



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO, MANUFACTURA Y PRUEBAS
DE UN VEHICULO MONOPLAZA

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A N:

ALBERTO ALFONSO DOMINGUEZ GOMEZ

EDMUNDO GUZMAN CORTES

ULISES RODRIGUEZ HIGUERA

DIRECTORES:

ING. UBALDO EDUARDO MARQUEZ AMADOR
M.I. MIGUEL ANGEL CRUZ MORALES



MEXICO, D F.

1995

FALLA DE ORIGEN

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

AGRADECIMIENTOS:

DAMOS GRACIAS A NUESTRA ALMA MATER,
LA UNIVERSIDAD NACIONAL; LA CUAL NOS BRINDO
LAS BASES NECESARIAS PARA SALIR ADELANTE
EN NUESTRA VIDA PROFESIONAL Y PERSONAL.

DAMOS GRACIAS AL EXCELENTE PERSONAL DOCENTE
QUE TIENE LA FACULTAD DE INGENIERIA, EN ESPECIAL
AL ING. UBALDO MARQUEZ A., AL ING. MIGUEL A. CRUZ M.,
AL ING. JESUS RODRIGUEZ C., AL ING. JOSE SALDIVAR O. Y AL
DR. JOSE L. FERNANDEZ Z. QUIENES DE MANERA
INCONDICIONAL CONFIARON EN NOSOTROS Y NOS
AYUDARON A REALIZAR ESTE PROYECTO, COMPARTIENDO
CON NOSOTROS SUS EXPERIENCIAS Y CONOCIMIENTOS,
PERO SOBRE TODO, SU SINCERA AMISTAD.

DAMOS GRACIAS A TODAS LAS PERSONAS E INSTITUCIONES
QUE NOS APOYARON EN TODO MOMENTO, ESPECIALMENTE A
LA SRA. DARLENE HERNANDEZ Y FAM., GÜNTHER'S AUTOMOTRIZ,
MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ, INSTITUTO DE INGENIERIA
Y HAM, PROFESIONALES EN INFORMATICA,ASI COMO A TODO
EL PERSONAL DEL DEPARTAMENTO DE INGENIERIA
MECANICA DE LA FACULTAD DE INGENIERIA DE LA UNAM.

ALBERTO, EDMUNDO Y ULISES.
EQUIPO *PUMACEJ*

AGRADECIMIENTOS:

GRACIAS A DIOS, POR PERMITIRME VIVIR Y
DISFRUTAR DE LA VIDA RODEADO DE PERSONAS
MARAVILLOSAS.

GRACIAS A MIS PADRES, QUIENES ME HAN APOYADO
INCONDICIONALMENTE CON SU CARIÑO, COMPRENSION Y
AMISTAD, ENSEÑANDOME EL CAMINO DE LA SUPERACION
Y EL RESPETO HACIA MIS SEMEJANTES.

GRACIAS A MIS HERMANOS Y SOBRINOS, POR SU CONFIANZA Y
ALEGRIA QUE SIEMPRE ME ESTIMULO PARA SEGUIR AVANZANDO
EN MIS METAS.

GRACIAS A MI ABUELA, TIOS Y PRIMOS, QUIENES SIEMPRE
ME ANIMARON Y APOYARON EN TODO.

GRACIAS A MIS HERMANOS ARTURO, MIGUEL, ULISES,
EDMUNDO Y CARLOS, QUIENES PUSIERON LO MEJOR DE
SI PARA LLEVAR A CABO ESTE PROYECTO, COMPARTIENDO
ALEGRIAS, TRISTEZAS, TRIUNFOS Y DERROTAS EN TODO
MOMENTO.

GRACIAS A MARU, QUIEN SUPO AGUANTAR EL TRABAJO Y
LAS PERIPECIAS DE UN SUEÑO; IMPULSANDOME Y ANIMANDOME
CON SU CARIÑO Y COMPRENSION A SEGUIR ADELANTE.



ALBERTO.

AGRADECIMIENTOS:

A MIS PADRES QUE MA HAN ENSEÑADO QUE LA FE, LA CONFIANZA, EL TRABAJO Y LA HUMILDAD SON LA ESCENCIA DEL SER. GRACIAS.

A MI HERMANA ALEJANDRA POR SU VALIOSO APOYO EN TODO MOMENTO.

A JUAN CARLOS Y ADRIANA QUE JUNTO CON SAMUEL, BARBARA, REBECA Y SARA ME HAN ENSEÑADO LA IMPORTANCIA DE REIR Y CANTAR EN LOS MOMENTOS DIFICILES.

A ABUELOS QUE FOMENTARON MI CREATIVIDAD.

A MARIA DE JESUS QUE ME HA MOTIVADO CON SU CONFIANZA Y CARIÑO.

A MIS HERMANOS ALBERTO, ARTURO, MIGUEL, CARLOS Y ULISES, QUE SON MAS QUE UN EQUIPO SON PUMACEJ.

A MIS DOS GRANDES FAMILIAS MIS TIOS, PRIMOS Y SOBRINOS Y MIS AMIGOS, QUE HAN CONTRIBUIDO A MI FORMACION PROFESIONAL.



EDMUNDO.

AGRADECIMIENTOS:

A MIS PADRES DANIEL Y SUSANA, QUIENES SEMBRARON EN MI LA SEMILLA DEL ESTUDIO Y LA DEDICACION Y ME APOYARON INCONDICIONALMENTE DURANTE MIS ESTUDIOS.

A MIS HERMANOS NITZA, YOATZIN Y YURITZI, POR SU CARÍÑO Y APOYO A LO LARGO DE MI CARRERA.

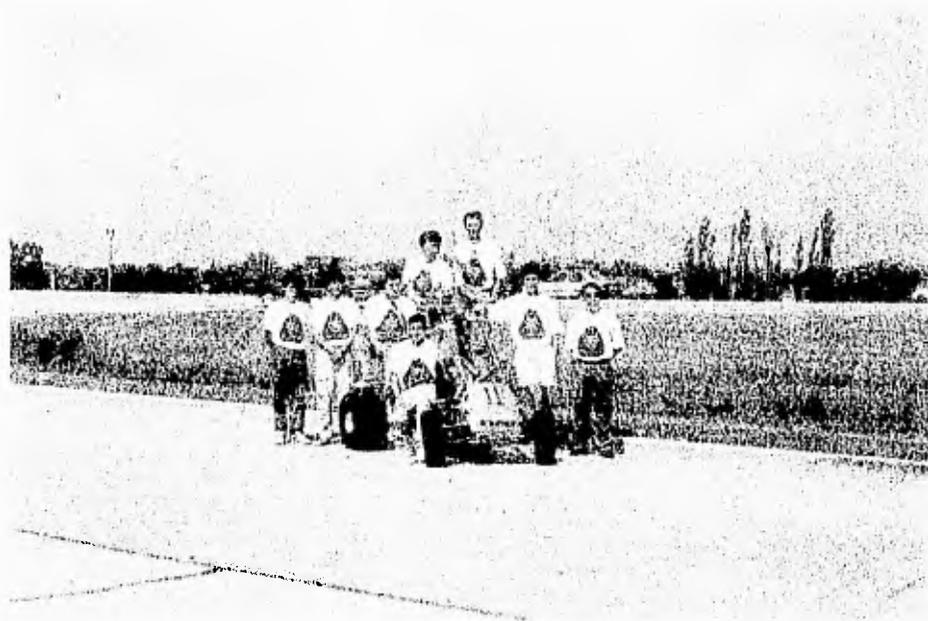
A MIS TIOS RODOLFO Y SERGIO HIGUERA POR SUS ENSEÑANZAS, SU PACIENCIA Y SU COMPRESION.

A MI ESPOSA MARIA ELENA, QUIEN CON SU AMOR ME MOTIVO E HIZO QUE BRILLARA EN MI UNA NUEVA LUZ, Y CON SU CARÍÑO Y RESPETO ME DIO LA OPORTUNIDAD DE DESARROLLARME Y CONCLUIR ASI MI FORMACION PROFESIONAL.

A MI ABUELA, TIOS, PRIMOS Y DEMAS FAMILIARES, QUIENES SIEMPRE ESTUVIERON PRESENTES AUN EN LOS MOMENTOS DIFICILES A FAVOR DE MI CRECIMIENTO HUMANO.

AL EQUIPO PUMACEJ, QUE MAS QUE UN GRUPO DE AMIGOS FORMA CONMIGO UN GRUPO DE HERMANOS, A LOS CUALES AGRADEZCO LA OPORTUNIDAD QUE ME DIERON DE REALIZAR EL PROYECTO MINIBAJA, ENTRE OTROS.

ULISES.



Hay que vencer la

tentación de tener

siempre más, lo mejor

es preocuparse por

ser siempre más.

PUSCUEJ

INDICE.

INTRODUCCION	1
Capítulo 1.- TREN MOTRIZ	4
1.1. INTRODUCCION	4
1.2. DEFINICION DE TRANSMISION	6
1.3. TIPOS DE TRANSMISIONES	7
1.4. CLASIFICACION DE LAS TRANSMISIONES	7
Tracción trasera	8
Tracción delantera	10
Tracción total	12
1.5. ELEMENTOS DE UNA TRANSMISION	13
El embrague	13
Caja de cambios	18
Convertidores de par	24
El diferencial	25
Elementos motrices de acoplamiento	27
1.6. TRANSMISION CONTINUAMENTE VARIABLE (CVT)	30
Selección de un CVT	33
Características de un CVT	34
1.7. DISEÑO DE LA TRANSMISION DEL PROTOTIPO	35
Capítulo 2.- SUSPENSIONES	45
2.1. INTRODUCCION	45
2.2. DEFINICION DEL SISTEMA DE SUSPENSION	45
2.3. ELEMENTOS QUE CONFORMAN EL SIST. DE SUSPENSION	46
2.4. COMPORTAMIENTO DEL SIST. DE SUSPENSION	46
Suspensión delantera	47
Suspensión trasera	53
2.5. TIPOS DE SUSPENSIONES	54
Tipos de suspensiones delanteras	54
Tipos de suspensiones traseras	57
2.6. SELECCION DEL SIST. DE SUSPENSION DELANTERO	60
2.7. DISEÑO DE LA GEOMETRIA DE LA SUSP. SELECCIONADA	61
2.8. SELECCION DEL SIST. DE SUSPENSION TRASERO	68
2.9. DISEÑO DE LA GEOMETRIA DE LA SUSP. SELECCIONADA	69
2.10. CARACTERISTICAS DE LAS SUSPENSIONES SELECCIONADAS	72
Centro de giro de la suspensión	72
Angulo Camber seleccionado	73
Angulo Caster seleccionado	73
Cálculo del resorte y amortiguador utilizados en el prototipo	73
Selección de partes y elementos constituyentes de los sistemas de suspensión del prototipo	74

Capítulo 3.- SISTEMA DE DIRECCIÓN	75
3.1. INTRODUCCION	75
3.2. DEFINICION DEL SISTEMA DE DIRECCION	75
3.3. ELEMENTOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE DIRECCION	75
3.4. COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA DE DIRECCION	76
3.5. TIPOS DE SISTEMAS DE DIRECCION	78
3.6. SELECCION DEL TIPO DE DIRECCION EMPLEADO EN EL PROTOTIPO	82
3.7. DISEÑO DE LA GEOMETRIA DEL SIST. DE DIRECCION	83
3.8. SELECCION DE LAS PARTES DEL SIST. DE DIRECCION	86
Capítulo 4.- ESTRUCTURA DE UN VEHICULO TUBULAR	89
4.1. INTRODUCCION	89
4.2. EL CHASIS	89
4.3. DIFERENTES TIPOS DE ESTRUCTURAS TUBULARES	94
Chasis de Tubos Gemelos o Paralelos	94
Chasis Multitubular	95
Chasis por bastidor	97
4.4. DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA PARA UN VEHICULO TUBULAR	98
4.5. ANALISIS DE LA ESTRUCTURA POR ELEMENTO FINITO (I/FEM) ...	105
Capítulo 5.- CARROCERIA	116
5.1. INTRODUCCION	116
5.2. CARROCERIA	116
5.3. TIPOS DE CARROCERIA	118
Carrocerías de fibra de vidrio y de carbono	118
Carrocerías de aluminio	120
5.4. LA AERODINAMICA DE UN VEHICULO	121
5.5. DISEÑO DE UNA CARROCERIA PARA UN VEHICULO TUBULAR	125
CONCLUSION	132
APENDICE A	134
APENDICE B	142
APENDICE C	145
BIBLIOGRAFIA	149

INTRODUCCION.

Desde que el hombre apareció en la Tierra, tuvo la necesidad de satisfacer diferentes necesidades, esto lo llevó a cabo resolviendo los problemas que se le fueron presentando en el transcurso de su evolución, creando utensilios y artefactos que le sirvieran como herramienta para simplificar el trabajo. Así por ejemplo, descubrió que con diferentes elementos como la rueda y la palanca podía crear vehículos que le ayudaron a transportar sus pertenencias de una forma más rápida y sin esforzarse tanto.

La misma evolución lo llevó a formar sociedades y a crear códigos y normas para simplificar y unificar los diferentes dispositivos que se iban creando, a tal grado que surgió la necesidad de formar individuos que se dedicaran a estudiar y realizar la mencionada estandarización. Es así como surge la Ingeniería, que apoyándose en otras ciencias como la Física se encarga de estudiar los problemas y necesidades de la sociedad, proponiendo diferentes soluciones, analizándolas y seleccionar la óptima de acuerdo a una metodología bien establecida.

Cabe mencionar que esta noble profesión tiene varios principios fundamentales y uno de ellos de gran importancia actual es evaluar y verificar que se cause el menor deterioro posible a la naturaleza y al medio ambiente; esto es, el Ingeniero debe tomar los elementos que brinda la naturaleza, transformarlos para el bienestar y satisfacción de la sociedad y lo más importante, reciclar los satisfactores que han cumplido con su cometido y que después de un tiempo han caducado para reintegrarlos a la misma naturaleza y que ésta no se vea ni alterada ni destruida.

Precisamente una de las materias que estudia la Ingeniería es el transporte. En la siguiente tabla podemos ver el incremento del tránsito vehicular en la Ciudad de México en el periodo de 1980 a 1993.

AUTOMOVILES

AÑO	DE ALQUILER	PARTICULARES
1980	117,112	4,124,279
1981	135,847	4,591,379

1982	135,329	4,624,511
1983	147,896	4,563,343
1984	152,907	4,802,130
1985	157,870	5,102,434
1986	178,686	5,000,708
1987	194,746	5,117,696
1988	214,349	5,569,122
1989	249,257	5,942,448
1990	283,509	6,523,696
1991	291,428	6,893,822
1992	302,864	7,411,262
1993	313,201	7,665,072

El transporte, con el paso del tiempo se ha hecho cada vez más sofisticado, pues los requerimientos de las sociedades han ido en aumento al tener que desplazarse de una manera más rápida y segura por las grandes ciudades, las pequeñas comunidades rurales y transportar sus productos entre ambas poblaciones.

Es precisamente la Sociedad de Ingenieros Automotrices S.A.E. (por sus siglas en inglés), el organismo que se encarga de normar y establecer los parámetros que rigen el diseño de todo vehículo a nivel Nacional en los Estados Unidos y se va aceptando cada vez más en el resto del mundo. Esta misma institución preocupada por la gran cantidad de energía que se desperdicia en el transporte minuto a minuto y año tras año por las distintas sociedades, organiza cada año diferentes eventos para que jóvenes estudiantes de Ingeniería propongan alternativas en el diseño de vehículos automotores, con el fin de ahorrar el máximo de energía y poder así cumplir con el principio de la Ingeniería de no dañar el medio ambiente.

Uno de estos eventos lleva el nombre de *Mini-Baja*, el cual consiste en desarrollar un vehículo versátil o todo-terreno, es decir, que tenga la capacidad de desplazarse tanto por un camino bien definido

como por un terreno escabroso con pendientes hasta de 45 grados, con el máximo ahorro de energía y brindando siempre al conductor la mayor seguridad en caso de accidente.

En este trabajo, se hace notar cómo un grupo de estudiantes de la Facultad de Ingeniería de la U.N.A.M., preocupados por el gran número de vehículos que circulan en la Ciudad de México, tomaron como patrón este proyecto para diseñar un vehículo pequeño y económico que además brindara un bajo índice de emisiones contaminantes. El trabajo describe la metodología de selección y diseño de las partes de los diferentes sistemas que conforman al vehículo prototipo, la justificación técnica y la conclusión del proyecto, que consiste en una competencia Internacional en la cual se comparan los resultados de los prototipos de las diferentes universidades de Estados Unidos, Canadá y México.

Las pruebas realizadas a los prototipos se dividen en dos categorías: eventos estáticos y dinámicos. En los estáticos se evalúan las características del vehículo que corresponden a seguridad, confort, innovaciones tecnológicas y estética. Y dentro de los eventos dinámicos se evalúan la maniobrabilidad, fuerza, velocidad y tracción del automóvil y una prueba de resistencia, que consiste en recorrer un circuito sobre terreno escabroso durante cuatro horas, para determinar si la selección de materiales y sistemas fueron o no los adecuados. Cabe mencionar que los resultados fueron excelentes, sin embargo se debe recordar que todo proyecto dentro de la Ingeniería puede ser optimizado.

CAPITULO 1.

TRANSMISION.

1.1. INTRODUCCION.

Desde que el hombre creó las máquinas para auxiliarse en diversas actividades se dió cuenta que aplicando el movimiento giratorio a los diversos elementos mecánicos como flechas, poleas engranes y otros que conformaban a éstas, podía optimizar y automatizar su funcionamiento, creando así el motor. De ahí surgió la necesidad de recurrir a diversas fuentes de energía que generan el movimiento para dichos motores; dichas fuentes de energía o potencia pueden ser eólicas, hidráulicas, mecánicas y eléctricas entre otras, figs. 1.1 y 1.2.

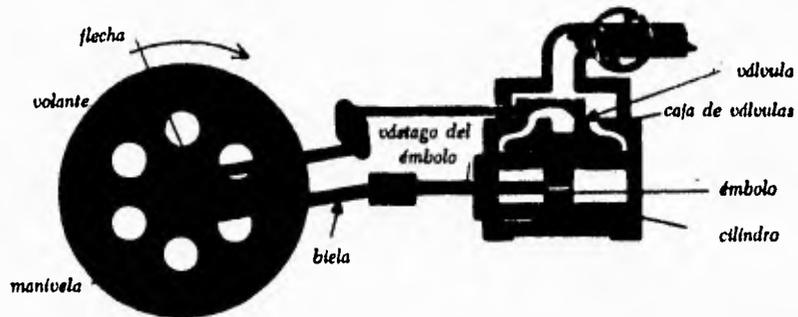


FIGURA 1.1. Partes de una máquina de vapor de doble efecto.



FIGURA 1.2. Turbina hidráulica Pelton.

En el prototipo la fuente de energía es un motor de combustión interna Briggs & Stratton de 8 hp; cabe mencionar que las principales características de un motor de combustión interna como el de este tipo, son:

- 1.- El par y la potencia varían de acuerdo al número de revoluciones, a mayores revoluciones aumentan par y potencia hasta un punto máximo. De ahí que existen diferentes curvas según el tipo de motor.
- 2.- La fuente de energía son los productos derivados del petróleo, mismos que propician emisiones contaminantes nocivas al hombre y al medio ambiente en general.
- 3.- La eficiencia de éstos varía con la altura sobre el nivel del mar y con los cambios climáticos.
- 4.- Tienen a la fecha una gran utilización debido a su independencia, ya que el combustible que se usa como fuente de energía se puede desplazar con él.

Gráficamente se han desarrollado una serie de *curvas características*, en las cuales se pueden mostrar y determinar fácilmente los parámetros que definen a cada motor, como son: la velocidad mínima n_{\min} , la velocidad máxima n_{\max} , la curva de potencia N_e (misma que llega a su máximo en n_{\max}); la curva de par M_e y la curva de consumo específico de combustible g_{ef} , fig 1.3.

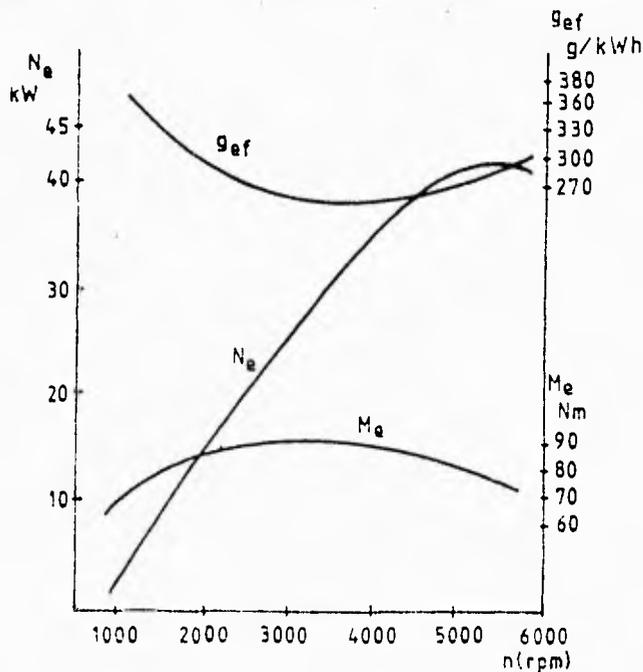


FIGURA 1.3.
Curvas características de un motor de combustión interna.

La posición del acelerador puede cambiar en un motor el valor del par (M_c) disponible, (definido como el área bajo la curva a lo largo del eje de velocidad desde n_{min} hasta n_{max}), tomando en cuenta que el máximo par se da en el punto donde la curva decrece, encontrándose éste a lo largo del rango de revoluciones definido anteriormente y varía dependiendo el motor

En la curva de potencia se observa que esta llega a su máximo solamente cuando se llega a alcanzar la velocidad máxima del motor n_{max} .

Debido al comportamiento de la curva de potencia se llega a la conclusión de que es deseable que a cualquier demanda de carga en un vehículo, la potencia permanezca constante, dando como resultado que la curva de par de un motor ideal es una hipérbola equilátera de ecuación $N_c = M_c * w$. (Donde w es la velocidad angular del motor).

La última curva es la de consumo específico de combustible (g_f) del motor. Se caracteriza por el estado de carga del motor contra las revoluciones por minuto del árbol del cigüeñal, y por el consumo de combustible en km por hora de trabajo, denominado "consumo horario".

1.2. DEFINICION DE TRANSMISION.

Anteriormente se mencionaron algunos elementos tales como ejes motrices, poleas, etc., pero no se mencionó que ellos tienen como finalidad principal transmitir potencia para diferentes fines.

Por ello, para un vehículo automotor, Transmisión se puede definir como "el sistema encargado de transmitir la potencia del motor mediante diversos elementos a las ruedas motrices", transformando la potencia del motor en par, a mayor o menor escala según se requiera.

Estos sistemas se han ideado para que los motores tengan la capacidad de brindar a un vehículo fuerza o velocidad, así como marchar hacia adelante como también hacia atrás y funcionar sobre terreno escabroso al igual que en carreteras pavimentadas.

Existen diferentes tipos de transmisión según la ubicación de la fuente de potencia, posicionamiento de las ruedas motrices y la forma de mando, ya sea manual o automática.

1.3. TIPOS DE TRANSMISION.

Se pueden mencionar tres tipos de transmisión que en la actualidad se emplean en los automóviles: manuales, automáticas y semi-automáticas.

Manuales. Estas están formadas por una caja de engranes distribuidos en tres ejes o flechas diferentes. Este tipo de transmisión cuenta con un selector por medio del cual se pueden elegir diferentes arreglos o trenes de engranes, dando por resultado trenes capaces de convertir la potencia del motor en fuerza pura o en velocidad.

Automáticas. Las transmisiones automáticas son de varios tipos y en general cuentan con elementos que se activan por medio del aumento de las revoluciones del motor, para seleccionar de manera autónoma una relación que cumpla con los requerimientos del motor para transformar su potencia en fuerza o velocidad según sea la carga aplicada a este último.

Semiautomáticas. Este tipo de transmisión es la conjunción de las dos primeras, es decir, se puede utilizar mediante una palanca selectora para obtener una relación fija o bien utilizarla de manera que el vehículo seleccione automáticamente la relación que requiere para su desplazamiento.

1.4. CLASIFICACION DE LAS TRANSMISIONES.

En general se pueden clasificar como se muestra la siguiente tabla, que es la forma más usual y que está normalizada para los vehículos automotores.

CLASE DE TRACCION	LUGAR DEL MOTOR	EJE ACCIONADO
Tracción clásica	Al frente	Eje trasero.
Tracción delantera	Al frente, longitudinal o transversal.	Eje delantero.
Tracción a todas las ruedas o 4x4.	Al frente, pocas veces detrás.	Eje delantero, trasero o ambos.
Tracción trasera	Atrás.	Eje trasero.

1.4.1. TRACCION TRASERA.

De la clasificación anterior se puede observar que hay dos formas de transmitir movimiento a las ruedas posteriores o eje trasero del vehículo, con el motor al frente y con el motor atrás, empleando para el prototipo la segunda opción, es decir, el motor en la parte posterior del vehículo al igual que el eje accionado.

La denominada tracción clásica tiene como característica principal la ubicación del motor en la parte delantera del vehículo, lo cual implica llevar el movimiento del motor hacia las ruedas posteriores mediante diversos elementos, éstos se encuentran en el siguiente orden: motor o fuente de potencia, embrague, caja de cambios, eje o cardán; diferencial, flechas motrices y finalmente ruedas tractivas o motrices, fig 1.4.

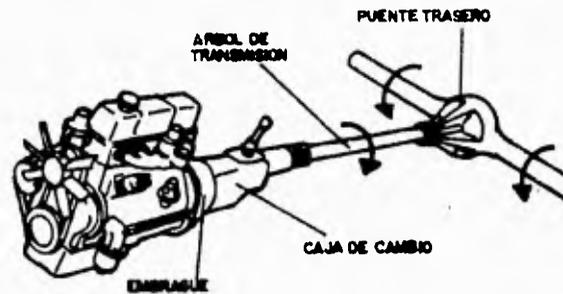


FIGURA 1.4. Componentes principales de la transmisión trasera.

En este tipo de transmisión se ocupa mucho espacio, lo que lleva a reducir el espacio interior del vehículo ya que el eje cardán ocupa un espacio en la parte central del chasis y carrocería.

Respecto a su funcionamiento este se manifiesta como un empuje trasero mostrando una reacción brusca denominada de encabritamiento delantero, es decir, produce que la parte delantera del automóvil se levante; por tal motivo el chasis debe de estar bien balanceado para que la reacción sea menor y el empuje sea transmitido correctamente, disminuyendo las pérdidas del sistema y el desgaste prematuro de ciertos elementos del vehículo.

Durante el manejo en carretera este tipo de transmisión no es muy confortable para el conductor debido a las vibraciones y al ruido que producen los elementos que la conforman, sin embargo tiene la capacidad de transmitir altos pares por lo que es un sistema de transmisión muy utilizado en vehículos de carga.

Cabe aclarar que en las curvas tomadas a altas velocidades el comportamiento de los vehículos que poseen un sistema de transmisión clásico es malo, ya que las ruedas delanteras actúan como pivote del automóvil, motivo por el cual la parte trasera de éste tiende a "jalarse", provocando así la pérdida de control del vehículo, fig. 1.5.

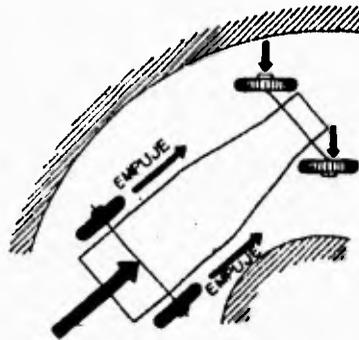


FIGURA 1.5.

Empuje de una tracción trasera.

Otra ventaja es que este tipo de transmisiones son efectivas al momento de frenar, ya que la inercia del tren motriz actúa como freno extra en las ruedas posteriores. Finalmente, su mantenimiento resulta barato y accesible.

En el caso de los vehículos con motor trasero las pérdidas por transmisión son notablemente menores al eliminar los elementos que unen al motor con el eje trasero; por el mismo motivo, el espacio en la cabina se ve optimizado y sobre todo el peso que se logra reducir al vehículo no es nada despreciable.

Una desventaja del sistema de tracción trasera, es que el contacto de las ruedas delanteras con el piso se ve decrementado al estar concentrada la mayor parte del peso en la parte posterior del vehículo, sin embargo con un buen sistema de suspensión el problema se puede aminorar.

1.4.2. TRACCION DELANTERA.

Este tipo de tren motriz fue ideado y desarrollado básicamente con la premisa "aprovechamiento del espacio", misma que llevó a los fabricantes de automóviles a ahorrar peso, costo de materia prima y fabricación y en la optimización del espacio.

La distribución en este sistema de transmisión es similar a la antes mencionada; motor, embrague, caja de cambios con diferencial, flechas motrices y ruedas. Se ve claramente que no existe el eje cardán, ya que éste es eliminado debido a que el tren tractivo es un solo módulo acoplado al motor, fig. 1.6.

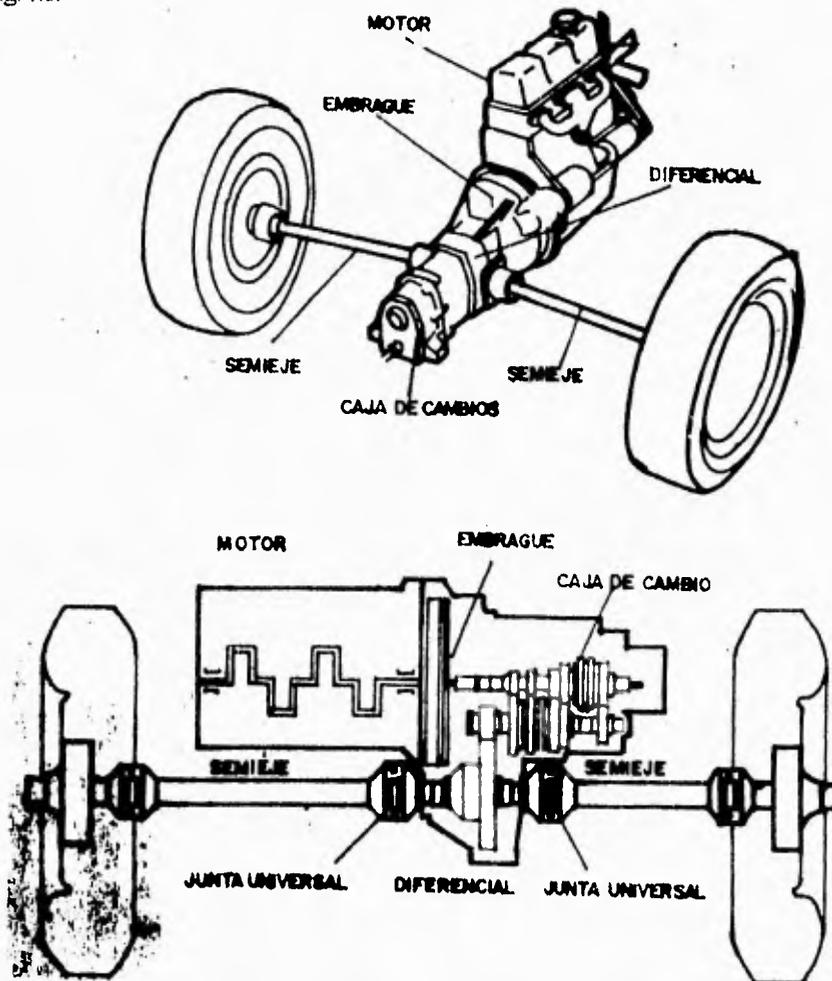


FIGURA 1.6. Esquema de una transmisión delantera: a) Con motor paralelo al eje del vehículo y b) Con motor transversal al eje del vehículo

En esta forma de transmitir potencia a las ruedas motrices el principio se encuentra en jalar, obteniendo diversos resultados en la aplicación.

Una de ellas es la pérdida de tracción de las ruedas motrices durante la aceleración; sin duda alguna esto provoca un desgaste mayor de las llantas delanteras. Cabe aclarar que estas últimas tienen la función de direccionar mover al vehículo, lo que hace que exista un mayor esfuerzo en éstas.

El tener la tracción adelante produce mayores vibraciones en el sistema de dirección, lo que hace agotadora la conducción si no existe asistencia hidráulica, sin embargo tiene una mayor estabilidad en las curvas puesto que el vehículo es jalado, lo que permite tener un mejor control del automóvil, notándose un pequeño desplazamiento de la cola ya que ésta es la parte libre del coche, fig. 1.7.

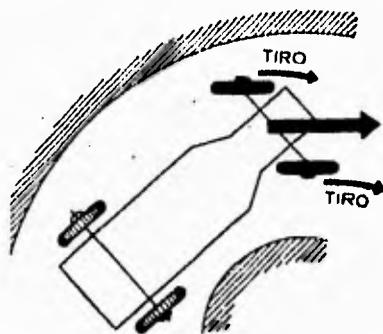


FIGURA 1.7.
Fuerza ejercida por una tracción
delantera.

Lo anteriormente mencionado nos lleva a pensar que si quisiéramos frenar con el tren motriz, tendríamos al vuelco debido a que se frenaría la parte delantera del vehículo y como la parte posterior es libre, mantendrá la inercia tendiendo a rebasar las llantas frenadas produciendo un descontrol al conductor.

Por último su mantenimiento es más complejo que el de la transmisión clásica debido a la reducción de espacio

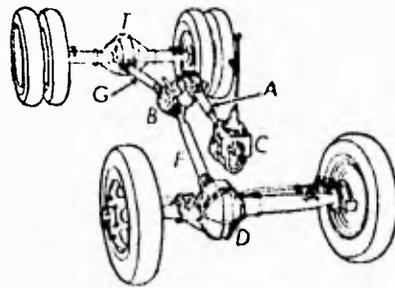
Sin duda esta complejidad no se compara en costo con el ahorro en materiales y procesos de fabricación de los vehículos más grandes de tracción trasera.

Al ver las características de la tracción delantera se puede deducir que estas no tienen aplicación en vehículos de carga, ya que aunada a las anteriores, se ve que al "cargar" un vehículo de este tipo la parte delantera del mismo tiende a levantarse, por lo que las ruedas delanteras solo patinarían y el vehículo no avanzaría. De esta situación se concluye que la tracción delantera se emplea básicamente para vehículos de turismo.

1.4.3. TRACCION TOTAL.

Aquí se tiene un concepto diferente al de los vehículos de turismo ya que aunque la aplicación de la tracción total fue en un principio en vehículos militares, se emplea hoy en día en el mercado de los vehículos recreativos.

Estos sistemas de transmisión tienen una configuración básica como la de las tracciones anteriores, es decir, motor, embrague, caja de cambios, un reductor; dos ejes cardanes, dos diferenciales, flechas motrices en los dos ejes y ruedas. En estos vehículos existen más elementos motrices porque en algunos de éstos se requiere mucha fuerza en las ruedas y también la posibilidad de utilizar uno o dos ejes motrices; de ahí que un reductor (con distintas relaciones a la salida según el caso) es el principal componente adicional que está después de la caja de velocidades, de la cual parten los ejes cardanes hacia los diferenciales de cada eje (delantero y trasero), fig. 1.8.



- C Caja de cambios.
- T Diferencial trasero.
- G Eje cardan trasero.
- B Reductor.
- F Eje cardan delantero.
- D Diferencial delantero.
- A Eje cardan al reductor.

FIGURA 1.8.

Tracción total.

De la figura, A es el eje cardán de la caja de cambios al reductor, B es un reductor de velocidad, C es la caja de cambios, D es el diferencial delantero, F es el cardán que comunica el reductor con el diferencial delantero, G es el cardán que comunica al reductor con el diferencial trasero y T es el diferencial trasero.

Enunciando diversas ventajas de la tracción total podemos decir que estas tienen como característica jalar y empujar a la vez, lo cual le permite a los vehículos con estos sistemas de transmisión, sortear obstáculos de gran tamaño, baches de mucha profundidad, mover mayor peso y ascender pendientes de mayor ángulo.

En conducción en curvas y en terrenos escabrosos es muy estable ya que las cuatro llantas se mantienen en movimiento. Por otro lado, es difícil que estos vehículos alcancen grandes velocidades, ya que el reductor y caja de cambios están diseñados para transmitir altos pares teniendo como consecuencia baja relación de velocidad.

Actualmente los vehículos de tracción total como el Audi Cuatro están diseñados para carreras a campo traviesa en las que desarrollan demandas de par y velocidad cumpliendo ambas. Pero sin duda son los vehículos militares y agrícolas los que requieren de altos pares y se logra, aunque paralelamente se sacrifique la velocidad.

1.5. ELEMENTOS DE UNA TRANSMISION.

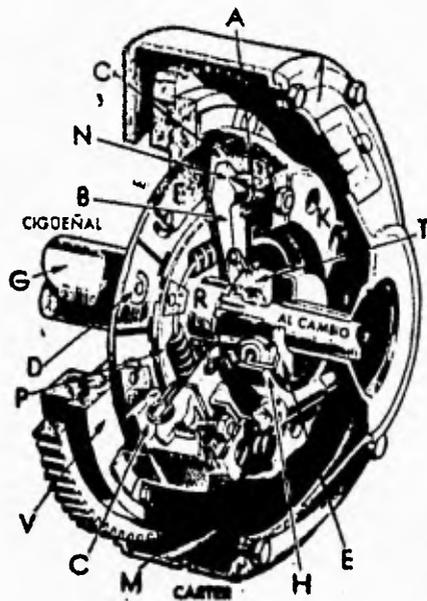
En las líneas anteriores se mencionaron los diferentes elementos que conforman una transmisión, tales como embrague, caja de cambios, diferencial, etcétera. Sin explicar detalladamente en que consiste cada uno de ellos. Estos elementos son los que tradicionalmente se usan, pero no hay que olvidar las aplicaciones actuales de transmisiones continuamente variables (CVT's) que tienden a suplir las cajas de cambios en vehículos turismo de pequeña escala, así como también que la configuración básica de las transmisiones solo se modifica sin cambiar su esencia.

1.5.1. EMBRAGUE.

Este elemento tiene como función básica la de permitir al conductor desacoplar el motor del resto de la transmisión, sin duda esto permite mantener al vehículo en estado de reposo o de movimiento, así como permitir el acceso a los cambios de marchas en la caja de transmisión para dar más fuerza o velocidad al vehículo, así como cambiar de marcha hacia adelante o hacia atrás. El embrague va instalado como cople entre el cigüeñal del motor y la caja de velocidades.

Embrague de mono disco. Este como todo embrague tiene tres elementos principales: el volante, el cual va conectado al motor; el disco el cual esta recubierto por un material con un alto coeficiente de fricción (llamado forro o comúnmente pastas) y finalmente el plato de presión teniendo como función el mantener al disco en contacto con el volante. De éstos los hay de dos tipos: de muelles y

centrífugos. La finalidad del volante es producir una fuerza de empuje del disco al volante asegurando el constante contacto entre ambos, figs. 1.9, y 1.10.



V Volante; G Cigüeñal; H horquilla
 E Collarin; F Forros; D Remaches
 C plato conductor; M Muelles; R Mandril deslizante
 T Tope anular

FIGURA 1.9.

Embrague de muelles y sus
 componentes.

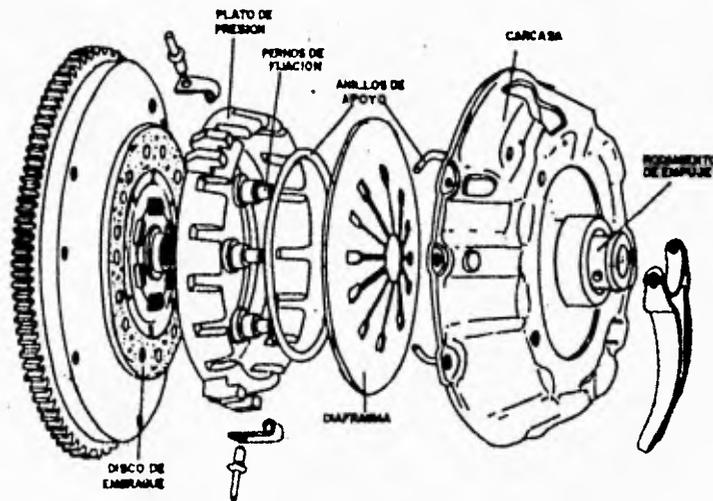


FIGURA 1.10. Embrague de diafragma y sus componentes.

Por otro lado, la horquilla tiene como función acoplar y desacoplar el disco de embrague por medio de un rodamiento de empuje que desliza sobre el eje primario de la caja de cambios. Esta es accionada mecánicamente desde el pedal hasta la horquilla por medio de palancas o cables de acero, transmitiéndose la fuerza de los resortes del sistema de embrague con la pierna que accione dicho mecanismo.

Existe otra forma de activar o desactivar el sistema de embrague, de forma hidráulica. Consiste en accionar un cilindro maestro con el pedal que a su vez manda la señal hidráulica a un pistón que desplaza la horquilla la distancia necesaria, logrando con esto que la línea hidráulica multiplique la fuerza aplicada al pedal, figs. 1.11, y 1.12.

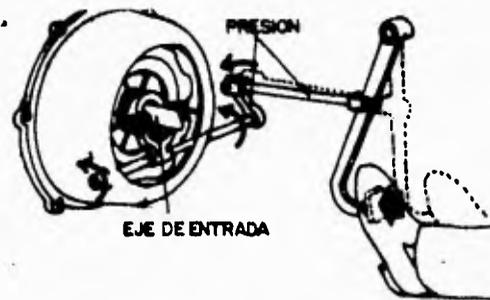


FIGURA 1.11. Sistema de accionamiento mecánico.

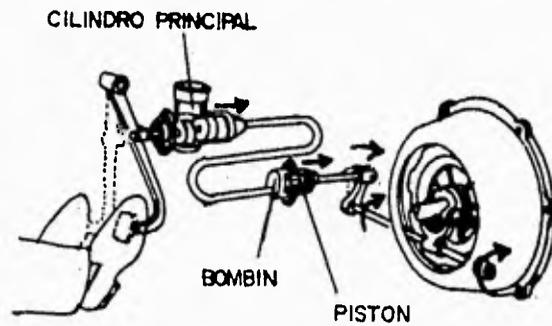
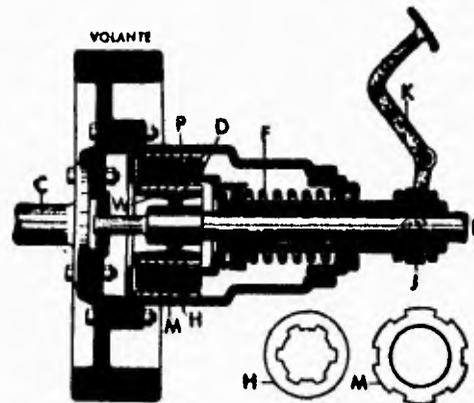


FIGURA 1.12. Sistema de accionamiento hidráulico.

Embrague de discos múltiples. Hace años era de uso corriente este embrague basado en el funcionamiento del embrague de disco único, con la diferencia que ahora en vez de tener un solo disco se tienen varios a lo largo del eje principal de la caja, manteniéndose estos acoplados por un resorte central a lo largo de dicho eje, a diferencia del tipo de embrague de un solo disco en donde varios resortes en la periferia del plato realizan esta operación. Actualmente este sistema de varios resortes es también utilizado en discos múltiples en algunos canchones dotados de motores muy potentes y en motocicletas, fig. 1.13.

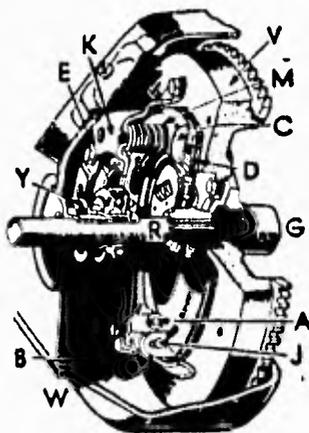


F, Resorte central; P, Campana; D, Plato de apriete
H, Discos metálicos hembras; M, Discos machos

FIGURA 1.13.

Embrague de discos múltiples

Embragues automáticos. Estos embragues son accionados por fuerza centrífuga empujando al disco hacia el volante en el momento que el motor aumenta su número de revoluciones. Debido a un sistema de contrapesos que a revoluciones arriba de la de ralentí se desplazan en forma radial y con ello se produce un movimiento longitudinal del disco sobre el eje de la caja de cambios, fig. 1.14.



Y, Collar; E, Tope de bolas
K, Campana; V, Volante; G, Cigüeñal
D, Disco forrado; M, Muelleres de embrague
C, Plato de apriete; A, Apollos de las palancas B
F, Cojinetes de los contrapesos W

FIGURA 1.14.

Embrague centrífugo

Es lógico imaginar que con dicho sistema no es indispensable el uso del pedal para el embrague, sin embargo se pone para poder mandarlo en la forma ordinaria cuando se anula la automaticidad por medio de un enclavamiento al alcance del conductor.

Existe otro tipo de embrague automático el Servo-embrague de vacío, el cual funciona a base de una válvula comandada por el sistema de aceleración haciendo una conexión directa con el vacío producido por el colector de admisión, accionando una membrana la cual desconecta el embrague. Este es accionado gradualmente cuando se acelera el motor ya que en ese momento, a la válvula le llega presión atmosférica logrando que la membrana deje de actuar embragando así la caja de cambios con el motor.

El conductor tiene a su alcance un botón que por un mando de cable o varilla puede dar entrada de aire al servo vacío, anulando su acción y dejando fuera de servicio el desembrague automático, fig. 1.15.

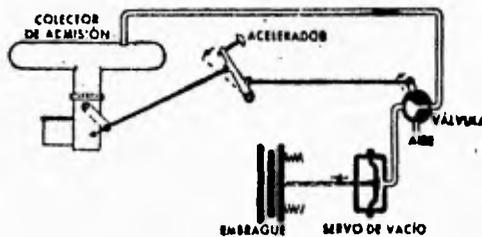


FIGURA 1.15.

Esquema de un embrague por vacío.

Los dos tipos de embrague tienen ventaja en ciudad ya que en tráficos intensos no agobia al conductor por el uso del pedal, aunque en carretera no son convenientes ambos, ya que al ponerse en relenti el motor el traí motriz queda desconectado del motor dejando al vehículo libre. De ahí el abuso en el uso del sistema de frenos.

Embrague Magnético. Este tiene como principio el hacer circular una corriente eléctrica entre el disco y el volante. Ambos se encuentran sumergidos en aceite con polvo de hierro, al producir la corriente eléctrica se genera un campo magnético entre el polvo metálico formándose una masa sólida debido a la mezcla con el aceite, creando una sola pieza entre el disco y el volante.

La corriente se transmite al disco mediante unas escobillas las cuales reciben diferentes intensidades de corriente según el reóstato directamente dependiente de las presiones del carburador. Y es activado o desactivado por botón en la palanca de cambios, fig. 1.16.

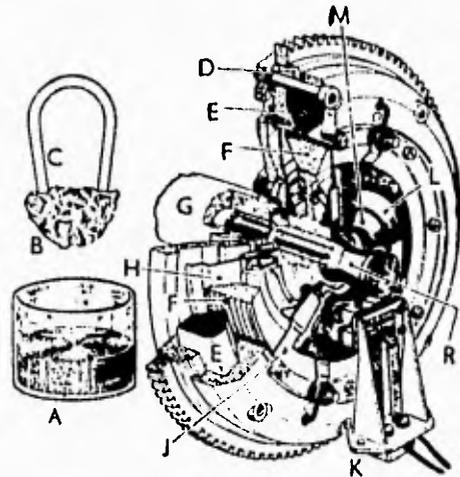


FIGURA.1.16.

Embrague magnético.

Embrague hidráulico. También llamado turbo-embrague ya que su funcionamiento es a base de una corriente hidráulica entre un impulsor conectado al cigüeñal haciendo éste la función de bomba. Dicho impulsor genera una corriente de aceite hacia el rotor mismo que cumple con la función de turbina estando conectada a su vez con el eje principal de la caja de cambios, sin dejar de mencionar que ambos elementos se encuentran sumergidos en aceite, lo que nos lleva a deducir que el acoplamiento no es mecánico sino que es a través de un torbellino teórico haciendo de las dos partes una sola, fig. 1.17.

Este tipo de embrague es el que comúnmente se usa como embrague automático en la actualidad ya que nunca deja de tener contacto el motor con la caja de cambios.

1.5.2. CAJA DE CAMBIOS.

La caja de cambios o caja de velocidades, es un arreglo o conjunto de engranes los cuáles permiten reducir la velocidad del motor, obteniendo con esto una mayor velocidad en las ruedas motrices o una mayor dosificación del par del motor, según sea el caso, es decir, si un motor requiere de 4000 r.p.m. para alcanzar una velocidad de 110 Km/h, sabiendo que unas ruedas de tamaño medio giran a

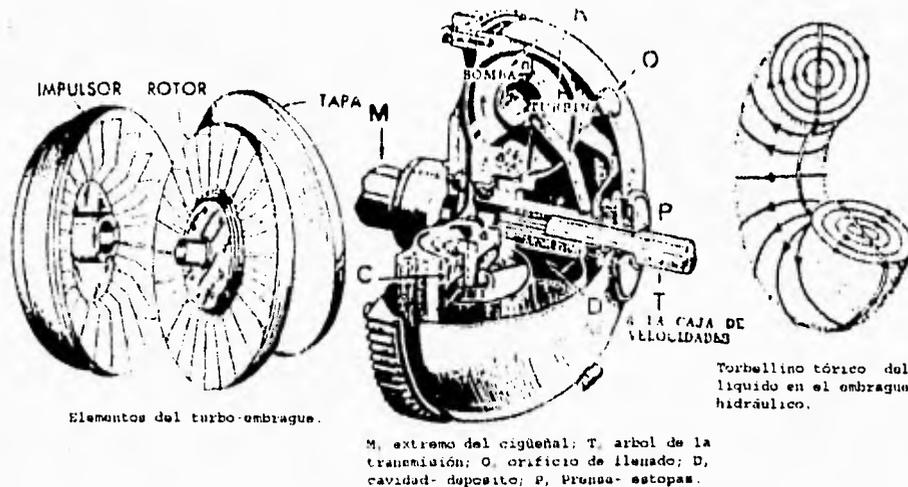


FIGURA 1.17.

Elementos del embrague hidráulico y su comportamiento teórico.

1000 r.p.m., no se podría conectar directamente el motor a las ruedas motrices, ya que no corresponderían las r.p.m.; al igual que si en una cuesta o pendiente, el motor trabaja a bajas revoluciones y por lo tanto no podrá suministrar la fuerza necesaria para el ascenso, por lo que conectarlo directamente a las ruedas motrices provocaría que el motor dejara de funcionar. Para lograr controlar ambas situaciones, el hombre desarrolló un sistema escalonado el cual permite aprovechar tanto la fuerza como la velocidad del motor, creándose así la caja de velocidades o cambios.

Las cajas de cambios pueden ser de tres tipos: manuales, semiautomáticas y automáticas.

Caja de cambio manual. En la actualidad no solo se diseñan estos tipos de cajas de cambios para aprovechar las prestaciones del motor en lo que se refiere a par y velocidad sino también al gasto o consumo de combustible. Esto se ha logrado anexando en éstas una relación más que permite al motor bajar su régimen de revoluciones y por ende el consumo de combustible. Estas relaciones finales se diseñan de tal forma que solo mantengan la velocidad a un régimen de r.p.m. más bajo.

Una caja de cuatro escalonamientos se compone de un eje principal, el cual es conectado por el embrague al motor, mismo que transmite el movimiento a un tren de engranes fijo. El tren de engranes se encuentra acoplado directamente a las diferentes reducciones del eje secundario o de salida. Por medio de una rótula se selecciona un engrane del árbol secundario; dicha rótula tiene contacto con un conjunto de

varillas que, colocadas en diferentes posiciones logran mover el árbol secundario según la velocidad seleccionada, fig. 1.18.

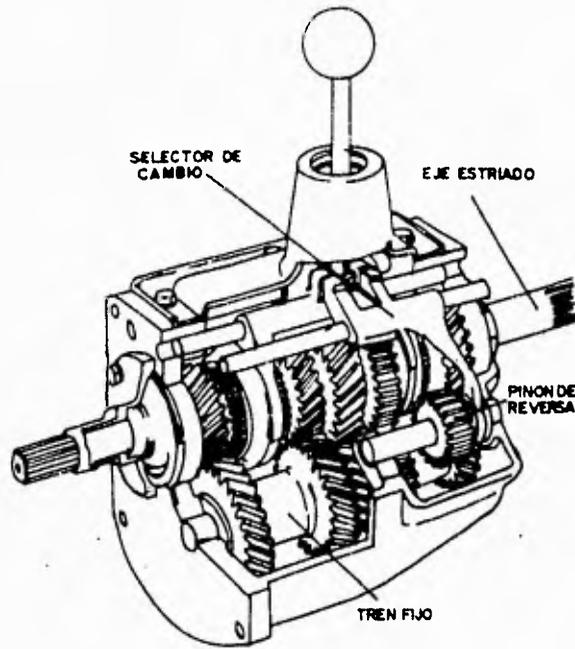


FIGURA 1.18. Corte de una caja de velocidades de cuatro cambios.

Los engranes del tren fijo mueven los engranes del eje secundario sin mover el árbol (en punto neutro) ya que éstos giran sobre el árbol libremente hasta no ser accionados por los sincronizadores, los cuales se desplazan a lo largo del eje secundario entre estos engranes. Los sincronizadores giran con el eje, ya que cuentan de un astriado central el cual es acoplado con el astriado del secundario; éstos pueden ser acoplados mediante unos anillos con conicidad en la parte interna del sincronizador, haciendo contacto con el piñón loco del secundario, alojándolo en el conjunto desplazable el cual transmite la velocidad del piñón al eje secundario; utilizándose el anillo de acoplamiento como una guía para alojar el piñón en dicho conjunto de sincronización, fig. 1.19. y 1.20.

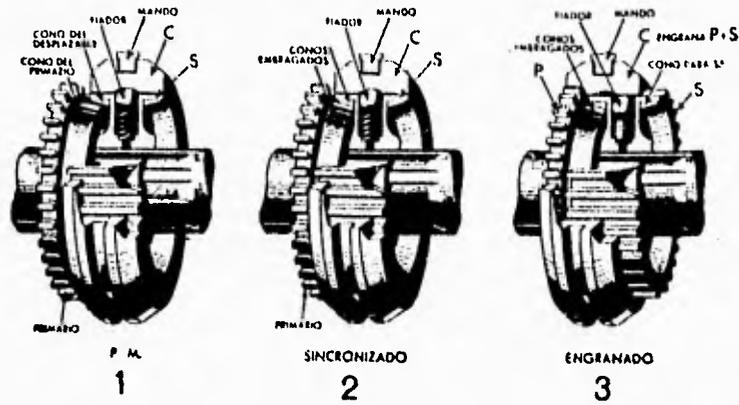


Figura 1.19. Funcionamiento de los conos de sincronización.

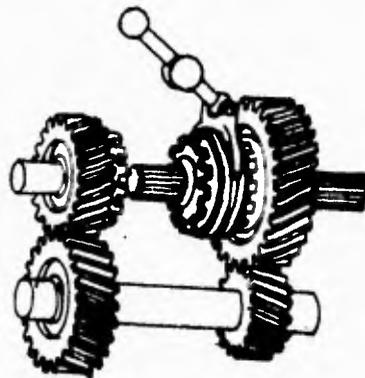


Figura 1.20. Desplazamiento longitudinal del cono de sincronización acoplado un piñón del árbol secundario.

En la secuencia que a continuación se presenta por medio de una franja, las diferentes posiciones que tiene una caja de cambios.

En la posición inicial se muestra al eje primario transmitiendo movimiento al eje fijo, pero como no hay engrane alguno del secundario seleccionado se dice que esta en punto neutro y únicamente giran libremente los piñones del secundario, fig. 1.21.

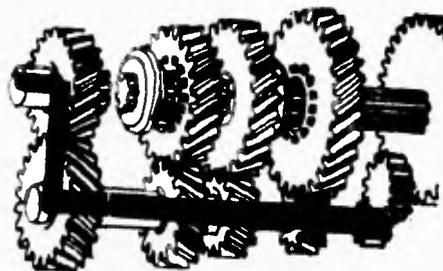


Figura 1.21
Posición neutra.

En la figura 1.22 ya se seleccionó la primera marcha, por lo que el eje secundario es impulsado a bajas r.p.m. cumpliendo así una gran demanda de par.

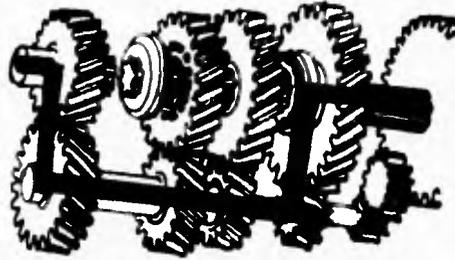


FIGURA 1.22.
Posición de primera marcha.

En la secuencia en figuras se muestra el arreglo de la segunda marcha, la cual proporciona una mayor velocidad al secundario y por lo tanto disminuye el par. Debido al menor número de dientes en el engrane conducido y el engrane conductor, por consecuencia lógica tiene mayor diámetro y dientes que el de la anterior marcha, fig. 1.23.

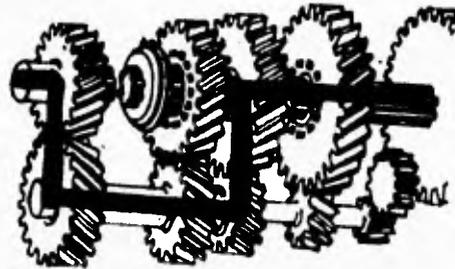


FIGURA 1.23.
Segunda velocidad.

En las figuras 1.24 y 1.25 se observa la tercera relación y la cuarta. Esta última a diferencia de las otras no utiliza el eje fijo para mover al árbol secundario ya que se acoplan uno a uno el primario con el eje de salida.

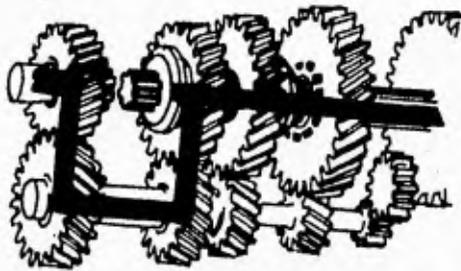


FIGURA 1.24.
Tercera velocidad.

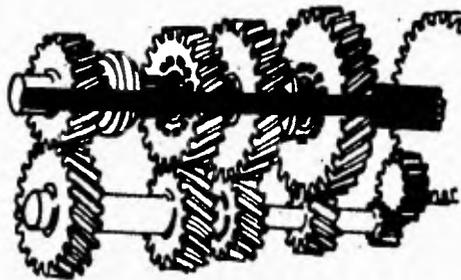


FIGURA 1.25.
Cuarta velocidad.

En el caso de la reversa el piñón que gira loco invierte el sentido normal del eje secundario, fig.

1.26.

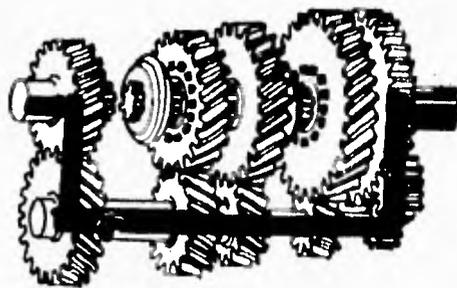


FIGURA 1.26.
Posición de reversa.

En lo anteriormente mencionado, se describe el funcionamiento de la caja manual. En esta se basa principio de las cajas automáticas, aunque con diferentes arreglos en los engranes de reducción.

1.5.3. CONVERTIDORES DE PAR.

Los convertidores de par tienen como función principal el aumentar el par proporcionado por el motor, logrando así obtener un mejor aprovechamiento de éste en las ruedas motrices. Existen dos tipos de convertidores, los mecánicos y los hidráulicos.

Los convertidores mecánicos, son comúnmente arreglos de engranes con relaciones fijas las cuales a cierta velocidad y par entregan a la salida un aumento de par en una más veces según su relación de reducción, por consiguiente la velocidad de entrada se reduce en la misma proporción que aumenta el par. Estos pueden tener cambios de reducción fijos los cuales son seleccionados por una palanca de cambios misma que es comandada por el conductor según la demanda de par que requiera en un momento determinado de conducción. En el caso de una pendiente con un ángulo de más de 30 grados se demanda mayor par, por lo tanto la caja de cambios se posiciona en la reducción más corta pero en ocasiones no es suficiente por ello la utilización de reductores de par con selecciones de cambio en una o dos posiciones.

En la figura 1.27. se observa un reductor de engranes fijos, los cuales se pueden calcular de la siguiente manera:

$$P_{sal} = P_{ent} \times Rap$$

donde :

P_{sal} = par de salida del reductor

P_{ent} = par de entrada al reductor

Rap = relación de aumento de par

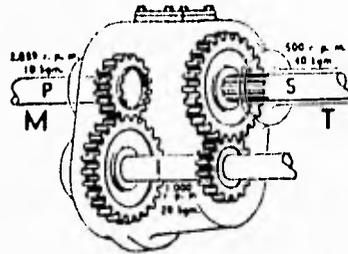


FIGURA 1.27.

Convertidor de par mecánico.

Si se considera la velocidad, ocurre lo contrario al comportamiento en una pendiente, ya que al aumentar el par, la velocidad se reduce. La relación de reducción de velocidad esta dada por:

$$Rv = V_{ent} / V_{sal}$$

donde:

Rv = reducción de velocidad total

V_{ent} = velocidad de entrada

V_{sal} = velocidad de salida

En los convertidores de par hidráulicos se tienen tres elementos principales: el primero es la turbina hidráulica, la cual mueve el fluido en un sentido haciéndolo pasar de ésta hacia un convertidor de velocidad de flujo el cual entrega un chorro al reactor que por medio de el cambio de velocidad hace que aumente el par en el elemento móvil de salida. En este capítulo únicamente se menciona un tipo de convertidor de par hidráulico, pero existen diferentes tipos de éstos, fig. 1.28.

La colocación de los convertidores de par, se puede dar entre la caja de cambios y las ruedas o como los hidráulicos que generalmente se posicionan entre el volante y el embrague.

1.5.4. EL DIFERENCIAL.

El diferencial es el último elemento motriz que compone a la transmisión. Este se encarga de llevar el movimiento de la caja de velocidades a las ruedas motrices con diversos fines como el realizar la última reacción de velocidad, proporcionar a las ruedas diferentes desplazamientos y por último, dar velocidades diferentes a cada una de las ruedas, ya que en las curvas, las ruedas de los vehículos describen trayectorias diferentes dependiendo del ancho del vehículo. Esto se logra gracias al conjunto de

engranes acoplados que contiene el diferencial, de tal manera que funcionan brindando una buena respuesta a este problema; ya que a altas velocidades es recomendable que las ruedas tractivas no giren a la misma velocidad puesto que se podría provocar la pérdida de control del vehículo, fig. 1.29.

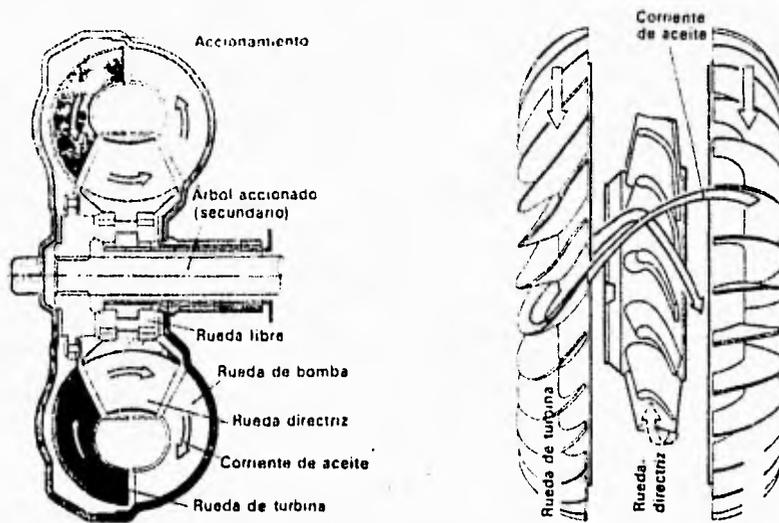


FIGURA 1.28. Convertidor de par hidráulico y sus componentes.

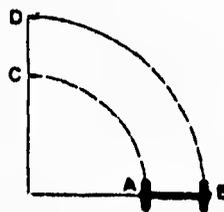


FIGURA 1.29.
El funcionamiento del diferencial.

El diferencial se compone de diversos elementos, los cuales se muestran en la fig. 1.30., en donde A es el eje motriz proveniente de la caja de cambios, D es el piñón de ataque acoplado con la

corona E, misma que se encuentra unida a la caja de satélites G, estos satélites se encuentran en contacto con los engranes planetarios J y K donde J mueve al eje B y K mueve al eje C. Su principio de funcionamiento en las rectas se da con el giro de la caja de satélites y la corona, los satélites no giran sobre sus ejes arrastrando a los planetarios que a su vez mueven a la misma velocidad a los ejes B y C. Al presentarse una curva en donde el eje B posicionado en la parte interna de la curva gira a una velocidad menor que la descrita por la corona E, los satélites G tienden a girar sobre sus ejes H haciendo que el engrane planetario exterior K sea movido por los satélites a una velocidad mayor, teniendo así una mayor velocidad en el eje C. Esta variación de velocidad se presenta cuando uno de los dos ejes tiende a frenarse por causa de una curva.

En algunos vehículos el diferencial se puede bloquear según lo desee el conductor, esto se puede realizar por medio de frenos hidráulicos colocados sobre los ejes B y C.

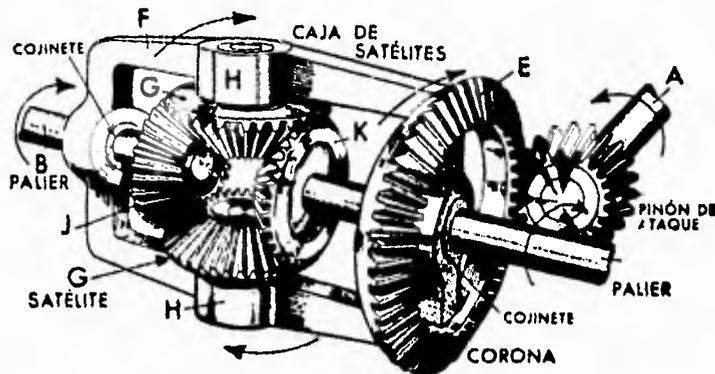


FIGURA 1.30. Esquema y funcionamiento del diferencial.

Existen otras variantes de diferenciales en su construcción aunque el funcionamiento es el mismo para todos los casos. Como dato las relaciones de reducción total varían de acuerdo a la utilización del diferencial y pueden ser desde 6:1 a 3:1, con una eficiencia del 97%.

1.5.5. ELEMENTOS MOTRICES DE ACOPLAMIENTO.

Existen diversos elementos mecánicos, los cuales se pueden acoplar al tren motriz, ya que no todos los sistemas motrices cuentan con los mismos elementos motrices. Algunos de estos elementos son

las juntas universales, las articulaciones de bolas o rodillos (juntas homocinéticas) y los rodamientos de bolas.

Juntas Universales. Este tipo de articulación se ideó para unir dos ejes, lográndose así la transmisión de par de un eje a otro, a pesar de que éstos no se encuentren alineados.

Existen algunos tipos de juntas universales que se utilizan para acoplar la caja de cambios con el eje cardán, no necesitando lubricación, por lo que se les conoce también como juntas sin engrase. Constan de discos de tejido, bridas de tejido, discos de cable o de un cuerpo de goma interpuesto entre dos bridas sujeto mediante pernos de unión. Estos se emplean en árboles que se encuentran sujetos a un bastidor, absorbiendo estas juntas variaciones entre 3 y 5 grados existiendo algunas que soportan hasta 8 grados.

Cruceetas. Las cruceetas son dos horquillas unidas y articuladas entre sí mediante un pieza llamada cruceeta. Los pivotes de articulación van soportados generalmente en cojinetes de agujas totalmente blindados y por ello no necesitan cuidado alguno. Este tipo de juntas, permiten desplazamientos angulares hasta de 15, existiendo algunas de éstas de fabricación especial que logran girar hasta 25 grados. Dichas cruceetas tienen una eficiencia no mayor del 99 %, son frecuentemente son utilizadas como unión entre el eje cardán y la caja de velocidades así como el cardán y el diferencial; también se utilizan en los extremos de las flechas motrices del diferencial a las ruedas.

Por regla general, las flechas que en los elementos tienen juntas universales tienen la característica de variar la longitud por medio de una junta deslizante, compensando así las posibles variaciones de longitud que se puedan presentar durante el recorrido del vehículo fig. 1.31. y fig. 1.32.

Juntas homocinéticas. Estas articulaciones se componen de 6 bolas o de tres rodillos, teniendo en el extremo interior del árbol la estrella de bolas, así como 6 bolas; en la parte exterior del árbol va la cubeta esférica, provista de vías de rodadura las cuales permiten que las bolas puedan moverse dentro de la estrella de bolas. Estas pueden tener ángulos de desviación de 0 hasta 17 grados y variaciones de longitud hasta de 30 mm, por lo que los árboles de accionamiento con juntas homocinéticas no necesitan junta corrediza, fig. 1.33.

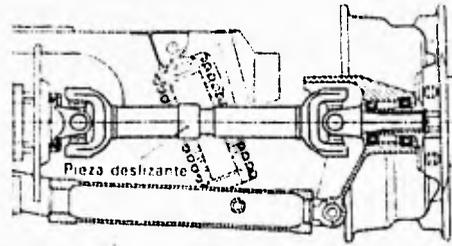


Figura. 1.31.

Juntas Universales (Cruceadas).

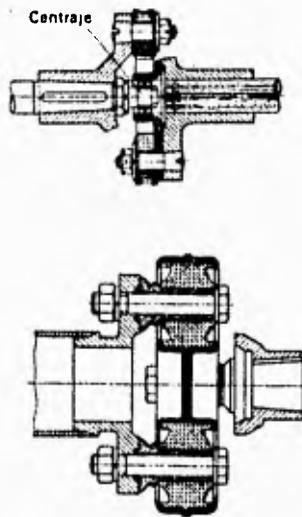


Figura. 1.32.

Junta Universal (de bridas).

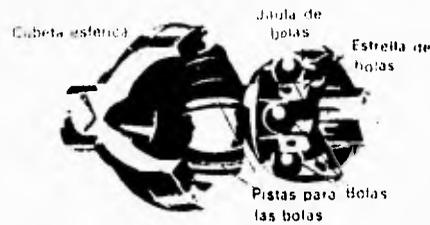


FIGURA 1.33.
Junta homocinética.

1.6. TRANSMISION CONTINUAMENTE VARIABLE (CVT).

Otra alternativa de transmisión fuera del concepto tradicional, motor, embrague, caja de cambios, diferencial y ruedas motrices es la transmisión continuamente variable (CVT). La diferencia entre los nuevos sistemas de transmisión y la CVT, radican básicamente en eliminar la caja de cambios por un reductor y una transmisión continuamente variable.

Un fundamento importante del cual se basa el funcionamiento de la CVT, es el considerar que un motor de combustión interna da su máxima eficiencia dentro de un rango limitado de r.p.m.; así como el motor, la CVT trabaja de manera independiente con respecto a la velocidad del vehículo. Para lograr esto, se contemplo el hecho de que una caja de cambios puede transmitir su potencia a lo largo de un rango de revoluciones, a través de cambios variables y automáticos, por lo que se experimentó con poleas que vanaran su diámetro con respecto a las revoluciones y par transmitidos. Estos elementos se conocen como *CVT's*, mismos que constan de una polea conductora, una banda en "V" y una polea conducida, fig. 1.34.

Las poleas se componen de una parte fija y otra móvil; ambas partes se encuentran montadas sobre el árbol móvil, con la única diferencia de que la parte móvil de la polea . Este deslizamiento se dá mediante contrapesos los cuales son accionados al variar las r.p.m. del eje de trabajose, generándose así una fuerza centrífuga y por consiguiente la variación de posición de los contrapesos, permitiendo así el cambio de radio de la polea

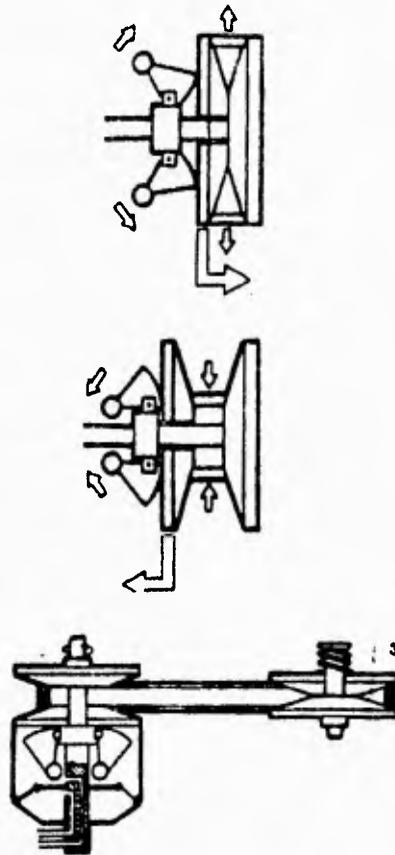


FIGURA 1.34. Transmisión Continúamente Variable (CVT).

En el caso de la polea conductora, ésta se encontrará por regla general en su radio mínimo al menor número de r.p.m., conforme las revoluciones aumenten, los contrapesos regulados por un resorte, lograrán que la polea alcance su mayor radio de trabajo. En caso contrario a esto, la polea conducida, originalmente se encontrará en el radio máximo; al aumentar las revoluciones de la flecha, el radio tenderá a disminuir. Con éste mecanismo, se obtendrá un alto par a bajas revoluciones y viceversa, es decir, un bajo par a altas revoluciones.

Las dos poleas, tanto la conductora como la conducida, son acopladas mediante una banda en "V" en la gran mayoría de los casos, aunque también existen CVT's acoplados con bandas planas.

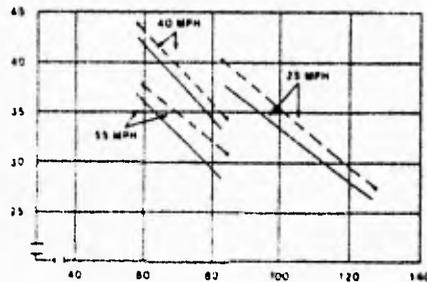
Las transmisiones continuamente variables son capaces de transmitir una potencia de hasta 200 hp, por lo que son utilizadas generalmente en vehículos pequeños. Pueden ser empleadas en autos comerciales con motores de combustión interna de 20 hp, aunque los rangos de revoluciones de trabajo en la polea conductora disminullan conforme aumenta la potencia. El uso de la CVT se ha hecho muy común en el mercado, ya que posee un porcentaje bajo de pérdidas en la transmisión de potencia, alcanzando eficiencias de hasta un 99% y reduciendo considerablemente el espacio y peso en relación a la tradicional caja de cambios. También cuenta con rangos de reducción que gracias a sus límites, son capaces de sustituir a las cajas de cambios de los vehículos comerciales, ya que estos rangos varían desde 4:1 hasta 0.5:1 y una caja de cambios comercial varía de 3.6:1 a 1.9:1, dependiendo del fabricante y el uso o aplicación.

En la actualidad, los CVT's son diseñados con sensores electrónicos de velocidad, los cuales regulan los contrapesos de la polea conductora por medio de válvulas conectadas al múltiple de admisión del motor, mismas que permiten un mejor aprovechamiento de la potencia del motor y por consiguiente una sustancial mejora en el consumo de combustible. Esta mejora en el consumo de combustible también se puede obtener con la utilización de los CVT's mecánicos, así como reemplazando las cajas de cambios por las transmisiones continuamente variables. Comparando la optimización de combustible entre un mismo vehículo pero con diferente transmisión, se observa la siguiente gráfica.

ECONOMIA DE COMBUSTIBLE EN ESTADO ESTACIONARIO
"VS"
MOTOR N / V

4 Velocidades manuales.
CVT

Estado estacionario
Economía de combustible
(MPG)



Gráfica Comparación entre una caja de cuatro cambios y un CVT.

Otro factor importante que mejora el uso de las transmisiones variables es la tensión de la banda, misma que puede ser regulada por medio de tensores ajustables con una polea libre. Este ajuste, en ocasiones puede disminuir la eficiencia mecánica de las poleas, a pesar de l aumento en la velocidad de respuesta, fig. 1.35.

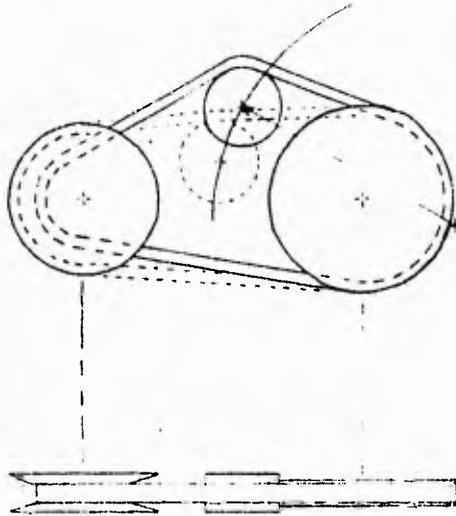


FIGURA 1.35. Tensores para bandas utilizadas en CVT's.

1.6.1. SELECCION DE UN CVT.

Para seleccionar un CVT, se deben considerar ciertos parámetros como la potencia a transmitir, las revoluciones máximas de trabajo, el tipo de motor, dimensiones de las ruedas del vehículo, la velocidad máxima a desarrollar y el radio de reducción del convertidor de velocidad. Claro es que si se conocen las características del CVT, se puede calcular alguna otra variable por medio de las siguientes ecuaciones.

$$VRVH / EFC = VRS$$

$$VRS \times 1.666 = VAR$$

$$VAR / RR = VSR$$

$$RPM / RACVT = RSCVT$$

$$RSCVT / VSR = RCV:1$$

donde:

- VRVH = Velocidad lineal del vehículo, en Km/hr.
- EFC = Eficiencia del CVT.
- VRS = Velocidad real de salida en las ruedas, en Km/hr.
- VAR = Velocidad antes de las ruedas, en m/min.
- RR = Radio de las ruedas, en m.
- VSR = r.p.m. a la salida del reductor.
- RPM = r.p.m. del motor.
- RACVT = reducción de alta del CVT.
- RSCVT = r.p.m. a la salida del CVT.
- RCV = reducción fija del convertidor de velocidad.

Las ecuaciones anteriores, se obtienen de los manuales de los fabricantes de CVT's, y son válidas para éstos, cambiando únicamente la eficiencia, ya que cada fabricante cuenta con una diferente.

1.6.2. CARACTERÍSTICAS DE UN CVT.

Como todo elemento mecánico, las transmisiones continuamente variables, presentan características que brindan un buen parámetro para considerarlas o no en un diseño; todo esto en función de las necesidades a cubrir.

Algunas de las ventajas que presentan son las siguientes:

- 1.- Se economiza combustible al utilizar un CVT.
- 2.- Se logra reducir el espacio del tren motriz.
- 3.- Puede ser controlado por medio de sensores, brindando una mayor eficiencia.
- 4.- Es de fácil mantenimiento.
- 5.- Reduce el peso del tren motriz.
- 6.- Puede transmitir hasta 200 hp.
- 7.- Funciona como freno en disminuciones de velocidad bruscas.
- 8.- Es de funcionamiento automático.

Algunas de las desventajas que presenta, son las siguientes:

- 1.- No economiza combustible a velocidades mayores de 120 Km/hr.
- 2.- Si se rompe la banda en el vehículo, no hay forma de conectar directamente la transmisión, como en una caja de cambios.
- 3.- Actualmente existe una mayor aplicación en motores eléctricos.
- 4.- Son utilizadas generalmente en vehículos de bajas capacidades.
- 5.- En algunos casos, resulta ser mas eficiente una caja de cambios que el CVT.

1.7. DISEÑO DE LA TRANSMISION DEL PROTOTIPO.

En las pasadas líneas se hace mención a la clasificación de la transmisión del prototipo, misma que se ubica dentro de las transmisiones de tracción trasera por la cantidad de fuerza que se puede transmitir en ésta y por tal motivo es posible la colocación del motor en la parte trasera.

Para el caso en estudio se consideran básicamente dos alternativas, la primera consiste en la posibilidad de hacer uso de una caja de cambios manuales teniendo de tres a cuatro escalonamientos; la segunda posibilidad consiste en la utilización de una transmisión continuamente variable (CVT) la que proporciona las mismas prestaciones que la caja manual con la ventaja de ser de cambio automático.

Para ello se lleva acabo una selección mediante una matriz de selección, valuandola con la siguiente escala.

- 1 = Muy Mala.
- 2 = Mala.
- 3 = Regular.
- 4 = Buena.
- 5 = Muy Buena.

Se compararon los siguientes puntos: bajo costo, eficiencia, facilidad de instalación, peso, espacio ocupado, facilidad de mantenimiento, número de elementos que lo conforman y existencia en el mercado.

TIPO DE TRANSMISION

	C. V. T	MANUAL
BAJO COSTO	4	3
EFICIENCIA	5	4
FACILIDAD DE INSTALACION	5	3
PESO	5	3
ESPACIO OCUPADO	4	3
FACILIDAD DE MANTENIMIENTO	4	3
NUMERO DE ELEMENTOS QUE LO CONFORMAN	5	3
EXISTENCIA EN EL MERCADO	5	4

Como puede verse en los resultados de la matriz la transmisión con CVT es la más conveniente ya que esta acumula un total de 37 puntos muy por arriba de los 26 puntos de la otra alternativa. Tomando en cuenta que los parámetros comparados son los más significativos. De ahí se pueden esquematizar los dos conjuntos de tren motriz en el siguiente diagrama de flujo.

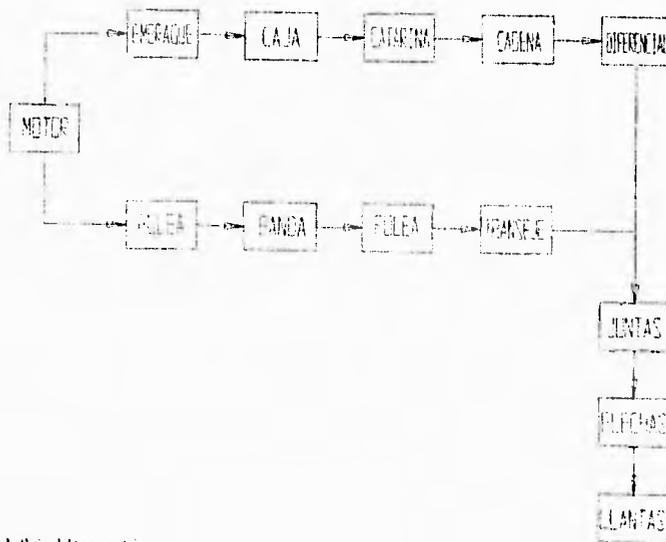


FIGURA. Diagrama de flujo del tren motriz.

Posteriormente se recurre a la dinámica del vehículo para ver si la fuente de potencia puede proporcionar las prestaciones solicitadas en las reglas que norman a este tipo de prototipos. Los dos puntos importantes que menciona dicha regla es que el vehículo debe ser capaz de ascender una pendiente de 45 grados y alcanzar una velocidad máxima en el mínimo de tiempo, lo que hace al transmisor demasiado flexible ya que se requiere de fuerza en gran escala y velocidad.

La ecuación que rige la dinámica de un vehículo es considerada a velocidad constante, y es básica para determinar el rango de reducción de la transmisión. Esta se simplifica a la siguiente expresión

$$\omega_m \eta_m \eta_t = M_v g (f_r \cos \alpha + \sin \alpha) V_v + 1/2 \rho C_d A_f V_v^3$$

- Donde:
- ω_m Es la potencia requerida en Watts.
 - η_m Es la eficiencia del motor la que depende de la altura sobre el nivel del mar.
 - η_t Es la eficiencia del transmisor.
 - M_v Es la masa del vehículo en Kg.
 - g Es la aceleración de la gravedad (9.80665 m/s²).
 - f_r Es el coeficiente de resistencia a la rodadura de las llantas.
 - α Es la inclinación del camino en grados.
 - V_v Es la velocidad del vehículo en m/s.
 - ρ Es la densidad del aire en el lugar de prueba en Kg/m³.
 - C_d Es el coeficiente de resistencia al arrastre aerodinámico.
 - A_f Es el área frontal del vehículo en m².

Para el caso particular del prototipo algunos de los datos enlistados de la ecuación fueron calculados experimentalmente u obtenidos de manuales.

Para la eficiencia del motor η_m , cada 1000 pies sobre el nivel del mar el motor pierde 3.5% de potencia. Cada 10 °F arriba de 60 °F de temperatura el motor pierde 1% de potencia. (Datos tomados del catálogo del motor Bings & Stratton de 8 H.P.).

Donde la eficiencia del motor se da con el producto de la eficiencia debida a la altura y la eficiencia debida a la temperatura entonces, $\eta_m = \eta_a \eta_t$.

Si $\eta_a = 1 - | 0.035 / 1000 | \Delta p$

donde:

Alp Es la altura del lugar en donde se utiliza el motor en pies.

$$\eta_t = 1 - [[0.01 / 10] [^{\circ}\text{F} - 60^{\circ}\text{F}]]$$

En el prototipo fueron calculados para la ciudades de El Paso Texas y Milwaukee ambas ciudades en los Estados Unidos de Norte America. Para ello se recurrió a los datos estadísticos de las temperaturas promedio de dichas ciudades en las fechas que se realizaron las pruebas del prototipo, así como su altura sobre el nivel del mar. Como ejemplo se consideró la ciudad de Milwaukee en la que la temperatura promedio en Junio es de 27 °C (80.6 °F) y una altura promedio de 250 m.s.n.m.(820 pies).

Por lo tanto sustituyendo valores se obtiene $\eta_a = 0.9713$ y $\eta_t = 0.9794$, esto da como resultado de $\eta_m = 0.9513$. Si la potencia del motor es de 5.968 KW (8 H.P.) y la eficiencia es del 95.13% entonces tenemos que el motor nos entrega netos 5.677 KW (7.61 H.P.).

Del primer término de la ecuación de la dinámica del vehículo la eficiencia del tren motriz es calculada con los siguientes datos tomados del libro " Fundamentos de diseño del automóvil":

η_{cvt}	= 0.965
η_{transeje}	= 0.970
$\eta_{\text{juntas universales}}$	= 0.990
η_{baleros}	= 0.980

por lo que $\eta_i = (\eta_{cvt}) (\eta_{\text{transeje}}) (\eta_{\text{juntas universales}}) (\eta_{\text{baleros}})$, con los datos anteriores se obtiene $\eta_i = 0.9081$. Esto nos indica que el vehículo con su arrastre con el aire mas la pendiente y resistencia que oponen el camino no pueden demandar mas de 5.156 KW con ese motor.

A continuación se desarrollan los parámetros de cálculo del término derecho de la ecuación que se esta manejando. Primero se hablará del cálculo de la masa del vehículo, esta puede ser estimada con los planos de diseño en donde se sabe que piezas comerciales se utilizan así como se puede estimar la cantidad de materiales utilizados para la fabricación, estos son pesados estimandose experimentalmente la masa del vehículo. También existe la posibilidad de pesar el prototipo ya terminado. En este prototipo se estimo la masa mediante los dos métodos obteniendo como resultado un error del 5% del teórico con el real del prototipo, tomándose como base de cálculo la masa medida del vehículo real.(ver tabla)

EVENTO MASA DE UN HOMBRE DE 70 Kg. MAS

	MASA DEL PROTOTIPO Kg.	MASA CALCULADA Kg.
1	220	230
2	210	230
3	230	230
4	240	230
5	220	230
6	220	230
7	220	230
8	220	230
9	220	230
10	220	230
11	220	230
12	220	230
13	220	230
14	220	230
15	220	230
16	220	230

Posteriormente se puede seleccionar de tablas el coeficiente de resistencia a la rodadura F_r según el camino esto para los calculos teoricos.ver la siguiente tabla:

Tipo de camino	Valores medios del coeficiente f	
	En buen estado	En mal estado
Hormigón, asfalto	0.010-0.017	-
Adoquines	0.012-0.020	0.020-0.032
Apisonado	0.014-0.025	0.025-0.050
Adoquinado con piedras naturales	0.014-0.026	0.026-0.060
Nevado	0.018-0.032 duro	0.027-0.040 blando
Tierra suelta	0.022-0.030 dura	0.050-0.138 suelta
Arena	0.100-0.150 húmeda	0.150-0.300 seca

De forma experimental existen diversas formas de calcular este coeficiente aunque para el prototipo desarrollado fue calculado mediante la siguiente expresión.

$$F_r = F_f / W$$

siendo: F_f La fuerza de resistencia al rodamiento del automóvil en Newtons.
 W El peso del automóvil para el cual fue medido F_f en Newtons.

A continuación se muestra la tabla que se obtuvo del experimento realizado con el prototipo, considerando una masa del vehículo de 150 Kg.

EVENUTO	DINAMOMETRO Kg.	$F_r = \text{DINAMOMETRO/MASA DEL VEHICULO.}$
1	16.250	0.1083333
2	16.270	0.1084667
3	16.250	0.1083333
4	16.260	0.1084000
5	16.255	0.1083667
6	16.250	0.1083333
7	16.250	0.1083333
8	16.270	0.1084667
9	16.265	0.1084333
10	16.265	0.1084333

De los datos obtenidos se obtiene el promedio de F_r que es igual a $F_{r,pro} = \sum F_{r,i} / n = 0.1083900$, que comparado con valor de tierra suelta en mal estado queda dentro del rango, aunque este es el real para el prototipo.

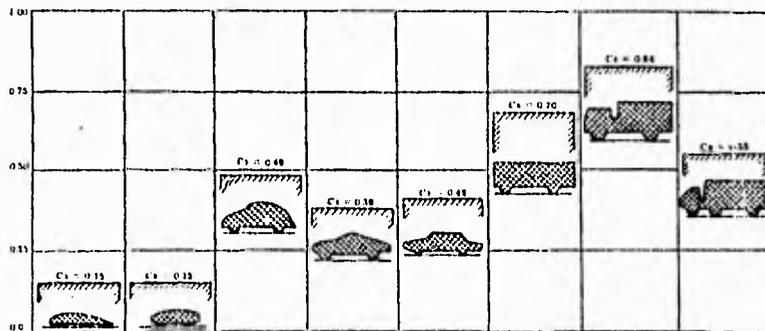
La densidad para los cálculos de la resistencia con el aire es susceptible de ser calculada mediante la ecuación del gas ideal con los datos medios de la atmósfera del lugar en donde se lleven a cabo las pruebas del prototipo, para el caso en particular de este prototipo se utilizó una densidad $\rho = 1.2 \text{ Kg/m}^3$.

Mediante el área frontal propuesta en el diseño se obtiene un dato aproximado de 0.80 m^2 . Es en base a esta área que se puede llevar a cabo un modelo a escala para experimentar las cubiertas laterales de la carrocería arrojando con ello el valor real de C_d (coeficiente de resistencia al arrastre aerodinámico).

en el caso del prototipo las cubiertas laterales de la carrocería muestran una mejora del 5% de reducción en dicho coeficiente. Los datos obtenidos se muestran a continuación en la siguiente tabla.

EVENUTO	AREA FRONTAL	C_d OBTENIDO
1	0.80	0.55
2	0.80	0.55
3	0.80	0.55
4	0.80	0.55
5	0.80	0.55
6	0.80	0.55
7	0.80	0.55
8	0.80	0.55
9	0.80	0.55
10	0.80	0.40
11	0.80	0.50
12	0.80	0.60
13	0.80	0.70
14	0.80	0.80
15	0.80	0.55
16	0.80	0.55

Los valores de C_d también pueden ser obtenidos mediante tablas existentes para diferentes perfiles como se muestra a continuación.



Valores gráficos de C_d

Con los valores que anteriormente mencionados se puede plantear una ecuación de la potencia en función de la velocidad únicamente definiendo el ángulo de inclinación del camino dentro de un rango de $0^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ$ puesto que para el prototipo es como máximo de 45° . Por lo tanto tenemos:

$$\text{Pot}(V) = M_v g (f_r \cos \alpha + \sin \alpha) V_v + 1/2 \rho C_d A_f V_v^3$$

La ecuación puede ser graficada con los siguientes valores :

GRAFICA	M_v (Kg)	F_r	C_d	A_f (M ²)
Promedio	221.25	0.10839	0.565	0.80
1	220.00	0.10833	0.550	0.80
2	220.00	0.10840	0.550	0.80
3	220.00	0.10843	0.550	0.80
4	220.00	0.10846	0.550	0.80

Por lo tanto para 0° obtenemos las siguientes ecuaciones:

$$\text{Pot}(V) = 235.176 V + 0.2715 V^3$$

$$\text{Pot}(V)_1 = 233.717 V + 0.264 V^3$$

$$\text{Pot}(V)_2 = 233.868 V + 0.264 V^3$$

$$\text{Pot}(V)_3 = 233.934 V + 0.264 V^3$$

$$\text{Pot}(V)_4 = 233.998 V + 0.264 V^3$$

Ahora bien para 45° los resultados serán:

$$\text{Pot}(V) = 1700.519 V + 0.264 V^3$$

$$\text{Pot}(V)_1 = 1690.820 V + 0.264 V^3$$

$$\text{Pot}(V)_2 = 1690.972 V + 0.264 V^3$$

$$\text{Pot}(V)_3 = 1690.973 V + 0.264 V^3$$

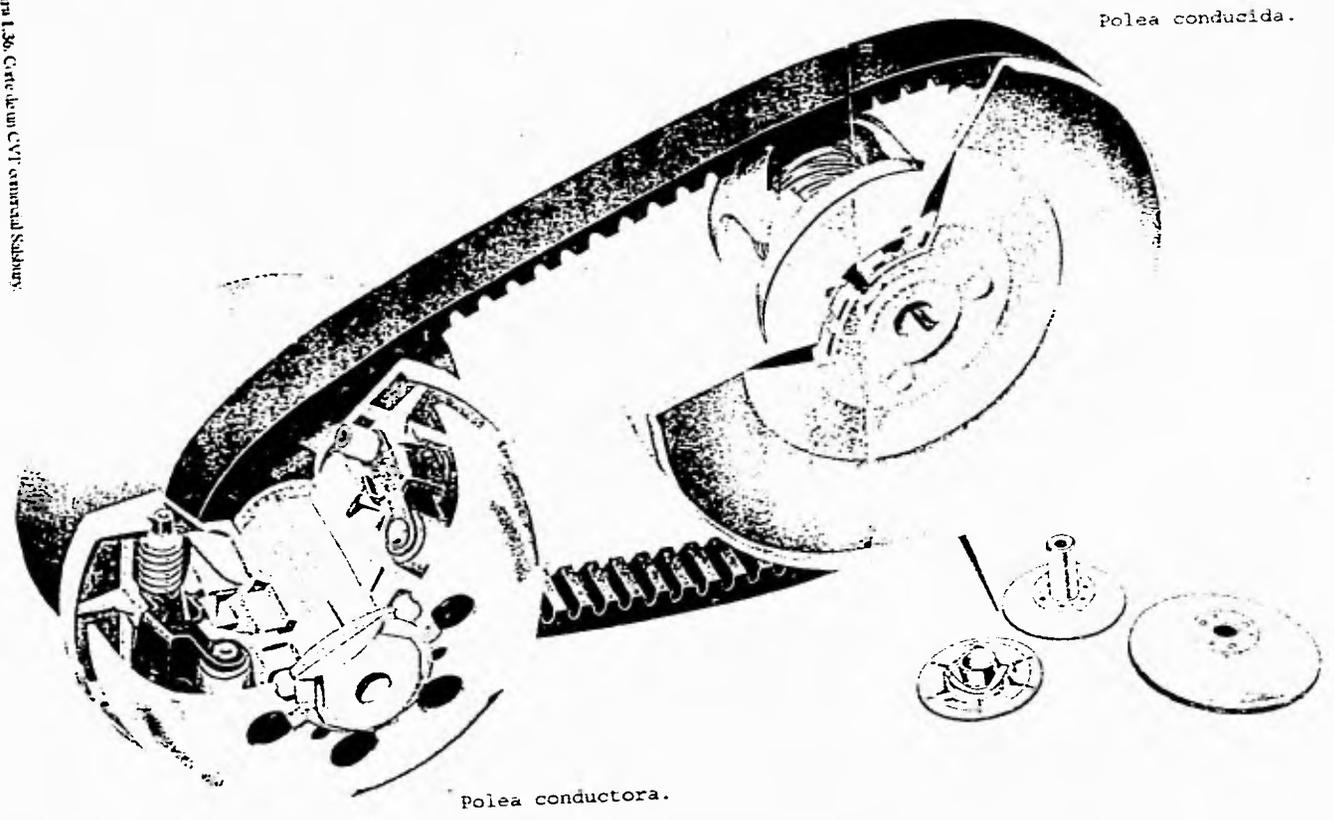
$$\text{Pot}(V)_4 = 1691.019 V + 0.264 V^3$$

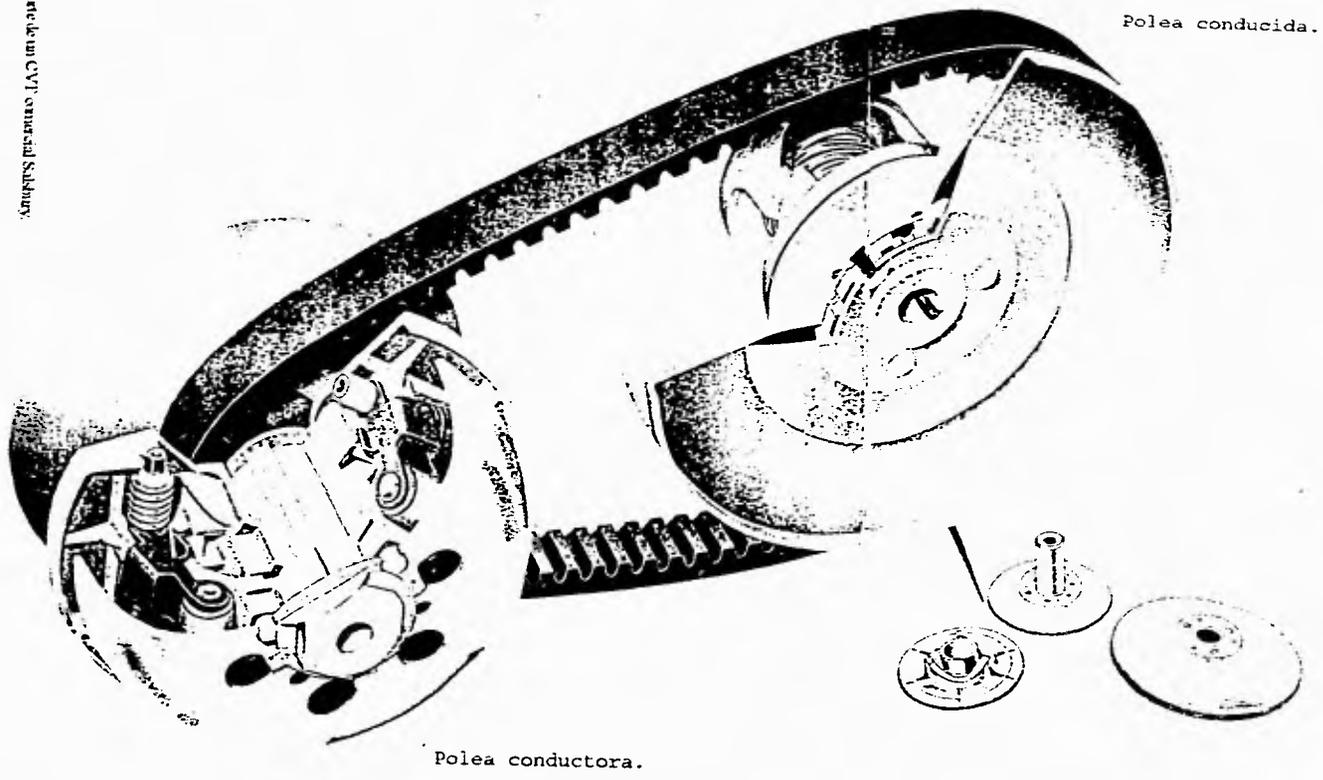
En base a las gráficas (Ver apéndice A), posteriormente se determina que la reducción total de la transmisión misma que debe complementarse con un reductor de velocidad con relación fija o se selecciona una reducción con cadenas y catarinas. En este prototipo se seleccionó un reductor con una relación de 12.5:1 que es un valor que comercialmente cumplió con los requerimientos del sistema, ya que éste cuenta con la ventaja de incluir el diferencial y un mecanismo de cambio de sentido (reversa), así como el fabricante da como dato la potencia máxima que se puede transmitir con dicho reductor, ésta es de 30 H.P. El reductor tiene una la ventaja de estar probado y como conjunto garantiza la integridad de la transmisión sobre la posibilidad de las cadenas y catarinas que en peso son mucho mas bajo que el reductor pero con un alto riesgo en la manufactura.

Se diseñó un programa de computadora para calcular la relación fija del CVT (Ver apéndice A), utilizando como parámetro los diámetros comerciales de las llantas existentes en el mercado y la relación fija del transeje.

Lo que nos da como resultado un CVT con una relación de 3.38:1 en baja velocidad y 0.54:1 en la relación de alta, y estos resultados se comparan da la tabla del fabricante de CVT's para elegir el más aproximado a los resultados o los resultados se ajustan a los valores que proporciona el fabricante, ver fig. 1.36.

Figura 136. Circuito de CVT con un solo S&S.





Polea conducida.

Polea conductora.

Figura 1.36. Circuito un CVT universal Sabbur.

CAPITULO II.

SUSPENSIONES.

2.1. INTRODUCCION.

Todo vehículo destinado para el transporte de personas, animales o productos en general, debe contar con un sistema de suspensión con el fin de brindar a los pasajeros y a la carga confort y seguridad, es por eso que en este capítulo se revisará la importancia del sistema de suspensión; su diseño, selección y su interrelación con los demás sistemas que componen al vehículo.

2.2. DEFINICION DEL SISTEMA DE SUSPENSION.

Desde la aparición de los primeros vehículos, surgió la necesidad de crear los sistemas de suspensión, ya que es necesario el contacto de los neumáticos con el camino para obtener un óptimo control del vehículo tanto en dirección como en frenado, esto es debido a que en cuanto aumenta la velocidad del vehículo, el neumático empieza a rebotar y perder contacto con el piso, ocasionando nulidad en la dirección y una gran ineficiencia en el sistema de frenos, debido a que disminuye considerablemente la fricción con el piso y paralelamente se presentan grandes pérdidas en la tracción y desgaste de los neumáticos por el patinaje de éstos sobre el terreno.

De lo anterior se concluye que un sistema de suspensión debe mantener en contacto al neumático con el camino y una distancia constante entre los elementos del chasis y carrocería y de la rueda del sistema de suspensión para brindar confort y seguridad. Ahora bien, estos dos puntos dependen directamente de:

- 1.- La localización del centro de gravedad y de la repartición de las masas en ambos lados de este punto.
- 2.- Las dimensiones del vehículo, principalmente el alto y el ancho de vía.
- 3.- Los órganos que aseguran el enlace entre la parte suspendida y la no suspendida, así como las relaciones entre sus masas.
- 4.- El acoplamiento entre las suspensiones delantera y trasera e izquierda y derecha.

En base a lo anterior, para los vehículos terrestres, el sistema de suspensión se define como "un sistema formado por un conjunto de elementos y dispositivos elásticos que proporcionan protección a los órganos del vehículo, a la estabilidad de éste, da comodidad a los pasajeros y protección a la mercancía transportada sea cual sea el estado del terreno" [1]. Lo anterior se lleva a cabo mediante la

reducción al mínimo de los movimientos verticales, longitudinales, transversales y angulares del chasis y carrocería.

2.3. ELEMENTOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE SUSPENSION.

Los elementos o partes en que está constituido un sistema de suspensión se puede resumir de la siguiente manera:

- 1.- **Parte suspendida**, en la que están incluidos el chasis, la carrocería, la cabina de los ocupantes y el motor entre otros. Esta parte es la principal a proteger de las imperfecciones del camino.
- 2.- **Resortes**, que dependiendo del sistema de que se trate, será su forma y su constitución. Este elemento absorbe la energía que en forma de movimiento es transmitida por el camino hacia la parte suspendida.
- 3.- **Amortiguadores**, los cuales son dispositivos que sirven para atenuar la energía que libera el resorte, ya que éstos no almacenan energía, sino que toda la energía que absorben la liberan un instante después y es el amortiguador el que disminuye el movimiento en forma de oscilaciones que produce el resorte a la parte suspendida.

2.4. COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA DE SUSPENSION.

El comportamiento que tiene una suspensión de acuerdo a la dinámica de un vehículo, se basa principalmente en el movimiento de éste como respuesta a las fuerzas y momentos que se transmiten de las llantas al chasis. Consideremos por ejemplo la rueda de un vehículo en movimiento al chocar contra un obstáculo; la parte suspendida tiende a seguir su misma trayectoria lineal debido a la inercia que éste lleva, sin embargo, en ese instante se comprime la rueda, el resorte y el amortiguador. Un instante después la parte suspendida sigue la trayectoria del neumático dado que el resorte regresa a su posición original y empuja a ésta hacia arriba. Cuando el vehículo pasó el obstáculo ocurre lo contrario, esto es, el resorte se elonga y un instante después la parte suspendida cae comprimiéndolo a su posición original. Es así como se da el movimiento oscilatorio que caracteriza al movimiento de la suspensión. Para reducir estas oscilaciones se emplean los amortiguadores. Cabe mencionar que al instalar un amortiguador "duro" habrá un menor número de oscilaciones y consecuentemente habrá una mejor estabilidad en ruta, pues los neumáticos estarán en contacto mayor tiempo con el camino, sin embargo, el confort que se tenga no será mejor que si se tuviera un amortiguador más suave.

El comportamiento del sistema de suspensión descrito en el párrafo anterior es muy parecido en el sistema delantero y en el trasero salvo algunos parámetros que caracterizan a cada uno de éstos, los cuales se mencionarán posteriormente.

2.4.1. SUSPENSION DELANTERA.

El comportamiento de la suspensión delantera como el de la trasera es muy similar, la diferencia entre éstos estriba en el sistema de dirección, que en general se encuentra situado en la suspensión delantera. Cabe mencionar que el funcionamiento del sistema de dirección no se debe ver afectado por el movimiento que experimenta la suspensión delantera a pesar del estado del camino.

Por lo tanto para los dos sistemas de suspensión se requiere conocer una serie de características muy específicas en cada tipo de suspensión para el buen desempeño del vehículo.

ANGULO CAMBER. El camber es una inclinación de la rueda que la aleja de la posición vertical real, así pues, si la rueda permanece en posición vertical, su camber será cero grados, si la parte superior de la rueda está inclinada hacia afuera, el camber se considera positivo; ahora bien, si la parte superior del neumático está inclinada hacia adentro el camber se considera negativo, fig. 2.1.

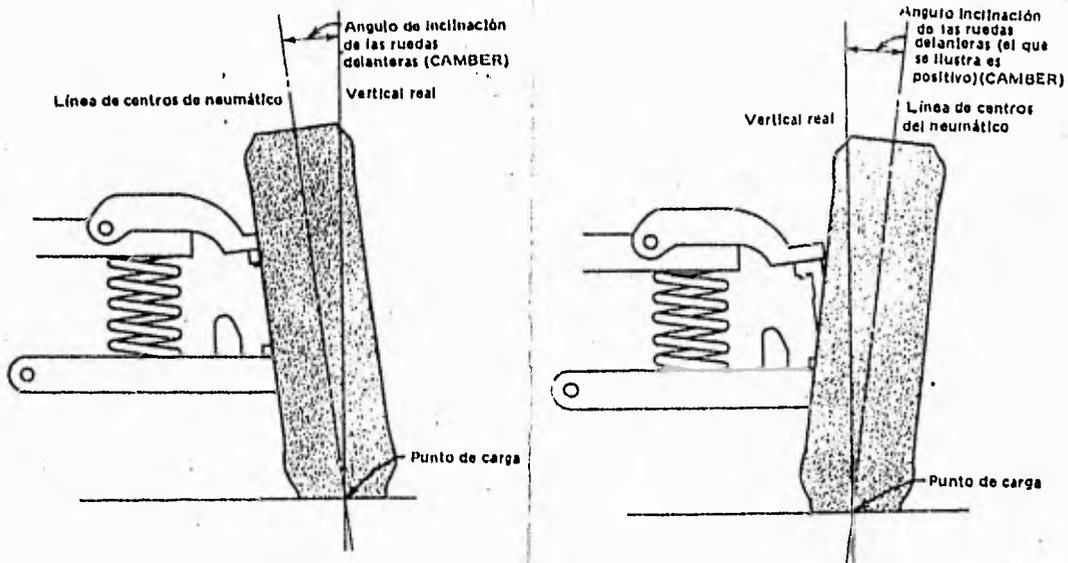


FIGURA 2.1. Ángulo Camber.

Este ángulo interviene en gran medida en la fuerza lateral que actúa sobre la rueda y en la estabilidad del vehículo, haciéndose más notable ésta en las curvas, pues da al automóvil más "agarre" al tratar de "clavar" el neumático en el piso, fig. 2.2.

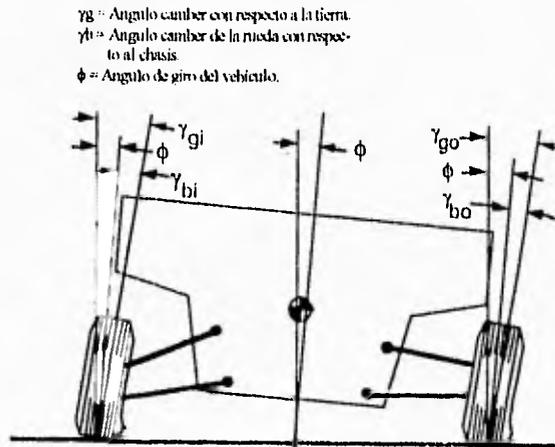


FIGURA 2.2.
Camber en curva.

La determinación del ángulo camber se debe definir de acuerdo al uso que se dará al vehículo, para el caso en que un vehículo es diseñado para rodar en un camino de tierra suelta y piedras el ángulo propuesto es de -3° , este valor surgió de simular gráficamente el comportamiento de la suspensión en sus tres diferentes situaciones de funcionamiento, esto es, en su estado de reposo, al caer la rueda en un agujero del camino y al pasar ésta sobre un obstáculo del mismo [2]. Es importante conocer el tipo de terreno en el que se va a utilizar un vehículo, porque un ángulo de camber negativo da también mayor dureza a la dirección.

ANGULO CASTER. El caster es un ángulo de inclinación de la línea de centros del eje de la dirección. Si dicho eje es vertical, se dice que el caster es cero grados; si la línea está inclinada hacia adelante, el caster será negativo y por último si la línea está inclinada hacia atrás el caster será positivo, fig. 2.3.

El caster positivo es considerado un ángulo estabilizador direccionalmente, es decir, hace que el vehículo avance en línea recta hacia adelante, además de proporcionar la retomabilidad del volante después de una curva. Cabe mencionar que un caster demasiado positivo ocasiona que el volante regrese demasiado rápido y un control difícil de la marcha. Como el caster negativo es lo contrario del positivo, produce una difícil estabilidad direccional aunque suaviza el volante de la dirección.

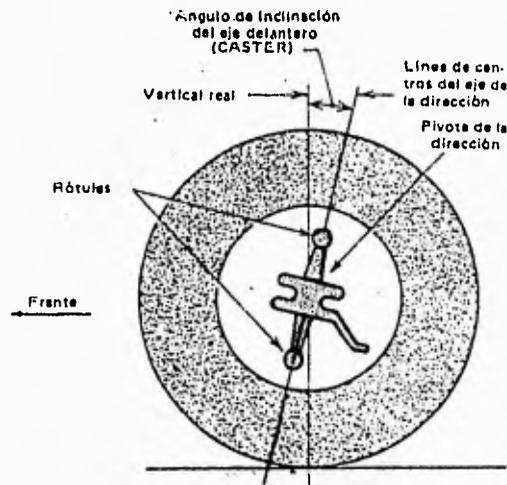


FIGURA 2.3.

Vista de la posición de los rótulos y el nudillo de la dirección atrás de una rueda delantera.

A diferencia del camber, el caster no afecta el desgaste de los neumáticos, por lo que en el diseño se pueden seleccionar tanto un caster negativo como uno positivo dependiendo del uso del vehículo; los valores más frecuentes oscilan entre los -5 y 25 grados. [3]

CONVERGENCIA. Convergencia es la diferencia de la distancia medida en la parte media de las ruedas delanteras de un vehículo tomadas en la parte delantera y en la parte trasera de las mismas y está expresada en fracciones de pulgada o en milímetros y en promedio es de 3.2 mm (1/8 pulg) [3], fig 2.4.

El ajuste de la convergencia se lleva a cabo cuando el vehículo está en reposo, para que cuando éste se halle en movimiento, las llantas estén paralelas y no exista un "arrastre" de los neumáticos, llevándolos a un desgaste excesivo.

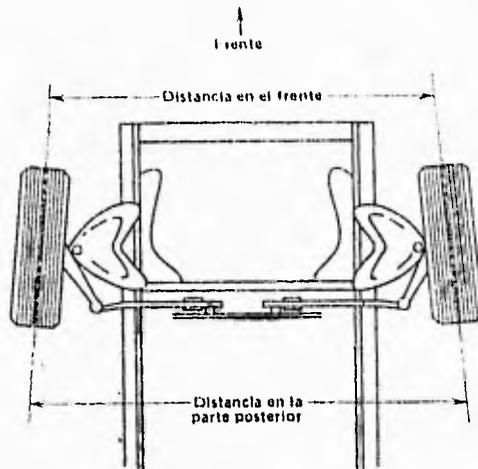


FIGURA 2.4.

Convergencia. La distancia entre los neumáticos en el frente es menor que la distancia entre los mismos en la parte posterior.

Como la suspensión está formada por varios eslabones y éstos deben tener cierta holgura la convergencia varía cuando el automóvil está en movimiento y en reposo, ya que la fuerza de rodadura provoca que las llantas se abran y no rueden paralelas entre sí.

El mencionado ajuste de la convergencia se hace mediante dos "manguitos" (uno para cada rueda) localizados en las barras de la dirección de los vehículos, fig. 2.5.



FIGURA 2.5.

Manguito de un tirante. Haciendo girar el manguito se alarga o se acorta el tirante. La acción del manguito semejante a la de un tensor.

DIVERGENCIA EN LAS VUELTAS. A este término se le conoce también como ángulo de giro o ángulo de dirección.

Cuando un vehículo da vuelta, describe con sus neumáticos delanteros dos circunferencias distintas y paralelas entre sí, lo cual significa que en ese momento la distancia en la parte delantera de las llantas aumenta y es a tal grado, que el ángulo que forman es divergente. Este ángulo es el resultado de otros dos conocidos como ángulos de Ackerman que a su vez están contenidos en la "Geometría de Ackerman", que es el conjunto de ángulos y distancias que debe tener un vehículo en los ejes y llantas para que exista el menor "arrastré" posible y tenga la mayor estabilidad.

Para esto los ángulos quedan definidos por, fig. 2.6.

$$\delta_o = L / (R + t/2) \quad \delta_i = L / (R - t/2)$$

donde:

R = Radio de giro.

L = Distancia entre ejes.

t = Ancho de vía.

δ_o, δ_i = ángulos de Ackerman.

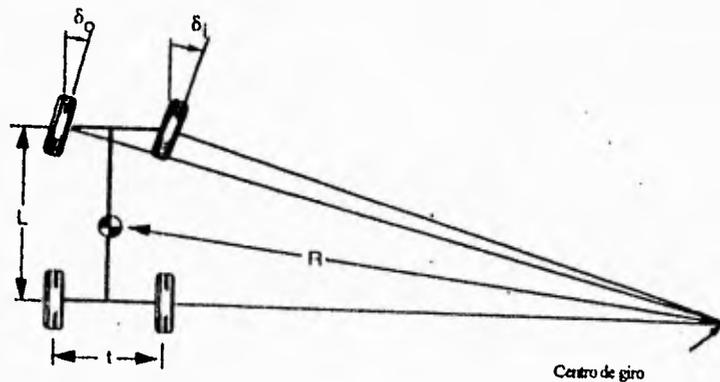


FIGURA 2.6. Divergencia.

Cuando un vehículo da vuelta, describe con sus neumáticos delanteros dos circunferencias distintas y paralelas entre sí, lo cual significa que en ese momento la distancia en la parte delantera de las llantas aumenta y es a tal grado, que el ángulo que forman es divergente. Este ángulo es el resultado de otros dos conocidos como ángulos de Ackerman que a su vez están contenidos en la "Geometría de Ackerman", que es el conjunto de ángulos y distancias que debe tener un vehículo en los ejes y llantas para que exista el menor "arrastre" posible y tenga la mayor estabilidad.

Para esto los ángulos quedan definidos por, fig. 2.6.

$$\delta_o = L / (R + t/2) \quad \delta_i = L / (R - t/2)$$

donde:

R = Radio de giro.

L = Distancia entre ejes.

t = Ancho de vía.

δ_o, i = ángulos de Ackerman.

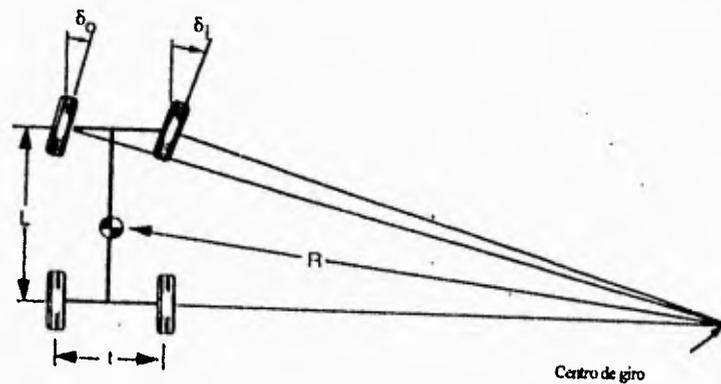


FIGURA 2.6. Divergencia.

INCLINACION DEL EJE DE LA DIRECCION. Este es otro factor que influye en la alineación de las ruedas y se conoce también como *KPI* (King Pin Inclination). Esta inclinación la define el ángulo formado por la línea de centros de las rótulas y la vertical verdadera vista desde el frente del vehículo, fig. 2.7.

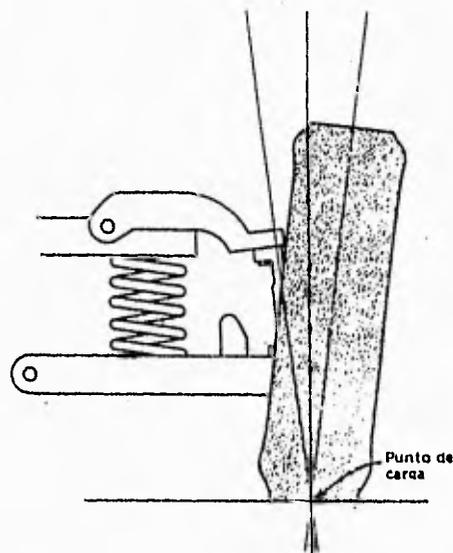


FIGURA 2.7.

Forma en que las líneas de centros del eje de la dirección y del neumático se intersectan en el punto de carga.

El ángulo *KPI* reduce el choque del camino con el sistema de dirección al mantener la línea de centros del eje de la dirección cerca de la línea de centros del neumático ya que el eje de la rueda y el pivote de la dirección son de una sola pieza.

Finalmente, se ve que el comportamiento de la suspensión delantera depende de todos y cada uno de los ángulos y distancias que están presentes en este sistema, dependiendo del diseño específico para el que fue hecho el vehículo.

2.4.2. SUSPENSION TRASERA.

En el comportamiento de la suspensión trasera no interviene el sistema de dirección, por lo que el diseño de la geometría se simplifica, sin embargo se deben considerar otros factores para que la estabilidad y el confort del vehículo no se vean disminuidos. Los principales factores a considerar son:

1.- La carga estática sobre el eje, ya que cuando el vehículo está en reposo, la "precarga" que está aportando la parte suspendida al sistema de suspensión es solo una parte de la fuerza total que deberá soportar el sistema. Es en este estado de reposo y precarga cuando se deben ajustar los ángulos descritos en el punto anterior (camber, caster, etc.).

2.- El cambio en la suspensión bajo la carga durante la aceleración. Este es un factor importante a considerar porque cuando el vehículo está a su máxima capacidad de carga y se suma a ésta la carga que se genera durante la aceleración, el sistema experimenta una fuerza igual a la suma de las dos variables anteriores y los ajustes realizados previamente al sistema se verán alterados, haciendo que la estabilidad del vehículo varíe.

3.- La distancia del piso al punto pivote de la rueda. Para el sistema de suspensión trasero, se considera un punto "pivote" sobre el cual gira la parte suspendida del vehículo cuando éste es acelerado. En cuanto más cerca esté este punto del piso, la fuerza que ejerce el cuerpo del automóvil sobre la suspensión es menor porque el giro de éste sobre el punto pivote es menor.

4.- La distancia del punto "pivote" al centro de la rueda. Al igual que en el caso anterior, entre más corta sea esta distancia se tendrá un "brazo de palanca" menor, ya que el cuerpo del vehículo girará menos sobre el punto pivote y se tendrá una menor fuerza transmitida de la parte suspendida hacia el sistema de suspensión, fig 2.8.

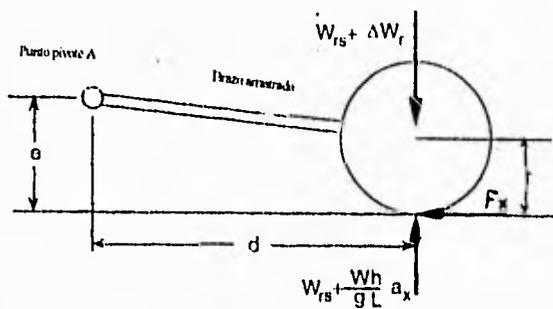


FIGURA 2.8.

Fuerzas que actúan sobre la suspensión trasera.

2.5. TIPOS DE SUSPENSIONES.

Con el paso del tiempo se ha ido mejorando notablemente el diseño automotriz y los sistemas de suspensión no son la excepción de tal evolución. A continuación se mencionarán brevemente los diferentes tipos de suspensión utilizados con mayor frecuencia. En general los sistemas de suspensión se dividen en dos grupos: ejes sólidos y suspensiones independientes.

Ejes sólidos. Un eje sólido es aquel en el cual las ruedas están montadas en ambos extremos de un eje rígido, de tal forma que si una rueda se mueve por una imperfección del piso la segunda se verá afectada por el movimiento de la primera. Estos sistemas son utilizados en muchos vehículos de carga y de doble tracción debido a su gran resistencia.

Suspensiones independientes. En contraste con los sistemas de eje rígido, los sistemas de suspensión independientes pueden tener movimientos verticales en una de sus ruedas sin que la otra se vea afectada por éste. Los sistemas de suspensión independientes se utilizan en vehículos de pasajeros y camiones ligeros.

2.5.1. TIPOS DE SUSPENSIONES DELANTERAS.

La suspensión delantera de eje rígido más común es la Hotchkiss, la cual consiste de un eje rígido hueco en el cual van las flechas que transmiten el movimiento a cada rueda en el caso que el vehículo tenga tracción delantera, si no es el caso el eje será sólido.

En cada extremo del eje van instalados un juego de resortes planos semielípticos (muelles) mediante una abrazadera que a su vez tiene acoplado un soporte para la parte inferior del amortiguador. A su vez, las muelles van sujetas de sus extremos al chasis del automóvil así como la parte superior del amortiguador, fig. 2.9.

Uno de los sistemas de suspensión delanteros utilizados por su sencillez y economía es el de brazos arrastrados que utiliza Volkswagen y Porsche desde la época de la Segunda Guerra Mundial, hasta nuestros días. Consiste en dos brazos paralelos de igual longitud los cuales van conectados cada uno de ellos a una barra de torsión y por el otro extremo a la masa que soporta la rueda, En este sistema, el brazo inferior lleva acoplado un soporte para sujetar la parte inferior del amortiguador y la parte superior de éste va al bastidor del vehículo, fig. 2.10.

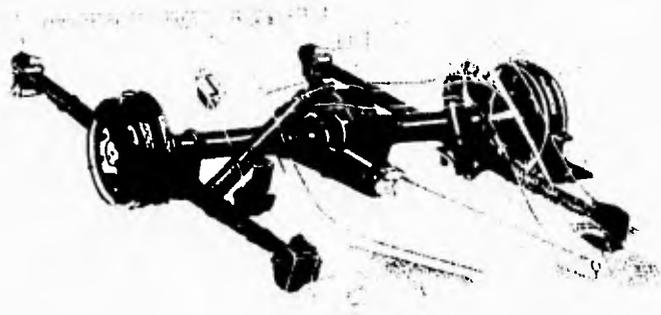


FIGURA 2.9. Suspensión Hotchkiss.

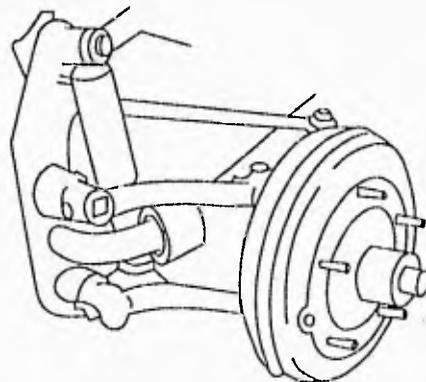


FIGURA 2.10. Suspensión de brazo arrastrado.

Después de la Segunda Guerra Mundial, se empezó a utilizar otro sistema independiente de suspensión delantera que tiene aplicación aún en nuestros días; el SLA (Short-Long Arm) comúnmente llamada "Doble A" porque consta de un brazo de control superior y uno inferior en forma de letra A, en la cual el brazo inferior es más largo que el superior. Este sistema tiene la particularidad de ser muy resistente sin tener que ser muy robusto. fig. 2.11.

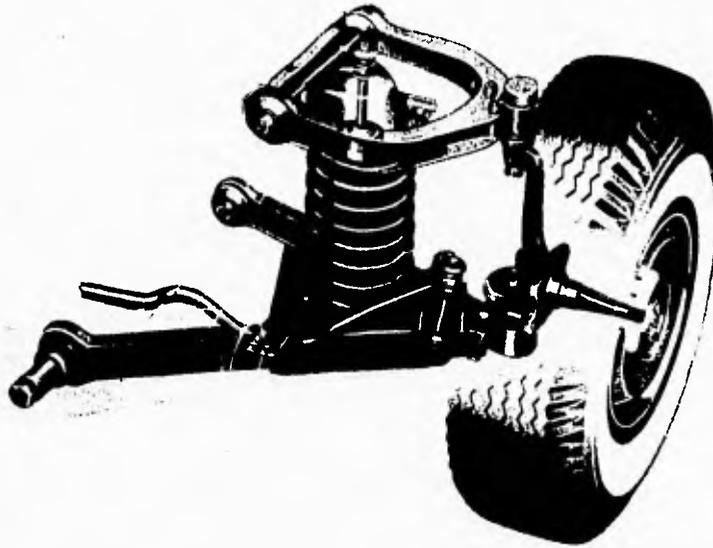


FIGURA 2.11. Suspensión SLA.

Otro tipo de suspensión independiente que se está utilizando mucho en nuestros días es la Mc Pherson Strut, que consta de un brazo de control inferior y de una columna en la cual va instalado el eje de la rueda y el manguito para el sistema de dirección. Este sistema es económico y ligero, pero frágil a los impactos frontales y laterales, fig. 2.12.

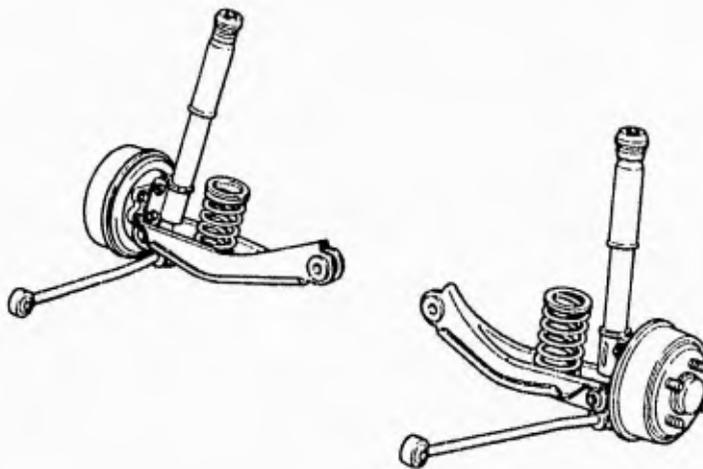


FIGURA 2.12. Suspensión Mc Pherson Strut.

2.5.2. TIPOS DE SUSPENSIONES TRASERAS.

La suspensión trasera de eje rígido más utilizada es la Hotchkiss, la cual se describió en el punto anterior.

Otra suspensión de eje rígido que se ha estado utilizando últimamente en vehículos de pasajeros es la cuatro barras o eslabones que consta de un eje hueco en el cual van las flechas como la Hotchkiss pero que su medio de sujeción al chasis es por medio de dos brazos inferiores de control de los cuales salen los resortes y amortiguadores hacia el chasis, que funciona en este caso como brazo superior de control. Con este diseño se absorben fuerzas producidas por el frenado o la aceleración, así como fuerzas laterales producto de las curvas. Esta suspensión es más suave que la Hotchkiss porque se elimina la fuerza de fricción producida por las muelles, fig. 2.13.

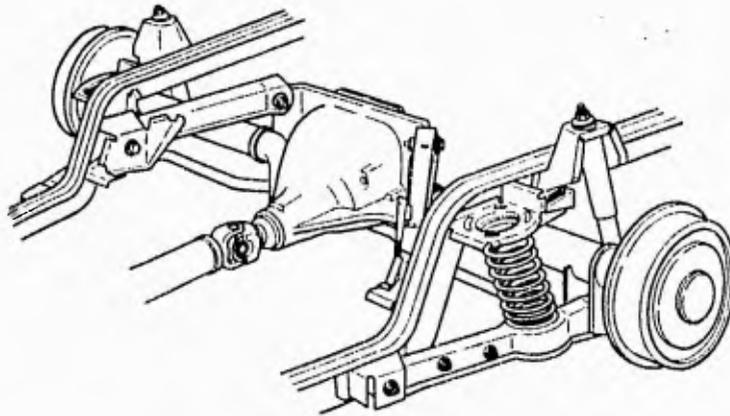


FIGURA 2.13. Suspensión de cuatro barras.

La suspensión trasera de tipo independiente más utilizada actualmente es la multibarras o multieslabones, la cual se caracteriza por tener rótulas en los extremos de las barras. Este es un sistema de suspensión que permite ajustes a las ruedas traseras, con lo cual el diseñador puede favorecer la estabilidad del vehículo, fig. 2.14.

Como consecuencia del sistema de suspensión anterior surgió la de brazo semiarrastrado, la cual consiste en dos brazos de control sujetos al chasis por medio de bujes alineados de tal forma que los ejes de éstos forman un ángulo entre sí; con esto se logra que el camber de las ruedas varíe muy poco y ayudada por la columna resorte-amortiguador las llantas estén en continuo contacto con el piso dando una buena estabilidad. En este sistema al igual que el anterior, el diferencial va fijo al chasis y las flechas van acopladas a este último por medio de uniones universales, fig. 2.16.

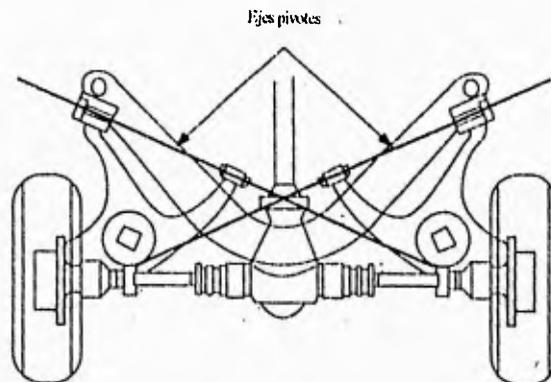


FIGURA 2.16.

Brazo Semiarrastrado.

Un sistema de mucho éxito en Europa en los años '30 y que hasta la fecha se sigue utilizando en la parte trasera del Volkswagen sedán en nuestro país es la de eje oscilante. En este sistema los ejes oscilan alrededor de un punto, la unión universal que los une con el diferencial. En este sistema el camber es muy cambiante, pero complementándose con el sistema de brazo arrastrado provocan que el vehículo se eleve al dar una vuelta forzada, el camber se vuelva positivo y la estabilidad aumente al "clavarse al piso" la rueda interna de la curva, fig. 2.17.

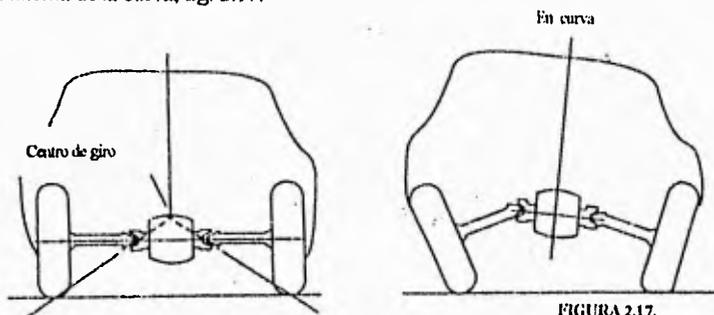


FIGURA 2.17.

Brazo oscilante.

2.6. SELECCION DEL SISTEMA DE SUSPENSION DELANTERO.

Para determinar el sistema utilizado en el prototipo todo terreno se realizó la siguiente matriz de selección, en la cual la escala quedó definida como sigue de acuerdo a las necesidades que se deseaban cubrir.

1 ==> muy malo 4 ==> bueno
2 ==> malo 5 ==> muy bueno
3 ==> regular

SISTEMA	RESISTENCIA	PESO	COSTO	CONFORT	FAC. MANUFACT.
HOTCHKISS	5	1	1	1	1
BR.ARRAST.	3	3	3	4	5
DOBLE A	4	3	4	5	5
MC PHERSON	2	4	4	4	5

La "calificación" dada a cada sistema de suspensión se definió de acuerdo a los siguientes parámetros de diseño:

1. **Resistencia.**- Dado que el prototipo fue diseñado para recorrer un circuito en condiciones adversas (piedras, baches, tierra suelta, etc.), se decidió que fuera lo más resistente posible. En este caso el sistema más resistente fue el Hotchkiss [1].

2. **Peso.**- Este fue otro factor de diseño que se consideró en gran medida, pues no por hacer el vehículo resistente se iba a descuidar esta variable, sobre todo que se debía sacar el máximo provecho del motor para que el vehículo fuera lo más veloz posible. En este caso el sistema de suspensión Mc. Pherson fue el más ligero y el Hotchkiss el más pesado [1].

3. **Costo.**- Dado que en todo proyecto el costo de elaboración juega un papel muy importante, éste fue un parámetro que se tomó en cuenta para la selección del sistema. En este caso los sistemas que obtuvieron una mejor puntuación debido al bajo costo de sus piezas (con respecto a los otros sistemas) son el SLA o "doble a" y el Mc Pherson Strut.

4. **Confort.**- Esta variable se tomó en cuenta debido a que una de las pruebas que se realizaron al prototipo consistió en recorrer el circuito mencionado anteriormente durante cuatro horas. En este caso el

sistema "doble A" fue el que obtuvo mejor resultado, pues los otros sistemas o son muy duros y provocan "brincoteo", o son muy suaves y producen gran número de oscilaciones, ocasionando que el piloto se cansa al oscilar también [3].

5. Facilidad de manufactura.- Por último, se consideró también como criterio de selección la facilidad de manufactura, pues toda esta última se realizó en los Laboratorios de Ingeniería Mecánica. En esta variable, quien tuvo la peor puntuación fue el sistema Hotchkiss, pues hay partes del sistema (como los resortes) que no se pueden fabricar en los mencionados Laboratorios.

De esta matriz, se pudo concluir que el mejor sistema a seleccionar fue el "doble A", pues presentó la "mejor calificación global".

SISTEMA	CALIFICACION GENERAL
HOTCHKISS	9
BR. ARRASTRADO	18
DOBLE A	21
MC PHERSON	19

2.7. DISEÑO DE LA GEOMETRIA DE LA SUSPENSION SELECCIONADA.

Este proceso se lleva a cabo de acuerdo al método propuesto por Saldivar [3] y se describe a continuación.

- 1.- Se fija un punto que servirá como pivote del brazo de control inferior, fig. 2.18.a.
- 2.- Se dibuja la parte media de la llanta y su masa a la distancia que se desee que esté del punto pivote, fig. 2.18.b.
- 3.- Se une el punto inferior de la masa con el punto pivote mediante una "barra", 2.18.c.
- 4.- Se simula un cambio en la altura del vehículo como si la parte suspendida se alejara y acercara al piso pero considerando que la llanta viaja en una línea vertical y la barra descrita en el punto anterior es inextensible, haciendo girar a esta última en el punto pivote, fig. 2.18.c.
- 5.- La masa de la rueda describe una trayectoria en forma de arco, por tal motivo, se unen los tres puntos superiores de la masa y su centro indicará el punto pivote del brazo superior de control.

Cabe mencionar que el ángulo camber ha sido previamente seleccionado o propuesto por el diseñador de acuerdo a los requerimientos y/o características del camino y uso que se vaya a dar al vehículo, fig. 2.18.d

6.- Una vez determinado el punto pivote del brazo superior de control, se designará el ángulo caster, el cual se recomienda que esté entre los -5 y los 25 grados. [3]

Para esta designación se gira el mecanismo completo el valor del ángulo seleccionado, fig. 2.18.e.

7.- De igual forma en que se determinó el punto pivote del brazo de control superior, se debe determinar el punto pivote para el sistema de dirección y es después de haber propuesto el ángulo caster cuando se lleva a cabo tal determinación, pues se debe recordar que el desempeño del sistema de dirección no se debe ver afectado por el funcionamiento del sistema de suspensión. Este punto se ilustrará en el siguiente capítulo, dedicado al sistema de dirección.

8.- Enseguida se propone una geometría que contenga al mecanismo descrito en los puntos anteriores. La mencionada geometría dependerá del espacio con el que se cuente, recordando que brazos de control más largos y abiertos darán más confort.

A continuación se ejemplifica este método con el sistema seleccionado para el prototipo que ocupa esta tesis.

Cabe aclarar que todo el diseño del sistema se lleva a cabo mediante diagramas de alambre, es decir, los cuerpos rígidos como barras, masas, neumáticos, etc, se representan por medio de líneas.

Para el paso número uno se fijó un punto a 250 mm del piso y a 300 mm del centro del vehículo, con lo que se determinó el pivote inferior del sistema.

Siguiendo con el paso número dos del método, se trazó una vertical a 650 mm del centro del vehículo, para determinar el centro de la llanta y el eje sobre el cual viaja ésta. Enseguida se dibujó la llanta y su masa en el centro, con un ángulo de -3 grados de camber.

El paso tres consistió solo en unir el extremo inferior de la masa propuesta con el punto pivote determinado en el punto número uno.

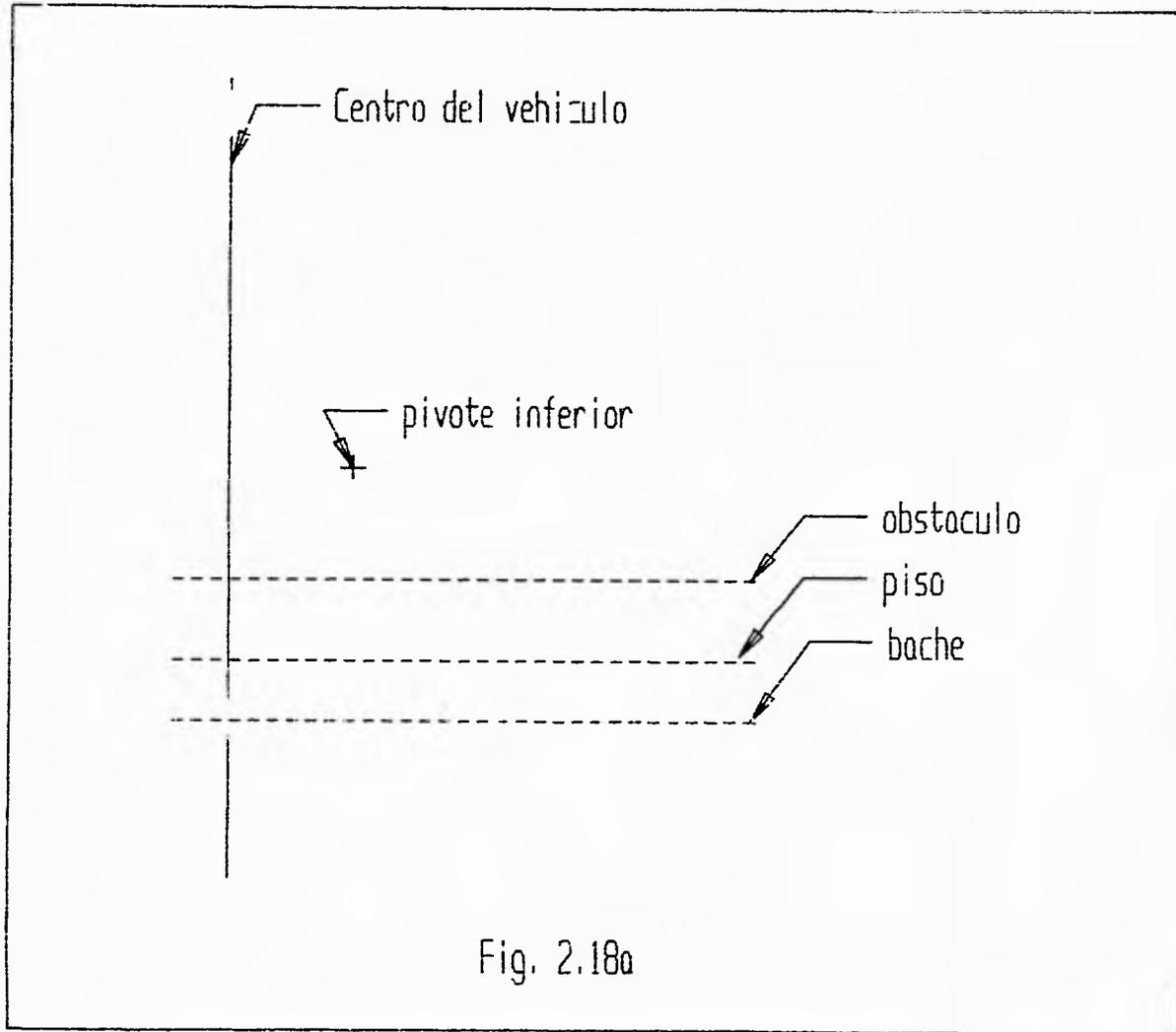
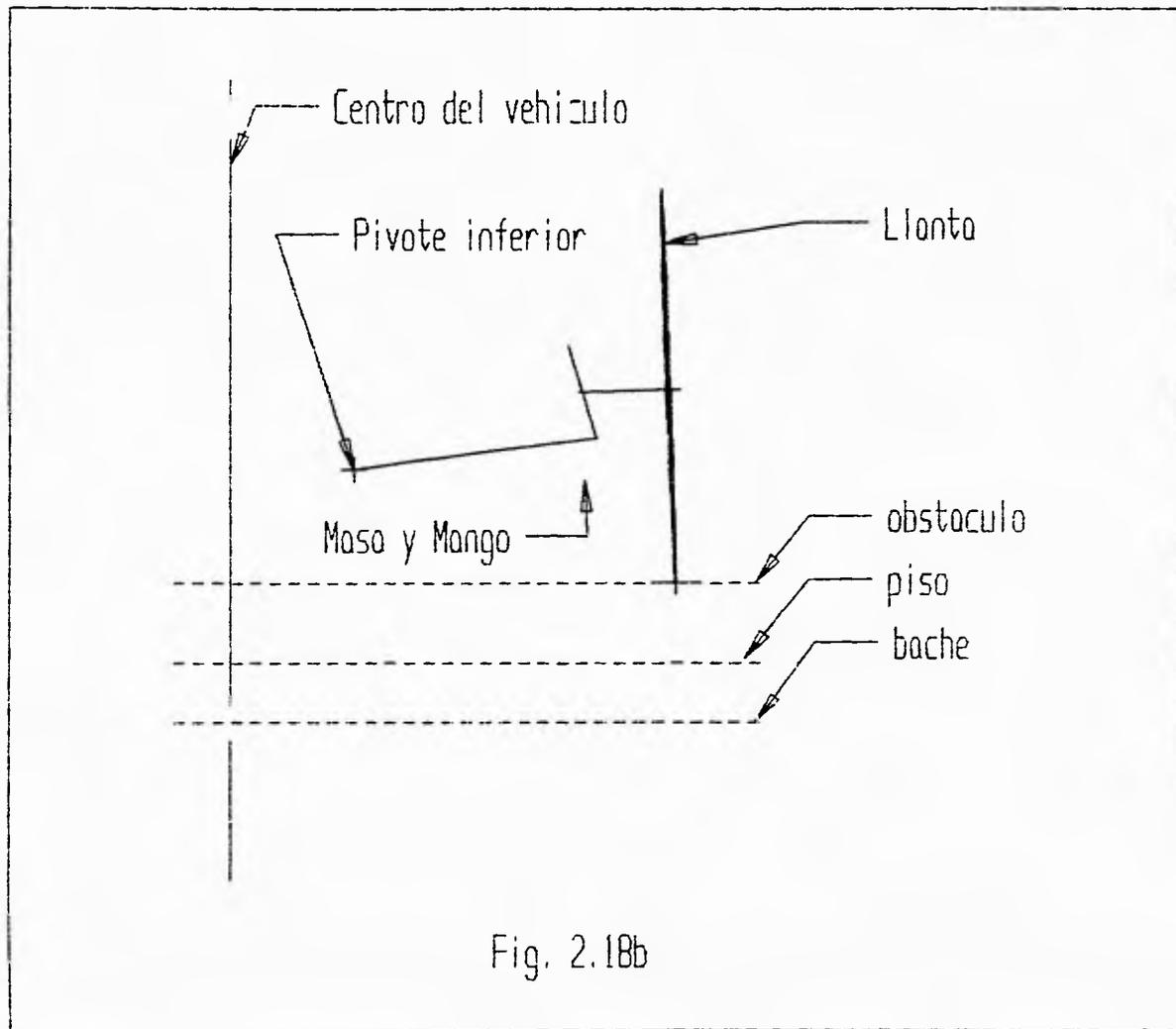
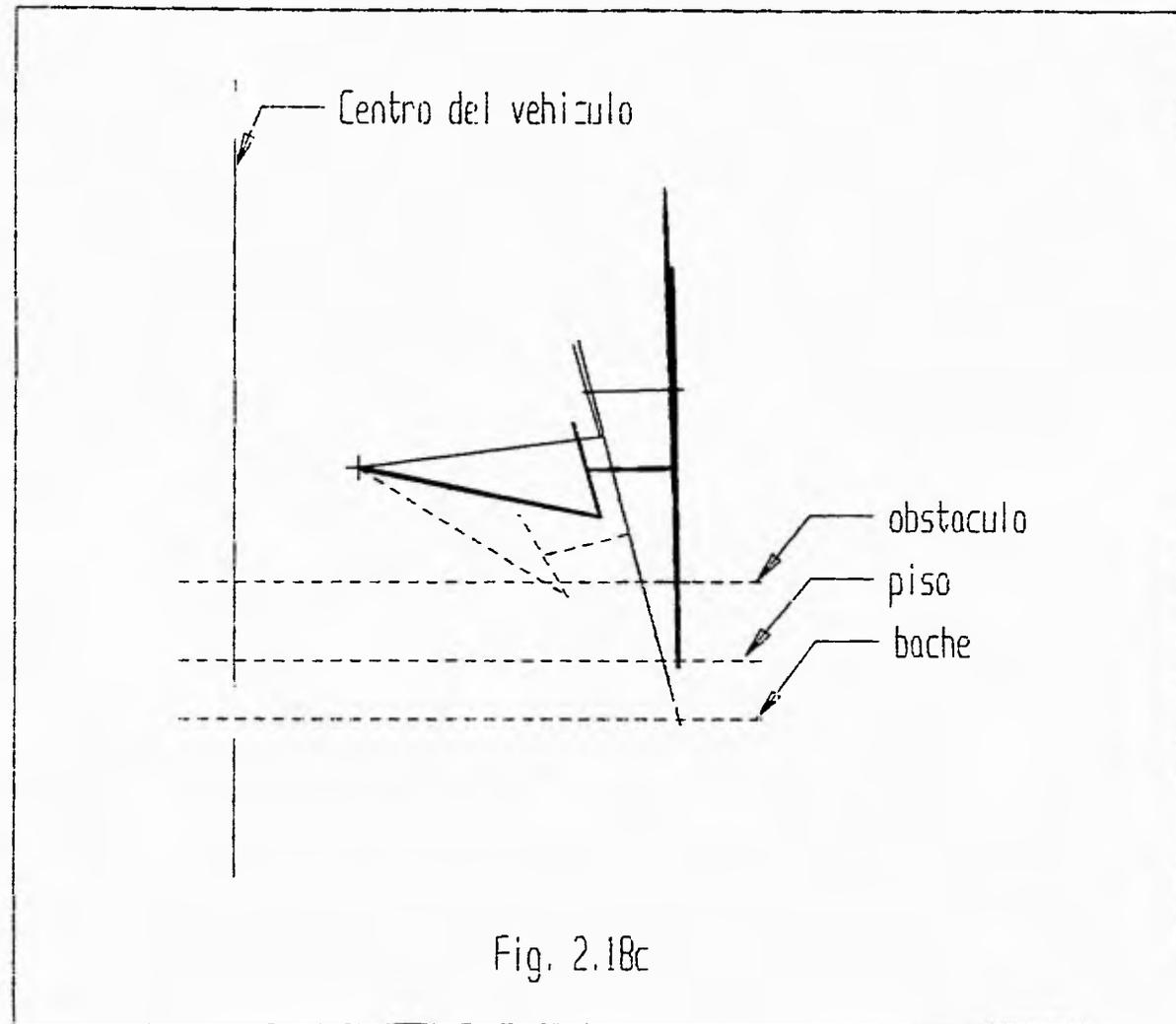


Fig. 2.18a





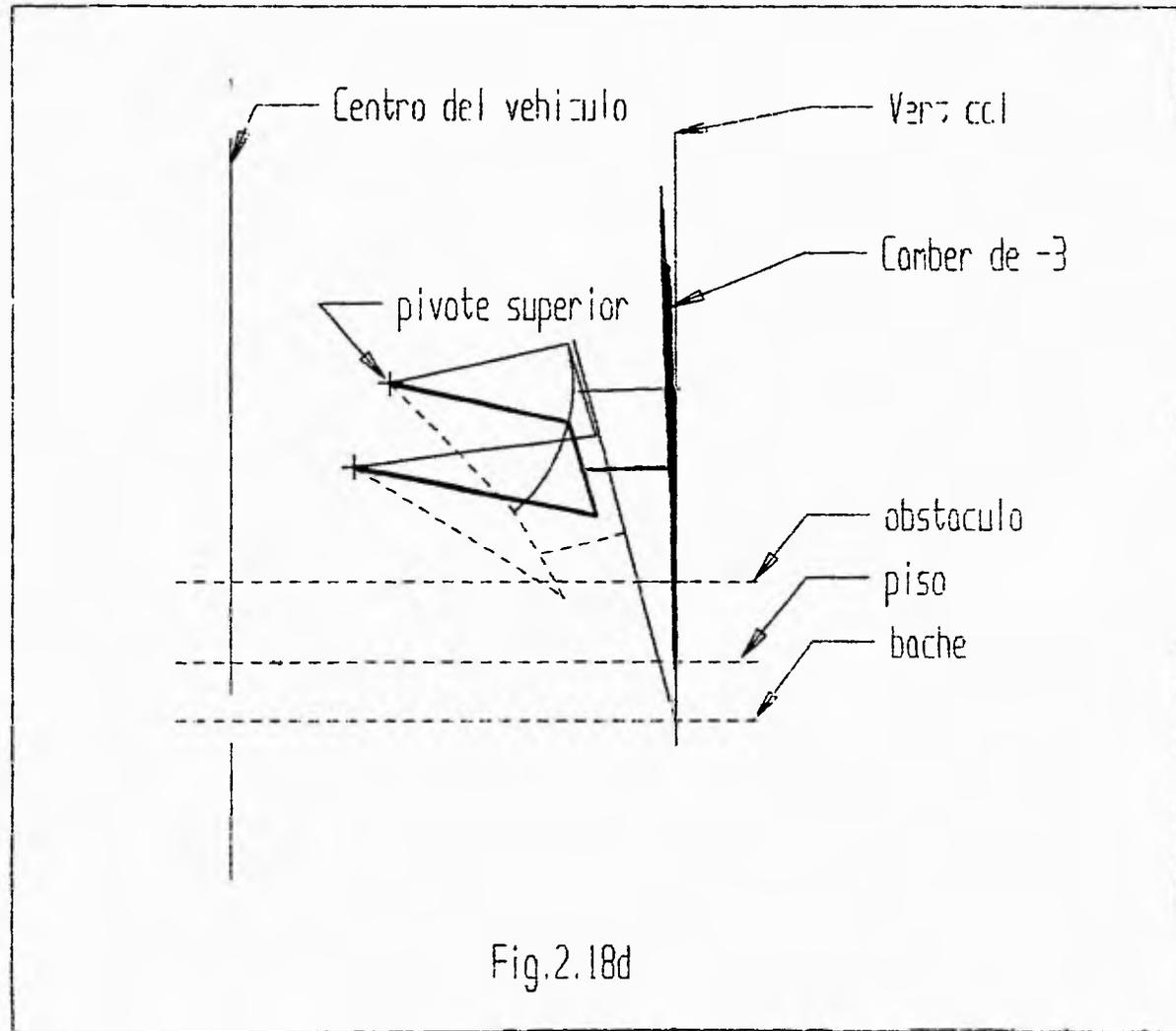
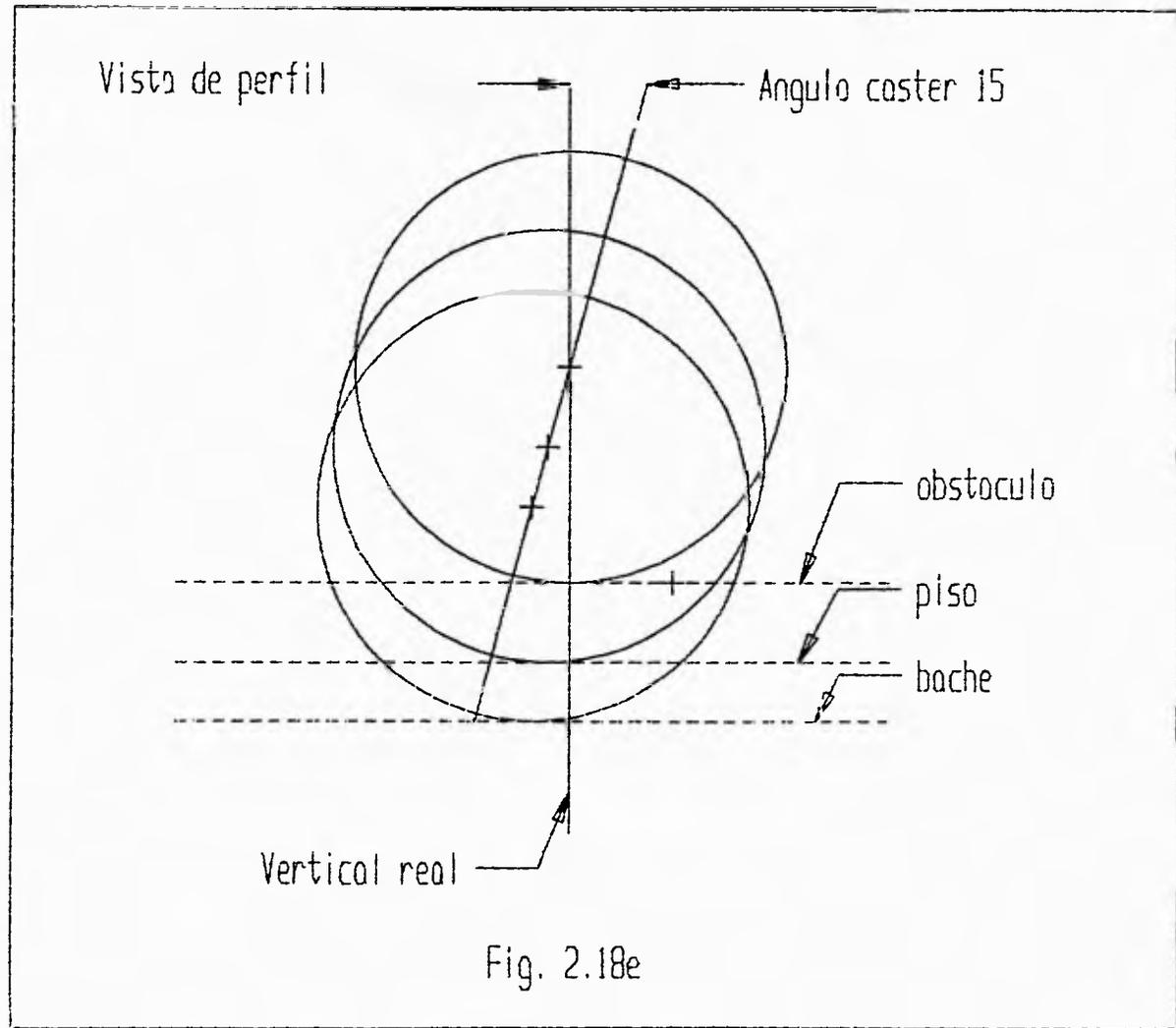


Fig.2.18d



En el cuarto paso se dibujaron "dos pisos", que simulaban la variación del movimiento de la llanta en un bache de 75 mm de profundidad y un obstáculo de 80 mm de altura, dando como resultado una carrera de la llanta de 155 mm. Cabe mencionar que la barra que une la masa con el punto pivote es inextensible y que el recorrido que realiza el punto inferior del neumático es siempre sobre la vertical.

Es en el quinto paso cuando se unen los tres extremos superiores de la masa, dando como consecuencia tres puntos conocidos de un arco, de estos puntos es fácil encontrar su centro, que corresponde al punto pivote superior del sistema.

Teniendo la distancia entre ambos puntos, en el sexto paso se procede a cambiar de una vista frontal a una vista de perfil el mecanismo para girarlo todo este cinco grados, que corresponden al ángulo caster propuesto para el prototipo.

En el séptimo paso se repitió la metodología del punto tres al cinco para determinar el punto pivote del brazo que da movimiento al mecanismo de la dirección y asimismo verificar que no hubiera interferencia entre ambos mecanismos.

Por último en el octavo paso se determinó la geometría que contiene al mecanismo, siendo ambos brazos en forma de letra "A" con un ángulo de 35 grados el inferior y de 40 grados el superior. Estos valores se determinaron debido al espacio existente del prototipo.

2.8. SELECCION DEL SISTEMA DE SUSPENSION TRASERO.

Al igual que se hizo con el sistema de suspensión delantero, para seleccionar el sistema de suspensión utilizado en el prototipo, se recurrió al uso de una matriz de selección. La escala empleada para "calificar" a los diferentes parámetros es la misma que se empleó para el sistema de suspensión delantero.

SISTEMA	RESISTENCIA	PESO	COSTO	CONFORT	FAC. MANUFACT.
HOTCHKISS	5	1	2	3	1
4R	5	1	1	4	1
MULTIBARRA	4	2	2	4	1
BR.ARRAST.	3	3	4	5	5
BR.SEMI-ARR	4	2	4	5	3
EJE OSCILAN	2	4	5	5	5
B.A.+E.O.	4	4	4	5	5

Tomando en cuenta las características para las que fue diseñado el prototipo y de acuerdo a la matriz de selección mostrada se llegó a la conclusión que el sistema más adecuado para el vehículo fue el de eje oscilante combinado con el sistema de brazo arrastrado; esta combinación da al sistema de eje oscilante la resistencia faltante y al de brazo arrastrado la ligereza y el bajo costo necesarios para optimar un sistema de suspensión trasero.

SISTEMA	CALIFICACION GENERAL
HOTCHKISS	12
4R	12
MULTIBARRAS	13
BRAZO ARRASTRADO	20
BRAZO SEMIARRASTRADO	18
EJE OSCILANTE	21
BRAZO ARRASTRADO + EJE OSCILANTE	22

2.9. DISEÑO DE LA GEOMETRIA DE LA SUSPENSION SELECCIONADA.

El proceso de diseño para una suspensión trasera de eje oscilante con brazo arrastrado es como sigue:

- 1.- Se selecciona el punto pivote de donde partirá el brazo arrastrado.
- 2.- Se diseña la longitud y forma del brazo de control.
- 3.- Se determina la longitud de los semiejes, que a su vez actuarán como brazos de control laterales.
- 4.- Se fija el lugar en el que se hallará sujeto el soporte inferior de la columna resorte-amortiguador.
- 5.- Se calcula el punto en el que se sujetará la parte superior de la columna resorte-amortiguador.

El proceso anterior se ilustra a continuación, fig. 2.19.

70

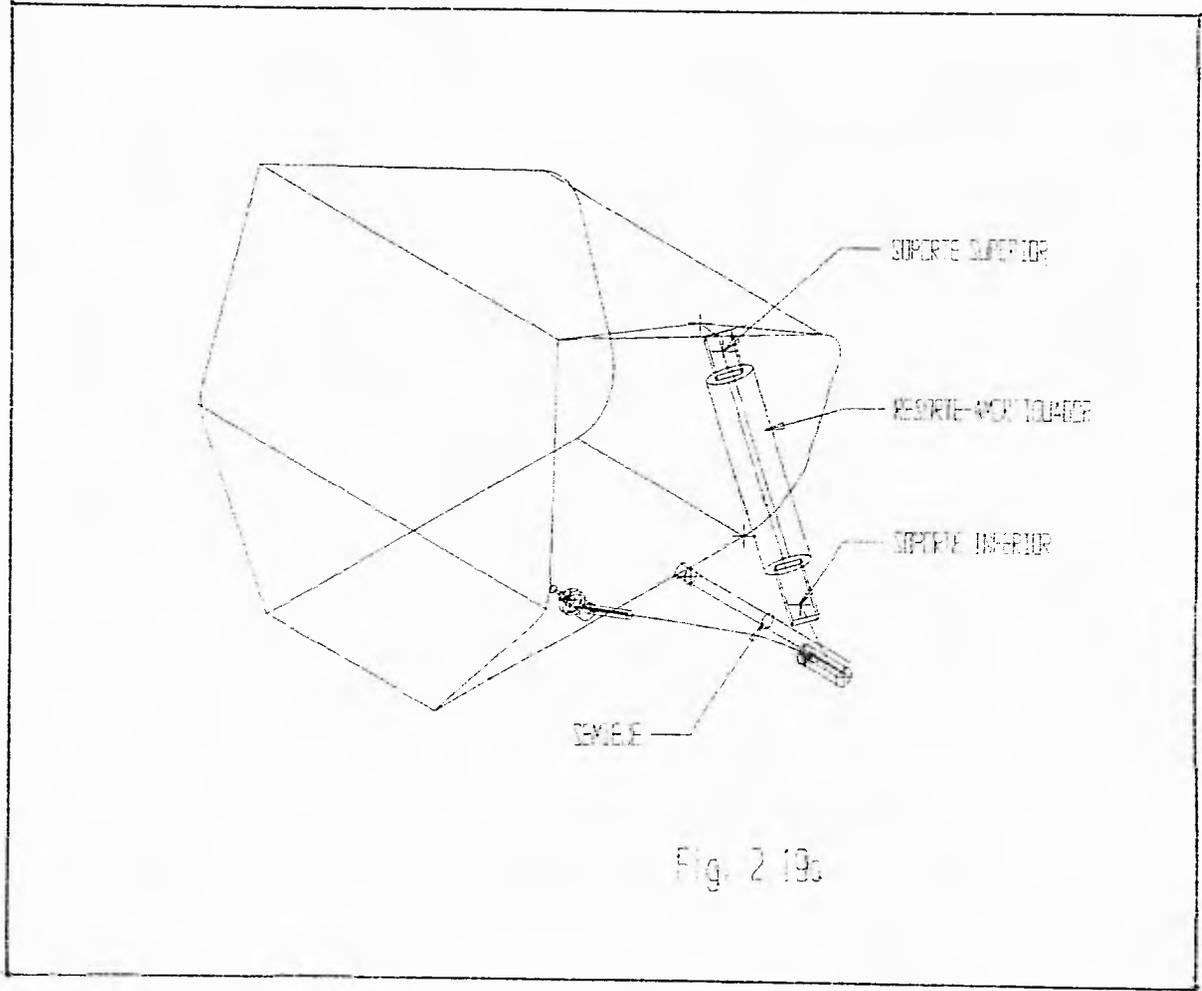


Fig. 2 19c

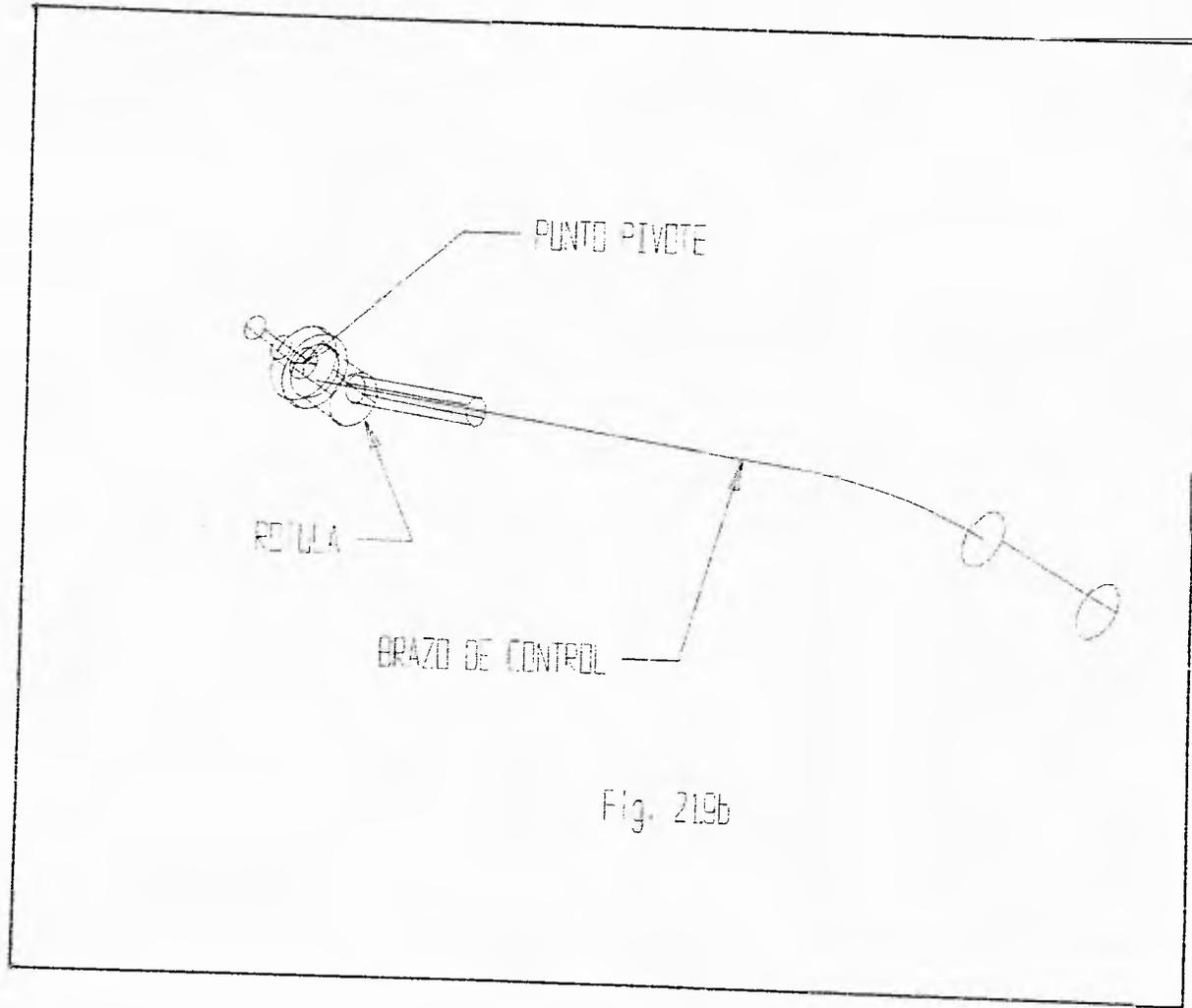


Fig. 219b

2.10. CARACTERISTICAS DE LAS SUSPENSIONES SELECCIONADAS.

1.- **Centro de giro de la suspensión.** El centro de giro queda definido por el punto de reacción de la suspensión y el punto de contacto del neumático con el piso con la línea del centro de las dos ruedas. Así pues cada suspensión tiene su centro de giro.

Ahora bien, el eje de giro del vehículo es aquel que une los centros de giro de las dos suspensiones. Se debe recordar que éste es un factor que afecta notablemente la estabilidad de un vehículo y que esta última es mejor en cuanto el eje mencionado esté más cerca del piso.

1.a. **Centro de giro de la suspensión delantera.** En la fig. 2.20 se ilustra el centro de giro de la suspensión delantera, en base a la definición anterior.

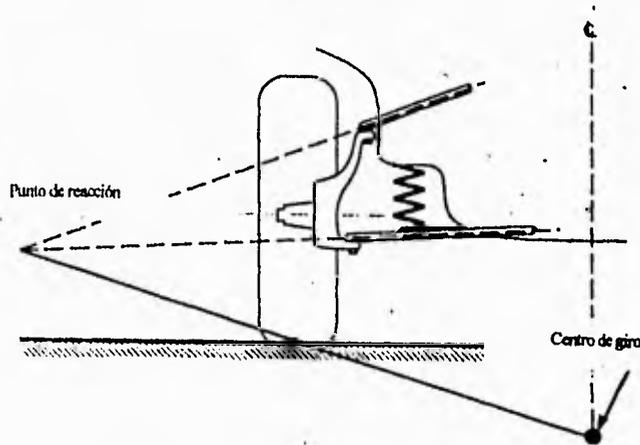


FIGURA 2.20. Centro de giro de la suspensión delantera.

1.b. **Centro de giro de la suspensión trasera.** En este caso el punto de reacción de la suspensión corresponde al punto de reacción del eje, el cual se encuentra localizado en la unión universal que lo une con el diferencial, fig. 2.21.

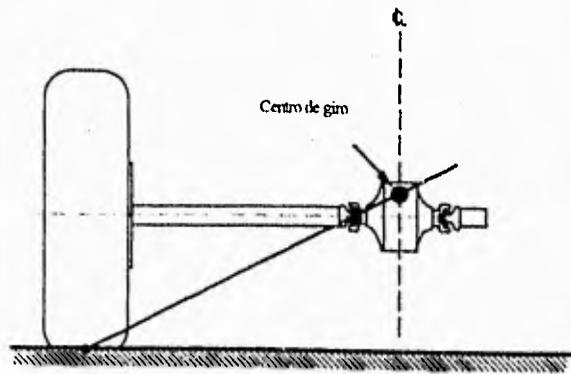


FIGURA 2.21. Centro de giro de la suspensión trasera.

2.- ANGULO CAMBER SELECCIONADO.

2.a. Angulo camber de la suspensión delantera. Se mencionó anteriormente que el prototipo expuesto en esta Tesis se diseñó para circular en un terreno de tierra suelta y piedras; por tal motivo se debe hacer notar que el ángulo camber conveniente es negativo, con el fin de dar al vehículo mas control direccional y estabilidad. Esto se logra porque la llanta tiende a empotrarse en la tierra en vez de patinarse durante las curvas.

2.b. Angulo camber de la suspensión trasera. En la suspensión trasera no se puede fijar un valor de ángulo camber debido a que la principal característica del sistema de eje oscilante es precisamente estar variando dicho ángulo durante su funcionamiento; sin embargo para evitar un desgaste irregular de la llanta, se realizó un ajuste a camber neutro con el vehículo en estado estático.

3.- Angulo Caster seleccionado.

El mismo criterio utilizado para seleccionar el ángulo camber se utilizó para seleccionar el ángulo caster. En este caso se buscó que el vehículo tuviera una retomabilidad del volante de dirección muy rápida y a su vez que éste siguiera una trayectoria de línea recta. Por tal motivo el ángulo caster seleccionado fue de cinco grados positivo.

En el sistema de suspensión trasero, el ángulo caster no afecta el desempeño del vehículo, pues las llantas traseras solo van siguiendo la trayectoria de las llantas delanteras.

4.- Calculo del resorte y amortiguador utilizados en el prototipo.

Para el cálculo de las características que deben tener estos elementos de suspensión, se utilizaron algunos parámetros como peso del vehículo en cada eje, el número de oscilaciones por unidad

de tiempo que es confortable para el humano sin que se presente cansancio, el número de espiras activas en el resorte, etc. Con estos datos se elaboró un programa de computadora que determinó las características mencionadas. (Ver apéndice B).

5.- Selección de partes y elementos constituyentes de los sistemas de suspensión del prototipo.

Con los resultados obtenidos del programa, se tuvieron las bases para seleccionar las partes comerciales que más se acercaran a los requerimientos del prototipo.

Además se realizaron algunos ensayos de tracción y compresión en los Laboratorios de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería a los resortes de los amortiguadores y a diferentes materiales y se llegó a la conclusión (de tablas, manuales y experiencia de técnicos automotrices calificados) que algunas partes de vehículos comerciales como Volkswagen y Renault se apeaban de sobremañera a los cálculos obtenidos y de aquí que se escogieran para el ensamble de los sistemas de suspensión del prototipo.

Las piezas comerciales seleccionadas para el prototipo, son:

Rótulas inferiores de Renault 12.

Rótulas superiores de Volkswagen Sedán.

Amortiguadores traseros de Volkswagen Combi.

Amortiguadores delanteros de Motocicleta Suzuki.

Rótulas traseras de Volkswagen Sedán.

Uno de los principales parámetros empleado para seleccionar elementos de suspensión de estos vehículos fue el de comparar el peso de éstos con el peso y uso que se daría al prototipo; otro factor de no menor importancia consistió en considerar el costo y obtención de las piezas ya que éstas se fabrican en el país y se pueden conseguir con mucha facilidad y a un precio realmente bajo; otro factor más fue estudiar el tamaño y la geometría de los elementos, pues éstos debían ser fáciles de instalar (o adaptar) y de un bajo peso.

CAPITULO III

SISTEMA DE DIRECCION.

3.1. INTRODUCCION.

En este capítulo se darán a conocer los diferentes tipos de mecanismos que se pueden utilizar en un sistema de dirección y se describirá la metodología del diseño seleccionado para el prototipo todo-terreno y su íntima relación con el sistema de suspensión seleccionado en el capítulo anterior.

El sistema de dirección es indispensable en todo vehículo, ya que permite dar control y variar la trayectoria que seguirá éste; dicho control lo da el conductor a través de un mecanismo diseñado especialmente para cada vehículo y su sistema de suspensión.

3.2. DEFINICION DEL SISTEMA DE DIRECCION.

El sistema de dirección se puede definir como un mecanismo capaz de multiplicar la fuerza aplicada al volante para mover las ruedas del vehículo, de tal forma que se varíe la trayectoria de éste [1].

3.3. ELEMENTOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE DIRECCION.

Dependiendo del sistema, podrá éste tener un mayor o menor número de elementos que lo conformen, pero en general se tendrán los siguientes:

Volante de dirección.- Este es el elemento del sistema que está en constante contacto con el conductor y es desde el cual se aplica la fuerza inicial al sistema. El volante es el elemento de entrada con el que se puede guiar un vehículo.

Columna de la dirección.- El eje del volante va protegido por un tubo que actúa como funda de éste; al conjunto de eje y funda se le conoce como columna de la dirección y es la parte del sistema que mantiene fijo al eje con el chasis del tablero de instrumentos.

Acoplamientos.- Es la parte del sistema que multiplica la fuerza aplicada al volante de la dirección para mover las ruedas. Según sea el tipo de sistema de dirección, los acoplamientos pueden variar desde piñón y cremallera hasta cajas de engranes o levas. Ahora bien, para transmitir el

movimiento a las ruedas, se emplean los tirantes de la dirección que consisten en un par de barras de longitud ajustable las cuales a su vez tienen en sus extremos un par de rótulas conocidas como terminales de la dirección y que conectan al multiplicador de fuerza con las ruedas del vehículo.

3.4. COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA DE DIRECCION.

El volante de la dirección va conectado por medio de flechas o ejes y juntas universales al mecanismo de dirección, la cual a su vez transforma el movimiento rotacional del volante en un movimiento translacional apropiado para dar movimiento a las ruedas del vehículo sobre sus puntos pivotes.

El peso del vehículo, los ángulos de la suspensión, el tipo de neumáticos, la velocidad a la que se toma una curva y el tipo de terreno sobre el que va circulando el vehículo entre otros, son factores que afectan el comportamiento del sistema de dirección. Para comprender el comportamiento del sistema, se analiza éste sin considerar ningún tipo de fuerzas laterales, es decir, se estima que el vehículo está en reposo o que toma una curva a baja velocidad. En estas condiciones se puede ilustrar la geometría de un vehículo durante una curva conociendo algunas distancias como el ancho de vía, la distancia entre ejes y el centro de giro del vehículo para obtener otros parámetros del diseño, como son los ángulos de giro de las ruedas y de aquí partir para lo que será el diseño del mecanismo del sistema de dirección, fig. 3.1.

- donde:
- L = distancia entre ejes.
 - t = ancho de vía.
 - R = radio de giro.
 - $\delta_{o,i}$ = ángulos de giro o de Ackerman.

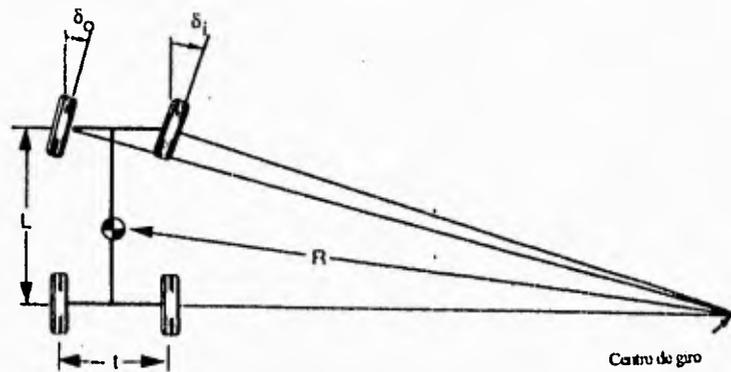


FIGURA 3.1. Geometría del sistema de dirección

Existe un factor que puede afectar el comportamiento del sistema de dirección conocido como ángulo de deslizamiento lateral; si se tiene cuidado este factor no se presenta, pues solamente se da cuando la trayectoria del neumático no es igual a la de la rueda y se evita seleccionando el neumático adecuado para cada vehículo, ya que los factores principales que forman este ángulo son la carga y la presión de inflado que se den al vehículo y como factores secundarios se encuentran la velocidad a la que se toma la curva y la fabricación del neumático (radial o convencional, número y tipo de cuerdas, etc.). Este ángulo queda definido por:

$$a = T_r - T_n \text{ donde}$$

a = ángulo de deslizamiento
 T_r = trayectoria de la rueda
 T_n = trayectoria del neumático.

Para que el sistema no se vea afectado, el ángulo de deslizamiento debe ser menor a cinco grados [1].

Para determinar los ángulos de Ackerman, se deben conocer solamente los únicos dos parámetros de los cuales dependen, la distancia entre ejes y el centro de giro (para conocer el radio de giro) y se pueden hallar fácilmente de la ecuación:

$$d = L / R,$$

donde:

d = ángulo de Ackerman o ángulo de giro
L = distancia entre ejes
R = radio de giro.

Existen cuatro factores que se deben tomar en consideración para un desempeño óptimo del sistema de dirección; tales factores los debe procurar principalmente la persona encargada del mantenimiento de dicho sistema y son:

1.- **La seguridad**, que se logra de acuerdo al material empleado durante el mantenimiento preventivo y correctivo que se haga al sistema, como lo es la lubricación, la instalación de piezas nuevas, la fijación correcta de las piezas y con la herramienta adecuada, etc.

2.- La **precisión**, que se logra al eliminar un excesivo juego u holgura entre los acoplamientos de los elementos que componen al sistema, esto se logra ajustando nuevamente el sistema a las especificaciones del fabricante.

3.- La **estabilidad**, que es una consecuencia de la precisión, pues al tener los elementos, ángulos y distancias del mecanismo dentro de las tolerancias de diseño, se tendrá un funcionamiento óptimo del sistema brindando como consecuencia una buena estabilidad.

4.- La **compatibilidad entre el sistema de dirección y de suspensión**, en el capítulo anterior se mencionó la importancia de tal compatibilidad, ya que **por ningún motivo** se debe ver afectado el funcionamiento del sistema de dirección mientras está actuando el sistema de suspensión.

3.5. TIPOS DE SISTEMAS DE DIRECCION.

Cuando un vehículo va circulando sobre una curva, es necesario que los ejes de todas y cada una de sus ruedas converjan en un solo punto para evitar un arrastre innecesario de los neumáticos provocando un excesivo desgaste de ellos; tal punto lo conocemos como centro de giro.

En un vehículo de tres ruedas, donde una de ellas es la directriz, no hay ningún problema para el diseño del sistema de dirección, pues esta rueda siempre tendrá su eje dirigido al centro de giro dependiendo el radio de la curva, fig. 3.2.a.

En el caso de un vehículo de cuatro ruedas, donde las dos directrices están montadas sobre un eje rígido y éste gira sobre un pivote en su centro, no existe tampoco problema en el diseño del sistema, pues como en el caso anterior el eje estará dirigido hacia el centro de giro dependiendo el radio de la curva, fig. 3.2.b.

Los dos sistemas mostrados previamente tienen el inconveniente de deformar el "cuadrilátero de sustentación" [4], el cual al deformarse y ser más angosto hace que la estabilidad del vehículo decaiga notablemente, fig. 3.3.a. De aquí surgió la necesidad de crear un sistema en el cual el mecanismo no deformara tanto al cuadrilátero y lo mantuviera ancho, llegando al sistema de "eje partido", fig 3.3.b.

En el caso de un vehículo de cuatro ruedas con sistema de eje partido, también es necesario que los ejes de las ruedas converjan en el centro de giro, ocasionando que las ruedas directrices no sean

paralelas entre sí durante una curva. Así se creó la necesidad de idear mecanismos que cumplieran con el objetivo de satisfacer los ángulos de las ruedas directrices (ángulos de Ackerman) durante la variación del centro de giro provocado por la variación del radio de la curva, fig. 3.2.c.

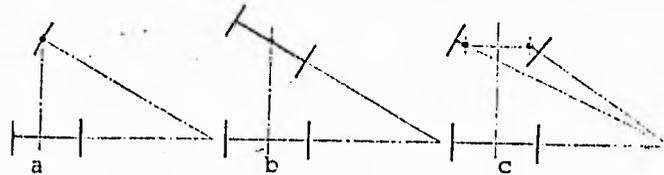


FIGURA 3.2.
Centro de giro.

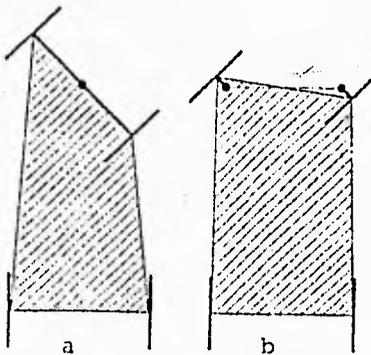


FIGURA 3.3.
Cuadrilátero de sustentación.

paralelas entre si durante una curva. Así se creó la necesidad de idear mecanismos que cumplieran con el objetivo de satisfacer los ángulos de las ruedas directrices (ángulos de Ackerman) durante la variación del centro de giro provocado por la variación del radio de la curva, fig. 3.2.c.

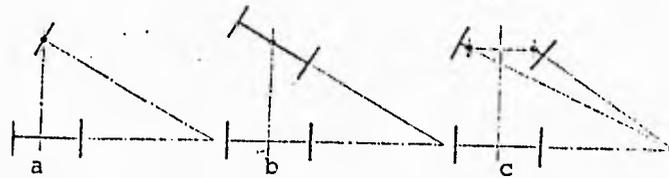


FIGURA 3.2.
Centro de giro.

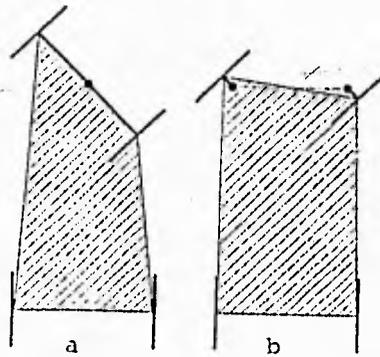


FIGURA 3.3.
Cuadrilátero de sustentación.

Para el caso de vehículos con suspensión independiente en las ruedas directrices, los mecanismos empleados más comúnmente son tres:

Mecanismo de piñón y cremallera, que consiste en un engrane que está acoplado al otro extremo del eje que parte del volante de dirección y hace contacto con una barra dentada (cremallera) que tiene movimiento axial de izquierda a derecha, de la cual a su vez parten de los extremos los tirantes que conectan con los "manguitos" de la masa de la rueda transmitiendo así en forma lineal a las ruedas el movimiento radial que proviene del volante; las uniones de los tirantes con la cremallera y con los manguitos de la masa se hacen por medio de rótulas, para permitir movilidad cuando actúa el sistema de suspensión, fig. 3.4.

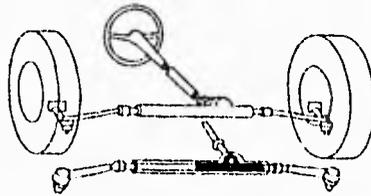


FIGURA 3.4.

Piñon y cremallera.

Mecanismo por medio de leva; en este caso es una leva la que va instalada en el extremo inferior del eje de la columna de la dirección; de ésta parten los brazos tirantes hacia los manguitos de la masa de la rueda haciendo muy directo el movimiento. Este mecanismo está en desuso ya que se requiere aplicar mucha fuerza al volante para mover las ruedas además de requerir mucho espacio por parte del sistema de suspensión para que no interfieran ambos mecanismos, fig. 3.5.

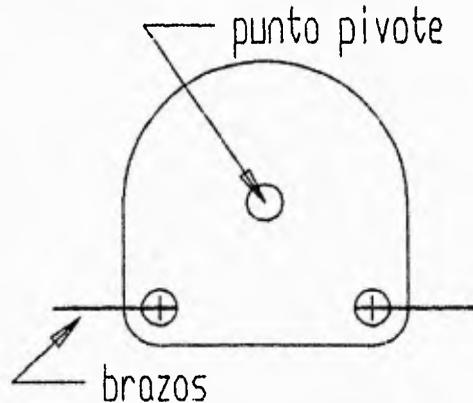


FIGURA 3.5.

Mecanismo de leva.

Caja de dirección; Este mecanismo, consiste en una caja que contiene un tornillo sinfin el cual está acoplado al eje de la columna de la dirección; a este tornillo está acoplado un sector de engrane del cual a su vez sale un pequeño muñón conocido como brazo pitman al cual va acoplado un conjunto de barras y rótulas para conectar finalmente a los manguitos de las masas de las ruedas. Este es un mecanismo muy complejo y por lo tanto muy pesado, pero muy suave, esto es, no se requiere aplicar una gran fuerza al volante de dirección para dar movimiento a las ruedas, fig. 3.6.

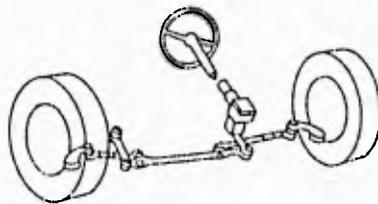


FIGURA 3.6. Caja de dirección

Para el caso de sistemas de suspensión de eje rígido, se emplea en general un solo sistema que consiste de una caja de engranes instalada sobre el mismo eje; a este mecanismo se le conoce como sistema de dirección de cenión, ya que son estos vehículos de gran capacidad de carga los que utilizan este sistema.

El eje de la dirección que parte del volante se acopla a la caja de engranes, la cual tiene un tornillo sinfin que tiene contacto con un sector de engrane, el cual a su vez conecta con un brazo (brazo pitman) que está conectado al mango de una rueda mediante un tirante, de este mismo mango parte un segundo tirante a la rueda opuesta, de tal forma que al moverse la primera rueda, el movimiento se transmitira directamente a la segunda, fig. 3.7.

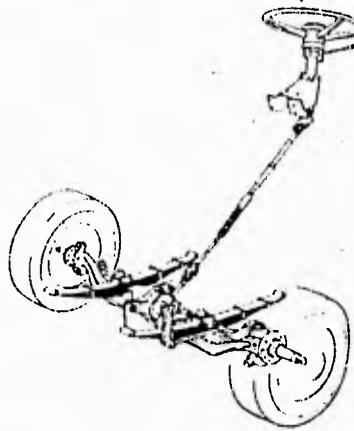


FIGURA 3.7.
Sistema de dirección de camión.

3.6. SELECCION DEL TIPO DE DIRECCION EMPLEADO EN EL PROTOTIPO.

Para realizar una adecuada selección del sistema utilizado en el prototipo, se realizó al igual que en el capítulo de suspensión una matriz de selección, en la que se incluyeron los mismos factores necesarios para cubrir las necesidades del diseño. El valor de la escala de calificaciones es el mismo que en el caso anterior:

- | | |
|----------------|-----------------|
| 1 ==> muy malo | 4 ==> bueno |
| 2 ==> malo | 5 ==> muy bueno |
| 3 ==> regular | |

SISTEMA	RESISTENCIA	PESO	COSTO	CONFORT	FAC.MANUFACT.
PIÑON Y					
CREMALLERA	4	4	4	3	4
LEVA	2	5	5	1	5
CAJA DE					
DIRECCION	5	1	1	5	1
SISTEMA DE					
CAMION	5	2	1	4	1

La "calificación" se designó de acuerdo a los mismos principios tomados para la selección de los demás sistemas: la importancia de la resistencia para soportar las severas pruebas de manejo, el bajo peso, para disminuir al máximo las pérdidas por arrastre, el bajo costo, debido a la escases de recursos económicos; el confort, aunque de menor importancia no prescindible en el diseño y finalmente la facilidad de manufactura para utilizar de una manera óptima el equipo hallado en los Laboratorios de Ingeniería Mecánica.

Por tal motivo, el sistema que cumplió de una mejor manera con los requisitos de diseño del prototipo fue el de piñón y cremallera, que de acuerdo a la matriz tuvo la mejor puntuación.

SISTEMA	CALIFICACION GENERAL
Piñón y cremallera	19
Leva	18
Caja de dirección	13
Sistema de camión	13

3.7. DISEÑO DE LA GEOMETRIA DEL SISTEMA DE DIRECCION SELECCIONADO.

La metodología de diseño del sistema de dirección se describe a continuación [1]:

1.- Se propone un pequeño brazo que parte de la masa de la rueda, ésta llevará el nombre de mango de la dirección; fig. 3.8. Posteriormente se introduce a la geometría del sistema de suspensión diseñado previamente, fig. 3.9.

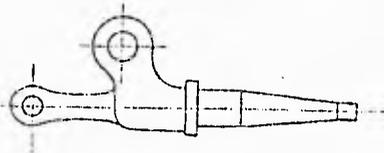
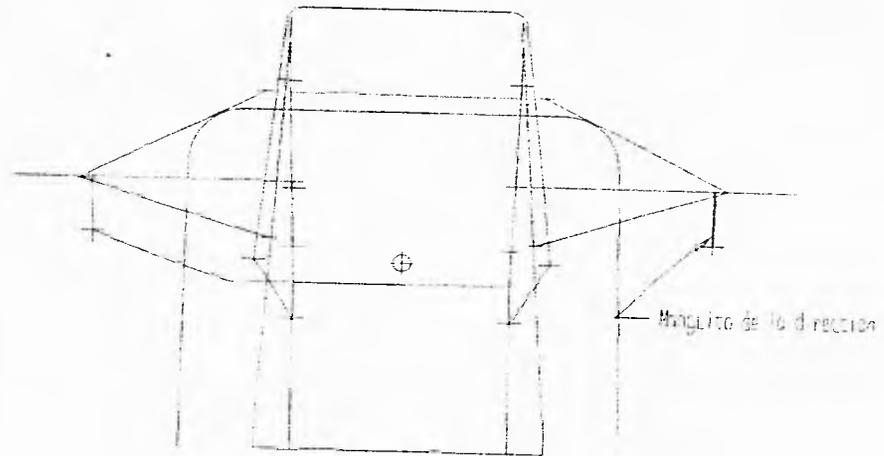


FIGURA 3.8.
Masa con mango de dirección.

2.- Enseguida se simula el trabajo que realiza el sistema de suspensión al pasar el vehículo por un bache y un obstáculo, al igual que se hizo para diseñar el sistema de suspensión, fig. 3.10.

Fig. 39



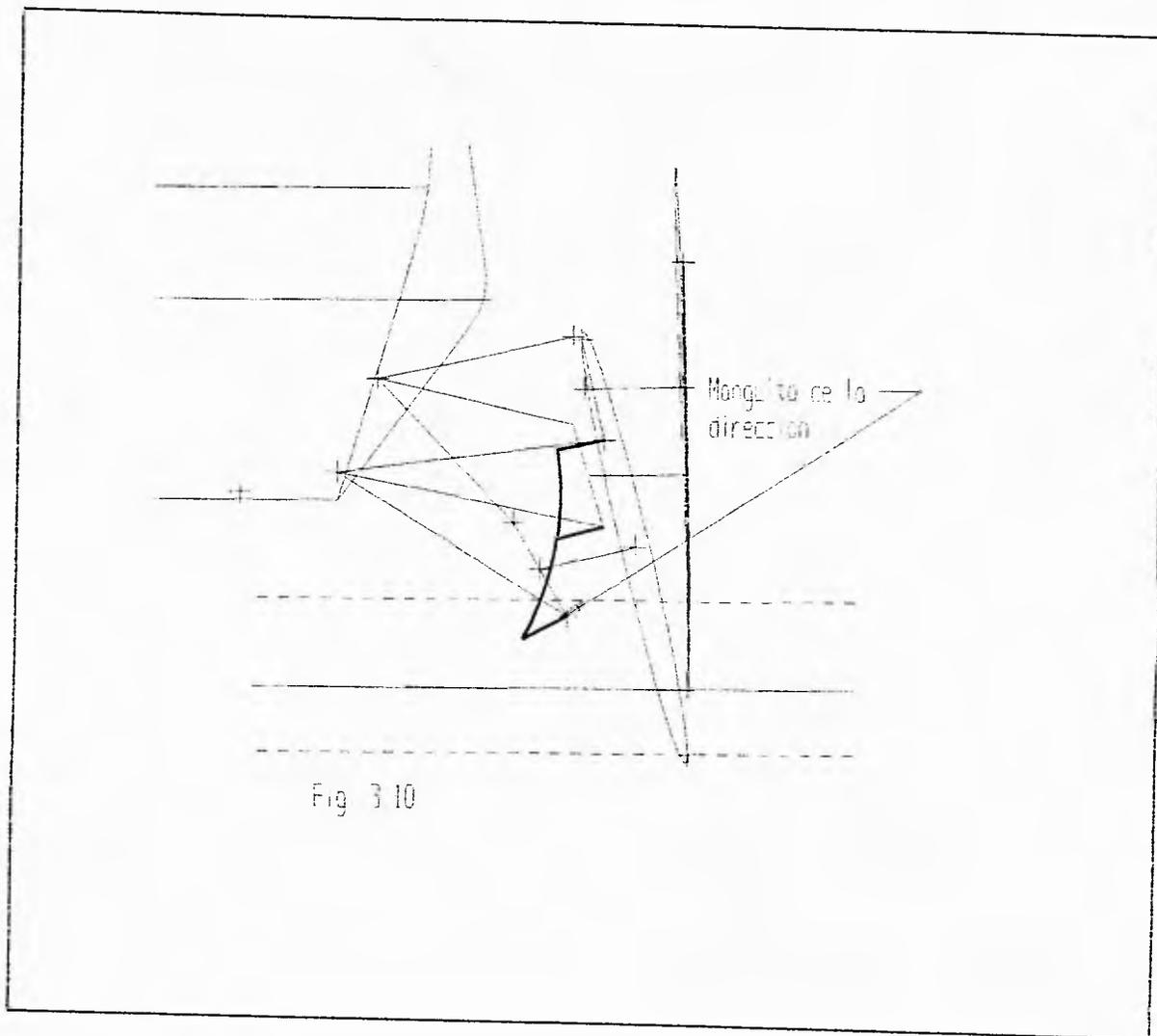


Fig 3 10

3.- Con los tres puntos que definen al arco que describe el mango de la dirección se puede determinar el punto que corresponde precisamente al centro de dicho arco y que a su vez define el punto pivote de donde se une la cremallera y el tirante que conecta con el mango de la dirección, fig. 3.11.

4.- Una vez determinado el punto pivote se plantea un valor de radio de giro del vehículo, con lo que se podrán determinar los ángulos de Ackerman según la fig. 3.1. y posteriormente determinar el recorrido que debe tener la cremallera tope a tope para cumplir con esos ángulos, fig. 3.12.

5.- Cuando se calcula el valor del recorrido de la cremallera, se calcula también el diámetro del piñón que moverá a ésta y el número de dientes de ambos.

Con este sencillo método se puede diseñar un mecanismo de dirección de piñón y cremallera para un sistema de suspensión dado, de tal forma que no interfiera uno con el otro durante la operación de ambos.

3.8. SELECCION DE LAS PARTES DEL SISTEMA DE DIRECCION EMPLEADO.

Al igual que con el sistema de suspensión se buscaron las partes comerciales que fueran las más adecuadas para el sistema de dirección: las variables empleadas para la selección de éstas fueron la resistencia, su peso y costo. Las piezas son:

Volante deportivo forrado de vinil tipo universal.

Tirantes para ajuste de la convergencia de Volkswagen.

Terminales de la dirección de Volkswagen.

Al volante se le fabricó una base de acero para acoplarlo a la columna de la dirección a la cual se le instaló en su extremo inferior el piñón que da movimiento a la cremallera.

En los extremos de la cremallera se fijaron los tirantes de ajuste de la convergencia con sus terminales de dirección que conectan con las masas de la rueda.

Este sencillo mecanismo es el que constituye el sistema de dirección del prototipo todo terreno.

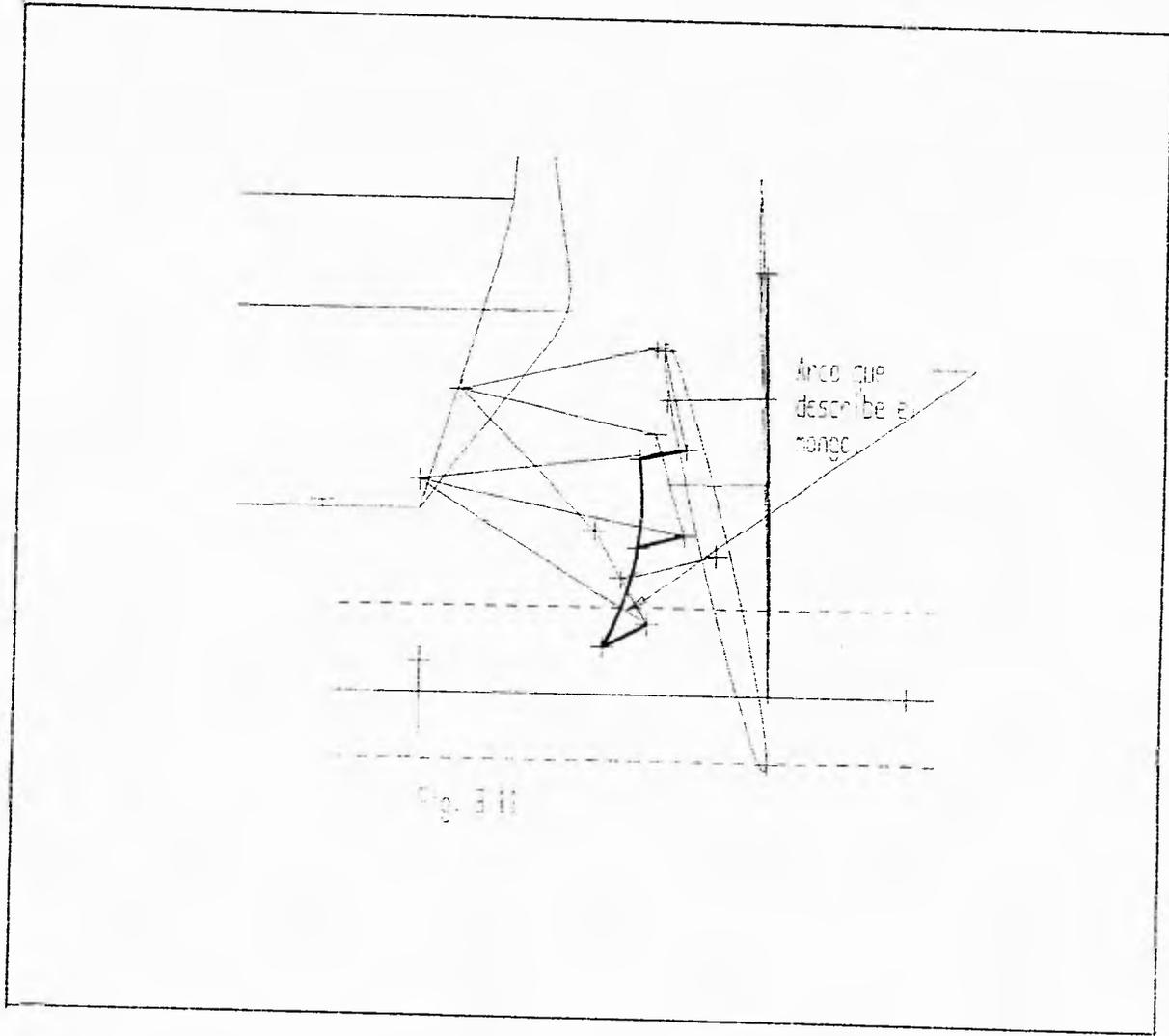
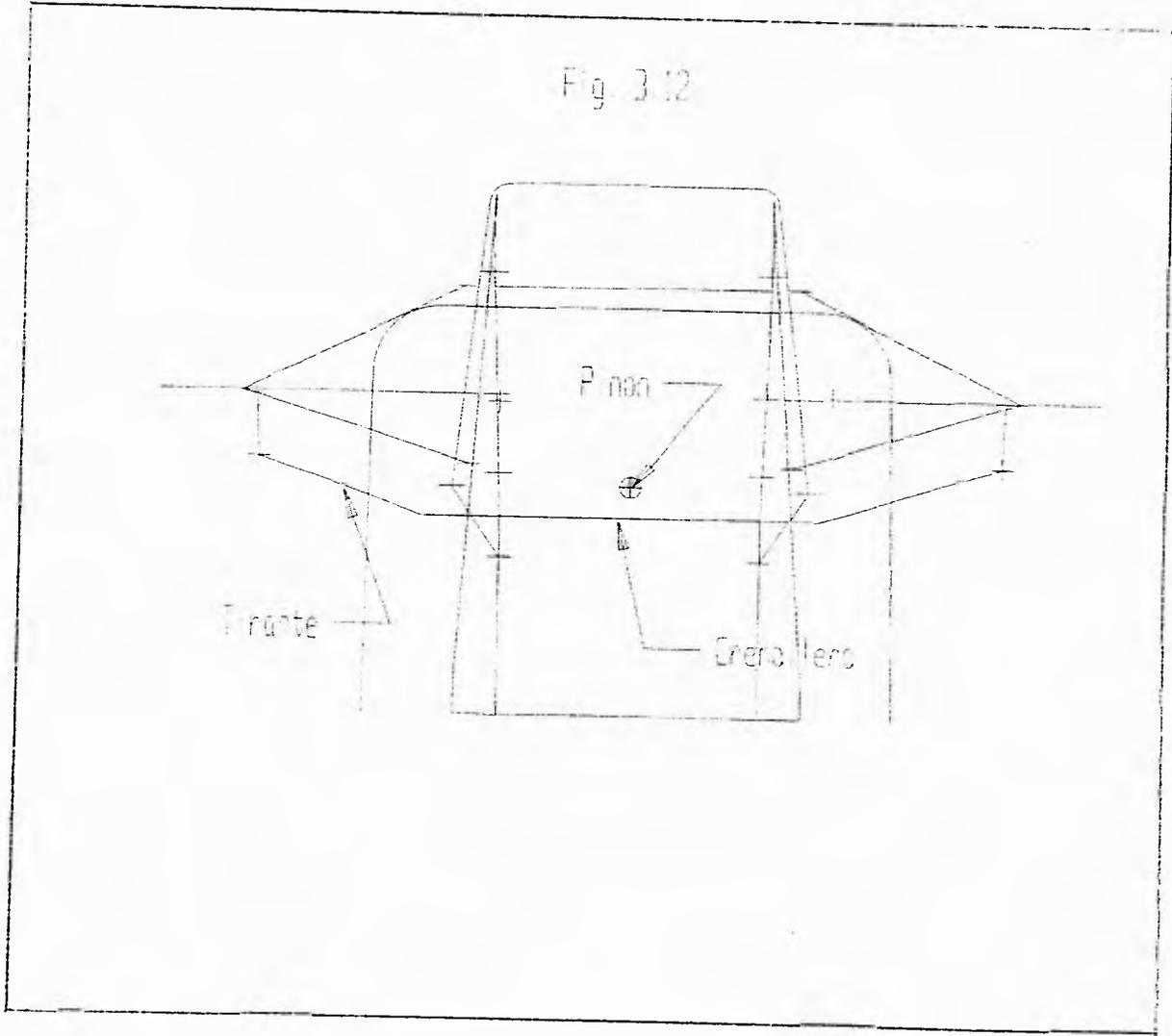


Fig. 111



CAPITULO IV.

ESTRUCTURA DE UN VEHICULO TUBULAR.

4.1. INTRODUCCION.

Como cualquier tipo de máquina, equipo, elemento o cuerpo, siempre se requiere de un sistema que pueda soportar a todos los elementos que forman a dichos equipos en conjunto. En el caso de un vehículo, se requiere de un chasis; el chasis puede ser de varios tipos, dependiendo del uso que se le asigne, así como tener una gran cantidad de variantes al ser diseñado, ya que éste será en función al objetivo a cubrir. Para el diseño del chasis, actualmente existen útiles herramientas como son los diversos sistemas *CAD* que día a día brindan una mayor gama de opciones para obtener un diseño óptimo, ayudando a obtener un mejor vehículo para la comodidad y bienestar del ser humano.

4.2. EL CHASIS.

Todo vehículo automotriz requiere de un elemento mecánico el cual sea capaz de alojar los diferentes sistemas que conforman al automóvil. A este elemento mecánico, se le conoce como bastidor, estructura, jaula o chasis.

La función básica del chasis es soportar los diversos componentes que conforman al vehículo (tren motriz, suspensión delantera y trasera, dirección, frenos, carrocería y otros diversos accesorios), así como sus ocupantes y algunas cargas extras como podrían ser, el equipaje y la herramienta del carro, entre otras.

El desarrollo de los chasis tubulares o multitubulares, se comenzó a dar después de la Segunda Guerra Mundial. Esto fue con la finalidad de sustituir las pesadas estructuras del chasis monoviga, el cual era utilizado desde principios de siglo en la fabricación de automóviles. El chasis monoviga era demasiado pesado, teniendo muy poca rigidez para soportar los diferentes sistemas del automóvil así como la carrocería; posteriormente se realizaron diversas combinaciones de vigas, obteniendo una estructura mucho más pesada. Es entonces cuando a finales de los años 40 y principios de los 50 se comenzaron a construir vehículos que concentraban la combinación de tubos con una viga central, logrando obtener una mayor rigidez y un menor peso. Posteriormente, siguiendo con el avance tecnológico, se realizaron combinaciones de plataformas de aluminio con jaulas tubulares, siendo un gran avance para los autos deportivos principalmente, ya que

prestigias marcas como Ferrari y Maserati lograron destacar automovilisticamente gracias a la gran rigidez y bajo peso obtenido en estas estructuras, fig. 4.1 y 4.2.

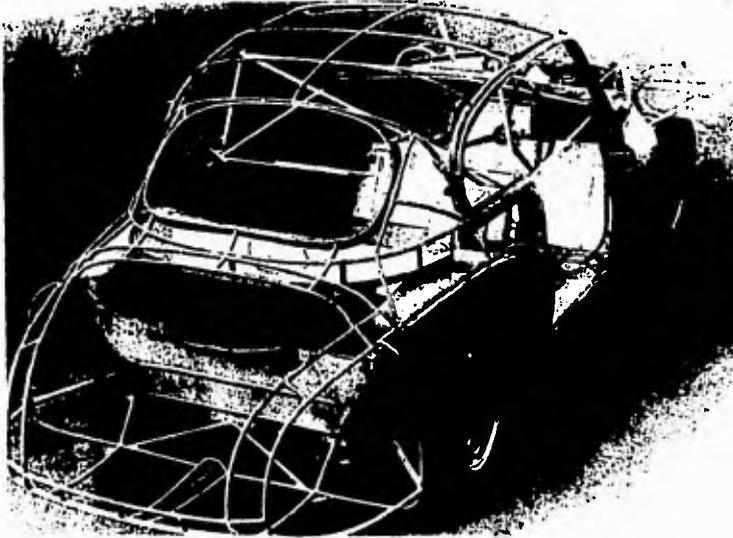


FIGURA 4.1.
Las estructuras tubulares resultan adecuadas para fabricantes artesanos, por su facilidad de fabricación y por los buenos resultados que se pueden alcanzar.

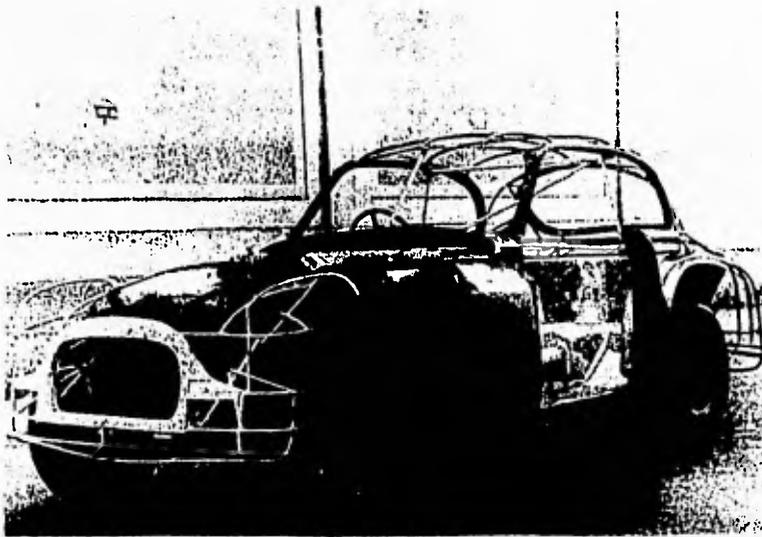


FIGURA 4.2.
Ilustración de un vehículo con estructura tubular.

Con el paso del tiempo, los diseñadores de autos observaron que en las estructuras multitubulares se presentaban deficiencias debido a la rigidez que se daba en cada tubo. Para solucionar este problema, se comenzaron a utilizar tubos de cromo-molibdeno 4 (Cr_2Mo_4) los cuales eran utilizados en la aviación; permitiendo fabricar estructuras con tubos de secciones muy finas, tanto en el grosor como en el diámetro total de éste, logrando una gran fiabilidad en las uniones hechas por soldadura, así como una excelente rigidez.

Los chasis tubulares comenzaron a ser poco prácticos con la aparición del chasis monocasco. El chasis monocasco es fabricado de una sola pieza, por lo que las jaulas tubulares comenzaban a presentar diversas desventajas prácticas contra el chasis monocasco: entre otras, los chasis tubulares tenían un elevado costo de producción y eran muy voluminosos, es decir, al fabricar un chasis multitubular, los tubos ocupaban mucho espacio, además de complicar la accesibilidad mecánica, pero sobretodo, el pensar en que el auto requería una carrocería para revestirlo, era pensar en una mayor inversión costo - tiempo, fig. 4.3.

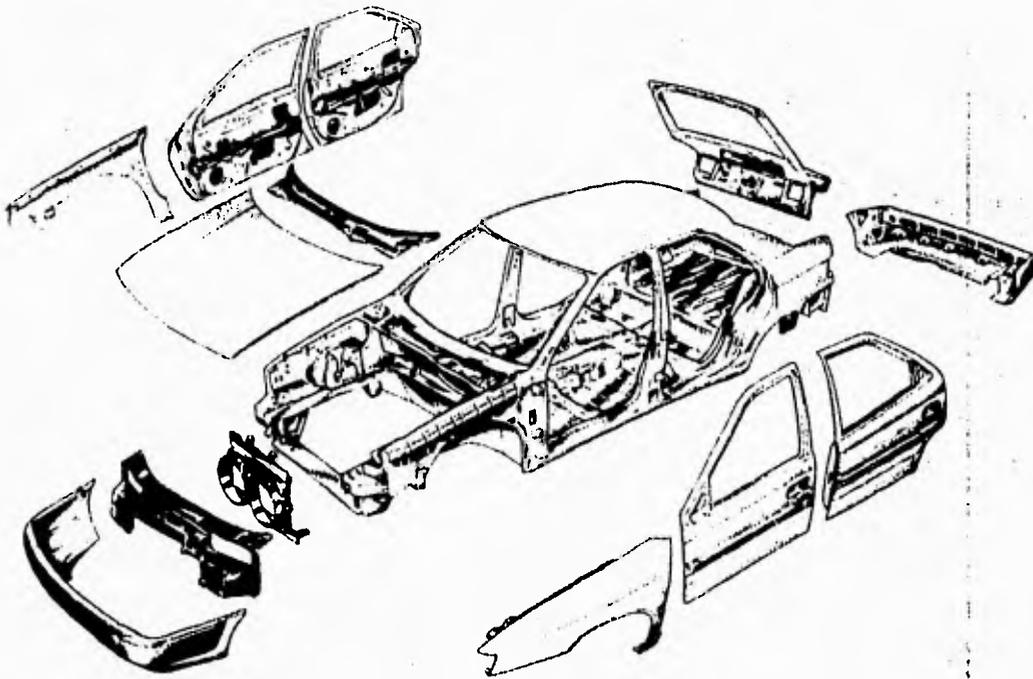


FIGURA 4.3. En este despiece de la carrocería del Citroën Xantia, se aprecia la parte que conforma el bastidor y todos los elementos que no cumplen ninguna función estructural, como puertas y aletas.

Actualmente, todas las compañías automotrices utilizan como opción las estructuras monocasco para la fabricación de los automóviles comerciales. Aunque muchos autos deportivos son actualmente una combinación de plataformas de aluminio con tubos, también se presentan muchos prototipos de competencia que retienen el chasis monocasco con elementos tubulares con la finalidad de brindar una mayor rigidez a pesar del incremento en el costo. Son pocos los autos que hoy en día se fabrican con estructuras tubulares, sin embargo, estos pocos vehículos tubulares son en su mayoría realizaciones artesanales o caseras, es decir, se fabrican básicamente para competencias de todo tipo, como la internacional Fórmula Uno (F1), carreras Todo Terreno, Autocross y Mini Baja (Ae, figs. 4.4, 4.5 y 4.6).

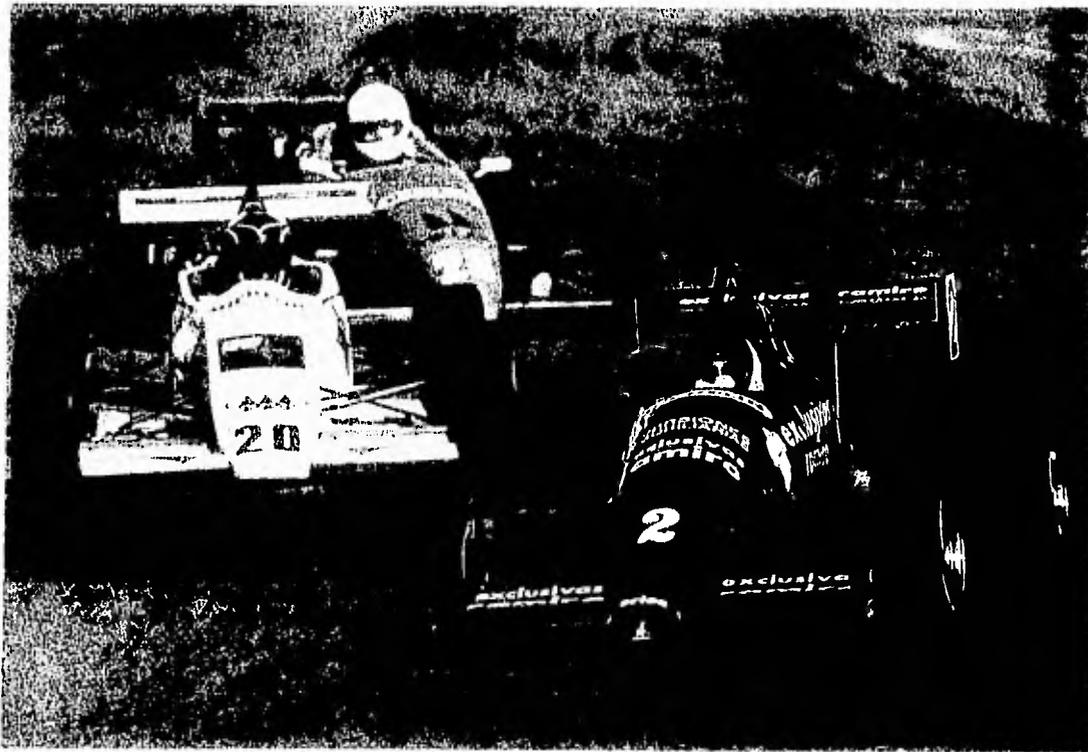


FIGURA 4.4. Estructura de un vehículo de competencia con elementos de chasis tubular. Este tipo de carrocería destaca la facilidad de construcción, como también la versatilidad en la adaptación de carrocerías y prototipos.



FIGURA 4.5. Todos los vehículos punteros del Campeonato de Ralids cuentan con chasis fundida. Sobre el chasis, por motivos comerciales se montan carrocerías similares a las de los vehículos fabricados en serie.



FIGURA 4.6. En la Competición Internacional Mini - Ralid, NAF todos los vehículos son diseñados con carrocerías tubulares.

4.3. DIFERENTES TIPOS DE ESTRUCTURAS TUBULARES.

Durante muchos años, diversas empresas automotrices se han dedicado a desarrollar muchos y muy variados carros de estructura tubular para competencia. Aprovechando las ventajas ya anteriormente mencionadas sobre este tipo de estructuras, se han desarrollado diversos tipos de chasis como son:

- a) Chasis de tubos gemelos o paralelos.
- b) Chasis Multi - tubular.
- c) Chasis por bastidor.

4.3.1. CHASIS DE TUBOS GEMELOS O PARALELOS.

Muchos de los chasis de tubos gemelos, fueron hechos considerando una geometría muy simple, la cual se componía básicamente de dos largos tubos de acero de 3 a 3.5 pulg. de diámetro (largueros) colocados simétrica y paralelamente uno del otro como base del automóvil; sobre éstos, se apoyaban o derivaban lateralmente, diagonalmente o de ambas formas otros tubos; siendo éstos del mismo o de diferente diámetro, obteniendo en conjunto la estructura. La parte posterior de la estructura era reforzada, con la finalidad de reducir los efectos provocados por torsión; dando así una mayor rigidez.

Todos los elementos o tubos que conforman la estructura eran y son unidos por soldadura de arco eléctrico o por soldadura de gas, siendo en algunas ocasiones reforzados por pequeños ángulos de solera. La unión hecha por soldadura, es uno de los métodos mas eficientes en la construcción de estructuras tubulares, pues proporcionan la rigidez necesaria para el desempeño óptimo del vehículo, evitando fallas o fracturas en los elementos tubulares.

El chasis de tubos paralelos es muy fácil de fabricar, brindando un buen acceso o disponibilidad al montar los diferentes sistemas que conforman un vehículo; los cuales se irán contemplando para su colocación en la jaula. Al tener dispuesta la ubicación de los sistemas, se podrá tener una fácil distribución de los tubos derivados de los largueros, logrando finalmente tener una buena compatibilidad en el funcionamiento de los sistemas con la estructura, fig. 4.7.

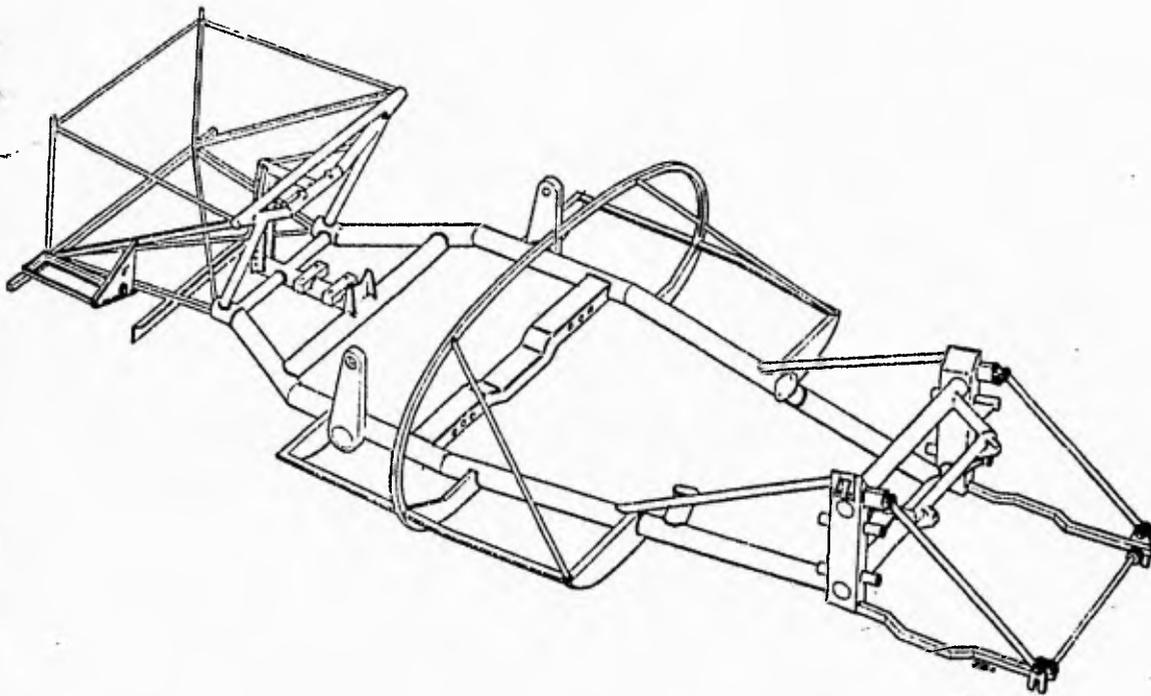


FIGURA 4.7. Ejemplo de chasis de tubos gemelos creado en 1958 por Lister - Jaguar.

4.3.2. CHASIS MULTI-TUBULAR.

Se entiende por chasis multi-tubular a aquellas estructuras que tengan un número igual o mayor a cuatro largueros. Los chasis multi-tubulares son generalmente de baja eficiencia, pero nos brindan ciertas ventajas comparándolos con los chasis gemelos. Su capacidad torsional dependerá del número de elementos que tenga, así como el diámetro y sección transversal o calibre del tubo utilizado; a cambio de esta característica, se tendrá un incremento o disminución del peso debido al número de elementos que tenga la estructura, lo cual en muchas ocasiones es un factor o parámetro de diseño, dependiendo de las necesidades a cubrir. Uno de los inconvenientes que presentan éstos tipos de estructuras, es que en caso de sufrir un impacto, la reparación sería muy difícil; también se vería que su accesibilidad a los sistemas podría ser menor, aunque esto dependerá básicamente del diseño.

Todos estos chasis tienen la ventaja de ser muy seguros para el piloto, ya que siempre se ha tenido cuidado en la colocación o distribución de los elementos tubulares que se utilizan en la cabina. Una característica que presenta esta estructura en la posición de sus elementos, es la de colocar tubos que se desplacen diagonalmente del larguero superior al inferior o viceversa en la zona de la cabina, ya que esta área del vehículo requiere de una mayor rigidez. Con esto también se puede conseguir un "equilibrio" o rigidez uniforme, pues si se descuida éste aspecto, se podrían obtener considerables fallas; esto debido a que se podría desatender el "equilibrio", concentrando los esfuerzos en un sólo punto del chasis, provocándose así una falla por fatiga en el material, fig. 4.8.

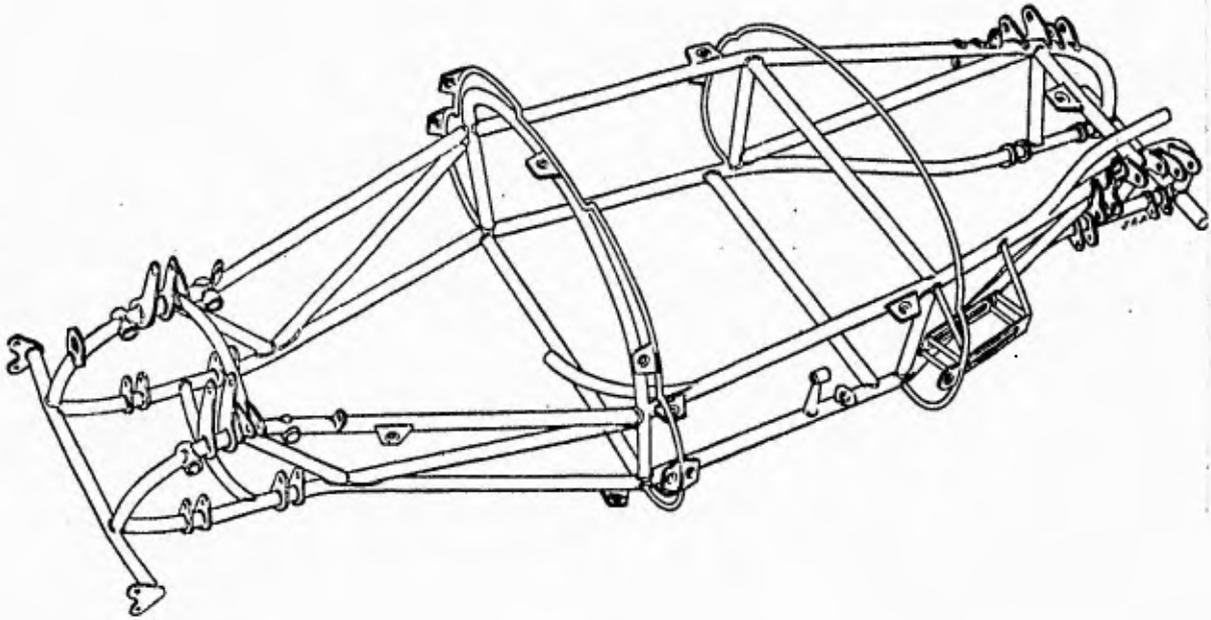


FIGURA 4.8. Ejemplo de un chasis multinubular, el cual consiste de cuatro tubos desplazados a lo largo del carro. Siendo éstos de un diámetro considerable.

4.3.3. CHASIS POR BASTIDOR.

Con el paso de los años, los bastidores se comenzaron a utilizar en jaulas tubulares, logrando una mayor eficiencia que la presentada por las estructuras de dos y cuatro largueros. Las estructuras que utilizan bastidor, además de ser eficientes, son fáciles de producir en pedidos limitados. Un factor muy importante en el uso de los bastidores, es cuidar que no haya interferencias entre éste y los sistemas al momento del ensamble, ya que presentaría cierta complejidad la modificación del diseño original.

Los bastidores son muy durables, pero presentan la desventaja de que con el paso del tiempo, los tubos son afectados por la corrosión, propiciando así la fatiga del material hasta la presencia de la inevitable falla. Esto presentaría una complicada reparación, siendo ésta algo costosa y tardada. Una desventaja del bastidor desde un punto de vista productivo, es que al producir una estructura con la utilización del bastidor, el costo se incrementa debido al gran número de tubos que se necesitan para la formulación del chasis así como los procesos de conformado de éste mismo, fig. 4.9.

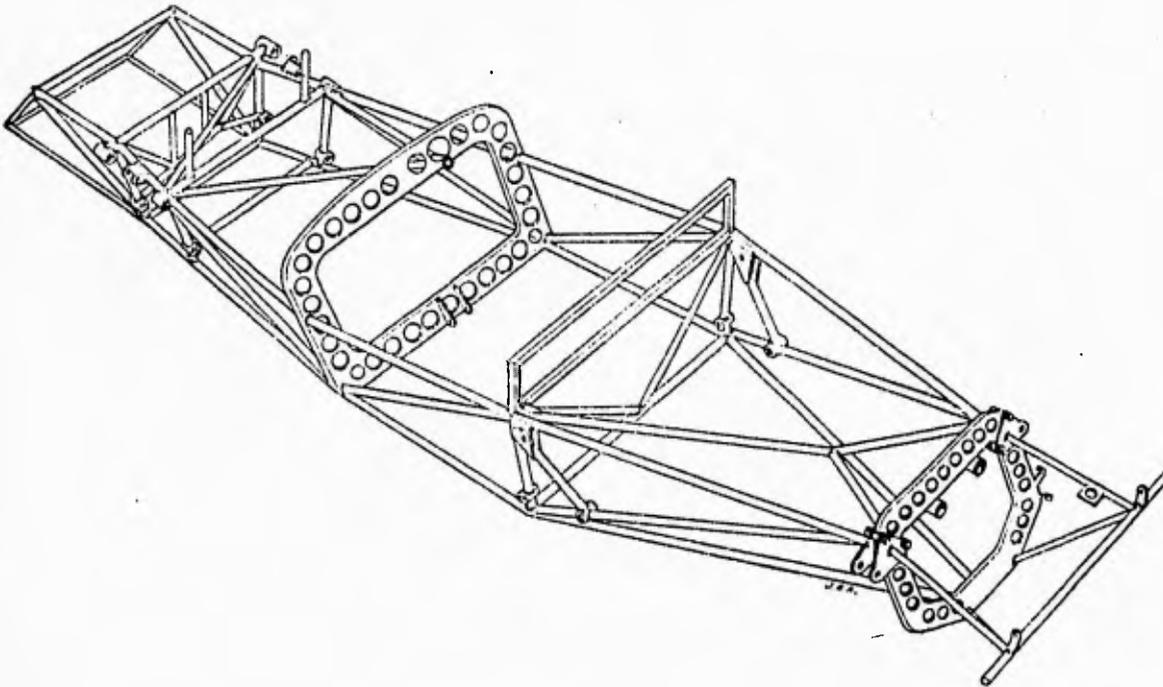


FIGURA 4.9. Ejemplo de un vehículo fabricado con bastidor. Lotus 19.

4.4. DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA PARA UN VEHICULO TUBULAR.

Para el diseño y manufactura de este tipo de vehículo, se considerarán diversos requerimientos, a los cuales es sometido el prototipo. Esto se hace tomando en cuenta las características que se requieren para participar en eventos tales como la Competencia Internacional Mini - Baja S.A.E.

Para competir en este evento, es necesario cumplir con ciertas normas que establece el reglamento de la competencia, el cual básicamente se enfoca a la seguridad. Algunas de estas reglas determinarán gran parte de la geometría definitiva del prototipo, ya que en base a está seguirán configurando la estructura. Estas normas son las siguientes:

La jaula debe prevenir cualquier tipo de lesión que pueda sufrir el conductor en caso de volcadura o impacto.

Se debe tener un mínimo de cuatro puntos distintos sobre la cabeza del piloto, estando éstos acoplados a la estructura principal.

Se deberá reforzar lateralmente la jaula, con la finalidad de brindar una mayor rigidez.

Deberá medir 104 cm. (41 pulg.) verticalmente desde la superficie del asiento hasta la parte baja del tubo superior de la jaula. Estos 104 cm. deberán mantenerse por un mínimo de 30.5 cm. (12 pulg.) hacia adelante, desde el anillo principal (barra contra volcaduras), ver fig. 4.10.

La jaula se deberá construir de acero con un mínimo de 0.18% de Carbono y un diámetro exterior mínimo de 2.54 cm. (1 pulg.).

Todas las esquinas peligrosas para el conductor deberán eliminarse.

Es indispensable instalar un sistema de cinturones de seguridad de cuatro puntos, que consiste de una banda que rodea la pelvis y otras dos bandas que rodean cada hombro. Las bandas deberán estar unidas por un tiroche metal-metal de rápida liberación. Las áreas por donde pasan los cinturones deberán estar libres de filos para prevenir fallas por cortadura.

Los puntos de acoplamiento deberán diseñarse de acuerdo con las normas de seguridad, estando éstos en el chasis y no en el asiento, ver fig. 4.11.

Los brazos del conductor deberán estar dentro de los límites de la jaula.

La cabina deberá estar diseñada para hacer fácil la salida del piloto en caso de emergencia.

El diseño del chasis deberá incorporar protección lateral en la cabina. Esto consiste de una estructura continua (barandal) que se extiende de 20 a 38 cm. (8 a 15 pulg.) sobre la superficie del asiento y deberá rodear la longitud total de cabina.

Es indispensable instalar una pared contra fuego entre la cabina y el compartimiento del motor y tanque de combustible.

A la cabina se le deberá instalar un piso a todo lo largo, para proteger al conductor contra cualquier contacto con la pista.

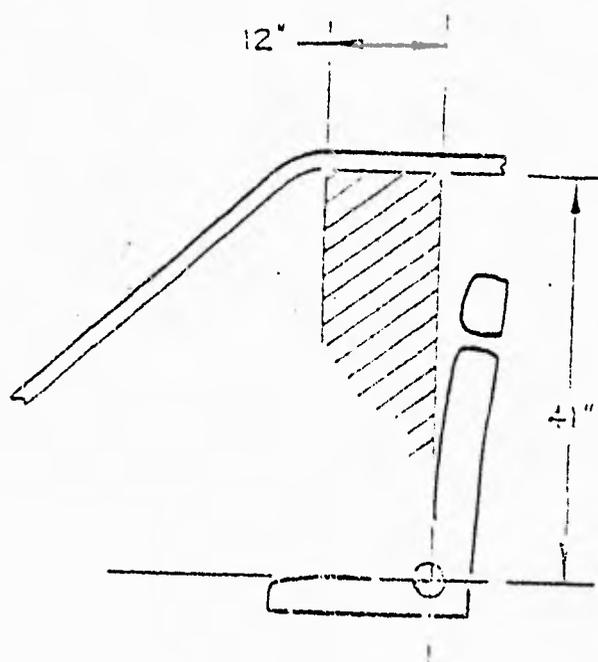


FIGURA 4.10. En esta figura se aprecian las medidas reglamentarias de la cabina, establecidas por el reglamento de la competencia.

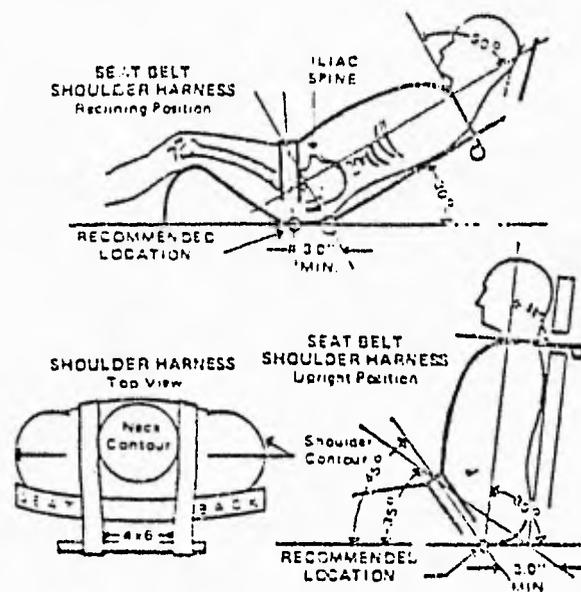


FIGURA 4.11. En el diseño de la estructura se deben considerar elementos sobre los cuales se coloquen los cinturones de seguridad, como se puede observar.

Considerando lo anterior, se obtiene una geometría base, la cual se concluye de acuerdo a los parámetros de diseño que se establecen con la finalidad de obtener un óptimo desempeño del vehículo. Para esta estructura primeramente se determina como parámetro de diseño la rigidez. El terreno al que se somete el vehículo es de características muy irregulares, por lo que la estructura sufre de muy diversos y repetidos esfuerzos. Para soportar estos esfuerzos, se deberá realizar un análisis que determine éstos.

El segundo parámetro de diseño utilizado en la determinación de la geometría es el peso. El peso es de suma importancia para los vehículos, pero principalmente para los vehículos de competencia ya que al reducir éste se logra una mayor eficiencia en todos los sistemas, así como un mayor rendimiento de combustible, ver fig. 4.12.

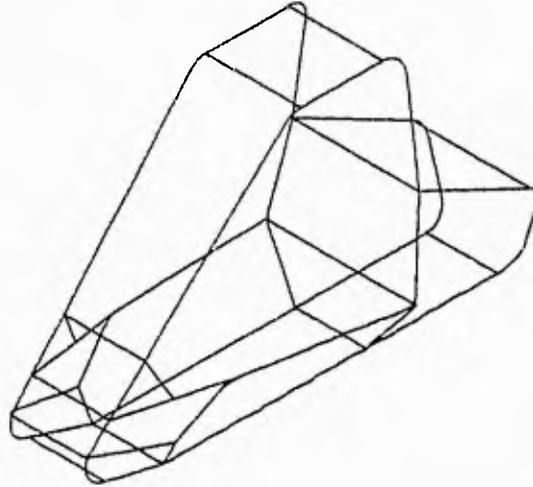


FIGURA 4.12. Geometría obtenida después de haber considerado lo establecido por el reglamento y los parámetros de diseño.

En cuanto a las normas que se refieren al material, se diseña la estructura analizando la rigidez mínima aceptable de $760170 \text{ lb} \cdot \text{pulg}^4$, la cual se obtiene considerando por reglamento un diámetro mínimo a utilizar de 2.54 cm. (1 pulg.) de acero 1018 o su equivalente, así como los factores peso - costo.

La selección del tubo a utilizar, se realiza mediante tres gráficas las cuales indican los parámetros mínimos que el material seleccionado debe cubrir, es decir, el producto $E \times I$, el peso y la resistencia del material. Estas gráficas tendrán en común el eje de las abscisas, el cual tendrá los diferentes diámetros del tubo que se consideran como funcionales así como los diferentes calibres. Los diámetros van desde 1 hasta 2 pulg. y los calibres van del número 14 al 22. Las equivalencias de los calibres en pulgadas son las siguientes:

- Calibre 14 equivale a 0.074
- Calibre 16 equivale a 0.052
- Calibre 18 equivale a 0.050
- Calibre 20 equivale a 0.039
- Calibre 22 equivale a 0.029

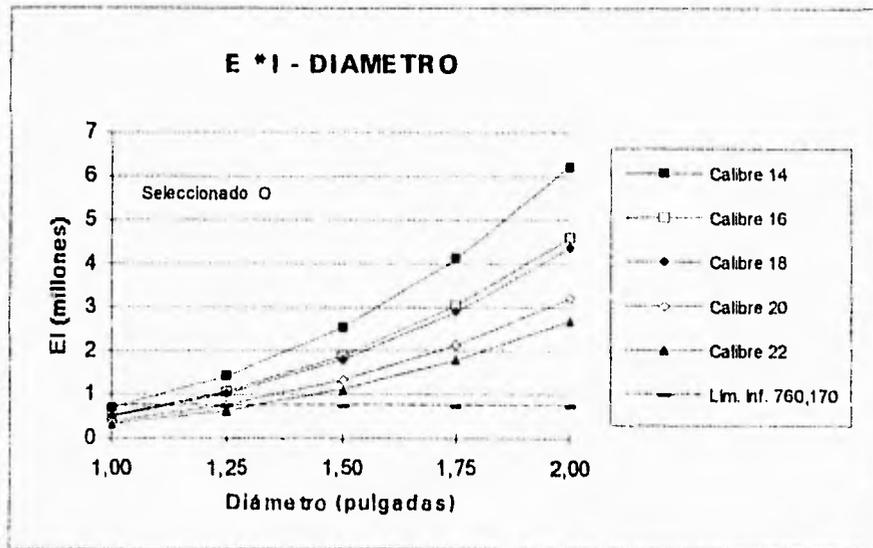
En la realización de cada una de las gráficas, se hace un programa que de manera rápida presente los resultados correspondientes a cada diámetro y calibre.

La primer gráfica, muestra la variación del producto Módulo de Elasticidad por Momento de Inercia ($E \times I$) entre diferentes calibres. Gráfica 4.1.

Para la obtención de los diferentes productos, se considera el módulo de elasticidad E y la variación de los diferentes diámetros, los cuales van desde 1 hasta 2 pulg., dando como variable el calibre que se quiera analizar. Para encontrar el momento de inercia I , se sustituye tanto el diámetro interno como el externo en la siguiente fórmula:

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$$

obteniendo así el producto $E \times I$. Ver apéndice C



GRAFICA 4.1

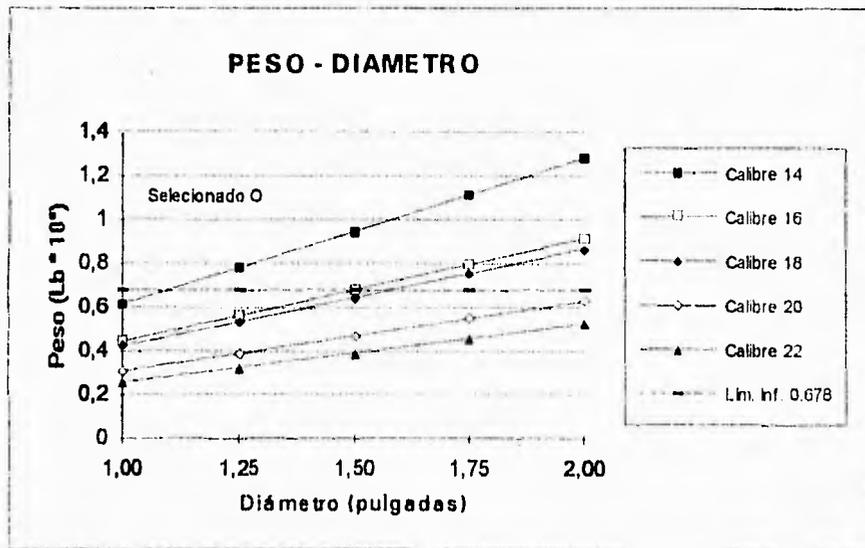
Observando la gráfica 4.1 y puesto que el límite inferior como se mencionó anteriormente es de 760170 lb * pulg³, se seleccionó el tubo de 1.25" cal. 18, ya que éste cumple con el producto E x I requerido.

La segunda gráfica, permite apreciar el peso que se obtiene con la utilización de los diversos diámetros y calibres. Gráfica 4.2.

Con esta gráfica, se obtiene el peso de los diferentes diámetros propuestos, considerando la densidad del acero ρ de 7850 y una longitud L de 10 pulg., se obtiene el volumen con la fórmula siguiente:

$$V = \frac{\pi}{4} (L (D^2 - d^2))$$

Habiendo obtenido el volumen, se multiplica por la densidad del acero, teniendo como resultado el peso para cada diámetro. Ver apéndice C.



GRAFICA 4.2

Observando la gráfica 4.2, se tiene como límite máximo 0.67811 lb, el cual se obtiene de considerar un tubo de diámetro exterior de 1 pulg. y un espesor de 0.083 pulg., esta última característica determinada por el reglamento, a partir de la cual se selecciona el tubo de diámetro igual a 1.25 pulg. calibre 18.

Por último, la tercer gráfica muestra el esfuerzo de deformación máximo que pueden resistir los diferentes tubos. Gráfica 4.3.

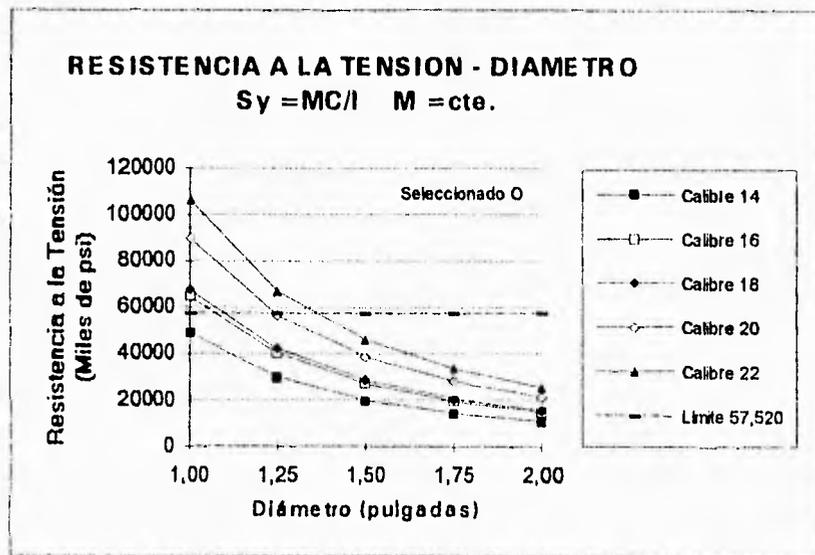
Para obtener el esfuerzo máximo en cada uno de los diámetros propuestos, consideramos un momento flexionante de 1 y un centroide que es igual a $C = D / 2$, finalmente, para obtener el momento de inercia I, utilizamos la siguiente fórmula:

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$$

teniendo ya los parámetros anteriores, los sustituimos en la expresión:

$$\sigma = \frac{MC}{I}$$

Obteniendo el esfuerzo máximo de tensión para cada diámetro propuesto. Ver apéndice C.



GRAFICA 4.3

Observando la gráfica 4.3, se tiene como límite máximo un esfuerzo de cedencia igual a 57520 psi, siendo este para un tubo de 1 pulg. Con ésto se determina que el tubo a utilizar es de diámetro igual a 1.25 pulg. con cal. 18.

Finalmente, en base a las 3 gráficas anteriores, se determina que el tubo a utilizar es de 1.25 pulg. de diámetro y calibre 18; ya que cumple con el mayor número de propiedades que se requieren para la estructura.

4.5. ANALISIS DE LA ESTRUCTURA POR ELEMENTO FINITO.

Una necesidad imperiosa que se presenta hoy en día para cualquier tipo de diseño, es la utilización de programas de análisis asistido por computadora, tales como **NISA/DISPLAY III**, **INTERGRAPH/FINITE ELEMENT MODEL (I/FEM)**, entre otros. Con estos programas, se tienen las herramientas necesarias para analizar por el método de elemento finito un diseño o prototipo.

El Análisis por Elementos Finitos (FEA), es una técnica muy útil para el estudio de diversas piezas mecánicas que surgen del diseño. Estas piezas, exponen muy diversas características las cuales se presentan al ser diseñadas. En éste caso, el parámetro o característica principal a considerar es la carga mecánica que recibe la estructura.

Al utilizar elementos finitos en el análisis de una pieza, se obtienen diversos resultados de esfuerzo y deformación como parámetros de comparación, los cuales permiten variar u optimizar la pieza en algún punto crítico o establecer cual pudiera afectar el buen funcionamiento de ésta. Esto se puede realizar, debido a que por muy complejas que sean las geometrías de las piezas diseñadas, se discretizan, es decir, se dividen en pequeñas secciones o elementos. Esto se lleva a cabo por medio de la minimización de la energía potencial del sistema en base a los polinomiales de interpolación del tipo de elemento empleado para el análisis, los cuales se encuentran ya establecidos en los programas de elemento finito de propósito general y los cuales resuelven los cambios que se presentan en la pieza; para el análisis se requieren establecer las fuerzas y las condiciones de frontera.

Los prototipos realizados hasta la competencia de 1994 en la Facultad de Ingeniería, se diseñaron únicamente en base a las tres gráficas anteriormente presentadas, por lo que se tomó

como estándar el tubo con diámetro de 1 pulg. y cal. 18. Actualmente, el Laboratorio de Ingeniería Mecánica Asistido por Computadora (L.I.M.A.C.), cuenta con equipo de cómputo el cual permite realizar éste tipo de análisis.

Con el objeto de encontrar una estructura competente que resista más de 4 hrs. esfuerzos de tensión y compresión; los cuales se presentan al someter el carro en un terreno totalmente irregular, se recurre al uso de *I/FEM*, con el cual se realiza el análisis estructural por elemento finito del chasis del "nuevo carro" diseñado; con lo que se analizarán diferentes opciones para mejorar la funcionalidad de la estructura, tanto en peso como en costo, esto gracias a que se pueden observar las zonas críticas de la jaula, comparando los esfuerzos entre estas distintas zonas; pudiendo así, determinar las modificaciones pertinentes para el óptimo funcionamiento de ésta.

Para realizar el análisis a través de *I/FEM*, se debe plantear el tipo de elemento a utilizar. En el caso del prototipo de acuerdo a su diseño, se selecciono modelar el chasis con elementos viga.

I/FEM brinda la facilidad de contar con ciertos perfiles de vigas comunes, las cuales se pueden utilizar sin necesidad de dibujar o construir el modelo como un sólido o un conjunto de superficies. Con ésto, se sabe que el análisis hecho con una geometría realizada por vigas se comportará como si se tuviera un modelo hecho de forma real.

Al tener la geometría del modelo hecha por líneas, se procede a dar las características o tipo de viga que se requiere analizar, esto se lleva a cabo de manera rápida, dando la geometría del perfil. En el caso estudiado, se trata de tubo de 1 pulg. cal. 18, fig. 4.13.

Prismatic Beam Properties

Property Name:

Area: sq_inch

Moments of Inertia: in_fourth

Ixx: in_fourth

Iyy: in_fourth

Ixy: in_fourth

Jxx: in_fourth

Torsion Constant: pipr

Shear Center Y-Offset [ey]: inches

Shear Center Z-Offset [ez]: inches

Warping Coefficient:

Effective Shear: Area Ay: sq_inch

Ax: sq_inch

Stress Recovery Points

	Z	Y	
V1 (z1, y1)	1.000000	1.000000	inches
	-1.000000	1.000000	
	-1.000000	-1.000000	
V2 (z2, y2)	1.000000	-1.000000	

FIGURA 4.13.
En esta tabla se define la geometría del perfil en estudio.

Al igual que la geometría, se requiere dar las características del material utilizado en el proyecto, el cual fué acero 1018. Las características del material utilizado, se dan en la siguiente tabla, fig. 4.14.

Isotropic Materials	
Material Name	
Elastic Modulus	
Poisson Ratio	
Shear Modulus	
Thermal Expansion Coeff	
Density	
Maximum Tension	
Maximum Compression	
Maximum Shear	
Yield Stress	
Ultimate Stress	
Damping Coefficient	

FIGURA 4.14.

Las propiedades del material utilizado en el análisis se dan en esta tabla.

Habiendo asignado en el programa el tipo de perfil y las características del material, se indican las restricciones de movimiento del modelo, es decir, se dan los grados de libertad que tendrá el modelo tanto en las direcciones X, Y y Z y los desplazamientos, como en las rotaciones. En el modelo estudiado se restringieron los tres desplazamientos y rotaciones. Esto debido a que se considera la condición de simetría en el vehículo y por lo cual solo se analiza la mitad del mismo, fig. 4.15.

Define Constraint	
Constraint Set Name	LC1
Planar Symmetry	<input checked="" type="checkbox"/> X-Plane <input checked="" type="checkbox"/> Y-Plane <input checked="" type="checkbox"/> Z-Plane

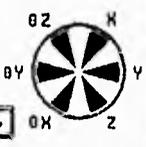


FIGURA 4.15.

En esta tabla se representan las restricciones que tendrá la pieza analizada.

Por último, se deben introducir las fuerzas que actúan sobre el modelo. Estas son previamente calculadas, logrando ver con ésto las deformaciones que sufre el modelo. Las fuerzas que se aplicaron en el análisis del vehículo fueron calculadas de acuerdo a diversos factores que adelante se mencionarán, fig. 4.16.

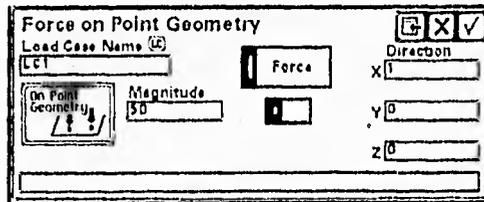


FIGURA 4.16.
Las fuerzas que actúan en la pieza analizada se establecen en la tabla siguiente indicando sobre que dirección.

Teniendo lo anterior, *I/FEM* realiza el análisis, dándole al usuario la opción de tomar la última palabra, es decir, emplear el criterio personal para determinar la funcionalidad del modelo.

De este tubo utilizado en la manufactura del prototipo, se realizaron probetas con la finalidad de obtener las propiedades mecánicas del material. Estas probetas se hicieron de acuerdo a la norma *ASTM A 307 - 92*, para posteriormente hacer los ensayos en la Máquina de Pruebas Universal *INSTRON* del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería, de donde las características más importantes que se determinaron son: esfuerzo de fluencia de 410.15 MPa (59473 psi) y módulo de elasticidad (E) de 207000 MPa (30000000 psi). De estas características del material, se parte para comparar los diferentes valores obtenidos en los análisis por elementos finitos.

Habiendo obtenido el esfuerzo de fluencia y el módulo de elasticidad, se determinan las fuerzas que actúan sobre la estructura; para esto, se consideran los siguientes pasos:

- i) Se considera que la transmisión de la fuerza hacia la estructura, se da primordialmente a través del sistema de suspensión, mejor dicho, por los amortiguadores (dos en la suspensión delantera y dos en la suspensión trasera), estimando el peso del vehículo en 150 y 80 Kg debido al peso del conductor, con lo cual obtenemos un total de 230 Kg (507.06 lb). Esta carga será repartida entre los cuatro amortiguadores, obteniendo una fuerza de 57.5 Kg (126.76 lb) por amortiguador.

Estos valores se determinan de manera estática, es decir, contemplando únicamente el peso de vehículo sin movimiento.

ii) El segundo caso a considerar en la determinación de las fuerzas que actúan en la estructura, es de manera dinámica, es decir, considerando el carro en movimiento. Se considera que los amortiguadores trabajan sobre un terreno montañoso, por lo que se supone la máxima compresión que se da en éstos. Para determinar esta carga, se realizan diferentes pruebas en los amortiguadores comerciales que se adquirieron para el diseño del vehículo, con ayuda de la Máquina Universal INSTRON, se logró obtener la constante del resorte (K), tanto para suspensión delantera como para la trasera.

De la siguiente fórmula, se obtiene la fuerza que recibe el amortiguador, la cual es:

$$F = K \times d$$

F = fuerza aplicada al amortiguador.

K = constante del resorte

d = compresión medida en el amortiguador.

- Suspensión delantera.

De las pruebas realizadas para el amortiguador delantero, se obtuvieron las siguientes propiedades:

K = 20.53 Kg/cm. (115 lb/pulg)

d = 5.08 cm. (2 pulg)

Realizando el producto, obtenemos que la fuerza es de 104.32 Kg. (229.98 lb). Por experiencia, se sabe que tanto el sistema de suspensión como la llanta, son capaces de absorber 22.67 Kg (50 lb). Si se considera que el vehículo se encuentra en movimiento sobre el terreno previamente descrito, tendremos que para obtener la fuerza resultante del vehículo en movimiento, se restará de la fuerza obtenida con la fórmula $F = k \times d$, menos la fuerza que absorbe el sistema de suspensión y la llanta, obteniendo lo siguiente:

$$104.28 - 22.67 = 81.64 \text{ Kg. (179.98 lb)}$$

Sumando esta fuerza con la obtenida estáticamente, se tiene:

$$81.64 + 57.5 = 139.14 \text{ Kg (306.75 lb)}$$

- Suspensión trasera.

Para obtener la fuerza de la suspensión trasera, también se realizan pruebas en la máquina INSTRON, con las cuales se obtuvo lo siguiente:

$$K = 14.73 \text{ Kg/cm. (82.5 lb/pulg)}$$

$$d = 5.08 \text{ cm. (2 pulg)}$$

$$\text{obteniendo una fuerza} \quad F = 74.82 \text{ Kg (164.94 lb)}$$

Considerando la absorción de fuerza por la llanta y la carga estática aplicada, como en el caso anterior, obtenemos una fuerza total de 109.66 Kg (241.75 lb).

Como se puede observar, las fuerzas tanto en la suspensión delantera como en la suspensión trasera, son de diferente valor. Esto se debe principalmente a parámetros no controlados por nosotros, como son las constantes de los resortes que tenían los amortiguadores comerciales que utilizamos, así como llantas de diferentes tamaños utilizadas en la suspensión delantera y en la trasera.

Teniendo las fuerzas que actúan sobre la estructura, se prosigue con la realización del análisis.

Primeramente, se presenta el análisis de *FEM* realizado a la estructura con un diámetro de 3.17 cm (1.25 pulg.) cal. 18 (0.050 pulg.). Los resultados que se obtuvieron fueron los siguientes:

Esfuerzo de cedencia del tubo antes mencionado es de 65.48 MPa (9494.6 psi).

Deformación obtenida con este esfuerzo es de 0.078 cm (0.030 pulg.)

Esto es de acuerdo a la primera estructura construida, sin haber realizado algún análisis previo por elementos finitos. fig. 4.17.

Después de las pruebas de campo, se pudo apreciar una deformación de 3 cm. aproximadamente en el piso del automóvil, presentándose la deformación de la parte delantera a la trasera. Contemplando esta deformación, se realizó un análisis dando éste valor, logrando obtener una fuerza de 4426 Kg. (9757.65 lb). De este análisis, se puede ver claramente que la fuerza que se requiere para deformar de ésta manera la estructura, es muy alta; aunque esta fuerza es suponiendo que se aplica una sola carga estática para producir esta deformación total de un solo paso. Esto no es cierto, ya que los impactos que recibe el carro son muy diversos y variados, sufriendo la estructura una deformación paulatina, fig. 4.18.

Los resultados que se presentan a continuación, después de haber concluido lo anterior, se realizaron contemplando que el diámetro del tubo es de 2.54 cm (1 pulg.) con cal. 18 (0.050 pulg.). En éstos análisis, la variante que manejamos, será la colocación de refuerzos en puntos estratégicos.

El primer análisis corresponde a la estructura completa, teniendo como único refuerzo, un tubo del mismo diámetro, soldado del soporte superior de la suspensión delantera al barandal que se ubica en los costados del piloto. Los resultados fueron los siguientes:

Esfuerzo de cedencia del material es de 410.15 Mpa (59473 psi).

Esfuerzo del tubo de 2.54 cm. de diámetro, con las cargas anteriormente calculadas es 160.75 Mpa (23300 psi).

Deformación obtenida con este esfuerzo es 0.164 cm (0.064 pulg.).

Factor de seguridad de 39.

En este análisis, se observa que al reforzar la estructura, no se pasa el valor del esfuerzo de cedencia, siendo benéfico este refuerzo. fig. 4.19.

El segundo análisis realizado, consistió en añadir un refuerzo de manera triangular sobre la barra que sujeta la parte superior del amortiguador, siendo éste del mismo diámetro (2.54 cm) y sin considerar el refuerzo analizado anteriormente en la suspensión delantera. De este análisis se obtuvo lo siguiente:

Esfuerzo del tubo de 2.54 cm. de diámetro, con las cargas anteriormente calculadas son de 142.86 Mpa (20700 psi).

Deformación obtenida con este esfuerzo es 0.160 cm (0.062 pulg.).

Factor de seguridad de 34.83.

Por lo que nos ayuda a reducir el esfuerzo de cedencia originalmente obtenido. fig. 4.20.

El tercer análisis se realizó conjuntando los dos refuerzos anteriormente descritos, mas un tercero, el cual está soldado del barandal que se encuentra en los costados del piloto, derivado del punto en que se sujeta el amortiguador delantero hacia el tubo que desciende de la parte superior del vehículo. De este análisis se obtuvo lo siguiente:

Esfuerzo del tubo con las cargas anteriormente calculadas es 95.22 MPa (14100 psi).

Deformación obtenida con este esfuerzo es 0.158 cm. (0.062 pulg).

Factor de seguridad de 23.21.

En donde se puede concluir que los refuerzos anteriores nos ayudan a mantener la estructura en su zona elástica. fig. 4.21.

En un cuarto análisis que se realizó, se consideraron los tres refuerzos anteriores mas un cuarto que se desplaza de la intersección entre el barandal que se encuentra a los costados del piloto hacia la intersección entre el tubo que divide la cabina del compartimiento del motor. De este análisis se obtuvo lo siguiente:

Esfuerzo del tubo con las cargas anteriormente calculadas es 97.29 MPa (20700 psi).

Deformación obtenida con este esfuerzo es 0.154 cm (0.060 pulg). fig. 4.19.

Factor de seguridad de 23.72.

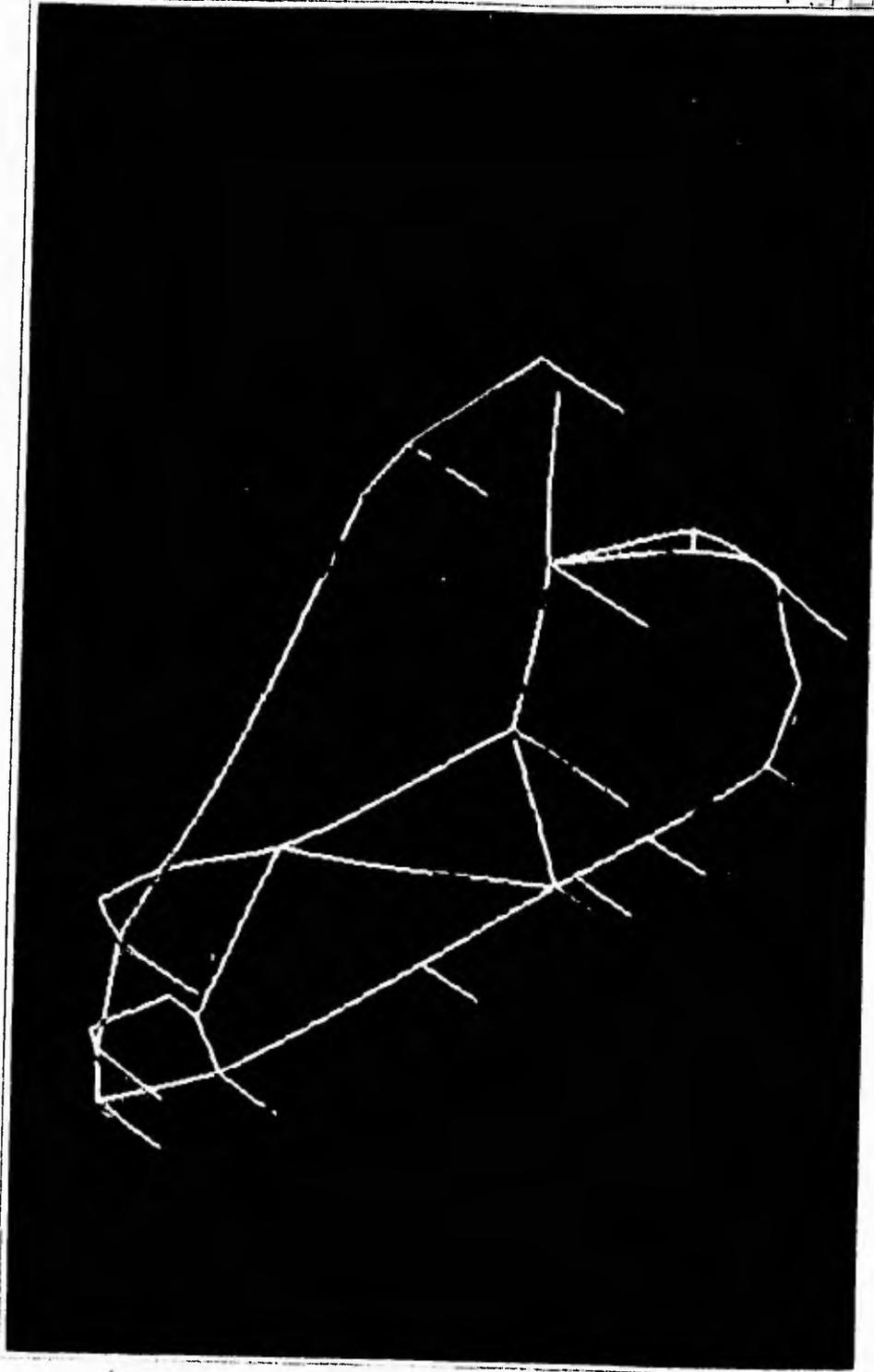
Para poder observar de mejor manera los resultados obtenidos anteriormente, se sobreponen los diferentes análisis, logrando así una mejor interpretación de las diferentes esfuerzos y deformaciones que se presentan en cada caso. fig. 4.23. En esta impresión, se observa el rango de esfuerzo que se presenta, el cual va de 142.83 a 95.22 MPa, con una deformación que va de 0.164 a 0.154 cm. Los resultados anteriores, tanto para los esfuerzos de cedencia como las deformaciones, se presentan en las gráficas 4.4 y 4.5.

Por tanto, se puede concluir lo siguiente:

La estructura fabricada de tubo circular con diámetro de 3.17 cm (1.25 in) y cal. 18 (0.050 in), funciona de manera sobrada en terrenos campo traviesa, específicamente en el evento Mini - Baja S.A.E.

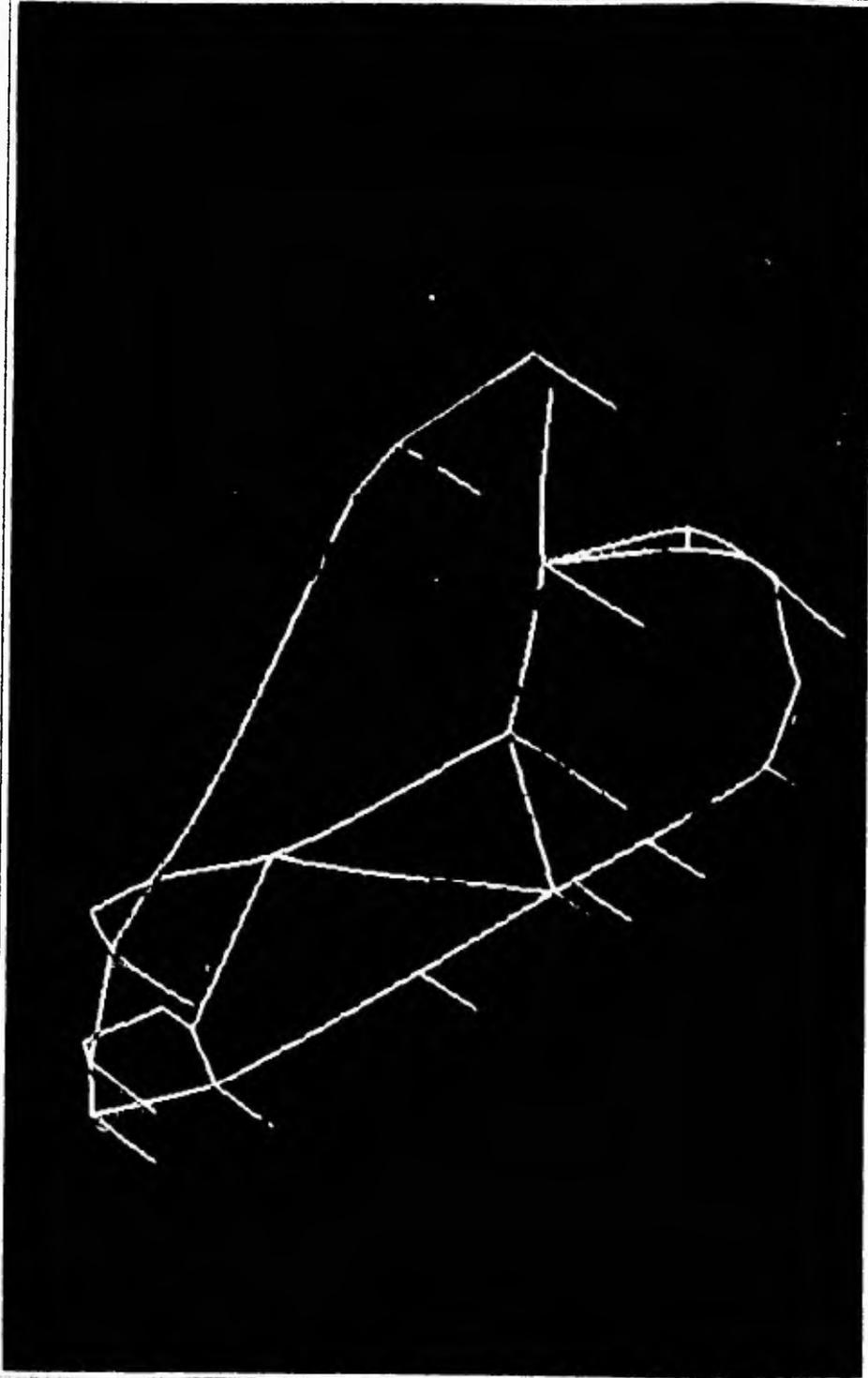
(07.11 PM107.00 = 159)

7.11.11

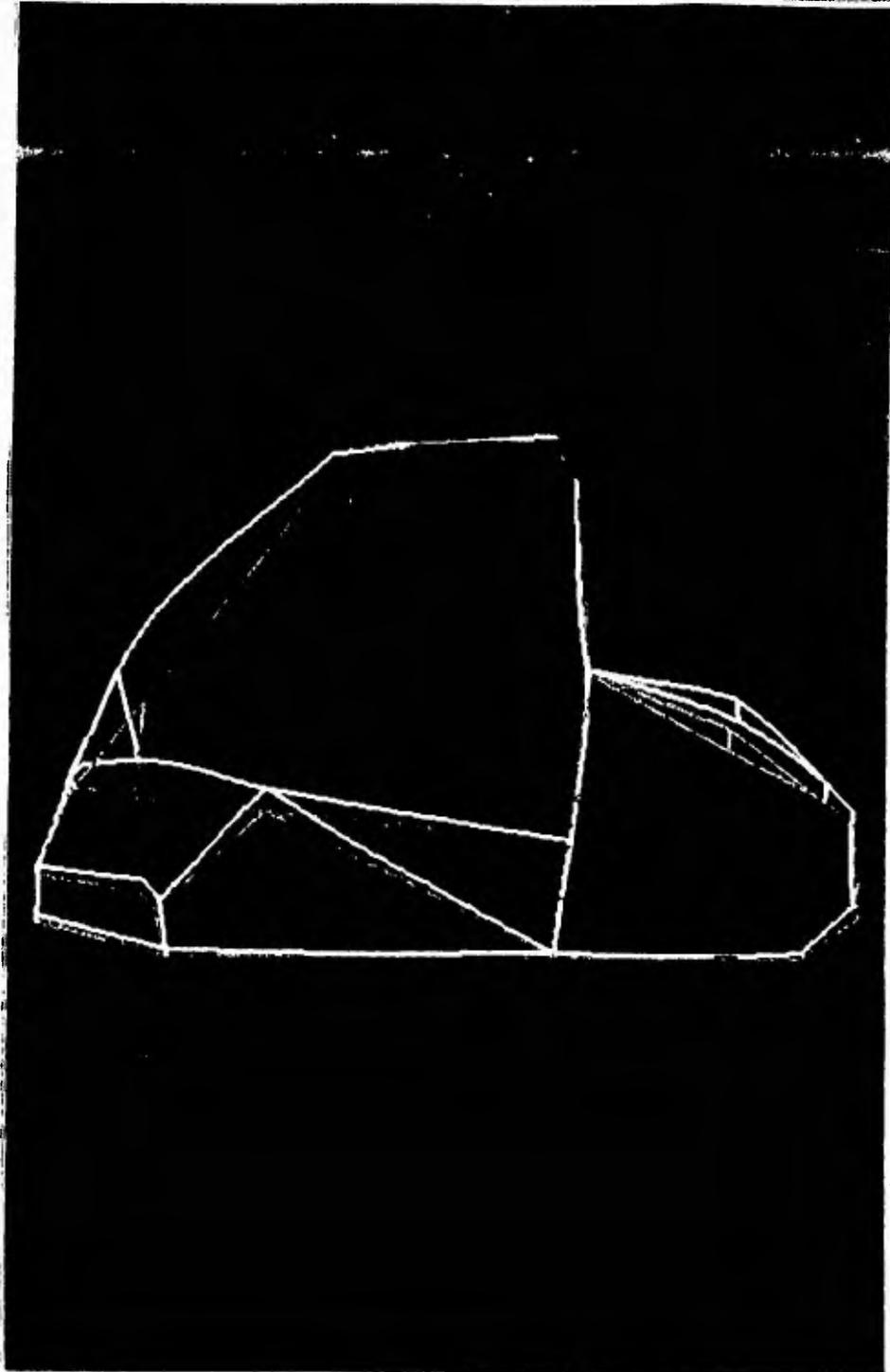


ES: = 00.40 MPa (1.20)

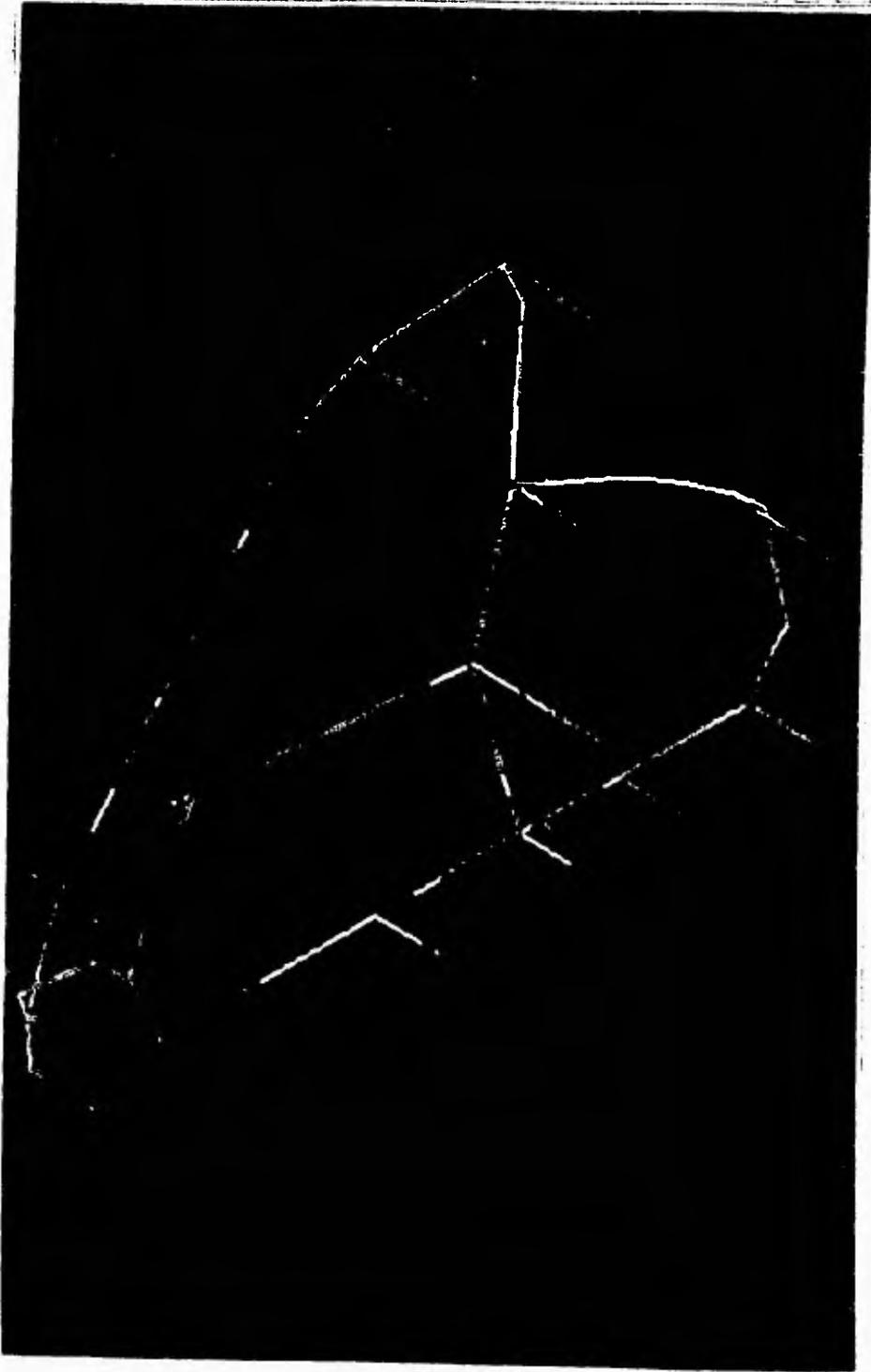
1.20 MPa



$d_{es} = 0.78 \text{ mm } (1.25d)$

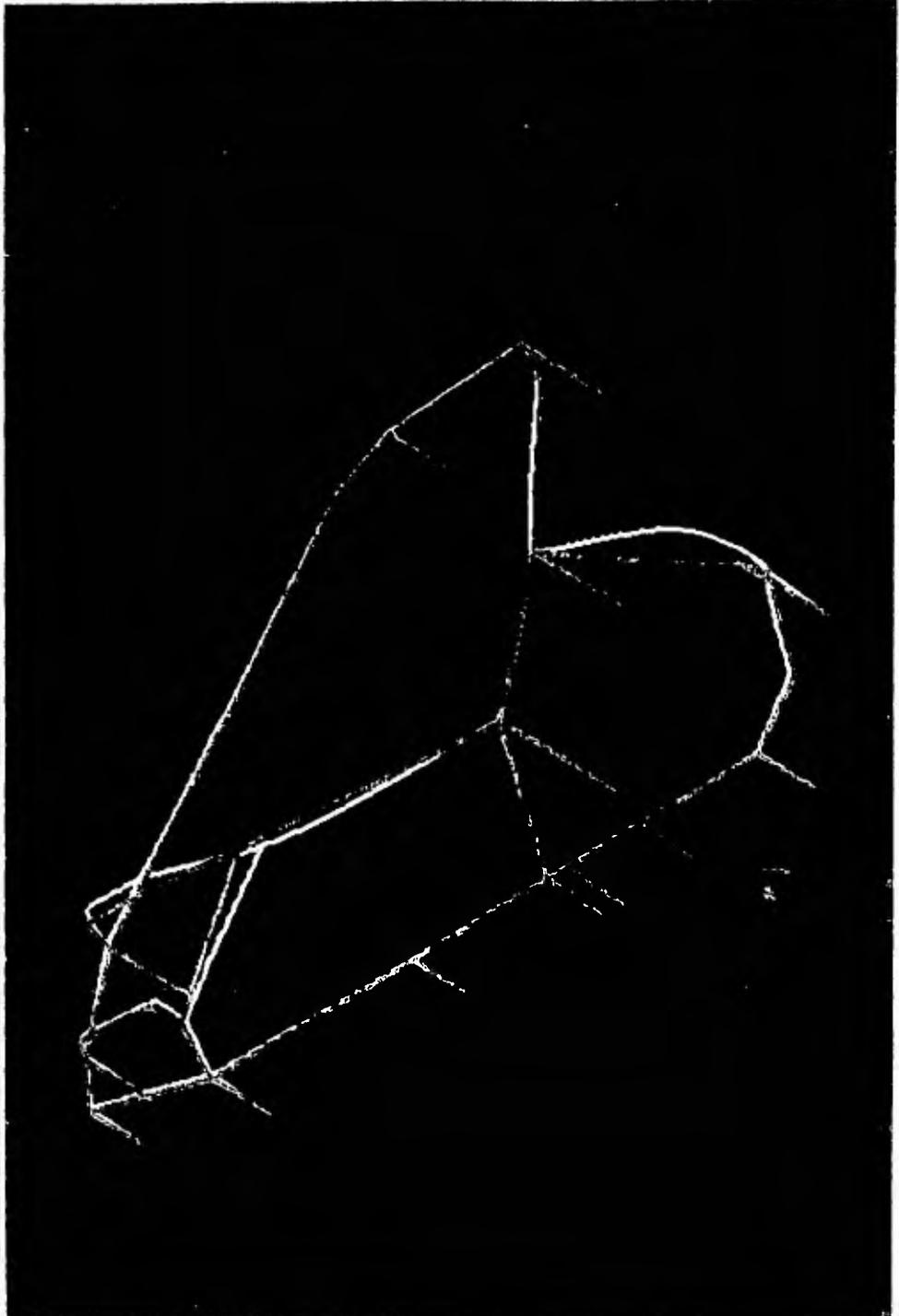


der - 3cm - 1 - 4428kg

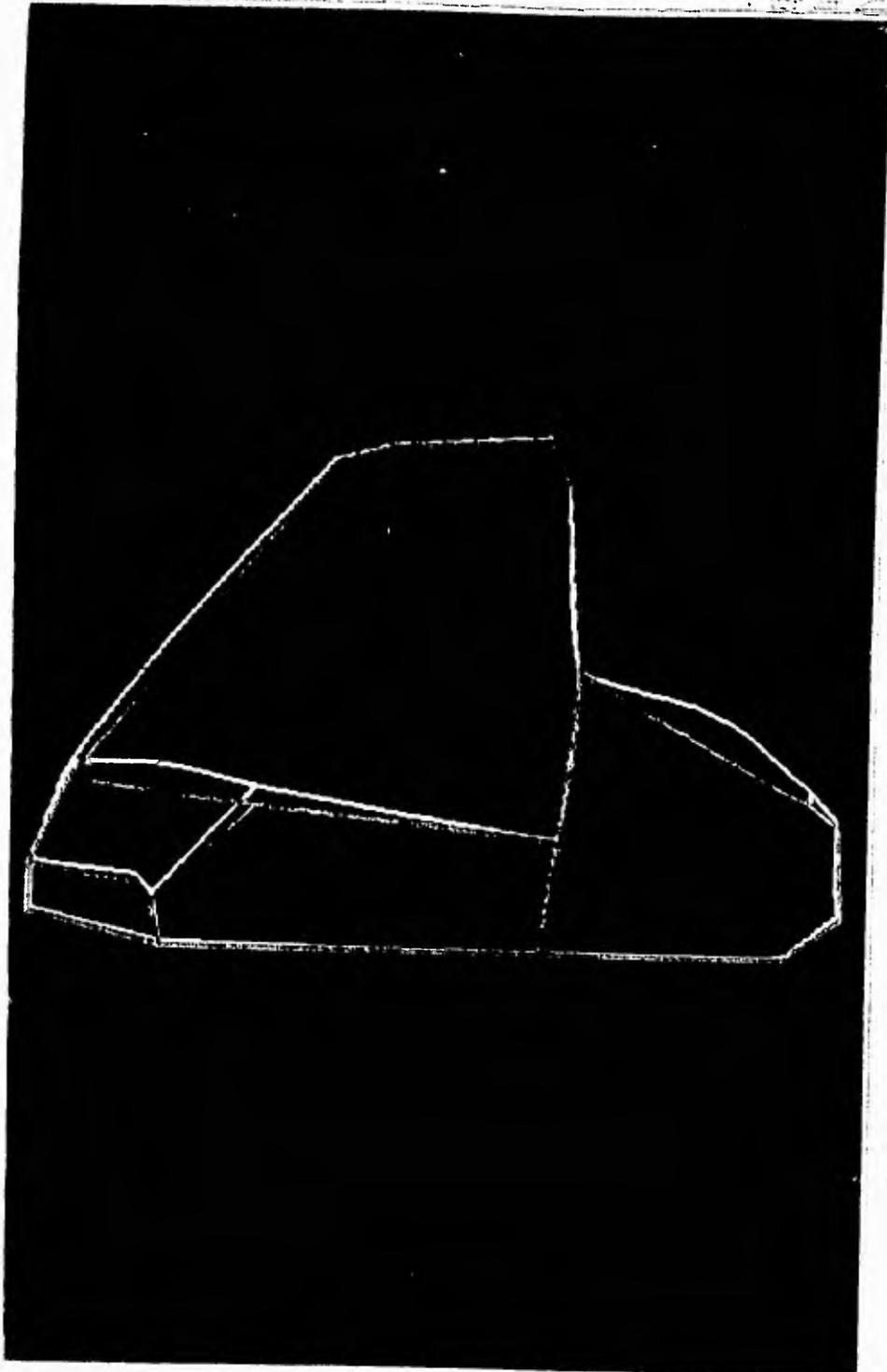


esf = 160.75Mpa (1 C)

7.17.85



008-1 64mm 1/1

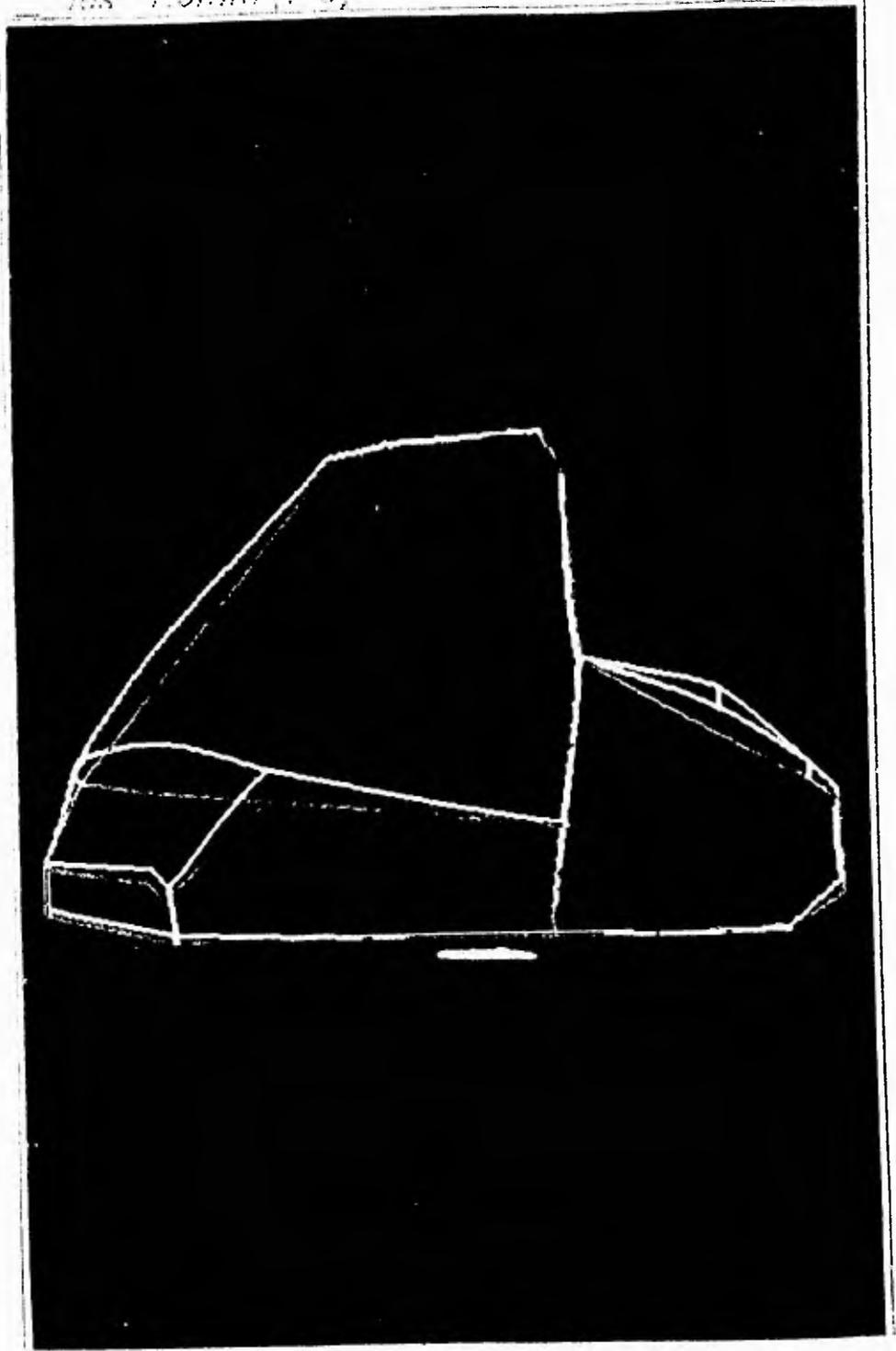


est = 142.86 Mpa / 1.01



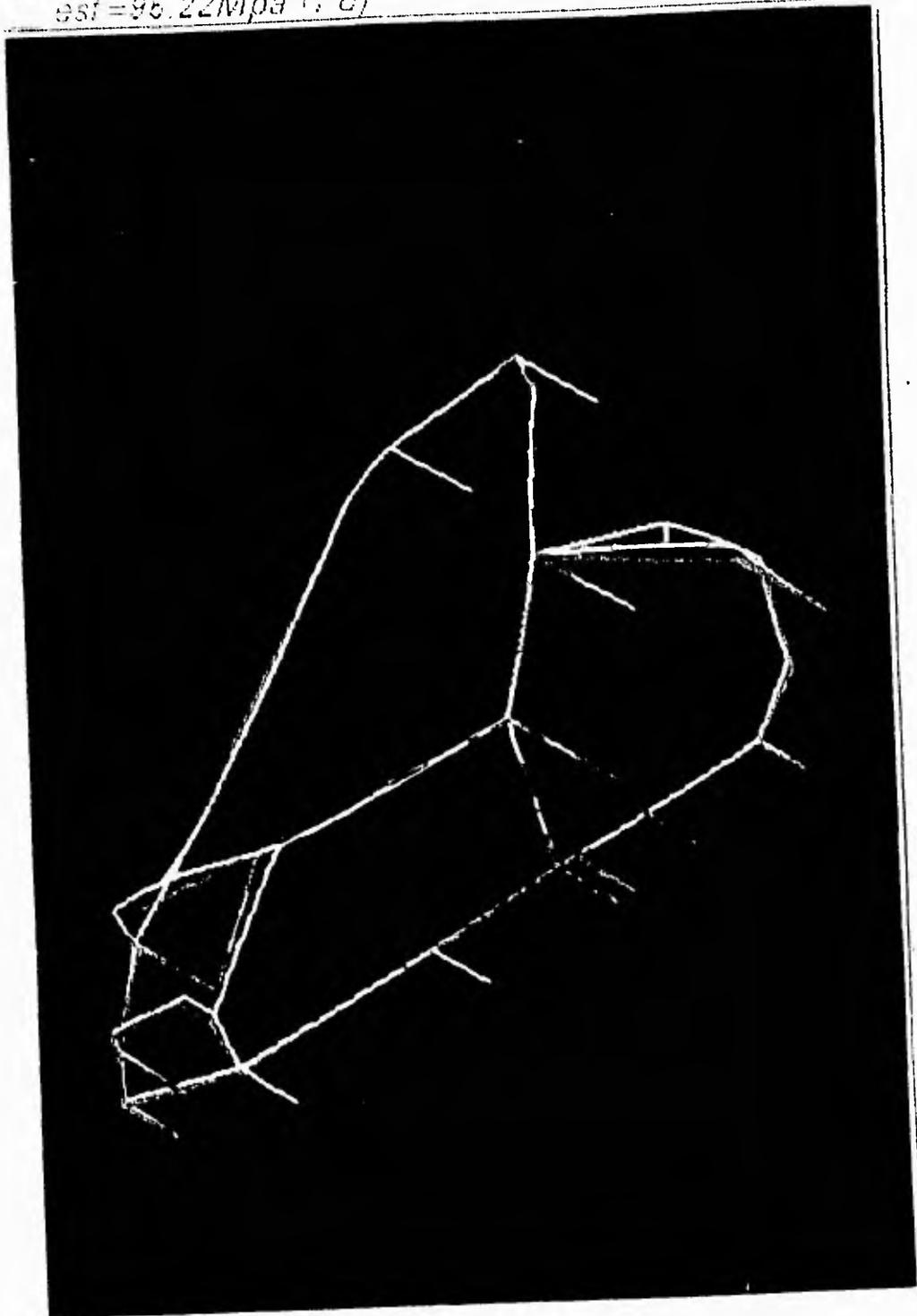
Tab. 1.5mm (1/1)

1.5mm

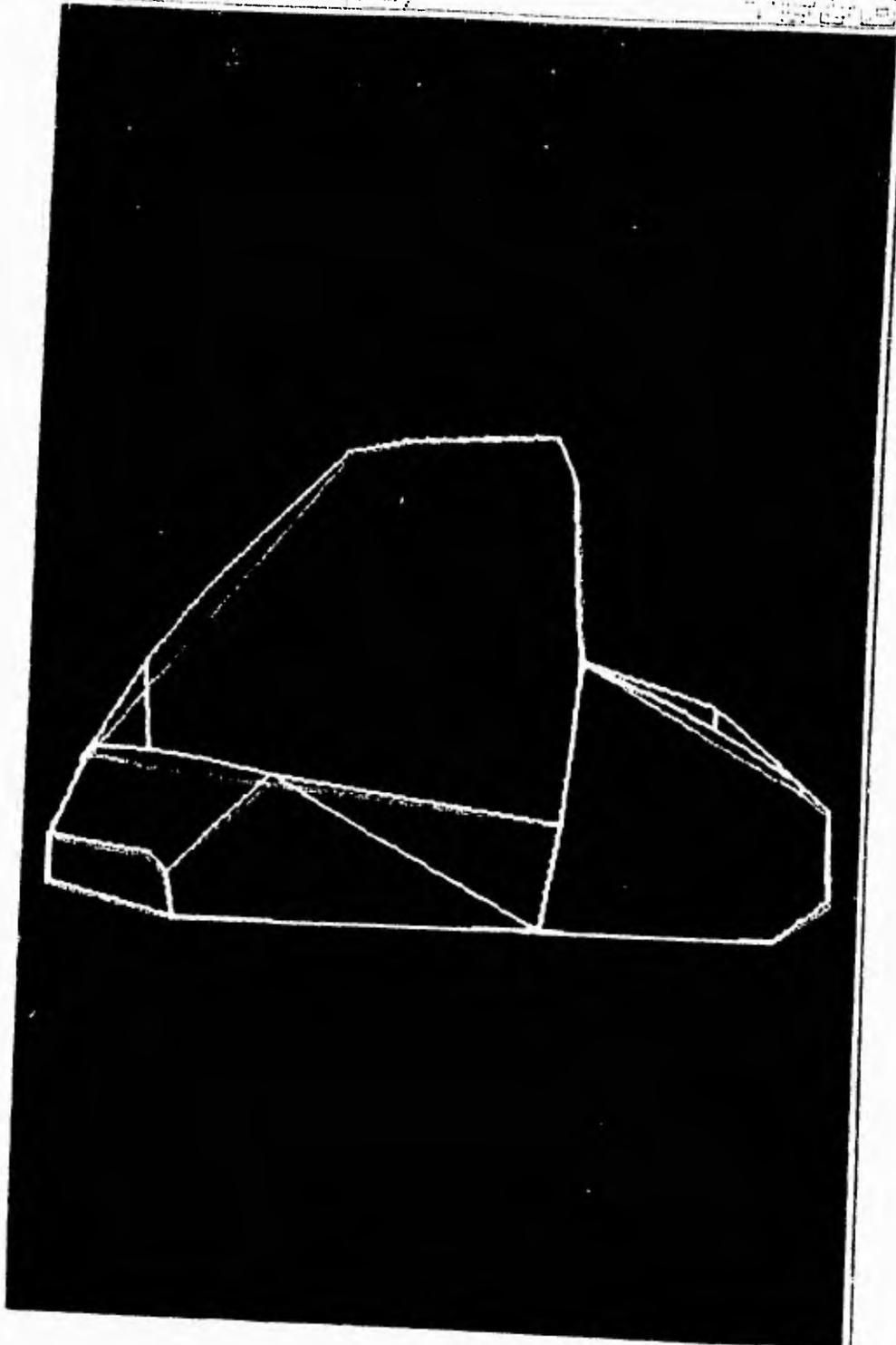


est = 85.22Mpa (1 d)

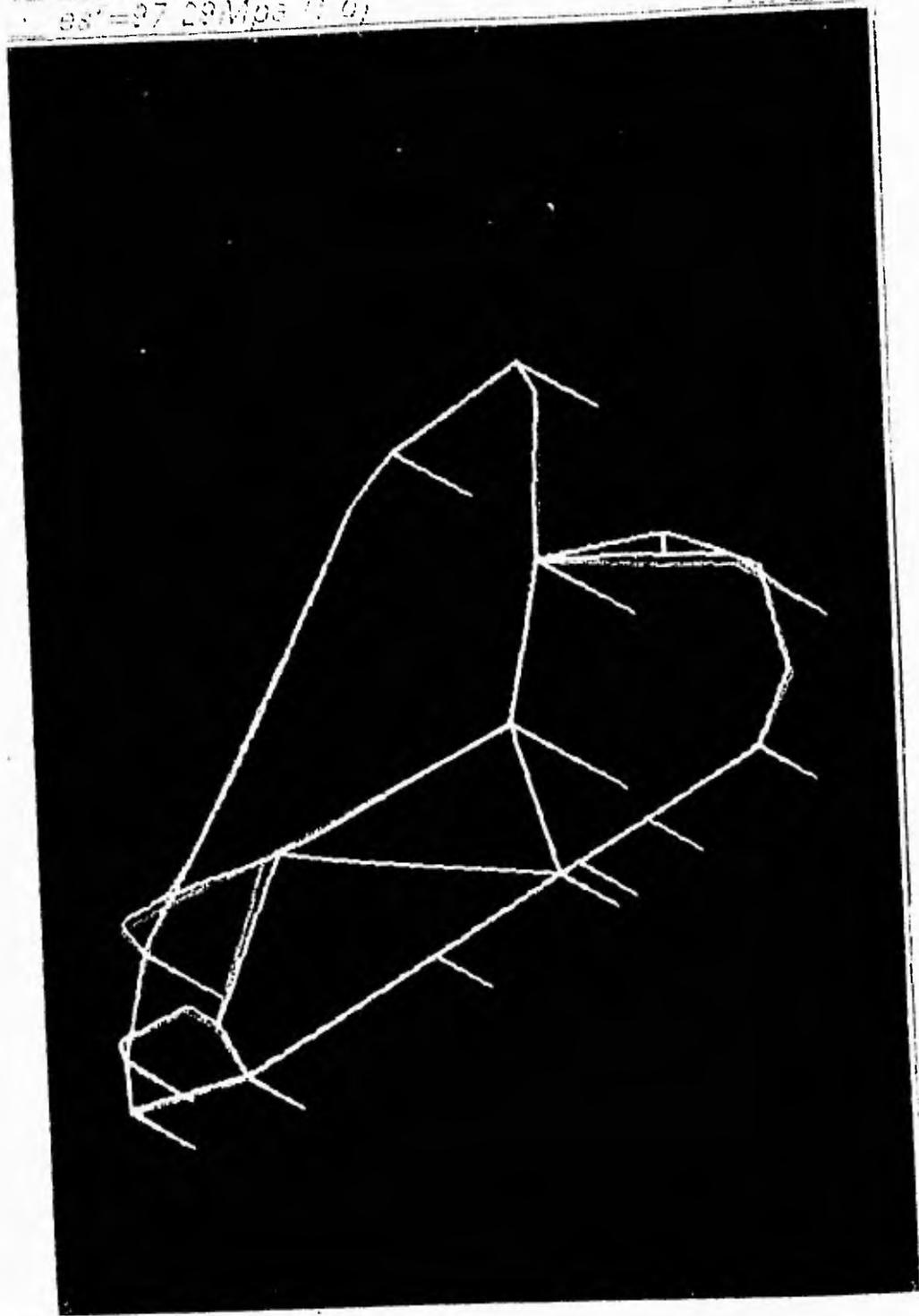
10/10/2019



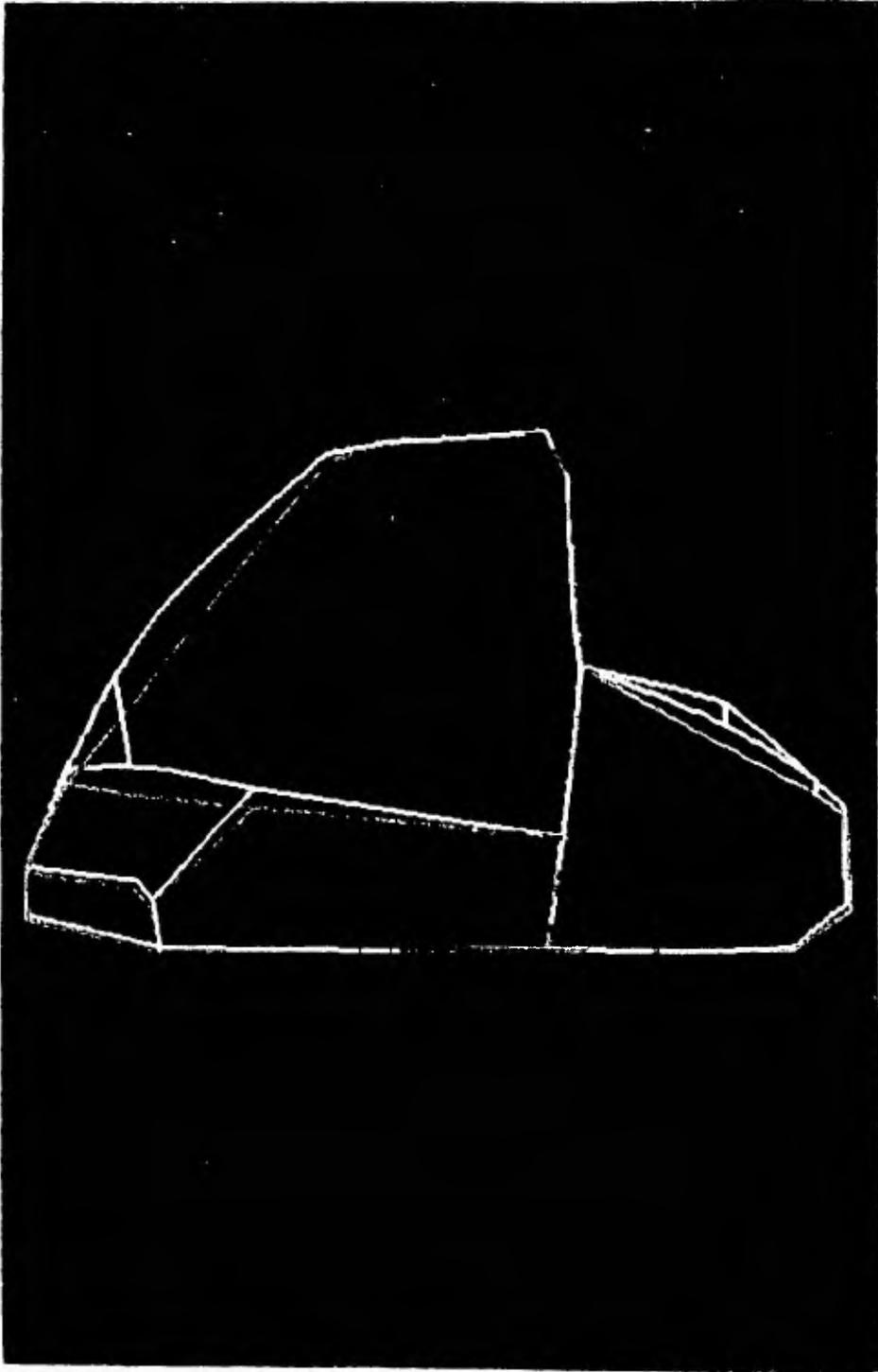
dos = 1.54mm (1 d)



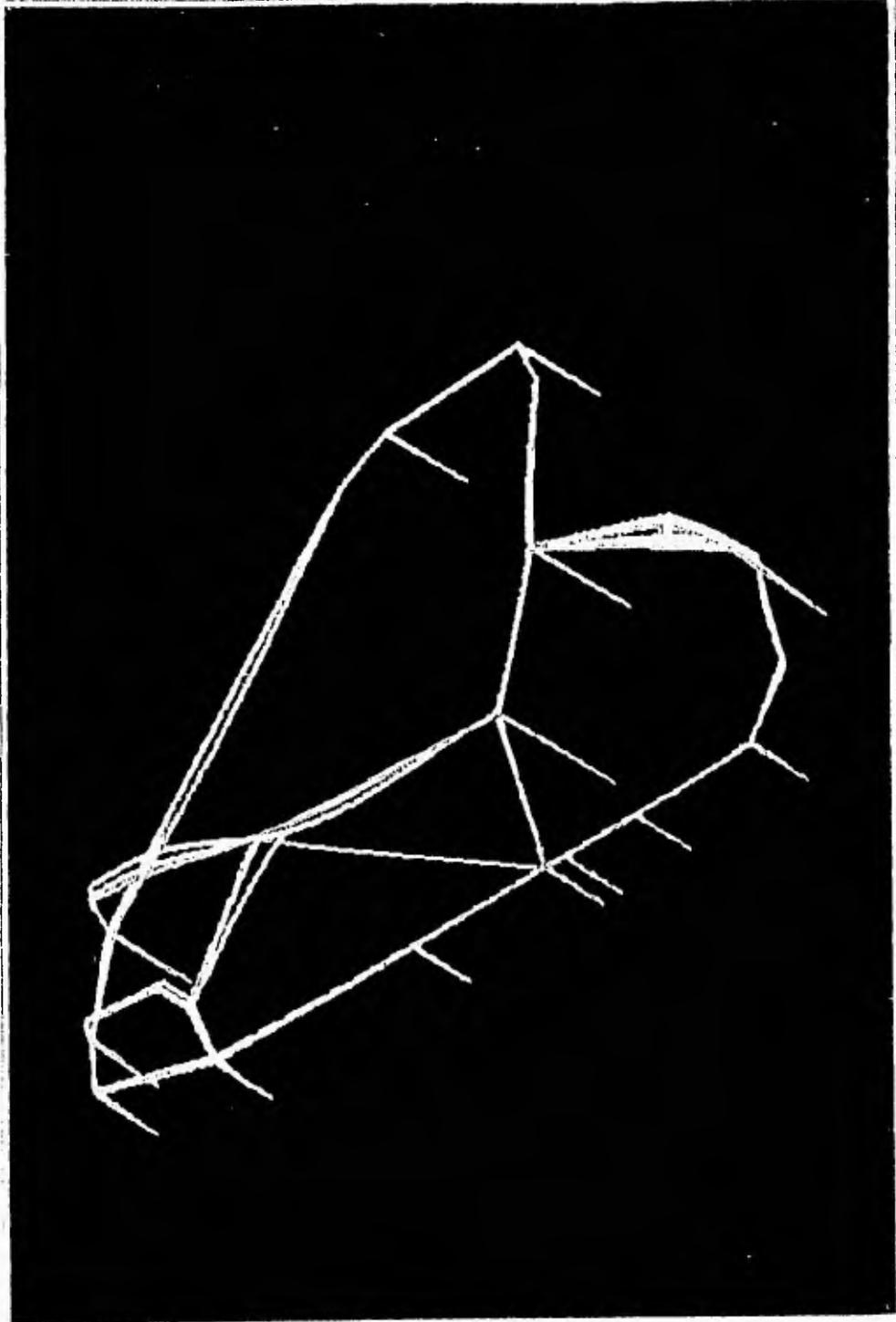
$\sigma_s' = 97.29 \text{ Mpa}$ (10)



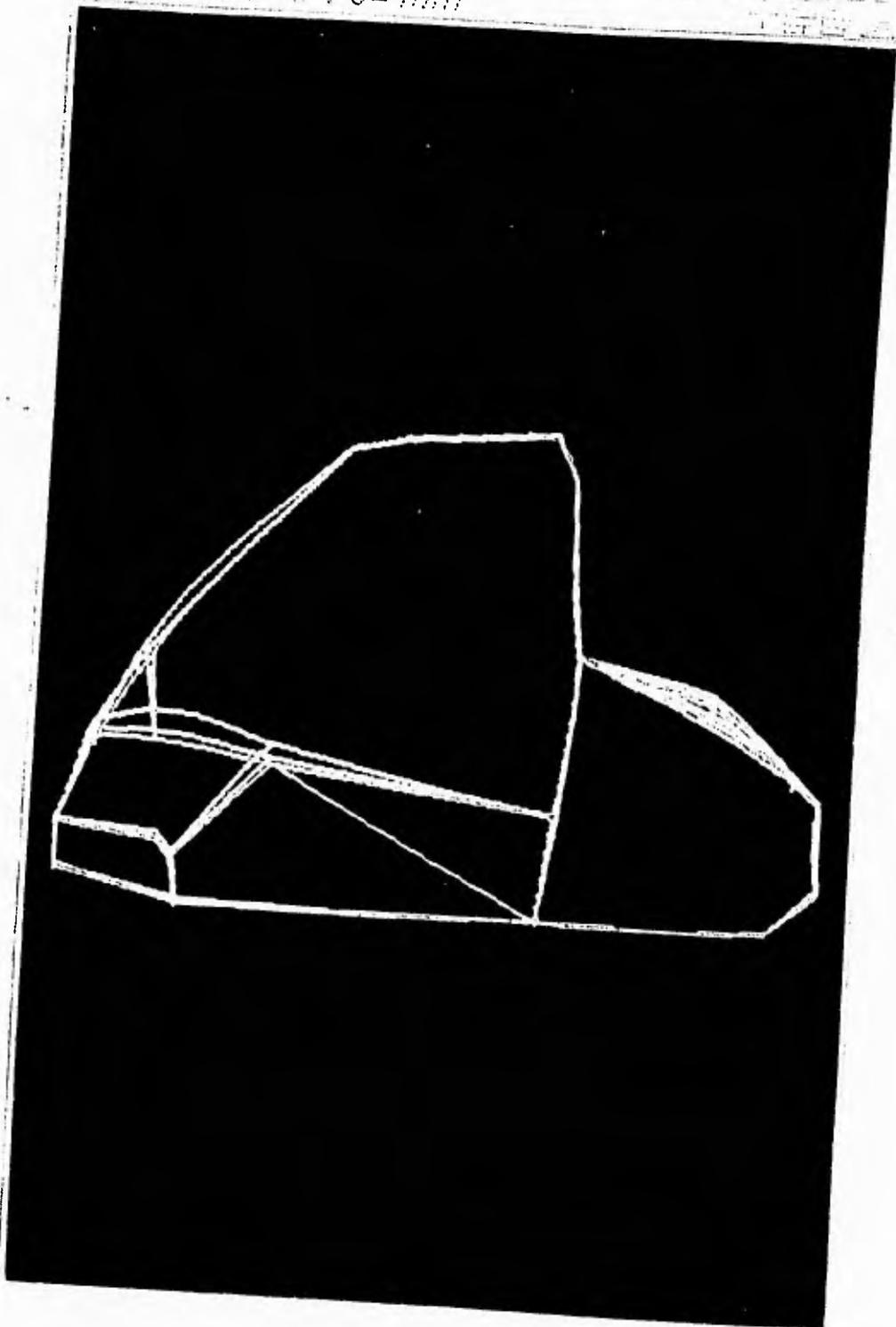
res = 1.53mm (1 d)



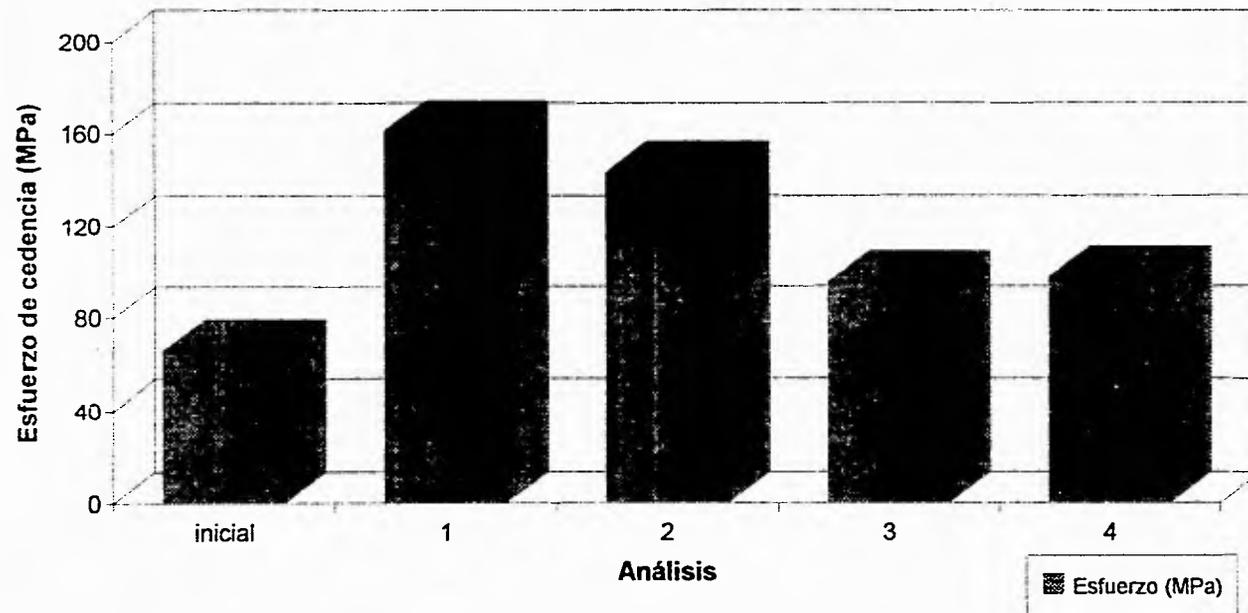
887-142.80 - 35 22



198-184 (184 1111)

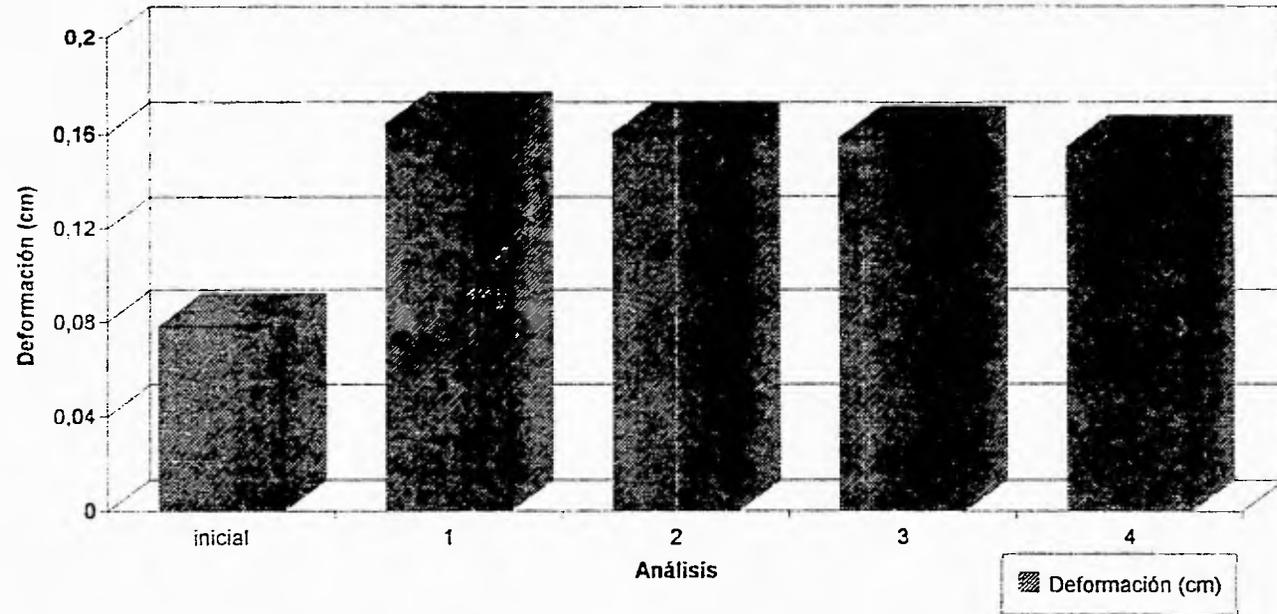


COMPARACION DE ESFUERZOS DE CEDENCIA



GRAFICA 4.4

COMPARACION DE DEFORMACIONES DEL MATERIAL



GRAFICA 4.5

Al diseñar la estructura con perfil tubular de 2.54 cm (1 pulg.) y cal. 18 (0.050 pulg.), se aprecia que la estructura funciona de manera óptima, es decir, cumple con las características necesarias que se requieren, como son:

- a) El esfuerzo no llega a la zona de deformación plástica.
- b) Se puede conformar éste tubo con soldadura eléctrica.
- c) Se baja un 79.25 % en el peso de la estructura.
- d) Se baja el costo de materia prima en la elaboración de ésta.
- e) La estructura se ha diseñado en base a prototipos probados anteriormente.

Al concluir el esquema general de la estructura, se deben considerar las secciones que tendrán una mayor carga, ya sea por peso, impactos y/o secciones geométricas las cuales en ocasiones no son del todo rígidas. A éstas se les debe reforzar, evitando así una posible falla o fractura la cual sea perjudicial para todo el prototipo.

Al realizar una estructura de menor peso, se logra obtener un mejor rendimiento en nuestro combustible, haciendo nuestro vehículo más rápido.

Un resultado imprevisto, es el del cuarto análisis; esto se debió a que al colocar el cuarto tubo el esfuerzo aumenta, por lo cual la única ventaja de colocar éste refuerzo sería el de proteger al piloto en caso de colisión lateral.

En sí, al diseñar la estructura con tubo de diámetro de 1 pulg. y cal. 18 (0.050 pulg.), se logrará optimizar en combustible, peso y costo, obteniendo un vehículo realmente completo.

Algo importante que hay que resaltar, es el estar concientes de que realmente no se puede obtener una fuerza o deformación exacta, es decir, para poder saber efectivamente el valor del impacto, se tendrían que realizar minuciosos estudios con programas especializados, por lo cual ésto es una aproximación de la cual uno se puede basar para obtener ciertos parámetros de diseño.

Finalmente se deben realizar las pruebas de campo necesarias para validar estos resultados, en base al diseño propuesto.

CAPITULO V.

CARROCERIA.

5.1. INTRODUCCION.

Los carruajes, originales de Europa en el siglo XVI, fueron el primer medio de transporte que utilizó carrocería. Esta se generó debido a las diversas inclemencias del tiempo, las cuales no eran muy favorables para los pasajeros, pues viajaban de manera incómoda e insegura. Actualmente se han creado diversos tipos de carrocerías en las cuales se utilizan materiales ligeros y resistentes, así como avanzadas tecnologías para el desarrollo de carrocerías estéticas y aerodinámicas.

5.2. CARROCERIA.

La carrocería es la parte que se encarga de cubrir los diferentes sistemas del vehículo y de alojar en su interior a los ocupantes o pasajeros de éste.

En algunos de los primeros vehículos de motor, se utilizó la carrocería de igual manera que en los carruajes, pero con la variante de que en lugar de ser una sola caja, se realizaba de dos cajas; la primera para el compartimiento del motor y la segunda para los ocupantes y equipaje, fig. 5.1 y 5.2.

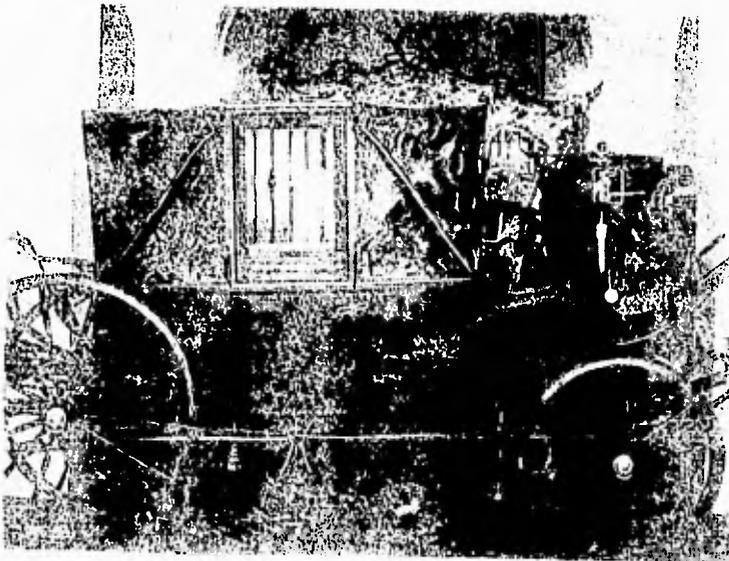


FIGURA 5.1

Carruaje utilizado en siglo XIX siendo de una sola caja la cual se utilizaba para el traslado de personas.

Con la generación de grandes motores de 6 y 8 cilindros en línea, los fabricantes de automóviles se venían en la necesidad de recurrir a personas dedicadas exclusivamente a la elaboración de la carrocería, ya que éstas variaban en función del motor y de la estructura. Esto hacía imposible tener un patrón similar de carrocería para los diferentes modelos de automóviles. Fue hasta 1908 cuando Henry Ford implantó la fabricación de carrocerías en serie, sin tener que depender de otras personas para la terminación del vehículo, así como el montar la carrocería en la misma planta. Después del gran brinco propuesto por Ford, a mediados de éste siglo, se llevó a cabo un gran avance tecnológico, ya que todas las carrocerías se comenzarían a fabricar por medio de la estampación, siendo éstas del mismo material que el chasis, facilitando así el proceso de conformado, obteniendo una rigidez extraordinaria, ya que se sujetan con soldadura eléctrica. Esta carrocería recibió el nombre de carrocería autoportante, originando básicamente una reducción en el costo de éstas, así como el dar una mayor resistencia a las vibraciones, torsiones y tensiones, fig. 5.2.



FIGURA 5.2 . La versión del Mercedes 11 3000 ha marcado un hito en la historia de las carrocerías. Solidez, estructura entreamada y buena habitabilidad se conjugan en este inolvidable automóvil.

5.3. TIPOS DE MATERIALES PARA CARROCERIAS.

Durante el desarrollo de la industria automotriz, todos los sistemas han ido evolucionando, incluyendo la carrocería. Con el propósito de obtener una carrocería resistente y ligera, actualmente se utilizan tres materiales que cumplen con estas características, los cuales han ido desplazando al acero A.I.S.I.-S.A.E. 1010 que se emplea en la fabricación de las diversas carrocerías, principalmente en autos deportivos.

Estos tres materiales son:

- a) Fibra de vidrio.
- b) Fibra de carbono.
- c) Aluminio.

5.3.1. CARROCERIAS DE FIBRA DE VIDRIO Y DE CARBONO.

Como su nombre lo indica, las carrocerías de fibra son hechas tomando como base el material deseado (vidrio o carbono) en forma de hilos. Dependiendo de la forma en que éstas sean utilizadas, se les dará el grosor, composición y dirección. Las fibras de carbono proporcionan una gran dureza y rigidez, así como una densidad que no alcanza los dos gramos por centímetro cuadrado, siendo un material muy resistente y ligero en la utilización de carrocerías para vehículos deportivos como los Fórmula 1 (F1), fig. 4.4.

Por lo anterior, deducimos que el uso de éstos dos materiales brindan algunas ventajas, como son: la disminución del peso, disminución del consumo de combustible, una mejor protección contra la corrosión, una mejor resistencia a impactos y es adecuado para bajas producciones. En cuanto a desventajas, la utilización de las fibras repercute en el costo, ya que éste es superior al de las carrocerías hechas de chapa de acero.

Hoy en día, éstos materiales resultan novedosos y con muchas perspectivas a futuro, pero todo esta en función del avance tecnológico que se va dando día con día, fig. 5.3 y 5.4.



FIGURA 5.3 La fibra de vidrio se combina con el acero en muchos casos. El Fiat, no Fiat Clodius es un claro ejemplo.

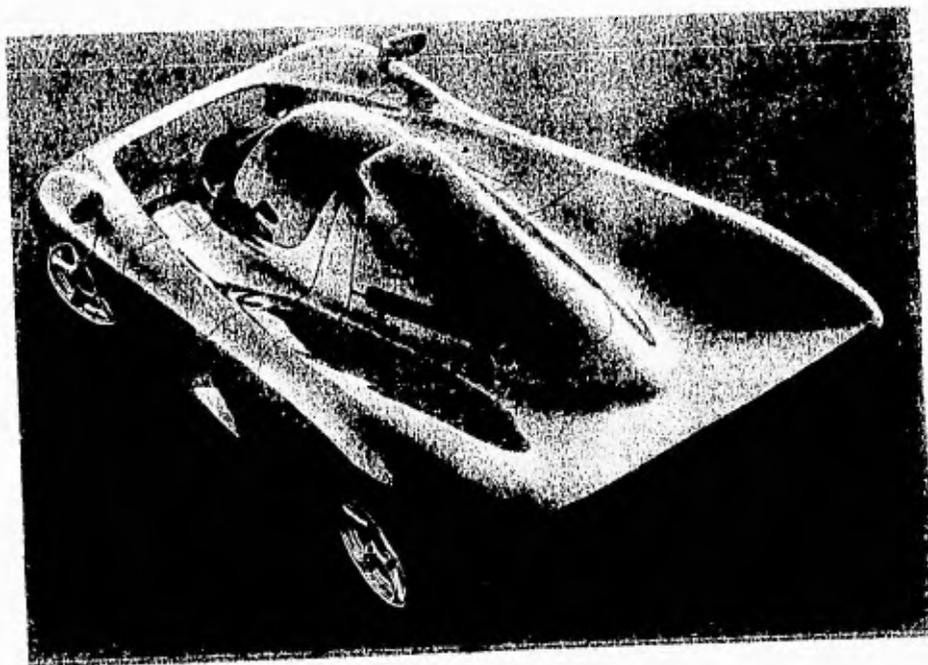


FIGURA 5.4 A veces se le otorga el crédito de fibra de vidrio y se trata de un buen ejemplo. El precio es de \$14,500 y muestra 10,773, que incluye un propietario con un año de garantía.

5.3.2. CARROCERIAS DE ALUMINIO.

La utilización de carrocerías de aluminio, se dio con la finalidad de reducir el peso del automóvil. Este material presenta diversas ventajas con respecto a la carrocería tradicional de chapa de acero, por ejemplo, la carrocería es más ligera, tiene una mayor resistencia a la corrosión, una mejor moldeabilidad y un mejor aprovechamiento en su reutilización. Como desventaja, se puede mencionar que el aluminio tiene un alto coeficiente de expansión térmica, es decir, sufre de una gran dilatación, así como ciertas propiedades mecánicas no muy deseables para un automóvil cuando este material se encuentra en estado puro. Para lograr mejorar las propiedades del aluminio, se llevan a cabo aleaciones de éste, aumentando la resistencia mecánica y bajando su coeficiente de expansión térmica. Ver fig. 5.5 y 5.6, en las cuales se pueden apreciar diferentes vehículos con carrocería de aluminio.

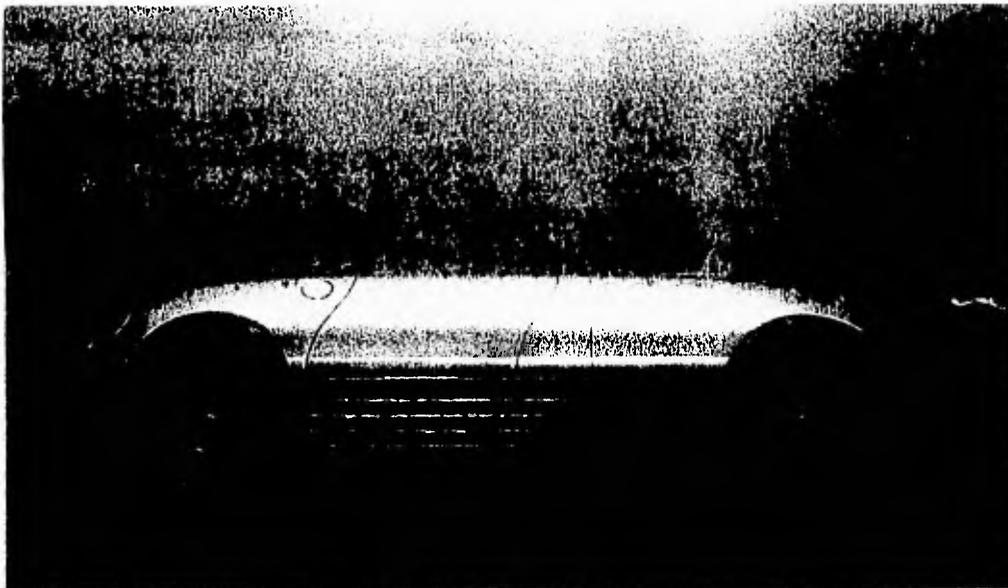


FIGURA 5.5 El Renault Argon es un ejemplo de una carrocería futurista hecha de aluminio.



FIGURA 5.6 Las carrocerías de aluminio que Mercedes-Benz emplea en los modelos SL, son un ejemplo de solidez y acabado.

5.4. LA AERODINAMICA DE UN VEHICULO.

Los estudios aerodinámicos que se hacen día a día en los prototipos, son con la finalidad de obtener una muy baja resistencia al aire, además de contemplar desde una apreciable estética, hasta lograr una gran eficiencia del funcionamiento de los limpia-parabrisas a una alta velocidad.

A partir del siglo pasado, se comenzó a contemplar el aspecto aerodinámico en los vehículos. Uno de los vehículos en que se llevaron a cabo diversas pruebas, fue el caza-records eléctrico de Camille Jenatton, el *Jamais Contente*. La carrocería de este vehículo tenía una excelente forma aerodinámica, pero no se contempló cubrir los sistemas de suspensión, las ruedas y la cabina del piloto, a pesar de ello se logró alcanzar una velocidad de 100 Km/h en 1899.

Después de la I Guerra Mundial fue cuando se desarrolló más exhaustivamente la aerodinámica en los vehículos. Alfa Romeo del Conde Ricotti, en 1915 da la máxima expresión de la aerodinámica, construyendo una carrocería en forma de gota, pero con la misma deficiencia que tuvo Camille Jenatton.

El Ing. en aeronáutica, E. Rumpler dedujo que la geometría ideal para un carro en cuestión aerodinámico es la gota, por lo cual el motor se coloca en la parte posterior del vehículo. A partir de

ésto, se comenzaron a realizar pruebas en el tunel de viento, con el objeto de encontrar el coeficiente de arrastre de cada diferente carrocería.

A raíz de la II Guerra Mundial, se da un gran avance tecnológico en esta área, determinando básicamente tres puntos: a) La evolución de la teoría y métodos de estudio, b) La disminución del coeficiente de arrastre en todo tipo de carrocerías y c) La adopción de carrocerías en serie, hechas de una forma aerodinámica, la cual reduce en gran medida el coeficiente de arrastre. Para poder determinar ésto, se tomaron en cuenta parámetros como la velocidad, la densidad del aire, la superficie frontal del vehículo y el coeficiente aerodinámico de su forma.

Para disminuir la resistencia del aire, se han desarrollado diversos accesorios como son los alerones o "spoilers" anteriores, posteriores y laterales; los cuales influyen en el coeficiente de arrastre. Un *spoiler* delantero proporciona una mayor área frontal, provocando por consiguiente un aumento en el coeficiente de arrastre, pero a altas velocidades, baja el coeficiente de arrastre debido a la reducción de la circulación de aire bajo el carro. Un *spoiler* trasero proporciona una mayor adherencia del vehículo, permitiendo un mejor agarre de las llantas al piso, figs. 5.7, 5.8 y 5.9.

MITSUBISHI - HSR - IV. ALERON ELASTICO. PROTOTIPO

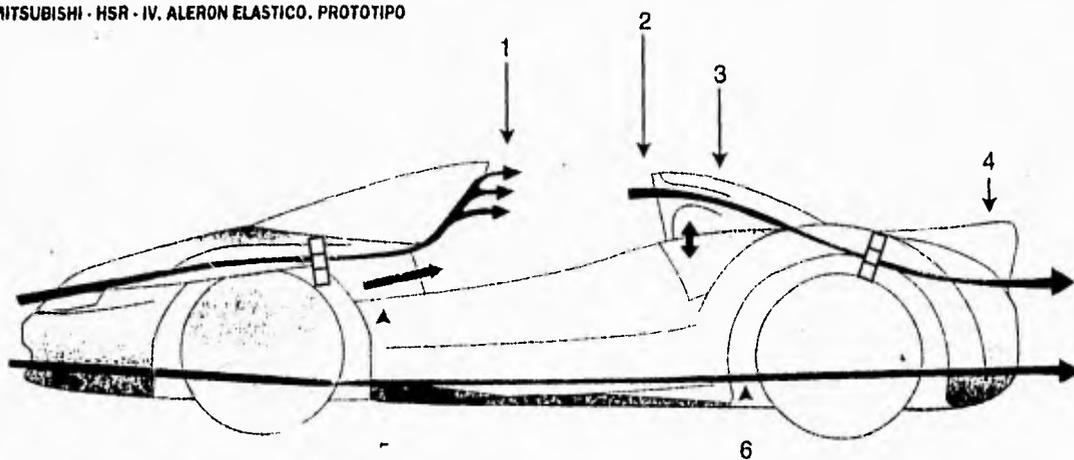


FIGURA 5.7 - Los puntos mostrados en esta figura son: 1.- Deflexión del aire, 2.- Canalización del aire, 3.- Cubierta transparente de la cabina, 4.- Sistema aerodinámico de aerodinámica variable, 5.- Control de copa límite, 6.- Salida para el aire proveniente del motor.

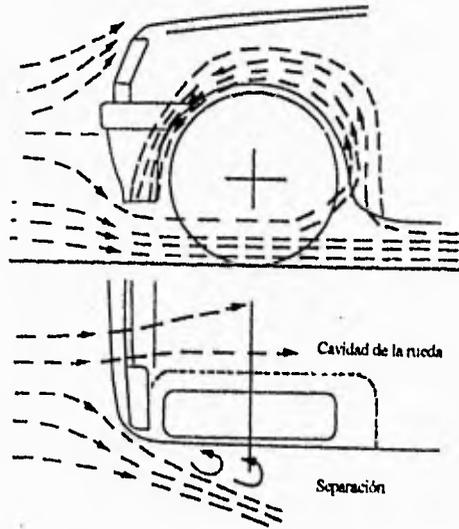


FIGURA 5.8

Esta figura muestra las trayectorias del aire al tener un *spoiler* inferior al eje del vehículo.

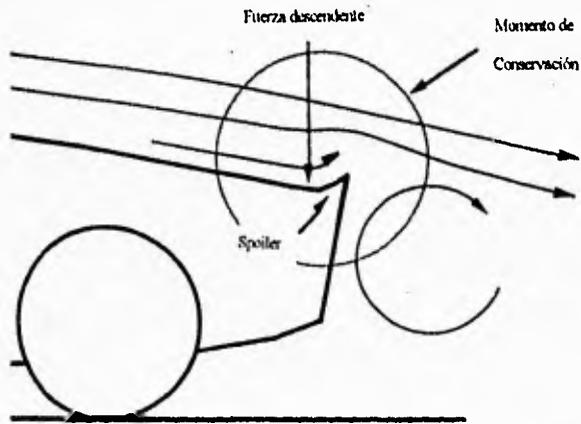


FIGURA 5.9

Se han diseñado *spoilers* que permiten obtener al vehículo, un mejor agarre al piso.

La estabilidad en un vehículo, se ve afectada de dos maneras, el viento lateral se desliza siguiendo la misma trayectoria que lleva el vehículo y varía la presión de las ruedas contra el pavimento, incrementando la adherencia. Además de esto, la estabilidad dependerá de la geometría de la carrocería, el peso, momento de inercia alrededor de su eje vertical, distribución de masas, rozamientos entre las ruedas y el suelo y los diversos sistemas como la estructura, las suspensiones y la dirección del vehículo, figs. 5.10 y 5.11, en las cuales se observa el flujo de aire en las diferentes partes del vehículo. Con esto, se puede modificar la carrocería con la finalidad de obtener un menor coeficiente de arrastre y una mayor estabilidad.

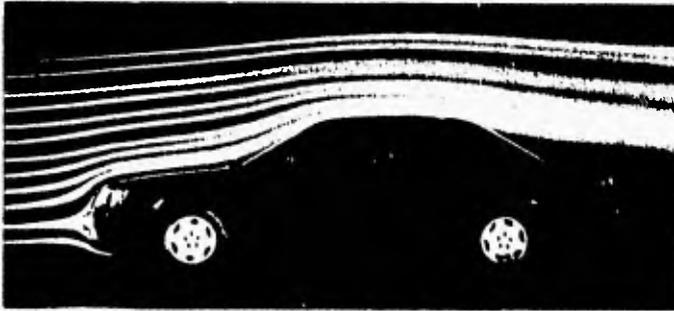


FIGURA 5.10

Se realizan pruebas aerodinámicas con la finalidad de obtener una mejor estabilidad en el vehículo.

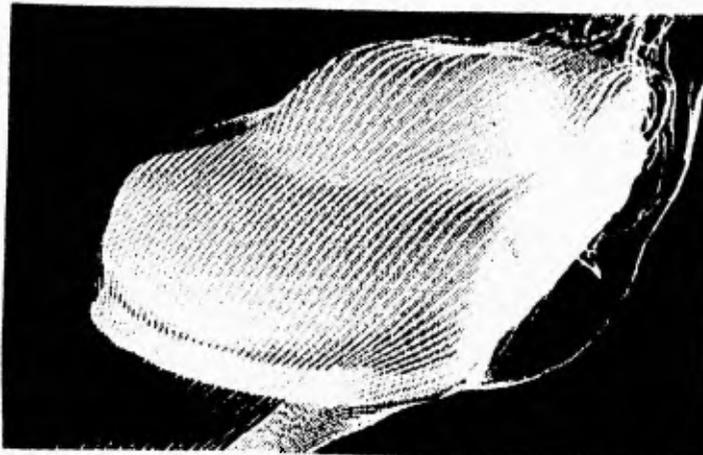


FIGURA 5.11

Actualmente existen diversos *softwares* que optimizan el diseño de un vehículo en el aspecto aerodinámico.

Considerando lo anterior, se deben tomar en cuenta estos parámetros para obtener un auto estable; logrando mejorar esta estabilidad con los diversos *spoilers* que se han desarrollado, dependiendo de la carrocería, para brindar un mayor confort y seguridad a los pasajeros a altas velocidades.

5.5. DISEÑO DE UNA CARROCERÍA PARA UN VEHICULO TUBULAR.

Con la finalidad de lograr reducir la fuerza de arrastre en el prototipo diseñado y tratando de encontrar la carrocería apropiada para éste, se realizaron pruebas en el tunel de viento de la División de Estudios de Posgrado de la Facultad de Ingeniería de la U.N.A.M. Esto se hace mediante un modelo a escala, cubierto con aluminio. Se optó por utilizar aluminio en la carrocería con el propósito de aligerar al máximo el peso del vehículo. Para esto, también se consideraron otros factores como la disposición de conformado que brinda éste material, la accesibilidad en el mercado, la estética, la facilidad para dar el acabado requerido, la resistencia y el costo.

Las pruebas en el tunel de viento, consisten básicamente en colocar el modelo a escala 1:20 en el centro del tunel para posteriormente, mediante un ventilador generar un flujo de aire a una velocidad que puede ser variada. El flujo de aire ira moviendo el modelo tanto en una dirección *X* como *Y*, lo cual determinará la fuerza de arrastre, ya que se regresa el modelo a la posición original por medio de pequeñas pesas que se ajustan en cada eje, figs. 5.12 y 5.13.

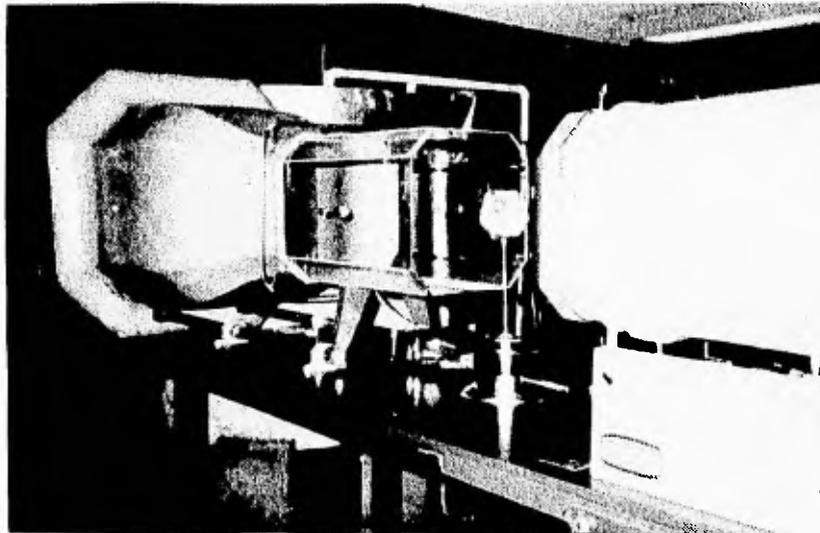


FIGURA 5.12. Se realizaron pruebas en el tunel de viento de la División de Estudios de Posgrado de la Facultad de Ingeniería (DEPF).

Las fuerzas de arrastre obtenidos en estas pruebas, se logran variando las diferentes láminas sobre el prototipo, es decir, se van poniendo o quitando éstas hasta encontrar la menor fuerza de arrastre que se pueda obtener en el prototipo, pero considerando ciertas láminas que forzosamente la carrocería requiere.

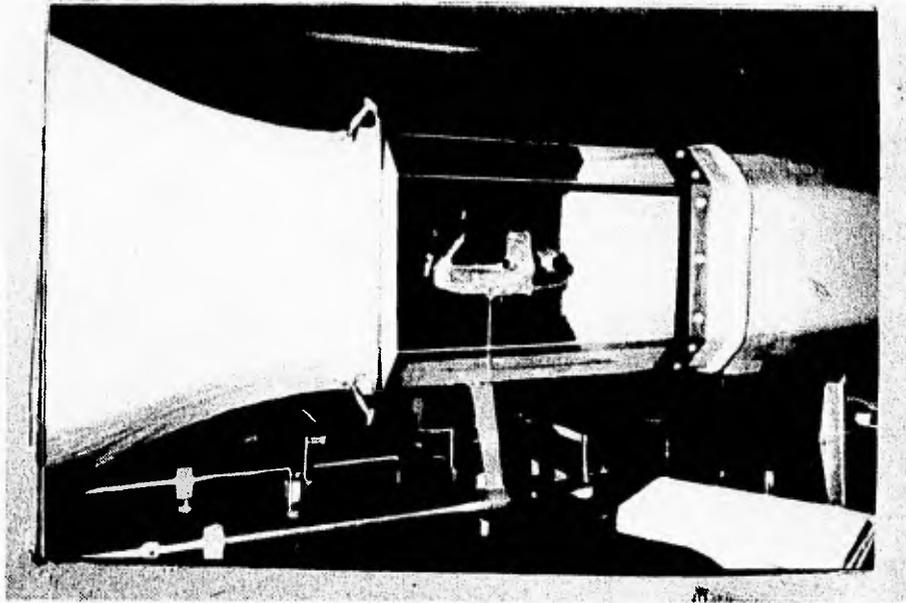


FIGURA 5.13. Las pruebas en el tunel de viento, permiten obtener una menor fuerza de arrastre debido a las modificaciones que se realizan en el modelo.

Para mostrar lo anterior se muestra la fig. 5.14, en la cual se enumeran las láminas del I al II que componen una primer carrocería, logrando así identificar cada una de éstas.

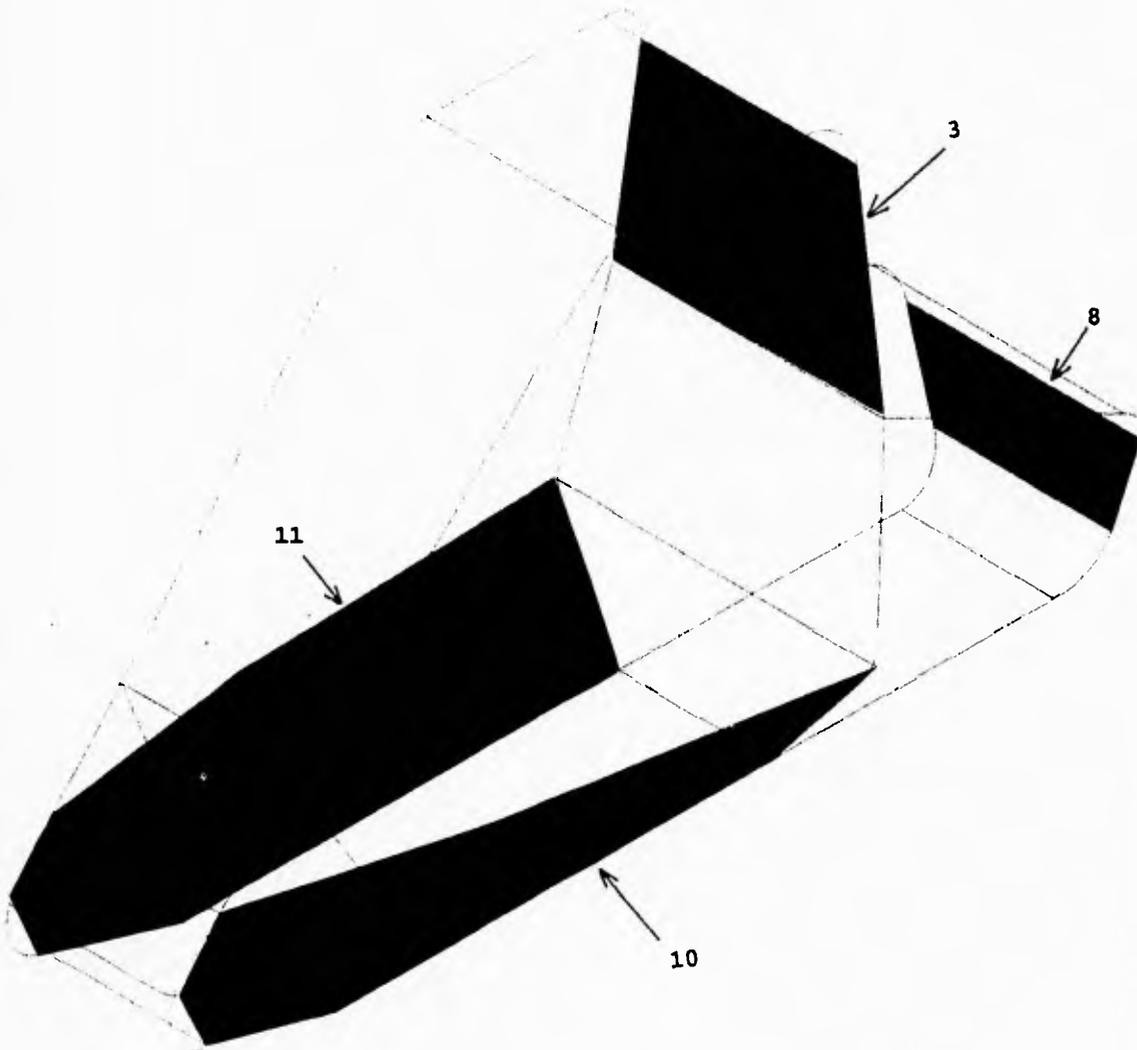


FIGURA 5.14 Primer prueba hecha en el túnel de viento, teniendo el prototipo 11 láminas en la carrocería.

De éste primer análisis, se obtuvieron los siguientes resultados:

VELOCIDAD (Km/hr)	Fx (N)	Fy (N)
28.7962	0.07	0.40
32.3959	0.067	0.46
35.9954	0.067	0.525
39.5950	0.067	0.60
43.1945	0.067	0.68
43.5760	0.067	0.76
50.3937	0.067	0.89
53.9932	0.067	1.11
61.1923	0.067	1.22

Estos valores son obtenidos considerando una carrocería ideal, es decir, cubre y protege las partes necesarias del vehículo. Sabiendo que todo elemento se puede mejorar, se realiza una segunda prueba de túnel de viento, con el objeto de bajar la fuerza de arrastre, así como obtener un mayor rendimiento de combustible.

En la realización de un segundo análisis de la carrocería, se añaden dos láminas más, identificándolas del 1 al 13 como muestra la fig. 5.15.

Los resultados obtenidos en este segundo estudio se muestran a continuación:

VELOCIDAD (Km/hr)	Fx (N)	Fy (N)
28.7962	0.07	0.41
32.3959	0.07	0.47
35.9954	0.07	0.34
39.5950	0.08	0.42
43.1945	0.08	0.67
46.7940	0.08	0.76
50.3937	0.08	0.92
53.9932	0.08	0.97
57.5927	0.08	1.07
61.1923	0.08	1.18

Graficando los resultados obtenidos en las pruebas, se tiene la gráfica siguiente:

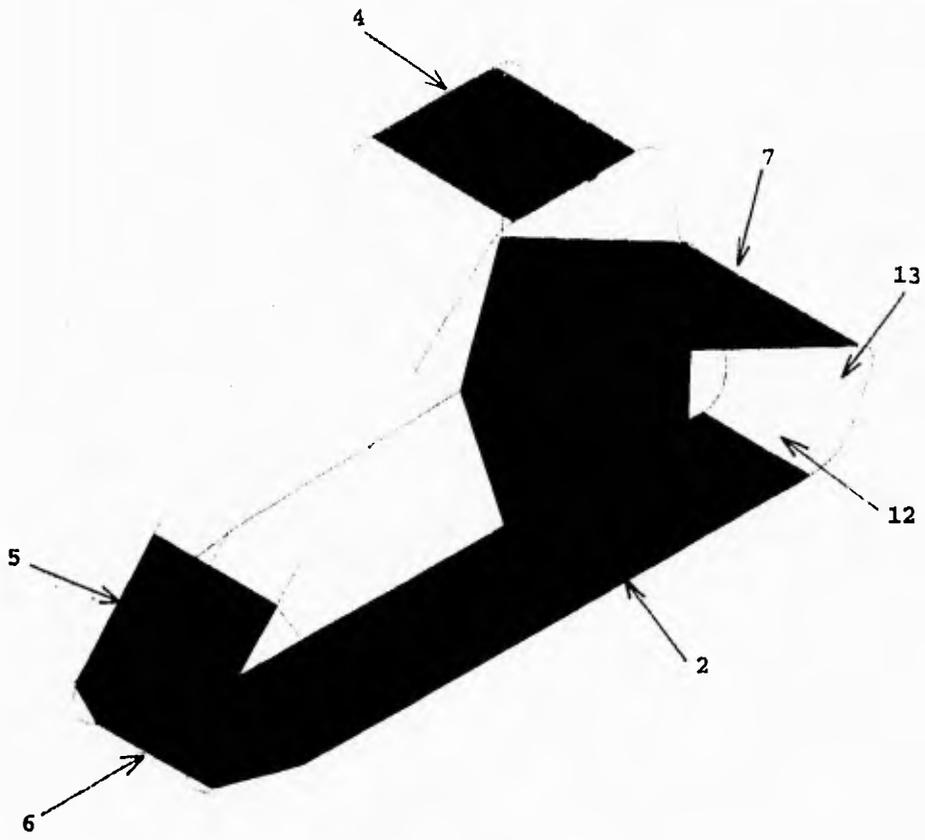


FIGURA 5.15 Un segundo análisis aerodinámico en el túnel de viento, permite optimizar el prototipo, ya que agregando dos láminas más se pudo obtener una menor fuerza de arrastre

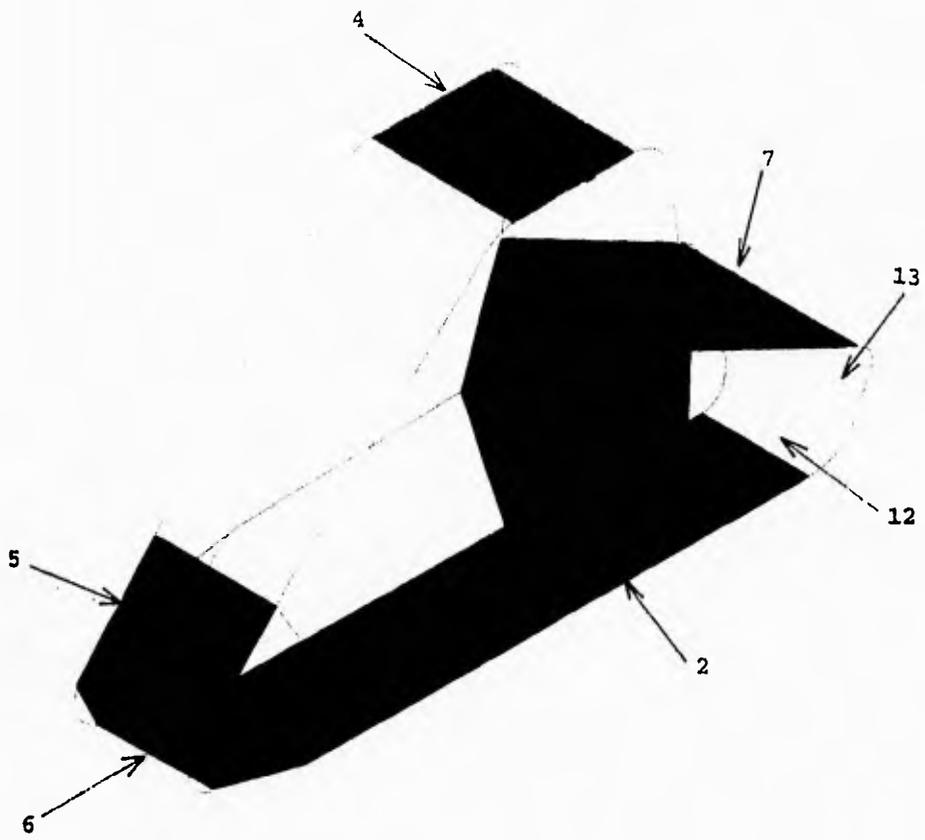
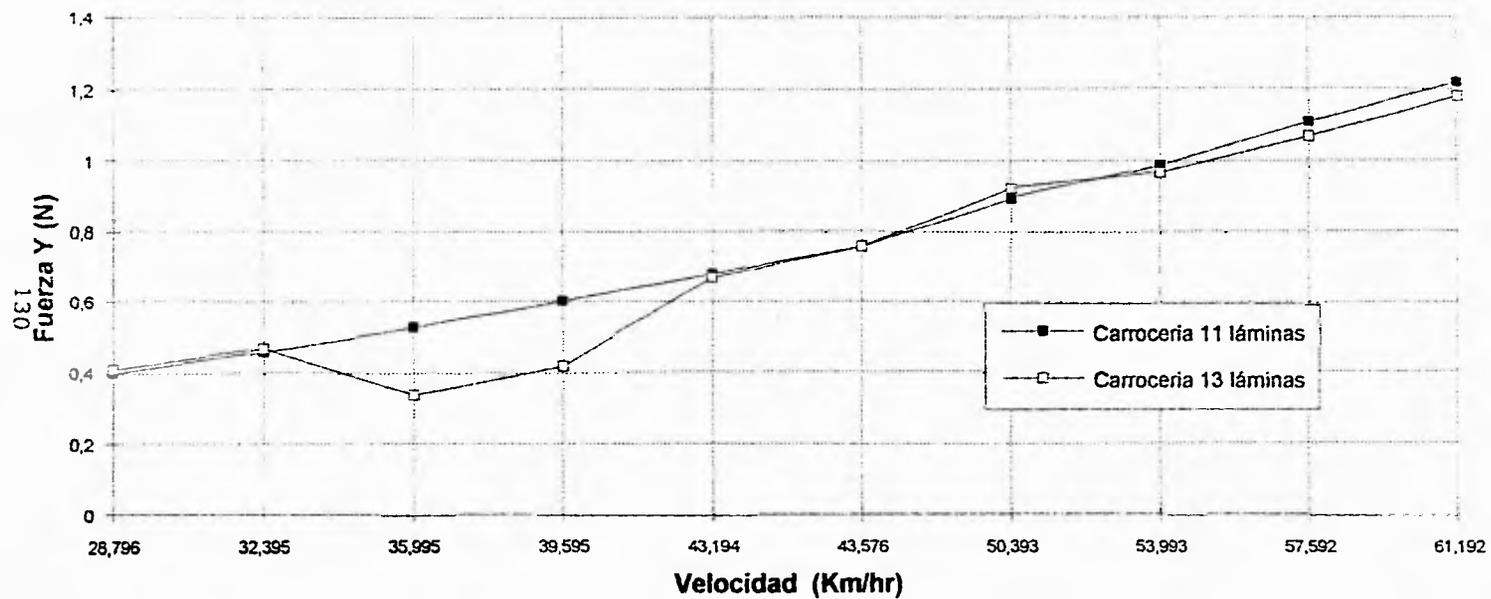


FIGURA 5.15. Un segundo análisis aerodinámico en el túnel de viento, permite optimizar el prototipo, ya que agregando dos láminas más se pudo obtener una menor fuerza de arrastre

VELOCIDAD - FUERZA DE ARRASTRE



Analizando esta gráfica se puede concluir que al incluir dos láminas más, se logra reducir la fuerza de arrastre en la dirección Y de 1.22 a 1.18 cuando el vehículo alcanza los 60 Km/hr, lograr esto es un factor benéfico para un terreno básicamente plano, de tal forma que el vehículo puede desarrollar la velocidad antes mencionada. También se puede observar que en el intervalo de 32 a 44 Km/hr, rango de velocidad que se desarrolla en un terreno abrupto, se obtiene una fuerza de arrastre mucho menor con la carrocería de 13 láminas por lo que para ambos tipos de terreno conviene utilizar ésta carrocería. Con ésto se mejora el rendimiento del combustible y se tiene una mejor estética.

CONCLUSION.

Durante el desarrollo del prototipo se presentaron diversas situaciones las cuáles ayudaron al crecimiento y terminación del proyecto; muchas de éstas se pudieron resolver satisfactoriamente, mientras que otras no se realizaron de manera óptima. Gracias a este tipo de situaciones, todo ser humano puede mejorar tanto personal como profesionalmente, adquiriendo una mayor experiencia en cada proyecto.

La realización de un proyecto enseñará a un estudiante, a un profesionista o a cualquier persona en general una infinita gama de conocimientos, los cuales van desde el trato o factor humano hasta cuestiones técnicas.

Un punto por el cual se pudieron realizar buenas actividades por parte del equipo, fue la comunicación; siempre tomando en cuenta la opinión de todos los integrantes, y en caso de haber algún desacuerdo se optaba por la mejor solución. Habiendo comunicación, cualquier equipo de trabajo puede llevar a cabo una buena organización y planeación, cosa que en ocasiones falla por imprevistos, los cuales siempre se deben de tomar en cuenta, ya que tienden a presentarse en el desarrollo de cualquier proyecto, es decir, considerar ciertos márgenes como el tiempo.

Con respecto a esto, en nuestra primer competencia Mini-Baja 1992, realizada en El Paso, Texas, éramos un equipo cien por ciento novato pero con muchas ganas de triunfar; al tener nuestra presentación de prototipo, los jueces nos reconocieron la buena labor realizada comentándonos que en México existe un gran potencial tanto humano como natural, pero que desafortunadamente el mexicano por falta de organización y/o planeación deja todo "al último" motivo por el cual aquel gran proyecto cae por debajo del suelo; situación que afortunadamente no la vivimos. Aunque analizando esto, llegamos a esa cruel pero cotidiana verdad, ya que muchos proyectos comienzan bien y se terminan mal debido a las premuras del tiempo. Esta es una observación que hacemos a todos los equipos de trabajo, sabiendo de ante mano que al tomar en cuenta esto se mejorarán muchos aspectos que se reflejarán en los resultados.

Al tener oportunidad de visitar diversas Universidades de los Estados Unidos, así como comparar nuestros diseños con los de estas Universidades de renombre, así como algunas de Canadá, nos sentimos orgullosos de ver que en México, en nuestra Alma Mater la Universidad Nacional Autónoma de México (U.N.A.M.) se tiene lo necesario para competir satisfactoriamente a nivel internacional, prueba de ello son los resultados obtenidos por el equipo en sus cuatro

competencias internacionales, lográndose el 5to., 11vo., 14to. y 2do., así como el 2do. lugar a nivel nacional.

La realización del vehículo presentado en este trabajo, es simplemente el inicio de un proyecto que puede generar mucho más, ya que cada sistema que lo conforma tuvo un muy buen desempeño durante las diversas pruebas y la fatigante carrera de cuatro horas, pero estamos seguros que a cada uno de estos se le puede hacer algún tipo de modificación para optimizarlo. La optimización va desde el punto de vista diseño, hasta manufactura, siempre tratando de hacer compatibles una con otra. Nosotros pudimos ver en funcionamiento carros con diseños excelentes pero, por la mala fabricación, ese gran diseño se perdía.

Algo que se debe tomar muy en cuenta es el uso de la computadora como herramienta, ya que uno siempre será quien tome la decisión de aprobar o no un resultado. En la Facultad de Ingeniería, existe la gran posibilidad de utilizar éstas; para nosotros, el equipo de cómputo fue algo más que una simple herramienta pues gracias a ésta se pudo llegar inclusive a realizar el análisis de la estructura por Elementos Finitos. Este análisis permite obtener una estructura resistente y de bajo peso, los cuales ambos son parámetros de diseño que se tomaron como referencia y que pueden mejorarse notablemente. El siguiente paso es probarlo físicamente y verificar los resultados obtenidos del análisis por Elementos Finitos.

Habiendo obtenido el diseño de este vehículo y sometiéndolo a extremas condiciones de funcionamiento, se puede concluir que este prototipo es una buena alternativa para resolver los diversos problemas que presenta la ciudad, ya que resulta ser un vehículo pequeño, de bajo costo, seguro, manejable y de bajas emisiones; además se logra contar con una base tecnológica que pueda ayudar al desarrollo del transporte, así como el crecimiento de la tecnología nacional con el aprovechamiento del gran factor humano con que México cuenta.



*Y a pesar de su sencillez, este vehículo fué
diseñado para soportar el trato de una mujer.....*

PUMACEJ

APENDICE A

Aquí se presentan las gráficas obtenidas de las ecuaciones planteadas en la dinámica del vehículo, mismas que se graficaron respecto a los eventos proporcionados, por lo que cada gráfica muestra los resultados a 0 grados, a 45 grados y la potencia constante proporcionada por el motor (Ver gráficas al final del apéndice).

De ahí se deduce la velocidad máxima que es aproximadamente de 59 Km / Hr para 0 grados y 11 Km / Hr para 45 grados. Estos datos son considerados como valores constantes para el programa que se muestra a continuación.

PROGRAMA PARA CALCULAR EL TREN MOTRIZ, TENIENDO COMO DATO FIJO EL REDUCTOR DE VELOCIDAD.

```
'CALCULOS DE TREN MOTRIZ
'REDUCCION DE VELOCIDAD
'RELACION TOTAL DE ALTA DEL TREN MOTRIZ, RTH
'RELACION TOTAL DE BAJA DEL TREN MOTRIZ, RTL
'VELOCIDAD ANGULAR DEL MOTOR A SU MAXIMA POTENCIA EN RPM, NENG
CLS
NENG = 4000
INPUT "MAXIMA VELOCIDAD EN UN PLANO HORIZONTAL (Km/Hr)"; MS
PRINT "MAXIMA VELOCIDAD EN UN PLANO HORIZONTAL"; MS ; "Km/Hr"
INPUT "MAXIMA VELOCIDAD EN UN PLANO INCLINADO (Km/Hr)"; MI
PRINT "MAXIMA VELOCIDAD EN UN PLANO INCLINADO"; MI ; "Km/Hr"
'ESTAS VELOCIDADES SON TOMADAS DE LAS GRAFICAS
'PRESENTADAS EN LA DINAMICA DEL VEHICULO
FOR I = 1 TO 5
INPUT "MEDIDA DE LA LLANTA"; TS
PRINT "MEDIDA DE LA LLANTA"; TS ; "PULGADAS"
RADT = TS / 2 - 0.73
NLLANH = MS / 3.6 / RADT / .0254 * 60 / 2 / 3.14159
NLLANL = MI / 3.6 / RADT / .0254 * 60 / 2 / 3.14159
PRINT "NLLANH"; NLLANH
PRINT "NLLANL"; NLLANL
RTH = NENG / NLLANH
RTL = NENG / NLLANL
PRINT "RELACION TOTAL EN ALTA"; RTH
PRINT "RELACION TOTAL EN BAJA"; RTL
PRINT "RELACION DEL TRANSEJE = 12.5"
RTHH = RTH / 12.5
RTLL = RTL / 12.5

PRINT "RELACION DE ALTA DEL CONVERTIDOR DE PAR"; RTHH
PRINT "RELACION DE BAJA DEL CONVERTIDOR DE PAR"; RTLL
```

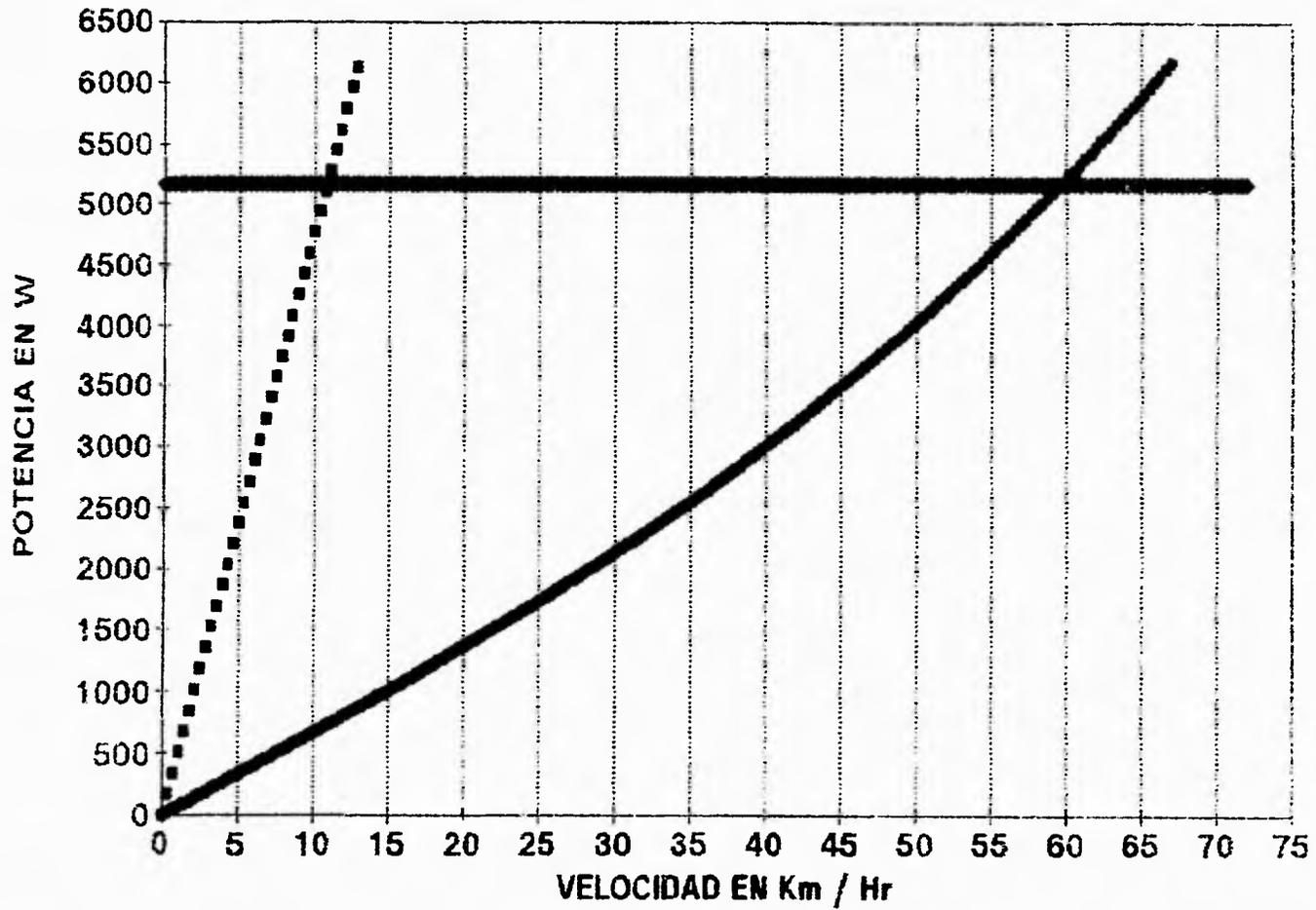
NEXT I
END

A continuación se dan las corridas que determinan los resultados de la transmisión del prototipo.

MAXIMA VELOCIDAD EN EL PLANO HORIZONTAL 59 Km/Hr
MAXIMA VELOCIDAD EN EL PLANO INCLINADO 11 Km/Hr
MEDIDA DE LA LLANTA 20 PULGADAS
NLLANH 666.1098
NLLANL 124.19
RELACION TOTAL EN ALTA 5.704765
RELACION TOTAL EN BAJA 30.59829
RELACION DEL TRANSEJE 12.5
RELACION DE ALTA DEL CONVERTIDOR DE PAR .4563812
RELACION DE BAJA DEL CONVERTIDOR DE PAR 2.447863
MEDIDA DE LA LLANTA 21 PULGAGDAS
NLLANH 631.9503
NLLANL 117.8212
RELACION TOTAL DE ALTA 6.013131
RELACION TOTAL DE BAJA 32.25225
RELACION DEL TRANSEJE 12.5
RELACION DE ALTA DEL CONVERTIDOR DE PAR .4810505
REALCION DE BAJA DEL CONVERTIDOR DE PAR 2.58018
MEDIDA DE LLANTA 22 PULGADAS
NLLANH 601.1235
NLLANL 112.0739
RELACION TOTAL DE ALTA 6.321496
RELACION TOTAL DE BAJA 33.90621
RELACION DEL TRANSEJE 12.5
RELACION DE ALTA DEL CONVERTIDOR DE PAR .5057197
RELACION DE ALTA DEL CONVERTIDOR DE PAR 2.712497
MEDIDA DE LA LLANTA 24 PULGADAS
NLLANH 547.6902
NLLANL 102.1117
RELACION TOTAL DE ALTA 6.938228
RELACION TOTAL DE BAJA 37.21413
RELACION DEL TRANSEJE 12.5
RELACION DE ALTA DEL CONVERTIDOR DE PAR .5550582
RELACION DE BAJA DEL CONVERTIDOR DE PAR 2.97713
MEDIDA DE LA LLANTA 25 PULGADAS
NLLANH 524.3843
NLLANI 97.76656
RELACION TOTAL DE ALTA 7.246594
RELACION TOTAL DE BAJA 38.8681
RELACION DEL TRANSEJE 12.5
RELACION DE ALTA DEL CONVERTIDOR DE PAR .5797275
RELACION DE BAJA DEL CONVERTIDOR DE PAR 3.109448

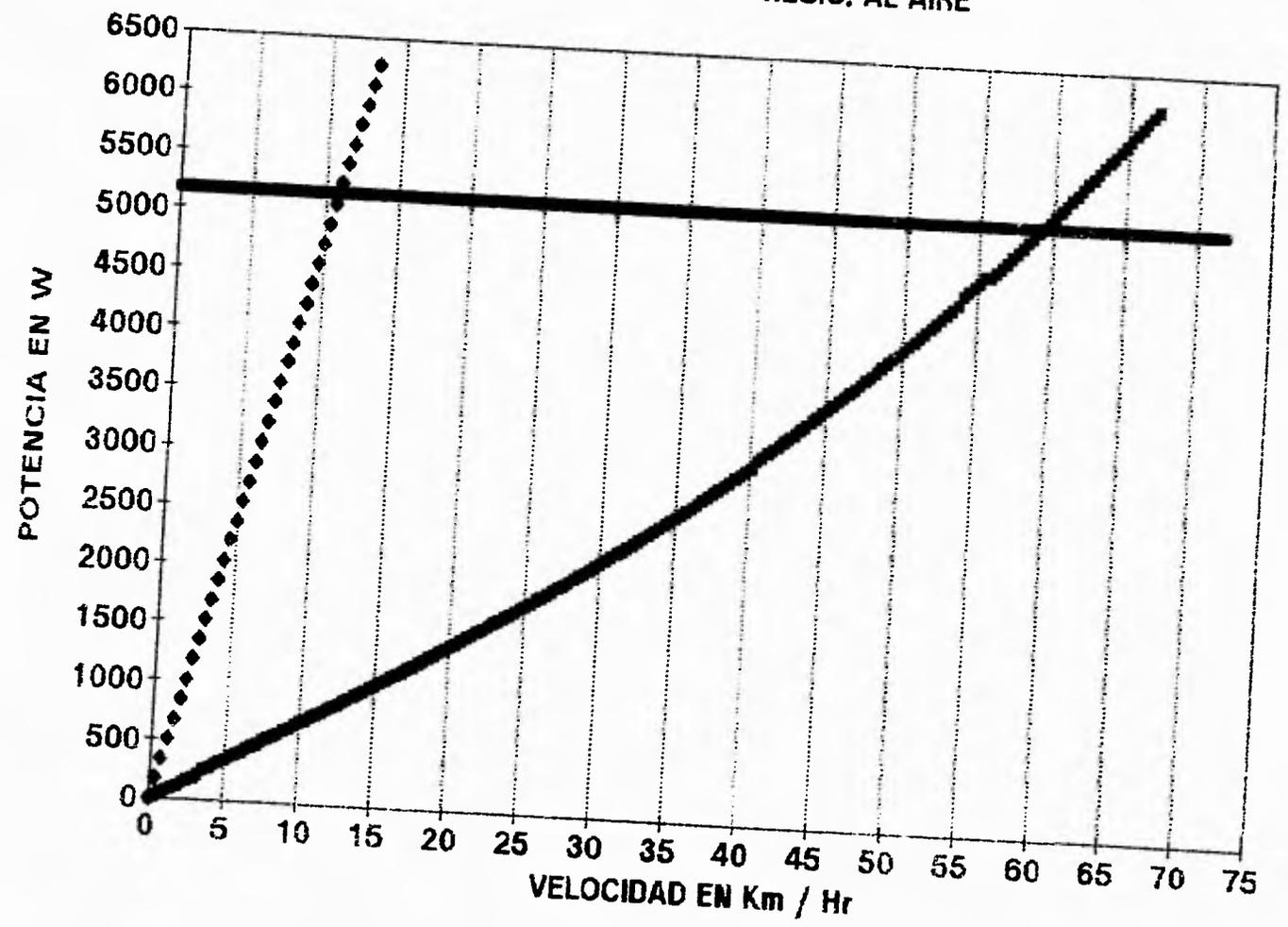
De lo que se conchiye que de la medida de llanta 22 a la 25, son viables para seleccionar el CVT dentro de los parametros comerciales.

GRAFICA CON DATOS PROMEDIO
RESIS. A LA RODADURA + RESIS. AL AIRE

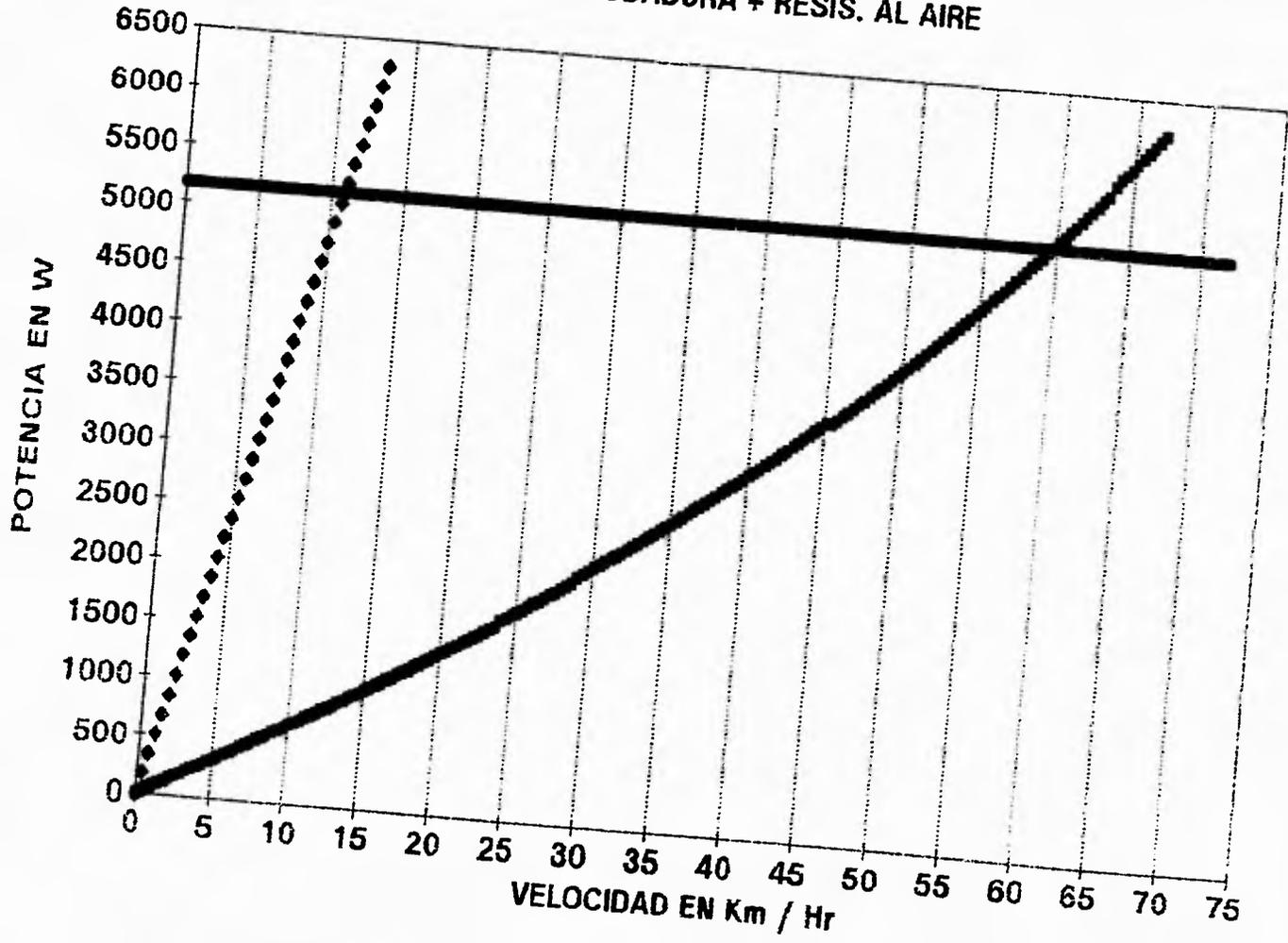


DATOS DEL EVENTO 1
RESIS. A AL RODADURA + RESIS. AL AIRE

138



DATOS DEL EVENTO 2
RESIS. A LA RODADURA + RESIS. AL AIRE

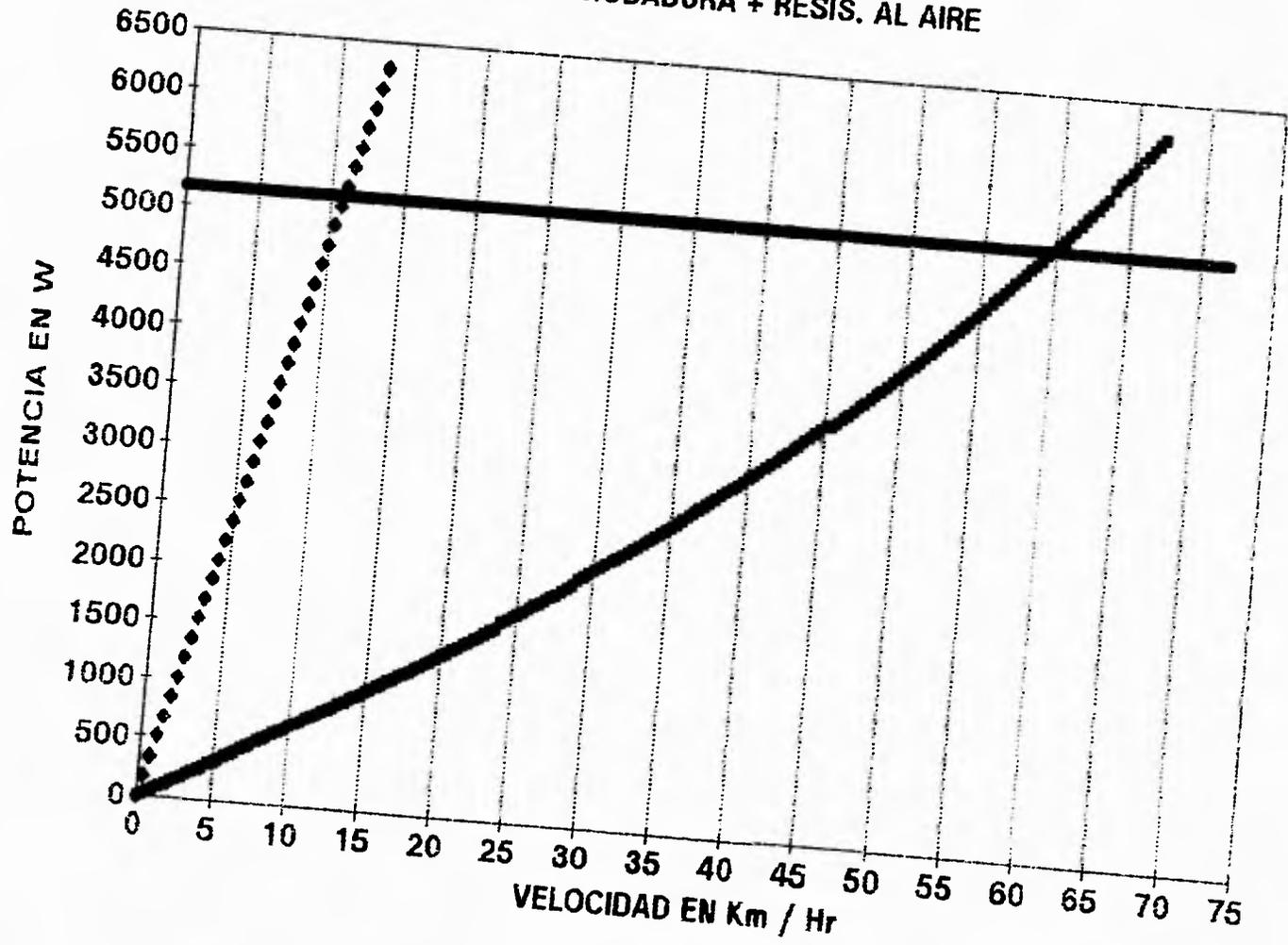


139

1

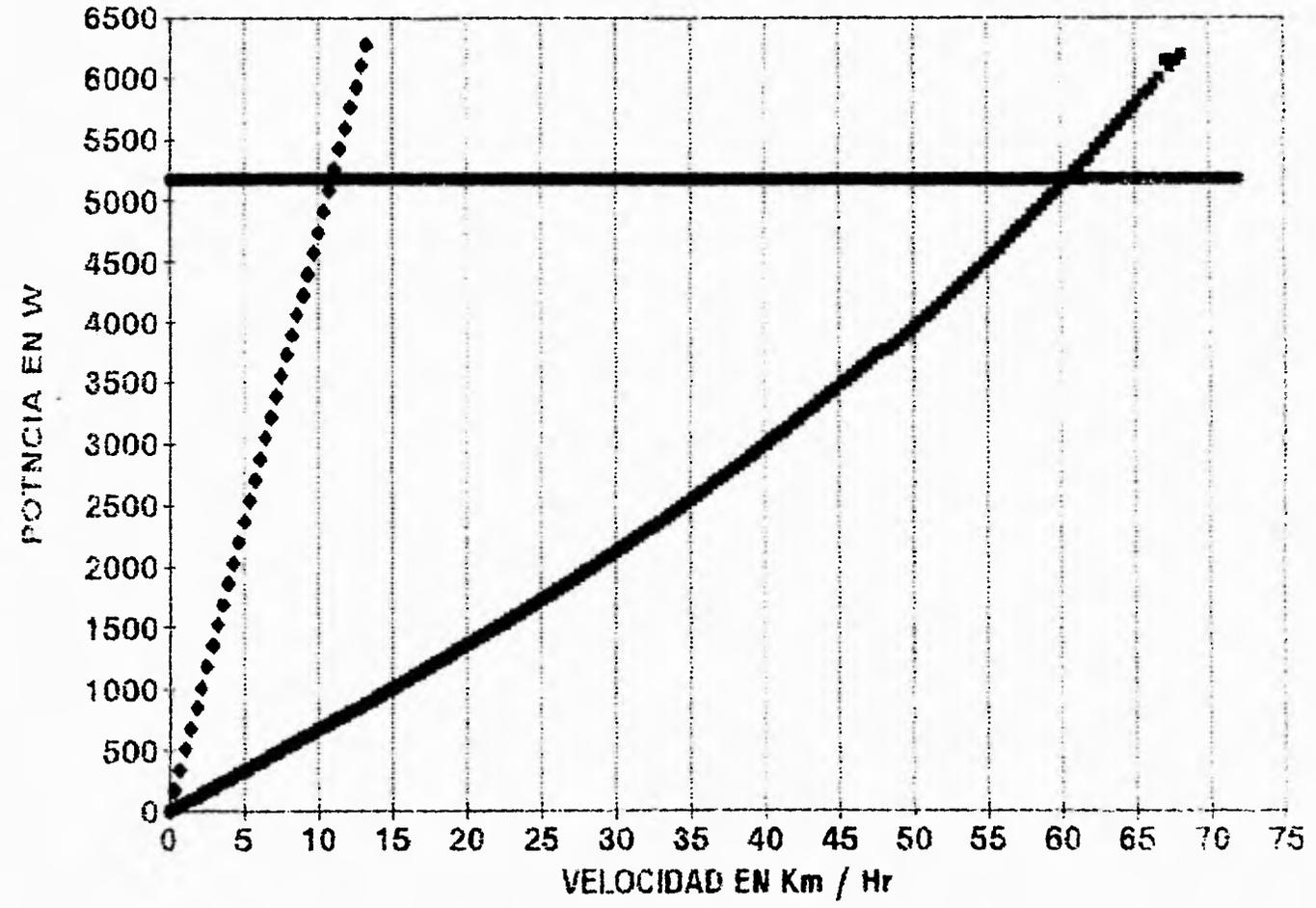
1

DATOS DEL EVENTO 2
RESIS. A LA RODADURA + RESIS. AL AIRE

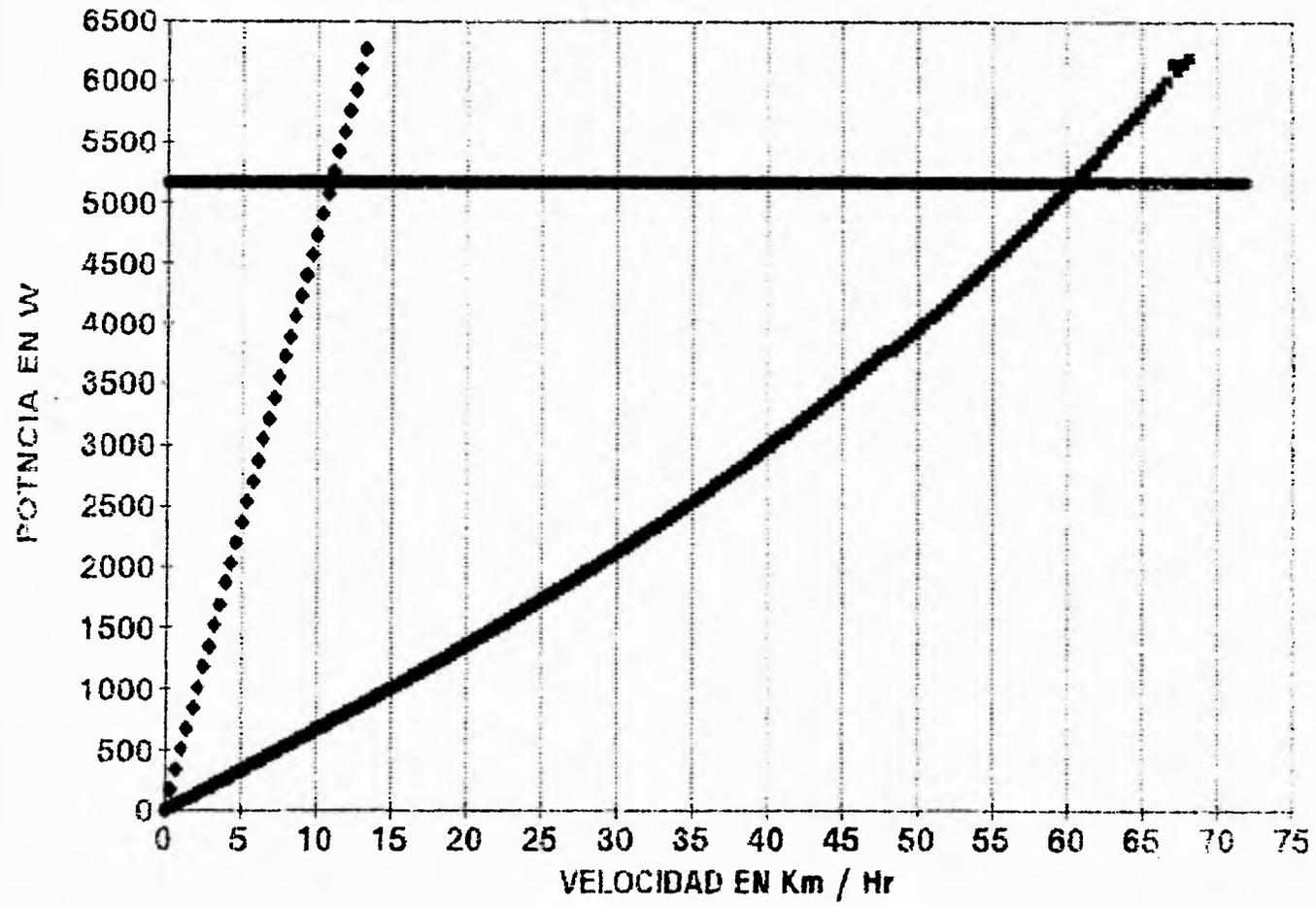


DATOS DEL EVENTO 3
RESIS. A LA RODADURA + RESIS. AL AIRE

140



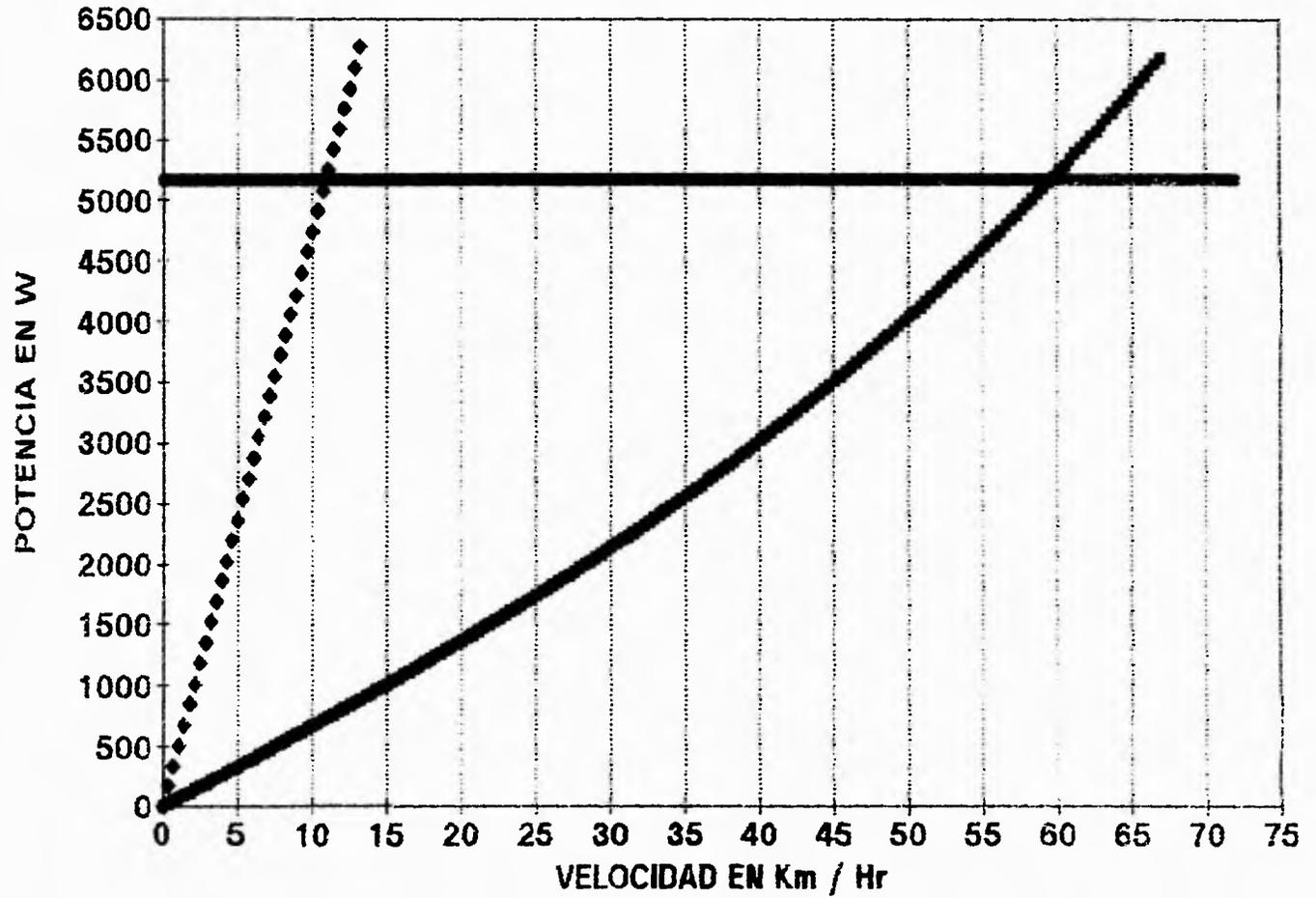
DATOS DEL EVENTO 3
RESIS. A LA RODADURA + RESIS. AL AIRE



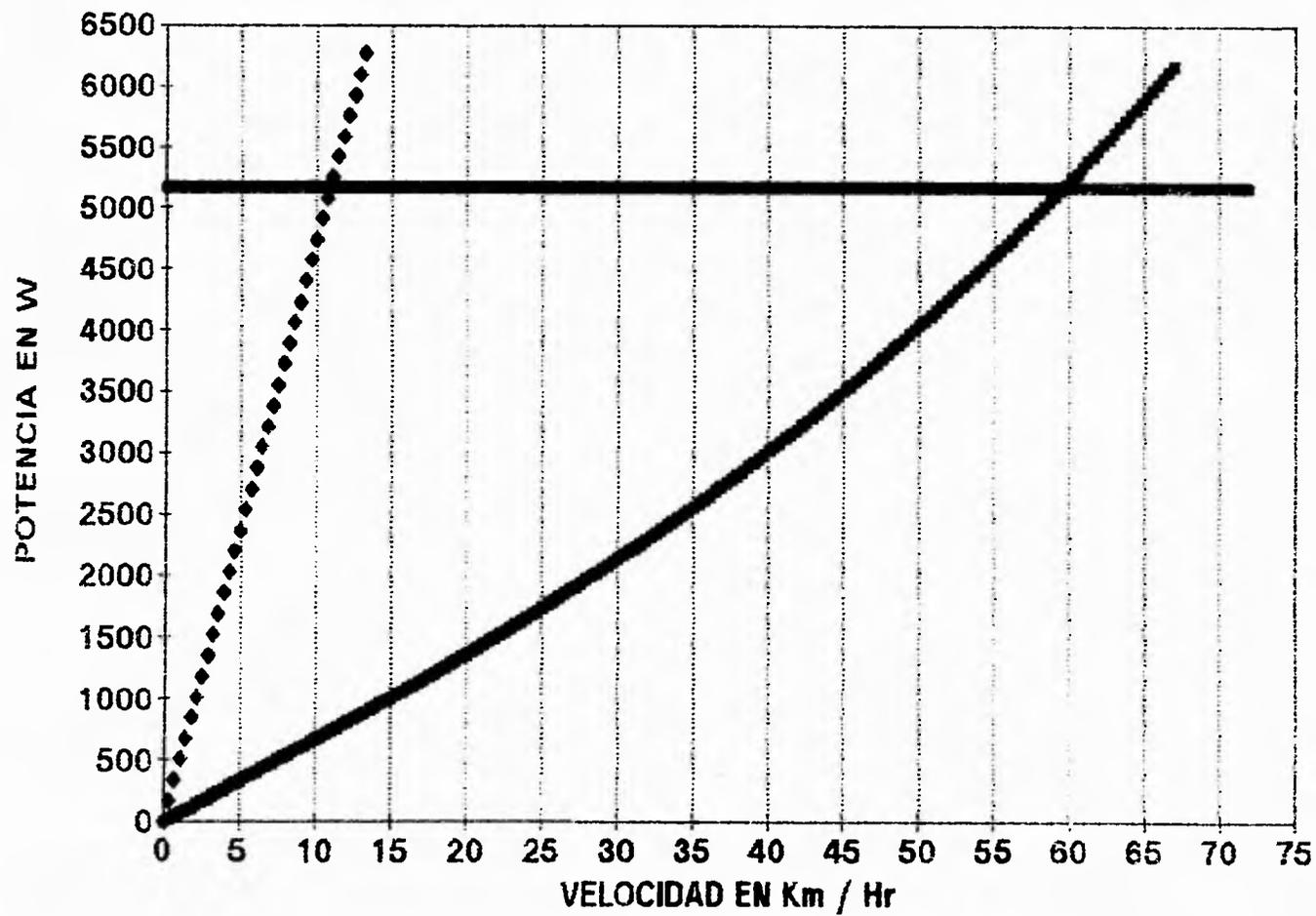
140

1

DATOS DEL EVENTO 4
RESIS. A LA RODADURA + RESIS. AL AIRE



DATOS DEL EVENTO 4
RESIS. A LA RODADURA + RESIS. AL AIRE



141

1

7

APENDICE B.

PROGRAMA EMPLEADO PARA EL CALCULO DE LAS CONSTANTES DE LOS ELEMENTOS DE LA SUSPENSION DELANTERA Y TRASERA.

```
'CALCULOS DEL SISTEMA DE SUSPENSION
'Dcr = 3.5 (DECREMENTO LOGARITMICO DEL AMORTIGUADOR)
  Dcr = 3.5
'Dcr = (2*3.14159*fi/(1-fi^2)^(.5)
'PARA ESTA ECUACION fi = 0.67
fi = .67
'EL RANGO DE FRECUENCIA QUE QUEREMOS CONTROLAR ES DE 1 A
1.5 Hz
'DE AQUI QUE Wo = 9.4 s^-1
Wo = 9.4
Wv = Wo/((1-fi)^.5)
PRINT "LA FRECUENCIA ESPECIFICA PARA AMORTIGUAR LAS
OSCILACIONES Wv";Wv;"s^-1"
INPUT "Mr = MASA TRASERA (Kg)"; Mr
PRINT "MASA TRASERA Mr=";Mr; "Kg"
INPUT "Mf = MASA DELANTERA (Kg)"; Mf
PRINT "MASA DELANTERA Mf=";Mf; "Kg"
liv = fi*Wv
'CALCULO DEL COEFICIENTE DEL AMORTIGUADOR (lb*s/in)
Cr = (liv*Mr)*.0254/(9.81*.454)
Cf = (liv*Mf)*.0254/(9.81*.454)
'EL VALOR DE LAS ESPIRAS DEL RESORTE SON: (lb/in)
Kf = ((Wv^2)*Mf/2)*.0254/(9.81*.454)
Kr = ((Wv^2)*Mr/2)*.0254/(9.81*.454)
```

```

PRINT "EL COEFICIENTE DE AMORTIGUACION TRASERO Cr ";Cr
PRINT "EL COEFICIENTE DE AMORTIGUACION DELANTERO Cf";Cf
PRINT "EL VALOR DEL RESORTE TRASERO Kr=";Kr; "lb/in"
PRINT "EL VALOR DEL RESORTE DELANTERO Kf=";Kf; "lb/in"
'DEL MODULO DE ELASTICIDAD DE LOS RESORTES G=11.25*10^6
(lb/in)
G=11.25*10^6
INPUT "NUMERO DE ESPIRAS ACTIVAS DELANTERAS N="; N
PRINT "NUMERO DE ESPIRAS ACTIVAS DELANTERAS N="; N
INPUT "DIAMETRO DEL ALAMBRE DELANTERO (in) d="; d
PRINT "DIAMETRO DEL ALAMBRE DELANTERO d=";d; "in"
INPUT "DIAMETRO DEL RESORTE DELANTERO (in) Dlf="; Dlf
PRINT "DIAMETRO DEL RESORTE DELANTERO Dlf=";Dlf; "in"
INPUT "NUMERO DE ESPIRAS ACTIVAS TRASERAS Nt=";Nt
PRINT "NUMERO DE ESPIRAS ACTIVAS TRASERAS Nt="; Nt
INPUT "DIAMETRO DEL ALAMBRE TRASERO (in) dt="; dt
PRINT "DIAMETRO DEL ALAMBRE TRASERO dt=";dt; "in"
INPUT "DIAMETRO DEL RESORTE TRASERO (in) Dlb="; Dlb
PRINT "DIAMETRO DEL RESORTE TRASERO Dlb=";Dlb; "in"
K1 = (G*d^4)/(8*N*Dlf^2)
k2 = (G*dt^4)/(8*Nt*Dlb^2)
PRINT "EL VALOR DE LA CONSTANTE DEL RESORTE PARA EL
AMORTIGUADOR DELANTERO ES: K1=";K1; "lb/in"
PRINT "EL VALOR DE LA CONSTANTE DEL RESORTE PARA EL
AMORTIGUADOR TRASERO ES: K2=";K2; "lb/in"
END

```

Al ejecutar el programa anterior se obtuvieron los siguientes resultados.

RUN

LA FRECUENCIA ESPECIFICA PARA AMORTIGUAR LAS OSCILACIONES

$\omega_v = 16.3633 \text{ s}^{-1}$

MASA TRASERA $M_r=143 \text{ Kg}$

MASA DELANTERA $M_f=77 \text{ Kg}$

EL COEFICIENTE DE AMORTIGUACION TRASERO $C_r=8.941092$

EL COEFICIENTE DE AMORTIGUACION DELANTERO $C_f=6.253312$

EL VALOR DEL RESORTE TRASERO $K_r=109.1834 \text{ lb/in}$

EL VALOR DEL RESORTE DELANTERO $K_f=58.79107 \text{ lb/in}$

NUMERO DE ESPIRAS ACTIVAS DELANTERAS $N=14$

DIAMETRO DEL ALAMBRE DELANTERO $d=.25 \text{ in}$

DIAMETRO DEL RESORTE DELANTERO $D_f=2.25 \text{ in}$

NUMERO DE ESPIRAS ACTIVAS TRASERAS $N_t=14$

DIAMETRO DEL ALAMBRE TRASERO $d_t=.3125 \text{ in}$

DIAMETRO DEL RESORTE TRASERO $D_b=2.375 \text{ in}$

EL VALOR DE LA CONSTANTE DEL RESORTE PARA EL
AMORTIGUADOR DELANTERO ES: $K_1=77.50496$

EL VALOR DE LA CONSTANTE DEL RESORTE PARA EL
AMORTIGUADOR TRASERO ES: $K_2=403.3397 \text{ lb/in}$

APENDICE C

PROGRAMAS EMPLEADOS EN LA REALIZACION DE GRAFICAS PARA LA SELECCION DE LA ESTRUCTURA.

El programa utilizado para la obtención del producto E x I es el siguiente:

```
REM "ESTE PROGRAMA CALCULA EL EXI DE UN TUBO"  
E = 30000000  
DF = 2  
DEXT = 0.75  
INPUT "DAME EL CALIBRE EN PULG."; C  
1  IF DEXT = DF THEN GOTO 10  
    DEXT = DEXT + 0.25  
    DINT = DEXT - (C * 2)  
    I = (3.1416 * (DEXT ^4 - DINT ^4)/64)  
    R = E * I  
    PRINT "EL PRODUCTO EI PARA CADA DIAMETRO ES:" DEXT,R  
    GOTO 1  
10  END
```

En donde:

E - Módulo de elasticidad del acero.
DF - Diámetro final.
DEXT - Diámetro exterior.
DINT - Diámetro interior.
C - Calibre del tubo.
I - Momento de inercia.
R - Resultado.

Los resultados obtenidos, los cuales fueron graficados son los siguientes:

CAL. 14 CAL. 16 CAL. 18 CAL. 20 CAL. 22

1"	696644.9	530259.6	506434.7	380469.8	321895.9
1.25"	1423482.0	1069449.0	1019643.0	759489.2	640177.7
1.5"	2534781.0	1887902.0	1797924.0	131587.0	1119628.0
1.75"	4112271.0	3043934.0	2896500.0	2136524.0	1793271.0
2"	6237684.0	4595862.0	4370595.0	3114061.0	2694129.0

El programa utilizado para la obtención de los diferentes pesos es el siguiente:

REM "ESTE PROGRAMA CALCULA EL PESO DE TUBERIA DE
ACERO PARA DIFERENTES DIAMETROS"

```

DA = 7850
H = 10
PI = 3.1416
DEXT = 0.75
DF = 2
INPUT "DAME EL VALOR DEL CAL. EN MILESIMAS DE PULG";C
1 IF DEXT = DF THEN GOTO 10
  DEXT = DEXT + 0.25
  DINT = DEXT - (C * 2)
  V = ((PI * (H * (DEXT^2 - DINT^2)))/4)
  P = (DA * V)/27679.90
  PRINT "EL PESO PARA CADA DIAMETRO ES:" DEXT,R
  GOTO 1
10 END

```

En donde:

DA - Densidad del acero.
H - Altura.
DEXT - Diámetro exterior.
DINT - Diámetro interior.
DF - Diámetro final.
V - Volumen.
P - Peso.

Los resultados obtenidos de este programa son:

	CAL. 14	CAL. 16	CAL. 18	CAL. 20	CAL. 22
1"	0.615826	0.445585	0.423203	0.309196	0.258430
1.25"	0.782211	0.563190	0.534572	0.389382	0.325028
1.5"	0.948597	0.680796	0.645941	0.469568	0.391627
1.75"	1.114983	0.798402	0.757310	0.549754	0.458226
2"	1.281368	0.916008	0.868679	0.629940	0.524825

El programa utilizado para la obtención del esfuerzo máximo de cedencia es el siguiente:

REM "ESTE PROGRAMA CALCULA EL ESFUERZO MAXIMO DE
CEDENCIA PARA UN TUBO DE ACERO"

M = 1

DF = 2

DEXT = 0.75

INPUT "DAME EL VALOR DEL CAL. EN MILESIMAS DE
PULG.:"; CED

1 IF DEXT = DF THEN GOTO 10

DEXT = DEXT + 0.25

DINT = DEXT - (CED * 2)

I = (3.1416 *(DEXT^4 - DINT^4)/64)

C = DEXT / 2

SIG = (M * C) / I

PRINT "EL ESFUERZO MAX CED PARA CADA DIAMETRO ES:"

DEXT, SIG

GOTO 1

10 END

En donde:

M - Momento flector.

DEXT - Diámetro exterior.

DINT - Diámetro interior.

DF - Diámetro final.

CED - Calibre.

I - Momento de inercia.

C - Centroide.

SIG - Esfuerzo máximo de cedencia.

Los resultados obtenidos en este programa son:

	CAL. 14	CAL. 16	CAL. 18	CAL. 20	CAL. 22
1"	48800.72	64581.73	67619.72	90007.04	104102.50
1.25"	29840.63	40026.46	41981.40	56361.80	66866.33
1.5"	20103.64	27208.80	28570.40	38576.10	45879.16
1.75"	14454.13	19687.90	20690.00	28049.62	33418.55
2"	10888.54	14902.50	15670.51	21309.30	25421.89

BIBLIOGRAFIA.

1. Cezary Szczepaniak.
"Fundamentos de Diseño del Automóvil"
CECSA, México 1982.
2. Thomas D. Gillespie. [1]
"Fundamentals of Vehicle Dynamics"
Society of Automotive Engineers (SAE), 1994.
3. Gere - Timoshenko.
"Mecánica de Materiales"
Grupo Editorial Iberoamericana, 1986.
4. Michael Costin.
"Racing and Sports Car Chassis Design"
Bentley. USA 1971.
5. SK Proyectos, S.L.
"Enciclopedia Práctica del Automóvil" Tomo 2, 8, 20, 26.
Génesis, S.A. España 1993.
6. Briggs & Stratton.
"Service and Repair Instructions Manual"
Briggs & Stratton. Wisconsin, 1984.
7. Society of Automotive Engineers (SAE).
"Mini - Baja West 1992 Rule Package"
University of El Paso Texas. USA, 1992.
8. Society of Automotive Engineers (SAE).
"Mini - Baja Midwest 1992 Rule Package"
Milwaukee, WI. USA, 1992.

9. Society of Automotive Engineers (SAE).
"Mini - Baja West 1993 Rule Package"
University of El Paso Texas. USA, 1993.
10. José Saldivar Olague. [2]
"Tesis de Licenciatura, Proyecto de un Automóvil"
Fac. de Ingeniería, UNAM. México 1992.
11. J. Renling. [3]
"Sistemas de Dirección y Suspensión del Automóvil"
Limusa. 1992.
12. Revista "Motor y Volante"
"Por Delante y por Detras... esa es la Cuestión"
No. 21, 1985.
13. Arias Paz.
"Manual del Automóvil"
Dosat Edición 49. España 1976.
14. Society of Automotive Engineers (SAE).
"Continuously Variable Transmission for Passenger Cars"
Society of Automotive Engineers. USA, 1987.
15. H. Gerschler.
"Tecnología del Automóvil"
Reverte. España.
16. Bosch.
"Manual del Automóvil"
Reverte. España.
17. Marcel Charloteaux. [4]
"Suspensión y Dirección"
Marcombo. España, 1975.

18. V. Faires
"Diseño de Elementos de Máquinas"
Uthea. México, 1979.
19. Rafael García Díaz.
"Manual de Fórmulas de Ingeniería"
Limusa. México 1991.
20. Donald R. Askeland.
"La Ciencia e Ingeniería de los Materiales"
Grupo Editorial Iberoamericana. México 1987.
21. Stephen P. Timoshenko.
"Mecánica de Materiales"
Grupo Editorial Iberoamericana. México 1986.
22. Robert W. Fox.
"Introducción a la Mecánica de Fluidos"
McGraw - Hill. México 1989.
23. Arias Paz
"Manual del Automóvil"
Dosat Edición 50. España 1990.
24. Censo Nacional 1993.
" Instituto Nacional de Estadística, Geografía e Informática"
INEGI. México, 1993.