

34
2eje.



UNIVERSIDAD PANAMERICANA

CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
ESCUELA DE INGENIERIA

SISTEMA DE SUSPENSION PARA UN
AUTOMOVIL TUBULAR (SELECCION, DISEÑO Y
ANALISIS)

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO
ELECTRICISTA
AREA MECANICA

PRESENTA

PEDRO EDUARDO JOSE RIVERA DIAZ DEL CASTILLO

Director: Dr. Piotr Rusek Piela

México, D. F.

1994

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

INDICE

LISTA DE SÍMBOLOS	1
INTRODUCCIÓN	8
CAPÍTULO I	
REVISTA DE LAS SOLUCIONES EXISTENTES	
A. Definición de suspensión	17
B. Variables de selección	18
C. Tipos de suspensión y soluciones existentes	23
CAPÍTULO II	
ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO	
A. Análisis cinemático	28
B. Análisis dinámico	35
C. Estabilidad en ruta	42
D. Polo y eje de las oscilaciones transversales	43
CAPÍTULO III	
CONCLUSIONES Y SUGERENCIAS	
A. Selección del tipo de suspensión adecuado	45
B. Forma y características de los mecanismos	47
C. Ángulo cáster	50

D. Confort	51
CAPÍTULO IV	
DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN	
A. Marco general	54
B. Dimensionado del mecanismo	55
C. Diseño mecánico	69
CAPÍTULO V	
FABRICACIÓN (OBSERVACIONES GENERALES)	
A. Suspensión delantera	73
B. Suspensión trasera	81
CONCLUSIONES	91
ANEXOS Y PLANOS	95
BIBLIOGRAFÍA	120

LISTA DE SIMBOLOS

LISTA DE SIMBOLOS .

a	ángulo del eje de la dirección
a_{max}	aceleración máxima
angF	ángulo de la fuerza de impacto con respecto a la horizontal
A	amplitud de la oscilación
AAB	apoyo del amortiguador sobre el brazo
AABI	longitud de la posición relativa de AAB a lo largo del brazo inferior con respecto a BI
AABS	longitud de la posición relativa de AAE respecto de BS
AAE	apoyo del amortiguador sobre la estructura
Amax	longitud máxima del amortiguador
Amin	longitud mínima del amortiguador
A1	primer tiempo tomado para la medición de la prueba de aceleración por el juez A
A2	segundo tiempo tomado para la medición de la prueba de aceleración por el juez A

b	distancia entre los bordes del rin en la parte posterior del mismo
B	ángulo cámbler
BIBS	longitud de la posición relativa de BS respecto de BI
BS	apoyo del brazo superior sobre la estructura
BI	apoyo del brazo inferior sobre la estructura
B1	primer tiempo tomado para la medición de la prueba de aceleración por el juez B
B2	segundo tiempo tomado para la medición de la prueba de aceleración por el juez B
C	balance de la dirección
d	balance de cáster
e	cáster
f	flexibilidad
F	fuerza de impacto
\bar{F}_{prom}	vector representativo de la fuerza de impacto promedio aplicada al eje de la rueda
F_x	fuerza de impacto a lo largo del eje x
F_y	fuerza de impacto a lo largo del eje y
F_z	fuerza de impacto a lo largo del eje z
g	ángulo cáster
J	momento de inercia del automóvil con respecto a su centro de giro
k_1	constante promedio de rigidez del amortiguador delantero
k_2	constante promedio de rigidez del amortiguador trasero

LAB	longitud entre el soporte del brazo trasero BS y el punto ASB
LAE	longitud entre el soporte del brazo trasero BS y el punto AAE
LBI	longitud del brazo inferior
LBS	longitud del brazo superior
LP	longitud del portamangos
LS	longitud entre el eje de la flecha y el eje del soporte inferior del amortiguador
m	masa de la parte no suspendida
M	masa de la parte suspendida
m_i	masa de impacto
N	frecuencia
o	distancia entre los bordes del rin en la parte anterior del mismo
P	polo de oscilación
P1	posición del eje superior del amortiguador durante las pruebas estáticas
P2	posición del eje superior del amortiguador durante las pruebas dinámicas (excepto la carrera de resistencia)
P3	posición del eje superior del amortiguador durante la carrera de resistencia
r_H	radio de la llanta
r_p	radio de la piedra
RS	centro de la rótula superior
RI	centro de giro de la rótula inferior

t	tiempo
t_1	tiempo de inicio del impacto
t_2	tiempo de finalización del impacto
\vec{v}	velocidad de la partícula a impactarse expresada en forma vectorial
\vec{v}_1	velocidad de la partícula a impactarse expresada en forma vectorial en el instante de tiempo en el que comienza el impacto
\vec{v}_2	velocidad de la partícula a impactarse expresada en forma vectorial en el instante de tiempo en el que finaliza el impacto
v_x	velocidad de la partícula a impactarse expresada en forma lineal a lo largo del eje x
v_y	velocidad de la partícula a impactarse expresada en forma lineal a lo largo del eje y
v_z	velocidad de la partícula a impactarse expresada en forma lineal a lo largo del eje z
y	eje de la dirección

LISTA DE SIMBOLOS GRIEGOS EN EL TEXTO

β	ángulo en el que se inicia el impacto tomado con respecto a la horizontal
---------	---

- Φ_{Amax} ángulo que forma el vector asociado al segmento Amax con respecto a la horizontal
- Φ_{Amin} ángulo que forma el vector asociado al segmento Amin con respecto a la horizontal
- Φ_{AABS} ángulo que forma el vector asociado al segmento AABS con respecto a la horizontal
- Φ_{BIBS} ángulo que forma el vector asociado al segmento BIBS con respecto a la horizontal
- $\Phi_{LBI,I}$ ángulo que forma el vector asociado al segmento LBI en su posición inferior, con respecto a la horizontal
- $\Phi_{LBI,S}$ ángulo que forma el vector asociado al segmento LBI en su posición superior, con respecto a la horizontal
- $\Phi_{LBS,I}$ ángulo que forma el vector asociado al segmento LBS en su posición inferior, con respecto a la horizontal
- $\Phi_{LBS,S}$ ángulo que forma el vector asociado al segmento LBS en su posición superior con respecto a la horizontal
- $\Phi_{LP,I}$ ángulo que forma el vector asociado al segmento LP en su posición inferior, con respecto a la horizontal
- $\Phi_{LP,S}$ ángulo que forma el vector asociado al segmento LP en su posición superior, con respecto a la horizontal

φ_{Amax}	ángulo que forma el vector asociado al segmento Amax
φ_{Amin}	ángulo que forma el vector asociado al segmento Amin
$\varphi_{LAB,I}$	ángulo que forma el vector asociado al segmento LAB en su posición inferior
$\varphi_{LAB,S}$	ángulo que forma el vector asociado al segmento LAB en su posición superior
φ_{LAE}	ángulo que forma el vector asociado al segmento LAE
λ	constante de proporcionalidad de k_1 con respecto de k_2
θ	ángulo instantáneo con respecto a la horizontal
ω	frecuencia correspondiente a los modos principales de oscilación del automóvil

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

La carrera de Mini Baja es una competencia estudiantil orientada al diseño, fabricación y prueba de un automóvil prototipo tipo tubular; los fundamentos de la carrera se basan en que el diseño corresponderá a un automóvil recreativo tipo *off-road*, para consumo en los Estados Unidos de América que será construido a razón de 4000 unidades al año y tendrá un costo no mayor a \$ 2500.00 dólares americanos.

La idea de la competencia es completar el ciclo del diseño desde el análisis de alternativas hasta la fabricación de un prototipo óptimo; es fundamental la consideración de todos los factores que son analizados en la realidad, desde el costo hasta la fácil fabricación; de esta manera, el automóvil ganador corresponde a un buen desarrollo ingenieril en su ramo que podría ser comercializado. A esta carrera se dirige la atención de buena parte de la industria automotriz estadounidense y de ella podrán obtenerse nuevas ideas y diseños a ser implantados en la industria; debido a esto debemos considerar que no es una simple competencia recreativa sino un evento que da oportunidad a los estudiantes de hacer uso de sus potencialidades en un problema marcadamente real y da la posibilidad de ser implantado en la industria.

A continuación se describirán las características fundamentales de esta competencia, podrá notarse cómo hacen del diseño ganador el mejor y que logrará satisfacer en mayor grado al consumidor.

Existen ciertas restricciones en cuanto al diseño, éste debe cumplir con ciertos requerimientos de seguridad: cinturón de seguridad de cuatro puntos, espacio mínimo determinado en la cabina, mallas laterales o dispositivos adecuados que no permitan la libre salida de los brazos, un sistema eficiente de frenado que bloquee completamente las llantas durante el movimiento, láminas o mallas que no permitan el contacto directo de una persona a los elementos motrices de la transmisión; existen también restricciones en cuanto a las dimensiones máximas del automóvil: éste no deberá exceder 60 pulgadas en su ancho ni 75 en su longitud; así como una restricción muy importante: el motor utilizado será proporcionado por la firma Briggs & Stratton, es de 8 HP y se encuentra prohibido efectuarle modificaciones.

Para elegir al ganador de la carrera, los competidores son evaluados con base en la puntuación asociada a pruebas estáticas y de comportamiento. La puntuación máxima es de alrededor de 1000 puntos, pero pueden existir violaciones o premios, que aumentan o disminuyen tal puntuación. La puntuación asociada a cada prueba se muestra a continuación.

Pruebas estáticas

Diseño en ingeniería y Seguridad	100
Presentación de Ventas	100
Costo	100

Pruebas de comportamiento

Prueba de Maniobrabilidad	100
Aceleración	100
Ascenso de Colina	100
Carrera de Resistencia	400
Puntos posibles en TOTAL	1000

COMPETENCIAS ESTÁTICAS.

Las competencias estáticas prueban la habilidad del equipo para vender su trabajo. Frecuentemente, un diseño debe ser seleccionado de varias alternativas sin probar los beneficios del prototipo. El equipo deberá ser capaz de convencer a gente de diferentes niveles de conocimiento, experiencias y prejuicios de que su diseño es el mejor.

Diseño mecánico y seguridad.

Todos los vehículos se inspeccionarán para cumplir con los requerimientos mínimos de seguridad. El diseño mecánico es juzgado de acuerdo a los siguientes aspectos: estética, apariencia y calidad aparente; estructura, disposición de los miembros estructurales, uso de articulaciones y selección de materiales; producción en masa, estandarización de partes, simplicidad y uso de métodos convencionales de manufactura; innovación y uso de nuevos desarrollos de diseño, conceptos, materiales, etc.

Presentación de Ventas y prueba de costo.

El costo es el factor de mayor importancia en si un diseño deberá ser fabricado o no. La firma ficticia a fabricar este prototipo desea obtener la mayor utilidad basada en una estimación anticipada del mercado; el costo de manufactura por vehículo deberá ser menor de \$2500 a razón de 4000 vehículos anuales.

PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO.

Las pruebas de comportamiento o *performance* son consideradas como la prueba por antonomasia para un vehículo. Cuatro son los puntos que son utilizados para evaluar el comportamiento de un vehículo, que son de gran trascendencia para el amante del *off-road*: aceleración, maniobrabilidad, ascenso de colina y resistencia. A ello se debe la configuración de las pruebas.

Aceleración.

En la prueba de aceleración los autos son corridos aleatoriamente. Cada auto será probado dos veces tomándose el tiempo menor para su puntuación. La pista será plana y de 50 yardas de longitud. La puntuación será determinada como sigue:

$$\text{TIEMPO} = [(A1 + A2)/2 + (B1 + B2)/2] / 2$$

Donde A1, A2, B1 y B2 son los tiempos tomados por diferentes jueces. Los tiempos tomados en cada corrida serán (A1 + A2) y (B1 + B2) respectivamente.

Maniobrabilidad.

Este evento consiste en probar la agilidad del viraje a alta y baja velocidad. A cada vehículo se le permitirán dos corridas. La puntuación se basará en el tiempo menor (incluyendo penalizaciones).

Una penalización de dos segundos se asignará para cada obstáculo derribado. Penalizaciones de ocho segundos serán asignadas cada vez que el vehículo salga del circuito. Los autos serán evaluados de la siguiente manera:

$$\text{Puntuación} = 100 \left[\frac{\text{tiempo}}{\text{tiempo mínimo registrado}} \right]$$

Ascenso de colina.

El ascenso de colina prueba la potencia del vehículo a baja velocidad. Los vehículos comenzarán parados al pie de la colina. Dependiendo de si los vehículos ascienden completamente la colina se tienen las siguientes fórmulas:

Para colinas no ascendidas completamente

$$\text{Puntuación} = 70 \left[\frac{\text{distancia recorrida}}{\text{distancia total}} \right]$$

Para colinas ascendidas completamente

$$\text{Puntuación} = 70 \left[\frac{\text{distancia recorrida}}{\text{distancia total}} \right] + 30 \left[2 - \frac{\text{tiempo}}{\text{tiempo mínimo}} \right]$$

Prueba de Resistencia.

Esta prueba posee una duración de cuatro horas, es evaluada de acuerdo al número de vueltas completadas en ese tiempo. El circuito tiene vueltas bruscas y de peralte invertido, pendientes altamente pronunciadas, baches y piedras afiladas de hasta 30 cm de altura respecto al nivel medio del suelo, tierra suelta, lodo (no planeado pero posible); todas las características de un terreno irregular y en las peores condiciones.

Puntuación = 400 [vueltas / cantidad máxima de vueltas alcanzada]

La finalidad de la carrera es ganar la máxima cantidad de puntos. La experiencia, y un análisis de los resultados obtenidos anteriormente por diferentes universidades nos llevan a la conclusión de que la calificación de las pruebas estáticas (que representa alrededor de un 30% de la calificación final) casi nunca es muy baja y depende en buena parte de la habilidad de los competidores, ya sea en el aspecto de la presentación ingenieril, de ventas o de costos de manufactura. La calificación de los eventos de desempeño depende de todos los sistemas del auto en conjunto (transmisión, dirección, frenado, suspensión) de una forma más o menos equilibrada, representando así aproximadamente un 30 % de la calificación final. Sin embargo, en la carrera de resistencia (que es la que más pesa en la calificación final, alrededor de un 40%) el sistema que juega un papel crítico debido a la forma de la pista es la suspensión, siendo así un sistema de gran importancia para ganar esta carrera y, de igual manera es el sistema de mayor relevancia en el diseño de un automóvil de tipo *off-road*.

Dirigir un especial énfasis en el diseño y construcción de un automóvil mini.baja a la suspensión resulta completamente justificable; pensar que la suspensión requiere de mayor tiempo para su análisis, un mayor cuidado en su fabricación y una cuidadosa selección de los elementos que la componen no resulta fuera de la realidad. Este punto se manifiesta con claridad al caminar por la pista, en la vuelta de reconocimiento de los pilotos: ¡no se puede caminar en ella! las condiciones del terreno son tan malas que con facilidad es posible resbalarse y perder el equilibrio a pie; en el auto, las condiciones no mejoran mucho. Es frecuente encontrar rocas de 20, 30 y hasta 40 cm de altura; pendientes en ascenso y descenso de hasta 60°.

Nuestra experiencia como pilotos, nos hizo sentir pendientes de 60° "en bajada", después de las que se encontraba, en el fondo de la colina, otra en ascenso inmediato, recibiendo así un fuerte impacto la parte delantera del automóvil. La pista se compone de terrenos de roca dura y afilada, terreno arenoso y altamente resbaloso, curvas muy cerradas que solamente pueden tomarse "coleando" el coche y hasta el lecho de un río seco. Con ello hacemos notar que el terreno es francamente terrible y una suspensión inadecuada llevará inmediatamente a la destrucción completa del automóvil, por más rígido que sea.

En esta tesis se pretende abarcar el ciclo completo del diseño, se partirá de diferentes soluciones hasta el diseño óptimo para un automóvil de las características anteriormente descritas. Esta tarea reviste destacada importancia para la industria automotriz, pues día a día crece la cantidad de consumidores de vehículos *off-road* y es de suma importancia que se presente un análisis metodizado para este tipo de condiciones adversas en los vehículos, necesariamente provistos de una suspensión especializada.

CAPITULO I
REVISTA DE LAS
SOLUCIONES EXISTENTES

CAPITULO I.

REVISTA DE LAS SOLUCIONES EXISTENTES.

A) DEFINICIÓN DE SUSPENSIÓN.

Las funciones de la suspensión son incrementar la comodidad en el manejo, mejorar su seguridad y reducir los esfuerzos transmitidos a los ocupantes, la carga y los componentes del vehículo. Los movimientos de los resortes deben ser atenuados por amortiguadores. Un factor determinante en la seguridad del conductor es la aceleración vertical del cuerpo del vehículo. Los resortes más suaves ocasionan una pequeña aceleración del cuerpo y una fuerza de amortiguamiento grande reduce la comodidad del manejo. Un factor decisivo para la seguridad en el manejo son las variaciones en las cargas soportadas por la rueda causadas por las sinuosidades del camino. Es posible obtener menores variaciones en las cargas aplicadas a la rueda mediante el uso de una gran fuerza de amortiguamiento, cargas pequeñas soportadas por los ejes y el uso de llantas suaves. Los resortes suaves y las llantas suaves no deben empeorar los comportamientos laterales. El uso conjunto del resorteo y la amortiguación de vibraciones es un compromiso entre la comodidad en el manejo y la seguridad.

En añadidura a lo anterior, es importante aclarar que debido a la naturaleza de la carrera Mini-Baja, donde un factor crítico (y el de mayor peso en la calificación final) es la resistencia del automóvil, debe darse mayor atención al aspecto de seguridad (rigidez y resistencia debidas a la suspensión) que a la comodidad del conductor, sin así despreciar ésta debido a los efectos negativos que produce en él. Solo así se podrá llegar al diseño óptimo de acuerdo a las necesidades propias de la carrera.

B) VARIABLES DE SELECCIÓN.

Las variables utilizadas para analizar cuál es el mejor tipo de suspensión pueden ser divididas en generales (que deben ser consideradas para cualquier sistema de un automóvil) y particulares (que se refieren específicamente a la suspensión).

Las generales son: peso, economía y ergonomía. La explicación de lo que se busca en cada una de ellas es simple, debido a la poca potencia del motor se requiere que el peso sea reducido (tomaremos como base 230 kg como peso vehicular con conductor), el espacio debe ser reducido y debe ser de tal forma que se tenga un aprovechamiento óptimo del auto sin así intervenir en el buen desempeño de la suspensión.

Las variables particulares pueden dividirse en variables cinemáticas y dinámicas. Las cinemáticas son los ángulos Toe-in (ver fig.1), el ángulo del eje de la dirección y el balance de la dirección (ver fig. 2), ángulo cámbor (ver fig. 3) y el cáster (ver fig. 4). Las variables dinámicas son las oscilaciones lineales y rotacionales alrededor de los ejes del auto (ver fig. 5), así como la máxima atenuación de impactos debidos a la pista.

1) Ángulo Toe-in.

Expresa la convergencia o divergencia de las ruedas, i.e. el grado en que las ruedas se acercan más en la parte delantera que en la trasera; es medido a los lados de los rines en la altura del centro de la rueda. Para ruedas no motrices, toe-in es de aproximadamente 2 ... 3 mm, y entre +3 y -2 mm para ruedas motrices. Toe-in reduce la tendencia de las ruedas delanteras a oscilar de manera rotacional alrededor del eje formado por las rótulas de la dirección.

2) Ángulo del eje de la dirección.

Es la inclinación del eje de la dirección relativo al plano longitudinal, medido en el plano transversal del vehículo. Este ángulo es de 2 ... 16 grados y determina la alineación de la dirección en conjunto con su balance y el cáster de las ruedas. Es medido sólo con el vehículo cargado.

3) Ángulo cámbber.

Es la inclinación de la rueda relativa al plano longitudinal del vehículo, es medida en el plano transversal del vehículo. Un cámbber positivo significa que las llantas se alejan más en la parte superior que en la inferior.

Para desarrollar control lateral, es deseable que el cámbber, empezando en 0 en la posición de diseño, llegue a ser ligeramente negativo durante los rebotes.

4) Ángulo cáster.

Se especifica como el ángulo (0 ... 12 grados) por el que el eje de la dirección se desvía de la vertical cuando es visto de lado, o como la distancia en la superficie del camino (0 ... 25 mm) por el cual el contacto de la llanta arrastra el punto al cual una extensión del eje de la dirección encuentra la superficie del camino. Esta distancia determina las fuerzas de reacción aplicadas a la llanta por la superficie del camino. Un desplazamiento paralelo del eje de la dirección al centro de la llanta se llama, ya sea cáster positivo o negativo, dependiendo de la dirección del desplazamiento. El cáster positivo significa que las llantas son jaladas (no empujadas) y en consecuencia alcanzan y mantienen más fácilmente una posición hacia adelante. La tendencia al zigzag de las llantas también se reduce, sin embargo, este efecto también depende del ángulo del eje de la dirección y del balance de la dirección. El cáster es medido sólo con el vehículo cargado.

5) Balance de la dirección.

Un balance de la dirección de cero o ligeramente negativo es preferido. El balance de la dirección es la distancia entre la extensión del eje de la dirección de la llanta y el punto de contacto de la llanta con la superficie del camino. Un balance de dirección positivo yace entre los puntos de contacto de la llanta. En vehículos en los que los circuitos de los frenos se encuentran dispuestos diagonalmente, un balance de la dirección negativo desarrolla estabilidad de la dirección durante el frenado cuando las fuerzas de frenado en los lados izquierdo y derecho del vehículo no son iguales. Sin embargo, con otras configuraciones del circuito de frenado un balance de la dirección de cero, frecuentemente representa un compromiso más favorable respecto a todos los factores que son importantes en la estabilidad de la dirección. Debido a limitaciones

espaciales con los rines de las llantas convencionales (en los que las llantas tienen una relación de altura a ancho menor del 65 %) un balance de la dirección negativo también requiere un diseño conjunto con el de los brazos de control y el sistema de frenado. Sin embargo, una relación entre el balance de la dirección y el cambio en toe-in es importante en el diseño general.

6) Oscilaciones.

Las oscilaciones en un automóvil se refieren a los seis grados de libertad respecto su centro de gravedad, así como otras oscilaciones adicionales que surgen de la dinámica del vehículo; para el análisis de un automóvil normal suelen considerarse para el cálculo las de vaivén a lo largo del eje vertical y las rotaciones alrededor del eje transversal.

Tipos de oscilaciones:

"Bouncing".

Oscilaciones rectilíneas a lo largo del eje vertical.

"Lurching".

Oscilaciones rectilíneas a lo largo del eje transversal.

"Pitching".

Oscilaciones rotativas a lo largo del eje transversal.

"Rolling".

Oscilaciones rotativas a lo largo del eje longitudinal.

"Shimmying".

Oscilaciones rotativas de las ruedas dirigidas alrededor de los ejes de las rótulas.

"Surgings".

Oscilaciones rectilíneas a lo largo del eje longitudinal.

"Trampling".

Oscilaciones rotativas de los ejes rígidos alrededor de un eje de rotación paralelo al eje longitudinal.

"Yawing".

Oscilaciones rotativas alrededor del eje vertical.

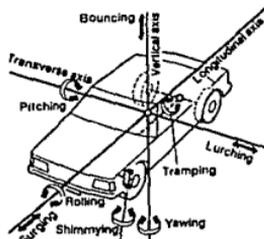


Fig. 5 Representación de los tipos de oscilaciones a que se encuentra sujeto un automóvil

7) Atenuación de los impactos del camino: Esta variable es la esencia de cualquier suspensión y es fundamental para la aplicación que estudiamos, se refiere a la absorción de energía por elementos atenuantes (amortiguadores), de tal suerte que los impactos, derivados de las sinuosidades del camino no sean absorbidos por la masa suspendida del auto.

C) TIPOS DE SUSPENSIÓN Y SOLUCIONES EXISTENTES.

1) Clasificación general.

Los tipos de suspensión se pueden dividir en independientes y acopladas. La suspensión independiente reduce las masas no amortiguadas con relación a las de los ejes rígidos y limita la deflexión en las llantas impactadas. Esto desarrolla un mejor comportamiento dinámico y disminuye los cambios en ángulos cámbber, cáster, cambios en la vía; el ángulo de la dirección debe permanecer lo más constante posibles durante el rango total del viaje. Un cambio pequeño en el ángulo toe-in de la parte frontal es deseado durante el frenado en orden a desarrollar estabilidad en la dirección. Los cambios en el ángulo cámbber incrementan el riesgo del zigzaguo, causando vibración de la dirección. Los cambios en la vía son indeseables porque la adhesión de las llantas se reduce peligrosamente, particularmente en superficies húmedas y nieve. Los cambios en la vía también incrementan el desgaste de la llanta.

2) Clasificación por la localización de la suspensión.

a. Suspensiones delanteras.

1. Suspensión de brazo doble (ver Fig. 6).

Consta de dos brazos de diferentes longitudes, permitiendo así un balance de la dirección pequeño. Un balance de la dirección pequeño requiere de una suspensión más compleja de la parte anterior.

Una relación adecuada entre los brazos de control minimiza los cambios en la vía y en el cámben.

2. Suspensión tipo McPherson (ver fig. 7, puede ser utilizada también en ejes posteriores).

El diseño permite resortes helicoidales largos, y así, una suspensión suave y de gran carrera de desplazamiento. Las distancias grandes entre las montaduras aseguran pequeñas cargas en ellas, permitiendo así el uso de soportes suaves. Existe una razón favorable de amortiguación. Permite un diseño favorable de la parte delantera de la estructura.

Desventajas: La fricción en las guías del amortiguador se incrementan con el ancho de la llanta, puede tener una dirigibilidad difícil, tiene una gran altura de instalación.

3. Suspensión de eje de atenuación (ver fig. 8).

Requiere menos espacio en el compartimiento delantero que la anterior, una baja altura de instalación. Las características restantes son las mismas que en el caso anterior.

b. Suspensiones traseras.

Los parámetros que optiman un sistema de suspensión trasera son

- cámben ligeramente negativo durante el viraje con un mínimo cambio en cámben,

- cambios en la vía lo menores posibles, que aseguran buena seguridad durante el manejo y un menor desgaste de las llantas,
- protección contra rebote en la parte frontal durante el frenado, así como
- libertad para efectos desfavorables de la dirección, los cuales pueden surgir de deformación elástica durante el manejo, frenado y fuerzas laterales.

1. Suspensión de eje rígido (ver fig. 9).

En el caso de ejes motrices, el tubo que contiene la flecha se encuentra rígidamente conectado al diferencial. El eje rígido se encuentra frecuentemente unido al cuerpo por cuatro brazos de remolque y una barra transversal. Los ejes no motrices siempre incorporan dos brazos de remolque con resortes y brazos de control lateral. No registra cambios en la vía ni en cámben con respecto a la superficie del camino. Los ejes rígidos tienden a fracturarse en caminos sinuosos.

2. Suspensión de eje de viga de torsión (ver fig. 10).

El miembro cruzado actúa como una barra de torsión, modificando la cinemática cuando hay resorteo en la suspensión en ambos lados. El eje exhibe una forma de brazo tipo remolque o semi-remolque. El cámben de la llanta se encuentra parcialmente compensado. Buenas propiedades de guiabilidad lateral se tienen durante el viraje debido a pequeños cambios positivos en el ángulo cámben. Tiene un ligero cambio en la vía.

Buena utilización del espacio disponible en la parte posterior del vehículo.

3. Suspensión tipo semi-remolque (ver fig. 11).

Este diseño es casi exclusivo de ejes motrices. Un marco se requiere debido a la alta concentración de carga en los rodamientos de los brazos de remolque. Pequeños cambios en la vía y cámbler. Buena estabilidad durante el viraje debido a un cámbler negativo.

4. Suspensión tipo remolque (ver fig. 13).

Usado casi exclusivamente con ejes no dirigidos. No posee cambios en la vía ni en cámbler respecto al cuerpo del vehículo.

5. Suspensión de enlace múltiple (para ejes dirigidos, ver fig. 12).

Se usa en conjunto con la dirección durante el manejo, frenado y fuerzas laterales que pueden ser implementadas de la manera deseada. Ligero cambio en el ángulo toe-in. Características favorables de cámbler posibles (mayores cuando los resortes se deflexionan, menores cuando la suspensión está en la posición de diseño).

Ligero cambio en las vías. Posee un rebote adecuado en declive (en la dirección de los impactos provenientes de la superficie del camino).

CAPITULO II
ANÁLISIS CINEMÁTICO Y
DINÁMICO

CAPITULO II.

ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO.

A) ANÁLISIS CINEMÁTICO.

Advertencia: Se elaborará el análisis cinemático para una suspensión delantera tipo doble brazo con rótulas como centros de giro unidas a la barra acopladora, que es un portamango; mientras que en la parte trasera se efectuará con base en una suspensión tipo McPherson. La discusión sobre las razones por las que se efectuó tal selección se encuentran al principio del Capítulo III.

La elaboración del análisis cinemático de la suspensión surge al contemplar aquellas variables que hemos citado anteriormente: ángulos *toe-in*, del eje de la dirección, *cámbor*, *cáster*; estas variables definen de suyo la forma del movimiento de la llanta respecto al suelo.

El trabajo a realizar consistirá en el desarrollo de un modelo matemático para cada caso: la suspensión trasera y la delantera, éste nos permitirá relacionar de manera causal el mecanismo de la suspensión y el movimiento que es producido en la llanta.

1) Suspensión delantera.

En el mecanismo que ha sido seleccionado para la parte delantera, de doble brazo, han de considerarse las posiciones de los siguientes elementos (ver Fig.14):

- apoyo del amortiguador sobre la estructura (AAE),
- apoyo del amortiguador sobre el brazo (AAB),
- apoyo del brazo superior sobre la estructura (BS),
- apoyo del brazo inferior sobre la estructura (BI),
- centro de giro de la rótula superior (RS),
- centro de giro de la rótula inferior (RI),

El manejo inteligente de las posiciones relativas entre estos puntos nos llevará, como se verá posteriormente, al dimensionado del mecanismo mediante las siguientes variables:

- longitud del brazo superior (LBS),
- longitud del brazo inferior (LBI),
- longitud del portamangos (LP),
- longitud de la posición relativa de BS respecto de BI inferior (BIBS),
- longitud de la posición relativa de AAE respecto de BS (AABS),
- longitud de la posición relativa de AAB a lo largo del brazo inferior con respecto a BI (AABI),
- longitud máxima del amortiguador (Amax),
- longitud mínima del amortiguador (Amin),

Considerando cada uno de los segmentos anteriores como vectores, que forman un ángulo Φ con respecto al sentido positivo del eje de las abscisas, podemos obtener el siguiente sistema de ecuaciones, con base en la suma vectorial.:

Ver fig.15 (Sistema 1):

$$\begin{aligned}
 BIBS \cos\Phi_{BIBS} + LBS \cos\Phi_{LBS,S} + LP \cos\Phi_{LP,S} + LBI \cos\Phi_{LBI,S} &= 0 \\
 BIBS \sin\Phi_{BIBS} + LBS \sin\Phi_{LBS,S} + LP \sin\Phi_{LP,S} + LBI \sin\Phi_{LBI,S} &= 0 \\
 BIBS \cos\Phi_{BIBS} + LBS \cos\Phi_{LBS,I} + LP \cos\Phi_{LP,I} + LBI \cos\Phi_{LBI,I} &= 0 \\
 BIBS \sin\Phi_{BIBS} + LBS \sin\Phi_{LBS,I} + LP \sin\Phi_{LP,I} + LBI \sin\Phi_{LBI,I} &= 0
 \end{aligned}$$

Ver Fig.16 (Sistema 2):

$$\begin{aligned}
 BIBS \cos\Phi_{BIBS} + AABS \cos\Phi_{AABS} + Amin \cos\Phi_{Amax,S} + AABI \cos(\Phi_{LBI,S} + \pi) &= 0 \\
 BIBS \sin\Phi_{BIBS} + AABS \sin\Phi_{AABS} + Amin \sin\Phi_{Amax,S} + AABI \sin(\Phi_{LBI,S} + \pi) &= 0 \\
 BIBS \cos\Phi_{BIBS} + AABS \cos\Phi_{AABS} + Amax \cos\Phi_{Amax,I} + AABI \cos(\Phi_{LBI,I} + \pi) &= 0 \\
 BIBS \sin\Phi_{BIBS} + AABS \sin\Phi_{AABS} + Amax \sin\Phi_{Amax,I} + AABI \sin(\Phi_{LBI,I} + \pi) &= 0
 \end{aligned}$$

Ver Fig.17 (Sistema 3):

$$\begin{aligned}
 AABS \cos\Phi_{AABS} + Amin \cos\Phi_{Amax,S} - (LBI - AABI) \cos\Phi_{LBI,S} - LP \cos\Phi_{LP,S} - LBS \cos\Phi_{LBS,S} &= 0 \\
 AABS \sin\Phi_{AABS} + Amin \sin\Phi_{Amax,S} - (LBI - AABI) \sin\Phi_{LBI,S} - LP \sin\Phi_{LP,S} - LBS \cos\Phi_{LBS,S} &= 0 \\
 AABS \cos\Phi_{AABS} + Amax \cos\Phi_{Amax,I} - (LBI - AABI) \cos\Phi_{LBI,I} - LP \cos\Phi_{LP,I} - LBS \cos\Phi_{LBS,S} &= 0 \\
 AABS \sin\Phi_{AABS} + Amax \sin\Phi_{Amax,I} - (LBI - AABI) \sin\Phi_{LBI,I} - LP \sin\Phi_{LP,I} - LBS \cos\Phi_{LBS,S} &= 0
 \end{aligned}$$

Este sistema de doce ecuaciones y dieciséis variables nos permitirá de manera completa dimensionar el mecanismo de la suspensión; en éste deberán distinguirse las siguientes variables de entrada y salida:

VARIABLES DE ENTRADA:	VARIABLES DE SALIDA:
BIBS	LBS
LP	LBI
Amax	AABI
Amin	AABS
Φ_{Amax}	$\Phi_{LBS,S}$
Φ_{Amin}	$\Phi_{LBS,I}$
	$\Phi_{LP,S}$
	$\Phi_{LP,I}$
	$\Phi_{LBI,S}$
	$\Phi_{LBI,I}$
	Φ_{AABS}
	Φ_{BIBS}

Las razones por la que se escogieron precisamente estas variables de entrada fueron las siguientes:

- Φ_{Amax} , Φ_{Amin} deberán tener valores lo más cercanos posibles a 90 grados para una mejor amortiguación
- BIBS se determina por las dimensiones requeridas en la cabina, para obtener espacio suficiente y comodidad en este espacio.
- LP se determina por las dimensiones del portamangos y de las rótulas, las cuales son piezas estandarizadas y podrán ser seleccionadas de automóviles comerciales.
- Amax y Amin son las longitudes máxima y mínima de amortiguadores comerciales que podrán seleccionarse de acuerdo a los disponibles comercialmente.

Por el contrario, tales variables de salida fueron escogidas porque:

- LBS y LBI proporcionan las dimensiones del mecanismo de cuatro barras.
- $LBS, S, \Phi LBS, I, \Phi LBI, S, \Phi LBI, I$ definen las posiciones de tales barras al presentarse las posiciones extremas del mecanismo, tanto superior como inferior y así poder determinar tanto la distribución de fuerzas como la altura del automóvil.
- $LP, S, \Phi LP, I$ determinan la variación del ángulo cámbér.
- AABI, AABS así como el ángulo $\Phi AABS$ proporcionan la información del posicionamiento exacto del amortiguador con respecto al mecanismo.
- BIBS definirá el ángulo entre ambos soportes de los brazos.

Finalmente, para terminar con lo referente a la cinemática de la suspensión delantera, debemos aclarar que las posiciones superior e inferior del mecanismo se limita también por las posibilidades de variación angular de la rótula; sin embargo, este punto deberá considerado al efectuar el diseño de la suspensión.

2) Suspensión Trasera.

El análisis cinemático se efectuará bajo los mismos criterios utilizados en el caso de la suspensión delantera, procediendo de similar forma obtendremos el siguiente sistema de ecuaciones.

Ver figura 18 (Sistema 4):

$$LAB \cos \varphi_{LAB,S} + LS \cos(\varphi_{LAB,S} + \frac{\pi}{2}) + Amin \cos \varphi_{Amin} + LAE \cos \varphi_{LAE} = 0$$

$$LAB \sin \varphi_{LAB,S} + LS \sin(\varphi_{LAB,S} + \frac{\pi}{2}) + Amin \sin \varphi_{Amin} + LAE \sin \varphi_{LAE} = 0$$

$$LAB \cos \varphi_{LAB,J} + LS \cos(\varphi_{LAB,J} + \frac{\pi}{2}) + Amax \cos \varphi_{Amax} + LAE \cos \varphi_{LAE} = 0$$

$$LAB \sin \varphi_{LAB,J} + LS \sin(\varphi_{LAB,J} + \frac{\pi}{2}) + Amax \sin \varphi_{Amax} + LAE \sin \varphi_{LAE} = 0$$

En este modelo hemos tomado las siguientes variables:

- longitud entre el soporte del brazo y el punto ASB mostrado en la figura
- longitud entre AAB y ASB
- Amax y Amin son las longitudes máximas y mínimas del amortiguador
- LAE representa la longitud entre el soporte del amortiguador sobre la estructura y el soporte del brazo en la misma.

Y, de similar forma que en el caso anterior, φ representa los ángulos con respecto al segmento positivo de las abscisas.

En este caso contamos con cuatro ecuaciones con diez incógnitas, las variables de entrada y salida serán:

VARIABLES DE ENTRADA:	VARIABLES DE SALIDA:
LAE	$\varphi_{LAB,S}$
LS	$\varphi_{LAB,J}$
Amax	LAB
Amin	φ_{LAE}
φ_{Amax}	
φ_{Amin}	

Las variables de entrada fueron seleccionadas así porque:

- A_{max} , A_{min} son dimensiones especificadas por el fabricante del amortiguador seleccionado; sus ángulos $\varphi_{A_{max}}$, $\varphi_{A_{min}}$ deberán ser lo más cercanos posibles a 90 grados para una mejor amortiguación,
- L_S corresponde a la longitud existente entre el eje de la flecha motriz y el apoyo del amortiguador, este depende del diseño de la pieza seleccionada como caja de baleros.
- L_{AE} depende del diseño de la estructura.

Asimismo, la razón de tal selección de variables de salida fue la siguiente:

- $L_{AB,S}$, $\varphi_{LAB,S}$ proporcionan la información del ángulo cámbler trasero.
- L_{AB} y φ_{LAE} determinarán de manera conjunta la posición del amortiguador.

3) Consideraciones Generales.

Finalmente, habrá de mencionar que en el proceso de diseño deberán imponerse ciertas restricciones relacionadas con el análisis cinemático; habrán de tomarse como limitaciones en el diseño y dimensionado los siguientes aspectos:

- ancho máximo permitido en el automóvil,
- altura óptima del auto respecto al suelo,

la consideración de tales aspectos definirá así las dimensiones generales del auto.

B) ANÁLISIS DINÁMICO.

Hasta ahora, se ha desarrollado un método que nos permitirá calcular el mecanismo obteniendo el mejor dimensionado posible, tanto delantero como trasero; respecto al análisis dinámico estableceremos un método de análisis de fuerzas que nos permita establecer la magnitud de las fuerzas aplicadas por efecto de los impactos en el camino y otro que nos muestre la respuesta del sistema en cuanto a las oscilaciones que las irregularidades del camino producen en el mismo, permitiéndonos así seleccionar el tipo de amortiguadores más adecuado y sus características. Finalmente, en el proceso de diseño, solamente se verá que, con los elementos seleccionados (como ruedas de diámetros especificados, o portamangos de ciertas dimensiones) se cumpla con la totalidad de las variables revisadas inicialmente y sus recomendaciones inherentes.

1) Análisis de fuerzas.

El análisis de fuerzas se encuentra principalmente dirigido a la estimación del ángulo caster óptimo (g) para el automóvil que nos ocupa (ver Fig.4). Tal ángulo deberá ser lo suficientemente grande para permitir una máxima atenuación de los impactos del camino, pero no tan grande para anular la comodidad de tal compartimento o producir un balance de cáster inadecuado.

De acuerdo con la segunda ley de Newton:

$$F = \frac{d}{dt}(m_1 \bar{v})$$

de la cual se desprende el principio de impulso y cantidad de movimiento:

$$m_1 \bar{v}_1 + \int_1^2 \bar{F} dt = m_1 \bar{v}_2$$

o bien que:

$$(m_i v_x)_1 + \int_{t_1}^{t_2} F_x dt = (m_i v_x)_2$$

$$(m_i v_y)_1 + \int_{t_1}^{t_2} F_y dt = (m_i v_y)_2$$

$$(m_i v_z)_1 + \int_{t_1}^{t_2} F_z dt = (m_i v_z)_2$$

Suponiendo que:

- la rueda posee una geometría plenamente circular, incluso al impactarse con una irregularidad del camino,
- las irregularidades del camino poseen asimismo forma plenamente circular y no deformables (ver Fig. 19 Y 20),
- la energía cinética es conservada, esto es que no hay una disminución en la magnitud de la velocidad de la rueda, aunque sí existe un cambio de la dirección de la misma, que es precisamente circular (ver Fig.21)
- no existe fuerza de impacto a lo largo del plano transversal del automóvil y, el plano longitudinal será designado como x , mientras que el vertical como y .

Así, las anteriores ecuaciones podrán expresarse como:

$$\bar{F} = \frac{m_i}{\Delta t} (\bar{v}_2 - \bar{v}_1) = m_i \frac{dv}{dt}$$

donde $\bar{v} = v \cos\theta \bar{i} + v \operatorname{sen}\theta \bar{j}$ considerando a v_x como la velocidad de la rueda antes del impacto. De la anterior relación es posible obtener la fuerza de impacto promedio mediante el uso del Teorema del Valor Medio o Valor Promedio, considerando que el impacto es aplicado desde $\beta + \pi/2$ hasta π (ver Fig.20).

$$\bar{F}_{prom} = m_1 \frac{1}{\pi - \left(\beta + \frac{\pi}{2}\right) \beta^{\frac{\pi}{2}}} \int_{\beta^{\frac{\pi}{2}}}^{\pi} \frac{d\bar{v}}{dt} d\theta = m_1 \frac{-1}{\pi - \left(\beta + \frac{\pi}{2}\right) \beta^{\frac{\pi}{2}}} \int_{\beta^{\frac{\pi}{2}}}^{\pi} v_1 \text{sen}\theta d\theta \bar{i} + m_1 \frac{1}{\pi - \left(\beta + \frac{\pi}{2}\right) \beta^{\frac{\pi}{2}}} \int_{\beta^{\frac{\pi}{2}}}^{\pi} v_1 \text{cos}\theta d\theta \bar{j},$$

a través de un análisis geométrico resultará fácil expresar la ecuación en función de las dimensiones del modelo, y podrá llegarse a la siguiente expresión:

$$\bar{F}_{prom} = \frac{m_1 v_1}{\frac{\pi}{2} - \text{sen}^{-1}\left(\frac{r_n - r_p}{r_n + r_p}\right)} \left(\frac{2r_p}{r_n + r_p} \bar{i} + \frac{\sqrt{(r_n + r_p)^2 - (r_n - r_p)^2}}{r_n + r_p} \bar{j} \right) \text{-----(1)}$$

2) Análisis de vibraciones.

a) Análisis matemático.

Un modelo matemático que nos permite una razonable exactitud en el cálculo de los modos principales de vibración del automóvil es el siguiente (ver Fig.A en este capítulo):

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = -k_1(x - L_1\theta) - k_2(x + L_2\theta) \text{-----(2)}$$

$$J \frac{d^2 \theta}{dt^2} = k_1(x - L_1\theta)L_1 - k_2(x + L_2\theta)L_2$$

donde J representa el momento de inercia del automóvil, con respecto a su centro de giro m su masa y k1, k2 representan las constantes de rigidez de los resortes de los amortiguadores.

Así, el automóvil, mediante este método razonablemente sencillo y exacto, podrán determinarse sus modos principales de vibración.

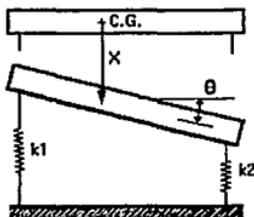


Fig. A Esquema representativo del modelo de una barra suspendida en dos resortes

b) Confort.

El confort depende de las sollicitaciones dinámicas que provocan desplazamientos longitudinales, transversales, verticales y angulares de amplitud y frecuencias variables. Sin embargo, desde el punto de vista del confort, pueden sólo tomarse en consideración los desplazamientos verticales que, por otra parte, son los más numerosos e importantes.

Los factores considerados como caracterizantes de estos movimientos son: la amplitud A , la aceleración a y la frecuencia N , la cual, a su vez, es función de la flexibilidad f . De esta forma se utilizarán las siguientes relaciones.

$$a_{max} = 40AN^2$$

$$N = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad \text{-----(3)}$$

En forma experimental, Janeway ha recogido las sensaciones de personas sometidas a oscilaciones periódicas de amplitud y frecuencia variables; tales experiencias se muestran en la siguiente figura, donde se relaciona la frecuencia con la

amplitud, separando la región de confort I de la complementaria de inconfort II. Tal curva tiene como fórmula $AN^3 = 5$, cuya gráfica se presenta a continuación en la Fig. B.



Fig. B Zonas de confort e inconfort que son percibidas por el cuerpo humano

Se conoce experimentalmente que el cuerpo humano posee una frecuencia de resonancia del orden de $N = 3c / s$. En añadidura a lo anterior, para la mayor parte de los individuos se originan perturbaciones neurovegetativas denominadas "mal de transportes" alrededor de un valor de $N = 0.5c / s$.

La frecuencia de oscilación correspondiente a la parte suspendida, debe, por consiguiente, mantenerse entre dos límites que provisionalmente podemos situar alrededor de 2 y 0.5 c/s.

1. Aceleración vertical.

La suspensión deberá reducir lo más posible las aceleraciones a las que se somete el conductor. Se admite generalmente que la aceleración máxima no debe exceder la cuarta parte de la aceleración de la gravedad.

De esta forma, considerando la aceleración máxima igual a $40N^3$, así pueden deducirse nuevos límites para N . La tabla siguiente muestra tales valores.

$AN^3 = 5$				
N (c/s)	A (cm)	$a = 40AN^2$ (m/s^2)	a/g	N (c/min)
1.6	1.22	1.26	0.128	96
1.4	1.8	1.55	0.158	84
1.2	2.88	1.66	0.170	72
1	5	2.00	0.202	60
0.8	9.85	2.52	0.256	48
0.6	23	3.30	0.336	36

Debido a lo anterior, se desprende que el límite inferior de N se sitúa entre 60 y 48 c/min. Los investigadores están todos de acuerdo en admitir que una suspensión es mala cuando la frecuencia de las oscilaciones de la masa suspendida es superior a 100 c/min., aceptable de 100 a 75, buena de 75 a 50 y vuelve a ser mala cuando esta frecuencia es inferior a 50.

2. Frecuencia y rigidez.

Para efectuar el diseño de la suspensión, deberá tenerse en cuenta que $N = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}$ $N = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$, de esta forma, podremos variar los valores de k , m de acuerdo a los límites establecidos en $\sqrt{\frac{k}{M}}$.

3. Amplitud y flexibilidad.

Independientemente de la influencia de la amplitud sobre la aceleración y sobre la frecuencia, hay que tener en cuenta que la deformación máxima del resorte al paso de un obstáculo no puede exceder de un cierto valor a fin de evitar el "despegue" de la rueda.

4. Relación entre la masa suspendida y la masa no suspendida.

Si v y m representan la velocidad vertical y la masa de rueda, y si V y M representan los mismos elementos para la parte suspendida, la igualdad de energías cinéticas de m y M da, despreciando todo amortiguamiento:

$$\frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}MV^2 \text{ o } V = v\sqrt{\frac{m}{M}} \text{(4)}$$

5. Acción de las fuerzas longitudinales y transversales.

Además de los impulsos verticales debidos a las irregularidades del firme de la calzada, el vehículo sufre la acción de fuerzas longitudinales y transversales que, en lo posible, deberían ser de acción nula sobre la suspensión. Citemos la acción del viento que actúa en el centro de empuje o metacentro, las fuerzas de inercia debidas a una

aceleración o a un frenado y la fuerza centrífuga que actúan en el centro de gravedad, la reacción del par motor, etc.

Es pues conveniente que las dimensiones del vehículo y la repartición de los pesos sean tales que la acción de las suspensiones delantera y trasera esté lo menos posible influida por estas reacciones.

El movimiento de galope es tanto más pronunciado cuanto más reducida es la batalla con respecto a la longitud total del vehículo, y el movimiento de balanceo es tanto más frecuente y tanto más sostenido cuanto más flexibles sean los resortes y menos distanciados estén el uno del otro.

C) Estabilidad en ruta.

La estabilidad en ruta está influida por las oscilaciones de la rueda.

Sea un obstáculo de altura y , y de longitud l que el vehículo aborda con una velocidad v . Como consecuencia, la rueda es impulsada hacia arriba por una fuerza $k_1 \cdot y$, representando k_1 la rigidez del neumático y y , su deformación.

Así, es posible demostrar que $A = \frac{y \cdot l}{v} \sqrt{\frac{\lambda^2 k_2}{1 + \lambda}} \times \frac{1}{m}$, donde $k_1 = \lambda k_2$.-----(5)

D) Polo y eje de las oscilaciones transversales.

Cuando una rueda aborda un obstáculo, la suspensión reacciona sobre la masa suspendida, la cual oscila transversalmente alrededor de un punto situado en el plano longitudinal medio del vehículo, llamado polo de oscilación. La posición del polo de oscilación de un tren de ruedas depende de la naturaleza de la suspensión.

Cuando las ruedas están enlazadas por un eje rígido, el polo P de oscilación se encuentra aproximadamente a la mitad de la distancia comprendida entre los puntos de fijación del resorte a la parte suspendida y al eje.

Con una suspensión por ruedas independientes, el polo de suspensión es el punto de intersección en el plano longitudinal medio del vehículo, de la línea que une el centro instantáneo de oscilación de la rueda con el punto de contacto del neumático con el suelo. en la figura 22 pueden verse algunas aplicaciones de esta regla; en todas estas figuras A es el centro instantáneo de oscilación de la rueda, B el punto de contacto del neumático con el suelo y P el polo de oscilación.

La altura del polo con respecto al suelo y la longitud del brazo de oscilación varían con la carga del vehículo.

Cada tren de ruedas posee un polo de oscilación, y la línea imaginaria que los une se llama eje de oscilación, eje de rotación, eje de estabilidad o eje de balanceo.

**La posición del eje de oscilación depende, por tanto, de la posición de los polos.
Por consiguiente, puede ser horizontal o inclinado.**

CAPITULO III
CONCLUSIONES Y
SUGERENCIAS

CAPITULO III.

CONCLUSIONES Y SUGERENCIAS

A) SELECCIÓN DEL TIPO DE SUSPENSIÓN ADECUADO.

La selección del tipo de suspensión adecuada se efectuará con base en dos parámetros: la experiencia obtenida por la participación en la carrera y, la naturaleza de la carrera misma, i.e. el tipo de condiciones bajo las cuales será sometida esta suspensión.

De esta manera, no es difícil llegar a la conclusión de que, para la parte delantera se deberá utilizar una suspensión de tipo de doble brazo, mientras que para la trasera, el tipo McPherson.

Primeramente, debemos decir, para apoyar lo anterior, que todos los autos competidores que han obtenido los primeros lugares han tenido esta selección para la suspensión.

En segundo lugar, debemos decir que esta carrera, debido a las grandes irregularidades del camino requiere de desplazamientos amplios de la llanta con el fin de

que esta energía sea absorbida por el amortiguador y no sea transmitida a la estructura, incluso, para que las oscilaciones del camino afecten de manera mínima a la estabilidad de la ruta del automóvil y la comodidad del conductor esto implica que debemos proveernos de amortiguadores con una gran carrera de desplazamiento (la mayor posible) para que así más energía de impacto sea absorbida por tales dispositivos aunque sin que perder el contacto con el camino. Esto es lo que se desea, sin embargo trae como consecuencia que las variaciones en cámben sean muy grandes, incluso que al variar los puntos de contacto de la rueda con el suelo, la tracción del auto queda disminuida.

También es importante señalar que en este tipo de auto, la parte trasera requiere de un gran espacio disponible para colocar los elementos motrices, por lo que la suspensión en esta parte deberá ocupar el menor espacio posible.

Finalmente, ha de considerarse que la parte delantera es la que recibe los impactos con el peso total de automóvil, mientras que la trasera sólo los recibe con la carga concentrada en tal eje; esto implica que la parte delantera deberá ser más robusta que la trasera, pero sin descuidar la rigidez de la parte trasera. Incluso, debemos decir que el elemento sobre el que gira libre la llanta delantera es el que recibe estos grandes impactos, y además requiere una buena precisión para su maquinado; esto nos hace pensar que tal elemento deberá ser, de preferencia, adaptado de algún auto comercial.

Los puntos anteriores llevan así a la conclusión de que la parte delantera deberá ser de doble brazo (ver Fig.6) ya que es la que presenta mayor rigidez, una mayor carga y la menor variación en la vía; utilizando como elemento conector un mango y portamangos de un automóvil comercial se conseguirá el desempeño óptimo, ya que estas piezas requieren de tratamientos y materiales especiales.

Mientras que la parte trasera deberá ser del tipo McPherson (ver Fig. 7) pues, aunque presenta menor rigidez es la que nos ofrece las mejores posibilidades de aprovechamiento de espacio (precisamente en la parte trasera, donde se encuentran concentrados un gran número de sistemas voluminosos) y, como se analizó anteriormente, al ser la parte posterior la que tiene una mayor concentración de peso (aunque la magnitud de los impactos que recibe es menor), requiere de menos carrera de amortiguamiento, y su amortiguación resulta más eficiente por la misma razón, no requiriendo de gran rigidez.

B) FORMA Y CARACTERÍSTICAS DE LOS MECANISMOS.

1) Suspensión delantera.

Una observación cuidadosa de la Fig. 14, así como de los sistemas 1, 2 y 3) nos harán llegar a las siguientes conclusiones.

a) Variación del ángulo cámbér.

La variación del ángulo cámbér será la menor posible y lo más cercana a 0 grados en los siguientes casos:

- al aumentar BIBS al mismo tiempo que LP, manteniendo constantes LBI y LBS,
- al aumentar LBI al mismo tiempo que LBS, manteniendo constantes BIBS y LP,
- cuando la diferencia $A_{max} - A_{min}$ es lo más cercana a cero,

- cuando se desea una gran altura del auto (que es precisamente en este tipo de automóvil), y LBI tanto como LBS no pueden gozar de una gran longitud ya que se aumentaría excesivamente el ancho del automóvil (que es precisamente algo que se quiere evitar); $\Phi_{LBS,S}$ y $\Phi_{LBI,S}$ deberán ser menores que cero, iguales o ligeramente mayores; $\Phi_{LBS,l}$ y $\Phi_{LBI,l}$ deberán ser menores que cero; de tal suerte, que Φ_{BIBS} habrá de tener un valor menor a 90° y habrá de ser LBI mayor que LBS;
- al ser Φ_{Amax} y Φ_{Amin} tan cercanos como sea posible a 90° ,
- aumentando AABS y tomando un ángulo Φ_{AABS} cercano a 0° ,
- al tener una longitud AABI lo más cercana a LBI.

b) Amplitud de las oscilaciones.

La diferencia entre la posición de la llanta con respecto a la estructura en un sentido vertical, cuando el amortiguador se encuentra a su máxima extensión (Amax), a cuando se encuentra a su mínima extensión (Amin) define la amplitud de las oscilaciones. La amplitud deberá ser lo más grande posible para absorber la mayor cantidad de energía de impacto, pero no demasiado grande para evitar el despegue.

Un aumento de la amplitud se consigue bajo las siguientes circunstancias:

- al aumentar LBI al mismo tiempo que LBS, manteniendo constantes BIBS y LP,
- al ser mayor LBI que LBS si se desea una gran altura del auto y se tienen limitaciones en el ancho del mismo,
- cuando la diferencia entre Amax-Amin es la mayor posible,
- al ser Φ_{Amax} y Φ_{Amin} tan cercanos como sea posible a 0° ,
- al ser AABS lo más cercano a cero,
- cuando AABI es lo menor posible.

Con base en las sugerencias anteriores sobre cámbler y amplitud, sugeriremos que la longitud LBS y LBI sea la mayor posible, pero teniendo en mente que LBI será menor que LBS, al mismo tiempo que Φ_{BIBS} será menor que 90° . LP deberá ser de la mayor longitud posible (sin que por ello el peso del portamangos sea muy alto) y AABS deberán ser mayores que cero con Φ_{AABS} cercano a cero grados.

2) Suspensión Trasera.

a) Variación del ángulo cámbler.

La variación del ángulo cámbler será la menor posible y lo más cercana a 0 grados en los siguientes casos:

- con LAB lo mayor posible,
- cuando la posición relativa de AAE se encuentra arriba de ASB al situarse la barra imaginaria LAB en un ángulo $\frac{\Phi_{LAB,S} - \Phi_{LAB,I}}{2}$, y las implicaciones que en consecuencia resultan para LAE y Φ_{LAE} ,
- al obtener el valor mínimo posible en la diferencia $A_{max} - A_{min}$,
- con $\Phi_{LAB,S} = \Phi_{LAB,I}$ y los más cercanas posibles a 0° ,
- al ser Φ_{Amax} y Φ_{Amin} tan cercanos como sea posible a 90° .

b) Amplitud de las oscilaciones.

En este tipo de suspensión las oscilaciones serán más amplias bajo las siguientes circunstancias:

- con LAB lo mayor posible,
- cuando la posición relativa de AAE se encuentra lo más cercana posible de BS, encontrándose evidentemente situado AAB arriba de BS, y las implicaciones que en consecuencia resultan para LAE y ϕ_{LAE} ,
- al obtener el valor máximo posible en la diferencia $A_{max}-A_{min}$,
- con $\phi_{LAB,S} = \phi_{LAB,I}$ y los más cercanas posibles a 0° ,
- al ser ϕ_{Amax} y ϕ_{Amin} tan cercanos como sea posible a 0° .

Con base en las sugerencias anteriores sobre cámbere y amplitud, se sugiere que LAB sea tan grande como sea posible, situando AAE arriba de la posición media de ASB en su trayectoria circular.

C) ÁNGULO CÁSTER.

Para el cálculo del ángulo cáster se sugiere efectuar un análisis de la dirección de las fuerzas tomando la velocidad de crucero del automóvil durante la carrera de resistencia (que es la que produciría mayor daño en el automóvil) y tomando diferentes radios de piedras, pero con un mayor énfasis hacia el radio de piedra que, de acuerdo a la experiencia, se sabe como el más frecuente.

A través de la observación de la ecuación (1), podremos observar que tomado el $\lim_{\bar{F} \rightarrow 0} \bar{F}$ cuando $r_n \rightarrow 0$, $\bar{F}_{prom} \rightarrow 0$; de lo cual podemos concluir que la llanta deberá ser del tamaño mayor posible, sin perder de vista el compromiso con el peso, al seleccionarla demasiado grande.

D) CONFORT.

- La selección de los resortes que será efectuada en el proceso de diseño, deberá dirigirse a ocasionar frecuencias principales de vibración del automóvil dentro del intervalo de 75 a 50 ciclos/minuto.
- Para que la frecuencia de vibración del auto permanezca constante, se requiere que la rigidez de los resortes varíe continuamente; debido a lo anterior, deberán seleccionarse resortes comerciales que cumplan con tal característica.
- Conforme a la amplitud requerida para el movimiento, deberá existir un compromiso entre la rigidez de los resortes (tendiente a que éstos no se compriman más de 1/3 cuando el auto se encuentre en reposo, de acuerdo con las recomendaciones generales) y la máxima carrera posible, que será obtenida a través de la selección de amortiguadores comerciales que cumplan con tales características. Es muy difícil encontrar con amortiguadores que cumplan con ambas características, sin embargo, se hará la selección que contribuya al mejor desempeño.
- Con el objeto de aumentar la flexibilidad de la suspensión y su amortiguamiento, deberán seleccionarse neumáticos de baja presión y gran flexibilidad.
- De la relación (4) podrá observarse que si se requiere reducir la velocidad vertical de la masa suspendida, es preciso reducir la relación m/M , lo cual es más fácil de conseguir cuanto más pesado sea el vehículo, sin embargo nuestro tipo de carrera

requiere del peso vehicular mínimo posible; de esta forma, será criterio de diseño el utilizar elementos suspendidos del menor peso posible, manifestándose así la necesidad del compromiso entre peso y rigidez de la suspensión.

- La experiencia demuestra en el tipo de vehículos a que nos dirigimos, que los efectos de las oscilaciones transversales son de menor importancia para el confort y el desempeño del vehículo; de hecho, podrá despreciarse la fuerza transversal del viento aplicada al metacentro debido a la forma tubular del automóvil, así como las fuerzas de inercia y frenado debido a que el camino es tan irregular, que sus efectos son despreciables con respecto a las irregularidades del camino. Sin embargo, las sollicitaciones verticales debidas al firme de la calzada, aunque sean de menor importancia realmente sí son percibidas por el conductor, pero el análisis llegaría a un alto nivel de complejidad considerándolas también, por lo que serán despreciadas.
- Un aspecto a considerar será que al aumentar la distancia entre las ruedas, tanto como la amplitud de las oscilaciones, los efectos de las oscilaciones verticales serán mínimos. Debido a lo anterior, habrá de realizar el diseño del auto con el ancho máximo permisible por las reglas.
- De la relación (5), se ve que la amplitud es, para un obstáculo de altura dada abordado a una velocidad v , directamente proporcional a k , o k_1 , y a λ e inversamente proporcional a m . Para reducir A es pues necesaria la elección de un neumático pesado de rigidez débil asociado a un resorte cuya rigidez no difiera demasiado de la del neumático. sin embargo, sólo puede aumentarse el peso del neumático en tanto que la relación m/M se conserve aceptable desde el punto de vista del confort. De cualquier manera, si se quiere evitar que la rueda pierda el contacto con el suelo, es necesario que la amplitud de las oscilaciones sea inferior a la altura del obstáculo.

CAPITULO IV

DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN

CAPITULO IV. DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN

A) MARCO GENERAL.

La estrategia a seguir para resolver el “problema de la suspensión”, esto es, el diseño de la suspensión, se efectuará de acuerdo al siguiente orden:

- determinación del ángulo cáster óptimo,
- selección de los amortiguadores adecuados,
- dimensionado del mecanismo conforme a criterios cinemáticos,
- diseño mecánico (determinación de la forma física del mecanismo y los elementos que lo componen).

Con el plan esbozado anteriormente, se ha elaborado un diseño de acuerdo al orden que se considera mejor para cumplir los requisitos de diseño establecidos previamente.

B) DIMENSIONADO DEL MECANISMO.

1) Determinación del ángulo cáster.

La determinación del óptimo ángulo cáster se efectuará con base en la ecuación (1).

Las fuerzas que son recibidas en el eje de la rueda se evaluarán considerando una velocidad de crucero v_x de 35 KPH, ya que se ha observado que esta velocidad es la que contribuye a ganar la carrera o bien terminarla dentro de los primeros tres lugares.

El r_{ij} se tomará de 11 in al encontrarse que es el mayor radio posible en las ruedas para el tipo de terreno que nos ocupa, sin incrementar de manera excesiva el peso.

La experiencia demuestra que las piedras son de muy diversos tamaños, sin embargo aquellas que se pueden encontrar con mayor frecuencia poseen una altura entre 15 y 20 cm, sin embargo es posible encontrarlas de alturas de hasta 30 cm. A continuación se presentará una tabla en que se mostrará la magnitud de tales fuerzas y su ángulo de incidencia con respecto a la horizontal, para varios radios de piedra:

r_p [cm]	F_x [N]	F_y [N]	F	ang F [°]
2	5848.8	21860.74	22624.47	75.07
4	7924.76	20944.46	22393.57	69.27
6	9324.7	20122.23	22177.78	65.14
8	10369.92	19379.56	21979.59	61.849
10	11190.26	18704.61	21796.61	59.11
12	11854.48	18088.61	21626.61	56.76
14	12404.09	17523.23	21469.16	54.71
16	12866.31	17002.29	21321.81	52.88
18	13260.05	16520.46	21183.83	51.24
20	13598.94	16073.23	21054.21	49.766

De la tabla anterior se concluye que el ángulo de la suspensión delantera con respecto a la horizontal disminuye progresivamente al aumentar el tamaño de la piedra. Considerando que la mayor parte de las piedras grandes poseen un radio cercano a los 10 cm, el ángulo cáster debería ser de 32°. Éste ángulo es excesivo, ya que no permite comodidad ni un buen aprovechamiento del espacio en la cabina.

Al observar la tabla se notará que para un radio de piedra entre 2 y 10 cm, el ángulo cáster óptimo habrá de variar entre los 15 y 32°. Tras un análisis ergonómico, del que no será tomado en cuenta en esta tesis, se encontró que el ángulo máximo permisible sin perder de manera considerable comodidad y aprovechamiento de espacio es de 22°, éste satisfecerá de manera aceptable los impactos, ya que su desviación con respecto a los 32° es de tan solo 10° y, es claro que el monto de la fuerza de impacto absorbido por la estructura es mínimo comparado con el total, además de que cubre razonablemente los requerimientos para diversos radios de piedra menores de los 10 cm.

2) Selección de los amortiguadores.

a) Consideraciones iniciales.

Mediante una búsqueda francamente exhaustiva se ha encontrado que los amortiguadores disponibles comercialmente para un terreno *off-road* son solamente fabricados por dos firmas, a las que designaremos como A y B. Éstos, poseen el resorte fijado en el mismo conjunto que el amortiguador y se caracterizan por una rigidez variable, debido a la construcción del resorte con espiras no separadas uniformemente.

La firma B fabrica los amortiguadores a un costo 25% superior al de la firma A, y las características técnicas son las siguientes:

FIRMA A:

Designación	Amax [cm]	Carrera [cm]	Rigidez [kg/cm]
A1	40	12.878	18.03 → 34.63
A2	40	12.878	11.60 → 23.21
A3	40	12.878	13.39 → 26.78

FIRMA B:

Designación	Amax [cm]	Carrera [cm]	Rigidez [kg/cm]
B1	44.45	16.256	11.25 → 23.21
B2	44.45	16.256	13.39 → 27.68
B3	44.45	16.256	14.28 → 31.25
B4	44.45	16.256	12.50 → 23.21

b) Análisis de vibraciones a través del uso del modelo matemático.

1) Determinación de los modos principales de vibración del automóvil.

El método matemático para determinar los modos principales de vibración consiste en la solución de las ecuaciones (2), las cuales podrán ser expresadas de la siguiente forma:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{k_1+k_2}{m}x + \frac{k_2L_2-k_1L_1}{m}\theta = 0$$

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{k_1L_1^2+k_2L_2^2}{mk^2}\ddot{\theta} + \frac{k_2L_2-k_1L_1}{m}\theta = 0$$

Sean $x = A \sin(\omega t + \psi)$ y $\theta = B \sin(\omega t + \psi)$. Reemplazando los valores y simplificando se obtiene:

$$\left(\frac{k_1+k_2}{m} - \omega^2 \right) A + \frac{k_2L_2-k_1L_1}{m} B = 0$$

$$\frac{k_2L_2-k_1L_1}{mk^2} A + \left(\frac{k_1L_1^2+k_2L_2^2}{mk^2} - \omega^2 \right) B = 0$$

de tal suerte que las frecuencias principales de vibración vienen dadas por la solución de la ecuación:

$$\left(\frac{k_1 + k_2}{m} - \omega^2 \right) \left(\frac{k_1 L_1^2 + k_2 L_2^2}{mk^2} - \omega^2 \right) - \frac{(k_2 L_2 - k_1 L_1)^2}{m^2 k^2} = 0$$

A continuación presentaremos las soluciones a la ecuación anterior considerando las nueve combinaciones posibles de los amortiguadores designados bajo la letra A, siendo éstos los más económicos posibles. Para tal efecto se tomarán las siguientes suposiciones:

- $m = 180$ kg, que es el valor de la masa amortiguada,
- $L_1 + L_2 = 134.12$ cm, cifra que surge de la una restricción inicial de la estructura, la cual será diseñada para poseer una longitud de 190 cm; y considerando que el diámetro de las ruedas es de 22 in y se desea que éstas queden al ras del automóvil; i.e. 134.12 cm = 190 cm - 22 in,
- se supondrá que el 60% de la masa se encuentra concentrado en la parte posterior del auto y el 40% en la anterior, lo cual lleva a que $L_1 = 80.472$ cm y $L_2 = 53.648$ cm.
- el radio de giro es de 5 pies o 152.4 cm, lo cual corresponde al diseño de la dirección.
- para los valores de k_1 y k_2 se tomó el valor del resorte de cada tipo de amortiguador (su valor promedio) multiplicado por dos, pues se tienen dos amortiguadores tanto en la parte delantera como en la trasera.

Conforme a los datos anteriores se podrá elaborar la siguiente tabla, en ella se considerarán todas las opciones para colocar tanto los amortiguadores más rígidos como los menos rígidos en las partes delanteras y traseras.

Parte delantera	Parte trasera	Frecuencia característica 1 [c/min]	Frecuencia característica 2 [c/min]
A2	A3	84.75	193.41
A2	A1	90.02	208.5
A1	A1	100.422	229.89
A2	A2	81.64	186.9
A3	A3	87.70	200.77
A3	A2	84.129	193.94
A3	A1	93.81	214.86
A1	A2	88.33	212.47
A1	A3	92.63	217.63

De la anterior tabla podrán obtenerse las siguientes conclusiones:

- mientras más bajo sea el valor tanto de k_1 como k_2 se obtendrán las menores frecuencias de oscilación,
- se obtienen los mejores resultados colocando tanto en la parte delantera como en la trasera los resortes más suaves (A2),
- aparentemente la mejor solución sería A2 con A2, sin embargo, antes de tomar una decisión precipitada debemos tomar en cuenta la recomendación general de que el amortiguador deberá comprimirse $1/3$ de su carrera total al encontrarse el auto en reposo.

c) Análisis de vibraciones con base en las recomendaciones empíricas.

A respecto del análisis empírico con base en las recomendaciones ofrecidas por M.Charloteaux, se hará uso de la relación (3).

. Se supondrá que:

- la masa del automóvil es de 230 kg,
- la masa no suspendida es de 60 kg,
- la rigidez a considerar a la ecuación será el promedio de las establecidas en la tabla anterior,
- El impacto recibido por cada amortiguador (resorte) es tal, que se supone que la masa del automóvil está totalmente concentrada en el mismo (180kg).

De esta forma, podremos obtener la siguiente tabla:

Designación	N [c/min] con $m=180\text{kg}$
A1	114.39
A2	93.01
A3	99.90
B1	92.53
B2	101.01
B3	106.35
B4	94.19

De la tabla anterior se podrá observar que tanto los amortiguadores A2, A3, B1, B4 poseen frecuencias características correspondientes a una suspensión designada como "aceptable". El resto deberán ser calificados como los adecuados para una suspensión "mala".

d) Confrontación del método matemático con el experimental y conclusiones.

Considerando la rigidez promedio de cada tipo de resorte y que en cada resorte delantero se tiene una masa de $180 \cdot 0.4 \cdot 0.5$ y en cada resorte trasero $180 \cdot 0.6 \cdot 0.5$, se generará la siguiente tabla, donde se indicará el porcentaje de la carrera (12.878cm) total que es comprimido el amortiguador.

Designación	En parte delantera [% de compresión]	En parte trasera [% de compresión]
A1	10.62	15.92
A2	16.06	24.09
A3	13.92	20.88
B1	16.22	24.34
B2	13.62	20.42
B3	12.28	18.42
B4	16.66	23.88

De esta forma, se podrá observar que ningún valor se acerca al 33%, sin embargo esto es suponiendo que el amortiguador se encuentra en todo momento vertical y recibiendo directa la carga de la rueda. En realidad esto no es así, ya que existe un brazo de palanca, éste es ocasionado por las distancias entre el apoyo del amortiguador sobre el brazo, el cual no es directo (obviamente) en la rueda. Considerando que se puede multiplicar el % de compresión por un valor de 1.6 y observando las frecuencias características; además de considerar el bajo costo de los amortiguadores que han sido designados bajo la letra A, pensamos que la mejor combinación será la de A2 en la parte delantera y A1 en la trasera.

3) Dimensionado de acuerdo a criterios cinemáticos.

a) Suspensión Delantera.

El dimensionado de la suspensión delantera se efectuó con base en los sistemas de ecuaciones que se derivan de las figuras 15, 16 y 17 (ver sistemas 1, 2, 3). Fueron consideradas las conclusiones establecidas en el Capítulo III y se tomaron las sugerencias del Capítulo I.

Inicialmente, se debe decir que la dimensión LP corresponde a la del portamangos de un automóvil comercial; los valores A_{max} y A_{min} corresponden a las de los amortiguadores que anteriormente se han considerado como los más adecuados. Φ_{Amax} y Φ_{Amin} fueron las variables que ocasionaron la búsqueda de soluciones, hasta que se llegó a la óptima, que es la que se presenta.

Para resolver los sistemas de ecuaciones aludidos anteriormente se utilizó un programa en Pascal basado en el método de Newton Rapson expandido. En esta tesis no se emprenderá la búsqueda de la solución óptima, ya que fueron una gran cantidad de corridas de computador variando parámetros hasta hallar tal solución. Los resultados del análisis fueron los siguientes:

Variables de entrada (mm y grados):

BIBS	192.29
LP	220
Amax	400
Amin	271.22
Φ_{Amax}	112.74

Φ_{Amin} 136.43

Variables de salida:

LBS	250.13
LBI	362.50
AABI	291.50
AABS	43.20
$\Phi_{LBS.S}$	17.04°
$\Phi_{LBS.I}$	-37.01°
$\Phi_{LP.S}$	102.94°
$\Phi_{LP.I}$	99.18°
$\Phi_{LBI.S}$	5.72°
$\Phi_{LBI.I}$	-31.64°
Φ_{AABS}	62.76°
Φ_{BIBS}	67.44°

Ver Fig. 23 y 24

Considerando que la distancia entre los ejes de los tubos de la suspensión delantera es de 350 mm, de la Fig. 23 se ve que el ancho del auto a máxima expansión de los amortiguadores es de $2 \cdot 577.57 + 350 \text{ mm} = 1505 \text{ mm}$, que es menor que el ancho máximo permitido por las reglas (1520 mm). En la práctica se observó que los amortiguadores, al encontrarse en auto en reposo, permanecen prácticamente totalmente extendidos, por lo que no se excedió esta norma.

En cuanto a la altura del auto, del plano 5 podrá observarse que la distancia máxima entre soportes en la parte delantera será de 307.30 y considerando que la inclinación del ángulo cáster es de 22°, considerando que el punto donde comienza el doblez del tubo a

22° es justamente donde colocamos el soporte inferior posterior de la suspensión delantera, la altura del auto será obviamente $381.72 - (307.3/2) \cdot \sin 22 = 324.16 \text{ mm}$ cuando el amortiguador se encuentra a su expansión máxima; al comprimirse el amortiguador al máximo la altura del auto se reduce a $147.17 - (307.3/2) \cdot \sin 22 = 89.61 \text{ mm}$. Por lo que el automóvil nunca pegará con una piedra en el suelo, excepto una piedra de más de 90 mm y en el momento en que se encuentra comprimido al máximo el amortiguador (lo cual es sumamente improbable).

La amplitud del movimiento de la rueda es de $381.72 - 147.17 = 234.55 \text{ mm}$ y, considerando que las piedras más grandes (que se encuentran con mayor frecuencia) son de alrededor de 300 mm se consiguió con este dimensionado que jamás exista el despegue respecto al suelo.

La variación en el ángulo cámbler es de $\tan^{-1} 92.5 - 89.20 = 3.3^\circ$, algo prácticamente imperceptible y que no afectará el desempeño tanto como la maniobrabilidad del auto.

b) Suspensión Trasera.

Similámente, en este caso fueron utilizados también el programa de Newton Rapson generalizado. La referencia fue el sistema de ecuaciones no homogéneo que se deriva de la figura 18 (ver sistema 4).

Los valores de las variables de entrada, A_{\max} y A_{\min} resultan de la selección de amortiguadores; LAE fue un dato proporcionado por el diseñador de la estructura como el más adecuado para el dimensionado de la misma; LS se debe al tipo de diseño de brazo

trasero; mientras que φ_{Amax} tanto φ_{Amin} ocasionaron las iteraciones (como en el caso anterior) tratándose que fueran los más cercanas a 90° .

Nótese que se tienen tres conjuntos de soluciones (esto se explica en el subcapítulo siguiente), esto se debe a la selección del soporte variable en tres posiciones: superior, media e inferior (P1, P2 y P3), más dos posiciones intermedias (entre P1 y P2, y entre P2 y P3) de las cuales no se presenta la solución; ésta podrá tomarse como la interpolación de las soluciones que les rodean.

1. Caso P1 (ver Fig. 25).

Variables de entrada

ALE	427.62
LAS	80.07
Ama	400
Aman	271.22
φ_{Ama}	112.73
φ_{Aman}	109.98

Variables de salida:

$\varphi_{LAB.S}$	24.64
$\varphi_{LAB.I}$	-7.13
φ_{LAE}	79.66
LAB	223.1

Además, obsérvese que (considerando que la distancia entre los ejes de los tubos de soporte de la suspensión trasera es de 320mm), el ancho máximo el auto será de $320+2*567.96=1455\text{mm}$ que es menor que el ancho máximo permitido por las reglas.

Las alturas máximas y mínimas del auto (al encontrarse el amortiguador a compresión máxima y mínima, respectivamente) son de 328.79 y 96.88 mm, evitando así los golpes con el suelo de manera satisfactoria.

La amplitud del movimiento es de $328.79-96.88 = 231.91$ mm evitando así el despegue.

En este caso la variación en el ángulo cáster es de $114.64-82.87 = 31.77^\circ$ que es una variación considerablemente grande, sin embargo deberá pensarse que en el caso trasero no se requiere gran exactitud a este respecto, ya que tales ruedas sólo sirven para proporcionar la fuerza de arrastre del auto, y no interfieren en la maniobrabilidad. Además, mediante el uso de ruedas bien redondas (vistas de corte) el desempeño será adecuado.

1. Caso P2 (ver Fig. 26).

Variables de entrada

LAE	393.24
LS	80.07
Amax	400
Amin	271.22
Φ Amax	113.51
Φ Amin	115.01

Variables de salida:

$\phi_{LAB.S}$	16.39
$\phi_{LAB.I}$	-15.71
ϕ_{LAE}	78.75
LAB	223.1

Además, el ancho máximo del auto será de $320+2*569.16=1458\text{mm}$ que es menor que el ancho máximo permitido por las reglas.

Las alturas máximas y mínimas del auto (al encontrarse el amortiguador a compresión máxima y mínima, respectivamente) son de 381.04 y 159.79 mm, evitando así los golpes con el suelo de manera satisfactoria.

La amplitud del movimiento es de $381.04-158.79 = 222.25$ mm evitando así el despegue.

La variación del ángulo cámbber es de $106.39-74.83 = 31.56^\circ$ lo cual es aceptable, considerando lo anotado anteriormente respecto a la variación del caso P1.

1. Caso P3 (ver Fig. 27).

Variables de entrada

LAE	358.97
LS	80.07
Amax	400
Amin	271.22

φA_{max}	113.54
φA_{min}	115.01

Variables de salida:

$\varphi LAB,S$	8.85
$\varphi LAB,I$	-23.62
φLAE	77.66
LAB	223.1

Además, el ancho máximo del auto será de $320+2*568.68= 1457.36\text{mm}$ que es menor que el ancho máximo permitido por las reglas.

Las alturas máximas y mínimas del auto (al encontrarse el amortiguador a compresión máxima y mínima, respectivamente) son de 430.76 y 215.05 mm, evitando así los golpes con el suelo de manera satisfactoria.

La amplitud del movimiento es de $430.76-215.05 = 215.71$ mm evitando así el despegue.

La variación del ángulo cáster es de $98.85-66.38 = 32.47^\circ$ que resulta adecuado.

Todas las dimensiones mostradas hasta ahora, satisfacen completamente los parámetros que se enunciaron en el Capítulo I, con lo que estas dimensiones base se tomarán para emprender el diseño mecánico.

C) DISEÑO MECÁNICO.

Los planos del diseño de la suspensión se muestran en la sección de anexos, comprendiendo los planos 1 a 10, éstos se caracterizan por tres puntos que fueron los parámetros del diseño:

- la sencillez del diseño ,
- la factibilidad de fabricación, utilizando materiales comerciales y métodos populares de manufactura,
- la poca cantidad de piezas diferentes, lo cual facilita en gran manera el ensamble de la suspensión.

Nótese que todos los materiales requeridos son:

- soleras de $\frac{1}{4}$ in de espesor (con un ancho de 2 in, 3.5 y 4.5 in) de acero 1020 CR,
- tornillos y tuercas de $\frac{1}{4}$ in (con longitudes de 1 y 1.5 in)
- tornillos de 12*65 mm
- tornillos de $\frac{1}{2}$ * 3.5 in
- tubo de acero 1010 Cédula 40.

El resto de los materiales corresponden a piezas que no serán conformadas, y que son compradas a distribuidores.

El diseño presentado en los plano 1 a 10 corresponde al de una suspensión de doble brazo en la parte anterior, y un Mc. Pherson en la posterior; éste se efectuó con base en las dimensiones mencionadas anteriormente; en los planos 11 y 12 se muestran los ensambles de la suspensión a la estructura, así como las dimensiones generales de la misma.

El único punto a aclarar es el referente a la posibilidad de variación de altura en la suspensión trasera, este dispositivo ayuda a controlar la altura del auto de acuerdo a las diversas condiciones del terreno de tal manera de que pueda conseguir un desempeño diferente de acuerdo a las necesidades de cada momento. En este diseño se distinguen tres posiciones:

P1 es la posición que se sugiere para la presentación del automóvil, en éste las ruedas podrán encontrarse de manera perfectamente vertical y dar una mejor presentación al auto,

P2 se sugiere para las pruebas de aceleración, frenado y maniobrabilidad; la rueda se encuentra prácticamente vertical durante las mismas e impide el roce con piedras relativamente grandes,

P3 ha sido pensada para la carrera de resistencia, esta posición provee la altura máxima del auto evitando así que la parte inferior del auto roce con cualquier piedra a la vez que no se presenta el despegue.

CAPITULO V
FABRICACIÓN
(OBSERVACIONES
GENERALES)

CAPITULO V

FABRICACIÓN (OBSERVACIONES GENERALES)

Hablar de la fabricación de la suspensión del automóvil de mini-baja que hemos diseñado resulta complicado. En el diseño presentado, tanto como en cualquier diseño, la selección de los procesos de fabricación deberá ser paralela al diseño, debiéndose así tener en mente siempre este punto.

En la presentación de esta tesis, hemos decidido estructurar la presentación de los procesos de fabricación de la forma habitual: discutiremos por separado el caso de la suspensión delantera y posteriormente el de la trasera; en cada uno de los casos se hará referencia a la selección de los procesos de conformado o maquinado, los métodos de unión permanente, así como los diversos mecanismos y herramientas utilizados para la alineación de los elementos. Trataremos de especificar de manera razonable las condiciones para la fabricación así como sus limitaciones y defectos.

A) SUSPENSIÓN DELANTERA.

La fabricación de la suspensión delantera se compone de la manufactura de las siguientes piezas:

- brazo superior (pieza 15),
- brazo inferior (pieza 25),
- soporte superior amortiguador (pieza 18),
- soporte brazo superior (pieza 20),
- soporte brazo inferior (pieza 23),
- masa (pieza 3).
- soldado de los soportes a los tubos de la estructura (unión de las piezas 18 y 20 con la 19, unión de 23 con 22).

Nota: a continuación se describirá la secuencia tecnológica utilizada para la fabricación de la suspensión; cada vez que se mencione la sierra, se hará referencia a una sierra de 12*1*1/8 in, de 16 dientes por pulgada; cuando se mencione piedra de esmeril se hará referencia a una código 100 LWSA 01697-7, de 6*½ con barreno de 1 in.

1) Brazo superior (ver plano 4 como referencia de las dimensiones).

El conformado del brazo superior se efectuará en el siguiente orden:

a) Fabricación de los bujes (2 bujes por brazo).

Material: barra sólida de acero 1020, 1.25 in.

Método de conformado: tomeado.

Herramientas: buril de acero rápido, broca de punto, broca de $\frac{1}{4}$ in, broca de $\frac{1}{2}$ in.

Pasos de fabricación: efectuar corte sobre la barra sólida de 1.25 in, refrentar y desbastar hasta alcanzar las dimensiones indicadas; iniciar el barrenado con la broca de punto y completar el agujero con brocas de $\frac{1}{4}$ y $\frac{1}{2}$ in.

b) Fabricación de los tubos del brazo (4 diferentes tubos por brazo).

Material: tubo de acero 1010 de 1 in, cédula 40.

Método de conformado: sierra mecánica, esmerilado.

Herramientas: sierra, piedra esmeril.

Pasos de fabricación: efectuar los cortes a los tubos, dejando un excedente en cada extremo de 2cm, tomando como base las dimensiones indicadas en el plano; efectuar los cortes a ángulos apropiados (los cortes a ángulos apropiados aumentan al máximo el área de contacto para la posterior soldadura); dar un acabado circular a los tubos en contacto con los bujes a través del esmeril, aumentando al máximo el área de contacto para la posterior soldadura.

c) Conformado de la placa de soporte de las rótulas (una placa por brazo).

Material: solera de acero 1020 CR $\frac{1}{4}$ * 4.5 in.

Método de conformado: sierra mecánica, torneado, taladrado, doblado.

Herramientas: sierra, buril de acero rápido, broca de $\frac{1}{4}$ in, dado de $\frac{1}{2}$ in, piedra de esmeril.

Pasos de fabricación: efectuar corte sobre la solera, dando un margen de 1 cm en cada extremo, de acuerdo a las medidas establecidas en el plano; realizar el barrenado en el tomo a través del uso del shock de cuatro mordazas; efectuar los agujeros para la rótula superior

tomándola como molde; efectuar el doblado al ángulo indicado mediante una dobladora hidráulica.

d) Soldado de los tubos, entre ellos, formado una "A" (una "A" por brazo).

Material: tomar los tubos conformados en b).

Método de conformado: soldadura eléctrica.

Herramientas: electrodo 6018.

Pasos de fabricación: efectuar cordones cerrados con el electrodo 6018 a 125 a. De acuerdo al molde representado en la fig. 28: primero puntear teniendo los tubos en el molde, luego separar la "A" resultante y efectuar los cordones fuera del molde.

e) Soldado de la "A" con los bujes alineados apropiadamente.

Material: tomar la "A" conformada en d).

Método de conformado: soldadura eléctrica.

Herramientas: electrodo 6018.

Pasos de fabricación: efectuar cordones cerrados con el electrodo 6018 a 125 A. Efectuar el alineamiento de los bujes de manera exacta, con el auxilio de una barra guía para tal efecto (ver figura 29).

f) Soldado de la "A" con la placa de soporte de las rótulas.

Material: tomar la "A" conformada en e) y la placa conformada en c).

Método de conformado: soldadura eléctrica.

Herramientas: electrodo 6018.

Pasos de fabricación: efectuar el cordón sin interrupción, excepto en los vértices de la placa mostrados sin soldadura en el plano.

2) Brazo inferior (ver plano 3 como referencia de las dimensiones).

En éste caso, el orden será el siguiente:

a) Fabricación de los bujes (2 bujes por brazo).

Material: barra sólida de acero 1020, 1.25 in.

Método de conformado: tomeado.

Herramientas: buril de acero rápido, broca de punto, broca de ¼ in, broca de ½ in.

Pasos de fabricación: efectuar corte sobre la barra sólida de 1.25 in, refrentar y desbistar hasta alcanzar las dimensiones indicadas; iniciar el barreno con la broca de punto y completar el agujero con brocas de ¼ y ½ in.

b) Fabricación de los tubos del brazo (4 diferentes tubos por brazo).

Material: tubo de acero 1010 de 1 in, cédula 40.

Método de conformado:sierra mecánica, esmerilado.

Herramientas: sierra, piedra esmeril.

Pasos de fabricación: efectuar los cortes a los tubos, dejando un excedente en cada extremo de 2cm, tomando como base las dimensiones indicadas en el plano 2; efectuar los cortes a ángulos apropiados, aumentando al máximo el área de contacto para la posterior soldadura; dar un acabado circular a los tubos en contacto con los bujes a través del esmeril, aumentando al máximo el area de contacto para la posterior soldadura.

c) Conformado de la placa de soporte de las rótulas (una placa por brazo).

Material: solera de acero 1020 CR ¼ * 4.5 in.

Método de conformado: sierra mecánica, tomeado, taladrado, doblado.

Herramientas: sierra, buril de acero rápido, broca de ¼ in, dado de ½ in, piedra de esmeril.

Pasos de fabricación: tomar como referencia las medidas del plano y efectuar corte sobre la solera, dando un margen de 1 cm en cada extremo; realizar el barreno en el torno a través del uso del shock de cuatro mordazas; efectuar los agujeros para la rótula superior tomándola como molde; efectuar el doblado al ángulo indicado mediante una dobladora hidráulica.

d) Conformado del soporte inferior del amortiguador (un soporte por brazo).

Material: solera de acero 1020 CR, ¼"2 in.

Método de conformado: corte por sierra mecánica, taladrado, esmerilado.

Herramientas: sierra, broca de centros, broca de ¼ in y 12 mm, piedra de esmeril.

Pasos de fabricación: efectuar corte sobre la solera a dimensiones apropiadas, tomando siempre como referencia el plano; efectuar agujero de 12mm con taladro, iniciando con broca de puntos y broca de ¼ in; dar perfil adecuado a la soldera mediante el esmeril.

e) Soldado de los tubos, entre ellos, formado una "A" (una "A" por brazo).

Material: tomar los tubos conformados en b).

Método de conformado: soldadura eléctrica.

Herramientas: electrodo 6018.

Pasos de fabricación: efectuar cordones cerrados con el electrodo 6018 a 125 a. De acuerdo al molde representado en la fig. 31: primero puntear teniendo los tubos en el molde, luego separar la "A" resultante y efectuar los cordones fuera del molde.

f) Soldado del soporte inferior del amortiguador con la placa de soporte de las rótulas.

Material: placa de soporte de rótulas obtenida en c) y soporte inferior del amortiguador obtenido en d).

Método de conformado: soldadura eléctrica.

Herramientas: electrodo 6018.

Pasos de fabricación: efectuar cordones de la forma indicada en el plano, auxiliándose para la alineación de las orejas de un buje de aluminio como el mostrado en la fig. 31.

g) Soldado de la "A" con los bujes alineados apropiadamente.

Material: tomar la "A" conformada en e).

Método de conformado: soldadura eléctrica.

Herramientas: electrodo 6018.

Pasos de fabricación: efectuar cordones cerrados con el electrodo 6018 a 125 A. Efectuar el alineamiento de los bujes de manera exacta, con el auxilio de una barra guía para tal efecto (ver fig. 29)..

h) Soldado de la "A" con la placa de soporte de las rótulas.

Material: tomar la "A" conformada en e).

Método de conformado: soldadura eléctrica.

Herramientas: electrodo 6018.

Pasos de fabricación: efectuar el cordón sin interrupción, excepto en los vértices de la placa mostrados sin soldadura en el plano.

3) Soporte superior amortiguador, soporte brazo superior, soporte brazo inferior (ver plano 5 como referencia a las dimensiones).

Presentaremos en conjunto el conformado de los tres tipos de soportes citados debido a que éstos solo varían en sus dimensiones, siendo fabricados exactamente de la misma forma de acuerdo al siguiente orden:

a) Corte de placas:

Material: solera de $\frac{1}{4} \times 2$ in. Material.

Método de conformado: sierra eléctrica.

Herramientas: sierra.

Pasos de fabricación: efectuar el corte, dando un margen por cada lado del soporte de $\frac{1}{2}$ cm, tomar como referencia las medidas del plano.

b) Taladrado con broca de 1 in para obtener el perfil del tubo.

Material: placas obtenidas en a).

Método de conformado: taladrado.

Herramientas: broca de punto, brocas de $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$, 1 in.

Pasos de fabricación: efectuar el centrado y realizar perforaciones en el orden indicado por la broca de punto, posteriormente brocas de $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$, 1 in.

c) Taladrado hasta obtener un barrenado adecuado para el diámetro del perno del soporte (ver piezas 17, 21 y 24, plano 1, para observar los diámetros de los pernos).

Material: placas obtenidas en b).

Método de conformado: taladrado.

Herramientas: broca de punto, brocas de $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, 12 mm.

Pasos de fabricación: efectuar el centrado y realizar perforaciones comenzando por la broca de puntos y posteriormente brocas de $\frac{1}{4}$ para finalizar con broca de 12 mm o bien de $\frac{1}{2}$ in de acuerdo al caso (piezas 20 y 23 con $\frac{1}{2}$ in, pieza 18 con 12 mm).

d) Conformado de un perfil circular en el soporte.

Material: placas obtenidas en c).

Método de conformado: esmerilado.

Herramientas: piedra de esmeril.

Pasos de fabricación: efectuar el perfil tratándolo de adecuar a la forma indicada en el plano.

4) Masa.

A la masa (que es una pieza que deberá ser adaptada de un automóvil comercial) se le efectuará una modificación: se adecuará su forma de tal manera que acople adecuadamente con el tipo de rin que se utilizará (que es diferente del rin del automóvil comercial para el que fue diseñada la masa). Tal adaptación se realizará a través de la siguiente operación:

a) Taladrado de los bujes para los tornillos de unión con el rin.

Material: pieza 3.

Método de conformado: taladrado.

Herramientas: broca de punto, broca de ¼ y ½ in.

Pasos de fabricación: copiar la distribución de los agujeros de acuerdo a la forma establecida por el rin, tomándolo como molde.

5) Soldado de los soportes a los tubos de la estructura.

Material: todos los soportes obtenidos en el inciso 3).

Metodo de conformado: soldadura eléctrica.

Herramientas: electrodo 6018.

Pasos de fabricación: efectuar cordones de acuerdo a la forma descrita en el plano 5.

B) SUSPENSIÓN TRASERA.

La fabricación de la suspensión trasera se compone de la manufactura de las siguientes piezas:

- brazo suspensión trasera (pieza 4),
- soporte variable amortiguador (pieza 21),
- placa de soporte variable (pieza 15),
- soporte brazo trasero (pieza 2),
- tubo de retenes (pieza 10),
- soldadura de los soportes a los tubos de la estructura.

Obsérvese que piezas tales como la flecha motriz (5), cuña de acoplamiento (15), el acoplamiento (12) serán fabricadas por el encargado de la transmisión, ya que son elementos utilizados para transmitir potencia; mientras que el resto de las piezas son de compra.

1) Brazo suspensión trasera (ver plano 7 como referencia a las dimensiones).

Nota preliminar: obsérvese la fig. 32 para tener una idea más clara de la forma de ensamble del brazo.

Su conformado es complicado, consta de varias piezas a fabricar y unir de acuerdo al siguiente orden:

a) Fabricación de los bujes (2 bujes por brazo).

Material: barra sólida de acero 1020, 1.25 in.

Método de conformado: torneado.

Herramientas: buril de acero rápido, broca de punto, broca de $\frac{1}{4}$ in, broca de $\frac{1}{2}$ in.

Pasos de fabricación: efectuar corte sobre la barra sólida de 1.25 in, refrentar y desbastar hasta alcanzar las dimensiones indicadas; iniciar el barreno con la broca de punto y completar el agujero con brocas de $\frac{1}{4}$ y $\frac{1}{2}$ in.

b) Fabricación de los tubos del brazo (4 diferentes tubos por brazo).

Material: tubo de acero 1010 de 1 in, cédula 40.

Método de conformado: corte por sierra mecánica, fresado.

Herramientas: sierra, fresa vertical de 40 mm.

Pasos de fabricación: efectuar cortes sobre el tubo a dimensiones apropiadas indicadas por el plano, deberá darse un margen de 5 cm por cada extremo del tubo; fresar los tubos para conseguir el "perfil inclinado que se nota en la vista posterior del mismo, a un ángulo de $15.53^\circ/2$ o bien $8.24^\circ/2$ de acuerdo al caso.

c) Fabricación de la placa de soporte de la caja de baleros (una placa por brazo).

Material: solera de acero 1020 CR de $\frac{1}{4} \times 3\frac{1}{2}$ in.

Método de conformado: sierra mecánica, fresado, torneado, esmerilado.

Herramientas: sierra, fresa vertical de 40 mm, buril de acero rápido, piedra de esmeril.

Pasos de fabricación: efectuar cortes en la solera de acuerdo a las dimensiones mostradas en el plano, dar un margen para cada lado del rectángulo de 1.5 cm; conseguir la disposición perfectamente rectangular a través del fresado de los lados de la placa (i.e. ángulos a 90°); torear la placa centrándola de la manera más precisa posible con el shock de cuatro mordazas y efectuar el agujero con el buril hasta la medida indicada de 62 mm; matar los filos con el esmeril.

d) Fabricación de la caja de baleros (una caja por brazo).

Material: barra hueca de 65*35mm, acero 1020.

Método de conformado: sierra mecánica, torneado.

Herramientas: sierra, buril de acero rápido, barra de interiores (con buril de carburo de tungsteno).

Pasos de fabricación: efectuar el corte de la barra dejando 1 cm de margen por cada lado de la caja; refrentar y desbastar con el tomo hasta las medidas indicadas en el plano (en el caso de el agujero, utilizar la barra de interiores con el buril de carburo de tungsteno, dejando un diámetro de 3mm menor, para dar el acabado posteriormente).

e) Soldado de la placa de soporte de la caja de baleros con la caja de baleros, obteniendo el conjunto caja de baleros (un conjunto caja de baleros por brazo).

Material: placa obtenida en c) y caja obtenida en d).

Método de conformado: soldadura eléctrica.

Herramientas: electrodo 6018.

Pasos de fabricación: efectuar cordones perfectamente circulares como se muestra en el plano en los cortes A-A y B-B, efectuar la soldadura a 125 A.

f) Fabricación de los cajones que alojan las tasas de los baleros en la caja de baleros (dos cajones por caja de baleros).

Material: conjunto caja de baleros obtenido en e).

Método de conformado: torneado.

Herramientas: barra de interiores, buril de carburo de tungsteno.

Pasos de fabricación: efectuar el montaje en el shock, dando un especial énfasis al centrado; efectuar los barrenos bajo las tolerancias indicadas con la barra de interiores y el buril de carburo de tungsteno.

g) Fabricación del soporte inferior del amortiguador (un soporte por brazo).

Material: solera de acero 1020 CR, ¼"2 in.

Método de conformado: corte por sierra mecánica, taladrado, esmerilado.

Herramientas: sierra, broca de centros, broca de ¼ in y 12 mm, piedra de esmeril.

Pasos de fabricación: efectuar corte sobre la solera a dimensiones apropiadas, tomando siempre como referencia el plano; efectuar agujero de 12mm con taladro, iniciando con broca de puntos y broca de ¼ in; dar perfil adecuado a la solera mediante el esmeril.

h) Conformado de la placa que une el soporte del amortiguador con el brazo (una placa por brazo).

Material: solera de acero 1020 CR, ¼*2 in.

Método de conformado: sierra mecánica, esmerilado.

Herramientas: sierra, piedra de esmeril.

Pasos de fabricación: efectuar corte en la materia prima, de manera cercana a las dimensiones; esmerilar para obtener el perfil.

i) Soldado de los tubos entre ellos, formando una "V aguda" (dos "V aguda" por brazo).

Material: tubos obtenidos en b) tomados en pares.

Método de conformado: soldadura eléctrica.

Herramientas: electrodo 6018

Pasos de fabricación: utilizar moldes apropiados para los dos tipos de "v agudas" (ver fig. 33) y efectuar el soldado; los tubos pueden colocarse por pares en los moldes y ser solamente punteados, posteriormente (fuera del molde) podrán efectuarse los cordones de manera completa.

j) Punteado de las "V agudas" con el conjunto caja de baleros, formando una "V obtusa" (una "V obtusa" por brazo)

Material: "V agudas" obtenidas en i), el conjunto caja de baleros de f).

Método de conformado: soldadura eléctrica.

Herramientas: electrodo 6018

Pasos de fabricación: puntear la "V obtusa" con ayuda del molde mostrado en la Fig. 34; esto le dará suficiente rigidez como para ser manejada como una sola pieza, pero podrá ser deformada plásticamente para ser colocada en un aditamento que permita perfecta perpendicularidad entre el eje de los bujes y el eje de la caja de baleros.

- k) Soldado de la "V obtusa" con los bujes apropiadamente alineados.

Material: la "V obtusa" punteada obtenida en j).

Método de conformado: soldadura eléctrica.

Herramientas: electrodo 6018.

Pasos de fabricación: alinear apropiadamente la caja de baleros y las "V agudas" en orden a obtener la mayor perpendicularidad posible con el auxilio del curioso aditamento mostrado en la Fig. 35.

- 2) Soporte variable amortiguador (ver plano B como referencia de las dimensiones).

- a) Corte de placas. (tres placas por soporte).

Material: solera de $\frac{1}{4} \times 2$ in

Método de conformado: sierra eléctrica.

Herramientas: sierra.

Pasos de fabricación: efectuar cortes de las placas, dejándose un excedente en la longitud del corte de 5 mm.

- b) Barrenado de la placa rectangular para los tornillos del soporte variable (cuatro barrenos por placa).

Material: placa de mayor longitud obtenida en a).

Método de conformado: taladrado.

Herramientas: broca de punto, broca de $\frac{1}{4}$ in.

Pasos de fabricación: efectuar el centrado de los barrenos y efectuar un barreno inicial con la broca de punto; efectuar el agujero con la broca de ¼ in.

c) Conformado de las placas de soporte y barrenado hasta alcanzar la dimensión del perno de soporte del amortiguador (pieza 22).

Material: el par de placas de menor longitud obtenidas en a).

Método de conformado: taladrado.

Herramientas: broca de punto, broca de ¼ in y de 12 mm.

Pasos de fabricación: efectuar el centrado y barrenar inicialmente con la broca de punto; proceder a efectuar agujeros a ¼ in y 12 mm, en ellos tomar las placas por pares, una sobre la otra.

d) Soldado de las tres placas conformadas.

Material: placas conformadas obtenidas en b) y c).

Método de conformado: soldadura eléctrica.

Herramientas: electrodo 6018.

Pasos de fabricación: alinear perfectamente las dos placas menores a través de un buje auxiliar de aluminio y un perno de 12 mm (ver fig. 32) y realizar la soldadura de acuerdo a la longitud de los cordones especificadas en el plano.

3) Placa de soporte variable (ver plano 9 como referencia de las dimensiones).

Se trata de una pieza simple a fabricar de acuerdo al siguiente orden:

a) Corte de una sección rectangular (una sección rectangular por placa de soporte variable).

Material: solera de ¼ * 3.5 in.

Método de conformado: sierra eléctrica.

Herramientas: sierra.

Pasos de fabricación: cortes longitudinales en la solera excediendo la dimensión indicada por 15mm.

- b) Barrenado de los agujeros para las diversas posiciones (14 agujeros por placa).

Material: placa obtenida en a).

Método de conformado: taladrado.

Herramientas: broca de $\frac{1}{4}$ in.

Pasos de fabricación: primeramente, realizar las perforaciones para las posiciones p1, p2, p3 tomando como molde el soporte variable del amortiguador (inciso 2) anterior); procédase posteriormente a efectuar los agujeros para las posiciones intermedias entre p1 y p2, y entre p2 y p3 centrando adecuadamente.

- 4) Soporte de brazo trasero.

- a) Corte de placas:

Material: solera de $\frac{1}{4}$ * 2 in.

Método de conformado: sierra eléctrica.

Herramientas: sierra.

Pasos de fabricación: efectuar el corte, dando un margen por cada lado del soporte de $\frac{1}{2}$ cm.

- b) Taladrado con broca de 1 in para obtener el perfil del tubo.

Material: placas obtenidas en a).

Método de conformado: taladrado.

Herramientas: broca de punto, brocas de $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$, 1 in.

Pasos de fabricación: efectuar el centrado y realizar perforaciones en el orden indicado por la broca de punto, posteriormente brocas de $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$, 1 in.

c) Taladrado hasta obtener un barreno adecuado para el diámetro del perno ($\frac{1}{2}$ in).

Material: placas obtenidas en b).

Método de conformado: taladrado.

Herramientas: broca de punto, brocas de $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$

Pasos de fabricación: efectuar el centrado y realizar perforaciones comenzando por la broca de puntos y posteriormente brocas de $\frac{1}{4}$ para finalizar con broca de $\frac{1}{2}$ in. Tomar las placas por pares para lograr una mejor alineación de los agujeros.

d) Conformado de un perfil circular en el soporte.

Material: placas obtenidas en c).

Método de conformado: esmerilado.

Herramientas: piedra de esmeril.

Pasos de fabricación: efectuar el perfil tratándolo de adecuar a la forma indicada en el plano.

5) Tubo de retenes (ver plano 10 como referencia de las dimensiones).

a) Corte de cilindros.

Material: barra de acero 1020 de $1\frac{1}{4} \times \frac{3}{4}$ in.

Método de conformado: sierra eléctrica.

Herramientas: sierra.

Pasos de fabricación: corte de acuerdo a las dimensiones mostradas en el plano pero dejando un margen de 8 mm por lado.

b) Maquinado de los cilindros.

Material: cilindros obtenidos en a).

Método de conformado: tomeado.

Herramientas: buril de carburo de tungsteno, barra de interiores con inserto de carburo de tungsteno.

Pasos de fabricación: realizar refrentado hasta la medida exacta de longitud mostrada en el plano, desbastar para obtener el diámetro exterior y obtener la medida establecida por el diámetro interior con la barra de interiores cuidando de las tolerancias y la rugosidad.

5) Soldado de los soportes a los tubos de la estructura.

Material: los soportes obtenidos en el inciso 4).

Método de conformado: soldadura eléctrica.

Herramientas: electrodo 6018.

Pasos de fabricación: efectuar cordones de acuerdo a la forma descrita en el plano 5.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

Respecto al trabajo realizado en la presente tesis, debemos decir que el diseño realizado ha sido fabricado e implantado de manera real en el automóvil que representó a la Universidad Panamericana en la competencia 1994 Mini-Baja West. A respecto de ello elaboraremos nuestras conclusiones, que se basan en la apreciación del comportamiento del automóvil.

1) Comportamiento dinámico.

Se observó que la suspensión cumplió con aquellos parámetros inicialmente considerados como fundamentales:

- pequeña variación en el ángulo cámbler (que implicó buena maniobrabilidad y con continuo contacto de la rueda con el suelo),
- óptima absorción de impactos por efecto de la selección del ángulo cáster,
- pequeña variación en la vía, que permitió una excelente maniobrabilidad,

- contacto continuo de la rueda con el suelo,
- frecuencias de vibración que no provocaron mareos al conductor,
- absorción excelente de impactos del camino.

Con respecto a la absorción de impactos en el camino, debemos decir que durante las cuatro horas de la carrera de resistencia no se presentó ninguna falla mecánica; el automóvil permaneció funcionando constantemente y no existió la ruptura de ningún miembro. Por ende, la suspensión cumplió completamente con su función.

2) Puntuación.

Anteriormente mencionamos que el punto neurálgico se encuentra en la puntuación, que es la que nos lleva a ganar o perder la carrera. En la carrera participaron 64 competidores, situándose nuestro auto dentro de los once mejores a nivel internacional, y obteniendo el segundo lugar dentro de las once universidades competidoras de México. Creemos que la suspensión contribuyó considerablemente a obtener tal resultado, y de esta forma consideramos que se cumplió en gran medida con la meta deseada.

3) Diseño mecánico y evaluación de costos.

Pudimos observar que la suspensión, además de componerse para su fabricación de elementos comerciales y de fácil acceso, de métodos de conformado sencillos y ampliamente difundidos, el costo asociado, tanto a la materia prima como a la manufactura fue muy bajo; consolidándose así nuestro diseño como eficiente y efectivo, tanto en su comportamiento, como en su facilidad de fabricación y ensamble.

ANEXOS Y PLANOS

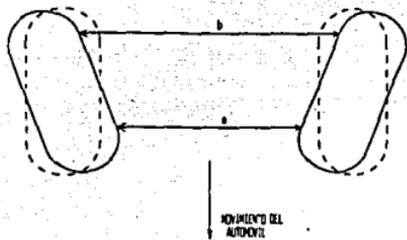


Fig 1 ANGULO DE INCLINACION DE LA BARRA DE CONEXION A O DIVERGENCIA DE LAS RUEDAS

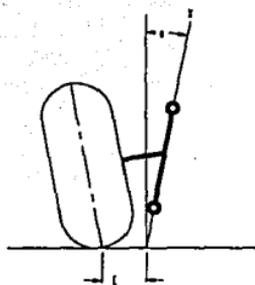


Fig 2 ANGULO DEL EJE DE LA DIRECCION "alpha" Y BALANCE DE LA DIRECCION "beta"

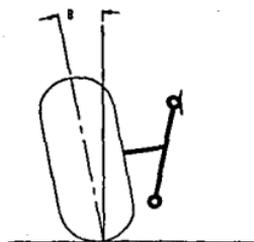


Fig 3 ANGULO CAMBER, ANGULO DEL EJE VERTICALIDAD DE LA RUEDA CON RESPECTO A LA VERTICAL "beta"

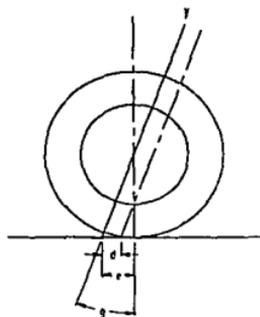


Fig 4 ANGULO CASTER y E.A. DE LA DIRECCION y ANGULO CASTER POSITIVO y BALANCE DE CASTER y CASTER POSITIVO, VARIABLES QUE PERMITEN EL CANTER ADECUADO DEL VEHICULO

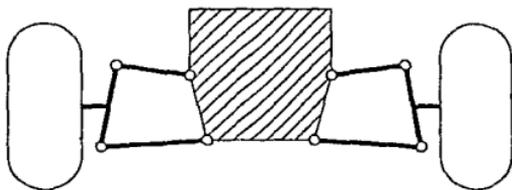


Fig 5 SUSPENSION DE DOBLE BARRA, CONSISTE EN UN MECANISMO DE CUATRO BARRAS UNIDAS A LA ESTRUCTURA DEL AUTOMOVIL

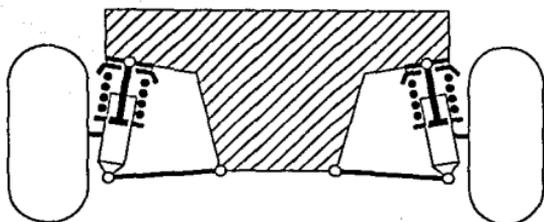


Fig.7 SUSPENSIÓN McPHERSON

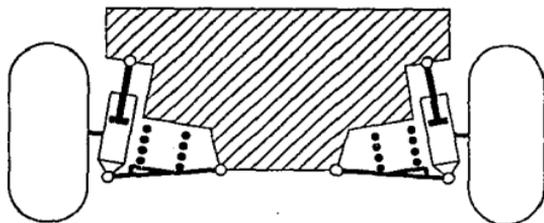


Fig.8 SUSPENSIÓN DE EJE AMORTIGUADO

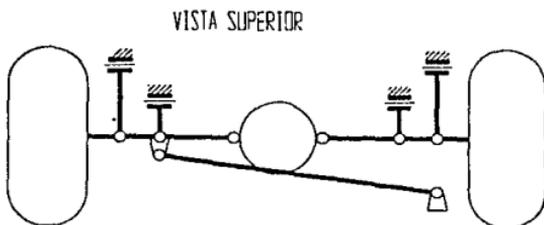
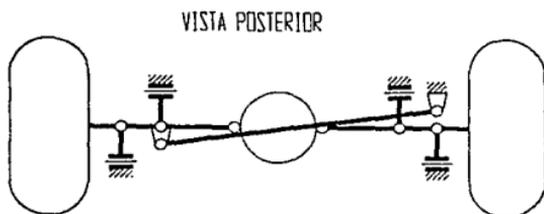


Fig.9 EJE RIGIDO

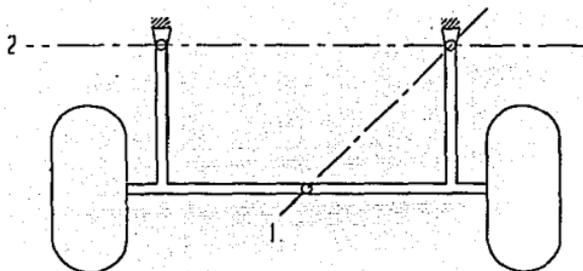


Fig.10

EJE TIPO BARRA
DE TORSION
1 EJE DE ROTACION CON LADO
ALTERNATIVO DE MUELLED
2 EJE DE ROTACION CON EL
MISMO LADO DE RESORTE

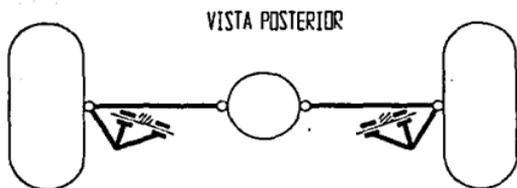


Fig.11

EJE DE BRAZO
TIPO SEMI-REMOLQUE

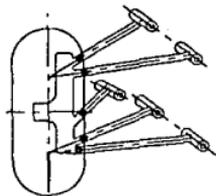
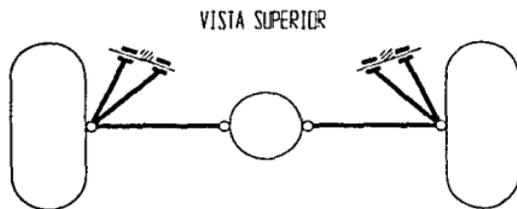


Fig. 12

ENLACE MULTIPLE

MOVIMIENTO DEL AUTOMOVIL

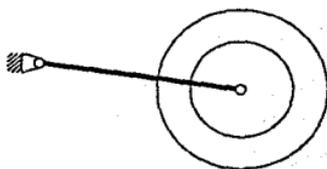


Fig. 13

BRAZO TIPO REMOLQUE

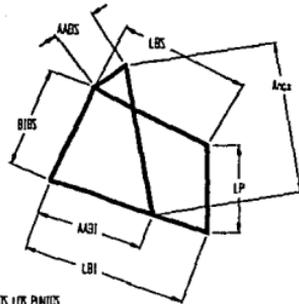
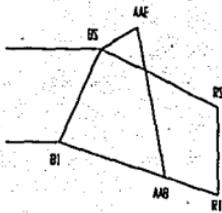


Fig. 14 POSICIONES RELATIVAS DE TODOS LOS PUNTOS ARTEJADOS DEL MECANISMO DE CUATRO BARRAS CON BASE EN LAS LONGITUDES ENTRE LAS UNIDADES

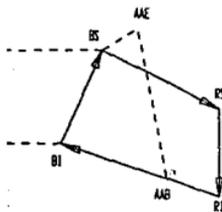


Fig. 15 SUMA VECTORIAL DEL MECANISMO DE CUATRO BARRAS INDICADO CON LA LINEA CONTINUA, CON LINEA PUNTEADA SE REPRESENTA EL INVERTIGADOR Y SU SOPORTE QUE NO FIGURAN EN LA SUMA. EN LA PARTE IZQUIERDA SE MUESTRA LA POSICION INFERIOR DEL MECANISMO, MIENTRAS QUE EN LA DERECHA LA PARTE SUPERIOR DEL MISMO

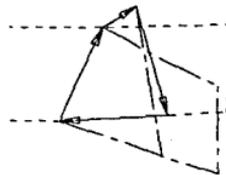
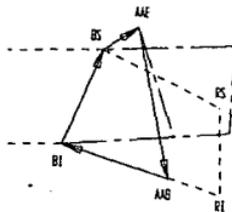


Fig. 16 REPRESENTACION DE LA SUMA VECTORIAL DE LA "MALLA" FORMADA POR LOS SOPORTES Y EL AMORTIGUADOR. LA LINEA PUNTEADA INDICA LOS ELEMENTOS QUE NO FIGURAN EN LA SUMA



Fig. 17 REPRESENTACION DE LA VERDADERA SUMA DE VECTORES CON LA LINEA CONTINUA

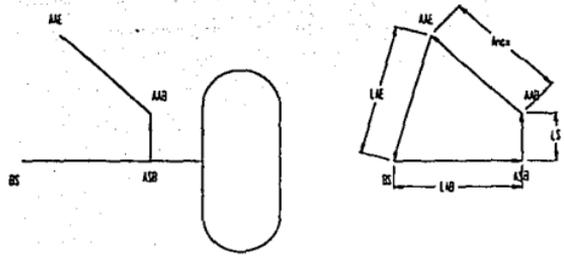


Fig. 18 REPRESENTACION DEL MECANISMO DE LA SUSPENSION HELICERA, MOSTRANDO LOS PUNTO QUE LA COMPONEN Y SUS DISTANCIAS RELATIVAS

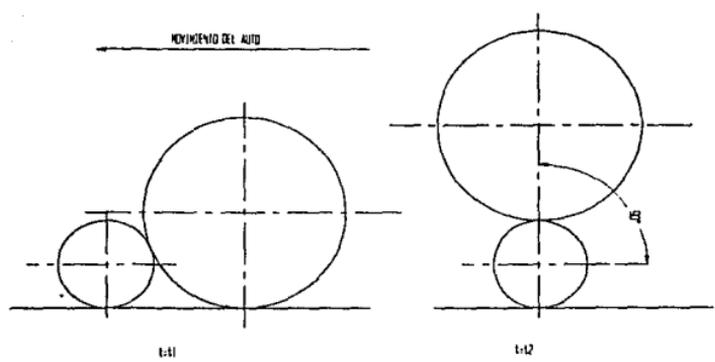


Fig. 19 POSICIONES INFERIOR Y SUPERIOR DE LA RESCA AL ENTRAR EN CONTACTO CON LA PIEDRA

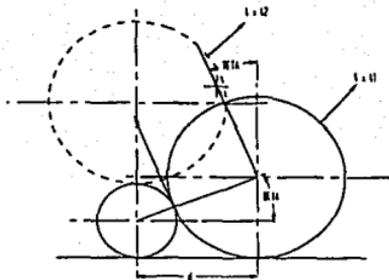


Fig. 20 REPRESENTACION DE LOS ANGULOS INICIAL Y FINAL EN EL IMPACTO DE LA RESA CON UNA PISTON

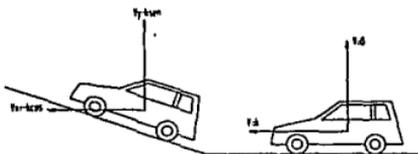


Fig. 21 LA RESA Y EL AUTO, CONSIDERADO COMO CARGA PUNTUAL, SÓLOMENTE CAMBIAN LA DIRECCION DE SU MOVIMIENTO, PERO NO LA ENERGIA CINETICA QUE POSEEN

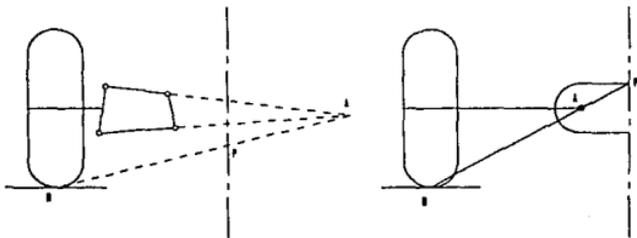


Fig. 22 REPRESENTACION DEL POLO Y DE LAS SUSPENSIONES TRANSCORRIBLES PARA UNA SUSPENSION DE BOLA UNICO Y COLGADERA Y UNA RESERVA (COLGADERA) A NUESTRO DADO EL CENTRO INSTANTANEO DE OSCILACION, O EL PUNTO DE CONTACTO CON EL RESORTE Y P EL POLO DE OSCILACION

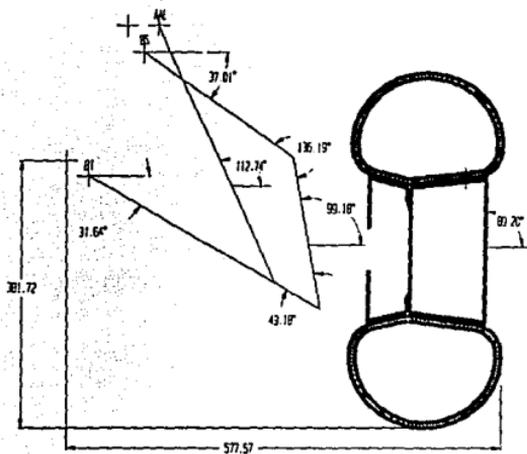


Fig. 23 REPRESENTACION DEL MECANISMO DE CONTROL BARRAS
EN LA POSICION INFERIOR DEL MUDO (MAXIMA EXPANSION DEL AMORTIGUADOR)

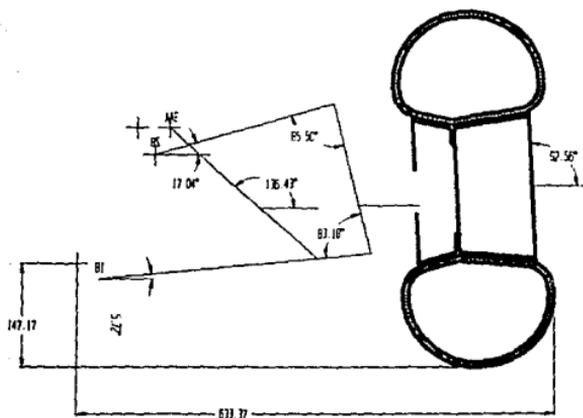


Fig. 24 REPRESENTACION DEL MECANISMO DE CONTROL BARRAS
RESTRICION (A POSICION SUPERIOR DEL MUDO (MAXIMA EXPANSION DEL AMORTIGUADOR))

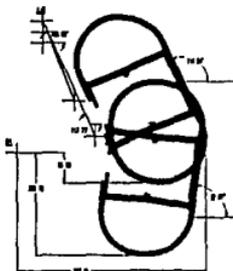


Fig. 25 REPRESENTACION DEL ELEMENTO INTERIO, RESUMIDA LA
 PUNTA SUPERIOR E INFERIOR DE LA CILINDRICA COMPUESTA DE ABERTURAS
 Y BARRAS CONFORME A LOS DISEÑOS Y A SU FORMA E INCLINACION
 DE SU PUNTO MAS ALTO (V) :

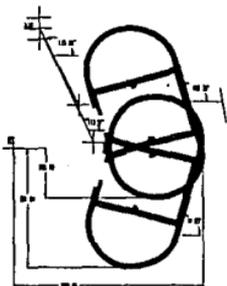


Fig. 26 REPRESENTACION DEL ELEMENTO INTERIO, RESUMIDA LA
 PUNTA SUPERIOR E INFERIOR DE LA CILINDRICA COMPUESTA DE ABERTURAS
 Y BARRAS CONFORME A LOS DISEÑOS Y A SU FORMA E INCLINACION
 DE SU PUNTO MAS ALTO (V) :

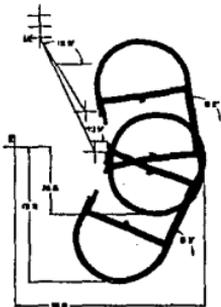


Fig. 27 REPRESENTACION DEL ELEMENTO INTERIO, RESUMIDA LA
 PUNTA SUPERIOR E INFERIOR DE LA CILINDRICA COMPUESTA DE ABERTURAS
 Y BARRAS CONFORME A LOS DISEÑOS Y A SU FORMA E INCLINACION
 DE SU PUNTO MAS ALTO (V) :

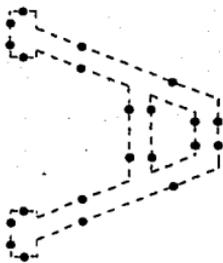


FIG. 28 MOLDE EN FORMA DE "A" CONSISTENTE EN TIRAS CON LAPIZ REPRESENTADAS POR LA LINEA PLATEADA. CLAVOS REPRESENTADOS POR LOS CIRCULOS Y UNA TABLA DE MADERA COMO BASE.

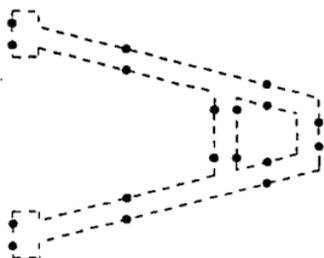


FIG. 30 MOLDE EN FORMA DE "A" CONSISTENTE EN TIRAS CON LAPIZ REPRESENTADAS POR LA LINEA PLATEADA. CLAVOS REPRESENTADOS POR LOS CIRCULOS Y UNA TABLA DE MADERA COMO BASE.

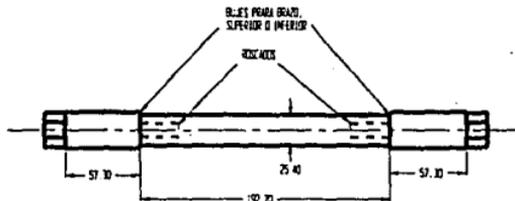


FIG. 29 TUBO DE ALINEACION DE LOS BRUJAS PARA EL SOLDADO

EL TORNILLO ES DE TIPO 1/4"x3/8" SE GRABO A. DE ACERO QUE SE UTILIZO PARA SOPORTE DE LOS BRUJAS EN LA ESTRUCTURA (VER PLANO 1, PIEZAS 21 Y 24) Y ALINEAR PERFECTAMENTE LOS BRUJAS CON LA AYUDA DEL RESACA

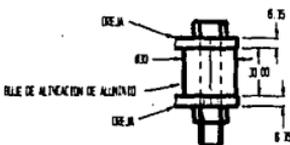


FIG. 31 BOLTE DE ALINEACION PARA SOPORTES DEL AMORTIGUADOR. CONSISTE EN UN BOLTE DE ALUMINIO QUE PERMITE ALINEAR LAS DOS DREJAS A TRAVES DE UN PERNO (TIPALIN) 7/8" Ø EN CONJUNTO CON UNA PLACA DE TIPO 402-1.75. DE T.M. MADERA QUE LAS DOS DREJAS PERFECTAMENTE ALINEADAS PUEDAN SER SOLDADAS A UNA SUPERFICIE PLANA Y CONSERVAR LA ALINEACION DE SUS EJES

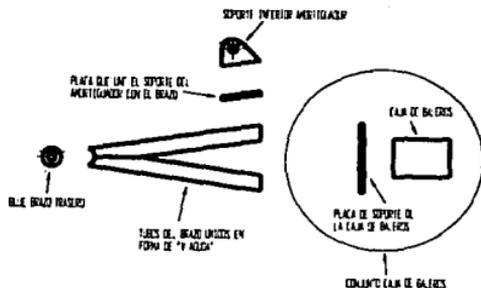


FIG. 32 EXPLOSION DEL BRAZO TRASERO INDICANDO LAS DIFERENTES PARTES QUE CONVIDEN A NUESTRO

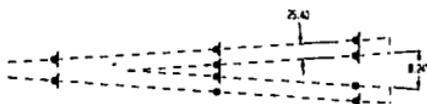
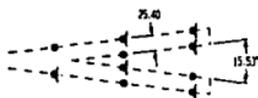


FIG. 33 MOLDES EN FORMA DE "Y" ACUDA UTILIZADOS PARA LA CORRECTA ALINEACION DE LOS TUBOS DEL BRAZO TRASERO. LA LINEA PLANTEADA MUESTRA TRAZOS EN LAPIZ MIENTRAS QUE LOS CIRCULOS CLAVOS, AMBOS SOBRE UNA BASE DE MADERA



FIG. 34 MOLDE EN FORMA DE "Y" ACUDA UTILIZADO PARA LA CORRECTA ALINEACION DE LOS TUBOS DEL BRAZO TRASERO; LA LINEA PLANTEADA MUESTRA TRAZOS EN LAPIZ MIENTRAS QUE LOS CIRCULOS CLAVOS, AMBOS SOBRE UNA BASE DE MADERA

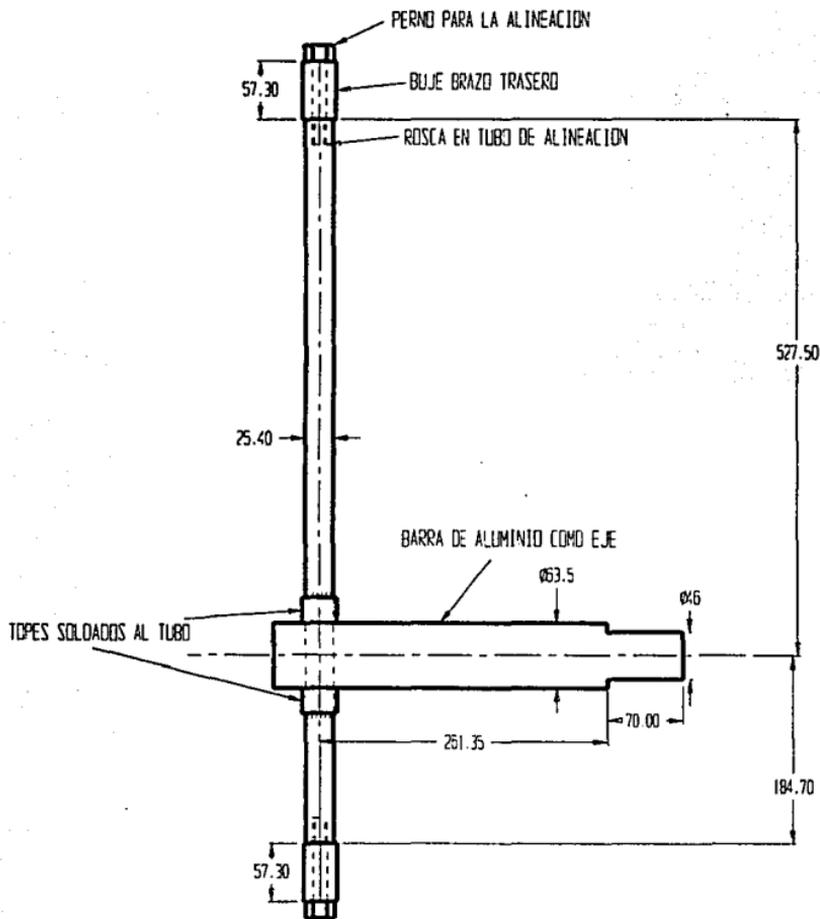
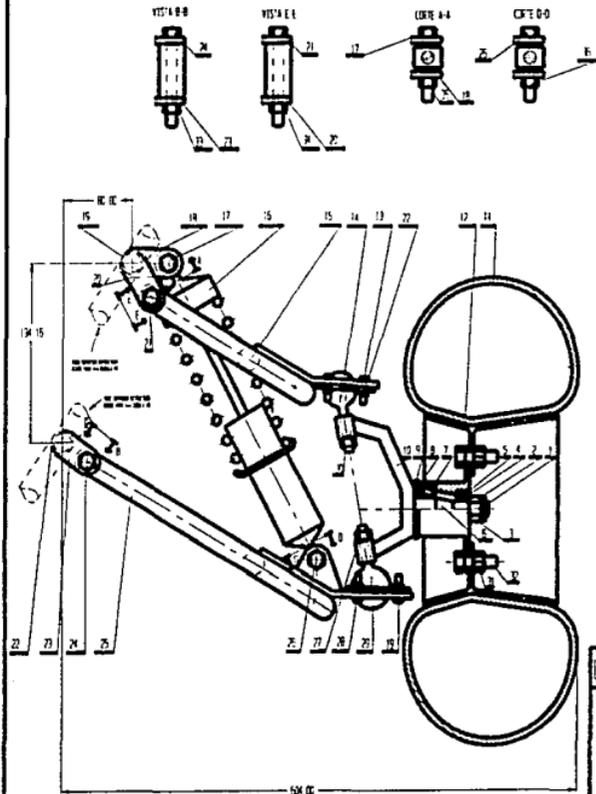


FIG. 35 ADITAMENTO DE ALINEACION QUE, ATRAVES DE UN TUBO DE ALINEACION SIMILAR AL DE LA FIG. 30, PERO CON UNA BARRA DE ALUMINIO INSERTADA PERPENDICULARMENTE AL MISMO, A 90 GRADOS AL HACERLE UN AGUJERO EN LA MISMA, PERMITE UNA EXCELENTE ALINEACION DEL BRAZO TRASERO AL SOLDARLO



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

NOTA LAS PIEZAS 1 A 10 TIENEN UN CAT. NO. 271777 (VER PLANO 21).
 LAS ESPECIFICACIONES DE MATERIALES DEPENDEN DEL FABRICANTE.
 TODOS LOS TORNILLOS Y FLEJAS QUE UNEN LAS PELLAS A SUS
 RESPECTIVOS BRAZOS (ANTERIOR O SUPERIOR) CORRESPONDEN A
 LA NORMA BS 1088 (BES) Y CUENTAN CON LAS MISMAS MEDIDAS.
 LOS MATERIALES DE LAS PIEZAS 14, 27, 29, 30 DEPENDEN DEL
 FABRICANTE.

UNIVERSIDAD PANAMERICANA, ESCUELA DE INGENIERIA



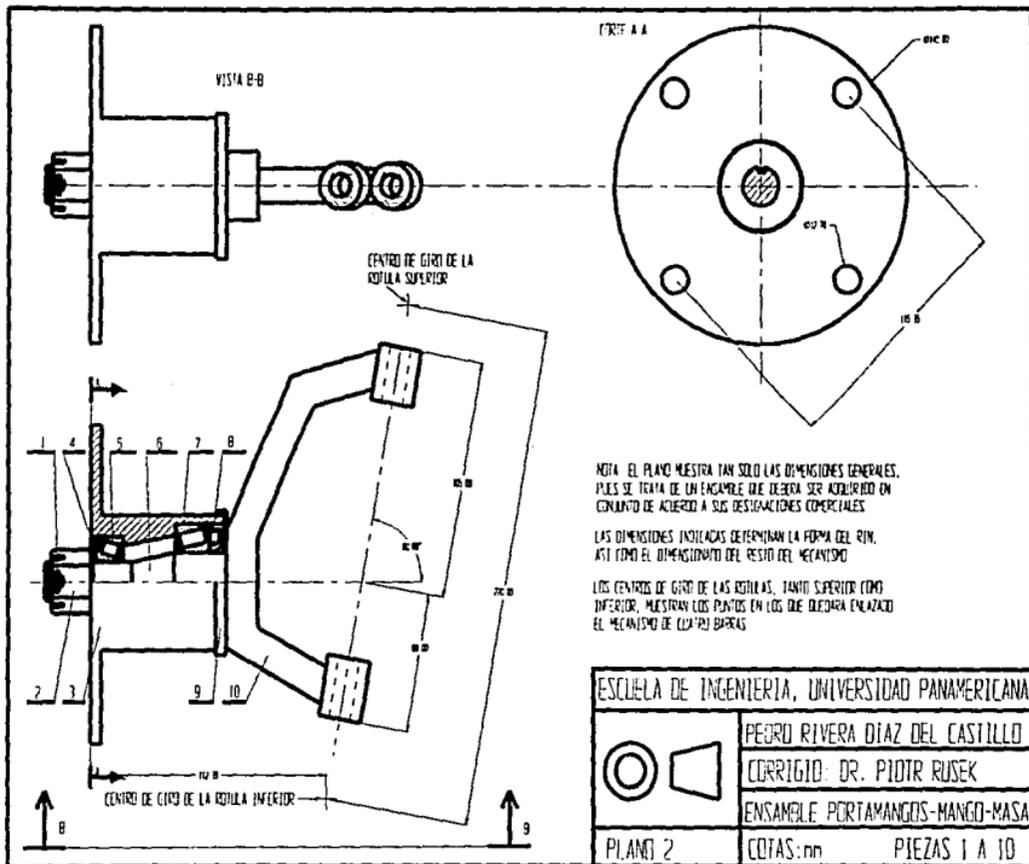
PEDRO RIVERA DIAZ DEL CASTILLO

CORRIGIO: DR. PIOTR RUSEK

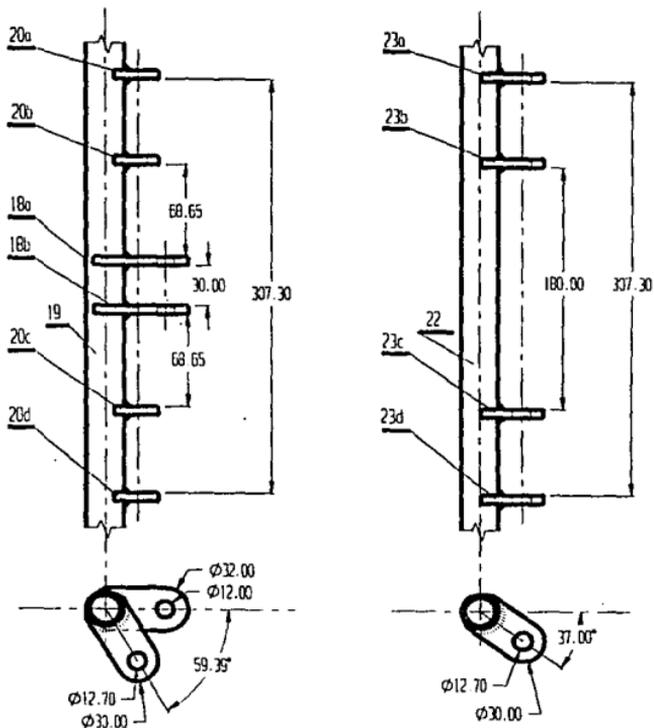
ENSAMBLE SUSPENSION DELANTERA

PLANO 1

COTAS: mm



DETALLE DE LOS SOPORTES DE LA SUSPENSION DELANTERA



TODOS LOS SOPORTES, FABRICADOS CON BASE EN SOLERA DE ACERO
 1020 CR DE 1/4 in DE ESPESOR, SOLDAR CON ELECTRODO 6018 A 125 AMPERES;
 BARRENAR CON TALADRO VERTICAL, NO SE REQUIERE DE ESPECIAL REGISTRO

ESCUELA DE INGENIERIA, UNIVERSIDAD PANAMERICANA



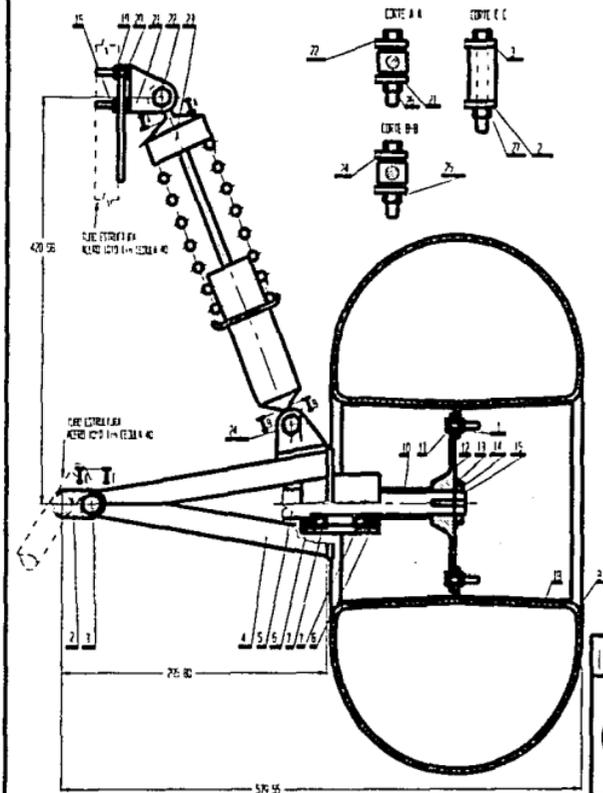
PEDRO RIVERA DIAZ DEL CASTILLO

CORRIGIO: DR. PIOTR RUSEK

SOPORTES SUSPENSION DELANTERA

PLANO 5

COTAS:mn PIEZAS 18,19,20,22,23



24	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
23	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
22	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
21	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
20	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
19	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
18	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
17	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
16	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
15	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
14	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
13	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
12	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
11	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
10	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
9	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
8	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
7	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
6	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
5	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
4	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
3	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
2	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000
1	RODILLO DE BARRA DE CONTROL SUPERIOR	1000000000000000

UNIVERSIDAD PANAMERICANA, ESCUELA DE INGENIERIA



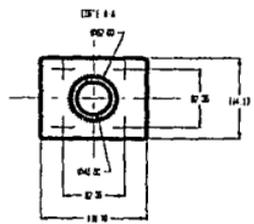
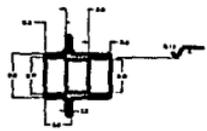
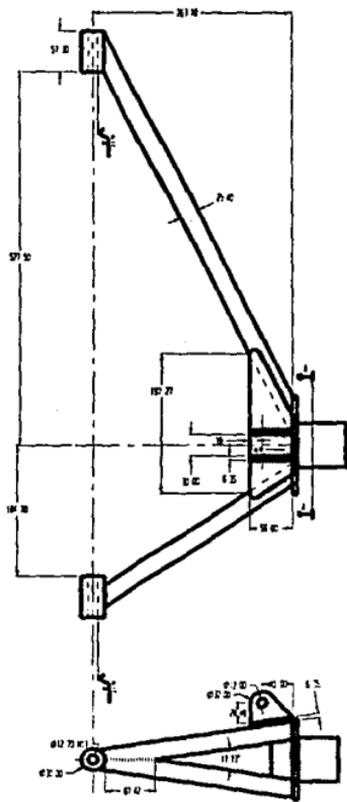
PEDRO RIVERA DIAZ DEL CASTILLO

CORRIGIO: DR. PIOTR RUSEK

ENSAMBLE SUSPENSION TRASERA

PLANO 6

COTAS: mm

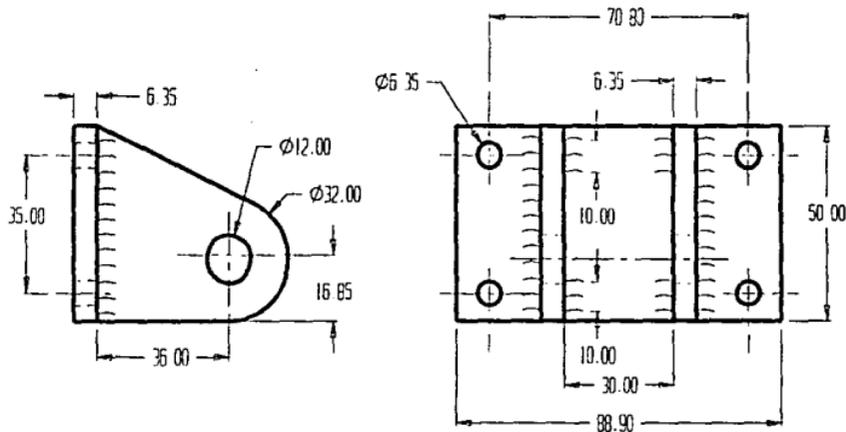


REALIZAR LOS BUELOS CON BARRA S/40X DE ACERO 1020, DE 1.25 m, CONFORMAR LOS BUELOS CON TUBO DE ACERO 1020 Y UN CUELLO AC, CONFORMAR TODOS LOS ELEMENTOS PLANOS CON S/40X DE 1.04 m ACERO 1020 DE PAIS PARA LA TALA DE 94 FRES CON BARRA EN UNA BARRA MESA DE ACERO 1020 DE LAS DIMENSIONES MAS CERCANAS A LAS MEDIDAS PARA LA SOLDADURA, CON UN ELECTRODO DE 1.25 AMPERES, REALIZAR TODOS LOS CORCHONES CON UN ANCHO DE 500

CONSULTAR CAPTULO Y DEL TEXTO DE LA LEY PARA OBSERVAR LA SELECCION DE SOLDAD

UNIVERSIDAD PANAMERICANA
 ESCUELA DE INGENIERIA
 DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA
 CARRERA DE INGENIERIA MECANICA
 BOGOTA, COLOMBIA

ESCUOLA DE INGENIERIA, UNIVERSIDAD PANAMERICANA	
	PEORO RIVERA DIAZ DEL CASTILLO
	CORRIGIDO: DR. PIOTR RUSEK
	BRAZO TRASERO
PLANO 7	COTAS:mm PIEZA 4



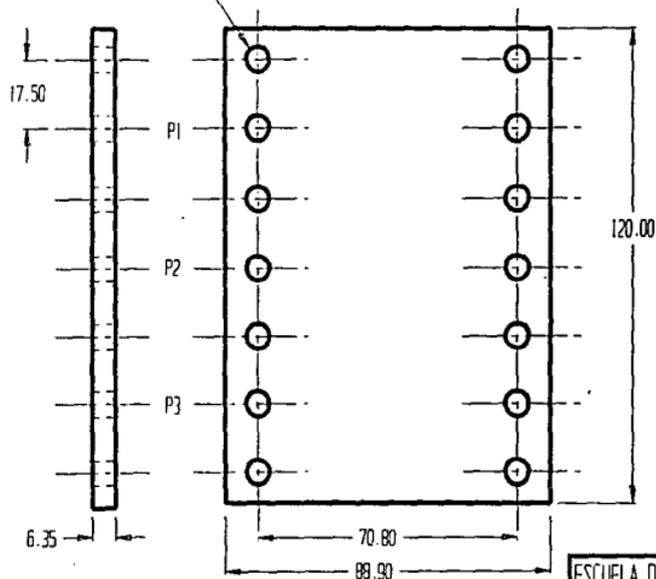
PARA EL CONFORMADO DE LA PIEZA, UTILIZAR SOLERA DE ACERO 1020 CR 1/4*3.5in
Y SOLDAR CON ELECTRODO 6018 A 125 AMPERES

MATAR LOS CUATRO FILDS

BARRENAR LOS AGUJEROS CON TALADRO VERTICAL, NO SE REQUIERE
RUGOSIDAD ESPECIFICA PARA LOS BARRENOS

ESCUELA DE INGENIERIA, UNIVERSIDAD PANAMERICANA	
	PEORO RIVERA DIAZ DEL CASTILLO
	CORRIGIO: DR. PIOTR RUSEK
SOPORTE MOVIL	
PIANO 8	COTAS:mm PIEZA 21

MAQUINAR LOS BUELOS EN CONJUNTOS DE CUATRO, TOMANDO COMO MODELO LA PIEZA 21; NO HAY UN REQUERIMIENTO ESPECIFICO PARA RUGOSIDAD



PLACA CONFORMADA CON BASE EN SOLERA DE
1/4" 3.5in ACERO 1020 CR

MATAR LOS CUATRO FILDS

ESCUELA DE INGENIERIA, UNIVERSIDAD PANAMERICANA



PEDRO RIVERA DIAZ DEL CASTILLO

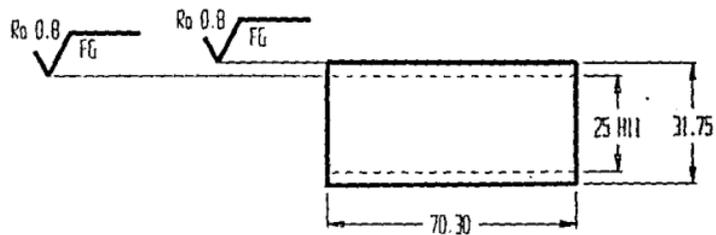
CORRIGIDO: DR. PIOTR RUSEK

PLACA DE SOPORTE VARIABLE

PLANO 9

COTAS: no

PIEZA 16

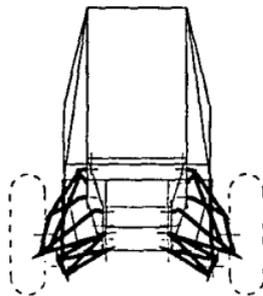
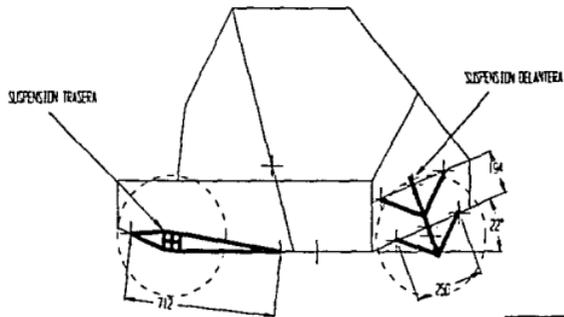
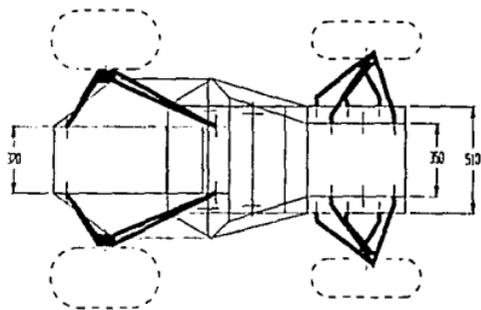


UTILIZAR COMO MATERIA PRIMA BARRA MUECA DE ACERO 1010
Y TORNEAR HASTA LAS MEDIDAS INDICADAS

25 H11	+0.130 0
--------	-------------

LA RUGOSIDAD FG CONSISTE EN EL
ROZAMIENTO DE DESLIZAMIENTO

ESCUELA DE INGENIERIA, UNIVERSIDAD PANAMERICANA	
	PEORO RIVERA DIAZ DEL CASTILLO
	CORRIGIO: DR. PIOTR RUSEK
	TUBO DE RETENES
PLANO 10	COTAS: mm PIEZA 10



ESCUELA DE INGENIERIA, UNIVERSIDAD PANAMERICANA



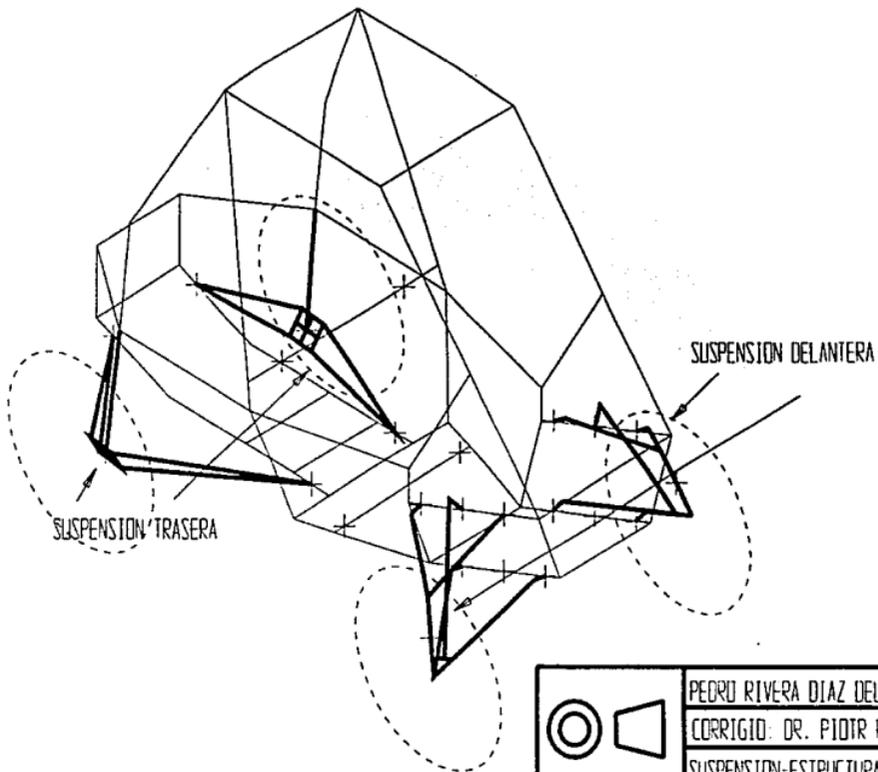
PEDRO RIVERA DIAZ DEL CASTILLO

CORRIGIDO: DR. PIOTR RUSEK

SUSPENSION EN ESTRUCTURA

PLANO 11

COTAS: mm



BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA

- Automotive Handbook, VDI-Verlag, República Federal de Alemania, 1986.
- Hauptkatalog, SKF, República Federal de Alemania, 1982
- Beer F.P., Mecánica Vectorial para Ingenieros, Mc Graw Hill, México, 1990
- Charloteaux, M. "Suspensión y Dirección", Marcombo Boireaux Editores, Barcelona, 1987.
- Chevalier A., Dibujo Industrial, Limusa, 1992
- Oberg E., Machinery's Handbook, Industrial Press Inc, N.Y., 1988
- Seto W., Vibraciones Mecánicas, Schawm, Mc Graw Hill, México, 1971