremos, llamadas grapas contra rebotes, hechas de acero, evitan que las hojas se separen en los extremos. Las puntas de la hoja maestra están dobladas para formar ojos, en los cuales se colocan bujes de hule. Un tornillo pasa por el ojo delantero y fija la muelle al chasis; un perno pasa por el ojo trasero y lo sujeta al columpio, y otro perno sujeta el columpio al chasis. El columpio permite los cambios de posición de la muelle al flexionarse ésta.



Sin carga



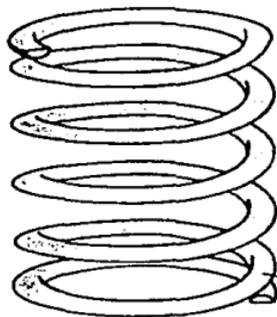
Carga total



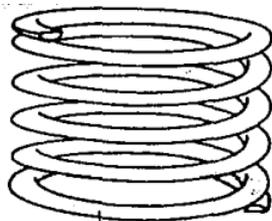
Elementos de los Muelles

Los resortes son varillas a las que se da forma de espiral y que absorben los impactos al comprimirse y destenderse elásticamente.

Uno de los extremos del resorte se asienta en una cavidad del chasis, el otro se conecta indirectamente con la rueda (este extremo puede estar asentado en la funda del eje trasero o en un brazo de control de la suspensión). El resorte se comprime y destiende en respuesta al movimiento vertical que efectúa la rueda.



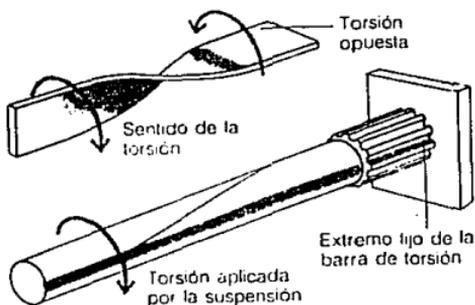
Sin carga



Carga total

Resortes de Suspensión

Las barras de torsión absorben los impactos al torcerse. Los resortes, en realidad, son barras de torsión con forma de espiral. La barra de torsión esta sujeta al chasis y se conecta indirectamente con la rueda. A veces el extremo trasero de la barra está fijo al chasis y el delantero al brazo de control de la suspensión, que actúa como palanca, al moverse vearticalmente la rueda, la barra se tuerce. Otras veces las barras están colocadas transversalmente.



AMORTIGUADORES:

Todos los amortiguadores modernos funcionan de manera similar, aunque a veces difiera la disposición de las válvulas u orificios internos.

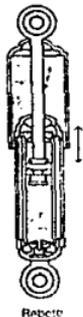
Las partes principales de un amortiguador son dos tubos concéntricos, un pistón con orificios de calibración precisa, o válvulas de un solo sentido (o ambas cosas) y el líquido especial. El tubo superior (donde está el pistón) se atornilla al chasis. El tubo inferior (sellado y casi lleno con el líquido) se atornilla a la suspensión. El pistón se ajusta con exactitud en el tubo inferior, el

cual divide en una cámara superior y una cámara inferior. Una válvula de dos sentidos conecta la cámara inferior con un depósito de líquido adicional.

Cuando la llanta rebota en un obstáculo, se comprime la muelle o el resorte y el tubo inferior entra en el superior, el cual empuja al pistón dentro del tubo inferior. Este movimiento lo regula el líquido que llena por completo la cámara inferior. Como los líquidos no se comprimen, la única forma de que el tubo pueda moverse más allá del pistón, es por desplazamiento del líquido. Cuando sube el tubo inferior, el líquido de la cámara inferior pasa a presión por una válvula de un solo sentido, o por una serie de orificios calibrados (ello depende del diseño del amortiguador). El tubo inferior sube a la misma velocidad con que se desplaza el líquido.

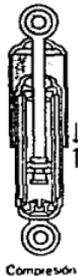
Cuando la varilla del pistón entra en la cámara superior, su volumen desplaza más líquido hacia el depósito. las válvulas calibradas (entre el depósito y la cámara inferior) proporcionan mayor control de la oscilación.

En el rebote, el resorte se destiende y jala el tubo inferior. Como en ese momento la cámara inferior está llena, el líquido regresa a presión, a través del pistón, a la cámara inferior, parte del líquido del depósito se succiona. esto regula el grado de destensión del resorte.

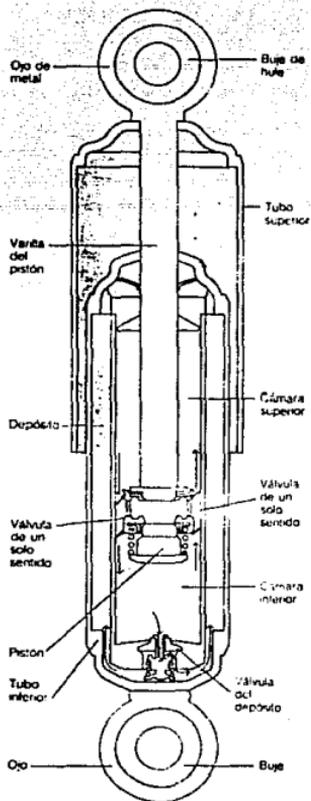


Rebote

Amortiguador



Compresión

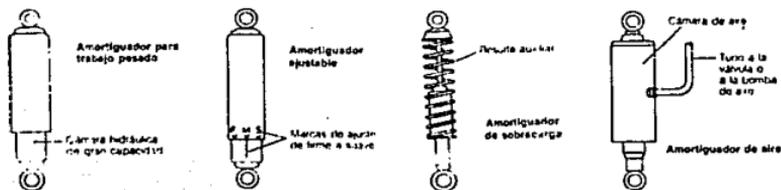


Amortiguador

Los amortiguadores estándar sirven para manejo normal sin carga pesada; Los amortiguadores para trabajo pesado tienen mayor capacidad hidráulica y válvulas más duras que los estándar. Ofrecen mejor control a altas velocidades y en caminos malos. Los amortiguadores ajustables se pueden hacer más duros o más suaves. El ajuste cambia la calibración de los orificios, de modo que el líquido pasa por el pistón con más o menos rapidez para proporcionar un rodamiento más suave o más duro, según el caso.

Los amortiguadores de sobrecarga son para trabajo pesado y tienen, además, un resorte en el exterior, que soporta el exceso de peso cuando el automóvil va muy cargado o arrastra un remolque.

Los amortiguadores de aire tienen cámara de aire, que combinan las características de los amortiguadores ajustables y de sobrecarga. Cuando se aumenta la presión de aire, las cámaras se convierten en resortes de sobrecarga y soportan mayores pesos. Al eliminar el exceso de carga, se expulsa parcial o totalmente el aire de las cámaras. Los amortiguadores de aire se recomiendan para automóviles que lleven cargas variables, o que en ocasiones arrastren un remolque.



Tipos de Amortiguador

SUSPENSION DELANTERA:

Prácticamente todos los automóviles modernos tienen suspensión delantera independiente, lo cual significa que cada rueda delantera está conectada por separado al chasis. La suspensión independiente ofrece dos ventajas si se compara con la suspensión de eje macizo, esta suspensión de eje macizo obliga a moverse a las dos ruedas cuando una encuentra un obstáculo; Esto inclina todo el automóvil y le reduce a la otra rueda la superficie de contacto con el camino. Las ventajas que mencionamos son: su rodamiento es más suave y además mejora el manejo pues ambas llantas mantienen mejor contacto con el camino.

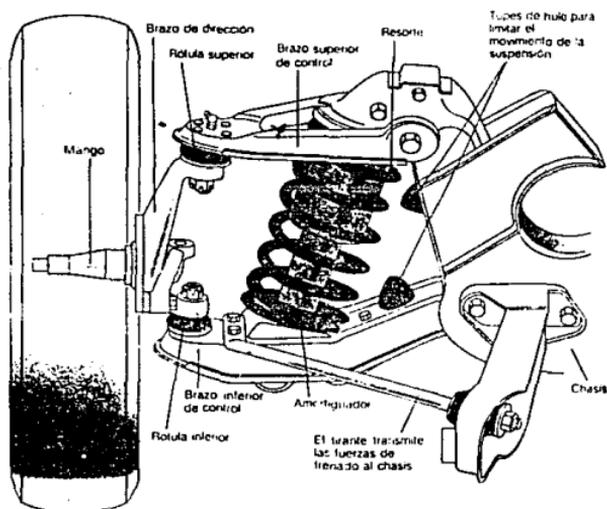
Las ruedas delanteras deben responder a la dirección. Las rótulas, que pueden girar en todas las direcciones, dejan que las ruedas giren a izquierda y derecha y, al mismo tiempo, se muevan verticalmente. Una rótula consiste en una bola con un birlo ajustada en su asiento, dentro del cual gira libremente pero sin salirse. Las rótulas se colocan entre el brazo de la dirección y los brazos de control.

SUSPENSION CON DOBLE BRAZO DE CONTROL:

Esta suspensión recibe su nombre de los brazos de control triangulares, inferior y superior, que son los soportes principales de la rueda. Los extremos anchos de ambos brazos están articulados al chasis; los angostos están unidos a las rótulas superior e inferior. Un resorte y un amortiguador montados entre el chasis y el

brazo inferior, como se ilustra, o entre el chasis y el brazo superior, absorben los impactos y ayudan a controlar los movimientos de las ruedas.

Si los brazos de control tienen igual longitud, la rueda seguirá perpendicular al camino al pasar por un obstáculo, pero se moverá un poco hacia dentro reduciendo la distancia entre las ruedas, esto provoca el desgaste excesivo de una de las partes de la rueda. Si el brazo superior es más corto que el inferior, al accionar la suspensión no habrá cambios entre la distancia de las ruedas y no existirán problemas como los antes mencionados, y además si el automóvil se inclina en una curva, la inclinación de la rueda (hacia dentro) la mantendrá perpendicular al piso.

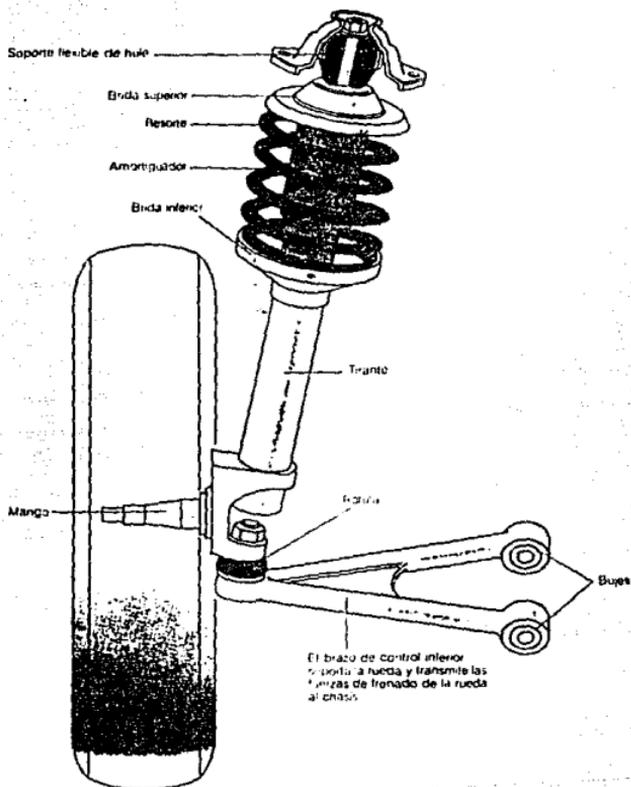


Suspensión con doble brazo de control

SUSPENSION MacPHERSON:

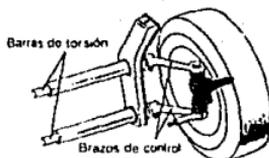
La característica principal de la suspensión MacPherson es un fuerte tirante tubular que va de la rueda al chasis. El extremo superior del tirante está unido al chasis con un soporte flexible, y el mango de rueda está atornillado o soldado al extremo inferior del tirante. Cuando se mueve el volante, el tirante gira. Un resorte circunda la mitad superior del tirante y entre éste y el resorte está colocado un amortiguador que sirve como conexión superior de la suspensión. Un brazo de control sencillo, articulado al chasis y conectado a la parte inferior del tirante con un rótula, sirve como conexión inferior. Aunque la suspensión MacPherson es compacta, su reparación es costosa por que hay que desmontar toda la suspensión para cambiar el amortiguador.

El brazo de control sencillo de la suspensión MacPherson permite sólo un pequeña variación en el cámbler de la rueda, lo cual da mayor precisión a la dirección y aumenta la duración de la llantas.

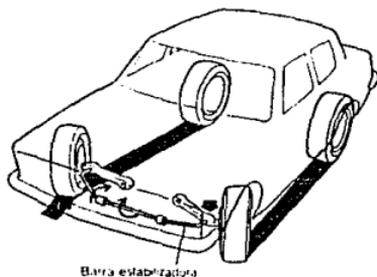


Suspensión MacPherson

Los brazos traseros de control, otra variante de la suspensión independiente, se utilizan en el sedán VW. Permiten que varíe la distancia entre ruedas delanteras y traseras, sin que el cámbor y la rodada cambien con el movimiento vertical de las ruedas.



En curvas, la fuerza centrífuga transfiere parte del peso del automóvil a las ruedas exteriores. Si estas tienen suspensión independiente, no se puede contrarrestar la tendencia del automóvil a inclinarse hacia el exterior de la curva, lo cual en casos extremos, dificulta el control de la dirección. Para reducir este efecto, los brazos de control izquierdo y derecho se conectan a una barra de torsión transversal que, cuando se inclina el automóvil, se tuerce para resistir el movimiento y mantener más nivelado el automóvil.



Función de la barra estabilizadora

SUSPENSION TRASERA:

Como hemos venido mencionando, la suspensión trasera está diseñada al igual que la delantera, para mantener las ruedas en contacto con el camino y proporcionar comodidad en el manejo. Las ruedas delanteras soportan permanentemente el peso del motor y el de las secciones delanteras de la carrocería y del chasis. Las ruedas traseras soportan cargas variables, según el número de pasajeros y la cantidad de carga. Las muelles o resortes traseros no se deben flexionar demasiado con carga adicional, ni deben estar demasiado rígidas sin carga.

Mientras que las ruedas delanteras giran a izquierda y derecha y se mueven verticalmente, las traseras permanecen rectas, independientemente, de su movimiento vertical o de la posición del automóvil en una curva. Las ruedas traseras no tienen rótulas que les permitan girar libremente como las delanteras, si no que están fijadas a las flechas laterales y sólo se mueven verticalmente.

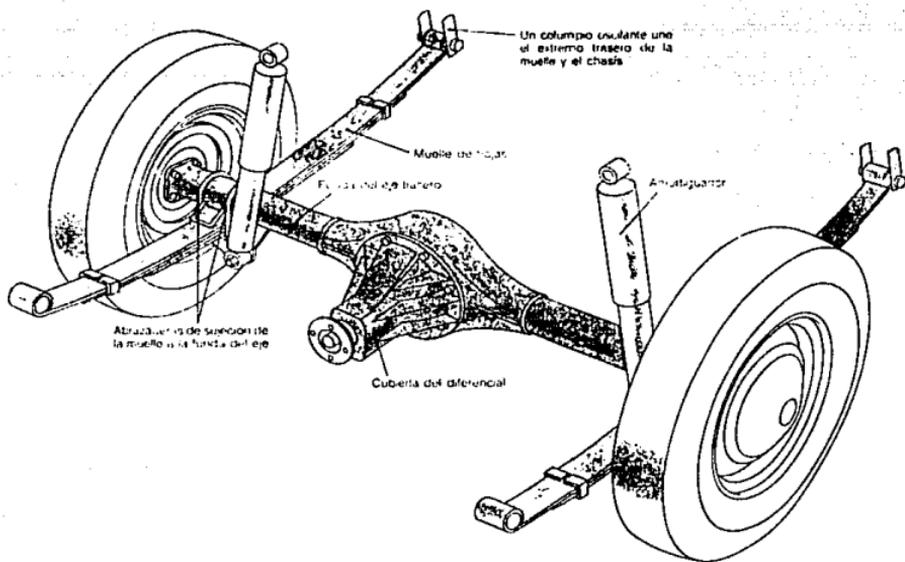
La diferencia más importante entre las suspensiones delantera y trasera en los automóviles con tracción trasera, consiste en que la torsión del tren propulsor se transmite al camino por medio de las ruedas traseras. Esta torsión tiende a mover partes de la suspensión que deben mantenerse relativamente rígidas; para que la suspensión trasera resista esta tendencia, se colocan con precisión todas sus piezas y se montan brazos de control entre el chasis y la suspensión.

SUSPENSION TRASERA INTEGRADA A LA FUNDA DEL EJE:

La principal característica de esta suspensión consiste en que la funda del eje se mueve junto con ella cuando cualquiera de las dos llantas choca contra un obstáculo. El diferencial y las flechas laterales están dentro de la funda, que se mantiene fija por la suspensión trasera. La suspensión de muelles de hojas mantiene fija la funda, resiste el empuje lateral en curvas y absorbe los impactos del camino.

SUSPENSION HOTCHKISS:

La suspensión Hotchkiss es el tipo más sencillo de suspensión integrada a la funda del eje trasero. No tiene brazos de control por que las muelles largas, montadas tan separadas entre sí como sea posible, fijan la funda del eje y resisten el empuje lateral. La parte delantera de la muelle está sujeta al chasis. La parte central de la muelle, que es la más rígida, pasa por debajo de la funda del eje y se sujeta a ella con abrazaderas. La parte trasera de la muelle está sujeta al chasis con un columpio oscilante que permite los cambios de posición de la muelle y resiste el empuje.



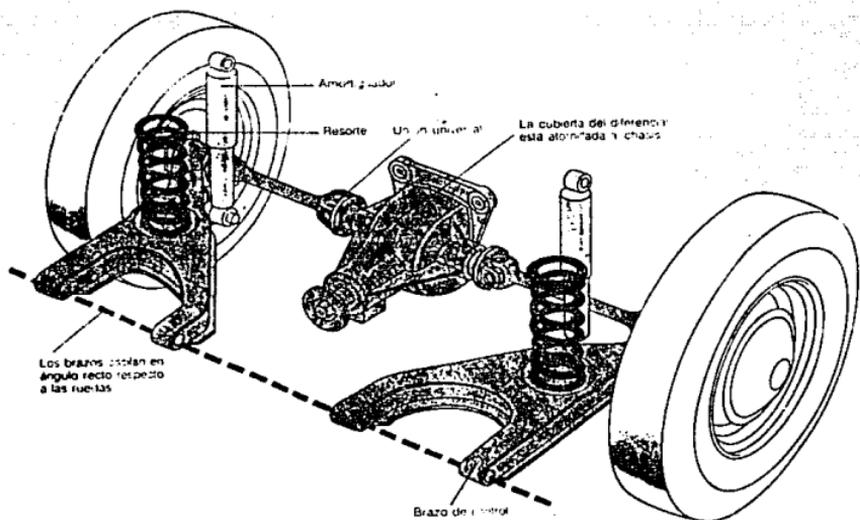
Suspensión trasera integrada a la funda del eje.

La suspensión Hotchkiss

SUSPENSION TRASERA INDEPENDIENTE:

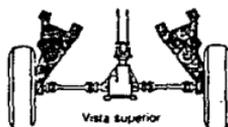
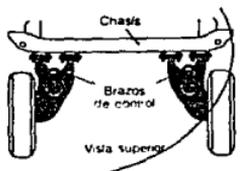
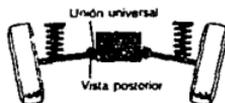
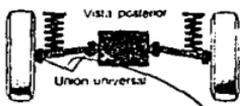
Esta suspensión permite que cada rueda responda por separada a las irregularidades del camino. El eje no tiene funda, y la cubierta del diferencial está montada en el chasis, el cual absorbe en parte la torsión del tren propulsor. Las antiguas suspensiones traseras independientes con ejes oscilantes no mantenían las ruedas perpendiculares al piso en las curvas; esto reducía el agarre de la llanta y, por el efecto de cámbér positivo, se producían fuertes derrapones y hasta volcaduras. Para evitarlo, las suspensiones modernas tienen cuatro uniones universales y diferentes tipos de brazos de control, para mantener las ruedas casi perpendiculares al piso aun en curvas.

En esta suspensión cada rueda tiene como soporte fijo un brazo articulado al chasis. Estos brazos oscilan en ángulo recto respecto a las ruedas, con lo cual no varía el cámbér cuando la rueda se mueve verticalmente.



Suspensión trasera independiente

Los automóviles con tracción delantera pueden utilizar los sistemas de suspensión trasera independiente más sencillos, con un brazo de control para fijar y soportar a cada rueda, pues las ruedas traseras no son motrices ni direccionales.

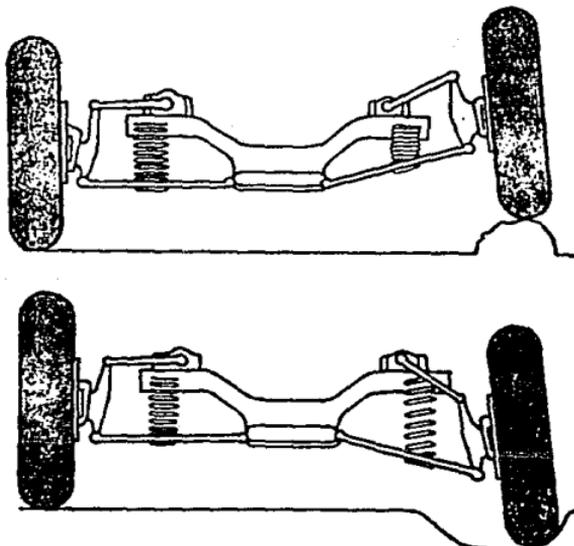


Diferentes tipos de Suspensión trasera

II. 2.3 EVALUACION Y SELECCION DE LA MEJOR ALTERNATIVA

El concepto de suspensión independiente se refiere al sistema que provee de resortes a un automóvil, de tal modo que cada rueda tenga libertad para subir y bajar sin influir directamente en las otras ruedas. las ruedas están unidas a la estructura por medio de articulaciones individuales.

Uno de los tipos más comunmente empleados en la suspensión independiente, es el sistema independiente de cuatro barras, que utiliza un brazo inferior largo y un brazo superior corto con articulaciones de bola o esféricas.



Suspensión independiente de cuatro barras

La suspensión se debe diseñar de tal forma que las ruedas siempre mantengan la misma distancia entre si, medida al raz del piso o carretera, sobre todo la suspensión delantera.

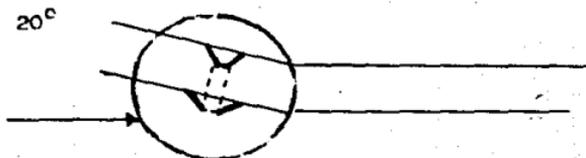
Si se permite en el diseño de suspensión, que las ruedas tengan un movimiento en dirección perpendicular al camino, al momento que la suspensión desarrolle su función flexionandose, la distancia entre las ruedas va a variar, y por consecuencia las llantas se arrastran lateralmente y se gastan rapidamente.



Para evitar dicho movimiento se utilizan barras más cortas en la parte superior de la suspensión que en la parte inferior, además de provocar considerablemente la estabilidad y maniobrabilidad del automóvil en condiciones normales y sobre todo en circunstancias difíciles de camino.

Teniendo en cuenta lo anterior, nuestra suspensión delantera va a componerse de dos brazos de control (dos horquillas) por que mantiene buena estabilidad y al accionar la suspensión el sistema no sufrirá cambios, con esto nos referimos a los ángulos de alineación de las llantas y al movimiento que sigue al impactarse la suspensión delantera.

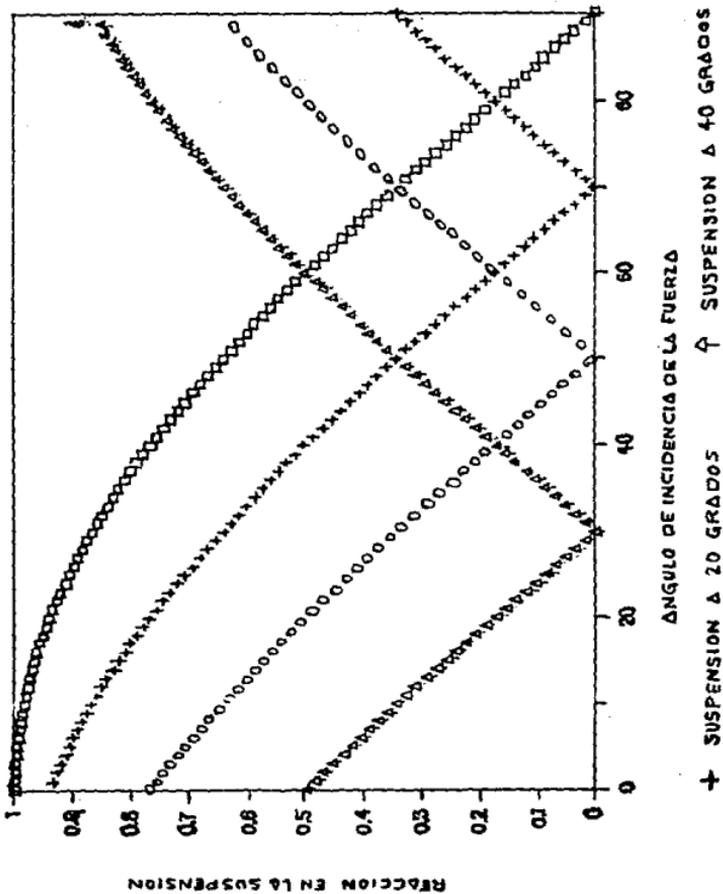
Nosotros vamos a suponer que la línea de fuerza de un impacto está a $1/3$ de la llanta de nuestra suspensión delantera, entonces observando la cinemática de la llanta, es evidente pensar que, el eje de rotación de las horquillas o brazos de control debe ser perpendicular a dicha fuerza y no horizontal, pero además debe dar el mejor amortiguamiento, a impactos de una mayor tendencia, aunque no sean críticos.



Fuerza en la llanta

En base a esto, se generó la siguiente gráfica hecha en un pequeño modelo anterior, donde se puede apreciar que si colocamos las horquillas en un eje a 30 grados de la horizontal, el amortiguador absorbera, el 100% del impacto crítico, (golpe a 60 grados), y será más ineficiente en golpes con un ángulo diferente, en base a esto tenemos que elegir una inclinación que haga que el esfuerzo en un golpe a 60 grados sea mínimo y en golpes con un ángulo mayor (altura menor), sea óptimo, por lo tanto nuestra elección es una inclinación de 20 grados con respecto a la horizontal, que como muestra en la gráfica barre en rango aceptable.

FUERZA EN SUSPENSION

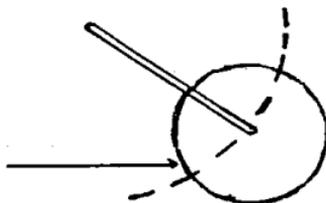


REACCION EN LA SUSPENSION

Con respecto a la suspensión trasera, también debe cumplir con los requisitos de estabilidad y funcionamiento independiente a las irregularidades del camino; y dar buena eficiencia a las partes que constituyen esta suspensión.

la idea en que se basó el diseño de la suspensión trasera fué la experiencia obtenida por carros anteriores. la suspensión con la horquilla paralela al piso y perpendicular al centro de la llanta da buen funcionamiento en terrenos no accidentados, pero en nuestro caso no es así.

Se propone, basandose en la suspensión que tiene el Sedan VW, que tentativamente el brazo de la horquilla tenga un ángulo con respecto al piso y permita el accionamiento de la suspensión como un péndulo, trabajando la suspensión en dirección del impacto, y así teniendo la absorción de este impacto: el movimiento, el amortiguador y que no tenga repercusión en la flecha de potencia del automóvil.



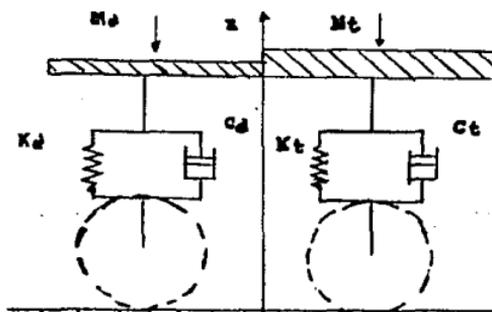
Movimiento en péndulo de la suspensión trasera

El cálculo se basó, en proponer una fuerza que provocada por un impacto a $1/3$ de la llanta teniendo un ángulo aproximado de 30 grados, así es evidente que la orquilla debe de formar un ángulo con respecto a esta línea de fuerza de 90 grado, pero esto nos ocasionaría que la orquilla fuera muy larga y lo que nosotros buscamos es que sea lo más corta posible para que no exista flexión y además que vaya siempre en dirección del movimiento, pero si la diseñamos muy corta, (paralela al piso) el esfuerzo horizontal en nuestra unión llanta-flecha puede ser crítico, entonces el diseño se basa en encontrar el esfuerzo menor en la flecha y la distancia más corta, se encontró lo más óptimo cambiando ángulos, y realizando en cada cambio, el calculo del esfuerzo horizontal de la orquilla que recibe la unión llanta-flecha, y se encontró el ángulo óptimo y la distancia donde se encuentra la unión de la orquilla con respecto al suelo de 20 [pulg], pero por razones de fabricación y diseño se colocó paralela al piso.

II. 2. 4. DISEÑO DE DETALLE

Cuando un automóvil vence un obstáculo, surgen vibraciones que son caracterizadas por los parámetros físicos de los elementos del sistema de suspensión, a través de los cuales se transmiten los impactos. También cabe mencionar que influyen los valores y distribución de las masas que conforman al automóvil.

En el cálculo de suspensión, hacemos referencia a un modelo simplificado del sistema, que toma en cuenta las masas y elementos de la suspensión como resortes y amortiguadores.



En la teoría que se utiliza, se supone que todos los elementos elásticos del sistema se comportan de un manera lineal y que la fuerza absorbida por los amortiguadores es proporcional a la velocidad de translación de los elementos que participan en la disipación de la energía cinética.

En este tipo de amortiguamientos siempre surgen fuerzas que amortiguan las vibraciones, estas fuerzas se conocen como amortiguamiento estructural. En los modelos teóricos, no se consideran estas fuerzas, se omiten, así también como las masas no suspendidas,

debido a que las magnitudes de estas fuerzas son considerablemente pequeñas a comparación de las que provocan los elementos principales.

las ecuaciones diferenciales que modelan un sistema de suspensión son:

$$M_d \frac{d^2 Z}{dt^2} + 2 C_d \frac{dZ}{dt} + 2 K_d Z = 0 \dots (1)$$

$$M_t \frac{d^2 Z}{dt^2} + 2 C_t \frac{dZ}{dt} + 2 K_t Z = 0 \dots (2)$$

donde:

M_d = masa suspendida que soporta al eje delantero.

M_t = masa suspendida que soporta el eje trasero.

Z = el eje vertical de acción del movimiento.

C_d = coeficientes de amortiguadores delanteros.

C_t = coeficientes de amortiguadores traseros.

K_d = constante del amortiguador delantero.

K_t = constante del amortiguador trasero.

normalizando la ecuación se tiene:

$$\frac{d^2 Z}{dt^2} + 2 h \frac{dZ}{dt} + \omega^2 Z = 0 \dots (3)$$

donde:

$h = C/M$ factor de amortiguamiento.

$\omega = (2K/M)^{1/2}$ frecuencia natural de vibraciones libres.

la solución a esta ecuación es:

$$Z = \{ A \exp(-ht) \} \operatorname{sen} \{ ([\omega^2 - h^2]^{1/2} t + \phi) \} \dots (4)$$

donde A y φ son constantes numéricas que dependen de las condiciones iniciales.

La frecuencia angular de vibraciones libres de amortiguamiento esta dada por:

$$\omega_0 = (\omega^2 - h^2)^{1/2} \dots (5)$$

En la práctica es más fácil utilizar el coeficiente de vibraciones y esta dada por:

$$\phi = h / \omega$$

sustituyendo en la ecuación (8)

$$\omega_0 = \omega (1 - \phi^2)^{1/2} \dots (5.1)$$

El periodo de vibraciones se puede calcular por:

$$T = \frac{2 \pi}{\omega_0} = \frac{2 \pi}{\omega (1 - \phi^2)^{1/2}} \dots (6)$$

Las relaciones de amplitudes entre oscilaciones consecutivas es:

$$\frac{Z_0}{Z_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{Z_n}{Z_{n+1}} = \frac{e^{2P} \phi}{(1 - \phi^2)^{1/2}}$$

Se puede obtener como una medida de amortiguamiento, el efecto de decremento logarítmico de amortiguamiento:

$$Dcl = \ln \frac{Z_n}{Z_{n+1}} = \frac{2 P \phi}{(1 - \phi^2)^{1/2}} \dots (7)$$

Si se selecciona correctamente el amortiguador, las vibraciones desaparecerán después de 3 o 4 oscilaciones.

Calculando:

La condición para que la vibración desaparesca después de una oscilación es:

$$Dcl = 3.5; \pi = 3.1416$$

de la ecuación (7)

$$\phi = 0.670$$

Se conoce que el mejor rango de frecuencia para diseño está entre 1 y 1.5 Hz. (Se tomó el más grande).

por lo tanto:

$$\omega_0 = 9.4 \text{ s}^{-1}$$

sustituyendo y despejando en la ecuación ... (5.1)

$$\omega = 9.4 / ((1-0.670)^{0.6}) = 16.36 \text{ s}^{-1}$$

y de la ecuación

$$h = \phi * \omega$$

se tiene:

$$h = 0.670 * 16.36$$

$$h = 10.96$$

Para calcular la constante del amortiguador delantero:

$$M_d = 96 \text{ [N]};$$

$$K_d = \omega^2 * M_d / 2$$

$$K_d = (16.36)^2 (96) / 2$$

$$K_d = 12847.18 \text{ [N/m]} = 73.63 \text{ [lbs/pulg]}.$$

de la ecuación de factor de amortiguamiento:

$$C_d = (10.96) (96)$$

$$C_d = 1052.16$$

Para la constante del amortiguador trasero:

$$M_t = 144 \text{ [N]};$$

$$K_t = \omega^2 * M_t / 2$$

$$K_t = (16.36)^2 (144) / 2$$

$$K_t = 19270.70 \text{ [N/m]} = 110.44 \text{ [lbs/pulg]}.$$

Para el factor de amortiguamiento:

$$C_t = (10.96) (144)$$

$$C_t = 1576.24$$

Calculando el periodo de la ecuación (6)

$$T = 2 \pi / (16.36) (1-0.670^2)^{1/2}$$

$$T = 0.517 \text{ [s]}$$

Conociendo las medidas de los amortiguadores, se calcula las constantes de amortiguamiento y se comparó con las encontradas anteriormente.

Con la ecuación:
$$K = \frac{\sigma d^4}{8 N D^3}$$

donde:

N = Número de espiras activas.
d' = Diámetro del alambre.
D = Diámetro del resorte.

Teniendo acero con: $\sigma = 11.25 \times 10^6$ [lbs/pulg²]

Para el amortiguador delantero: N = 9
d = 5/16 [pulg].
D = 2 [pulg].

$$K = ((11.25 \times 10^6) (0.3125)^4) / ((9) (9) (2)^3)$$
$$K = 186.28 \text{ [lbs/pulg].}$$

Para el amortiguador trasero: N = 8
d = 5/16 [pulg].
D = 2.5 [pulg].

$$K = ((11.25 \times 10^6) (0.3125)^4) / ((8) (8) (2.5)^3)$$
$$K = 107.28 \text{ [lbs/pulg].}$$

CALCULOS DE SUSPENSION DELANTERA:

Para el cálculo del grosor y material de la tubería de la suspensión delantera, nosotros suponemos que el automóvil, lleva una velocidad de 50 [km/h], y recibe un impacto en la llanta delantera.

entonces se conoce que:

$$F \cdot d = 1/2 \cdot m \cdot v^2$$

despejando se obtiene:

$$F = m \cdot v^2 / 2 \cdot d$$

donde:

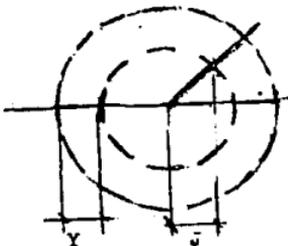
m = masa del automóvil con conductor.

$$m = 240 \text{ kg.}$$

v = velocidad del automóvil.

$$v = 50 \text{ [km/h]} = 13.88 \text{ [m/s].}$$

d = ancho de la llanta (Y) + la proyección del brazo (J)



de la figura:

$$J = 10 \cdot \cos 60^\circ = 3.42 \text{ [cm].}$$

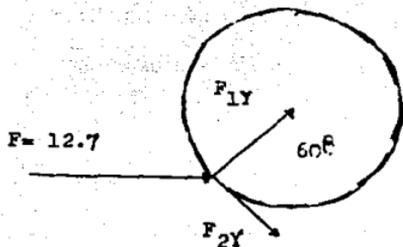
y nuestro ancho de llanta es:

$$Y = 15.24 \text{ [cm]}$$

sustituyendo obtenemos que:

$$F = 240 \cdot (13.88)^2 / 2 \cdot (0.1524 + 0.0342) = 125 \ 100 \text{ [N]}$$

$$F = 12 \ 785.33 \text{ [kg].}$$

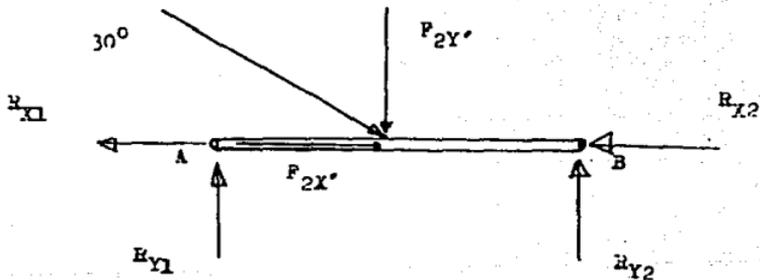


de la figura

$$F_{1y} = 12.7 \cdot \cos 60^\circ = 6.25 \text{ [tons].}$$

Conociendo esta fuerza la trasladamos a los elementos de la suspensión.

$$F = 6.3 \text{ tons.}$$



de la figura

$$F_{2x'} = 6.35 \cdot \cos 30^\circ = 5.499 \text{ [tons].}$$

$$F_{2y'} = 6.35 \cdot \sin 30^\circ = 3.175 \text{ [tons].}$$

calculando reacciones

$$\begin{aligned} \Sigma F_y = 0 &= R_{y1} + R_{y2} - F_{2y'} \\ \Sigma M_A = 0 &= (-F_{2y'} \cdot 9) + (R_{y2} \cdot 14) \\ 0 &= (-3.175 \cdot 9) + (R_{y2} \cdot 14) \end{aligned}$$

de aquí

$$R_{y2} = 2.04 \text{ [tons]}$$

$$R_{y1} = F_{2y} - R_{y2} = 3.175 - 2.04 = 1.13 \text{ [tons].}$$

del libro BEER AND JONSTON (pag.111) "MECANICA DE MAT."

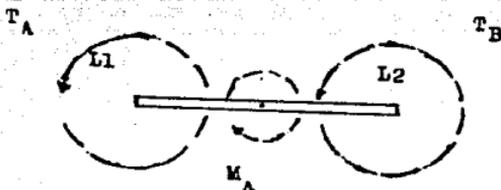
$$T_A = L_1 / J_1 \cdot C_1 = T_B \cdot L_2 / J_2 \cdot C_2$$

se obtiene T_B

$$T_B = (L_1 / L_2) \cdot T_A$$

y

$$M_{A'} = T_A + T_B$$



de la figura

$$M_{A'} = 3.17 \cdot 7 = 22.225 \text{ [tons cm]}$$

y

$$T_A = (5/9) \cdot T_B = 0.555 T_B$$

entonces

$$M_{A'} = 1.555 T_B$$

por lo tanto

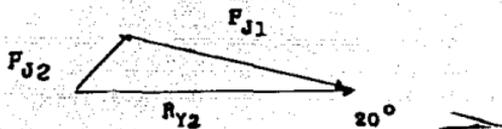
$$T_B = 14.28 \text{ [ton. cm]}$$

Si

$$22.225 = T_A + 14.29$$

$$T_A = 7.93 \text{ [tons cm]}$$

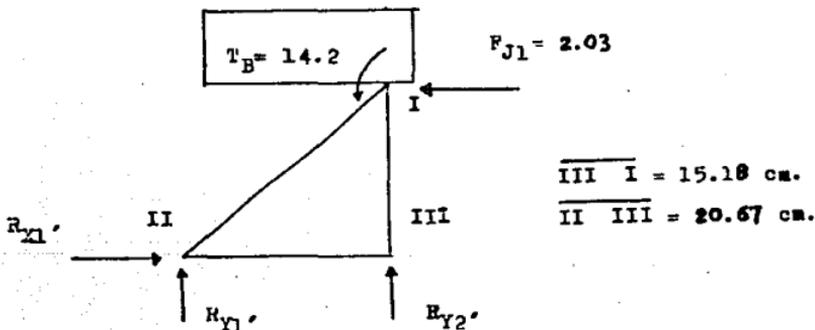
Se aprecia que el brazo B recibe al mayor esfuerzo, analizando la figura siguiente, y calculando en el punto B.



$$F_{J1} = R_{Y2} \cdot \cos 20^\circ = 2.04 \cdot \cos 20^\circ = 2.03 \text{ [tons]}$$

$$F_{J2} = R_{Y2} \cdot \sin 20^\circ = 2.04 \cdot \sin 20^\circ = 0.697 \text{ [tons]}$$

Elaborando la figura del brazo de la suspensión se tiene:



$$\overline{\text{III I}} = 15.18 \text{ cm.}$$

$$\overline{\text{II III}} = 20.67 \text{ cm.}$$

distancias entre brazos, medidas en carro

calculamos:

$$\Sigma M_{II} = T_B + F_{J1} \cdot (15.18) - R_{Y2'} \cdot (20.67) = 0$$

$$R_{Y2'} = 2.18 \text{ [tons]}$$

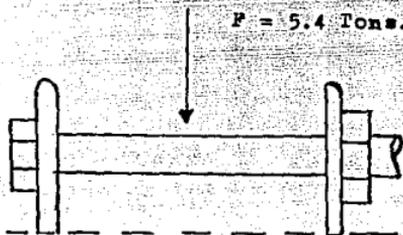
$$\Sigma M_{III} = -R_{Y1'} \cdot (20.67) + T_B + F_{J1} \cdot (15.18) = 0$$

$$R_{Y1'} = 2.182 \text{ [tons].}$$

$$\Sigma M_1 = T_B + R_{x1} \cdot (15.18) - R_{y1} \cdot (20.67) = 0$$

$$R_{x1} = 2.02 \text{ (tons)}$$

Así, se calcula el tornillo que sostiene las horquillas, con la condición de máximo esfuerzo, cuando el resorte está totalmente comprimido.



$$\tau = F / A$$

La fuerza se reparte en dos.

$$F = 5.489 / 2 = 2.75 \text{ (tons)}$$

el cortante para el acero 4140 es:

$$\tau = 703.26 \text{ MPa}$$

entonces:

$$A = F / \tau$$

$$A = 2750 \cdot (9.8) / 703.26 \cdot 10^6 = 0.3838 \text{ [cm}^2\text{]}$$

y el tornillo que se va a utilizar es:

$$A = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot (0.6)^2 = 1.1309 \text{ [cm}^2\text{]}$$

se tiene un factor de seguridad de 4

Calculando el impacto en el tubo del soporte del tornillo (orejas):

$$\sigma = M c / I$$

donde:

$$M = 2759 \text{ [kg]} \cdot 9.81 \cdot 0.03 \text{ [m]} = 808.5 \text{ [N m]}$$

$$I = B \cdot H^3 / 12 =$$

$$I = (0.006 \cdot (0.05)^3 / 12) - (0.006 \cdot (0.0125)^3 / 12)$$

$$I = 6.24 \cdot 10^{-7}$$

$$\sigma = 808.5 \cdot 0.00625 / 6.24 \cdot 10^{-7}$$

$$\sigma = 8.09 \text{ [MPa]}$$

las relaciones y factor de seguridad son para este caso:

$$r/d = 0.369$$

$$k = 2.18$$

$$\sigma = 17.65 \text{ [MPa]}$$

Por esto el tubo que se va a utilizar es de 1/2 pulgada cédula 40.

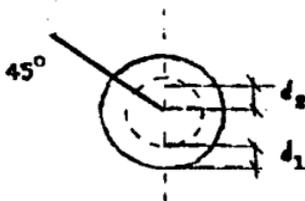
CÁLCULOS SUSPENSIÓN TRASERA:

En el cálculo de la suspensión trasera, el esfuerzo crítico que interesa es el esfuerzo de flexión, sufrido por la orquilla trasera, debido a la posición del amortiguador sobre esta misma, entonces se va a simular un impacto dejando caer el automóvil a una altura de 3 [m] y en una sola llanta.

$$v = (2 \cdot g \cdot h)^{0.5}$$
$$v = (2 \cdot 9.81 \cdot 3)^{0.5}$$
$$v = 7.66 \text{ [m/s]}$$

se sabe que la fuerza está dada por:

$$F = m \cdot v^2 / 2 \cdot D$$



de la figura:

d_1 = ancho de la llanta

$$d_1 = 12 \text{ [cm].}$$

d_2 = distancia recorrida en dirección de la fuerza

$$d_2 = 10 \text{ [cm].}$$

entonces:

$$D = d_1 + d_2$$

$$D = 22 \text{ [cm].}$$

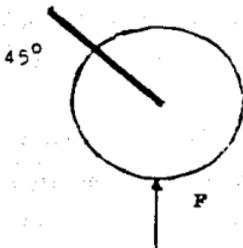
$m = 240 \text{ [kg].}$ masa del carro con conductor.

sustituyendo

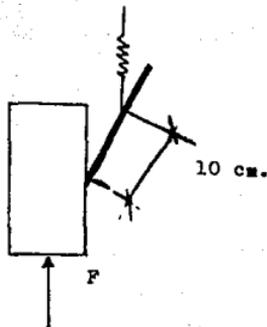
$$F = ((240) \cdot (7.66)^2) / (2 \cdot 0.22)$$

$$F = 32\,072.72 \text{ [N]} = 3\,272.72 \text{ [kg]}$$

observando la siguiente figura:



Vista Lateral.



Vista Trasera.

y calculando el momento:

$$M = F \cdot d$$

$$M = 32\ 072.72 \cdot 0.10$$

$$M = 3207.27 \text{ [N m]}$$

Se sabe que:

$$\sigma = M c / I$$

y

$$\sigma = M r / (\pi d^4 / 64)$$

entonces

$$d = (32 M / \sigma \pi)^{0.33}$$

considerando acero con:

$$\sigma = 1076 \text{ [MPa]}$$

sustituyendo

$$d = ((32 \cdot 3207.27) / (1076 \cdot 10^6 \cdot \pi))^{0.33}$$

$$d = 3.119 \text{ [cm]}$$

obteniendo esto, se propone un tubo sólido de 1 pulgada de diámetro o en su defecto un tubo hueco con 3.3 cm de diámetro exterior.

CALCULO GEOMETRICO DE LA ORQUILLA SUPERIOR.

Para conocer la distancia que existe, tanto del punto de unión de la estructura y la orquilla superior, a la llanta delantera (a su respectivo mango) como al punto de unión de la estructura y la orquilla inferior, además de conocer en condiciones estables las trayectorias de las orquillas, se hace el siguiente cálculo. Como se va poder apreciar, el mecanismo encontrado es un diagrama de cuatro barras (RRRR).

Para empezar este procedimiento se tiene que tener en cuenta las medidas de la llanta delantera, de su respectivo mango, la distancia que existe entre las llantas delanteras (rodada) y evidentemente el ancho del automóvil (respectiva base). Estos datos se obtienen en la práctica, así como los factores de alineación de las llantas.

Como se muestra en la figura (1), en una vista a 20° de frente en el caso de nuestro automóvil (en un carro sin inclinación, la vista es totalmente de frente a éste, para observar la trayectoria) la llanta tiene un punto de contacto con el piso (C), las dimensiones del mango con sus respectivas rótulas se muestran en la figura con los puntos (A) y (B); la distancia que se observa, es la distancia (vista frontal) de la orquilla inferior (Y-B). Consideramos como cuerpos rígidos la llanta y el mango de ésta, entonces las distancias (B-A), (B-C) y (A-C) no varían, y el punto que se quiere conocer se puede apreciar con el punto (X), que es la distancia en vista frontal de la orquilla superior de la suspensión.

En la figura (2) apreciamos la condición de función de esta suspensión, la llanta por alguna razón o circunstancia del camino,

realiza un movimiento descendente vertical, es de criterio establecer que tanta distancia (C-D) va a descender la llanta; al accionar la suspensión la distancia (Y-B) (brazo de suspensión) describe un arco de movimiento en base al punto (Y), con cualquier herramienta para métodos gráficos (compas, escuadras etc.) conociendo el punto (D) (distancia máxima que desciende la llanta), trasladamos la distancia (C-B), y hacemos que cruce con el arco descrito por la trayectoria del brazo, encontrando el punto (B'), a continuación trasladamos las distancias (B-A) y (C-A), encontrando (también por cruce de arcos) el punto (A'), que es el primer punto que el centro (X) de nuestra orquilla superior debe cumplir al funcionar la suspensión, con el criterio descrito anteriormente.

En la figura (3), representa el mismo procedimiento gráfico, solamente que el punto crítico descrito anteriormente cuando la llanta se trasladaba verticalmente en forma descendente, ahora se traslada ascendentemente, también es a criterio del diseñador la distancia (C-D') a utilizar, nuevamente se traza un arco de circunferencia con la distancia (Y-B), y se llevan las distancias (C-B), (B-A) y (C-A), hasta encontrar el nuevo punto (A'');

Encontrando estos dos puntos ((A') y (A'')) y conociendo el punto de referencia (A), por algún método gráfico o con cualquier herramienta para dibujo, se encuentra el centro del arco que forman estos tres puntos ; figura (4). El cual es el punto de unión entre la estructura y el brazo superior de la suspensión. (Recordar que el punto (A) y (B) son las rótulas de nuestro mango).

Si se aplica bien este método, se respetan todas las dimensiones hechas a las partes que involucran el proceso (llanta, mangos, etc.) y

se tiene la habilidad para fabricarlo sin que se pierdan las dimensiones, se puede garantizar la estabilidad y el buen funcionamiento de la suspensión delantera.

Con este método, también se puede conocer el punto de unión entre el brazo de la dirección y el mango de llanta.

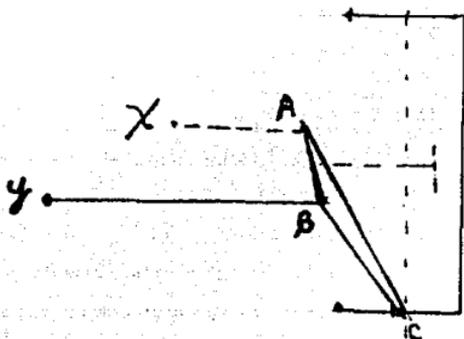


Fig (1)

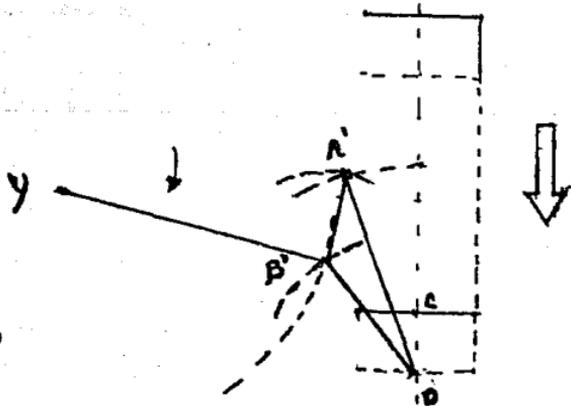


Fig (2)

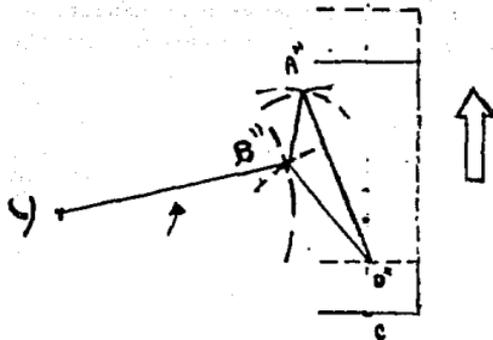
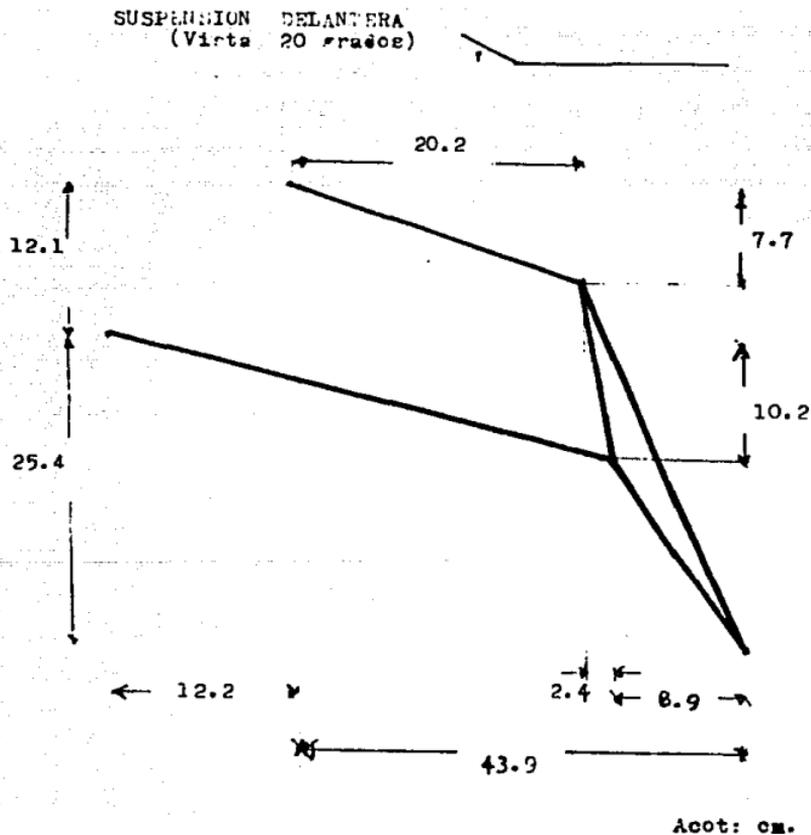


Fig. (3)



Fig (4)

Conociendo que el mango mide 14 [cm], que el cáber es de 5° , la llanta mide $20 \times 7 \times 8$ [pulg.], y el caster está aproximadamente entre 3° y 5° , se obtienen las dimensiones descritas en el dibujo siguiente para nuestro automóvil.



II. 3 SISTEMA DE DIRECCION.

II. 3. 1 DESCRIPCION Y CARACTERISTICAS DEL SISTEMA.

El sistema de dirección es un conjunto de mecanismos que convierte el movimiento rotatorio del volante de mando, en un movimiento lateral hacia ambos costados de las ruedas generalmente delanteras, permitiendo al conductor gobernar la dirección del automóvil. Dicho sistema proporciona una ventaja mecánica para cambiar fácilmente de dirección.

El manejo satisfactorio de un automóvil, solo es posible cuando puede ser gobernado de tal manera que mantenga un curso firme sobre el camino. Cualquier juego o desgaste en el sistema provocará sacudidas o tendencia del automóvil a jalarsse hacia los lados, ya sea de manera constante o intermitente, resultando pues una conducción peligrosa y que provocará fatiga en el conductor.

Es por esto que el objetivo, de este capítulo es el de diseñar y construir un sistema que permita guiar el automóvil, aplicando el menor esfuerzo posible y haciendo segura la conducción. Para esto, se ha tomado en cuenta las condiciones de espacio dentro del vehículo, la relación del sistema de dirección con los sistemas de frenado, y sistema de suspensión, además de darle comodidad al conductor para el guiado del mismo.

Entenderemos por dirección, a un sistema que se encuentra asegurado por un eje rígido que gira alrededor de un punto medio (fig 1), en donde podemos observar que toda fuerza horizontal F que se origine por el contacto de la rueda con el suelo tenderá a hacer girar al eje conductor. Esta tendencia podrá ser neutralizada por la reacción de tiro.



Fig.1



Fig.2

En cualquier tipo de automóvil será al conductor a quien le corresponda oponerse a la acción de la fuerza F , siendo indispensable reducir en lo más posible el esfuerzo que le es exigido. A este efecto, remplazaremos el pivote central por otros dos situados lo más cerca posible de las ruedas (figura 2).

En la mayoría de los automóviles, el eje está compuesto por una parte solidaria al chasis, para el sistema propuesto, los elementos con que estarán sostenidos los pivotes de la dirección serán los brazos de la suspensión.

Al colocar los pivotes más cerca de las ruedas, estaremos obteniendo una mayor estabilidad en los virajes. Para el caso del eje de pivote central, el cuadrilátero de sustentación toma, en los virajes acentuados, una forma alargada (ver figura 3), que puede dar lugar a que la resultante de las fuerzas aplicadas al vehículo (peso, fuerza centrífuga y la componente lateral de la acción del viento), encuentre al suelo fuera de la base de sustentación, provocando el vuelco del mismo. Por el contrario, al tener el eje partido, el cuadrilátero de sustentación prácticamente no se deforma, con lo cual aumenta la estabilidad (ver figura 4).



Fig.3

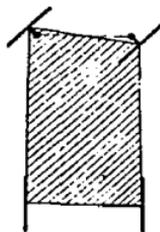


Fig.4

Al poseer cada rueda de la dirección su eje de giro o pivote, será indispensable solidarizar sus movimientos. Lo cual lo conseguiremos mediante un dispositivo debido a Jeanteaud (ver figura 5) de dos palancas de acoplamiento 2 solidarias a las manguetas 3 y pivotando alrededor de los ejes 1. Estas palancas se encuentran enlazadas por una barra de acoplamiento 4.

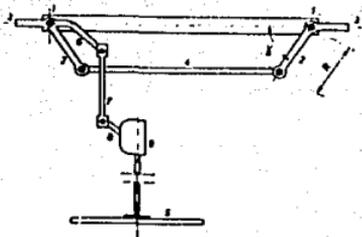


Fig. 8

Las palancas y la barra se encontrarán dispuestas detrás o por delante del eje, dependiendo de las condiciones de espacio del vehículo.

Debido a este enlace entre las ruedas, será suficiente accionar solo una de ellas en determinados casos y dependiendo del tipo de mecanismo que se esté empleando para el accionamiento de la dirección. Para el caso de la figura, vemos que una mangueta situada en el mismo lado que el volante de la dirección 5 es solidaria de una palanca de dirección 6 atacada por una barra de dirección 7 y por una palanca de mando o biela colgante comunmente llamado brazo pitman 8. La rotación del volante generalmente es transmitida a la biela colgante por medio de la caja de la dirección 9.

Reservaremos el término "acoplamiento" para las piezas que aseguran la ligazón entre las ruedas, el término "dirección" para las piezas que aseguran el mando, el término "palanca" para toda pieza que pivota o gira alrededor de un eje y el término "barra" para toda pieza que enlaza dos palancas entre sí.

Para el cálculo de la dirección, consideraremos que la trayectoria de las ruedas es constantemente tangente a la trayectoria de la traza de su plano sobre el suelo, lo cual implica que no exista deslizamiento lateral ni deformación lateral del neumático.

CENTRO DE ROTACION.

Cuando cualquier automóvil recorre una trayectoria curvilínea, todos los puntos de este, deben de describir trayectorias perpendiculares a la recta que los une a un punto denominado centro instantáneo de rotación. Es por esto, que en todo instante los ejes de las manguetas de todas las ruedas deben de concurrir en el centro antes dicho (ver figura 6).

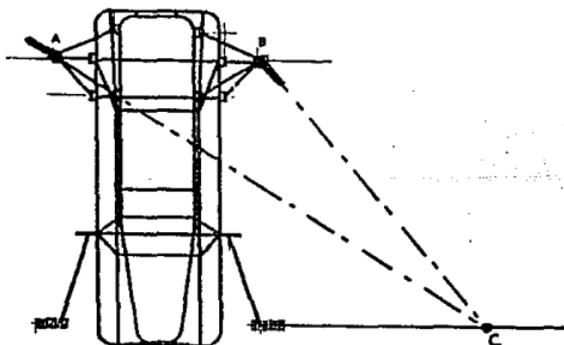


Fig. 6

Considerando al automóvil con dos ejes, de los cuales uno deberá de ser el eje director (ver figura 6), el dispositivo de guiado de las ruedas que sea diseñado, deberá de ser tal que, si el conductor impone

un ángulo de orientación ϕ a una de las ruedas, la otra quede orientada bajo el ángulo δ necesario para que las perpendiculares a las trayectorias de las ruedas se corten en el punto I situado sobre la prolongación del eje no director.

Para obtener gráficamente los ángulos de orientación teóricos exactos, fué suficiente construir un rectángulo cuya base sea la distancia entre los ejes de giro ó pivotes y como altura, la distancia entre ejes ó batalla e (ver figura 7).

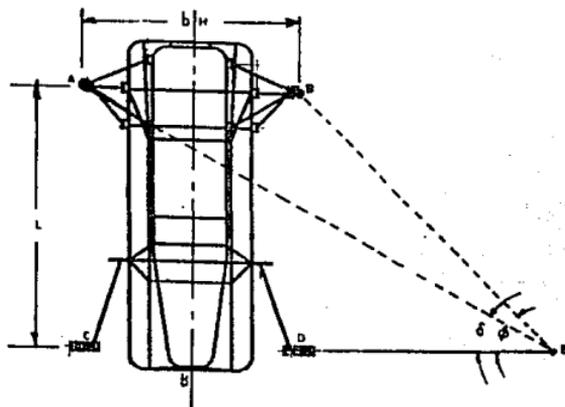


Fig.7

Las rectas que unen los puntos A y B con un punto F cualquiera de DE determinan los ángulos de orientación correctos ϕ y δ para un viraje a la derecha. Los ángulos obtenidos fueron determinados para un radio de giro del automóvil de aproximadamente 2 m.

DISPOSITIVOS DE MANDO.

Los dispositivos de mando que serán espleados son: el volante, la columna ó flecha de la dirección, la caja de la dirección, las barras terminales y las palancas de la dirección, que se encuentran sujetas a los pivotes.

En este sistema, será necesario darle mayor importancia a la caja de la dirección, ya que es el dispositivo en el cuál se llevará a cabo la desmultiplicación, siendo esta la relación entre un desplazamiento angular del volante y el ángulo de orientación que le corresponda. Así para una desmultiplicación de 20/1, un desplazamiento angular del volante de 20 grados corresponde un ángulo de orientación de 1 grado.

Para este estudio, se ha tomado en cuenta que la desmultiplicación depende de los engranajes de la caja, en algunos casos, de la longitud de la biela coigante, de la palanca de la dirección, de las palancas de acoplamiento. El esfuerzo que desarrollará el conductor dependerá de el diámetro del volante.

La desmultiplicación debe de ser tal que el esfuerzo exigido a cualquiera de las personas que conduzcan el automóvil no exceda al esfuerzo correspondiente a una conducción sin fatiga. La desmultiplicación será directamente proporcional al peso soportado por las ruedas directrices.

Por otra parte, sabemos que cuanto mayor es la velocidad del vehículo, es menor el tiempo del que dispone el conductor para efectuar la maniobra y por tanto, desde este punto de vista el mando de la dirección debe de ser lo más directo posible, lo cuál implica una desmultiplicación poco importante.

Para la instalación del sistema de dirección del automóvil, se consideró el peso del mismo, observando que éste no era considerable, por lo tanto las velocidades que se alcanzan son elevadas. Es por esto que se puede instalar un mando lo suficientemente directo sin que de ello resulte un esfuerzo exagerado para el conductor.

Cualquiera que sea el dispositivo empleado para facilitar la maniobra de la dirección es necesario que subsista el mando mecánico directo a fin de que le sea permitido al conductor, en caso de fallo, poder dirigir el vehículo, aún a costa de un mayor esfuerzo.

II. 3. 2 TIPOS DE CAJAS DE DIRECCION.

En los tipos de cajas presentados a continuación, El volante de la dirección es solidario de una columna, la cuál lleva en la mayoría de los automóviles un tornillo sin fin sostenido en la caja mediante dos cojinetes. Lo cuál dará al tornillo sin fin un movimiento de giro pero no un movimiento de ascenso y descenso.

TORNILLO Y SECTOR DENTADO.

El tornillo sin fin engrana con un sector dentado (ver figura), el cuál está fijado a la biela colgante. Este mecanismo, debe de permitir la compensación de los juegos: juego longitudinal del tornillo sin fin, juego del eje del sector, juego entre sector y tornillo.

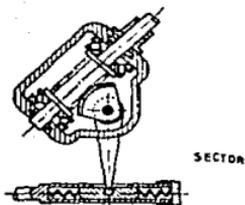


Fig.10

TORNILLO Y RUEDA DENTADA.

En la siguiente figura, podemos ver que el sector se encuentra remplazado por una rueda dentada. En éste caso, la compensación del juego entre el tornillo y la rueda dentada se obtiene desplazando esta rueda sobre su eje.

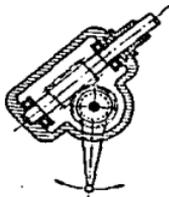


Fig.11

TORNILLO Y TUERCA.

El sector se encuentra reemplazado por una tuerca solidaria del tornillo sin fin. La tuerca está ligada al eje portador de la biela colgante mediante un rodillo o una horquilla.

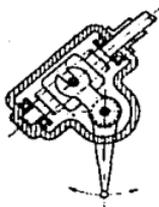


Fig. 12

TORNILLO Y TUERCA POR CREMALLERA.

Este sistema es derivado de los dos precedentes; el tornillo sin fin, por su rotación, desplaza según el eje de la columna una tuerca que engrana con un sector ó una rueda dentada. La tuerca está guiada de tal forma que le está impidiendo todo movimiento de rotación.

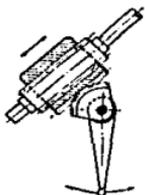


Fig. 13

TORNILLO Y RODILLO.

El sector o la rueda dentada está remplazado por un dedo que sigue el engrane del tornillo sin fin. Muchas veces el tornillo sin fin es de perfil redondo, lo cuál le permite seguir y empujar más íntimamente el perfil del dedo.

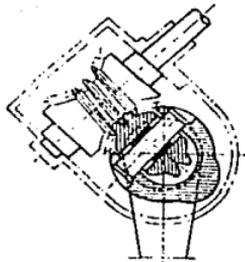


Fig. 14

CREMALLERA.

En este tipo de dirección, muy empleado en la actualidad, se lleva a cabo el ataque directo de la barra de acoplamiento. No existe pues ni biela colgante, ni barra de dirección, ni tampoco palanca de dirección. La caja contiene un engranaje cónico que imprime un movimiento de rotación al eje 1.

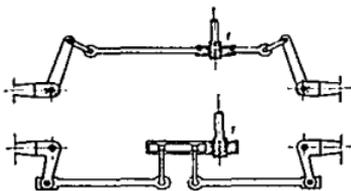


Fig. 15

La principal consideración, Es que el sistema de dirección debe de ser diseñado tomando en cuenta la geometría del sistema de suspensión delantera ya que si los dos sistemas no son congruentes la dirección de las ruedas queda modificada.

II. 3. 3 EVALUACION Y SELECCION DE LA MEJOR ALTERNATIVA.

Al igual que en otros sistemas, nuevamente haremos mención de la importancia que representa la consideración del espacio ya existente dentro de la cabina, en la cuál deberá de poderse instalar el sistema completo, sin representar problema alguno cuando el vehiculo sea conducido. Debido a ésto, al tomar en cuenta que el ancho de la cabina en su parte frontal tiene una dimensión de 36.0 cm en la parte más baja, el ancho máximo de la cabina es de 60.0 cm y que la altura de el piso del automóvil al suelo, es de 25.0 cm, se consideró que era necesaria la implementación de un sistema que:

- Tuviera el menor número de elementos posibles que no repercutieran en el peso del vehículo y por consiguiente en la potencia del mismo.
- Fuera lo más directo posible, pero que el accionamiento del mismo no representara un gran esfuerzo para el conductor.

Por otro lado, los factores que se tomaron en cuenta para decidir que tipo de sistema sería el más apropiado para la conducción del automóvil, fueron los siguientes.

- **Facilidad de ensamble (10%)** Se le asignó éste valor, ya que se requiere que el sistema empleado sea de fácil ensamble y que no requiera del empleo de herramientas sofisticadas.

- **Peso del conjunto (25%)** Este es uno de los factores más significativos para el diseño del automóvil, ya que si se instala un sistema demasiado complejo y por consiguiente pesado, éste repercutirá considerablemente en la velocidad del automóvil.

- **Costo (20%)** Al ser éste un automóvil que se apegue a las necesidades de espacio, de consumo y económicas de la Ciudad de México, se ha considerado que los elementos que conformen al sistema sean de bajo costo. Lo anterior implica el empleo de materiales comerciales y de fácil adquisición.

- **Mantenimiento (20%)** Al ser el automóvil de dimensiones reducidas, el acceso a los sistemas que lo componen se hacen un poco más difíciles, por lo tanto se requiere del empleo de sistemas que no requieran de un mantenimiento constante ni de personal calificado para la realización de éste.

- **Espacio (2%)** Cualquiera que sea la forma de accionamiento de este sistema, deberá de cumplir con los requerimientos de espacio que se tienen dentro de la cabina.

- **Eficiencia (5%)** La mayoría de los sistemas considerados, cuentan con un alto grado de eficiencia, por lo que no se le ha dado mucha importancia a éste factor ya que la diferencia entre cada sistema es mínima.

- **Vida útil (3%)** La mayoría de las opciones consideradas cuentan con períodos de vida en sus elementos demasiado largos, por lo que no es necesario darle demasiada importancia a este factor. Por otro lado se ha concluido que a mayor número de elementos en un sistema, es más factible que se presente una falla dentro del mismo.

- **Facilidad de fabricación (15%)** Se ha considerado que este factor tiene mucha relación con el de costos, ya que, si se requiere de un sistema de dirección económico, este deberá de contener el menor número de elementos posibles y por consiguiente, los elementos no deberán de ser complejos para su fabricación.

Como ya se ha hecho con anterioridad, para llevar a cabo la determinación del sistema a implementar dentro del automóvil, se empleó la siguiente matriz de decisión, en la cuál solamente se considerarán dos tipos de cajas de dirección, una será la de cremallera y otra la de tornillo y sector dentado, debido a que en su construcción y elementos es muy similar a las mencionadas anteriormente.

SISTEMA CARACTERISTICA	CAJA POR CREMALLERA	CAJA POR SECTOR
PESO DEL CONJUNTO 25 %	9 / 225	8 / 200
COSTO 20 %	9 / 180	7 / 140
MANTENIMIENTO 20 %	9 / 180	8 / 160
ESPACIO 02 %	9 / 18	9 / 18
EFICIENCIA 05 %	10 / 50	9 / 45
VIDA UTIL 03 %	8 / 24	9 / 27
FACIL FABRICACION 15 %	10 / 150	8 / 120
FACIL ENSAMBLE 10 %	10 / 100	9 / 90
TOTAL	9 1 4	8 0 0

De los resultados obtenidos en la matriz de desición y considerando un ahorro de tiempo en cuanto a fabricación se refiere se decidió por el empleo de una caja de dirección de cremallera.

II. 3. 4 DISEÑO DE DETALLE.

Como ya se mencionó anteriormente, uno de los parámetros que se deben de tomar en cuenta es el mínimo y máximo radio de giro que se quiera manejar. Se ha tomado en cuenta que la mayoría de los diseñadores de automóviles toman como máximo el de 40° , ya que si se considera un radio mayor, el automóvil tenderá a derrapar las ruedas delanteras, haciendose más difícil su conducción. Es por esto, que se ha decidido en manejar un rango de 30° a 38° como máximo.

Por otro lado, se ha considerado que el enlace entre las ruedas directrices y su soporte, debe de permitir la rotación de las ruedas y su cambio de orientación. En éste diseño, la orientación del vehiculo, recaerá alrededor del eje de giro ó pivote (1), y el movimiento de rotación alrededor de la mangueta (2). El sistema que emplearemos, será de horquilla cerrada o de soporte móvil (ver la figura siguiente).



Fig. 10

La figura 17. muestra los elementos que componen al sistema de dirección en su parte terminal.

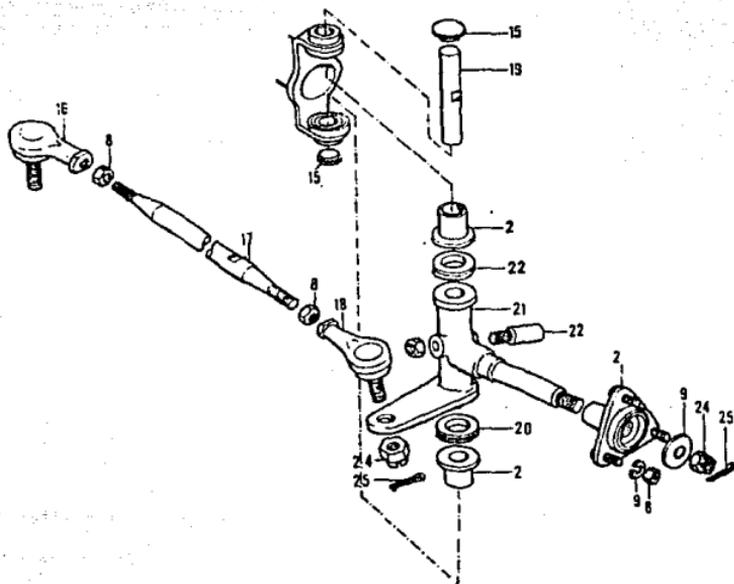


fig. 17

La fijación de la rueda sobre la mangueta, la conseguiremos con la ayuda de dos rodamientos-tope, uno interior (1) y otro exterior (2). Los rodamientos que emplearemos, son rodillos de bola. La sujeción de la rueda será por medio de una tuerca. Debemos de considerar que al efectuar el apretado de la tuerca, la arandela (4) empuje al collar interior del rodamiento (2), en el caso de la figura, hacia la derecha, cuyo movimiento es transmitido por las bolas al collar exterior y a la rueda, la cuál empuja el collar exterior del rodamiento (1) hacia la derecha, que a su vez arrastra, por intermedio de las bolas, el collar intermedio del rodamiento (1) hasta tomar apoyo con el tope (5) (Ver figura 18).

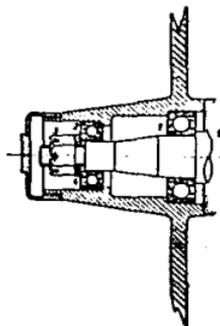


Fig. 18

En la figura 19. se puede observar la masa delantera empleada en cada pivote de la dirección. En donde las piezas que se encuentran contenidas dentro de la masa son:

- 1.- Retén de aceite interior.
- 2.- Cojinete de bolas interior

- 3.- Masa delantera.
- 4.- Buje espaciador.
- 5.- Cojinete de bolas exterior.
- 6.- Retén de aceite exterior.

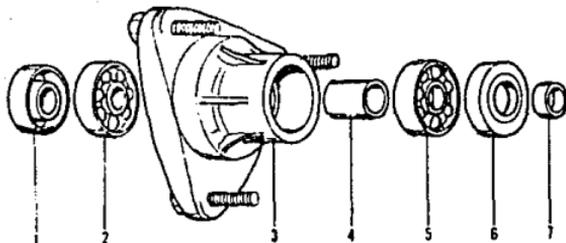
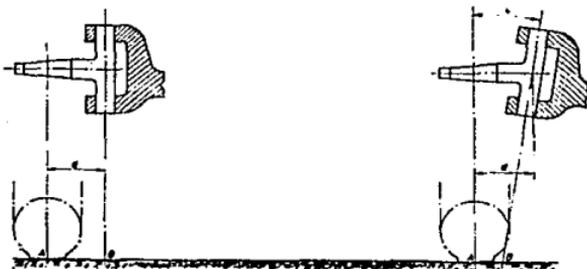


Fig.19

PARAMETROS O COTAS DE ALINEACION DE LAS RUEDAS.

El montaje representado en la siguiente figura, nos puede dar idea de como actúa la fuerza vertical, debida al peso soportado por la rueda, ó transversal, debida a la fuerza centrífuga que se desarrolla en un viraje, sometiendo a la rueda y a sus medios de fijación a esfuerzos importantes. Cabe señalar, que los esfuerzos debidos a estas diferentes fuerzas son tanto más importantes cuanto mayor sea la distancia AB indicada en la figura.

fig.20



INCLINACION.

La inclinación es el ángulo λ que forma el eje del pivote con un plano vertical paralelo al plano medio longitudinal del vehículo. Este ángulo facilita el giro puesto que el centro de la elipse de contacto del neumático sobre el suelo, está más cerca del punto de intersección de la dirección del eje del pivote (ver figura siguiente).

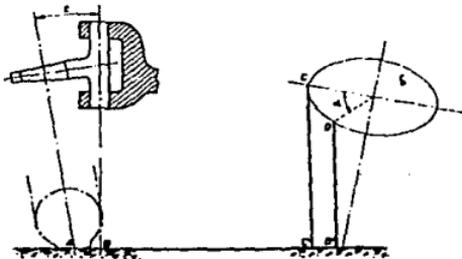


Fig.22

La inclinación permite mantener la rueda vertical y hacer que el neumático ruede sobre su banda de rodadura normal.

La inclinación contribuye a mantener ó a llevar de nuevo a las ruedas en el sentido de marcha en línea recta.

Como podemos ver en la figura anterior, al efectuar un viraje α a la derecha o a la izquierda, un punto C de la mangueta se desplaza en un plano β perpendicular al eje del pivote, pasando el punto C a ocupar la posición D, siendo entonces la distancia DD' inferior a la distancia CC'. El punto C debería acercarse al suelo en una cantidad CC' - DD', pero como el radio de la rueda no cambia, es necesario que el automóvil se eleve en esta cantidad.

La elevación provocada, requiere un esfuerzo del conductor, por lo que podemos decir que la inclinación facilita el viraje, pero endurece la dirección.

CAIDA.

La caída es el ángulo C que forma el plano de la rueda no orientada con un plano vertical paralelo al plano medio longitudinal del vehículo. Esta caída se obtiene inclinando la mangueta según un ángulo C con respecto a la horizontal (ver figura siguiente).

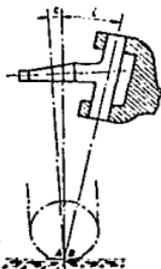


Fig. 23

Lo mismo que la inclinación, la caída facilita el viraje en la medida que el punto B se aproxime al punto A.

Como en nuestro caso, el eje del pivote es vertical, cualquier punto de la mangueta se desplazará durante el viraje en un plano horizontal. Esto contribuirá a no devolver ni mantener las ruedas en el sentido de la marcha en línea recta.

Por otro lado, si se considera una caída positiva, esto es que la mangueta la dejemos inclinada hacia abajo, se conseguirá un desgaste excesivo en la parte exterior de las llantas. Por el contrario, una caída negativa producirá el mismo efecto pero en el borde interior.

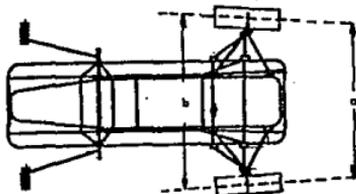
Se deberá de considerar una caída idéntica para las dos ruedas ya que de no ser así, el vehículo tirará hacia el lado en que la caída sea más importante. La máxima tolerancia admisible que consideraremos, será de $1/4^{\circ}$.

Lo expuesto anteriormente, nos lleva a una combinación de la inclinación y de la caída. El ángulo de inclinación lo consideraremos dentro de un rango variable de 5° a 10° y el de caída, del orden de 2° .

CONVERGENCIA.

Toda fuerza longitudinal tiene como efecto el solicitar las articulaciones del dispositivo de dirección y tiende a modificar la orientación de las ruedas. Lo anteriormente expuesto es corregido mediante la convergencia (ver figura).

Fig. 24



Para éste caso, se consideró una convergencia positiva. Esto es, viendo el tren delantero del automóvil por encima, mantendremos la dimensión de b mayor que a, debido a que la fuerza longitudinal, debida a la resistencia a la rodadura, se encuentra dirigida hacia atrás, lo que provocará que las ruedas se ábran.

La convergencia se obtendrá modificando las dimensiones del trapecio de Jeantaud, para lo cuál se hizo uso de el giro que proporcionan las barras terminales de la dirección (Ver figura 25).

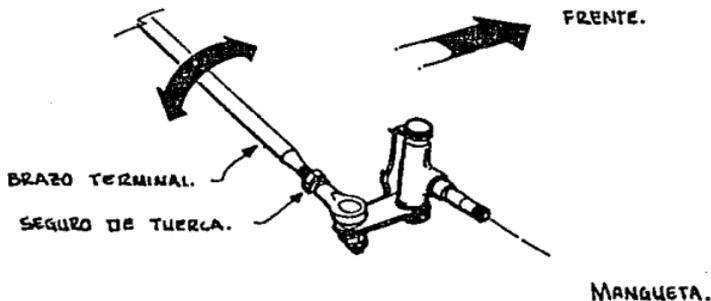


Fig. 25.

AVANCE.

El avance, se considerará como la inclinación del eje del pivote (viendo al vehículo de lado). La cual representará una reacción igual a la de la resistencia a la rodadura pero en sentido del movimiento del automóvil (ver figura).

LÍNEA DEL CENTRO DEL RIN.

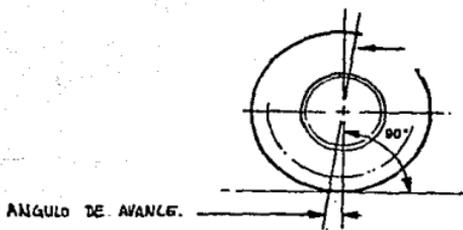


Fig.28

Para el caso de la inclinación, ya se encuentra considerada en el diseño de la suspensión debido a que la inclinación de la misma, representa una medida de avance.

II. 4. SISTEMA DE FRENOS

II. 4. 1 DESCRIPCION Y CARACTERISTICAS DEL SISTEMA.

El objetivo principal de este sistema, es el de poder controlar el movimiento del automóvil, ya sea, disminuyendo su velocidad cuando este se encuentra en movimiento, o el de mantenerlo inmóvil cuando su velocidad es nula.

Para nuestro caso, se deberá dotar al automóvil de un sistema eficiente que permita conducirlo sin peligro alguno. Será necesario considerar las dimensiones del vehículo en sí, ya que por el tamaño del mismo no se dispondrá de mucho espacio para poder instalar un sistema complejo de frenado. El sistema deberá de contener los elementos necesarios para poder efectuar el frenado, de no ser así, el peso excesivo repercutiría en la velocidad del mismo debido a que no contamos con una potencia elevada para el desplazamiento de vehículo. Por otro lado, el sistema deberá de ser accesible y fácil de reparar por cualquier persona que tenga los conocimientos básicos en reparaciones de frenos. Las dimensiones de los frenos, no deberán ser mayores a 8" ya que el diametro de los rines es de 10" como máximo. Las exigencias para este sistema, son analizadas y formuladas por diferentes comisiones internacionales que se dedican al estudio de los problemas de transporte.

II. 4. 2 ALTERNATIVAS DE SOLUCION.

En principio, podría pensarse que cerrando la entrada de mezcla en el motor podría pararse el vehículo; en efecto, cortando los gases se produce un freno importante, en el movimiento de un automóvil, pero ni mucho menos para inmovilizarlo completamente, ni en el punto o en el momento deseado.

En todo caso, será preciso utilizar un sistema de frenos, cuyo principio de funcionamiento es la conversión de la energía cinética en calor por medio del rozamiento. Para nuestro caso, consideramos que detendremos nuestro automóvil cuando sobre una parte en movimiento del mismo (normalmente una rueda), se aplique fuertemente un elemento solidamente unido a la carrocería.

Los sistemas de frenos se pueden clasificar en tres partes principales:

- Frenos principales.
- Frenos de emergencia.
- Frenos de estacionamiento.

Los frenos principales, deben de asegurar que el automóvil se detenga, independientemente de su velocidad, carga, pendiente en el camino y sentido de movimiento.

Los frenos de emergencia, deben de ser capaces de detener el automóvil en cualquier instante y en una distancia determinada en el recorrido. Este sistema está concebido para cuando existan fallas en el sistema principal. Para nuestro caso, emplearemos el mando de el sistema principal para el accionamiento de los frenos de emergencia.

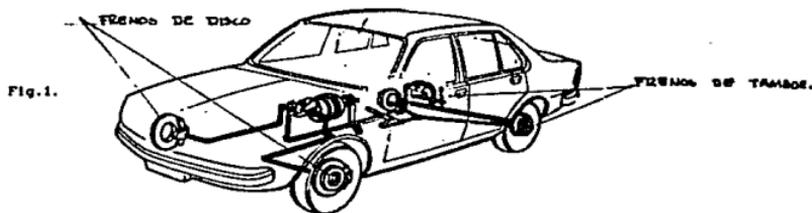
El freno de estacionamiento debe de inmovilizar al vehículo cuando este se encuentra estacionado sobre una pendiente cualquiera. El valor de la pendiente está determinado por el código de tránsito de cada país. Para nuestro caso, omitiremos el sistema de frenos de estacionamiento debido al poco espacio disponible y además con la finalidad de restarle peso al vehículo mismo.

Los sistemas de frenos del automóvil se componen de los mandos y los frenos en sí, los cuales van incorporados en cada una de las ruedas y que constan de elementos metálicos, tambores o discos, que son solidarios con las mismas y sobre los cuales se establece el contacto de unas piezas, mordazas o zapatas o bien pastillas de freno, que llevan un forro o guarnición de un material especial sobre el cual tiene lugar la oportuna fricción cuando el conductor acciona el sistema o equipo de frenos. La fuerza que establece el contacto entre las piezas últimamente citadas y los elementos móviles (tambores o discos) está originada por la presión de un fluido, líquido o gas, el cual se encuentra canalizado en unas tuberías o conducciones que constituyen el circuito de accionamiento de frenos (hidráulico o de aire comprimido). Estos circuitos son actualmente independientes; es decir, si se presenta una avería que originá pérdida de estanquidad

en el circuito correspondiente al accionamiento de frenos de un eje, el vehículo no pierde su capacidad total de frenado porque puede frenar con las ruedas del circuito que corresponde al otro eje.

Los factores más importantes que se consideran para la efectividad de un sistema de frenos son: La velocidad y carga del vehículo, el estado de la superficie de la carretera, el estado de la banda de rodamiento de la llanta, el número de ruedas que frenan, el coeficiente de fricción entre las "balatas" y el tambor o disco de frenos, además de la fuerza aplicada sobre las zapatas y la transferencia de peso sobre cada eje.

Existen dos sistemas de frenos de fricción: de tambor y de disco. Los primeros funcionan por "expansión" de los elementos de fricción sobre la cara interna de un cilindro sólidamente unido a las llantas de las ruedas. En el segundo caso, los frenos de disco funcionan por el "aprisionamiento" que realizan dos elementos de fricción a un disco metálico unido también a las ruedas o a cualquier otra parte móvil, como los semiejes. En la actualidad se emplea casi generalmente un sistema mixto disco-tambor, aplicado cada uno de ellos sobre un eje: normalmente, el disco en el eje delantero y el tambor en los traseros.



La figura 2, representa en esquema un equipo de frenos por tambores y zapatas con accionamiento hidráulico. La presión P , conseguida en el cilindro maestro al pisar el pedal del freno, se transmite por las conducciones 1 y 2 a los cilindros hidráulicos de aproximación de zapatas a tambores en ejes anterior y posterior, respectivamente. En el caso de un circuito neumático, el esquema sería diferente: Accionamiento de zapatas a través de levas, válvula neumática en vez de cilindro maestro, compresor, depósito de aire comprimido, etc.

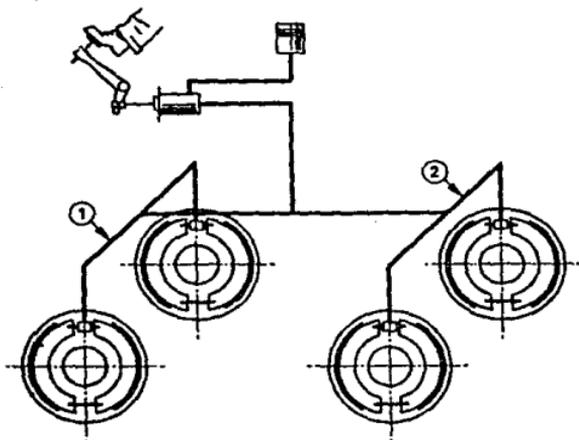


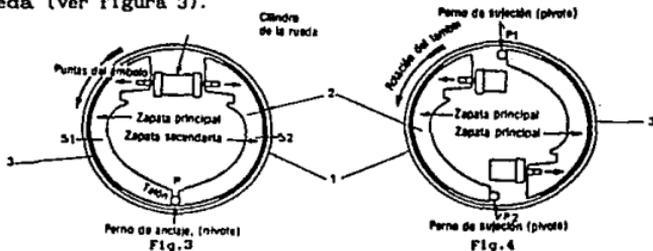
Fig.2

Entenderemos por frenado convencional, al de aquellos vehículos que incorporan circuitos, ya sean simples, dobles o independientes con la característica común de que la presión de accionamiento de frenos tiene siempre el mismo valor en sus ejes.

FRENOS DE TAMBOR

Considerado como freno de fricción en el cual las fuerzas de rozamiento son aplicadas a la superficie interna de un tambor unido a la rueda.

Es más común el empleo de zapatas articuladas sobre puntos fijos debido a que este sistema está constituido en principio por dos zapatas S_1 y S_2 articuladas sobre pivotes P_1 y P_2 fijados sobre un disco solidario de una parte fija del vehículo, y un tambor 1 fijado a la rueda (ver figura 3).



Las zapatas que componen al sistema están compuestas por una armadura metálica 2 provista de un forro 3 constituido por una materia que tiene alto coeficiente de rozamiento. En reposo las zapatas están ligeramente separadas del tambor por un resorte R.

Aquí la fuerza de frenado se obtiene mediante la separación de las zapatas que son aplicadas contra la superficie interior del tambor.

La fuerza E que separa las zapatas hace aparecer en cada punto de

la superficie del tambor fuerzas normales a esta superficie, que dan lugar a fuerzas tangenciales, las cuales tienden a aminorar la velocidad de rotación del tambor.

INCONVENIENTES CON LOS FRENOS DE ZAPATAS.

Si se emplean forros con igual coeficiente de rozamiento y de superficies iguales y se accionan las zapatas con fuerzas iguales, el efecto de arrastre produce forzosamente un desgaste más rápido del forro de la zapata. Si cuando se frena con más frecuencia hacia adelante que en marcha hacia atrás y sobre todo a velocidades más elevadas.

El desgaste de un forro no se reparte igualmente en toda su longitud y puede ser que el forro no quede convenientemente centrado en el tambor.

Deberemos de tomar en cuenta las siguientes mejoras para hacer este tipo de frenado más eficiente.

- Asegurar un buen centrado de los forros.
- Igualar los desgastes de las zapatas.

Los propositos antes mencionados pueden ser más o menos alcanzados si:

- Se emplean forros de diferente coeficiente de

rozamiento.

- Se emplean forros de diferente superficie.
- Se accionan las zapatas con fuerzas desiguales.
- Se aumenta el número de zapatas.
- Se modifica el dispositivo de fijación.
- Se modifica el dispositivo de accionamiento.

Será necesario considerar los inconvenientes que representa el montaje de la rueda al tambor. Los cuales serán mencionados a continuación.

- El apriete de las tuercas de los tornillos de fijación de las ruedas puede producir una deformación del tambor.
- El diámetro del tambor se encontrará condicionado por el diámetro de la llanta.
- El aumento de la superficie de fricción sólo puede ser obtenido mediante un aumento en el ancho del tambor, lo que implicaría en algunos casos el aumento en la forma de la rueda con la finalidad de disminuir las salientes del tambor (ver figura 4).
- Una parte del calor desarrollado en el frenado es transmitido por el disco del tambor a los rodamientos y por consecuencia a los neumáticos.

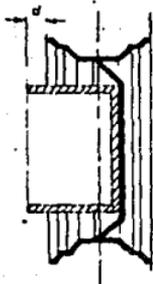


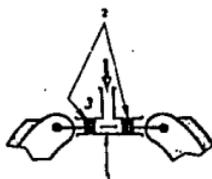
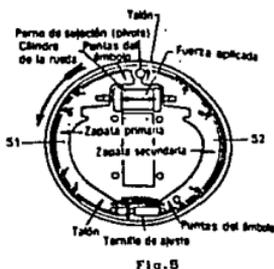
Fig.4

- Las condiciones de refrigeración del tambor son malas, ya que las salientes representadas en la figura anterior representarían por experiencia un aumento considerable (aproximadamente de un 15%) en la temperatura.
- La fijación de la rueda al tambor del freno puede provocar incompatibilidades entre el frenado, la suspensión y la dirección, lo cual hay que tener en cuenta en el establecimiento de los elementos de accionamiento.

Las consideraciones anteriores han influido en la mayoría de los constructores de automóviles a colocar este tipo de frenos en los ejes traseros ya que en el momento en que son aplicados los frenos, el centro de gravedad del automóvil tiende a desplazarse a la parte anterior, provocando que el peso del vehículo recaiga en su totalidad sobre el eje delantero.

ACCIONAMIENTO HIDRAULICO.

Las zapatas son accionadas por un cilindro 1 que tiene dos pistones 2; en posición de reposo son mantenidas contra los pistones por el muelle R1 y contra el balancín 3 por el muelle R2. La acción de arrastre es absorbida ya sea por el cuerpo del cilindro 1, o bien por soportes especiales representados en la siguiente figura.



Durante el frenado en el sentido de rotación indicado en la figura, las dos zapatas son arrastradas hasta el momento en que la zapata S2 hace contacto con el tope. Entonces es impedido el desplazamiento del pistón hacia atrás y todo el esfuerzo se aplica al pistón delantero. Por lo anteriormente mencionado, para obtener el efecto de frenado deseable, es necesario el conveniente centrado de los forros e igualar su desgaste, para esto deberemos de considerar:

- Características de los forros.
- Diferenciación de los esfuerzos sobre las zapatas.
- Modificación de la fijación y de los accionamientos.

FERNOS DE DISCO.

PRINCIPIO.

En el freno de disco, la fuerza de frenado se obtiene por la aplicación de fuerzas axiales y no radiales como en el freno de tambor, y que se ejercen en sentido inverso a las dilataciones.

los forros pueden estar fijados al disco o a las pinzas y el disco puede ser solidario a la rueda o a una parte fija del vehículo.

CONSIDERACIONES:

En este tipo de freno, las fuerzas de frenado son obtenidas apretando un disco 1 entre dos patines 3 simétricos (Ver figura 7), provistos de forros y colocados en una abrazadera (o pinza) 2. En este freno, es necesario que el disco sea sometido en sus dos caras a fuerzas iguales, a fin de evitar todo deterioro del disco y de los desgastes desiguales en los forros.

En este tipo de disco, el equilibrio de las fuerzas puede ser obtenido de varias maneras:

- En la figura 7, el disco 1 y la abrazadera 2 no se pueden mover lateralmente; los patines 3 son movidos hidráulicamente;

- En la figura 8, el disco 1 está montado rigidamente sobre la rueda o sobre el eje de la rueda y la abrazadera 2 se puede desplazar lateralmente. Sólo se acciona el patín que actúa sobre la cara interior del disco; mediante la acción de la presión de este patín contra el disco, la abrazadera se desplaza hasta obtener el equilibrio de las fuerzas de aplicación de los forros colocados de frente; esta solución es la más extensa.

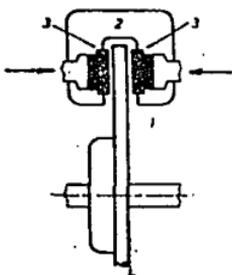


Fig. 7

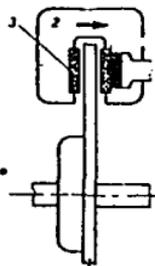
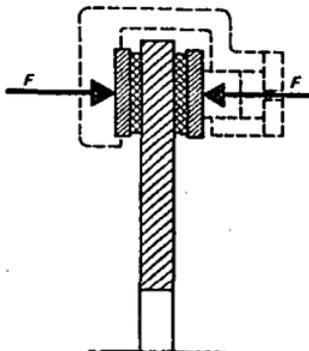


Fig. 8



CONDICIONES PARTICULARES DE FUNCIONAMIENTO.

PRESION.

El contacto entre el disco y el forro se efectúa en un plano. En consecuencia, toda la superficie de los forros es prácticamente utilizada, mientras que esta superficie no sea demasiado grande; el enfriamiento del disco resulta favorecido cuando es mayor la parte de su superficie que se halle al aire libre, lo que implica el forro de poca superficie.

Actualmente se adapta a una superficie comprendida (figura 9) entre dos radios formando un ángulo de 60 grados; resulta que a igualdad de radio, las superficies de fricción del freno de disco son más pequeñas que las del freno de tambor y que, por lo tanto, las presiones son más elevadas en el freno de disco que en el freno de tambor.

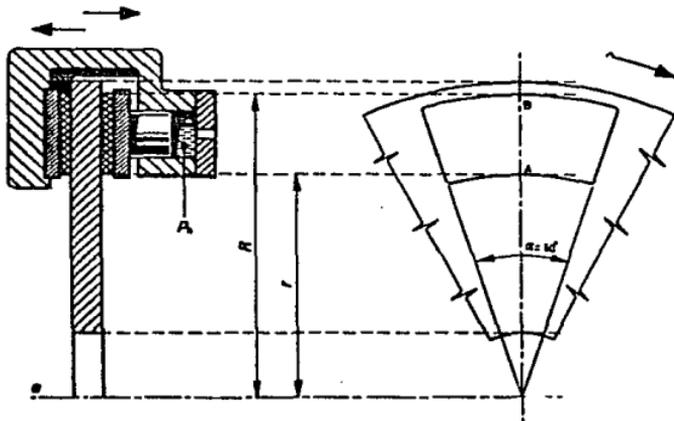


Fig. 9

Las presiones más elevadas no presentan inconveniente ya que aseguran un contacto más uniforme del forro, mientras la abrazadera posee rigidez suficiente.

VELOCIDAD DE DESLIZAMIENTO.

La velocidad de deslizamiento aumenta desde el centro hasta la periferia y puede variar hasta duplicar su valor simple entre los puntos A y B de la figura 9; por tanto, si la presión es la misma en todos los puntos del forro; el desgaste deberá de ser uniforme.

FORROS.

Los forros para frenos de disco, deben poseer no solamente las cualidades enumeradas anteriormente para los frenos de tambor, sino además:

- Ser más gruesos, ya que el desgaste es más rápido y deben resistir presiones más elevadas, lo que representa un problema de compresibilidad y de dilatación térmica.
- Resistir los esfuerzos importantes de arrancamiento en B y de cizallamiento en A.

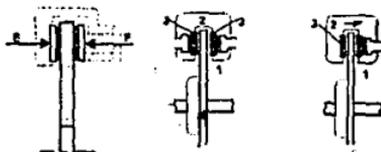


Fig. 10

- Resistir a la acción de todo producto susceptible de deteriorarlos.

En la actualidad se adopta más la de forros en forma de corona circular (figura 11) que son apretados contra el disco por varios pistones o por un pistón, ya que los patines están montados flotantes dentro de la abrazadera. En este tipo de forros, el contacto directo entre el pistón y las pastillas ó balatas, ocasiona un calentamiento excesivo de los líquidos de freno.

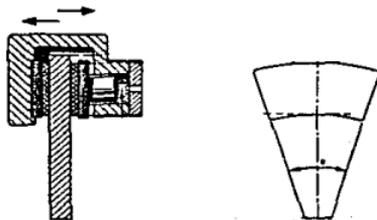


Fig.11

DISCOS.

El material empleado en la fabricación de los discos debe de poseer:

- Buena conductibilidad térmica.
- Elevada resistencia al rayado, a la fisura de origen térmico, y a la corrosión.
- Buena resistencia mecánica.
- Buena homogeneidad.

Actualmente se emplea demasiado el acero al cromo debido a que presenta una elevada resistencia al rayado y a la corrosión. Además el cromo proporciona a las superficies de rozamiento un acabado practicamente perfecto. Se emplea con mayor frecuencia la fundición al cromo que es de un precio relativamente bajo y que satisface casi todos los requisitos. El único inconveniente que presenta es el de tornarse frágil en secciones relativamente delgadas.

CARACTERISTICAS GENERALES DE LOS FRENOS DE DISCO.

Ventajas que ofrece con respecto a los frenos de tambor:

- El equilibrio de las presiones ejercidas sobre ambas caras del disco suprime toda reacción respecto al eje; además, estas presiones axiales no provocan ninguna deformación de la superficie frenada.
- La dilatación transversal bajo el aumento de temperatura tiende a disminuir el juego entre el disco y los patines; de todas maneras, esta dilatación es más pequeña que la dilatación radial en los tambores, lo que facilita la regulación y simplifica los dispositivos de regulación automática.
- El disco está al aire libre y su refrigeración está más asegurada lo que conduce a un frenado más regular y retarda la aparición del "fading". (ver figura 12).

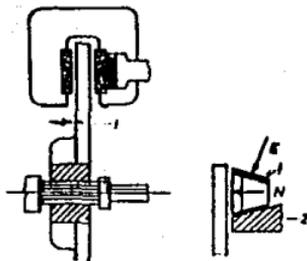


Fig. 12

- La repartición de las presiones es más uniforme así como el desgaste de los forros, y no existen problemas de centrado del forro.
- Los cilindros de los frenos en el exterior están mejor refrigerados que en los frenos de tambor, ya que éstos generalmente, están colocados en el interior del tambor.
- La reparación es fácil. En la mayoría de los casos únicamente es necesario sacar los pasadores 8, (ver figura 13).

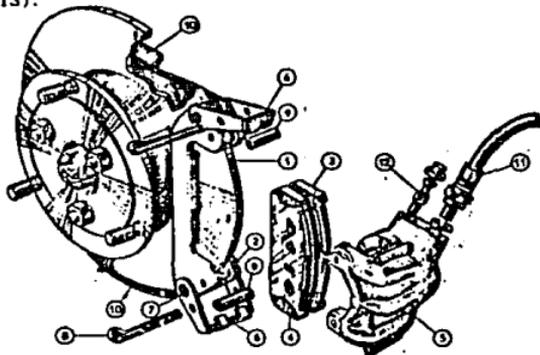


Fig. 13

- Generalmete el peso es más pequeño, la reducción de peso puede alcanzar hasta un 75% en comparación con los frenos de tambor.

En este caso, las presiones lo mismo que las temperaturas, son más elevadas que en los frenos de tambor. Por otro lado, la exposición del disco al aire libre y por consecuencia a la intemperie, son causas de desgaste rápido de los forros y de cristalización del disco.

II. 4. 3 EVALUACION Y SELECCION DE LA MEJOR ALTERNATIVA.

Como ya se mencionó anteriormente, es indispensable considerar el espacio libre existente para la instalación de este sistema, además de la interrelación de este con los otros sistemas que lo rodean. Debido a esto, al tomar en cuenta el sistema de dirección, el sistema de suspensión empleado y al poco espacio que ofrecía el tamaño del rín, fué necesaria la instalación de los elementos de frenado en el eje posterior del automóvil. Para lo cual se llevó a cabo un estudio minucioso para determinar la posición de los mismos, ya que si los frenos eran colocados lo más cerca posible del elemento diferencial, al ser aplicados los frenos, los momentos torcionantes actuantes sobre las flechas provocados por el mismo giro de las ruedas serían demasiado elevados y estos repercutirían en la vida útil de las flechas de transmisión (ver figura 14).

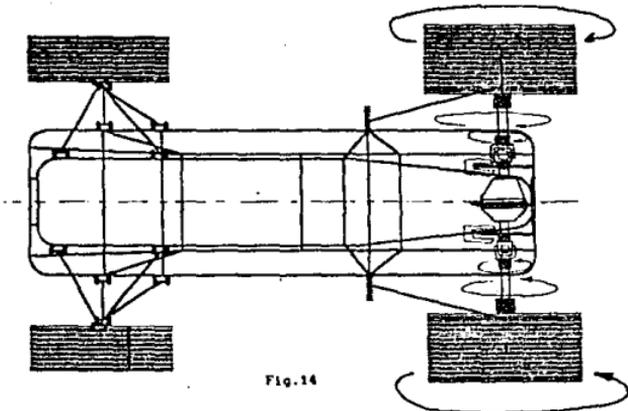


Fig. 14

Debido a esto y al poco espacio disponible en la parte trasera generado por la posición de las juntas universales, se optó por colocar los elementos de frenado lo más cerca posible de las ruedas traseras, como se indica en la figura.

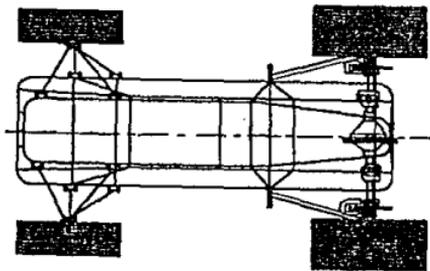


Fig. 15

En esta figura, podemos apreciar que el único lugar disponible para la instalación de los soportes para las mordazas es sobre los brazos de la suspensión.

Los factores que se tomaron en cuenta para decidir que tipo de sistema sería el más apropiado en la fabricación del automóvil se mencionarán a continuación. Por otro lado, es importante mencionar que los valores indicados en porcentaje, fueron dados de acuerdo a los requerimientos del diseño general.

- Facilidad de ensamble (15%). El valor asignado a este factor es uno de los más elevados, ya que el objetivo es el de implementar un sistema que cuente con los requerimientos indispensables para llevar a cabo la acción de frenado, siendo este lo más sencillo posible.
- Peso del conjunto (20%). Como ya se mencionó anteriormente, se requiere de un sistema lo más ligero posible, de no implementarlo así, el automóvil no cumplirá con los objetivos para los que fué diseñado, debido a que la potencia del motor se encuentra restringida.
- Disipación térmica (10%) Las condiciones de manejo para el cual se encuentra diseñado el automóvil contemplan una constante aplicación del sistema de frenado por consiguiente, se tendrá un aumento considerable de temperatura en los elementos del mismo. Es necesaria la instalación de un sistema que pueda disipar con facilidad el calor generado, ya que de no ser así, se generará una cristalización de los

elementos metálicos, presentandose como consecuencia el "fading".

- Costo (15%) Como desarrollo de un nuevo producto, este deberá de contar con un bajo costo para su manufactura y mantenimiento sin olvidar, claro esta, que en muchas ocasiones lo barato sale caro.
- Mantenimiento (15%) La mayoría de los mecanismos creados por el hombre, necesitan constantemente de un mantenimiento para su buen funcionamiento. Es por esto que se ha decidido darle demasiada importancia a este factor, con la finalidad de implementar un sistema más docil, que no requiera de ser revisado constantemente.
- Accesibilidad (3%) Se decidió no darle tanta importancia a este factor ya que, como se mencionó anteriormente, la zona donde se encontrarán los dispositivos de frenado no son de difícil acceso (Ver fig. 15). Por otro lado, al mencionar la accesibilidad, estaremos hablando de la facilidad para llegar a los dispositivos de frenado (balatas ó en su defecto mordazas).
- Espacio (8%) Es necesario considerar los elementos que componen a cada tipo de freno, ya que a mayor número de elementos, las dimensiones y el peso del sistema aumentarán, repercutiendo esto en la eficiencia total del automóvil.
- Eficiencia (7%) Con respecto a los demás factores, se ha

decidido darle este valor al la eficiencia. Esto no significa que no nos interese el comportamiento del sistema, sino que por el contrario, de antemano sabemos que los dos sistemas son tan eficientes, que es por eso que son empleados tan comunmente en la actualidad.

- Vida útil (5%) A este factor no se le dió tanta importancia ya que se consideró que los dos tipos de sistema presentan casi el mismo desgaste.
- Limpieza en funcionamiento (2%) Se tomó en cuenta este factor debido a que durante el funcionamiento del vehiculo, los dispositivos de frenado pueden ser cubiertos con materiales que contenga el camino, provocando la falla del sistema.

Para llevar a cabo la determinación del sistema a emplear, nos auxiliamos de una matriz de decisiones, la cual se presentará a continuación. Es conveniente indicar que los resultados obtenidos mediante este proceso, no serán los únicos que tomaremos en cuenta para la selección del sistema, ya que solamente es empleado como un método de ayuda.

ALTERNATIVAS DE SOLUCION

<i>SISTEMAS CUALITATIVOS</i>	FRENADO CONVENCIONAL POR DISCOS	FRENADO CONVENCIONAL POR TAMBOR
FACILIDAD DE ENSAMBLE 15Z	9 / 135	7.5 / 112.5
PESO DEL CONJUNTO 20Z	9 / 180	5 / 100
DISIPACION TERMICA 10Z	9 / 90	6 / 60
MENOR COSTO 15Z	9 / 135	8 / 120
MENOR MANTENIMIENTO 15Z	9 / 135	6 / 90
MENOR ESPACIO 8Z	8 / 64	7 / 56
EFICIENCIA 7Z	9 / 63	6 / 42
VIDA UTIL 5Z	5 / 25	10 / 50
LIMPIEZA EN FUNCIONAMIENTO 2Z	8 / 16	6 / 12
ACCESIBILIDAD 3Z	9 / 27	5 / 15
TOTAL	8 7 0 -	6 5 7.5

Como podemos ver, en los resultados arrojados por la matriz de decisiones, la mayor calificación obtenida es para el sistema de frenado por disco.

Por otro lado, considerando el costo y la complejidad en la fabricación de los elementos para un sistema de frenado por tambor, debido a que la mayoría de las partes comerciales eran demasiado robustas para ser instaladas en el automóvil, se consideró que lo mejor para el proyecto era el de incorporar un sistema que contara con el menor número de piezas posibles y que no representara un gran trabajo su proceso de fabricación. Por esto, también decidimos instalar el sistema de frenos por disco.

II. 4. 4 DISEÑO DE DETALLE.

ELEMENTOS DE LOS FRENOS.

LIQUIDO DE FRENOS.- Como en todos los circuitos hidráulicos, se trata de un elemento líquido prácticamente incompresible, para transmitir y multiplicar el esfuerzo sobre el pedal. Debido al calentamiento del material de fricción, el líquido de frenos tiene una composición química que impide la evaporación a elevadas temperaturas. Es importante no mezclar tipos o marcas diferentes, pues se altera esta composición y puede llegar a descender el punto de ebullición, por lo que los frenos perderían eficacia.

CONDUCCIONES.- Nos permiten la circulación del líquido de frenos a fuertes presiones. Deberán ser vigilados con frecuencia para evitar fugas. En las ruedas no directrices, estas conducciones pueden ser metálicas (tubería de cobre), pero como ya se mencionó anteriormente, al considerar el funcionamiento del sistema en estudio con respecto al sistema de suspensión, se optó por la instalación de conducciones flexibles a la altura de los nodos de apoyo de los brazos de suspensión.

Las canalizaciones que unen al cilindro maestro con los cilindros secundarios estarán compuestas de tubos rígidos, desde el cilindro maestro hasta la proximidad de los frenos, terminados como ya habíamos mencionado con anterioridad por una parte flexible que suprime toda posible falla presentada por vibraciones.

Los tubos que serán espleados, son de cobre recocido o en su defecto de acero protegido por un revestimiento que evite la corrosión de los mismos; las partes flexibles están constituidas generalmente por un tubo de caucho protegido por una malla metálica o textil. Nuestras canalizaciones deberán de poder resistir las presiones que desarrollemos durante el frenado que serán de aproximadamente 125 bars.

REPARTIDOR DE FRENADO.- Pequeño componente del sistema hidráulico que permite enviar a cada cilindro secundario, el esfuerzo necesario. Será el encargado de dosificar el esfuerzo en función de la carga del vehículo.

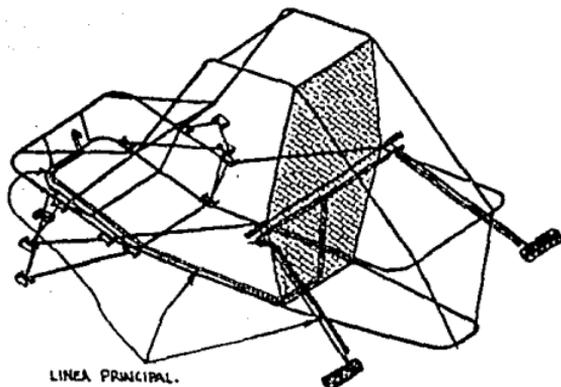


Fig. 10

BOMBA PRINCIPAL DE FRENO...-

El cilindro maestro o bomba principal de frenos, se compone de un cilindro 1 dentro del cual se desplaza un pistón 2 hueco que forma una cámara de compensación B y acoplado interiormente con la varilla de empuje 3 solidario del mando.

En el elemento empleado en el proyecto, la parte superior del cilindro comunica con el depósito 4 por el orificio de alimentación 5 y el orificio de dilatación 6. en el extremo opuesto al mando. un orificio 7, conectado a la canalización de la alimentación de los frenos, puede ser obturado por la valvula 8 de doble efecto mantenida sobre su asiento por un resorte 9 cuyo otro extremo apoya la cazoleta 10 contra el pistón.

El pistón cuenta con pequeños agujeros 11 (figura 17) que permiten la comunicación de los compartimientos A y B y en un extremo el de mando, que tiene una junta de estanqueidad 12.

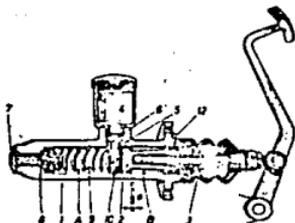


Fig. 17

FUNCIONAMIENTO.

EN REPOSO

El orificio de dilatación está abierto y la varilla 3 no está en contacto con el pistón; entre el extremo del vástago 3 y del pistón debe de existir un espacio libre a de 1 mm como mínimo.

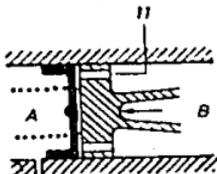


Fig. 18

CARRERA MUERTA.

Cuando el conductor acciona el mando, la varilla de empuje 3 se pone en contacto con el pistón 2 al que empuja hacia la

izquierda; la carrera muerta dura hasta el momento en el que el orificio 6 queda cerrado.

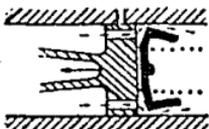


Fig.19

CARRERA DE APROXIMACION Y CARRERA ACTIVA.

Continuando su desplazamiento a la izquierda el pistón rechaza el aceite hacia los cilindros receptores por la canalización 7 a través de la valvula 8 (fig 17). Durante la carrera de aproximación, la presión A es ligeramente superior a la tensión de los muelles de reposición de los forros. Cuando la superficies de fricción están en contacto, la presión crece y se desarrolla la fuerza de frenado.

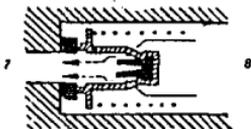


Fig.20

RETORNO A LA POSICION DE REPOSO.

Cuando la acción sobre el mando cesa, el pistón del cilindro maestro es inmediatamente repuesto en su posición de reposo

bajo la acción del muelle 9 y los muelles de reposición de las zapatas empujan al líquido hacia el cilindro maestro (fig 17).

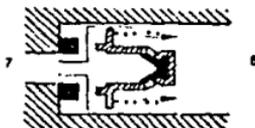


Fig. 21

RESERVA DE ACEITE.

El cilindro maestro puede estar separado del depósito de aceite o anegado en esta reserva (fig 22); en este caso la cuba que contiene la reserva de aceite constituye la cámara de dilatación y el pistón del cilindro maestro es accionado por una leva situada dentro de la cuba.

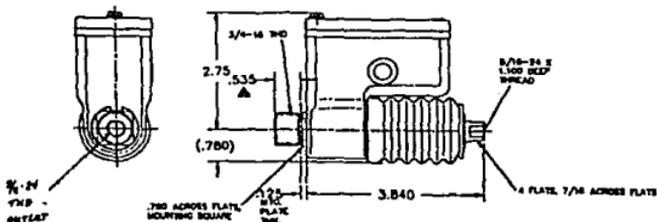


Fig. 22

CILINDRO SECUNDARIO DE FRENO.- Instalado en cada rueda, actúa sobre las zapatas o pastillas, aplicando sobre ellas todo el esfuerzo frenante, multiplicado, por el principio de funcionamiento hidráulico. Lleva unos retenes de goma los cuales no permitirán que el fluido

escape, además de servir como "pistones de empuje" sobre el cuerpo de la balata o pastilla.

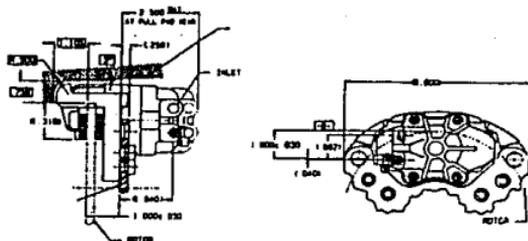


Fig.23

MATERIAL DE FRICCIÓN.- Son, en última instancia, los encargados de detener el automóvil por medio del rozamiento contra el elemento móvil: ya sea disco (en cuyo caso el elemento de fricción es la pastilla) o tambor (que supone la existencia de forros). Están fabricados en fibras de amianto y virutas metálicas, como lo es el asbesto, cobre, o grafito, para soportar el calor sin perder sus cualidades de rozamiento. El material propiamente friccionante va sujeto por remaches o unos soportes metálicos que normalmente también se cambian cuando se desgasta la pastilla o el forro.

CALCULOS DEL SISTEMA DE FRENADO.

Durante el frenado, el esfuerzo retardador produce por inercia, una reacción aplicada al centro de gravedad, desarrollando un par que produce una transferencia de peso de atrás a adelante.

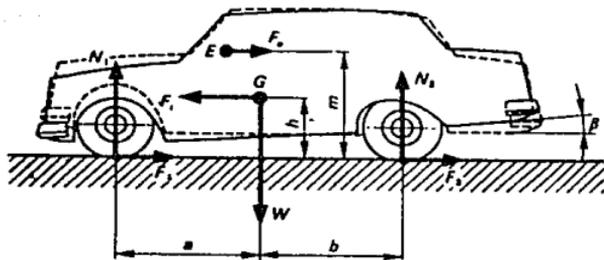


Fig.24

Para las condiciones del proyecto se consideraron los siguientes valores para la determinación de los esfuerzos aplicados a los discos por las zapatas de los frenos.

W = Peso total del vehículo, caso general (lb).

μ_0 = Coeficiente de adherencia disponible entre los neumáticos y el camino de rodadura.

B = Proporción de frenado delantero (%).

h = Altura del centro de gravedad sobre el suelo (pulg).

a = Distancia entre el centro de gravedad y la rueda delantera (pulg).

b = Distancia entre la rueda trasera y el centro de gravedad (pulg).

R = Radio de los neumáticos traseros (pulg).

c= Distancia entre ejes (pulg).

ψ = Desaceleración / g.

Los valores que consideraremos, serán:

W= 528.65 lb

μ_0 = 0.65.

β = 0.0

h= 21.65 (pulg).

a= 36.22 (pulg).

b= 21.65 (pulg).

c= 57.87 (pulg).

R= 22.0 (pulg).

Como ya mencionamos anteriormente, debemos de determinar el peso en el eje trasero, por tanto, la carga soportada en cada rueda trasera es:

$$N_2 = W((a/l) - (\psi(h/l))) / 2$$

Debemos de tomar en cuenta también la desaceleración que está siendo generada en el momento del frenado.

$$\psi = \mu_0(a/l) / (1 - \beta) + (\mu_0 h/l).$$

Sustituyendo valores tenemos:

$$\psi = 0.65(36.22)(57.87) / 1 + (.65(21.6)(57.87)) = 0.488 / 1.2428$$

$$\psi=0.327.$$

Por otro lado, determinando el peso que tendremos en cada rueda trasera será:

$$N_2 = 528.65((38.22/57.87) - 0.327(21.65/57.87))$$

$$N_2 = 528.65(0.535).$$

$$N_2 = 266.2/2 = 133.1 \text{ lb/rueda.}$$

Ahora bien, considerando las fuerzas de frenado por rueda tendremos:

$$F_f = N_2 \cdot \mu_0 = 133.1 \cdot 0.65$$

$$F_f = 86.51 \text{ lb.}$$

Determinando el momento generado en la rueda trasera.

- Diámetro de la rueda = 22 (pulg).

$$\tau = F_f \cdot R = 86.51 \cdot 11 = 951.61 \text{ lb/pulg.}$$

Los diámetros que serán considerados para la fabricación del disco, estarán variando en un rango de 6 a 8 pulgadas. Por lo que la fuerza de frenado en el disco será:

$$F_{FD} = \tau / D_d = 951.61/8 = 118.95 \text{ lb.}$$

Considerando un diámetro de 6 pulgadas.

$$F_{FD} = \tau / D_d = 951.61/6 = 158.6 \text{ lb}$$

Como podemos observar, a menor diámetro del disco, deberemos de aplicar una mayor fuerza de frenado sobre el disco.

Por otro lado, debemos de considerar la desmultiplicación de la fuerza generada por el sistema hidráulico.

Considerando el coeficiente de fricción entre el disco y la balata como $\mu_1 = 0.35$. y el área de contacto generada por la mordaza de 2.5452 pulgadas cuadradas.

Determinando la presión de frenado tenemos:

$$P_f = P_{Bomba} \cdot \text{Area de la mordaza.}$$

Pero:

$$F_{fd} = \mu_1 \cdot P_f.$$

Despejando P_f tenemos:

$$P_f = F_{fd} / \mu_1 = 158.6 / 0.35 = 453.14$$

Determinando la presión de la bomba:

$$P_{Bomba} = P_f / \text{Area de mordaza.} = 453.14 / 2.5452 = 178.038$$

$$P_{Bomba} = 178.03 \text{ lb/ pulgada cuadrada.}$$

De los datos aportados por el fabricante tenemos:

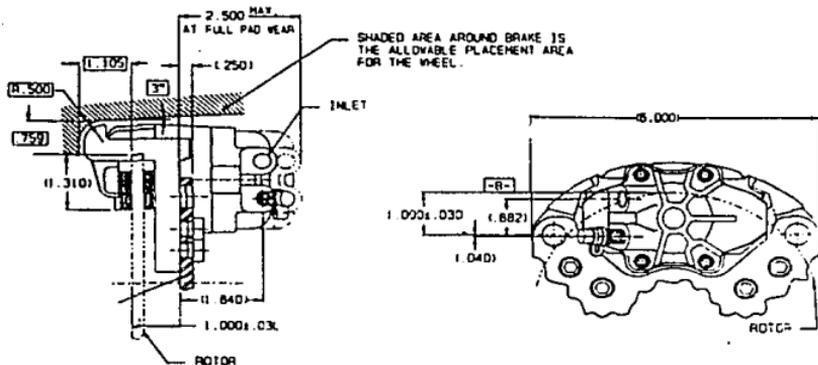
- Diámetro del pistón. 0.687"
- Area del pistón. 0.371"cuadradas.

Considerando finalmente la fuerza necesaria para poder accionar el sistema de frenado, tenemos:

$$F_{\text{pedal}} = F_{\text{bomba}} \cdot \text{Area del pistón} = .371 \cdot 178.038$$

$$F_{\text{pedal}} = 66.052 \text{ lb.}$$

35 Series Hydraulic Disc Brake



Features

- Designed to fit inside an 8.0 in. diameter wheel
- Unique Rubber pads on rails dampen vibration
- Mount bracket requires only a stamped flat plate with no secondary operations
- Cast dowels on mount bracket take out the torque load
- Uses new high coefficient non-asbestos friction material

Typical Specifications*

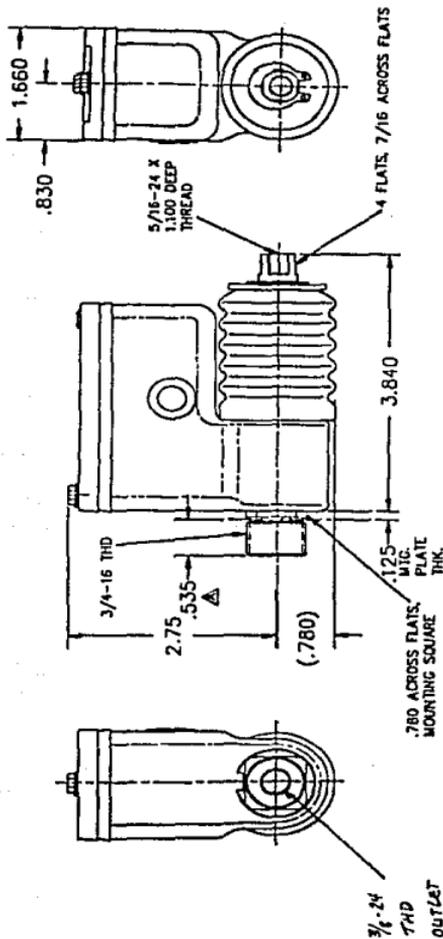
Series	1-354-1S
Capacity	
Clamp Force	2,100 lbs. max
.....@ 1500 PSI	
Maximum Operating Pressure	1500 PSI
Linings	
Type	non-asbestos organic
Area	5.5 in. sq.
Volume	1.39 in. cu.
Rotor	
Diameter range	6 to 10 inches
Thickness	0.187 to 0.250 inches

*Specification may vary from part number to part number and are subject to change



Hayes Industrial Brake, Inc.
One Of The Brakes Engineers

5800 West Donges Bay Road
P.O. Box 99
Mequon, WI 53092
(414) 242-4300



144

SPECIFICATIONS:

DESIGN RATED OPERATING PRESSURE 400 LBS/IN² /500
 FLUID TYPE --- BRAKE FLUID D.O.T.5
 PISTON DIA --- .687 NOM.
 PISTON AREA --- .371 IN² NOM.
 DISPLACEMENT AFTER CLOSURE OF --- .184 IN³
 PORT TAPPING HOLE --- 4.0 IN² NOM. ON THE LEVEL
 RESERVOIR VOLUME --- .325 FROM THE TOP

338 m.c. S.H.A.R.

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 BREAK ALL CORNERS AND REMOVE ALL BURR
 TO .005/.015 R. OR CHAMFER
 MACHINED SURFACE FINISH TO BE V4

DO NOT SCALE DRAWING OR PRINT



HAYES INDUSTRIAL BRAKE, INC.
 5800 W. DINGEN BAY BLVD., P.O. BOX
 WAUKESHA, WI 53091-0099
 TEL: 215-2500

FINAL ASSY. M/C RESERVOIR TYP
 CARTRIDGE W/PUSH ROD AND SIC
 GLASS 1710UC

DRW	APP	11/22/03	DWG	NO.
CRD				
APP				

00-10769
 9
 6
 11

00-10769

II. 5 SISTEMA DE TRANSMISION.

II. 5. 1. DESCRIPCION Y CARACTERISTICAS DEL PROBLEMA.

El propósito del sistema de transmisión de potencia de un automóvil es el transmitir la potencia del motor a las ruedas y el equipo accesorio, tales como los tornos. En una situación sencilla, un juego de engranajes o una cadena podría desempeñar esta tarea, pero los automóviles motorizados no han sido diseñados generalmente para tales condiciones sencillas de funcionamiento. Se han ideado para que tengan gran potencia de tracción, para desplazarse a grandes velocidades o marchar hacia adelante como también hacia atrás y funcionar sobre terreno escabroso al igual que en carreteras pavimentadas. Con el fin de hacer frente a estas demandas tan variadas, se les ha agregado un número de unidades, estas comprenden principalmente:

MOTOR.

Tipos de motores para automóviles motorizados:

- Motor de gasolina.
- Motor diesel.
- Motor eléctrico.
- Motor híbrido.

EMBRAGUE.

Tipos de embragues para automóviles motorizados:

- Embrague de fricción sólida.
- Embrague de fricción líquida.
- Acoplamientos hidráulicos.
- Convertidores de torsión.

TRANSMISION.

Tipos de transmisiones para automóviles motorizados:

- Transmisión convencional progresiva (motocicletas).
- Transmisión convencional selectiva (automóviles).
- Transmisión de cambios por disco de fricción.
- Transmisión de acoplamiento constante.
- Transmisión de cambios sincronizados.
- Transmisión automáticas de convertidor de torsión.
- Transmisión continuamente variable.
- Transmisión planetaria.
- Transmisión automática.
- Transmisión de impulsión transversal.
- Transmisión por bandas.

Así se puede ir mencionando los diferentes tipos de elementos existentes en el mercado para cada tipo específico de transmisión.

Los elementos restantes de un sistema de transmisión son las transmisiones auxiliares, caja de transferencia, ejes propulsores, uniones universales, transmisiones finales, diferenciales, ejes activos, los dispositivos para resistir esfuerzos torsionales de impulsión y de empuje y los cojinetes usados en estos.

En todo proceso de diseño y fabricación hay ciertas limitantes las cuáles repercuten para nuestro diseño y selección del sistema de transmisión, y son principalmente la potencia del motor y sus rangos de RPM, como el motor que se usó para el prototipo fué donación de Briggs and Stratton y es un motor para uso industrial de un solo cilindro, cuatro tiempos y enfriado por aire. A continuación se muestra las especificaciones del motor (figura 1 y 2) y sus principales componentes.

Serie 190400 y 185400

Diámetro Interior.....3 in. (76.20 mm)

Embolada.....2-3/4 in. (69.85mm)

Desplazamiento.....19.44 cu. in. (318.5)

Caballos de fuerza.....8.0 HP @ 3600 RPM

Torsión (Max.).....12.7 Ft.-Lbs @ 2500 RPM

Los rangos de potencia están establecidos de acuerdo con la Society of Automotive Engineers (SAE) en el código de prueba J807. Para operaciones prácticas, la potencia del motor decrementará 3.5 % por cada 1000 pies (305 m) arriba del nivel del mar y 1 % por cada 10° arriba de 60° F (16° C).

Se muestra a continuación dos vistas del motor con sus principales componentes.

- 1.-Encendido eléctrico.
- 2.-Tanque de combustible.
- 3.-Llenado de combustible.
- 4.-Tornillo de vaciado del aceite.
- 5.-Bujía de encendido de la chispa.
- 6.-Apagador de paro.
- 7.-Modelo, tipo y número de serie.
- 8.-Filtro del aire.
- 9.-Cordón de arranque.
- 10.-Carburador.
- 11.-Cubremalla.
- 12.-Conducto del vaciado del aceite.
- 13.-Cubierta de la caja del cigueñal.
- 14.-Cigüeñal.
- 15.-Mofle.
- 16.-Filtro de combustible.

Fig. (1) Motor.

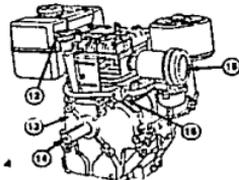
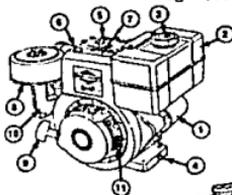


Fig. (2) Motor.

El propósito principal de este diseño y selección del sistema de transmisión es aprovechar toda la potencia del motor para tener la máxima eficiencia para desarrollar una velocidad alrededor de 80 a 70 Km/h.

Debido a que la potencia del motor es reducida en base a este punto se contemplaron las diferentes transmisiones de automóviles motorizados comerciales como alternativas de solución y sus posibles aplicaciones, por lo que se encontró, que las transmisiones existentes en el mercado de automóviles motorizados requieren de mucho mayor suministro de potencia por parte del motor.

Se optó por otro tipo de alternativas de solución encontrándose dos alternativas usar transmisiones de automóviles recreacionales y aplicaciones comerciales y transmisiones de motocicletas Harley-Davidson modelos 1965 a 1970 ya que estos modelos de motocicletas traen la transmisión independiente del motor, se puede adaptar haciendo una serie de cambios en la relación de transmisión requerida. Por lo que nuestras dos alternativas posibles de solución son:

- a).- Transmisión conveccional de engranes progresiva (motocicletas).
- b).- Transmisión continuamente variable para automóviles recreacionales.

En el siguiente capítulo se mencionarán los principios de funcionamiento de éstas dos posibles alternativas de solución como también se describirán sus principales elementos.

II. 5. 2 ALTERNATIVAS DE SOLUCION.

a).- Transmisión Convencional de Engranajes Progresiva (motocicletas).

EMBRAGUES.

Principios Fundamentales de los Embragues:

a).- Los embragues de los automóviles motorizados dependen de la fricción para su funcionamiento, ya sea fricción sólida, como en el embrague convencional, o fricción líquida e inercia, como se utiliza en acoplamiento hidráulico (líquido) y en el convertidor de torsión. El acoplamiento hidráulico sirve para el mismo propósito que el embrague convencional, pero la diferencia en su principio de funcionamiento.

b).- Un embrague para un automóvil motorizado proporciona un medio para conectar y desconectar el motor del sistema de transmisión de potencia.

Como el motor de combustión interna no desarrolla una torsión inicial, debe desconectarse del sistema de transmisión de potencia y dejarse funcionar sin carga hasta que desarrolle suficiente torsión para vencer la inercia del vehículo cuando se le pone en marcha al encontrarse detenido.

La aplicación de la potencia del motor a la carga debe ser gradual, para proporcionar un acoplamiento uniforme y reducir el golpe de las piezas de impulsión. Después de acoplado, el embrague debe transmitir toda la potencia del motor a la transmisión, sin resbalamiento.

Además, es conveniente que se desconecte el motor del sistema de transmisión de potencia durante el período en que se pasan los engranajes de la transmisión de una razón de engranajes (o velocidad) a otra.

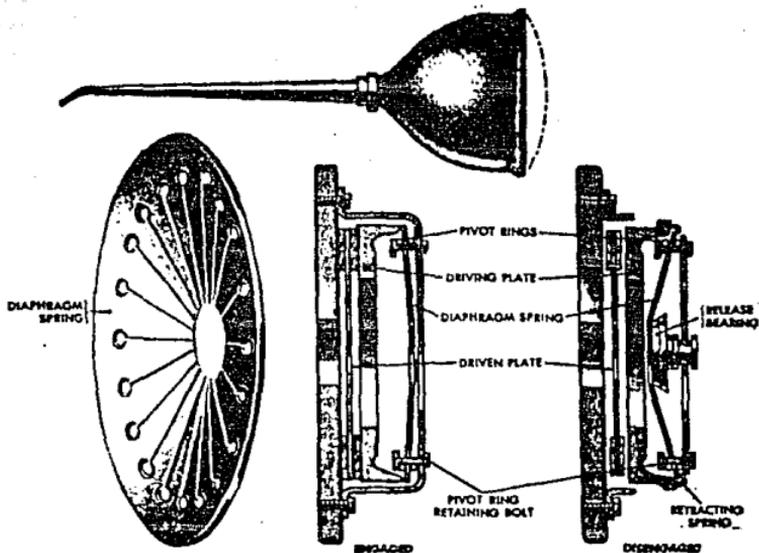
c).- La transmisión de potencia a través del embrague es efectuada poniendo uno o más miembros (piezas) giratorios de impulsión que están asegurados al cigüeñal en contacto gradual con uno o más miembros (piezas) impulsados asegurados a la unidad impulsada. Estos miembros (o piezas) son fijos o giratorios a diversas velocidades. El contacto es establecido y mantenido mediante la presión de un resorte fuerte, y regulada por el conductor mediante el pedal del embrague y una articulación adecuada. Al aumentar la presión del resorte, aumenta la fricción por consiguiente, cuando la presión es ligera (poca), la cantidad de fricción relativamente pequeña entre los miembros (o piezas) permite una gran cantidad de deslizamiento. Al aumentar la presión del resorte, ocurre (hay) menos deslizamiento hasta que, cuando se aplica toda la presión del resorte, la velocidad de los miembros (o piezas) de impulsión e impulsados es igual. Todo el resbalamiento se ha suprimido y hay, en efecto, una conexión directa entre las piezas de impulsión e impulsadas.

Funcionamiento del Embrague.

a).- El funcionamiento del embrague (figura 3) es como sigue: cuando el embrague está completamente acoplado, el disco impulsado está sujeto firmemente entre el volante y la placa de presión de los resortes.

Cuando el conductor desacopla el embrague al oprimir el pedal, la horquilla o brazo de desembrague se mueve sobre su eje y se aplica presión al manguito o collar del cojinete de desembrague, que contiene el cojinete de desembrague. El anillo giratorio exterior, del cojinete de desembrague ejerce presión contra las palancas de desacoplamiento del embrague y las mueve sobre sus ejes gorriones. Los extremos exteriores de las palancas de desembrague, que están asegurados a la cubierta, mueven la placa de presión hacia la parte posterior, comprimiendo los resorte del embrague y permitiendo que los miembros (o piezas) de impulsión giren independientemente del miembro (o pieza) impulsado. La horquilla de desembrague unicamente se mueve sobre su eje, que está asegurado al cárter del volante mediante una ménsula o un eje transversal. Todas las piezas del embrague, a excepción del cojinete y collar de desembrague, giran con el volante cuando el embrague está acoplado. Cuando el embrague está desacoplado, el cojinete de desembrague gira con el volante, pero el disco impulsado y el eje del embrague se detienen.

Fig. (3) Funcionamiento del embrague de resorte de diafragma.



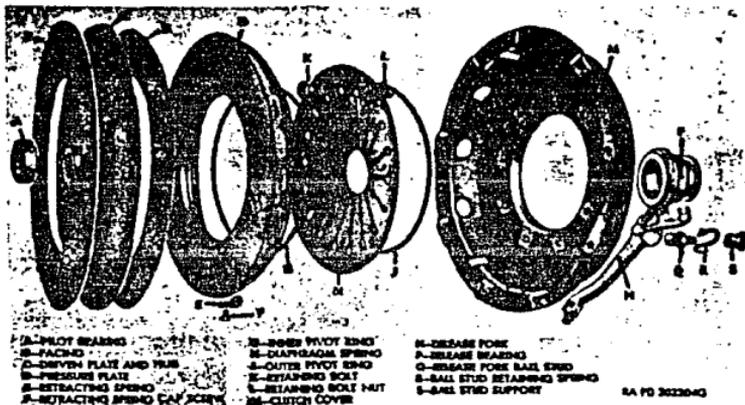
SA PD 354392.

Diaphragm spring	Resorte de diafragma
Pivot rings	Anillos giratorios
Driving plate	Placa de impulsión
Diaphragm spring	Resorte de diafragma
Driven plate	Placa impulsada

Pivot ring retaining bolt...	Perno de sujeción de anillo giratorio
Release bearing	Cojinete de desembrague
Screwing spring	Resorte extractor
Engaged	Embragado
Disengaged	Desembragado

b).- En algunos embragues se usa un diafragma en lugar de resortes de espiras. Esta es una pieza cónica de acero para resortes, que está perforada, como se muestra en la figura (4) para proporcionarle mayor flexibilidad. El diafragma está ubicado entre la cubierta y la placa de presión de manera que el resorte de diafragma está casi plano cuando el embrague está en la posición de acoplamiento. La acción de este tipo de resorte es similar a la del fondo (o parte inferior) de una acelerera corriente (figura 3). La presión de la pestaña (o reborde) exterior del resorte sobre la placa de presión aumenta hasta que llega a la posición plana y disminuye al pasar esta posición. La pestaña o reborde exterior del diafragma está asegurada a la placa de presión y gira sobre anillos de aproximadamente una pulgada hacia adentro desde el borde exterior de manera que la aplicación de presión en la sección interior dará lugar a que la pestaña o reborde exterior se aparte del volante y aleje la placa de presión del disco del embrague, desacoplando el embrague. Cuando se deja de ejercer presión en la sección interior, la acción similar a una acelerera de diafragma hace moverse hacia afuera a la sección interior y el movimiento de la pestaña o reborde exterior fuerza a la placa de presión contra el disco del embrague, acoplando así el embrague.

Fig. (4) Embrague de resorte de diafragma - conjunto desmontado.



SA PG 20220-03

- A—Cilindro guía**
B—Revestimiento
C—Placa impulsada y pines
D—Tacos de pivote
E—Resorte extractor
F—Tortuga de cabeza del resorte extractor
G—Anillo interior de reten
H—Bovente de diafragma
I—Anillo exterior de reten

- A—Pernos de fijación**
I—Tuerca del perno de fijación
M—Cubierta del embrague
N—Barrilla de desembrague
P—Cajete de desembrague
Q—Eje de pivote de retén (soporte) de la borchilla de desembrague
R—Resorte de retén del eje de pivote de retén (o soporte)
S—Soporte del eje de pivote de retén (o soporte)

Tipos de Embragues.

a).- Los embragues de los automóviles motorizados se pueden clasificar de acuerdo con el número de placas o discos usados. El embrague de una placa contiene un disco impulsado que funciona entre el volante y la placa de presión (figura 5.). El volante no se considera como una placa, aún cuando funciona como una de las superficies de impulsión. Un embrague de dos placas es substancialmente igual, a excepción que se añada otro disco impulsado y una placa intermedia de impulsión.

Fig.(6) Embrague de discos con dos discos impulsados - conjunto desmontado.

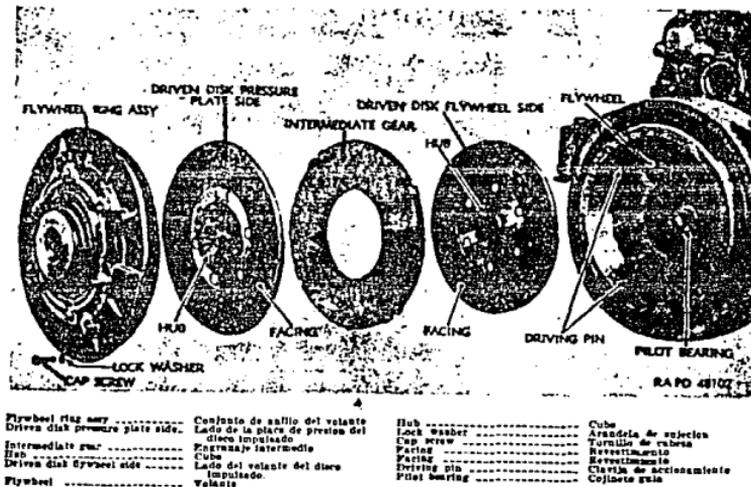
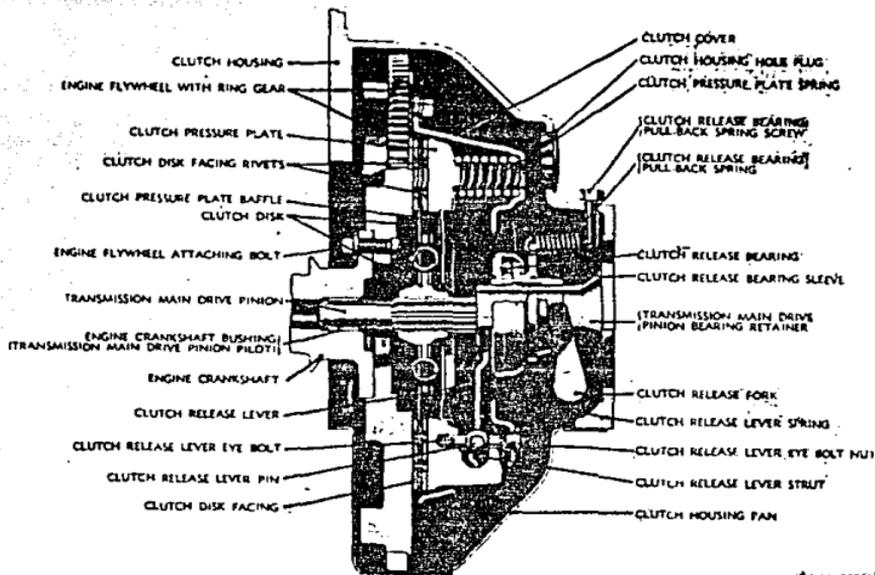


Fig. (5) Embrague de placa - vista transversal.



BA PD 53257

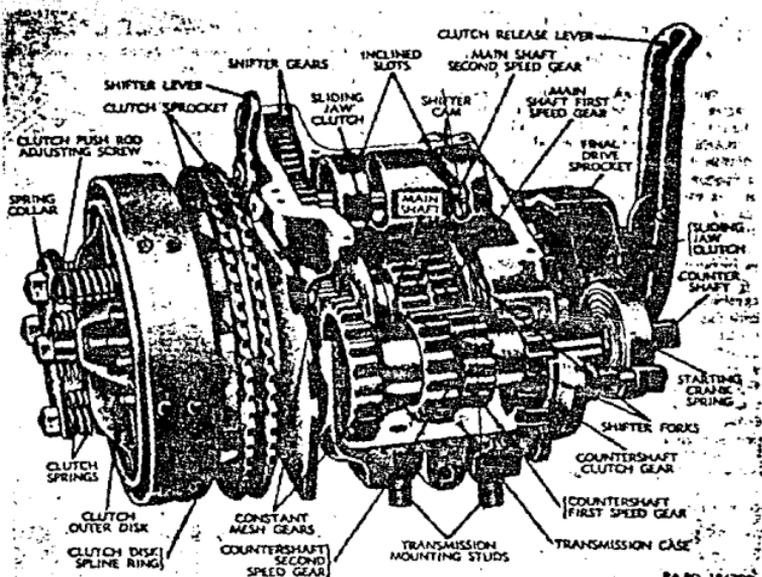
Clutch bearing Carter del embrague
 Shaft bearing with ring gear Valsora del árbol con corona dentada.
 Clutch pressure plate Placa de presión del embrague
 Clutch disk (with rivets) Membrado del resembrado del disco del embrague.
 Clutch pressure plate bolt Detenedor de la placa de presión del embrague.
 Clutch disk Disco del embrague.
 Engine flywheel attaching bolt Perno de unión del volante del motor.
 Transmission main drive pinion Piñón (tríptico) de impulsión de la transmisión.
 Engine crankshaft bushing (transmission main drive pinion pilot) Bujía del eje principal del motor (pala del eje piloto) de la transmisión.
 Engine crankshaft Eje principal del motor.
 Clutch release lever Palanca de desembrague del embrague.
 Clutch release lever eye bolt Arnelón de la palanca de desembrague del embrague.
 Clutch release lever pin Pivote de la palanca de desembrague del embrague.
 Clutch disk facing Revestimiento del disco del embrague.
 Clutch cover Cubierta del embrague.

Clutch bearing hole plug Tapan del orificio del carter del embrague.
 Clutch pressure plate spring Resorte de la placa de presión del embrague.
 Clutch release bearing post (with spring) Tercete del resorte de retención del eje del embrague.
 Clutch release bearing post Resorte de retención del volante de desembrague del embrague.
 Clutch release bearing Chasis de desembrague del embrague.
 Clutch release bearing sleeve Manguito del volante de desembrague del embrague.
 Transmission main drive pinion bearing retainer Bujía del volante del eje principal de impulsión de la transmisión.
 Clutch release fork Horquilla de desembrague del embrague.
 Clutch release lever spring Resorte de la palanca de desembrague del embrague.
 Clutch release lever eye bolt nut Tuercas de la palanca de desembrague del embrague.
 Clutch release lever strut Apoyo de la palanca de desembrague del embrague.
 Clutch housing fan Cubierta (o resguarda) del carter del embrague.

Otra clasificación basada en si se suministra o no aceite a las superficies de fricción proporciona un método positivo para identificar los numerosos tipos de embragues en uso actual; si se suministra aceite el embrague se conoce como de tipo húmedo; si no se suministra aceite, el embrague es de tipo seco. La diferencia de la acción de los embragues es en gran parte una diferencia en el período de funcionamiento, el tiempo requerido para acoplar el embrague según el número de placas y la condición de las superficies. Un embrague de una placa acoplará la carga e iniciará su movimiento más rápido de lo que lo haría un embrague de discos múltiples. Un embrague seco funcionará más rápido que un embrague húmedo, en el cuál debe hacerse salir el aceite exprimiéndolo de entre los miembros (o piezas) impulsados y de impulsión antes de efectuar el acoplamiento. Los embragues de una placa se usan generalmente en vehiculos de peso ligero y mediano; del embrague de discos múltiples en los automóviles más pesados donde la acción súbita del otro tipo impondría un golpe severo al motor y sistema de transmisión de potencia cuando se pone en marcha con una carga pesada.

Los embragues de motocicleta son del tipo de discos múltiples cuyo principio de funcionamiento es similar al de otros embragues automotores. Hay discos sencillos de acero y discos forrados colocados alternadamente en la caja del embrague. Los discos de un juego están unidos mediante estrias o cuñas a la rueda dentada del embrague (figura 7) y actúan como los discos transmisores. Los otros están pegados o unidos mediante cuñas al eje principal de la transmisión (figura 8) y actúan como los discos receptores. Los discos

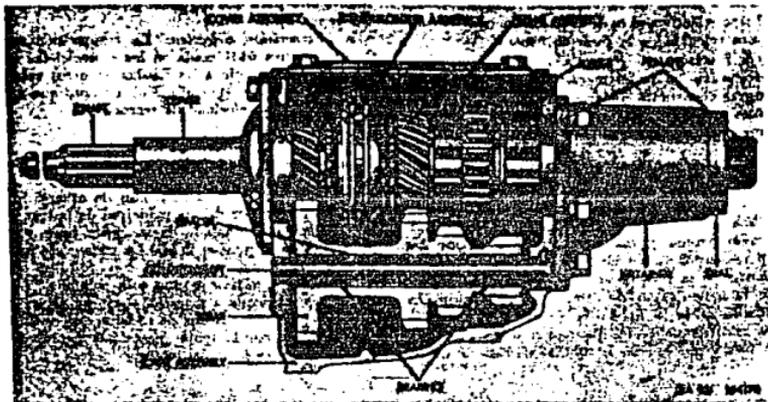
Fig. (7) Transmisión progresiva de tres velocidades.



Spring collar	Collar para el eje
Clutch push rod adjusting screw	Tornillo de ajuste de la varilla de empuje del embrague
Clutch sprocket	rueda dentada del embrague
Shifter lever	Palanca de cambios
Shifter gears	Engranajes de cambio
Sliding jaw clutch	Embrague con resaca de cojinetes
Inclined slots	Rayas inclinadas
Main shaft	Eje de mandril
Clutch release lever	Palanca de desembrague
Main shaft second speed gear	Engranaje de segunda velocidad del eje principal
Main shaft first speed gear	Engranaje de primera velocidad del eje principal
Final drive sprocket	Rueda dentada de la impulsión final

Counter shaft	Contraxe
Starting chain spring	Muelle del arranque de puente en cadena
Shifter forks	Bornerillas de cambio
Countershaft clutch gear	Engranaje de embrague del contraxe
Countershaft first speed gear	Engranaje de primera velocidad del contraxe
Transmission case	Caja de transmision
Transmission mounting studs	Pernos de montaje de la transmision
Constant mesh gear	Ruedas de engrane constante
Countershaft second speed gear	Engranaje de segunda velocidad del contraxe
Clutch disk spline ring	Anillo de espiras del disco de un embrague
Clutch outer disk	Disco exterior del embrague
Clutch springs	Muelles de embrague

Fig. (8) Transmisión selectiva de tres velocidades.



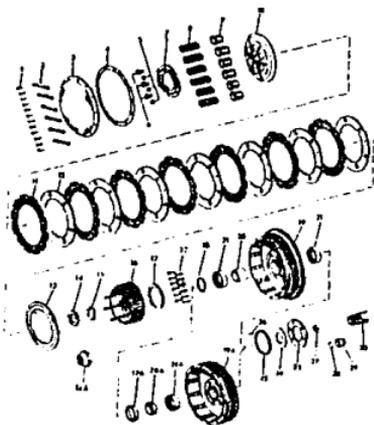
Shaft	Eje	Spacer	Separador
Cover assembly	Cubierta	Countershaft	Cárter
Synchronizer assembly	Conjunto de sincronizador	Case assembly	Conjunto de carteros
Gear assembly	Conjunto de engranes	Bearing	Cilindro
Gear	Engranaje	Retainer	Retenedor
		Ball	Bollo

pueden ser del tipo húmedo o seco, lo cual depende del del tipo de impulsión primaria usado.

Los muelles de espiral son usados para juntar el disco transmisor con el disco receptor cuando el embrague está conectado. En la posición de desembrague los muelles de espiral están comprimidos y no ejercen presión contra los discos. El embrague es conectado y desconectado por medio de un pedal de embrague, que funciona mediante articulación adecuada. En un modelo se usa un cable flexible y una palanca de desembrague que ejerce presión contra una varilla de empuje que, a su vez, comprime los muelles de espiral; en otro se usa una varilla de suelta y una palanca de desembrague que hace girar un sin fin de suelta. El embrague es conectado y desconectado colocando las almohadillas de saliente y el talón del pedal de desembrague en las posiciones superior o inferior.

A continuación se muestra el montaje del embrague usado en una motocicleta Harley-Davidson modelos 1965-1970 (figura 9).

Fig. (9) Embrague de motocicleta - conjunto desmontado.



- 1.- Tornillos de la cubierta del embrague (12).
- 2.- Retenes de la cubierta del embrague (6).
- 3.- Cubierta del embrague.
- 4.- Junta de la cubierta del embrague.
- 5.- Tuerca de esparrago en forma de cubo (3).
- 6.- Tuerca de esparrago largo en forma de cubo (3).
- 7.- Placa o disco de presión.
- 8.- Resortes del embrague (6).
- 9.- Apoyos de la placa o disco en forma de taza.
- 10.-Placa o disco de desacoplamiento.
- 11.-Placa o disco de fricción e impulsión (7).
- 12.-Placa o disco impulsado (7).
- 13.-Placa o disco de apoyo.
- 14.-Tuerca en forma de cubo (1967 XLH).
- 14 A.-Tuerca en forma de cubo (1966 y anteriores).
- 15.-Arandela de seguridad en forma de cubo.
- 16.-Armadura del embrague en forma de cubo.
- 17.-Junta de aceite(1967 XLH).
- 17 A.-Junta de aceite (1966 y anteriores).
- 18.-Anillo del embrague (1967 XLH).
- 19.-Armazón del embrague (1967 XLH).
- 19 A.-Armazón del embrague (1966 y anteriores).
- 20.-Espaciador del embrague (1967 XLH).
- 20 A.-Espaciador del embrague (1966 y anteriores).
- 21.-Cojinete de agujas (2-1967 XLH).
- 21 A.-Cojinete de agujas (1-1966 y anteriores).
- 22.-Remaches de la catarina (12).
- 23.- Arrancador del embrague.
- 24.-Arandela de la catarina.
- 25.-Arandela de la catarina.
- 26.-Pasador de la catarina de la arandela.
- 27.-Anillo de extensión del engrane del embrague (sello de aceite).
- 28.-Anillo de extensión del engrane del embrague (1966 y anteriores).
- 29.-Extensión del engrane del embrague (1966 y anteriores).
- 30.-Engrane del embrague.

Transmisión.

Un motor de combustión interna no puede desarrollar una torsión apreciable a velocidades reducidas y solo desarrolla una torsión máxima a una velocidad. El cigueñal de un motor debe girar siempre en la misma dirección.

Por estas razones, la transmisión es necesaria en los automóviles motorizados. La transmisión proporciona la ventaja mecánica que permite al motor impulsar al automóvil en condiciones adversas de carga. También proporciona al conductor la selección de velocidades del automóvil mientras que mantiene al motor dentro de un régimen eficaz de torsión y permite desacoplar e invertir el flujo de potencia del motor a las ruedas.

Las transmisiones de motocicleta proporcionan tres razones de velocidad hacia adelante para las reducciones deseadas de engranaje entre el motor y las rueda trasera. Se usan transmisiones de tipo progresivo o selectivo. En el tipo progresivo, cuando se está pasando de baja a alta velocidad o viceversa, es necesario pasar a través de la velocidad intermedia. En el tipo selectivo, el cambio puede hacerse de cualquier velocidad a la posición neutral.

Transmisión Progresiva.

La transmisión progresiva usada en motocicletas es del tipo de engranes constantes con tres velocidades hacia adelante (figura 7). Los engranajes del eje principal y los engranajes correspondientes del contraeje flotan en sus ejes y engranan entre sí constantemente.

La fuerza es transmitida a través de los engranes por embragues corredizos de quijadas que engranan con ranuras o muescas en los cubos de las ruedas dentadas. Las horquillas de cambio que mueven los embragues corredizos son operadas por la rotación de una leva de cambio.

Conforme la leva de cambio gira por la acción de la articulación de cambio de engranaje, los pasadores de la horquilla de cambios siguen a las ranuras inclinadas que han sido recortadas en la leva y mueven las horquillas de cambio de un lado a otro para que engranen y desengranen con los engranajes.

Transmisión selectiva.

La transmisión selectiva (figura 8) usada en las motocicletas es similar en principio a las usadas en otros automóviles excepto que no se proporciona velocidad en retroceso.

Estructura y Funcionamiento.

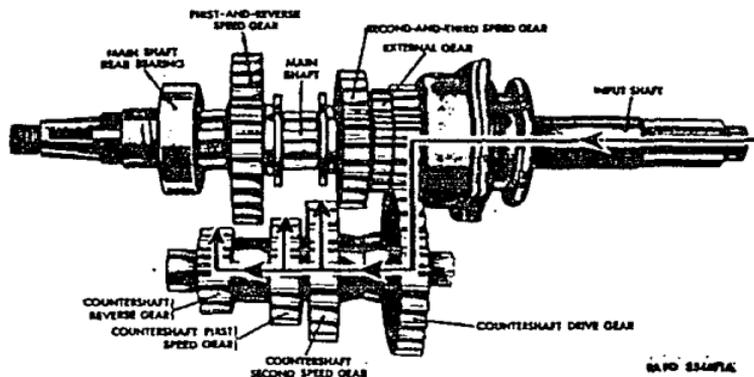
Las transmisiones convencionales tienen ciertos componentes fundamentales. Estos son la caja de cambios de velocidades que aloja a los engranes y ejes; la cubierta (o cárter) de mando, que comprenden el mecanismo de cambio; y los diversos ejes y engranajes.

Posiciones de la Transmisión.

(1) Neutral. En figura 10 se muestran los engranajes en la posición neutral. El eje impulsor acciona el contraeje a través del engranaje impulsor del contraeje. No obstante, ninguno de los engranajes del contraeje están acoplados con los engranajes desplazables del eje principal, de manera que el eje principal no es impulsado. Cuando los engranajes están en esta posición, no existe conexión alguna entre el motor y las ruedas propulsoras, de manera que el vehículo permanece detenido (Inmovil) mientras el motor está funcionando. En la transmisión mostrada en la figura 10, la razón de engranajes (o velocidades) entre el engranaje motor principal y el engranaje motor del contraeje es aproximadamente 1.5 : 1.

Por consiguiente, el contraeje gira a aproximadamente 0.7 veces la velocidad del eje impulsor o cigueñal. La trayectoria de la potencia transmitida se indica mediante flechas.

Fig. (10) Engranajes de la transmisión en la posición neutral.



Main shaft rear bearing..... Collar posterior del eje principal
 First-and-reverse speed gear..... Engranaje de primera velocidad y
 marcha atrás.
 Main shaft..... Eje principal.
 Second-and third speed gear..... Engranaje de segunda y tercera
 velocidades.
 External gear..... Engranaje exterior
 Input shaft..... Eje impulsor

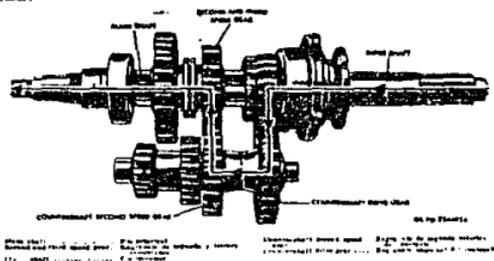
Countershaft reverse gear .. Engranaje de marcha atrás del
 contraeje.
 Countershaft first speed gear..... Engranaje de primera velocidad
 del contraeje.
 Countershaft second speed gear..... Engranaje de segunda velocidad
 del contraeje.
 Countershaft drive gear..... Engranaje impulsor del contraeje

(2)Primera velocidad. Cuando los engranajes están en la posición de la primera velocidad, se mueve hacia adelante el engranaje de la primera velocidad y marcha atrás del eje principal para acoplarlo con el engranaje de primera velocidad del contraeje y ser impulsado por el mismo. El contraeje gira aproximadamente 0.7 veces del cigueñal. Hay una reducción adicional de velocidades entre el engranaje de primera velocidad del contraeje (impulsor) y el engranaje de primera velocidad y marcha atrás del eje principal (impulsado) de alrededor de 1.5. Por consiguiente, el cigueñal gira 1.5×1.5 , ó 2.25 veces por cada revolución (o vuelta) del eje impulsor, aumentando así la tosi6n en eje impulsado a 2.25 : 1.

(3).- Segunda velocidad. En la figura 11 se muestra la posición de la segunda velocidad. Al pasar de la primera velocidad a la segunda velocidad, deben moverse hacia atrás ambos engranajes desplazables: el engranaje del eje principal de primera velocidad y marcha atrás se ha movido fuera de acoplamiento a ; la posición neutral y el engranaje del eje principal de segunda y tercera velocidades se ha acoplado con el engranaje de segunda velocidad del contraeje. El eje impulsor, mediante su engranaje impulsor principal integral, impulsa ahora el contraeje a través del engranaje impulsor del contraeje (como en todas las velocidades) y el contraeje impulsa el eje principal a través del engranaje de segunda velocidad del contraeje y el engranaje del eje principal de segunda y tercera velocidades, como se muestra mediante flechas (figura 11). Como el engranaje de segunda velocidad del contraeje y el engranaje del eje principal de segunda y tercera velocidades son del mismo tamaño, su

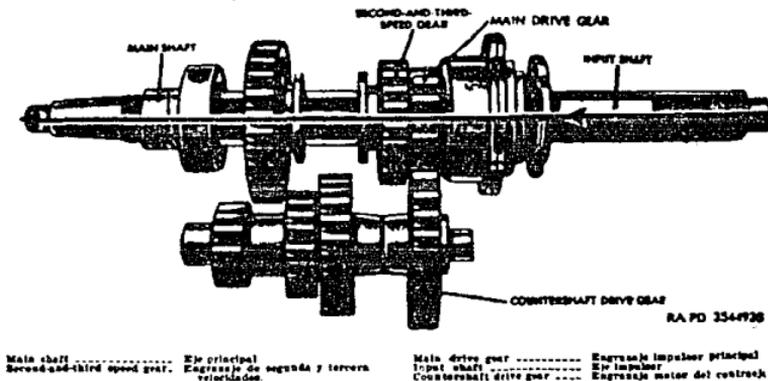
relación de engranajes (o velocidades) es 1:1. Esto significa que el eje principal gira a la misma velocidad que el contraeje; es decir que el cigüeñal del motor da aproximadamente 1.5 revoluciones por cada una del eje impulsor.

Fig. (11) Engranajes de la transmisión en la posición de segunda velocidad.



(4).- Tercera velocidad. La posición de los engranajes de la tercera velocidad, o impulsión directa se muestra en la figura 12. Al pasar de la segunda velocidad a la tercera velocidad, se ha movido hacia adelante el engranaje del eje principal de la segunda y tercera velocidades y dado lugar a que los dientes internos de este engranaje encajen en los dientes externos del engranaje impulsor principal. Un dispositivo de este tipo, con dientes interiores en un miembro (o pieza) que encajan en los dientes externos de otro miembro (o pieza), se denomina frecuentemente como embrague de garras o mecanismo de accionamiento de embrague. Queda en conexión directa entre el eje impulsor y el eje principal como se indica mediante flechas (figura 12). El eje impulsor gira por consiguiente a la velocidad del cigüeñal.

Fig.(12) Engranajes de la transmisión en la posición de tercera velocidad o impulsión directa.



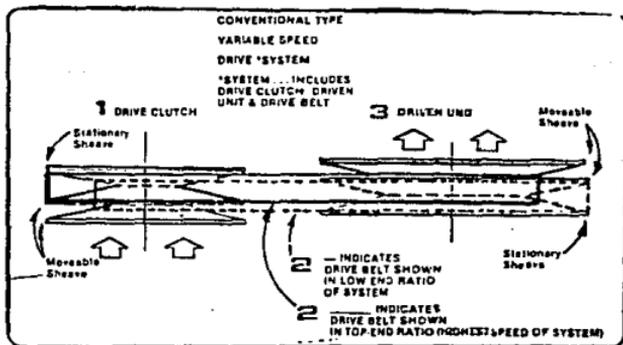
Engranajes Helicoidales

Para fines de sencillez, la transmisión descrita en los párrafos anteriores es del tipo de engranajes cilíndricos. No obstante, en la práctica moderna los engranajes helicoidales (o espirales) son muy usados debido a que producen menos ruido que los engranajes cilíndricos. En engranaje helicoidal hay un empuje lateral, debido a que los ángulos de los dientes, que tiende hacer resbalar a los engranajes fuera de acoplamiento. Esta dificultad se elimina en las transmisiones de acoplamiento constante por que los engranajes no resbalan (o no se desplazan) sobre el eje. Cuando se emplean engranajes helicoidales desplazables en una transmisión, las estrías sobre las que se desplazan también tienen cortes helicoidales al mismo ángulo que los dientes; esto suprime el empuje lateral.

b).-Transmisión Continuanente Variable.

Los principios de operación básicos del sistema de transmisión son del tipo usado en muchos R.V.'s y son mostrados en la figura 13 . El sistema de transmisión de velocidad variable consta normalmente de un mecanismo de embrague (1), unidad de impulsión final (3), y se conecta el sistema por medio de una banda en "V" (2). El mecanismo del embrague es activado por fuerzas centrífugas, y la unidad de impulsión final es sensible a la torsión, significa que el contraeje o la flecha son sensibles a la torsión demandada, el ajuste de la razón (cociente) para la potencia requerida es de acuerdo a varias condiciones. Ambos el embrague y la unidad final de impulsión estan compuestas de poleas con platos móviles. Los platos móviles proporcionan diferentes pasos diametrales, ofreciendo infinidad de rangos de potencia.

Fig.(13) Principios de operación básicos de una T.V.C.



Funcionamiento:

El embrague de impulsión (1) es activado por fuerzas centrífugas desde el cigüeñal del motor. Los platos móviles del embrague son forzados como se muestran en la figura 13 debido al incremento de las RPM del motor. Entonces la banda de impulsión será tensada a su máximo diámetro dentro de los platos del embrague hasta que recorra al diámetro más chico de los platos de la unidad final de impulsión (3). Los platos móviles de la unidad final de impulsión son forzados hacia afuera como se muestra en la figura 13 dejando que la banda recorra el diámetro más chico de la relación de máxima velocidad. Como esto sucede, la máquina transfiere el incremento de velocidad a la unidad de impulsión. La figura muestra el sistema de velocidad variable en baja velocidad (línea 2 discontinua) y los extremos en la posición de alta velocidad (línea 2 continua).

La clave de una buena operación del sistema de impulsión, es que todo es sistema entero debe estar perfectamente alineado y ajustado propiamente. Los factores vitales en la alineación son:

- 1).- Que el eje principal del motor (cigüeñal) y el contraeje deben estar perfectamente paralelos.
- 2).- El embrague de impulsión debe de estar alineado para que la banda se deslice a la más alta velocidad.
- 3).- Que los platos de la unidad de impulsión abran las dimensiones adecuadas para el rango de más alta velocidad, el cual se asegura usando la banda apropiada con la anchura y el ángulo de inclinación adecuado al sistema.
- 4).- Que la distancia entre centros del cigüeñal del motor y el contraeje deben ser los correctos para la banda recomendada.

5).- Que la banda de impulsión tenga la correcta circunferencia exterior y el ancho recomendado.

Bajo estas condiciones ideales el sistema tendrá la banda adecuada para todas las posiciones en todos los rangos de potencia. Esto significa ajustes en todos los niveles de potencia para el mínimo uso de la banda, embrague o unidad de impulsión. Sin embargo existen algunos problemas comunes que no permiten una operación ideal del sistema de impulsión o del vehículo.

Debemos tomar en cuenta que la banda de impulsión tenga propiamente el largo y el ancho y el ángulo de inclinación recomendados por el fabricante. Si la banda es corta un número de cosas pueden suceder:

- 1).- Desperdicio en la eficiencia del sistema de impulsión.
- 2).- La banda se sale de su lugar.
- 3).- El sistema de impulsión no alcanzará a desarrollar la razón de máxima velocidad.

Si la banda es larga , también causará pérdida en la eficiencia de operación, se pierde la razón en los límites de potencia en baja velocidad y en la razón de alta velocidad la banda no puede ser empujada dentro los pasos diámetros de alta velocidad, y correrá afuera de las líneas de los pasos diámetros de las rpm del motor.

Sin embargo el uso de una banda larga provocará menos daño que una banda corta y no dañará mucho el sistema de impulsión.

Una parte integral del sistema de transmisión que es probablemente familiar es la banda de impulsión. Es una parte vital y que podría ser comprendida y usada propiamente para la operación de la eficiencia del sistema de transmisión. Como se mencionó anteriormente la banda de impulsión puede ser larga y ancha y puede tener el ángulo de contacto para la máxima eficiencia.

Los sistemas de transmisión fabricados hoy en día son muy eficientes y la banda de impulsión fabricadas ahora no son elásticas y no debería ser vista como una liga de goma.

Con la sofisticación de las bandas de impulsión y los sistemas de transmisión encontramos bastantes máquinas, una banda de impulsión puede dañar el sistema de transmisión si no se usa la banda adecuada o si el sistema de transmisión no está perfectamente alineado y ajustado.

En los primeros años el sistema de transmisión fué considerado parte de una máquina meramente brincadora de bandas y muchas bandas fueron de gran variedad, que si el sistema de transmisión no estaba propiamente alineado la banda debería ser estirada en la mayoría de los casos desintegrándose antes de causar daño al embrague o a la unidad de impulsión final.

Hoy sin embargo vamos a enfatizar en la banda y en la fabricación y en el sistema de transmisión, La banda de impulsión tiene tal grado de sofisticación alcanzada que si el sistema de transmisión no está alineado, ajustado o si la banda usada es incorrecta, la banda puede desgarrarse para evitar daños en el sistema de transmisión antes del estiramiento o rompimiento de esta misma.

Por está sola razón y para la eliminación de gastos excesivos, problemas y posibles riesgos de seguridad, de que la banda se brinque se debe tener cuidado extra en estar revisando la banda periódicamente la banda para un uso correcto de esta y el sistema de transmisión.

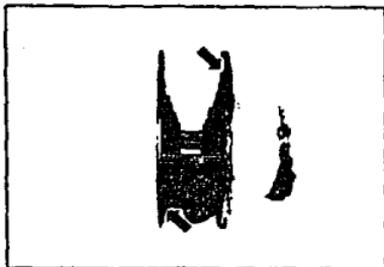
Términos del Sistema de Transmisión.

Angulo Colectivo:

La suma de dos ángulos de las dos caras de los platos.

Por ejemplo si cada plato tiene un ángulo de 13° y el ángulo colectivo es 26° .

Fig. (14) Angulo colectivo.



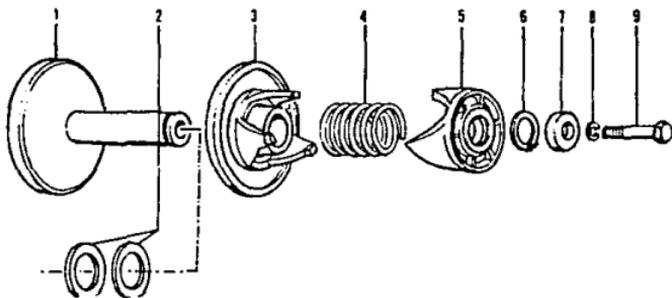
Unidad de Impulsión Final:

El miembro de la polea de impulsión final del sistema de velocidad variable localizado sobre el la flecha de impulsión final también llamado contraeje.

Ensamble de la Unidad de Impulsión Final.

1. Cara fija.
2. Separadores.
3. Ensamble de la cara móvil.
4. Resorte.
5. Leva.
6. Seguro.
7. Roldana.
8. Roldana de presión.
9. Tornillo.

Fig. (15) Ensamble de la unidad de impulsión final.

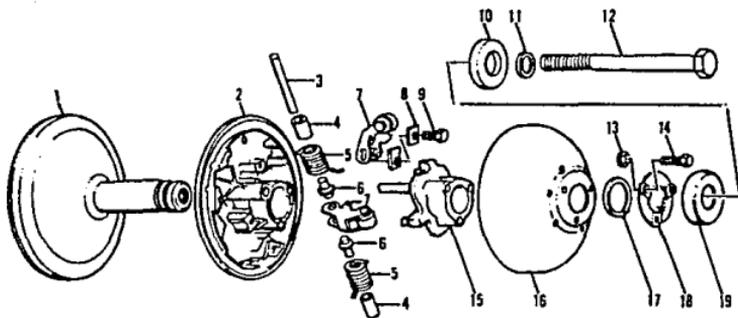


Pieza de Impulsión:

Embrague de impulsión.

1. Cara fija.
2. Cara móvil.
3. Rodillo de aguja del brazo.
4. Buje del Resorte del brazo.
5. Resorte del brazo.
6. Buje de rodillo del brazo.
7. Brazo del rodillo
8. Seguro de lengüeta.
9. Tornillo.
10. Roldana.
11. Roldana..
12. Tornillo.
13. Arandela.
14. Tornillo.
15. Araña.
16. Plato cubierta
17. Roldana de seguridad.
18. Seguro de la cubierta.
19. Roldana de seguridad

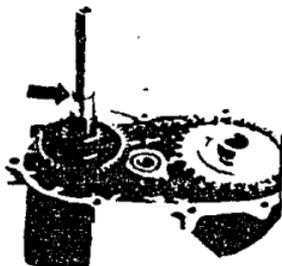
Fig. (16) Embrague de impulsión.



Impulsión Final:

La mayoría de los automóviles tienen una cadena de transmisión que va de la catarina a la flecha de impulsión final o también llamado contraeje.

Fig. (17) Impulsión final.



Contraeje:

También llamado flecha de impulsión final. La unidad de impulsión final y la catarina final de impulsión están ensambladas para conducir la tracción están localizadas en este eje. Los frenos están montados sobre esta flecha en algunas de máquinas.

Fig. (18) Contraeje.



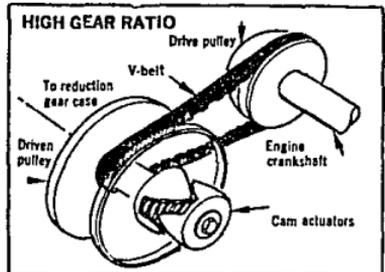
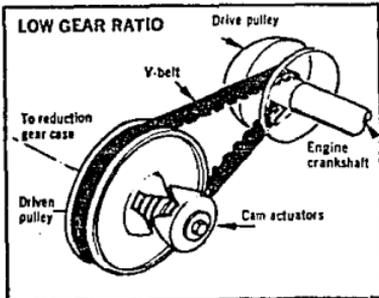
Diámetro de Paso:

El diámetro de la polea, de un punto del centro de un extremo de la banda tiene la mayor fricción para la capacidad de impulsión. El diámetro de paso mínimo es el diámetro de paso más chico de la polea disponible; el máximo es el diámetro más grande de la polea de conducción disponible.

Relación:

La relación es el número de veces que el embrague de impulsión gira una revolución de la unidad de impulsión final. La relación mínima es la relación entre el embrague de impulsión y la unidad final de impulsión. Cuando el embrague de impulsión está en el diámetro de paso más chico y la unidad final de impulsión está en el diámetro de paso más grande. La relación de alta se refiere a lo opuesto de los diámetros de paso de el embrague de impulsión y la unidad final de impulsión.

Figs. (19) Relación baja y alta de transmisión.



Embrague Secundario:

Término algunas veces usado para describir la unidad final de impulsión de un sistema de velocidad variable.

Poleas:

Los platos son las caras de la poleas. Dos platos forman una polea. Platos móviles es la cara de la polea que es desplazada hacia adentro y hacia afuera creando diferentes diámetros de paso para la banda de impulsión. Ambos el embrague de impulsión y la unidad final de impulsión tienen platos móviles. El plato estacionario es una cara de la polea que permanece en un solo lugar, los cambios de posiciones de los platos móviles crean los diferentes diámetros de paso.

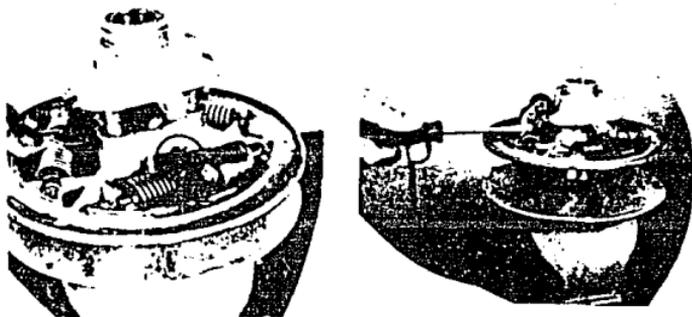
Figs.(20) Poleas.



Torsión Sensible:

La mayoría de las unidades finales de impulsión son sensible a la torsión. Ellas tienen un resorte con carga que responderá a la carga con torsión que demandará la flecha de impulsión final para que ajuste la relación de potencia requerida.

Figs.(21) Torsión sensible.



Las dos alternativas posibles de solución pueden ser representadas por dos diagramas de bloques las cuales muestran los elementos de un sistema de transmisión de potencia en un orden secuencial.

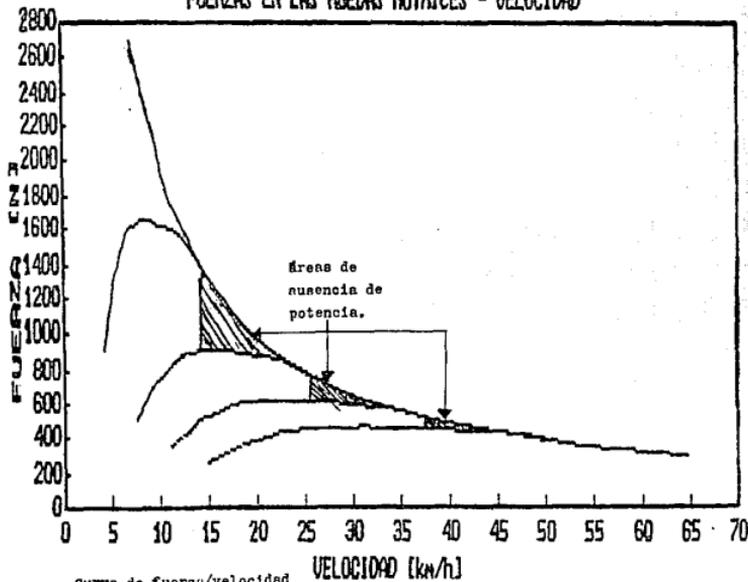
Primero se muestra el diagrama de bloques (1) del sistema de transmisión convencional progresivo y después el diagrama de bloques (2) del sistema de transmisión continuamente variable.

Si representamos en una gráfica (1) la fuerza en las ruedas motrices contra la velocidad del vehículo obtenemos una gráfica de potencia y se observa de la gráfica que en una transmisión continuamente variable hay una potencia definida en toda la gráfica, es decir a toda velocidad le corresponde su respectiva fuerza (en el rango establecido para la velocidad máxima y la mínima velocidad del vehículo).

Si representamos la transmisión convencional de engranes progresiva en la misma gráfica obtenemos una nueva curva de potencia del motor en las que hay partes de la potencia que no son aprovechadas; no para toda la velocidad del vehículo le corresponde una fuerza de la gráfica. Al accionar la caja de velocidades con la relación de velocidad más alta (primera velocidad) llega el momento en que esta relación llega a su saturación, la fuerza llega al máximo y hay que cambiar de relación.

Al pasar a la segunda velocidad, baja la velocidad del motor y la del vehículo, disminuyendo la fuerza en las llantas traseras, y con el transcurso del aumento la velocidad del vehículo y también se satura en velocidad y en fuerza, pero lo importante se presenta al cambiar de velocidad por que en una parte de la gráfica de potencia que no utiliza la caja convencional de engranes progresiva, es decir pasa por alto la fuerza que hay entre el cambio de velocidades.

FUERZAS EN LAS RUEDAS MOTRICES - VELOCIDAD



Curva de fuerza/velocidad
Ruedas traseras.
Caja de velocidades/Reductora

II. 5 .3 EVALUACION Y SELECCION DE LA MEJOR ALTERNATIVA.

A continuación para hacer la evaluación y selección de la mejor alternativa de solución de las dos transmisiones posibles se hará por medio de una matriz de decisión con los objetivos y características que se consideraron más importantes para la utilización de cualquiera de las dos alternativas de solución para el prototipo.

Forma de Evaluar los Objetivos y Características:

- 10).- Cumple con todos los objetivos y características.
- 9).- Cumple con los objetivos y características más importantes.
- 7.5).- Cumple en forma regular con los objetivos y características.
- 5).- Cumple en forma intermedia con los objetivos y características.
- 2.5).- Cumple con muy pocos objetivos y características.
- 0).- No cumple con ningún objetivo y con ninguna característica.

ALTERNATIVAS DE SOLUCION (MATRIZ DE DECISION).

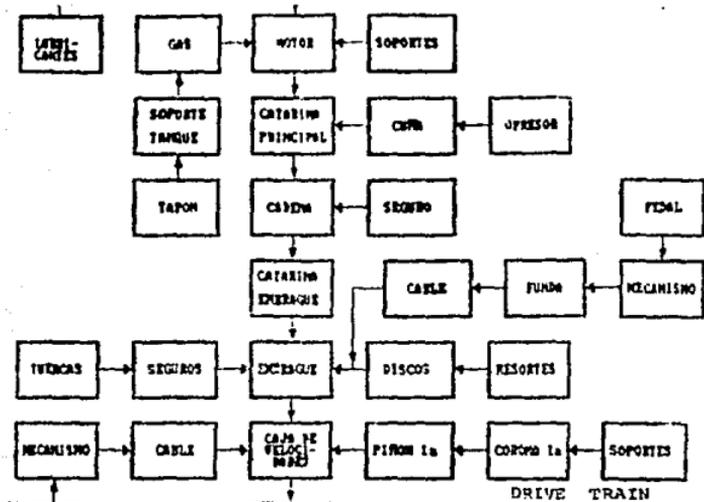
LINEA PRODUCTA TRANSMISOR	FACTURACION \$	PIEZAS COMPLEJAS EN EXISTENCIA \$	RELACION DE TRANSMISION BIBLIOTECA \$	COSTO \$	FACILIDAD DE ENSAMBLE \$	EFICIENCIA \$	PESO \$	VIDA UTIL \$	MANTENIMIENTO \$	ESPACIO \$	TOTAL
TRANSMISION CONVENCIONAL REGRESIVA	37.5 7.5	112.5 7.5	112.5 7.5	135 9	112.5 7.5	112.5 7.5	45 9	45 9	37.5 7.5	45 9	795
TRANSMISION CONTINUAMENTE VARIABLE	45 9	135 9	135 9	112.5 7.5	135 9	115 9	45 9	37.5 7.5	45 9	45 9	870

Conclusión:

Después de un estudio de funcionalidad de cada una de las transmisiones, se obtuvieron dos posibles alternativas de solución sus ventajas y desventajas éstas se evaluarón en una matriz de decisiones dandonos como mejor alternativa de solución la Transmisión Continuumamente Variable, otro punto importante es que si utilizáramos una transmisión convencional de engranes progresiva Harley Davison la relación de transmisión de esta motocicleta se hubiera tenido que variar por lo menos una velocidad (fabricarla).

La ventaja que se tiene con una transmisión continuamente variable es que la eficiencia de esta es mayor que la transmisión convencional progresiva por la comparación de las dos curvas de potencia de las dos transmisiones en la gráfica de fuerza en las ruedas motrices contra la velocidad del vehículo.

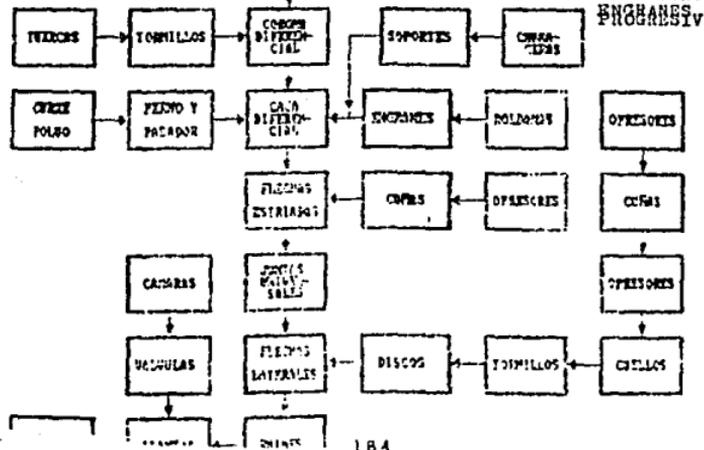
La transmisión continuamente variable como se muestra en el diagrama (2) es mucho mayor sencillo con respecto al número de piezas mecánicas utilizadas y con una adaptación más sencilla que la transmisión convencional de engranes.



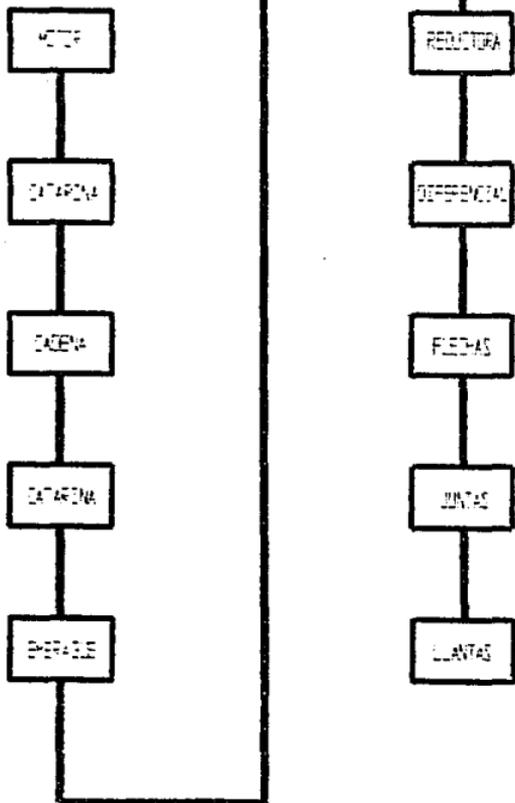
TREN MOTRIZ

ALTERNATIVE (I)

LAY OUT TRANSMISION CONVENCIONAL ENGRANES PROGRESIVA.



ALTERACION DE
TRANSMISION INDIVIDUALMENTE VARIABLE



II. 5. 4 DISEÑO DE DETALLE.

Cálculos de la Transmisión Continuamente Variable.

Se considera que el análisis de fuerzas y momentos que actúan sobre un vehículo que se desplaza sobre una pendiente con velocidad variable es:

$$\omega_H \eta_H \eta_T \eta_{TH} = \omega_V (f_r \cos \alpha + \text{sen } \alpha) V_V + 0.5 \rho C_d A_f V_V^3 \dots (1)$$

Donde:

$$\omega_H = \text{Potencia del motor} = 8 \text{ (HP)} \cdot 746 = 5.968 \text{ (KW)}$$

η_H = Eficiencia Respecto a la altura sobre el Nivel del Mar.

$$= 1 - (0.035/1000) h_{rt} = 1 - (0.035/1000) \cdot 945$$

$$= 96.7\%$$

η_T = Eficiencia Respecto a la Temperatura.

$$= 1 - ((0.01/10) (T - 60)) ; (T_{\text{Cd. México}} = 75^\circ \text{ F } \circ 27.5^\circ \text{ C})$$

$$= 99.5\%$$

$$\eta_{TH} = \eta_{\text{Caterina}} \cdot \eta_{\text{Rod}} \cdot \eta_{\text{Juntes Univ.}} \cdot \eta_{\text{Caja}} \cdot \eta_{\text{Reductor}}$$

$$= 0.980 \cdot 0.985 \cdot 0.995^4 \cdot 0.96 = 0.98$$

$$= 89.01\%$$

Nota: Los valores de las eficiencias de los diferentes elementos se obtuvieron de Libro Fundamentos de Diseño de Automoviles. Tabla 6.1

$$\eta_{\text{Total}} = 85.64 \%$$

$$\omega_{\text{Total}} = 5.11 \text{ (KW)}$$

Cálculo del Diámetro de la Flecha.

Sabemos que de los cálculos de la transmisión se obtuvo unapotencia total para nuestro vehículo de 5.11 (KW).

$$\omega = T \omega$$

$$T = 5110 / 3600 (2\pi/60) = 13.55 \text{ N.m.}$$

Haciendo una reducción de 1^A de 31 veces.

$$T = 420.05 \text{ N.m.}$$

Sabemos que el esfuerzo cortante está dado por la siguiente fórmula:

$$\tau/SF = T c / J \quad SF = 2$$

Donde:

$$J = \pi D^4 / 32$$

Despejando:

$$D = (32 \cdot T / \pi \tau)^{0.333}$$

Sustituyendo valores:

$$D = (32 \cdot 420.05 / 3.1416 (753.2 \text{ EB}))^{0.333}$$

$$D = 1.7842 \text{ cm}$$

Por lo que ocupamos una flecha de 3/4''6 (1.9 cm) de diámetro.

Cálculo de la Fuerza de Resistencia al Camino.

Haciendo pruebas físicas en las llantas, se encontró que el factor de rodadura (f_r) en terracería es 0.092 y para pasto es 0.0776.

$$F_{\text{Res al Cam. } 45^\circ} = W (f_r \cos \alpha + \text{sen } \alpha)$$

$$= 220 \cdot (9.8) \cdot (0.092 \cos 45^\circ + \text{sen } 45^\circ)$$

$$= 1664.77 \text{ N.}$$

$$F_{\text{Res al Cam. } 0^\circ} = 220 \cdot (9.8) \cdot (0.092 \cos 0^\circ + \sin 0^\circ)$$

$$= 198.352 \text{ N.}$$

Cálculo de Resistencia al Aire.

$$F_{\text{Res al aire.}} = 0.5 \rho C_d A_f V^2 = 0.5 \cdot (1.1) \cdot (0.55) \cdot (0.72) V^2$$

$$= 0.2178 V^2$$

Quedandonos de ecuación (1), para primera.

$$5.11 \text{ KW} = 1664.77 \text{ N (V)} + 0.2178 \text{ (V}^2\text{)}$$

Resolviendo:

$$V_{1a} = 3.0657 \text{ m/s}$$

$$V_{1a} = 11.03 \text{ km/h}$$

Haciendo el cálculo para una llanta de diámetro de 22 in (55.88 cm), y una $\omega = 3600 \text{ rpm}$ la relación de primera será :

$$\omega_{\text{Sal.}} = V / r \quad (\text{Rod. Real (10 in)})$$

$$= 3.0657 \text{ m/s} / 0.254 \text{ m} = 12.069 \text{ rad/s}$$

$$= 115.257 \text{ rpm}$$

Quedando entonces una relación para primera : $1^a = 31/1$

De la misma manera para cuarta: 4^a , de la ecuación (1).

$$5.11 Kw = 198.352 V + 0.2178 V^2$$

Resolviendo:

$$V = 18.64 \text{ m/s} = 67.122 \text{ km/h}$$

$$\omega_{\text{Sal}} = V/r \quad (\text{Rad. Real } (10 \text{ in}))$$

$$= 18.64 / 0.254 = 73.38 \text{ rad/s}$$

$$= 700.783 \text{ rpm.}$$

Quedando entonces una relación para cuarta: $4^a = 5.13 / 1$

SEGURIDAD.

De entre las distintas alternativas que se consideraron en el diseño del automóvil algunas tenían, ciertamente, más posibilidades de ocasionar daños al conductor que otros, y esto es de suma importancia. Aunque el diseño no trata de medir esta característica de las alternativas, el existir peligro de daños en algunas no reflejaba de ninguna manera que le estuviera dando la debida importancia al criterio de seguridad. El hecho es que la seguridad de las soluciones propuestas es prácticamente incuantificable. Sin embargo, por elusivo que sea, este es un criterio para el que no hay excusa válida para los ingenieros lo consideren a la ligera. La gran cantidad de legislación existente para la protección del consumidor y el impresionante aumento de la responsabilidad legal del fabricante por los daños que pueda ocasionar su producto, hacen que la consideración de la seguridad sea un aspecto de vital importancia.

Para cumplir con sus obligaciones profesionales relativas a la seguridad, el ingeniero debe:

Evitar errores de diseño, como por ejemplo el cálculo de la fuerza cortante que actúa en en perno de carga estratégico en una de las partes del vehículo, que pueda ocasionar su falla en operación.

Prever el uso que se va a dar a sus creaciones, y no considerar simplemente cómo se deberían usar (los fabricantes son legalmente responsables de los accidentes que cause el producto, aun cuando los daños se ocasionen por mal uso del producto)

Esforzarse por prever todas las posibilidades de daño al usuario, aun las que puedan ocasionarse por descuidos, y convertir sus creaciones en productos de prueba de accidentes, atendiendo a esas posibilidades (por ejemplo protecciones para las manos, enclavamientos eléctricos, etc.)

Probar en forma exhaustiva sus soluciones y los componentes estratégicos de las mismas, tanto en el laboratorio como en el campo, en busca de vulnerabilidad a fallas peligrosas (por ejemplo, un eje inclinado que pueda fallar por fatiga).

Mantenerse informado en cuanto a los abundantes reglamentos y normas que prescriben las leyes, las organizaciones profesionales e industriales, los laboratorios de control y agrupaciones semejantes.

Y esto no es todo lo que implica para el ingeniero la conciencia de seguridad, pero las muestras que se ofrecen bastarán para demostrar que hay mucho por que preocuparse a este respecto.

1.- CABINA.

a). El propósito de la cabina es prevenir al conductor, quien usa un sistema de cinturones de seguridad, contra un posible aplastamiento en caso de volcadura. El diseño de la cabina es presentado en el capítulo SISTEMA ESTRUCTURAL.

b). El automóvil es diseñado con una cabina teniendo como mínimo, cuatro puntos distintivos sobre la cabeza del conductor y esta acoplado a la estructura principal, en un mínimo de cuatro puntos.

La cabina esta reforzada en dirección longitudinal y debe proveer rigidez lateral.

Como mínimo, la cabina mide 41 pulgadas medidas verticalmente, desde la superficie del asiento hasta la parte baja del tubo superior de la cabina. (basandonos en las tablas de SAE J833a). Estas 41 pulgadas deben mantenerse un mínimo de 12 pulgadas hacia adelante desde el anillo principal (barra contra volcaduras o roll-bar).

c). La cabina es construída de tubería de acero con un contenido de 0.18 % de carbono. La tubería tiene un diámetro exterior mínimo de una pulgada y un espesor de pared mínimo de 0.083 pulgadas.

d). La cabina esta acolchonada con un material elástico en el área alrededor de la cabeza del conductor. Se usan materiales como ethafoam o ensolite. Aunado a esto también se colocó una almoadilla de un espesor de una pulgada y material elástico atrás de la cabeza del conductor se usa material como ensolite o algún otro.

2.- CINTURONES DE SEGURIDAD.

a). Se instaló un sistema de cinturones de seguridad de 4 puntos, que consiste de una banda que rodea la pelvis y otras dos bandas que rodean cada hombro.

El cinturón esta unido con un broche sencillo de unión metal-metal de rápida liberación. Todas las bandas cumplen con la especificación SFI 16.1. Las áreas por donde pasan los cinturones están recubiertas de tal manera que no existan alto rozamiento, para prevenir fallas por cortadura.

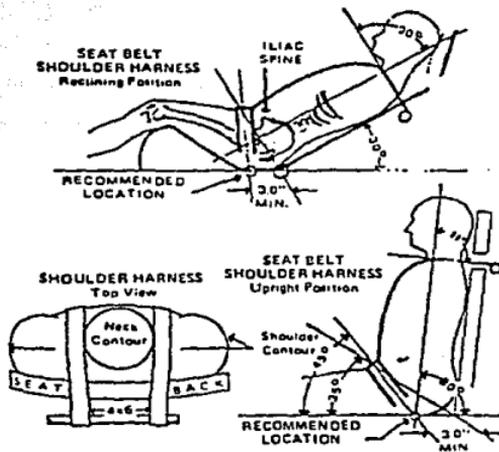
b). Los puntos de sujeción del cinturón de seguridad están diseñados de acuerdo con la segura práctica de la ingeniería, todos los puntos de sujeción están en el chasis y no en el asiento.

c). El cinturón que rodea al asiento, esta colocada de tal manera, que pase por la región pélvica del conductor en un punto debajo del borde superior frontal del iliaco. Bajo ninguna circunstancia no pueden pasar sobre el área del abdomen e intestinos.

Según figura 1.

d). En la eventualidad de una volcadura los brazos del conductor estan dentro de los limites de la cabina. Esto se puede lograr mediante bandas para sujetar los brazos o mediante redes. Si se usan redes de seguridad, deben estar fijas cada 6 pulgadas por arriba y abajo. Los métodos aceptables para fijar las redes al chasis pueden ser bandas, cintas de nylon, velcro y varillas de acero.

Figura 1.
Instalación de los cinturones de seguridad.



Si se prefiere bandas para los brazos estos son instalados de tal manera que el conductor pueda liberarlos sin ayuda en cualquier posición del vehículo

3.- CABINA DEL CONDUCTOR.

a). La cabina está diseñada para hacer fácil la salida del conductor en caso de emergencia.

b). El diseño del chasis tiene una incorporado una protección lateral en el área de la cabina. Esto consiste en una estructura continua que se extiende, de 8 a 15 pulgadas sobre la superficie del asiento y rodea la longitud total de la cabina según el diseño de la estructura. Todas las esquinas interiores y protuberancias son eliminadas para evitar posibles accidentes del conductor.

c). Se instaló una pared contra fuego entre la cabina, el compartimiento del motor y el tanque de combustible. Esta pared contra fuego es de metal, de cuando menos de 0.020 pulgadas de espesor. A la cabina se le instaló un piso a todo lo largo, para proteger al conductor contra cualquier contacto con la carretera en la posición de conducción.

d). Se instaló un interruptor de encendido que pueda desviar la corriente de encendido a tierra. Este interruptor desconecta una bomba auxiliar de combustible si ha sido instalada, y no deberá requerir de una acción prolongada del conductor. El interruptor es fácilmente accesible para el conductor ya sea que se encuentre adentro y para

personas que se encuentren fuera de él automóvil. Esta marcado con las posiciones "Kill" (apagado) y "Run" (En marcha).

e). Tiene instalado dentro de la cabina un extinguidor de fuego con un rango mínimo UL de 5 BC, es de fácil acceso para el conductor. El montaje esta diseñado para resistir cualquier movimiento brusco sobre el terreno, pero permitiendole al conductor la factibilidad de liberarlo en caso necesario.

f). Todas las barras de suspensión y de dirección que pasan por la cabina, están cubiertas de tal modo, que las piernas del conductor no puedan tocarlas o puedan atorarse con ellas.

g) Se usan sólo controles de pie para el acelerador y los frenos. Un pedal amplio y abierto esta incorporado al sistema de aceleración. Dichos pedales están instalados de tal modo que se permita al pie pisarlos en cualquier posición.

4.- SISTEMA DE FRENOS.

a). El automóvil esta incorporado con un sistema de frenos que es capaz de detener, las ruedas traseras y que es capaz de asegurar las mismas en pavimento seco.

5.- SISTEMA DE COMBUSTIBLE.

a). El sistema de combustible completo, esta localizado dentro de la estructura de tal manera que es protegido de impactos. Los soportes del tanque estan diseñados para resistir fuertes sacudidas.

b). El tanque de combustible esta instalado de tal manera que el combustible no pueda ser esparcido sobre conductor, motor, sistema de encendido ni al escape. El tanque de gasolina se encuentra afuera de la cabina (del conductor).

c). El tapón de llenado de combustible es a presión, el tapón utilizado no permite el goteo del combustible en caso de que le vehículo este de cabeza.

Nota: el tapón estandar de Briggs and Stratton no cumple con estas condiciones.

d). Sólo un tanque es instalado. Los tanques de combustible que sepueden usar, están limitados a los números P/N 290816, proporcionados por Briggs and Stratton.

e). El tanque de combustible tiene un respiradero, que deberá prevenir la fuga de combustible, cuando el vehiculo esté en posición invertida.

f). Las líneas de combustible están protegidas contra filos cortantes. Y están sujetas a los miembros estructurales al pasar junto a ellos. La líneas de combustible no pasan por la cabina. Estas líneas están firmemente aseguradas.

6.- COMBUSTIBLE.

a). El combustible recomendado es la gasolina grado automotriz o aviación, consistente de componentes hidrocarburos. Puede contener antioxidantes, desactivadores de metales, inhibidores de corrosión ó compuestos derivados de plomo, como tetraetilo de plomo.

La adición de alcohol, aditivos nitrogenados aditivos diseñados para liberar oxígeno, están prohibidos. La gravedad específica no deberá exceder 0.75 de la gasolina con plomo, ó 0.80 de la gasolina sin plomo, cuando es medida a un temperatura de 15.5 °C ó 60°F.

7.- SISTEMA DE DIRECCION Y SUSPENSION.

a). El automóvil es equipado con topes limitadores de la carrera del sistema de dirección, para prevenir su bloqueo.

b). Las barras de unión son provistas de protecciones contra impactos frontales. Una defensa podrá ser requerida según el criterio del diseñador y de la instalación.

8.- SUJETADORES.

a). Los sujetadores (pasadores) de los sistemas de dirección, suspensión, frenos y sujeción del conductor, son de presión. Esto es utilizado cuando se requieren usar tuercas de seguridad y tornillos (para aplicaciones de blindaje). Las roldanas de presión o seguros no necesitan este requerimiento.

b). Todos los tornillos utilizados, en los sistemas mencionados en el artículo anterior, cumplen la norma S.A.E. grado 5 o la especificación militar AN.

B.- TOLVAS.

a). Todos los componentes móviles del tren motriz como bandas, cadenas, catarinas, etc., tienen cubiertas adecuadas para prevenir daños al conductor, o a quienes se encuentren cambiando una pieza en caso de romperse un elemento, cuando el vehículo esté en operación. Estas cubiertas, se extienden alrededor de la periferia sobre cualquier área expuesta, que esté en el mismo plano que el conductor, tanque de combustible y sistema de ignición.

El material para las protecciones, es lámina de acero con un espesor mínimo de 0.060 pulgadas o equivalente. Las juntas universales, árboles de ejes y rotores o masas de frenos, no requieren esta protección.

b). Todos los componentes móviles del tren motriz, tienen adicionalmente, protecciones laterales de tal manera que eviten la introducción de los dedos a los elementos. Las uniones universales, árboles de ejes y rotores o masas de frenos, no requieren estas cubiertas.

10.- REQUISITOS DEL CONDUCTOR.

a). El conductor deberá usar un casco aprobado por cualquiera de las normas Snell 1980, 85M o SA-85. Los lentes de vidrio no cumplen este

requisito.

b). Los conductores deben vestir ropa apropiada incluyendo pantalones largos, calcetines, zapatos, guantes y una chamarra o sudadera de manga larga.

c). Los cinturones de seguridad, cascos, protecciones para ojos y la ropa apropiada, deberán ser siempre usados todo el tiempo que el vehículo esté en operación.

A continuación se muestra un bosquejo de todos los sistemas de seguridad mencionados anteriormente figura 2 y 3.

(A).- Protección acolchonada en la cabina.

(B).- Cabecera.

(C).- Tolva (Guarda).

(D).- Cinturones de seguridad.

(E).- Carrocería.

(F).- Protección para impactos frontales de las llantas.

(G).- Pared cubre fuego.

(H).- Cuatro puntos alrededor de la cabeza del conductor.

(I).- Protección acolchonada lateral.

(J).- Tanque de combustible.

(K).- Soporte para el tanque de combustible (en este caso).

(L).- Localización recomendada para el tanque de combustible

SISTEMAS DE SEGURIDAD

FIG. (2)

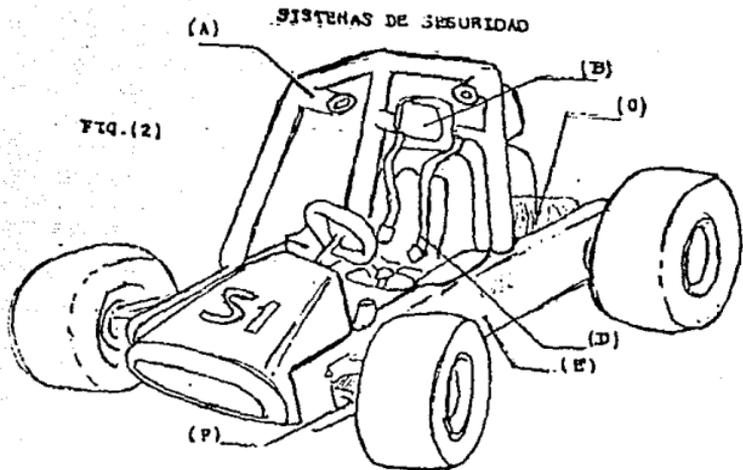
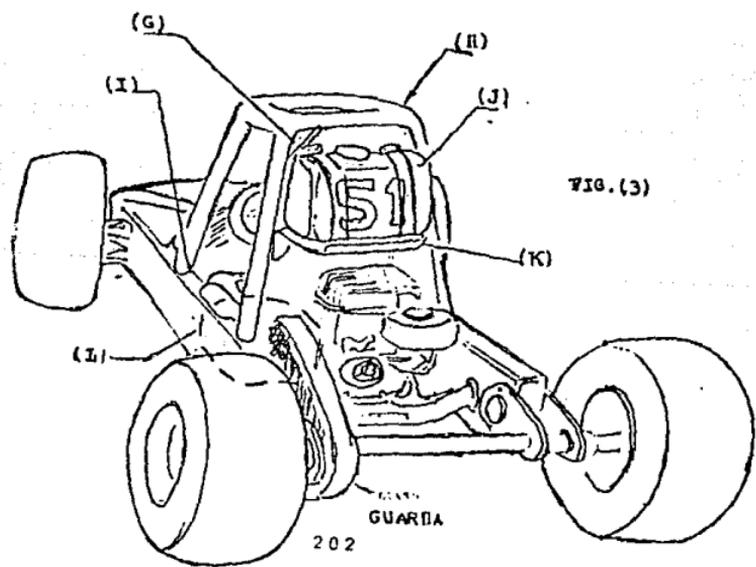


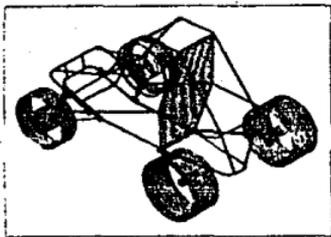
FIG. (3)



**DISEÑO Y FABRICACION DE UN AUTOMOVIL
TUBULAR PARA TODO TIPO DE TERRENO**

CAPITULO III

COSTOS Y FABRICACION DEL AUTOMOVIL



III.- COSTOS Y FABRICACION DEL AUTOMOVIL

Cualquier empresa que se dedique a la venta y producción de un bien o servicio, tiene por objetivo cumplir con dos principios importantes:

- Fabricar con un adecuado equilibrio económico.
- Vender al precio más alto posible sin perder competitividad.

El análisis de costos y fabricación de este automóvil, se realizó basado en una evaluación de éste, en el aspecto económico; La evaluación consiste en elaborar un reporte de costos, con la finalidad de que se tenga una idea de lo que es un proyecto real, donde se apliquen los conocimientos que se tienen con respecto a la Ingeniería en el aspecto económico; Las bases se obtuvieron de la competencia estudiantil mini-baja SAE (1991), realizada en la Unión Americana.

Este reporte es muy sencillo, por cada sistema que constituye el automóvil, se elabora un análisis de lo existente en el mercado y de lo que se fabrica, esto obedece al objetivo que se pretende en un buen diseño, hay que buscar funcionalidad, tiempo de fabricación y el mejor equilibrio económico del producto o servicio.

Si es comprado, se menciona el lugar donde se compró y el costo de adquisición; Si es fabricado, se presenta una ruta de trabajo sencilla donde se maneja el costo de material y el costo de fabricación con su respectivo proceso de manufactura y tiempo de máquina en cada proceso.

Los puntos que sirvieron de guía para elaborar el reporte de costos fueron los siguientes:

- El costo de manufactura se basa en una producción de 5000 unidades por año.

- El costo de venta al mayoreo, es el 70% de la materia prima utilizada.

- El costo de las partes compradas se estima restando el 60% del costo real de cada parte.

- El costo de labor por el tiempo necesario de manufactura y ensamble, se estima en horas-trabajo que realiza un trabajador calificado, siendo valuado el costo de labor en \$24 000 pesos por cada hora.

El costo de labor en una producción de 5000 unidades por año da como resultado que los diferentes procesos de manufactura se tomen de la siguiente manera

:

-Soldado (por pulgada)	0.19	de minuto.
-Doblado de tubo	0.15	"
-Corte con segueta	0.17	"
-Hechura de biceles para unir tubo	0.33	"
-Barrenado	0.13	"
-Ensamble de tornillo y tuerca	0.15	"

El costo de labor de otro proceso, o trabajos elaborados en otros talleres se evalúan en \$21 000 pesos por hora.

III. 1 SISTEMA ESTRUCTURAL

En esta parte, se adquirió la tubería y se procedió directamente a los procesos de manufactura para conformar la estructura, haremos un análisis detallado de cada proceso que se utilizó para la fabricación, basado en los puntos mencionados anteriormente; y posteriormente se presenta una recopilación de información en unas tablas como conclusión.

La tubería fué comprada en casa TROTNER S.A. de C.V., empresa que se dedica a la venta de tubería de cualquier tipo.

CABINA:

Material: ASTM 106; cédula 40, diámetro nominal 3/4".

Se requieren aproximadamente 19 [m] de este tubo para:

- Base: 4.68 [m]
- Refuerzos (base del respaldo): 4.56 [m]
- Refuerzos (base delantera): .90 [m]
- Arillos de la cabina: 6.90 [m]
- Respaldo de cabina: 1.80 [m]

Total de tubo de 3/4" a utilizar 18.85 [m]

Costo de la tubería:

3 barras de 7 [m] = \$312 000 pesos

REFUERZOS:

Material: ASTM 106, cédula 40, diámetro nominal 1/2".

Se requieren aproximadamente 9 [m] de este tubo para:

- Arillo de base superior: 5 [m].
- Cabeza (soportes): .90 [m].
- Soportes delanteros verticales: .60 [m].
- Soportes horizontales (frente): 1.80 [m].

Total de tubo de 1/2" a utilizar: 8.3 [m].

Costo de la tubería:

2 barras de 6 [m] = \$175 000 pesos

Costo total de la tubería: , \$312 000 + \$175 000 = \$487 000 pesos

Labor de manufactura:

Aproximadamente se estimó, el número de veces utilizado de cada proceso de manufactura.

Se efectuaron:

-35 cortes con segueta de tubería.

$35 \cdot 0.17$ [min.] = 5.95 [min].

Costo = \$2 400 pesos

-65 biceles en tubería.

$65 \cdot 0.33$ [min.] = 21.45 [min.].

Costo = \$8 580 pesos

-115 Soldaduras

Perímetro = $\pi \cdot 0.75$ = 2.35 [pulg.]

$115 \cdot 2.35$ = 270.96 [pulg.] soldadas

$270.96 \cdot 0.19$ [min.] = 51.3 [min.].

Costo = \$20 580 pesos

-26 dobleces de tubería

$26 \cdot 0.15$ [min.] = 3.9 [min.].

Costo = \$ 1 560 pesos

Costo total de manufactura = \$33 120 pesos

III. 2 SISTEMA DE SUSPENSION

En este sistema, presentamos primero tablas, de todos los elementos que conforman tanto la suspensión delantera como la trasera, mencionando el lugar donde se compró y el costo de adquisición si la parte es comprada; si es fabricada, se presenta el costo del material y el costo de manufactura para cada parte en otras tablas diferentes. Más adelante presentaremos un análisis del costo de manufactura que se llevó en la fabricación de cada parte.

LISTA DE PARTES DE ENSAMBLE.
ENSAMBLE DE: SUSPENSION DELANTERA

Num.	Nombre de la parte	Compra.	Fabric.	Vendedor	Costo
1	Brazos de Suspensión (Superiores)		X	U. N. A. M.	\$18210
2	Brazos de Suspensión (Inferiores)		X	U. N. A. M.	\$22210
3	Amortiguadores (2)	X		MONROE	\$45000
4	Soport. de Amortiguadores		X	U. N. A. M.	\$17223
5	Bujes de Brazos (12)	X		SEKIGUCHI CO	\$16000
6	Tornillos de alta resis. con tuerca (16)	X		CASA DEL TORNILLO	164000
				Tiempo de ensamble 16.06 min.	\$ 5432
TOTAL					\$191075

SUSPENSION DELANTERA

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

Brazos de Suspensión (Superiores)

Soportes de los brazos.

COSTO DE FABRICACION

PROCESO DE MANUFACTURA MAQUINA EMPLEADA	TIEMPO DE MAQUINA (MIN)	LABOR DIRECTA	LABOR INDIRECTA	COSTO
Corte de Brazos Arco y segueta	0.68	0.68		\$ 272
Ruedas de unión Presadora vert.	2.64	2.64		\$ 756
Corte de Sopor. Arco y segueta	2.72	2.72		\$ 1088
Parrenado Sopor. Talaero vert.	1.04	1.04		\$ 418
Ruedas de term. Sopor. Esmeril	8.0		8.0	\$ 2800
Soldadura de Sopor. Maq. AC	1.52	1.52		\$ 608
Masui. de Bujes Torno convencid.	4.2		4.2	\$ 1470
			SUBTOTAL	\$ 7710
			TOTAL	\$ 18210

SUSPENSION DELANTERA

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

Brazos de Suspensión (inferiores)
Soporte de los Brazos.

COSTO DE FABRICACION

PROCESO DE MANUFACTURA MAQUINA EMPLEADA	TIEMPO DE MAQUINA (MIN)	LABOR DIRECTA	LABOR INDIRECTA	COSTO
Corte de Brazos Arco y segueta	0.68	0.68		\$ 272
Unión de unión Presadora verti.	2.64	2.64		\$1056
Corte de Sopor. Arco y segueta	2.72	2.72		\$1088
Barrenado Sopor. Taladro vertical	1.04	1.04		\$ 416
Radio de termi Sopor. Isnerfil	8.0		8.0	\$2800
Soldadura de Sopor. Max. AC	1.52	1.52		\$ 608
Maqui. de Bujes Torno convencional	4.2		4.2	\$1470
			SOBTOTAL	\$7710
			TOTAL	\$22210

SUSPENSION DELANTERA

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

Soportes de Amortiguador.

COSTO DE FABRICACION

PROCESO DE MANUFACTURA MAQUINA EMPLEADA	TIEMPO DE MAQUINA (MIN)	LABOR DIRECTA	LABOR INDIRECTA	COSTO
Corte de Solera Arco y segueta	2.04	2.04		\$ 816
Barrenado Solera Taladro vertical	1.04	1.04		\$ 416
Radios termina. Sopor. Esmerfil	16.0		16.0	\$5600
Soldadura en Sopor. Mag. AC	1.9	1.9		\$ 760
Corte de Bronce Arco y segueta	0.34	0.34		\$ 136
Maquinado Buje Torno convencional	5.0		5.0	\$3500
			SUBTOTAL	\$11223
			TOTAL	\$17223

LISTA DE PARTES DE ENSAMBLE.
 ENSAMBLE DE: SUSPENSION TRASERA

Num.	Nombre de la parte	Compra.	Fabric.	Proveedor	Coste
1	Soporte de los Brazos de Suspensión		X	U. N. A. M.	\$11504
2	Rótulas de soporte Brazos de Suspensión (2)	X		VOLKSWAGEN CO	\$30000
3	Brazos de Suspensión		X	U. N. A. M.	\$ 6920
4	Amortiguadores (2)	X		MONROE	\$45000
5	Soportes de Amortiguadores		X	U. N. A. M.	\$10160
6	Tornillos de alta resis. con tuerca (4)	X		CASA DEL TORNILLO	\$16000
			Tiempo de	ensamble 5.65 min.	\$ 2260
TOTAL					\$122844

SUSPENSION DELANTERA:

Labor de manufactura para: Brazos de suspensión Superiores.
Soportes de brazos superiores.

-Corte con segueta de tubería:

Se efectuaron 4 cortes ; $4 * 0.17 \text{ [min]} = 0.68 \text{ [min]}$.

Costo = \$272 pesos

-Radios de unión:

8 radios * $0.33 \text{ [min.]} = 2.64 \text{ [min.]}$.

Costo = \$1 056 pesos.

-Cortes de soportes:

16 cortes * $0.17 \text{ [min.]} = 2.72 \text{ [min.]}$.

Costo = \$1 088 pesos

-Barrenado de Soportes:

8 barrenos * $0.13 \text{ [min.]} = 1.04 \text{ [min.]}$.

Costo = \$416 pesos.

-Radios de acabado de los soportes:

8 radios * $1 \text{ [min.]} = 8 \text{ [min.]}$.

Costo = \$2 800 pesos.

-Soldadura de ensamble de soportes:

1 soporte = 2 [pulg.] soldadas; $2 * 4 \text{ soportes} = 8 \text{ [pulg.] soldad}$.

$8 * 0.19 \text{ [min.]} = 1.52 \text{ [min.]}$.

Costo = \$608 pesos.

-Maquinados de bujes:

4 bujes * $1.2 \text{ [min.]} = 4.2 \text{ [min.]}$.

Costo = \$1 470 pesos.

nota: el costo de fabricación para los brazos inferiores es el mismo que el anterior.

Labor de Manufactura para: Soportes de Amortiguadores.

-Corte de Solera:

12 cortes * $0.17 \text{ [min.]} = 2.04 \text{ [min.]}$.

Costo = \$916 pesos.

-Barrenos de solera:

8 barrenos * 0.13 [min.] = 1.04 [min.].

Costo: \$416 pesos.

-Radios de acabado de los soportes:

8 radios * 2 [min.] = 16 [min.].

Costo = \$5 600 pesos.

-Soldadura de ensamble de los soportes:

1 soporte = 2.5 [pulg.] soldadas; 2.5 * 4 sopor. = 10 [pulg.] soldadas.

10 * 0.19 [min.] = 1.9 [min.].

Costo = \$760 pesos.

-Corte de barra para bujes:

2 cortes * 0.17 [min.] = 0.34 [min.].

Costo = \$138 pesos.

-Maquinado de buje:

2 bujes * 5 [min.] = 10 [min.].

Costo = \$3 500 pesos.

Tiempo y costo de ENSAMBLE:

-Se ensamblan 16 tornillos:

16 * 0.15 [min.] = 2.4 [min.].

Costo = \$960 pesos.

-Se unen al chasis 12 soportes de bujes de Susp. y amortiguadores

1 soporte = 4 [pulg.] soldadas; 12 * 4 = 48 [pulg.] soldadas.

48 * 0.19 [min.] = 9.12 [min.].

Costo = \$3 648 pesos.

-Soldadura de bujes a los brazos de Suspensión, 12 uniones.

1 buje = 2 [pulg.] soldadas; 12 * 2 = 24 [pulg.] soldadas.

24 * 0.19 [min.] = 4.56 [min.].

Costo = \$1 824 pesos.

Tiempo total de ensamble: 16.08 [min.].

Costo total de ensamble: \$8 432 pesos.

SUSPENSION TRASERA:

Labor de Manufactura para: Soporte de los brazos de Susp.

-Corte de ángulo:

2 cortes * 2 [min.] = 4 [min.].

Costo = \$1 400 pesos.

-barrenado de ángulo:

2 barrenos * 0.13 [min.] = 0.26 [min.].

Costo = \$104 pesos.

Labor de Manufactura para: Brazos de Suspensión.

-Corte de tubería:

4 cortes * 0.17 [min.] = 0.68 [min.].

Costo = \$272 pesos.

-Doblado de tubo:

2 dobleces * 0.15 [min.] = 0.30 [min.].

Costo = \$120 pesos.

-Radios de unión de tubería:

4 radios * 0.33 [min.] = 1.32 [min.].

Costo = \$528 pesos.

Labor de Manufactura para: Soportes de Amortiguadores.

-Corte de Solera:

8 cortes * 0.17 [min.] = 1.36 [min.].

Costo = \$544 pesos.

-Radios de acabado para Soportes:

8 radios * 1 [min.] = 8 [min.].

Costo = \$3 200 pesos.

-Barrenado de Soportes:

8 barrenos * 0.13 [min.] = 1.04 [min.].

Costo = \$416 pesos.

-Doblado de soportes para ensamble:

8 doblados * 1.5 [min.] = 12 [min.].

Costo = \$4 200 pesos.

Tiempo y costo de ENSAMBLE:

-Se ensamblan 4 tornillos de soporte de Amortiguadores y 2 de las rótulas de los brazos de Suspensión al soporte de ésta.

6 * 0.15 [min.] = 0.9 [min.].

Costo = \$360 pesos.

-Se une por soldadura en el ensamble:

-Soporte de los brazos; 9 pulg. de soldadura.

-Rótulas a los brazos de Suspensión; 4 pulg. de soldadura.

-Brazos de Susp. a los bujes de Neumáticos; 4 pulg. de soldadura.

-4 soportes de Amortiguadores; 8 pulg. de Soldadura.

25 pulg de soldadura * 0.19 [min.] = 4.75 [min.].

Costo = \$1 900 pesos

Tiempo total de ensamble: 5.65 [min.].

Costo total de ensamble: \$2 260 pesos.

III. 3 SISTEMA DE DIRECCION.

Este sistema es fabricado casi en su totalidad dentro de las instalaciones de la Facultad de Ingenieria, debido a que comercialmente no se encontraron elementos que pudieran ser instalados dentro del automóvil ya que las dimensiones de éste, son muy reducidas. Recordemos que uno de los objetivos del presente proyecto, es el de la instalación de sistemas que ayuden al control de un automóvil pequeño y por consiguiente ligero, es por esto que los elementos empleados dentro de este sistema estarán compuestos de materiales ligeros como lo son, el bronce, aluminio, tubería de calibre y algunos elementos de acero.

El sistema se encontrará compuesto por las siguientes partes.

- Volante.
- Soporte de volante.
 - Tuerca y rondana para sujeción del soporte.
 - 8 tornillos de 3/16 por 1/4.
- Terminal astriada para soporte del volante (tipo hembra).
- Terminal astriada para flecha de dirección (tipo macho).
- Flecha de dirección.
 - Tornillos para sujeción de terminal astriada y mamelón de engrane.

- Terminal inferior (Mamelón para montaje a engrane pifón).
- * Tuerca y rondana para sujeción del pifón.
- Engrane (pifón).
- Cremallera.
 - * Terminales de cremallera.
 - * Tornillos de sujeción de terminales de cremallera.
- Caja de dirección compuesta de:
 - * Bujes de cremallera (2).
 - * Soporte para pifón de accionamiento.
 - * Tornillo (prisioneros) de sujeción para bujes de cremallera (6).
- Brazos auxiliares (2).
- Manguetas de dirección (2).
- Rótulas (4).

Nuevamente se presentarán los costos como ya se ha hecho anteriormente, empleando una tabla en la que se describa el material a emplear y su costo, otra tabla en la que se describa la ruta de proceso que se siguió para la fabricación de cada elemento y finalmente una tabla general en la que se presentan los costos totales que intervinieron en cada elemento así como el costo total del sistema.

SISTEMA DE DIRECCION.

- Labor de manufactura para soporte de volante.
- Corte de material redondo de aluminio (barra redonda de aluminio de 4").
Máquina empleada: Sierra cinta horizontal.
8 cortes * 0.17 min. = 1.36 Costo= 544.0 M/N.
- Barrenado para incisión de flecha y mamelón.
Máquina empleada: Torno paralelo.
2 barrenados * 0.13 = 0.26 Costo= 104.0 M/N.
- Desbaste cilindrico a dimensiones según dibujo.
Máquina empleada: Torno paralelo.
- un desbaste cilindrico, dos refrentados. Tiempo 10 min.
- Costo = 3500.0 M/N.
- Barrenados para sujeción del soporte al volante.
Máquina empleada: Taladro vertical.
6 barrenos * 0.13 = 1.04 min. Costo= 418.0 M/N.
- Machueledos para tornillo 3/16 * 20 UNF.
Máquina empleada: Maneral y machuelo.
6 machueledos * 1 minuto = 6 min. Costo= 2100 M/N.
- Labor de manufactura para terminal tipo hembra en soporte del volante.
- Corte de material (Cold rolled) desperdicio.
Máquina empleada: Arco con segueta.
4 cortes * 0.17 = 0.68 min. Costo= 272 M/N.
- Desbaste cilindrico de terminal según dibujo.
Máquina empleada: Torno paralelo.
tiempo = 4 min. Costo= 1400 M/N.

- Barrenos para sujeción del soporte (2).
Máquina empleada: Taladro vertical.
2 barrenos * 0.13 = 0.26 Costo= 104.0 M/N.
- Machueado para sujeción de soporte 3/16 * 20 UNF.
Máquina empleada: Maneral y machuelo.
2 machuelos - 2 minutos. Costo= 700.0 M/N.
- Labor de manufactura para terminal tipo macho para soporte de volante.
 - Corte de material (Cold rolled) desperdicio.
Máquina empleada: Arco con segueta.
2 cortes * 0.17 = 0.34 min. Costo= 88.0 M/N.
 - Careado de la pieza.
Máquina empleada: Torno paralelo.
tiempo 2 min. Costo= 700.0 M/N.
 - Barrenado para instalación del prisionero.
Máquina empleada: Taladro vertical.
1 barreno * 0.13 = 0.13 min. Costo= 52.0 M/N.
 - Machueado para instalación de prisionero 3/16 * 20 UNF.
Máquina empleada: Maneral y machuelo.
tiempo 1 min. Costo= 350.0 M/N.
- Labor de manufactura para flecha de dirección.
 - Corte de tubo galvanizado de 1/2.
Máquina empleada: Arco con segueta.
2 cortes * 0.17 = 0.34 Costo= 136.0 M/N.
 - Careado en extremos.
Máquina empleada: Torno paralelo.
2 careados - 4 min. Costo= 1400.0 M/N.

- Barrenado para instalación de prisioneros.
Máquina empleada: Taladro vertical.
2 barrenos * 0.13 = 0.26 Costo= 104.0 M/N.

Labor de manufactura para soporte de flecha de dirección, Cal 14.

- Corte de lámina.
Máquina empleada: cizalla.
4 cortes * 0.17 = 0.68 Costo= 272.0 M/N.
- Barrenado.
Máquina empleada: Taladro vertical.
2 Barrenos * 0.13 = 0.26 Costo= 104.0 M/N.
- Doblado de lámina.
Máquina empleada: dobladora mecánica.
3 dobleces - 5 min. Costo= 1750.0 M/N.

- Labor de manufactura para buje de soporte de flecha.
 - Corte de bronce fosforado para buje de soporte.
Máquina empleada: Arco con segueta.
2cortes * 0.17 = 0.34 Costo= 136.0 M/N.
 - Barrenado de buje para soporte de flecha.
Máquina empleada: Taladro vertical.
3 barrenos * 0.13 = 0.39 Costo= 156.0 M/N.
 - Desbaste cilíndrico a dimensiones según dibujo.
Máquina empleada: Torno paralelo.
Tiempo 3 min. Costo= 1050.0 M/N.

Labor de manufactura para mamelón de pifon. (cold rolled).

- Corte de barra redonda.
Máquina empleada: Arco con segueta.
2 cortes * 0.17 = 0.34 Costo= 136.0 M/N.

- Maquinado de mamelón junto con tallado de rosca.
Máquina empleada: Torno paralelo.
Tiempo 15 min. Costo= 5250.0 M/N.
- Barrenado para instalación de prisioneros.
Máquina empleada: Taladro vertical.
1 barreno * 0.13 = 0.13 Costo= 62.0 M/N.
- Machueleado para instalación de prisionero 3/16 * 20 UNF.
Máquina empleada: Maneral y machuelo.
1 machueleado - 1 min. Costo= 350.0 M/N.
- Labor de manufactura para engrane de caja de dirección.
 - Corte de barra redonda (Cold Rolled 2").
Máquina empleada: Sierra cinta Horizontal.
Tiempo 4 min. Costo= 1400.0 M/N.
 - barrenado para sujeción de mamelón.
Máquina empleada: Torno paralelo.
tiempo 3 min. Costo= 1050.0 M/N.
 - desbaste a diametro máximo de engrane (adendo) y careado.
Máquina empleada: Torno paralelo.
Tiempo 8 min. Costo= 2800.0 M/N:
 - Tallado de dientes de engrane.
Máquina empleada: Fresadora horizontal.
Tiempo 60 min. Costo= 21,000.0 M/N.
- Labor de manufactura de cremallera.
 - Corte de barra de 1/2.
Máquina empleada: Sierra cinta horizontal.

- Tiempo 8 min. Costo= 2100.0 M/N.
- Careado de extremos de cremallera.
Máquina empleada: Torno paralelo.
Tiempo 4 min. Costo= 1400.0 M/N.
 - Barrenado para instalación de terminales de cremallera.
Máquina empleada: Torno paralelo.
Tiempo 12 min. Costo= 4200.0 M/N.
 - Barrenado en extremos para instalación de prisioneros.
Máquina empleada: Taladro vertical.
2 Barrenos * 0.13 = 0.26 Costo= 104.0 M/N.
 - Tallado de dientes de cremallera.
Máquina empleada: Fresadora Horizontal.
Tiempo 60 min. Costo= 21,000.0 M/N.
 - Labor de manufactura para terminales de cremallera.
 - Corte de material. (barra redonda 1").
Máquina empleada: sierra cinta horizontal.
Tiempo 6 min. Costo= 2100.0 M/N.
 - Desbaste cilíndrico y cónico según dibujo.
Máquina empleada: Torno paralelo.
Tiempo 10 min. Costo= 3500.0 M/N.

- Barrenado para eliminación de peso.

Máquina empleada: torno paralelo.

Tiempo 5 min.

Costo= 1250.0 M/N.

- Fresado de superficie en terminal para asentado de rotulas.

Máquina empleada: fresadora VERTICAL.

Tiempo 75 min.

Costo= 28250.0 M/N.

- Barrenado de agujeros para entrada de rótulas.

Máquina empleada: Taladro vertical.

2 barrenos * 0.13 = 0.26

Costo= 104.0 M/N.

- Barrenado para instalación de prisioneros.

Máquina empleada: Taladro vertical.

2 barrenos * 0.13 = 0.26

Costo= 104.0 M/N.

Labor de manufactura para soporte de pifion en caja de dirección.

- Corte de material (solera se 1 1/2")

Máquina empleada: Arco con segueta.

4 cortes * 0.17 = 0.68

Costo= 272.0 M/N.

- Barrenado de guías para eje de pifion.

Máquina empleada: Taladro vertical.

6 barrenos * 0.13 = 0.78

Costo= 312.0 M/N.

- Doblado de solera de acuerdo al dibujo.

Máquina empleada: Roladora.

1 doblado 3 min.

Costo= 1050.0 M/N.

- Soldadura de soporte a caja.

Máquina empleada: Equipo de soldadura eléctrica.

4 pulgadas * 0.19 = 0.76

Costo= 304.0 M/N.

- Labor de manufactura para buje de soporte de piñon.

- Corte de bronce fosforado (2 piezas).

Máquina empleada: Arco con segueta.

2 cortes * 0.17 = 0.34

Costo= 136.0 M/N.

- Barrenado de buje en torno.

Máquina empleada: Torno paralelo.

Tiempo 7 min.

Costo= 2450.0 M/N.

- Desbaste cilindrico de acuerdo al dibujo.

Máquina empleada: Torno paralelo.

Tiempo 10 min.

Costo= 3500.0 M/N por buje

Labor de manufactura para caja de dirección.

- Corte de tubo para caja.

Máquina empleada: Arco con segueta.

2 cortes * 0.17 = 0.34

Costo= 136.0 M/N.

- Careado de extremos del tubo.

Máquina empleada: Torno paralelo.

tiempo 5 min.

Costo= 1750.0 M/N.

- Barrenado para instalación de prisioneros.

Máquina empleada: Taladro vertical.

6 barrenos * 0.13 = 0.78 Costo= 312.0 M/N.

- Fresado de ranura para instalación de cremallera.

Máquina empleada: Fresadora vertical.

tiempo 10 min. Costo 3500.0 M/N.

Labor de manufactura para bujes de cremallera.

- Corte de bronce fosforado de 1 1/2"

Máquina empleada: Arco con segueta.

4 cortes * 0.17 = 0.68 Costo= 272.0 M/N.

- Careado y desbaste cilíndrico.

Máquina empleada: Torno paralelo.

Tiempo 10 min cada uno. Costo= 7,000.0 M/N.

- Barrenado y desbastado interior.

Máquina empleada: Torno paralelo.

Tiempo 10 min. Costo= 3,500.0 M/N.

- Barrenado para instalación de prisioneros.

Máquina empleada: Taladro vertical.

6 barrenos * 0.13 = 1.02 Costo= 408.0 M/N.

- Machueleado para instalación de prisioneros.

Máquina empleada: Maneral y machuelo.

6 machueledos - 6 min.

Costo= 2,400.0 M/N.

- Labor de manufactura para manguetas de dirección.

- Corte de solera (2 piezas).

Máquina empleada: Arco con segueta.

4 cortes * 0.17 = 0.68

Costo= 272.0 M/N.

- Barrenado de soleras (2).

Máquina empleada: Taladro vertical.

2 barrenos * 0.13 = 0.26

Costo= 104.0 M/N.

- Soldado de manguetas a pivotes de dirección.

Máquina empleada: Equipo de soldadura eléctrica.

5 pulgadas * 0.19 = 0.95

Costo= 380.0 M/N.

TIEMPO Y COSTOS DE ENSAMBLE.

-Unión del soporte del volante a la terminal tipo hembra para soporte del volante por medio de la instalación de 2 tornillos.

2 tornillos (0.15) = 0.30 min.

Costo= 120.0 M/N.

- Unión del volante al soporte del volante ensamblando 6 tornillos.

6 tornillos (0.15) = 0.9 min

Costo= 360.0 M/N.

- Unión del volante con sus respectivos soportes a la flecha de dirección por medio de tuerca y rondana y sujeción de terminal tipo macho a la flecha de dirección.

4 tornillos (0.15) = 0.60 min

Costo= 240.0 M/N.

- Unión del piñon y mamlón al eje de dirección.
4 tornillos (0.15) = 0.60 min. Costo= 240.0 M/N.
- Ensamble de caja de dirección y cremallera.
4 tornillos (0.15) = 0.60 min. Costo= 240.0 M/N.
- Ensamble de piñon con cremallera.
1 tornillo (0.15) = 0.15 min. Costo= 60.0 M/N.
- Fijación de caja de dirección.
4 tornillos (0.15) = 0.60 min. Costo= 240.0 M/N.
- Fijación de pivotes en suspensión.
4 tornillos (0.15) = 0.60 min. Costo= 240.0 M/N.
- Ensamble de brazos terminales de dirección.
4 tornillos (0.15) = 0.60 min. Costo= 240.0 M/N.
- Ajustes e inserción de algunos elementos a presión.
Tiempo 90 min. Costo= 31,500.0 M/N.

Tiempo total de ensamble.	95.25 min.
Costo total de ensamble.	\$ 33480.0 M/N. m

LISTA DE PARTES DE ENSAMBLE.
 ENSAMBLE DE: SISTEMA DE DIRECCION

Num.	Nombre de la parte	Compra.	Fabric.	Vendor	Costo
1	VOLANTE		XXXXX	LUCAS SERVICE MEXICO S.A. DE C.V. PERIFERICO SUR 6369 COL. TEPEPAN	20000.0
2	SOPORTE DE VOLANTE		XXXXXX	UMAM/CENTRO DE DISEÑO MECANICO	14664.0
3	TORNILLOS PARA SOPORTE DE VOLANTE		XXXXX	CASA DEL TORNILLO/ PLUTARCO ELIAS CALLES # 517.	2000.0
4	TERMINAL TIPO HEMBRA PARA SOPORTE DE VOLANTE.		XXXXXX	UMAM/CENTRO DE DISEÑO MECANICO.	4476.0
5	TERMINAL TIPO MACHO PARA SOPORTE DEL VOLANTE.		XXXXX	UMAM/CENTRO DE DISEÑO MECANICO.	5420.0
6	FLECHA DE DIRECCION.		XXXXX	UMAM/CENTRO DE DISEÑO MECANICO.	5000.0
7	TORNILLOS PARA FLECHA DE DIRECCION.		XXXX	CASA DEL TORNILLO/PLUTARCO ELIAS CALLES # 517.	1000.0
8	SOPORTE PARA FLECHA DE DIRECCION.		XXXXXX	UMAM/CENTRO DE DISEÑO MECANICO.	14126.0
9	BUJE PARA F/ SOPORTE DE FLECHA DE DIRECCION.		XXXXXX	UMAM/CENTRO DE DISEÑO MECANICO.	13342.0
10	MUELON PARA PIÑON DE CALIA		XXXXXX	UMAM/CENTRO DE DISEÑO MECANICO.	12048.0

LISTA DE PARTES DE ENSAMBLE.
ENSAMBLE DE: SISTEMA DE DIRECCION

Num.	Nombre de la parte	Compra.	Fabric.	Vendedor	Costo
11	TUERCA, ROLDANA PLANA Y DE PRESION P/SUJECCION DE PIÑON.	XXXXXX		CASA DEL TORNILLO/ PLUTARCO ELIAS CALLES # 517.	1000.0
12	ENGRANE DE CAJA DE DIRECCION.		XXXXXX	UNAM/ CENTRO DE DISEÑO MECANICO.	38750.0
13	CREMALLERA DE CAJA DE DIRECCION.		XXXXXX	UNAM/CENTRO DE DISEÑO MECANICO.	48804.0
14	TERMINALES DE CREMALLERA (2).		XXXXXX	UNAM/CENTRO DE DISEÑO MECANICO.	79116.0
15	TORNILLOS PARA SUJECCION DE TERMINALES (2).	XXXXXX		CASA DEL TORNILLO/PLUTARCO ELIAS CALLES # 517.	1000.0
16	SOPORTE PARA/PIÑON DE CAJA DE DI---RECCION.		XXXXXX	UNAM/CENTRO DE DISEÑO MECANICO.	6938.0
17	BUJES PARA SOPORTE DE PIÑON		XXXXXX	UNAM/CENTRO DE DISEÑO MECANICO.	15698.0
18	CAJA DE DIRECCION (TUBO)		XXXXXX	UNAM/CENTRO DE DISEÑO MECANICO.	18586.0
19	BUJES P/CREMALLERA.		XXXXXX	UNAM/CENTRO DE DISEÑO MECANICO.	34160.0
20	PRISIONEROS DE SUPCION DE BUJES P/ CREMALLERA (4)	XXXXX		CASA DEL TORNILLO/PLUTARCO ELIAS CALLES. # 517.	1500.0

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

SOPORTE DE VOLANTE.

COSTO DE FABRICACION

PROCESO DE MANUFACTURA MAQUINA EMPLEADA	TIEMPO DE MAQUINA (MIN)	LABOR DIRECTA	LABOR INDIRECTA	COSTO
Corte de material. Sierra cinta.	1.36	1.36		\$ 544.
Barrenado. Torno.	0.26	0.26		\$ 104.
Desvaste Cilind. Torno.	10.0		10.0	\$ 3500
Barrenados (6). Taladro Vertical.	1.04	1.04		\$ 416.
Machueleados (6). Tarraja y Machuelo	6.0	6.0		\$ 2100
			SUBTOTAL	6664.
			TOTAL	14664.

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

TERMINAL TIPO MACHO PARA SOPORTE DE VOLANTE.

COSTO DE MATERIAL.

NOMBRE DE LA PARTE	MATERIAL	MEDIDA	COSTO
TERMINAL TIPO MACHO P/ SOPORTE DE VOLANTE.	BARRA REDONDA COLD ROLLED 1".	4"X1"	4250.0
			4250.0

SUBTOTAL

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA

FLECHA DE DIRECCION.

COSTO DE MATERIAL.

NOMBRE DE LA PARTE	MATERIAL.	MEDIDA	COSTO
FLECHA DE DIRECCION.	TUBO GALVANIZADO .5" diam ext.	17" log.	5000.0
			5000.0

SUBTOTAL.

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

MAMELÓN DE PINÓN.

COSTO DE MATERIAL.

NOMBRE DE LA PARTE	MATERIAL.	MEDIDA	COSTO
MAMELÓN DEL PINÓN.	BARRA REDONDA COLD ROLLED 1".	1" X 6"	6250.0
SUBTOTAL.			6250.0

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

ENGRANE DE CAJA DE DIRECCION.

COSTO DE MATERIAL.

NOMBRE DE LA PARTE	MATERIAL	MEDIDA	COSTO
ENGRANE DE LA CAJA DE DIRECCION.	BARRA DE 2". COLD ROLLED.	2"X 1".	12500.0
SUBTOTAL.			12500.0

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA

TERMINALES DE CREMALLERA.

COSTO DE MATERIAL

NOMBRE DE LA PARTE	MATERIAL.	MEDIDA.	COSTO
TERMINALES DE CREMALLERA.	COLD ROLLED. ACERO TRATADO.	2" X 6"	12500.0
		SUBTOTAL.	12500.0

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

TERMINALES DE CREMALLERA.

COSTO DE FABRICACION

PROCESO DE FABRICACION MAQUINA EMPLEADA	TIEMPO DE MAQUINA (MIN)	LABOR DIRECTA	LABOR INDIRECTA	COSTO
Corte de barra 1". Sierra cinta hor.	6.0		6.0	2100.0
Desbaste cónico. Torno paralelo.	10.0		10.0	3500.0
Barrenado P/ peso. Torno paralelo.	5.0		5.0	1250.0
Fresado P/rotulas. Fresadora vertical.	75.0		75.0	26250.0
Barrenado P/ rotula Taladro vertical.	0.26	0.26		104.0
Barrenado P/ pris. Taladro vertical.	0.26	0.26		104.0
NOTA: El total de costo deberá de ser multiplicado por dos.				33308.0
SOMOTOTAL				66616.0
TOTAL				79116.0

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

CAJA DE DIRECCION.

COSTO DE MATERIAL

NOMBRE DE LA PARTE	MATERIAL.	MEDIDA	COSTO
CAJA-DE DIRECCION.	TUBO CALIBRE #18 20% de CARBONO.	1.5" X 12"	10000.0
SUBTOTAL.			10000.0

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA

BUJES DE CREMALLERA.

COSTO DE FABRICACION

PROCESO DE MANUFACTURA MAQUINA EMPLEADA	TIEMPO DE MAQUINA (MIN)	LABOR DIRECTA	LABOR INDIRECTA	COSTO
Corte de bronce For Arco con segueta.	0.68	0.68		272.0
Desbaste y careado. Torno paralelo.	10.0		10.0	7000.0
Barrenado y desb. Torno paralelo.	10.0		10.0	3500.0
Barrenado P/ pris. Taladro vertical.	1.02	1.02		408.0
Machueado P/ pris Maneral y mach.	6.0		6.0	2400.0
NOTA: El valor del costo deberá de ser multiplicado por dos piezas.				13580.0
SURTOTAL				27160.0
TOTAL				34160.0

III. 4 SISTEMA DE FRENOS.

Para este sistema, como ya se mencionó anteriormente, se procuró la instalación de elementos que permitieran controlar el movimiento del automóvil pero sin que el peso, el tamaño, y la posición de los mismos afectara en el desarrollo del vehículo durante su conducción. Es por esto, que en la parte que a continuación se presenta se describen los elementos que conforman al sistema, así como la fabricación de los mismos.

Es necesario mencionar que también se presentará un análisis detallado de los costos de los elementos, tanto de fabricación como de la compra directa de los materiales y de las piezas que conforman al sistema.

A continuación se mencionan los elementos que forman al sistema en estudio.

- Pedal de accionamiento.
- Perno de accionamiento de bomba de frenos.
- Bomba de frenado.
- Codo de acoplamiento para bomba de freno.
- Tubería principal para accionamiento hidráulico.
- Cople tipo T.
- Soporte para bomba de frenos.
- Tubería flexible (2).
- Tubos de acoplamiento (2).
- Tubos terminales a mordazas (2).

- Mamelónes para soporte de discos (2).
- Discos.
- Tornillos para fijación de discos.
- Tornillos para fijación de mamelónes.
- Abrazaderas para fijación de tuberías.

La forma en que se presentarán los costos, será empleando tres tipos diferentes de tablas, en la primera se describe el material a emplear, en la segunda se presenta la ruta de proceso que se siguió para la fabricación del elemento y finalmente en la tercera tabla se presentan los costos totales que intervinieron en cada elemento así como el costo total del sistema.

SISTEMA DE FRENOS.

- Labor de manufactura del pedal.
 - Corte de solera de cold rolled de $1 \frac{1}{2} \times 1 \frac{1}{4}$.
Máquina empleada: Arco con segueta.
 $8 \text{ cortes} \times 0.17 = 1.36$ Costo= 544.0 M/N.

- Barrenado para inserción de buje para el giro del pedal.
Máquina empleada: Taladro vertical.
 $4 \text{ barrenos} \times 0.13 = 0.52$ Costo= 208.0 M/N.

- Soldadura de brazos de palanca.
Máquina empleada: Equipo de soldadura eléctrica.
 $6 \text{ pulgadas} \times 0.19 = 0.76$ Costo= 456.0 M/N.

- Soldadura de soporte para placa de accionamiento.
Máquina empleada: Equipo de soldadura eléctrica.
 $2 \text{ pulgadas} \times 0.19 = 0.38$ Costo= 152.0 M/N.

- Corte de bronce fosforado para buje.
Máquina empleada: Arco con segueta.
 $2 \text{ cortes} \times 0.17 = 0.34$ Costo= 136.0 M/N.

- Barrenado para flecha y devaste en buje.
Máquina empleada: Torno paralelo.
tiempo = 3 min. Costo= 2100.0 M/N.

- Corte de solera de aluminio para placa de accionamiento.

Máquina empleada: Arco con segueta.

2 cortes * 0.17 = 0.34

Costo= 138.0 M/N.

- Barrenados para sujeción de placa de accionamiento.

Máquina empleada: Taladro vertical.

2 barrenos * 0.13 = 0.26

Costo= 104.0 M/N.

- Corte de solera para soporte del pedal.

Máquina empleada: Arco con segueta.

4 cortes * 0.17 = 0.68

Costo= 272.0 M/N.

- Barrenado en solera para soporte de pedal.

Máquina empleada: Taladro vertical.

2 barrenos * 0.13 = 0.26

Costo= 104.0 M/N.

- Labor de manufactura para perno de accionamiento del sistema.

- Corte de tornillo.

Máquina empleada: Arco con segueta.

4 cortes * 0.17 = 0.68

Costo= 272.0 M/N.

- Corte de solera para fabricación de elemento de acoplamiento entre el pedal y la bomba.

Máquina empleada: Arco con segueta.

8 cortes * 0.17 = 1.36

Costo= 544.0 M/N.

- Barrenados para la instalación del perno.

Máquina empleada: Taladro vertical.

2 barrenos * 0.13 = 0.26

Costo= 272.0 M/N.

- Corte del perno para el elemento de acoplamiento entre el pedal y la bomba.

Máquina empleada: Arco con segueta.

2 cortes * 0.17 = 0.34

Costo= 136.0 M/N.

- Soldadura entre el tornillo de acoplamiento y ojillo portaperno

Máquina empleada: Equipo de soldadura eléctrica.

1 pulgada * 0.19 = 0.19

Costo= 76.0 M/N.

- Labor de manufactura para soporte de bomba de frenos.
- Corte de placa de acero cold rolled de 1/4 de espesor.

Máquina empleada: Arco con segueta.

8 cortes * 0.17 = 1.36

Costo= 544.0 M/N.

- Doblado de lámina a un ángulo de 90°.

Máquina empleada: Tornillo de banco y martillo.

tiempo = 3 min.

Costo= 1050.0 M/N.

- Barrenado para instalación de bomba de frenado.

Máquina empleada: Fresadora vertical.

tiempo = 10 min.

Costo= 3500.0 M/N.

- Labor de manufactura de soportes para mordazas.
- Trazado de siluetas y barrenos (2) piezas.

Máquina empleada: Banco, rayador, punzón, tinta, etc..

tiempo = 20 min.

Costo= 7000.0 M/N.

- Corte de material (2) piezas.

Máquina empleada: Equipo de soldadura oxiacetilénica.

tiempo = 5 min.

Costo= 1750.0 M/N.

- Desbaste de rebaba en placas.

Máquina empleada: Esperil.

tiempo = 15 min.

Costo= 5250.0 M/N.

- Barrenado para instalación de tornillos.

Máquina empleada: Taladro vertical.

8 barrenos * 0.13 = 1.08

Costo= 432.0 M/N.

Labor de manufactura para manelones (soportes de discos).

- Corte de barra redonda de 2"

Máquina empleada: Sierra cinta horizontal.

tiempo = 10 min.

Costo= 3500.0 M/N.

- Barrenado para instalación de flecha de transmisión y careados.

Máquina empleada: Torno paralelo.

tiempo = 15 min.

Costo= 3500.0 M/N.

- Barrenado para instalación de prisioneros.

Máquina empleada: Taladreo vertical.

8 barrenos * 0.13 = 1.04 Costo= 832.0 M/N.

- Machueleado para instalación de prisioneros.

Máquina empleada: Maneral y machuelo.

tiempo 18 min. Costo= 8300.0 M/N.

Labor de manufactura de discos.

- Corte de placa de 1/4" de espesor.

Máquina empleada: Equipo de soldadura oxiacetilénica.

tiempo = 5 min. Costo= 1750.0 M/N.

- Desbaste a dimensiones de 8" de diámetro según dibujo y careado.

Máquina empleada: Torno paralelo.

tiempo = 20 min. Costo= 7000.0 M/N.

- Barrenado en el centro del disco para instalación de mamelón.

Máquina empleada: Torno paralelo.

tiempo = 8 min. Costo= 2800.0 M/N.

- Barrenado para instalación de prisioneros para sujeción de mamelón.

Máquina empleada: Taladro vertical.

8 barrenos * 0.13 = 1.04 Costo= 416.0 M/N.

TIEMPO Y COSTOS DE ENSAMBLE.

- Unión de soporte de pedal a la estructura del automóvil por medio de soldadura eléctrica.

3 pulgadas * 0.18 = 0.57 min. Costo= 228.0 M/N.

- Ensamble de placa de accionamiento con el cuerpo del pedal.

2 tornillos (0.15) = 0.30 min. Costo= 120.0 M/N.

- Ensamble del perno para soporte del pedal.

1 tornillo (0.15) = 0.15 min. Costo= 60.0 M/N.

- Instalación de bomba de frenos y sistema de acoplamiento al pedal.

2 tornillos (0.15) = 0.30 min. Costo= 120.0 M/N.

- Instalación de los soportes de las mordazas por medio de soldadura eléctrica.

12 pulgadas (0.18) = 2.28 min. Costo= 812.0 M/N.

- Instalación de discos a mamelones y flechas (2).

16 tornillos (0.15) = 2.4 min. Costo= 960.0 M/N.

- Instalación de mordazas en soportes (2).

8 tornillos (0.15) = 1.2 min. Costo= 480.0 M/N.

- Ajustes e instalación de los elementos de la tubería y soportes de la misma.

Tiempo 90 min.

Costo= 31500.0 M/N.

Tiempo total de ensamble.

97.2 min.

Costo total de ensamble.

34440.0 M/N.

LISTA DE PARTES DE ENSAMBLE.
 ENSAMBLE DE: SISTEMA DE FRENOS

Num.	Nombre de la parte	Compra.	Fabric.	Vendedor	Costo
1	Pedal		xxxx	UNAM/ Centro de Diseño Mec.	17912.0
2	Perno de accionamiento de bomba de frenos.		xxxx	UNAM/ Centro de Diseño Mec.	5800.0
3	Bomba de frenado.	xxxx		HAYES. CO.	40000.0
4	Codo de acoplamiento para bomba de frenos.	xxxx		Productos Nacobre S.A. Poniente # 52 Col. Independ.	3000.0
5	Tuberia principal p/accionamiento hidraulico.	xxxx		Refaccionaria California. Sevilla 317-A Col Portales.	15000.0
6	Cople tipo T.	xxxx		Productos Nacobre S.A. Poniente #52 Col. Independ.	5000.0
7	Soporte de bomba de frenos.		xxxx	UNAM/ Centro de Diseño Mec.	6594.0
8	Tuberfa Flexible (2).	xxxx		Refaccionaria California.	19000.0
9	Tubos de acoplamiento (2).	xxxx		Refaccionaria California.	7000.0
10	Tubos terminales a mordaza	xxxx		Refacionaria California.	7000.0

Num.	Nombre de la parte	Compra.	Fabric.	Vendedor	Costo
11	Soportes para Mordazas (2).		XXXX	UNAM/ Centro de Diseño Mec.	32864.0
12	Mordazas (2).	XXXX		Hayes. Co.	65000.0
13	Tornillos P/sujeción (8).	XXXX		Casa del tornillo. Plutarco Elias Calles # 517.	7000.0
14	Mamelones (Soportes P/disco)		XXXX	UNAM/ Centro de Diseño Mec.	38264.0
15	Discos.		XXXX	UNAM/ Centro de Diseño Mec.	38932.0
16	Tornillos de fijación de discos (8).	XXXX		Casa del tornillo. Plutarco Elias Calles # 517.	4000.0
17	Tornillos de fijación de mamelones (8).	XXXX		Casa del tornillo. Plutarco Elias Calles #517.	4000.0
18	Abrazaderas de Tubería.	XXXX		Distele S.A. Revolución # 1877.	9000.0
	COSTO DEL TIEMPO TOTAL DE ENSAMBLE.				34440.0
				TOTAL	359806.0

LISTA DE PARTES DE ENSAMBLE.
 ENSAMBLE DE: SISTEMA DE FRENSOS

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

PEDAL.

COSTO DE MATERIAL

NOMBRE DE LA PARTE	MATERIAL.	MEDIDA	COSTO
PEDAL.	SOLERA COLD ROLLED ESTANDAR.	1 1/2 x 1/4.	2500.0
PLACA DE ACCIONAMIENTO. (soporte).	SOLERA COLD ROLLED ESTANDAR.	2 X 3/16	1200.0
BUJE.	BRONCE FOSFORADO. 1" de diámetro.	10.0 cm	6000.0
PLACA DE ACCIONAMIENTO.	SOLERA DE ALUMIN. 2" X 3/16.	7.0 cm	4000.0
SUBTOTAL.			13700.0

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA PEDAL.

COSTO DE FABRICACION

PROCESO DE FABRICACION MAQUINA PLAZA	TIEMPO DE MAQUINA (MIN)	LABOR DIRECTA	LABOR INDIRECTA	COSTO
Corte de solera. Arco con segueta.	1.36	1.36		544.0
Barrenado P/ buje. Taladro vertical.	0.52	0.52		208.0
Soldadura de brazos Soldadora eléctrica.	0.76	0.76		456.0
Soldadura de sopor. Soldadora electrica	0.38	0.38		152.0
Corte de bronce. Arco con segueta.	0.34	0.34		136.0
Barrenado P/ flecha Torno paralelo.	3.0		3.0	2100.0
Arco con segueta. Corte de solera Al.	0.34	0.34		136.0
SUBTOTAL				3732
TOTAL				17432

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

PERNO DE ACCIONAMIENTO.

COSTO DE MATERIAL.

NOMBRE DE LA PARTE	MATERIAL.	MEDIDA	COSTO
PERNO DE ACCIONAMIENTO	BARRA REDONDA. 3/8 " DIAMETRO.	15.0cm	3000.0
	SOLERA GOLD ROLL 1" X 3/16.	10.0	1500.0

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA

SOPORTE DE BOMBA DE FRENOS.

COSTO DE MATERIAL.

NOMBRE DE LA PARTE	MATERIAL.	MEDIDA	COSTO
SOPORTE DE BOMBA.	PLCA DE ACERO. 1040.	(2). 2X4X3/16	1500.0
SUBTOTAL.			1500.0

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA

SOPORTES DE MORDAZAS.

COSTO DE MATERIAL.

NOMBRE DE LA PARTE	MATERIAL.	MEDIDA	COSTO
SOPORTES PARA MORDAZAS.	PLACA DE ACERO 1040.	3X5X3/16 (2)	4000.0
SUBTOTAL.			4000.0

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

SOPORTES PARA MORDAZAS.

COSTO DE FABRICACION

PROCESO DE MANUFACTURA MAQUINA EMPLEADA	TIEMPO DE MAQUINA (MIN)	LABOR DIRECTA	LABOR INDIRECTA	COSTO
Trazado de soporte. Tinta y rayador.	20.0		20.0	7000.0
Corte de material oxiacetilénica.	5.0		5.0	1750.0
rebabeado. Esmeril.	15.0		15.0	5250.0
Barrenado P/ tor. Taladro vertical.	1.08	1.08		432.0
NOTA: El valor del costo, deberá de ser multiplicado por dos piezas.				14432.0
SURTOTAL				28864.0
TOTAL				32864.0

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

MAMELONES (SOPORTES PARA DISCOS).

COSTO DE FABRICACION

PROCESO DE MANUFACTURA MAQUINA EMPLEADA	TIEMPO DE MAQUINA (MIN)	LABOR DIRECTA	LABOR INDIRECTA	COSTO
Corte de barra. Sierra cinta Hor.	10.0		10.0	3500.0
Barrenado P/ flecha Torno paralelo.	15.0		15.0	3500.0
Barrenado P/ pris. Taladradora.	1.04	1.04		832.0
Machueleado P/ pris. Maneral y mach.	18.0	18.0		6300.0
NOTA: El costo total, deberá de ser multiplicado por dos piezas.				14132.0
			SUBTOTAL	28264.0
			TOTAL	38264.0

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

DISCOS DE FRENOS.

COSTO DE FABRICACION

PROCESO DE MANUFACTURA MAQUINA EMPLEADA	TIEMPO DE MAQUINA (MIN)	LABOR DIRECTA	LABOR INDIRECTA	COSTO
Corte de placa. oxiacetilenica.	5.0		5.0	1750.0
rebabeado. Torno paralelo.	20.0		20.0	7000.0
Barrenado trans. Torno paralelo.	8.0		8.0	2800.0
Barrenado P/pris. Taladradora.	1.04	1.04		416.0
NOTA: El costo total, deberá de ser multiplicado por dos piezas.				11966.0
SUBTOTAL				23932.0
TOTAL				38932.0

III. 5 SISTEMA DE TRANSMISION.

En este sistema, se presentan las tablas de todo el sistema de transmisión, haciendo una clasificación de este sistema por sus principales componentes: motor, transmisión continuamente variable y tren motriz. Mencionando el lugar y costo de la adquisición de la pieza comprada; si es fabricada, se presenta, el costo del material y el costo de manufactura para cada parte en otras tablas diferentes. Más adelante se presenta un análisis del costo de manufactura que se llevó en la fabricación de cada pieza.

Nota: Cabe mencionar que se considerará en este análisis el costo del motor y su tanque de combustible aunque estos fuerón donados por Briggs and Stratton.

También es importante mencionar que la transmisión usada en este prototipo fué adaptada a nuestras necesidades por lo que se presenta el costo real de estas partes (usadas y nuevas) por lo que es ovbio obtener un costo menor al real.

MOTOR.

Labor de manufactura para: Soportes del Motor.

-Corte de ángulo con segueta:

Se efectuaron 4 cortes: $4 * 0.17 \text{ [min.]} = 0.68 \text{ [min.]}$

Costo = \$272 pesos.

-Barrenado de ángulo:

Se efectuaron 4 barrenos: $4 * 0.13 \text{ [min]} = 1.04 \text{ [min.]}$

Costo = \$208 pesos.

Labor de manufactura para: Sistema de Aceleración.

-Corte de solera con segueta:

Se efectuaron 4 cortes: $4 * 17 \text{ [min.]} = 0.68 \text{ [min.]}$

Costo = \$272 pesos.

Se efectuaron 2 barrenos: $2 * 0.13 \text{ [min.]} = 0.26 \text{ [min.]}$

Costo = \$104 pesos.

Labor de manufactura para el tapón del tanque de combustible.

Se efectuó 1 barreno: $1 * 0.13 \text{ [min.]} = 0.13 \text{ [min.]}$

Costo = \$52 pesos.

-Soldadura de la cadena de seguridad con el tapón.

1 tapón = 1 [pulg.] soldada; $1 * 1 \text{ tapón} = 1 \text{ [pulg.] soldada}$

$1 * 0.19 \text{ [min.]} = 0.19 \text{ [min.]}$

Costo = \$76 pesos.

Tiempo y Costo de Ensamble:

-Se soldarán los soportes del motor a la estructura, 4 uniones.

1 soporte = 4 [pulg.] soldadas; $2 * 4 = 8$ [pulg.] soldadas.

$8 * 0.19$ [min.] = 1.52 [min.]

Costo = \$608 pesos.

-Se ensambla el motor a los soportes por medio de 4 tornillos.

$4 * 0.15$ [min.] = 0.60 [min.]

Costo = \$240 pesos.

-Se ensambla el pedal del acelerador al mecanismo de aceleración por medio de 2 tornillos.

$2 * 0.15$ [min.] = 0.30 [min.]

Costo = \$120 pesos.

-Se soldarán los soportes del tanque de combustible a la estructura 8 uniones

$8 * 0.19$ [min.] = 1.52 [min.]

Costo = \$608 pesos.

-Se ensambla la línea de alimentación de combustible del tanque al carburador por medio de dos abrazaderas.

$2 * 0.15$ [min.] = 0.30 [min.]

Costo = \$120 pesos.

-Se ensambla el tanque de combustible a los soportes de este por medio de dos tornillos.

2 * 0.15 [min.] = 0.30 [min.]

Tiempo Total de Ensamble: 4.54 [min.]

Costo Total de Ensamble: \$1698 pesos.

Num.	Nombre de la parte	Compra.	Fabric.	Vendedor	Costo
1	Motor, tanque de combs. y soportes del tanque.	X		Briggs & Stratton	\$ 444300
2	Soportes del motor (2)		X	U.N.A.M.	\$ 11213
3	Gomas del motor (4)	X		Hulera Industrial.	\$ 3990
4	Sistema de aceleración.		X	U.N.A.M.	\$ 10605
5	Escape.	X		Ferreteria México.	\$ 4000
6	Sistema de alimentación de combustible.		X	U.N.A.M.	\$ 8828
8	Tornillos de alta (10) resistencia con tuerca.		X	Casa del Tornillo.	\$ 7920
	Tiempo de Ensamble: 4.54 (min.)				\$ 1690
TOTAL.					\$ 492552

LISTA DE PARTES DE ENSAMBLE.
 ENSAMBLE DE MOTOR.

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

LA HABILITACION DEL TANQUE DE COMBUSTIBLE.

COSTO DE MATERIAL.

NOMBRE DE LA PARTE	MATERIAL	MEDIDA	COSTO
Tanón del tanque de combustible.	Considerado en el precio del motor.		
Respiradero del tanón	Tubo de cobre,	1/4x2 pulg.	\$750
Cadena de sujección del tanón.	Acero 1020	2pulg.	\$350
Válvula de paso	Cobre	1/4pulg.	\$3200
Válvula check	Plástico	1/4pulg.	\$2000
Manguera	Hule	1/4x24 Pulg.	\$2400
SUBTOTAL.			\$8700

TRANSMISION.

Labor de manufactura para: Soportes y piezas maquinadas para el Sistema de Transmisi3n.

-Corte de la placa con equipo de oxiacetileno.

Se efectuaron 4 cortes: $4 * 0.68 \text{ [min.]} = 2.72 \text{ [min.]}$

Costo = \$1088 pesos.

-Esmerilado de la placa.

Se esmerilaron 4 lados = $4 * 1.5 \text{ [min.]} = 6 \text{ [min.]}$

Costo = \$2400 pesos.

-Barrenado de la placa.

Se efectuaron 4 barrenos: $4 * 0.13 \text{ [min.]} = 0.52 \text{ [min.]}$

Labor de manufactura para: Soporte de la Catarina

-Corte con segueta de tuberia:

Se efectuaron 2 cortes: $2 * 0.17 \text{ [min.]} = 0.34 \text{ [min.]}$

Costo = \$136 pesos.

-Radios de acabado del soporte:

4 radios * 1 [min.] = 4 [min.]

Costo = \$1600 pesos.

-Barrenado del soporte:

2 barrenos * 0.13 [min.] = 0.26 [min.]

Costo = \$104 pesos.

-Soldadura de ensamble del soporte con la taza del rodamiento.

1 soporte = 2 [pulg.] soldadas; 2 * 1 soporte = 2 [pulg] soldadas.

2 * 0.19 [min.] = 0.38 [min.]

Costo = \$152 pesos.

Labor de manufactura para: Maquinado de las Catarinas.

1 agujero en le centro de la catarina:

1 agujero * 7.5 [min.] = 7.5 [min.]

Costo = \$3000.

-Barrenado de la Catarina Reducida.

4 barrenos * 0.13 [min.] = 0.52 [min.]

Costo = \$208 pesos.

- Barrenado de la Catarina Reductora.

27 barrenos * 0.13 [min.] = 3.51 [min.]

Costo = \$1404 pesos.

Tiempo y Costo de Ensamble.

-Se soldó el soporte de la caja reductora a la estructura.

1 soporte = 10 [pulg.] soldadas; 1 * 10 = 10 [pulg] soldadas.

10 * 0.19 = 1.9 [min.]

Costo = \$760 pesos.

-Se ensambla la caja reductora al soporte por medio de 4 tornillo.

4 tornillos * 0.15 [min.] = 0.6 [min.]

Costo = \$240 pesos.

-Se ensambla la catarina reductora al soporte por medio de 2 tornillos.

2 tornillo * 0.15 [min.] = 0.3 [min.]

Costo = \$120 pesos.

-Se ensambla la catarina reducida al diferencial por medio de 4 tornillos.

4 tornillos * 0.15 [min.] = 0.6 [min.]

Costo = \$240 pesos.

Tiempo Total de Ensamble = 3.4 [min.]

Costo Total de Ensamble = \$ 1360 pesos.

Num.	Nombre de la parte	Compra.	Fabric.	Proveedor	Costo
1	Caja reductora	X		Comet Industries.	\$450000
2	Flecha	X		Comet Industries.	\$ 17250
3	Polea y banda	X		Comet Industries.	\$156000
4	Catarina reductora.	X		Partes Industriales.	\$ 20000
5	Cadena de transmisión.	X		Partes Industriales.	\$ 9000
6	Diferencial	X		NISSAN	\$ 45000
7	Soportes y ozas. maquina das para transmisión.		X	U.N.A.M.	\$ 44580
8	Tornillos de alta resistencia (10)	X		Casa del tornillo	\$ 40000
				Tiempo de ensamble: 3.4 (min)	\$ 1360
				TOTAL.	\$783190

LISTA DE PARTES DE ENSAMBLE.
 ENSAMBLE DE: TRANSMISION.

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

SOPORTES Y PIEZAS MAQUINADAS PARA LA TRANSMISION.

COSTO DE MATERIAL

NOMBRE DE LA PARTE	MATERIAL	MEDIDA	COSTO
Soporte de la reductora.	Placa de acero AISI 1020	6x 10 pulg.	\$6000
Soporte de la catarina	Tubo de acero ASTM 106	3/4x6 pulg.	\$2000
Taza del rodamiento	Acero 1040	7/8 pulg.	\$1500
Rodamiento de bolas	Mat. para rodamiento	No. B10 7/8	\$4830
Catarina reducida	Hierro gris ASTM 25	33dientes 50	\$19950
SUBTOTAL.			\$34280

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

PLACA DE ACERO PARA SOPORTE DE LA REDUCTORA.

TUBO DE ACERO PARA SOPORTE DE LA CATARINA.

COSTO DE FABRICACION

PROCESO DE MANUFACTURA MAQUINA EMPLEADA	TIEMPO DE MAQUINA (MIN)	LABOR DIRECTA	LABOR INDIRECTA	COSTO
Corte con exteccc Equino de corte	0.68		0.68	\$1098
Biselado placa Esmeril	6		6	\$2400
Barrenado placa Taladro vert.	0.52	0.52		\$208
Corte de tubo. Arco con segueta	0.34		0.34	\$136
Radios del tubo Presadora vert.	4		4	\$1600
Barrenado tubo Taladro vert.	0.26	0.26		\$104
Soldadura tubo Wag. sold. elec.	0.38	0.38		\$152
			SUBTOTAL	\$5688
			TOTAL	

TREN MOTRIZ

Labor de manufactura para: Flechas Motrices:

-Corte con sierra cinta:

Se efectuaron 4 cortes: $4 * 3$ [min.]

Costo = \$4880 pesos.

-Torneado de flechas:

Se tornearon 4 flechas: $4 * 3.75$ [min.] = 15 [min.]

Costo = \$8000 pesos.

-Barrenado de flechas:

Se efectuaron 8 barrenos: $8 * 0.13$ [min.] = 1.04 [min.]

Costo = \$416 pesos.

Tiempo y Costo de Ensamble.

-Se ensamblaron las flechas a las chumaceras por medio de 6 tornillos.

6 tornillos * 0.15 [min.] = 0.9 [min.]

Costo = \$360 pesos.

-Se ensamblaron las flechas a las juntas universales por medio de 8 tornillos.

8 tornillos * 0.15 [min.] = 1.2 [min.]

Costo = \$480 pesos.

-Se ensamblaron las flechas a las llantas por medio de 2 tornillos.

2 tornillos * 0.15 [min.] = 0.3 [min.]

Costo = \$120 pesos.

Tiempo Total de Ensamble: 2.4 [min.]

Costo Total de Ensamble: \$960 pesos.

Num.	Nombre de la parte	Compra.	Pabric.	Vendedor	Costo
1	Flechas (4)		X	U.N.A.M.	\$ 32162
2	Chumaceras (3)	X		S.K.F	\$ 96000
3	Juntas universales (2)	X		Spicer.	\$ 24000
4	Masas de rines (4)	X		Honda.	\$216000
5	Rines (4)	X		Honda.	\$ 87000
6	Llantas (4)	X		Dunlop.	\$192000
7	Camaras (4)	X		Hulera tornell	\$ 48000
8	Tornillos de alta resistencia. (16)	X		Casa del tornillo.	\$ 15000
				Tiempo de ensamble: 2.4 (min)	\$ 960
				TOTAL	\$927122

LISTA DE PARTES DE ENSAMBLE.
 ENSAMBLE DE: FREN MOTORIZ

III. 6 SISTEMA DE SEGURIDAD.

En este sistema, se presentan primero las tablas, de todo los elementos que conforman el sistema de seguridad, mencionando el lugar donde se compró y el costo de adquisición si la parte es comprada; si es fabricada, se presenta el costo del material y el costo de manufactura para cada pieza en otras tablas diferentes. Más adelante presentaremos un análisis del costo de manufactura que se llevó en la fabricación de cada pieza empleada.

SISTEMA DE SEGURIDAD.

Labor de manufactura para: Protecciones Laterales en Fibra de Vidrio.

Se fabricaron 2 cubiertas laterales: $2 * 15$ [min.] = 30 [min.]

Costo = \$12000 pesos.

-Corte con caladora:

Se efectuaron 8 cortes: $8 * 0.10$ [min.] = 0.8 [min.]

- Costo = \$320 pesos.

-Barrenado de las 2 cubiertas laterales:

Se efectuaron 14 barrenos: $14 * 0.13$ [min.] = 1.82 [min.]

Costo = \$728 pesos.

Labor de manufactura para: Protección Frontal en Fibra de Vidrio.

-Se fabrico 1 cubierta frontal $1 * 60$ [min.] = 60 [min.]

Costo = \$24000 pesos.

-Corte con caladora:

Se efectuaron 4 cortes: $4 * 0.10$ [min.] = 0.4 [min.]

Costo = \$160 pesos.

Labor de manufactura para: Protección Inferior de la Carrocería (piso)

-Corte con cizalla de lámina:

Se efectuaron 12 cortes: $12 * 0.13$ [min.] = 1.56 [min.]

Costo = \$624 pesos.

Labor de manufactura para: Pared Cubrefuego.

-Corte con cizalla de lámina:

Se efectuaron 6 cortes: $6 * 0.13$ = 0.78 [min.]

Costo = \$312 pesos.

Labor de manufactura para: Guardas del Tren Motriz.

-Corte de lámina con cizalla.

Se efectuaron 4 cortes: $4 * 0.12$ [min.] = 0.48 [min.]

Costo = \$192 pesos.

-Barrenado de la lámina.

Se efectuaron 6 barrenos: $6 * 0.13$ [min.] = 0.78 [min.]

Costo = \$312 pesos.

-Corte con cizalla de la malla.

Se efectuaron 8 cortes: $8 * 0.12$ [min.] = 0.96 [min.]

Costo = \$384 pesos.

-Soldadura de las mallas con la lámina. 1 malla = 25 [pul.] soldadas

$25 * 2$ mallas = 50 [pulg.] soldadas; $50 * 0.19$ [min.] = 9.5 [min.].

Costo = \$3800 pesos.

Tiempo y Costo de Ensamble.

-Se usaron 14 remaches para ensamblar las 2 cubiertas laterales.

$14 * 0.15$ [min.] = 2.1 [min.]

Costo = \$840 pesos.

-Para la protección frontal esta se ensambla a presión a la estructura.

$1 * 0.15$ [min.] = 0.15 [min.]

Costo = \$60 pesos.

-Soldadura del piso a la estructura, 3 uniones.

1 placa = 9.3 [pulg.] soldadas; $3 * 9.3 = 28$ [pulg.] soldadas.

$28 * 0.19$ [min.] = 5.32 [min.]

Costo = \$2128 pesos.

-Se remacho a las abrazaderas la pared cubrefuego con 10 remaches.

10 remaches * 0.15 [min.] = 1.5 [min.]

Costo = \$600 pesos.

-Se remacho las guardas a la estructura con 5 remaches.

5 remaches * 0.15 [min.] = 0.75 [min.]

Costo = \$300 pesos.

-Se ensamblaron las protecciones acojinadas y las redes laterales manualmente

5 64 metros de protecciones * 0.15 [min./mts.] = 0.846 [min.]

Costo = \$338.4 pesos.

-Se ensamblaron los cinturones de seguridad efectuandose 4 barrenos de los soportes de los cinturones de seguridad:

4 barrenos * 0.13 [min.] = 0.52 [min.]

Costo = \$208 pesos.

-Se ensamblaron 4 tornillos para los cinturones de seguridad:

$4 * 0.15$ [min.] = 0.60 [min.]

Costo = \$240 pesos.

-Se ensambla el interruptor de encendido a la estructura:

Se efectua por medio de un barreno a la estructura.

1 barreno * 0.13 [min.] = 0.13 [min.]

Costo = \$52 pesos.

-Se ensambla 1 tuerca del interruptor de encendido:

1 tuerca * 0.15 [min.] = 0.15 [min.]

Costo = \$60 pesos.

-Se ensambla el soporte del extinguidor al piso:

2 barrenos * 0.13 [min.] = 0.26 [min.]

Costo = \$104 pesos.

2 remaches * 0.15 [min.] = 0.60 [min.]

Costo = \$120 pesos.

Tiempo Total de Ensamble: 12.7 [min.]

Costo Total de Ensamble :\$560.4 pesos.

Num.	Nombre de la parte	Compra.	Fabric.	Vendedor	Costo
1	Carrocería y pared cubrefuego		X	U.N.A.M.	\$134326
2	Guardas		X	U.N.A.M.	\$ 19788
3	Protecciones de la cabina y redes laterales.	X		Plásticos para bolsa.	\$ 8800
4	Cinturones de seguridad.	X		Joe Gregory Motorcycle.	\$ 24288
5	Interruptor de encendido.	X		Distelle S.a.	\$ 1800
6	Casco de motociclismo.	X		Joe Gregory Motorcycle.	\$180000
7	Extintidor y sonorte.	X		Accesorios Industriales.	\$ 24000
8	Abrazaderas (15) Remaches (20)	X		Casa del Tornillo.	\$ 2100
9	Tornillos de alta resistencia Gr.5 (4)	X		Casa del Tornillo.	\$ 6684
				Tiempo de ensamble: 12.7 (min)	\$ 5560
				TOTAL	\$245346

LISTA DE PARTES DE ENSAMBLE.
 ENSAMBLE DE: JINERA DE SEGURIDAD.

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA:

CARRICERIA Y ARBO CUBREFUEGO.

COSTO DE FABRICACION

PROCESO DE MANUFACTURA MAQUINA EMPLEADA	TIEMPO DE MAQUINA (MIN)	LABOR DIRECTA	LABOR INDIRECTA	C. TO
Moldeo de F.V. Prot. Lat. manualmente	30		30	\$12000
Corte de Prot. Laterales. Caladora.	0.8		0.8	3 320
Barrenado C.L Taladro.	1.82		1.82	\$728
Moldeo de F.V Prot. Front.	60		60	\$24000
Corte Prot. Front. Caladora	0.4		0.8	3 160
Corte Piso. Cizalla.	1.56		1.56	\$ 624
Corte cubrefuego Cizalla	0.78		0.78	3 312
SUBTOTAL				\$38144
TOTAL				\$134325

LISTA DE PARTES FABRICADAS PARA

LAS GUARDAS DEL TREN MOTRIZ.

COSTO DE MATERIAL.

NOMBRE DE LA PARTE	MATERIAL.	MEDIDA	COSTO
Cubierta superior de la guarda	Lámina de acero 0.06 vulg	250 vulg ²	\$8000
Cubierta lateral de la guarda (2)	Malla de acero	375 vulg ²	\$7100
SUBTOTAL.			\$15100

MISCELANEO S

Labor de manufactura para: Soportes del Asiento.

-Soldadura de ensamble de los soportes:

1 soporte = 2 [pulg.] soldadas; 2 * 4 soportes = 8 [pulg.] soldadas.

8 * 0.19 [min.] = 1.52 [min.]

Costo = \$608 pesos.

Tiempo y Costo de Ensamble:

-Se ensamblaron 4 tornillos para fijar el asiento a la estructura.

4 tornillos * 0.15 [min.] = 0.60 [min.]

Costo = \$240 pesos.

-Se pinto el automóvil con pistola y compresora:

1 automóvil * 40 [min.] = 40 [min.]

Costo = \$ 16000 pesos

Tiempo Total de Ensamble: 42.13 [min.]

Costo Total de Ensamble: \$16648 pesos.

MISCELANEOS

COSTO DE MATERIAL.

NOMBRE DE LA PARTE	MATERIAL.	MEDIDA	COSTO
Asiento conductor	Fibra de vidrio Hule espuna Vinil		\$79000
SUBTOTAL.			379000

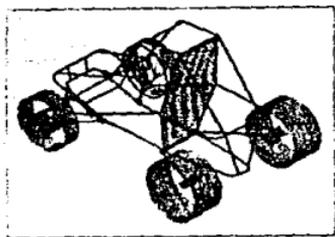
COSTO TOTAL DEL AUTOMOVIL

SISTEMA	COSTO
ESTRUCTURA	\$ 227461
SUSPENSION	\$ 312919
DIRECCION	\$ 562664
FRENOS	\$ 359806
TRANSMISION	\$ 2202864
SEGURIDAD	\$ 245364
MISCELANEOS	\$ 148248
TOTAL	\$ 4059326

**DISEÑO Y FABRICACION DE UN AUTOMOVIL
TUBULAR PARA TODO TIPO DE TERRENO**

CAPITULO IV

EVALUACION DEL AUTOMOVIL



IV.- EVALUACION DEL AUTOMOVIL

El punto cumbre en cualquier proyecto, ya sea tanto ingenieril o de cualquier indole, es aquel donde se pueda poner en funcionamiento y a prueba dicho proyecto; De esta manera se puede conocer si las metas y los objetivos que se pretendieron con el diseño y fabricación del proyecto se alcanzaron, o no se cumplio con lo establecido al inicio de éste.

Cada proceso tiene su evaluación; Si diseñamos un puente, la manera de evaluar este proyecto tiene sus propias características y funciones que debe de cumplir de acuerdo a diferentes normas ya establecidas. ¿ Como evaluamos un automóvil ?, la respuesta a esta pregunta puede variar de acuerdo a ¿ Quien ? y ¿ Como ? va evaluar el automóvil. Se podría pensar que si el automóvil camina, esta bien fabricado, pero hay que evaluar otras cosas importantes con respecto a todos los sistemas del mismo.

La forma de evaluar el automóvil que se diseño y fabricó, fué en una competencia de ingeniería a nivel estudiantil que organiza la sociedad Americana de Ingenieros Automotrices (S A E), en los Estados Unidos.

La sociedad de ingenieros automotrices S.A.E., (Society of Automotive Engineers) es el organismo rector de la industria automotriz en los Estados Unidos de América. Esta sociedad se encarga de dictar las normas para el diseño y construcción de automóviles.

S.A.E. Organiza competencias anuales, donde los estudiantes pueden mostrar su capacidad creadora en concursos de automóviles de recreo, de carreras, de alto rendimiento de combustible y otros.

Una de las metas que se propuso al inicio del proyecto fué competir en el concurso denominado "Mini-Baja S.A.E. Midwest 1991", celebrado del 31 de Mayo al 2 de Julio de 1991, en Columbus Ohio, en los Estados Unidos, como prueba definitiva para nuestro automóvil.

La competencia Mini-Baja tiene como propósito fundamental, que los estudiantes de Ingeniería formen equipos de trabajo para desarrollar un proyecto ingenieril completo y real. Sirve para que los futuros ingenieros pongan a prueba su capacidad para organizar, planear, diseñar, construir, probar, y competir con equipos de otras universidades mostrando resultados de un proyecto real.

Para tal propósito, el concepto general que se adopta en la competencia, es que cada equipo debe competir con los demás equipos para lograr que su diseño sea elegido como el mejor y pueda ser fabricado en serie. Cada equipo debe diseñar y producir un prototipo para ser evaluado.

El automóvil debe ser capaz de resistir el correr por terrenos muy escabrosos sin sufrir daños, debe ser seguro, maniobrable y de fácil mantenimiento.

El objetivo de cada equipo es que su prototipo integre el mayor número de ventajas y el mejor equilibrio económico posible.

El automóvil prototipo de cada equipo, es juzgado en diferentes categorías estáticas: Ingeniería de diseño, seguridad, costo y presentación del diseño. Los diseñadores asumen que presentan su prototipo a la administración de una empresa, quien decidirá si es elegible para producirse o no. El rendimiento del automóvil será medido por una serie de eventos diseñados para evaluar la habilidad del automóvil para acelerar, parar, girar, subir y resistir el servicio pesado.

Las pruebas a las que se somete el automóvil son: Aceleración, velocidad máxima, frenado, maniobrabilidad, patinaje, fuerza, tracción y dos horas de resistencia sobre una pista con toda clase de trampas y obstáculos.

En seguida se presenta el objetivo y concepto de cada una de las pruebas a que se somete el automóvil.

PRUEBAS ESTATICAS:

Evento de presentación.

Sirve para evaluar la habilidad del equipo para presentar su automóvil al cliente o a la directiva. Se evalúa la organización, el contenido y el manejo de la presentación técnica. El equipo con la mejor presentación ingenieril gana el evento. Uno o más miembros del equipo hacen la presentación. El tiempo permitido son 6 minutos. La presentación debe contener los puntos más importantes y diseños de innovación del automóvil.

Es una prueba es una de las más importantes desde el punto de vista comercial, ya que el Ingeniero además de conocer las ventajas de su producto debe tener la capacidad para poderlo comercializar o vender.

Evento de Ingeniería de diseño.

Aquí se evalúa el diseño del automóvil tomando en cuenta la estética, la estructura, la facilidad para producirse y las innovaciones técnicas. En la estética se evalúa la calidad del diseño y la fabricación. Para la estructura se toma en cuenta el diseño apropiado de los miembros que reciben las cargas y el uso de cojinetes adecuados.

Al evaluar la facilidad de producción se considera el uso de partes y elementos estandarizados, la simplicidad de la construcción y los métodos tradicionales de manufactura. En las innovaciones se toman en cuenta el uso de nuevos conceptos en el diseño y procesos de manufactura del automóvil.

Al presentar el automóvil en este evento, se pudo observar el interés del jurado y de los demás competidores por las innovaciones tanto de suspensión como del diseño en general, y la forma en que se puede comercializar el automóvil.

Evento de seguridad.

Se inspecciona el automóvil para confirmar que cumple las normas mínimas de seguridad (Capítulo incluido en el trabajo). Los automóviles que no cumplen los requisitos son rechazados para que sean modificados . En caso de no cumplir aún, el automóvil no puede competir en ninguna prueba dinámica.

El hecho de construir un automóvil, implica que además de transportar a los usuarios, estos deben de viajar siempre con la máxima seguridad posible; Y así confirmar que se puede utilizar como una alternativa de solución de transporte seguro y eficaz en nuestro país.

Evento de costos.

Para calificar esta prueba se prepara un reporte de costos que incluye cada una de las partes que conforman el automóvil, cada sistema, cada tuerca, cada tornillo, etc.- La calificación es conformada por cuatro partes; el 25% lo determina el costo total presentado en el reporte. Otro 25% es el costo total que un grupo de Ingenieros en manufactura determina al inspeccionar el automóvil, basándose en su experiencia. El tercer 25% lo dicta el precio de venta que es determinado por un equipo de profesionales en planeación de productos. El cuarto 25% se obtiene al evaluar la calidad del reporte, que debe convencer que el costo es adecuado y está bien analizado.

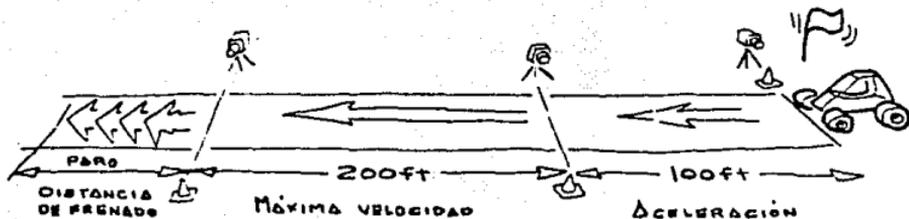
Este evento sirve para evaluar la habilidad del equipo para preparar un reporte de costos ingenieril y confiable del proyecto. De esta manera, se puede comprobar que el automóvil puede ser fabricado en serie a un costo aceptable y puede ser una alternativa de transporte de fácil adquisición para los usuarios.

PRUEBAS DINAMICAS

Evento de aceleración, velocidad máxima y frenado.

Las tres pruebas son evaluadas en la misma carrera. La pista es plana y recta. En los primeros 100 pies se determina la aceleración que es capaz de desarrollar el automóvil, a partir de ésta marca hasta los 200 pies, se mide la velocidad máxima desarrollada, al término del tramo se aplican los frenos, midiendo la distancia en que se detiene.

En este evento se pueden observar las características de movimiento del automóvil, ya que para poderlo comercializar y saber su funcionalidad para la ciudad o cualquier tipo de terreno es importante conocer las condiciones de velocidad, frenado y aceleración óptimas desarrolladas por el automóvil.

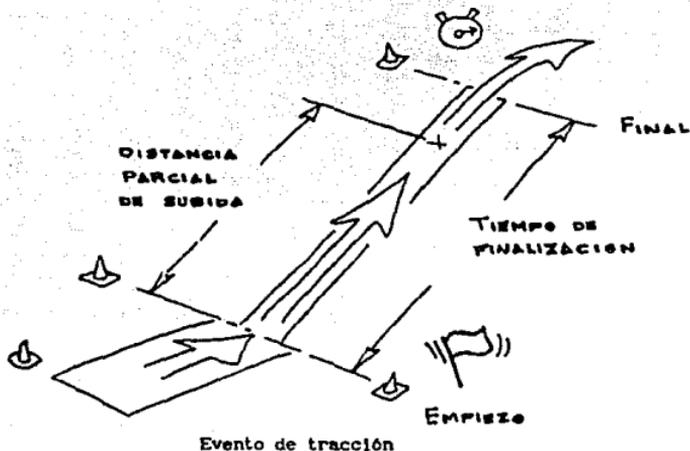


Evento de aceleración, frenado y velocidad máxima

Evento de tracción.

Sirve para probar la fuerza de adherencia obtenida entre las llantas y la carretera; y para evaluar la habilidad del coche para mantener las ruedas de mando en contacto con la pista, que es una montaña de tierra de 30 pies de altura con una inclinación de 45 grados. El equipo que suba en el tiempo menor gana el evento.

Si el automóvil es una alternativa de solución del transporte en cualquier tipo de terreno, es necesario que éste se enfrente sin dificultad a obstáculos como colinas, baches, pendientes etc. Ya que todavía en la ciudad de México existen caminos o veredas con características similares a este evento.



Evento de maniobrabilidad.

Es para determinar si el automóvil es capaz de rodar por una pista con curvas muy cerradas, acelerar rápidamente, realizar frenados precisos y giros rápidos, la prueba es contra reloj.

En este evento se puede observar la respuesta del sistema de dirección empleado, además de verificar que el automóvil es de fácil manejo y que puede circular sin presentar problemas en espacios reducidos a velocidades considerables sin importar el tipo de terreno.

Evento de fuerza.

Sirve para probar la potencia en baja velocidad o fuerza del automóvil. Se utiliza un dispositivo que tiene sobre sí un peso móvil y un cuchilla a modo de arado. El automóvil jala el dispositivo y el

Evento de resistencia.

Es una carrera de dos horas de duración sobre una pista con rampas, curvas cerradas, curvas con salto, curvas con peralte invertido, hoyos, trampas de lodo, de rocas, vibradores y otros obstáculos.

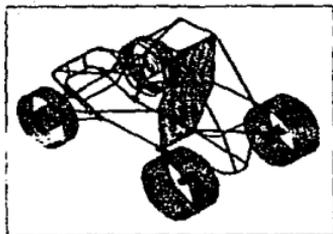
La prueba sirve para evaluar la resistencia del automóvil sometido a trabajo pesado constante. El automóvil que más vueltas complete sobre la pista es el vencedor. Este es el evento que más peso tiene sobre la competencia.

Al someter el automóvil a este tipo de evento se puede observar el funcionamiento en conjunto de todos los sistemas con que éste cuenta; Además de comprobar la versatilidad, la potencia y la resistencia para los cuales fue diseñado.

**DISEÑO Y FABRICACION DE UN AUTOMOVIL
TUBULAR PARA TODO TIPO DE TERRENO**

CAPITULO V

RESULTADOS Y CONCLUSIONES



V.- RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos en la serie de pruebas, demuestran el buen nivel de capacidad que tenemos los estudiantes universitarios para realizar proyectos. En general todos los sistemas del automóvil funcionaron tal como se había previsto.

El sistema de suspensión delantera fué uno de los sistemas que mejor funcionó al igual que el sistema de dirección; el acoplamiento entre estos dos sistemas resultó como se esperaba, eficiente, tanto del amortiguamiento y confort del conductor, así como el control de la dirección en cualquier circunstancia, destacando que ambos sistemas no sufrieron ningún deterioro a lo largo de las pruebas. la suspensión delantera absorbió los impactos como se esperaba, en la dirección la respuesta volante-ángulo de giro, funcionó dando la precisión y rapidez de respuesta como se había predispuesto en el diseño, además de que estos sistemas son sencillos y de fácil instalación.

Otro de los sistemas que cumplió con su objetivo fué la estructura del automóvil, dando facilidad de sujeción a todas las distintas partes que conforman el automóvil, además de dar la visibilidad y seguridad al conductor que es una de las funciones primordiales de este sistema.

En la parte de transmisión,⁴ tuvimos algunos problemas para la instalación de las partes que se adquirieron de medio uso, también otro problema que se presentó, fué el de adaptar las

características de potencia y velocidad deseadas, obtenidas durante el diseño al acoplamiento del motor con el transeje; se resolvieron los problemas cambiando algunas partes además de hacer reparaciones y cambios mecánicos en las mismas, uno de los cambios principales fué el cambio de la banda de transmisión de potencia.

Los neumáticos cumplieron su cometido de estabilidad y no patinaje durante el evento de pruebas.

El sistema de frenos no cumplió como se esperaba, por problemas de colocación de algunos elementos de los otros sistemas (suspensión trasera), pero finalmente se realizaron cambios para el buen funcionamiento de los frenos.

la suspensión trasera no cumplió satisfactoriamente su función debido a suposiciones incorrectas y condiciones mal tomadas, esto finalmente restó funcionalidad al automóvil en las pruebas que se realizaron , pero finalmente se rediseño para corregir, y tener el un buen funcionamiento que se había previsto.

Conociendo los resultados de las pruebas que se realizaron en el automóvil, podemos mencionar las siguientes conclusiones:

- Es un prototipo de automóvil realizado en el país, de fácil manufactura, con buena seguridad y que se puede fabricar a un costo menor en comparación con otros automóviles. Lo que podría ser una gran alternativa para la transportación en nuestro país.

- Es un prototipo capaz de circular por pequeñas brechas y veredas, e inclusive por montañas y pendientes por su buena distribución de potencia y velocidad.

- Es un prototipo de fácil mantenimiento por que solamente tiene un pequeño motor de un piston, los sistemas que constituyen el automóvil son muy sencillos y con menor número de elementos por sistema que otros automóviles ; es de fácil manejo, monoplaza para evitar espacios inecesarios y con grandes posibilidades de comercialización.

Así podemos decir que los objetivos establecidos al iniciar el proyecto se cumplieron satisfactoriamente para los integrantes que participaron en el mismo.

Por otro lado, cabe mencionar que en la realización de este proyecto se aplicaron en gran parte los conocimientos adquiridos a lo largo de la formación académica impartida dentro de las instalaciones de la facultad. Resaltando el trabajo multidisciplinario, de organización, planeación, diseño, manufactura y evaluación económica que son las bases fundamentales para el desarrollo en la vida profesional de un Ingeniero.

Comentarios:

Para nosotros es importante mencionar varios puntos como recomendaciones para la realización de proyectos, basandonos en la experiencia que obtuvimos en la realización del automóvil.

En todo proyecto el tiempo de realización se debe distribuir adecuadamente; Se tiene que dar un tiempo a todo: planear, diseñar, fabricar, probar, rediseñar y ajustar. Mencionamos esta parte por que nosotros nos enfrentamos con varios contratiempos para terminar el prototipo por mala distribución de tiempo de diseño y fabricación, y por consiguiente perdimos calidad de fabricación y ajuste al término del automóvil.

Al integrar las personas que van a participar en la realización del proyecto, estas tienen que estar concientes del papel que deben de tomar, además de conocer y aceptar las responsabilidades y sacrificios que esto va traer consigo y de trabajar fuerte en una actividad multidisciplinaria para una buena calidad del proyecto realizado.

Es importante utilizar todas las herramientas modernas con que cuenta el diseño y fabricación mecánico. En nuestro caso, la Facultad cuenta hoy en día con equipos nuevos de manufactura controlados por computadora, además de paquetes de dibujo mecánico que facilitan toda labor de diseño y que los alumnos deben de aprovechar a su máxima capacidad.

Recordar que ningún proceso es perfecto, siempre hay retroalimentación y probabilidades de mejora.

También hay que tener en cuenta que los modelos utilizados son aproximaciones teóricas que acarrear pequeños errores, por tanto la experiencia es muy importante, y hay que tener comunicación constante

con la gente que posee experiencia para facilitar o mejorar nuestros diseños y proyectos.

Queremos hacer notar que este es el primer contacto que tenemos con la ingeniería al término de nuestros estudios, y que nos enorgullesse haber realizado este automóvil por que fuera de neumáticos, rines, volante, asiento, motor, transeje y diferencial todo lo demás fué diseñado y fabricado por nosotros en la Universidad.

ICHIPOCA 1991.

OBRAS CONSULTADAS.

- " Anuario Estadístico" 1989

Secretaría de Comunicaciones y Transportes.

- " Programa Integral Contra La Contaminación Atmosférica De La Zona Metropolitana De La Ciudad de México" Octubre de 1990.

S.E.D.U.E.

- Marks ; "Manual de Ingenieros Mecánicos"

Agosto 1967 ; Mc. Graw Hill.

- Shigley, Joseph E. ; "Diseño en Ingeniería Mecánica"

Octubre, 1985 ; Mc. Graw Hill.

- Beer, Ferdinand P. ; "Mecánica de Materiales"

Enero, 1982 ; Mc. Graw Hill.

- P. Beer and Johnston ; "Mecánica vectorial para Ingenieros"

Abril, 1973 ; Mc. Graw Hill.

- C. Ordoñez R. Robledo ; "Aerodinámica"

1983 ; UTEHA

- Fernandez Pinto ; "Diccionario Ilustrado de Automovilismo"

1972 ; Técnica Popular.

- Charlateaux Marcel ; "Suspensión y Dirección en Automoviles,
Serie Técnica del Automóvil No. 7".
1979 ; Marcombo
- Chilton-Limusa ; "Manual De Reparación de Automoviles 1976-83"
1985 ; Limusa.
- "El Libro del Automovil"
1980 ; Reader's Digest México , S.A.
- Savasta, Robert R. ; "Motor auto repair 82 - 88"
1989 ; Hearst Books/Bussiness Publishing Group.
- Toboldt Williamk. ; "Automotrix. Manual de Reparaciones
Automotrices"
1982 ; Linael/Cleworth.
- Szczepaniak, Cezary ; "Fundamentos de Diseño de Automoviles"
1980 ; E. Continental.
- Ministerio del Ejercito y Fuerza Aerea de EE. UU. de A. ;
"Manual de Automoviles y Vehículos Motorizados"
Marzo, 1980 ; CECSA.
- Turner Alan F. ; "Motorcycle and ATV Repair Manual 45- 85"
1986, Chilton Book Co.

- Ed. Scott. Honda ; "Odyssey- 1977-1984, Service, Repair
Performance"

April 1984, Clymer Publications.

- J. Saldivar Olague ; "Proyecto de un Automóvil"

1992, U. N. A. M. ; Tesis Profesional.