

42  
2ej



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO DE CONFIGURACION DE UN CHASIS PARA  
UN VEHICULO ELECTRICO DE PASAJEROS

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:  
**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**  
**( AREA MECANICA )**  
P R E S E N T A N :  
**GLENDY HERNANDEZ GOMEZ**  
**ANGEL RAMIRO MUÑOZ VAZQUEZ**



DIRECTOR DE TESIS: ING. ANTONIO ZEPEDA SANCHEZ  
CO-DIRECTOR ING. MARIANO GARCIA DEL GALLEGO

MEXICO, D. F.

1999

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

270804



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

PAGINACION

DESCONTINUA



Dios:

Gracias por llevarme siempre de tu mano.

Mami:

Has sido el pilar de mi vida y te debo todo lo que soy.

Papito:

Eres mi ejemplo de trabajo y constancia. En gran medida eres el culpable de que haya escogido ser Ingeniero.

Hermanito:

No pude conocerte y sin embargo has estado en mi corazón todo este tiempo.

Nancy:

Gracias por cuidar de mí y ser mi amiga.

Te quiero y admiro mucho.

David:

No puedes imaginarte lo maravilloso que es saber que eres mi hermano.

Amigas de siempre:

Es una fortuna contar con ustedes.

Angelito::

Te mereces un monumento por aguantarme toda la carrera, gracias por compartir conmigo éste momento.

Amigos y compañeros de la FI:

Gracias por todo su cariño.

Omis, Amor de mi vida:

Te adoro

Glendy 

A mis Padres:

Por todo su apoyo en el transcurso de mi vida y preparación profesional.  
Que con todas sus enseñanzas y consejos me han llevado por un buen camino.

A mis Hermanos y Cuñado:

Por su ayuda, compañía y entendimiento durante todo este tiempo.

A Fernanda.

Por la alegría y entusiasmo que sembraste en el seno familiar

A Brenda:

Que me has enseñado la verdadera amistad y amor que una persona puede esperar.

A la Familia y Amigos:

Que siempre han estado conmigo en las buenas y en las malas.

---

## Agradecimientos

A Jesús Manuel Dorador:

Por todo el apoyo y cariño que hemos recibido desde el principio de la carrera.

A Toño:

Gracias por sacrificar tu tiempo de tesis para dedicarlo a la nuestra, por toda tu paciencia y enseñanza.

A Mariano:

Por toda la lata que te dimos y por resolver nuestros problemas de cómputo.

A Adrián:

Por hacernos la vida más agradable e interceder para terminar este trabajo.

A Marcelo:

Por tu comprensión y apoyo.

A Saúl:

Por tus correcciones y por hacer más emocionante el trabajo.

A todos los miembros del CDM.

Glendy y Angel



Índice.....	1
<b>Introducción.....</b>	<b>5</b>
1.1    Introducción al trabajo de tesis.....	5
1.2    Introducción al tema.....	5
Chasis.....	6
Bastidor.....	7
Suspensión.....	7
Ejes.....	8
Frenos.....	8
Dirección.....	10
Acoplamiento Motriz.....	10
Neumáticos y Rines.....	11
<b>Planteamiento del Problema.....</b>	<b>12</b>
<b>Objetivo y Alcance del Proyecto.....</b>	<b>15</b>
<b>Capítulo 1 Alternativas de Solución.....</b>	<b>16</b>
1.1    Bastidor.....	17
1.1.1    Tipos de Bastidor.....	17
1.2    Suspensión.....	20
1.2.1    Suspensión dependiente.....	20
1.2.2    Suspensión independiente.....	21
1.2.3    Tipos de suspensión de acuerdo a su elemento flexible.....	22
1.2.4    Evaluación primaria de configuración para la suspensión.....	27
1.3    Ejes.....	30
1.3.1    Eje flotante.....	31
1.3.2    Eje tres cuartos flotante.....	32
1.3.3    Eje semi – flotante.....	32
1.3.4    Eje rígido.....	33
1.3.5    Eje de doble reducción.....	33

	Indice
1.3.6 Selección.....	33
1.4 Frenos.....	35
1.4.1 Frenos mecánicos.....	35
1.4.2 Frenos hidráulicos.....	36
1.4.3 Frenos neumáticos.....	37
1.4.4 Frenos eléctricos.....	38
1.4.5 Frenos de tambor.....	39
1.4.6 Frenos de disco.....	40
1.4.7 Primera selección.....	40
1.5 Dirección.....	42
1.5.1 Disposición del sistema de dirección.....	42
1.5.2 Dirección Asistida.....	43
1.5.2.1 Sistema Hidráulico de Dirección.....	43
1.5.3 Selección.....	44
1.6 Acoplamiento Motriz.....	45
1.6.1 Disposición de los órganos motores.....	45
1.7 Neumáticos y Rines.....	46
1.7.1 Selección.....	46
<b>Capítulo 2 Configuración.....</b>	<b>47</b>
2.1 Selección de la ubicación de las baterías.....	48
2.1.1 Baterías en los extremos.....	49
2.1.2 Baterías entre ejes.....	49
2.1.3 Baterías sobre el eje trasero.....	50
2.2 Selección del bastidor.....	51
2.2.1 Cargas en los extremos.....	52
2.2.2 Cargas entre ejes.....	54
2.2.3 Cargas sobre el eje trasero.....	56
2.3 Selección del sistema de suspensión.....	59
2.3.1 Parámetros.....	59
2.3.2 Volumen.....	59
2.3.3 Costo.....	60
2.3.4 Confort.....	60
2.3.5 Peso.....	62

	Índice
2.3.6	Resultados. . . . . 63
2.4	Selección de frenos. . . . . 66
2.5	Selección del acoplamiento motriz. . . . . 67
2.5.1	Motor en la parte trasera (atrás del eje). . . . . 67
2.5.2	Motor en la parte trasera (adelante del eje). . . . . 68
2.5.3	Motor en la parte delantera. . . . . 68
2.5.4	Selección. . . . . 69
2.6	Configuración final. . . . . 70
<b>Capítulo 3</b>	<b>Planos y Especificaciones. . . . . 73</b>
3.1	Especificaciones del Bastidor. . . . . 74
3.1.1	Material. . . . . 74
3.1.2	Cálculo estático de los largueros. . . . . 74
3.1.3	Cálculo de la sección transversal por resistencia. . . . . 77
3.1.3.1	Utilizando la fórmula de flexión. . . . . 77
3.1.3.2	Utilizando la fórmula general de cortante. . . . . 78
3.1.4	Análisis del bastidor. . . . . 80
3.2	Especificaciones de los elementos flexibles del sistema de suspensión. 87
3.3	Especificaciones de ejes. . . . . 91
3.4	Especificaciones del sistema de frenos. . . . . 93
3.5	Especificaciones del sistema de dirección. . . . . 94
3.6	Especificaciones de neumáticos y rines. . . . . 94
<b>Capítulo 4</b>	<b>Conclusiones. . . . . 95</b>
4.1	Conclusiones de los sistemas:
	Bastidor, baterías, suspensión y frenos. . . . . 96
4.2	Conclusiones generales. . . . . 97

## Apéndices

### Apéndice A

A1 Plano de Ruta 1A

A2 Norma SAEJ410 950X.

**Material del bastidor**

### Apéndice B Información comercial

B1 Chasis

B2 Suspensión

B3 Frenos

B4 Ejes

### Apéndice C Cálculos

C1 Bastidor

C2 Resortes

### Apéndice D Proveedores

## Referencias Bibliográficas

## 1.1 Introducción al trabajo de tesis

Este trabajo se enfoca al desarrollo del diseño de un chasis para un minibús eléctrico y se desglosa de la siguiente manera:

En la introducción se hace una breve descripción de los sistemas que integran a un chasis de un minibús convencional. Se plantea el problema, objetivo y alcance de la tesis.

En el capítulo 1 se mencionan las alternativas de cada sistema, haciendo una breve descripción de cada una de ellas. También se hace una selección primaria de las alternativas de solución para cada sistema.

En el capítulo 2 se desarrolla la última selección de los sistemas para obtener la configuración final, para lo cual se toman en cuenta todos los sistemas y la relación que existe entre ellos. En esta parte se hace una selección cualitativa y cuantitativa de elementos para algunos sistemas y en otros se consideran los datos de normas para su elección.

En el capítulo 3 se muestran los planos de detalle de los componentes más relevantes que se diseñaron y los resultados de la selección de los componentes comerciales.

En el capítulo 4 se presentan las conclusiones del trabajo, así como observaciones y recomendaciones. Además se cuenta con cuatro apéndices que reúnen información comercial, memoria de cálculo y proveedores.

## I.2 Introducción al tema

Para entender el presente trabajo es necesario tener una idea de los elementos que constituyen a un chasis, así como la función que desempeñan; a continuación se explican brevemente y de manera general a cada uno de ellos.

### Chasis

Denominaremos chasis al conjunto de elementos y mecanismos que se muestran en la figura 1.

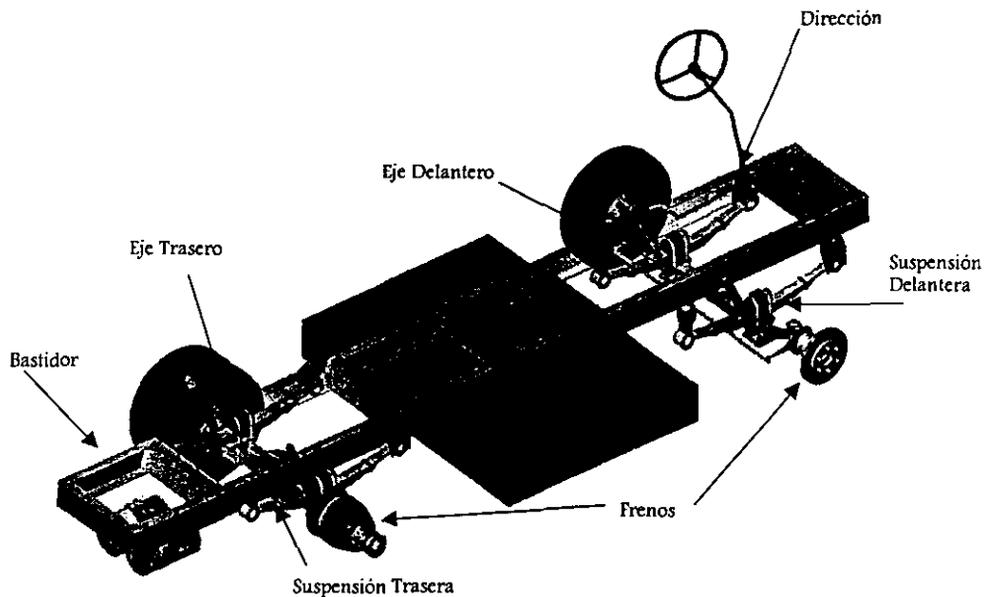


Figura 1 Chasis

A continuación se describe a cada uno de estos elementos, así como la función que desempeñan dentro del chasis.

## Bastidor

Se denomina bastidor a la estructura principal de un vehículo, a la que se fijan en una u otra forma los distintos elementos y grupos mecánicos que constituyen al vehículo: motor, transmisión, ejes, suspensiones, tanques de aire, baterías, carrocería, etc. El bastidor puede considerarse como el medio de unión de todos los grupos que constituyen al vehículo, siendo ésta su principal finalidad.

El bastidor no sólo debe unir los grupos mecánicos, sino que debe hacerlo de tal forma que las posiciones de uno con respecto a otros se mantengan fijas o varíen solamente dentro de las condiciones necesarias para su correcto funcionamiento por ejemplo, los ejes y las ruedas, sin que su alineación sea influenciada durante la marcha por las irregularidades del camino.

Para que el bastidor realice su función, tal como lo acabamos de describir, es necesario que tenga una gran resistencia y un grado de rigidez que permita soportar los esfuerzos que se producen durante la marcha, y sin que este presente una excesiva deformación.

### *Elementos que integran a un Bastidor*

Un bastidor, en su forma fundamental está formado por dos piezas largas, situadas una a cada lado, llamados largueros, unidas por medio de piezas más cortas, denominadas travesaños, que pueden ser desde 4 a 6 dependiendo del diseño.

El larguero es el elemento más largo e importante del bastidor, ya que éste soporta la mayor parte del peso de los elementos y carga del vehículo.

Los travesaños son soportes transversales que le dan una mayor rigidez al bastidor, cuatro de estos travesaños se colocan para que los soportes de las muelles coincidan. Con esto se tiene mayor capacidad para soportar las reacciones de la carga aplicada al bastidor.

## Suspensión

La misión de la suspensión, es proporcionar una mayor comodidad a los pasajeros del vehículo y contribuir a la mejor estabilidad del mismo. El sistema esta compuesto por un elemento flexible (muelle de ballesta o helicoidal, barra de torsión, estabilizador, muelle de goma) y un elemento de amortiguación (amortiguador), cuya misión es neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida. Estas vibraciones son originadas por el elemento flexible al adaptarse a las irregularidades del terreno. Los neumáticos y los asientos son elementos auxiliares o complementarios del sistema de suspensión.

Los sistemas de suspensión delantera, al igual que los de la suspensión trasera deben soportar el peso del automóvil y adherir constantemente las ruedas al piso.

Los sistemas de suspensión trasera son mucho más sencillos que los de la suspensión delantera. Esto se debe a que las ruedas traseras no intervienen en la dirección.

## Ejes

El eje es el elemento que soporta la carga del vehículo, y sobre el cual giran las ruedas.

El motor transmite el movimiento a las ruedas traseras o delanteras o a ambas, dependiendo de su ubicación.

Los ejes se clasifican en eje vivo si el eje transmite el movimiento y en eje muerto si es arrastrado ( Figura 2).

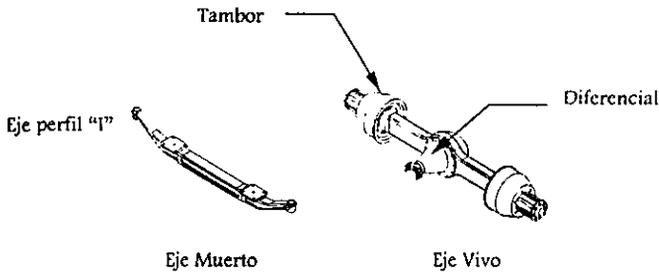


Figura 2 Ejes

## Frenos

Los vehículos deben ser dotados de un sistema que permita al conductor detener el vehículo a su voluntad; por que así lo impongan las necesidades propias del desplazamiento, las exigencias del tráfico o cualquier eventualidad que implique un peligro. Este sistema de frenos se acciona generalmente con un pedal colocado en el interior del vehículo. Al pisar el pedal del freno las zapatas o pastas son presionadas contra unos tambores o discos que están acoplados con cada rueda. El rozamiento detiene el giro del tambor o disco, sin llegar a producir el bloqueo de la rueda, es decir su detención brusca. El calor desprendido por este frotamiento se disipa en el aire que circula cuando el vehículo esta en marcha.

## Dirección

La dirección es el sistema que convierte el movimiento de giro que el conductor da al volante, en movimiento de orientación de las ruedas directoras del vehículo.

El sistema de dirección debe ser preciso, los choques de las ruedas contra las irregularidades del camino no deben alterar la orientación de la dirección. Ni transmitir súbitamente cargas a las manos del conductor. El conductor no debe tener que sujetar con fuerza el volante en marcha normal, por ésta razón la dirección debe ser irreversible. Sin embargo la irreversibilidad absoluta tampoco es conveniente porque el conjunto de

los mandos sería demasiado rígido para el control del vehículo. Algunas veces se incorpora a la dirección un dispositivo de asistencia, ya sea con propulsión hidráulica ó aire comprimido.

En todo giro del volante las ruedas no viran el mismo ángulo, sino que la abertura de una a otra posición va siendo mayor cuanto más se vaya separando el volante de la posición normal. Es decir, la dirección será progresiva, lo que tiene por objeto evitar al conductor dar giros considerables en el volante en curvas pronunciadas.

Las partes que componen al sistema de dirección son: columna de dirección, palanca, biela de empuje, brazos de acoplamiento, biela (figura 3.).

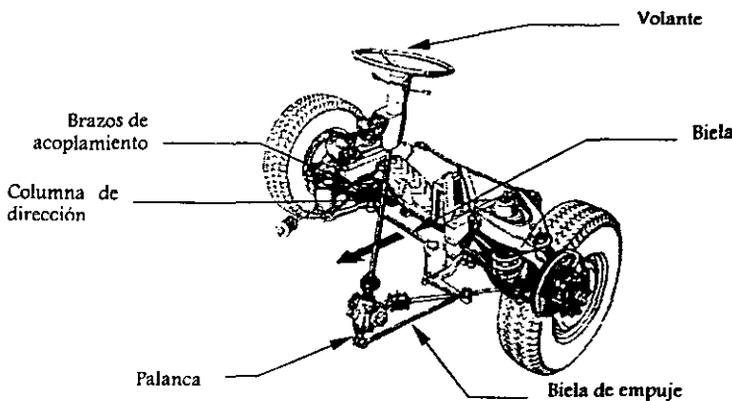


Figura 3 Partes de un Sistema de dirección

## Acoplamiento Motriz

El acoplamiento motriz es la forma de transmitir el giro y potencia del motor al diferencial para posteriormente transmitirlo a las ruedas.

A través de un sistema de transmisión, el giro del motor llega a las ruedas, cuyas bandas de rodadura al adherirse al piso, sirven de punto de apoyo y las obligan a rodar. Este impulso, transmitido al chasis del vehículo, produce su desplazamiento. El sistema que realiza esta función, cuando las ruedas traseras impulsan al vehículo, se denomina propulsión y si son las delanteras, tracción.

## Neumáticos y Rines

La rueda esta constituida por el neumático y el rin. Las ruedas de un vehículo soportan el peso de éste y cumplen la misión de desplazarlo. Están sometidas a las fuerzas de aceleración y frenado y las que se producen en los cambios de dirección: los neumáticos son unos anillos inflables que se colocan alrededor del rin, manteniendo un cojín de aire a mayor o menor presión entre este y el suelo.

Las ruedas deben ser lo suficientemente fuertes y flexibles para amortiguar los golpes y resistir los esfuerzos a que están sometidos continuamente. Su adherencia debe ser elevada para proporcionar un buen “agarre” del vehículo al suelo. sin calentarse excesivamente en marchas largas y lo más silencioso posible a cualquier velocidad.

Asimismo absorber las pequeñas desigualdades del terreno, lo que auxilia al sistema de suspensión y representa una mayor comodidad para los pasajeros.

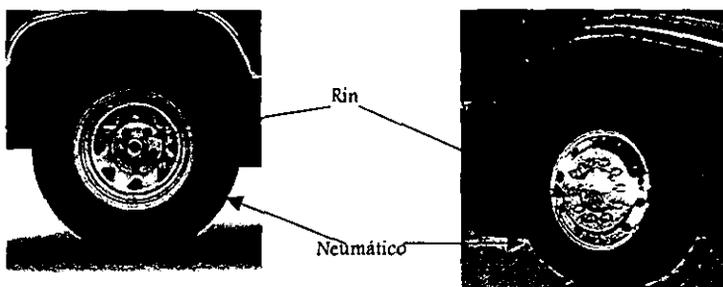


Figura 4 Neumático y Rin

## Planteamiento del problema

En el Centro de Diseño y Manufactura (CDM) de la Facultad de Ingeniería de la UNAM existe un área de investigación de vehículos eléctricos, que surge como consecuencia de la necesidad por generar nuevas alternativas de transporte que combatan la contaminación ambiental, especialmente en la Ciudad de México, provocada en gran medida por los vehículos de combustión interna.

Uno de los proyectos que se está desarrollando, dentro del área de investigación y desarrollo de vehículos eléctricos, consiste en el diseño y fabricación de 20 minibuses eléctricos que darán servicio en un circuito específico - Ruta 1A (Apéndice A1) -, dentro de la Ciudad Universitaria. En este proyecto trabajan en colaboración el Instituto de Ingeniería (II) de la UNAM y el CDM.

El tiempo para el desarrollo del diseño y construcción de la unidad se limita a 14 meses. Es un tiempo muy corto, si se considera que en las grandes industrias se contemplan tres años para lanzar un nuevo modelo de vehículo.

Una manera de cumplir con el tiempo de fabricación de los minibuses eléctricos, es utilizar la mayor cantidad de elementos comerciales, y diseñar elementos que puedan manufacturarse en el país. Esta tendencia se adoptó para el proyecto.

El proyecto se dividió en tres bloques principales: carrocería, chasis y control, puesto que el desarrollo del diseño de un minibus es muy amplio, por lo tanto el problema que se propone para esta tesis es realizar el diseño de configuración del chasis de un minibus eléctrico que utilice el mayor número de partes comerciales, tomando en cuenta las especificaciones marcadas en la tabla 1 y las dimensiones mostradas en la figura 5, las cuales fueron proporcionadas por el I.I.

Tabla 1 Especificaciones técnicas del vehículo

Largo	6.5 [m ]
Ancho	2.15 [m ]
Altura del suelo a piso	0.5 [m ]
Distancia entre ejes	4.65 [m ]
Volado delantero	0.969 [m ]
Volado trasero	0.886 [m ]
Ancho de puerta	Una de 1.1[m ]
Angulo de ataque	35°
Angulo de salida	35°
Peso bruto vehicular	8 [T ]
Pasajeros sentados	30
Pasajeros de pie	0
Autonomía	60[ Km ]
Velocidad máxima	60[ Km./h ]
Velocidad de crucero	40[ Km./h ]
Motores (2)	Potencia 22 kW; Voltaje 144 V; Corriente 192 amperes; Velocidad 4000 r.p.m.; Peso 81 kg.
Baterías	72 baterías de 6 V de plomo ácido de aproximadamente 29 kg. cada una. El voltaje que deberán suministrar las baterías es de 216 V

La figura 5 muestra las dimensiones estimadas del minibús eléctrico.

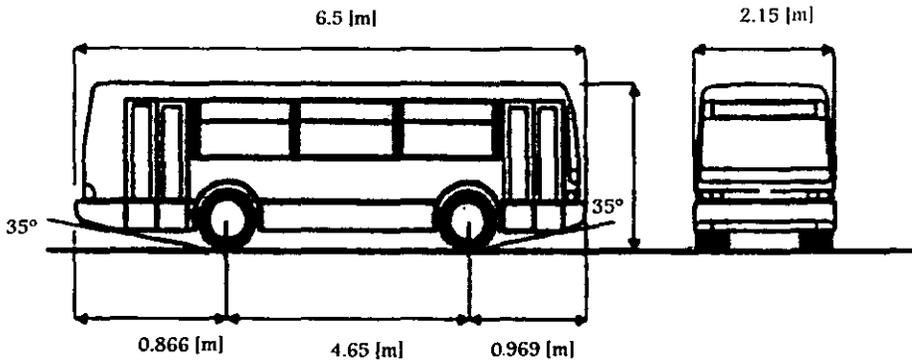


Figura 5 Dimensiones y Especificaciones.

## Objetivo

- Elaborar la propuesta de diseño de un chasis para un vehículo eléctrico de pasajeros que utilice la mayor parte de componentes comerciales, apegándonos a las especificaciones descritas en el planteamiento del problema.

Nota:

Los sistemas que integran a la propuesta de diseño serán: Bastidor, Suspensión, Ejes y Frenos.

Aunque los sistemas Motriz, Transmisión, Dirección, Llantas y Rines no entran dentro del objetivo de este trabajo, se planteará de manera general la configuración que muestre la integración de éstos con los sistemas en estudio.

## Alcance

- Proponer la configuración del chasis para el minibus eléctrico integrando cada uno de los sistemas, se proporcionará planos, especificaciones y cálculo de algunos de los componentes de los sistemas.

# Capítulo I

# Alternativas de Solución

Anteriormente se planteó el problema y se mencionó el objetivo de la tesis. En este capítulo se describirán las diferentes alternativas que se tienen para cada uno de los sistemas que integran al chasis y de ellos se hará una selección primaria.

## 1.1 Bastidor

### 1.1.1 Tipos de Bastidor

Existen dos tipos de bastidor: El primero, es el más general, el Bastidor en Escalera, y el segundo, es del tipo Escalera con Depresión Central o Centro Bajo. Este bastidor tipo escalera es el más común que se utiliza para vehículos de pasajeros o de carga. A continuación, se explica cada uno de estos.

- Tipo Escalera: Como su nombre lo indica el bastidor tiene la forma de una escalera, contiene dos largueros rectos de acero, generalmente con sección constante de punta a punta tipo “C”. En el caso de que los largueros tengan sección variable, esta regularmente es más gruesa en el centro. Además presenta una serie de travesaños que unen a los largueros, la distancia de los travesaños es variable según el diseño de cada chasis.

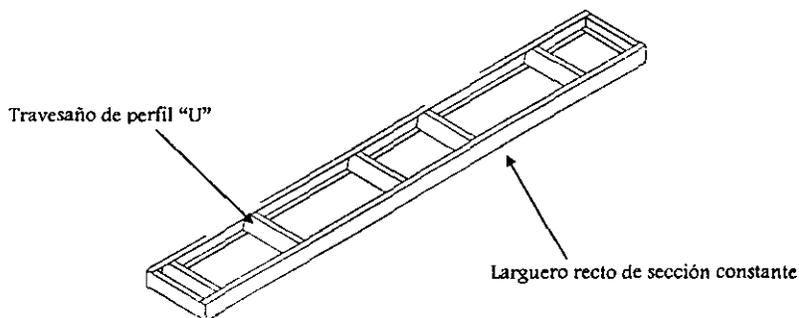


Figura 1.1 Bastidor tipo escalera

- Tipo Escalera con Depresión Central o Centro Bajo: Este tipo de bastidor difiere de la configuración anterior, en que en el centro de los largueros se encuentra una depresión en el centro (ver figura 1.2). Esto se hace con la intención de disminuir el

peralte (altura del suelo a la parte superior del bastidor) y el momento de inercia ( se logra acercando el centro de gravedad al piso con lo cual se incrementa la estabilidad del vehículo ) del minibús. Además de permitir las oscilaciones verticales de los ejes trasero y delantero. Este tipo de chasis se estrecha en la parte anterior para facilitar el movimiento de las ruedas directrices.

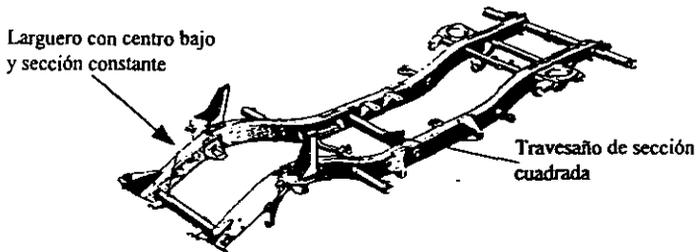


Figura 1.2 Bastidor tipo escalera con depresión central y sección constante.

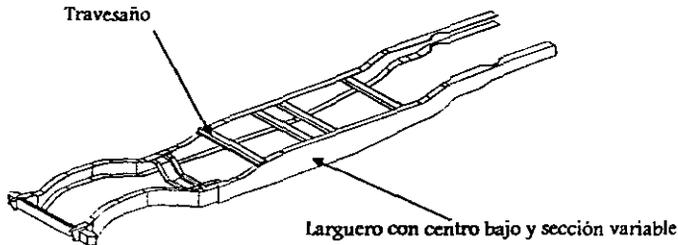


Figura 1.3 Bastidor tipo escalera con depresión central diferentes espesores en la sección del larguero.

Para diferenciar entre los bastidores, es necesario conocer sus características mecánicas y de materiales, así como la forma que se le da a los travesaños. Hacen la diferencia, la distancia entre los travesaños, así como la sección del larguero, ya que esta sección puede tener variación en su espesor dependiendo de donde se aplique la carga mayor.

En la figura 1.4 se muestran distintos tipos de travesaños que son utilizados para los bastidores mencionados anteriormente. Las diferentes formas de los travesaños son debidas a la intensa investigación por parte de las grandes compañías dedicadas a éstos.

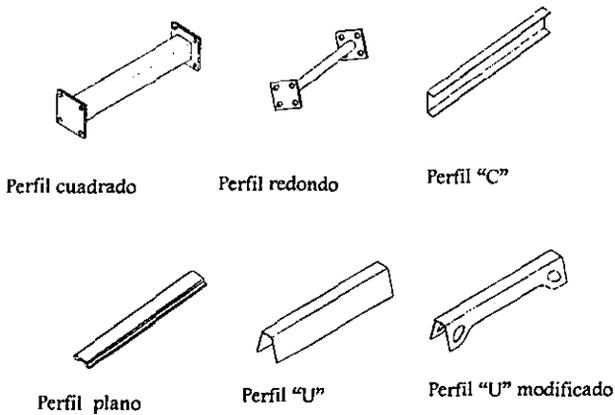


Figura 1.4 Diferentes secciones de travesaños

### Selección

Dado que solo contamos con dos opciones para el bastidor y por el momento ambas son posibles de utilizar, éstas se analizarán en el capítulo 2 usando elemento finito, posteriormente determinaremos la mejor solución.

## 1.2 Suspensión.

Para la suspensión existen dos tipos de configuración: de tipo dependiente y de tipo independiente.

### 1.2.1 Suspensión dependiente de eje sólido.

La suspensión delantera de eje sólido se emplea con mejores resultados en vehículos que van por caminos ásperos a baja velocidad. El eje sólido se utiliza ampliamente en camiones grandes y en vehículos que van a campo traviesa, porque es el tipo más robusto de los sistemas de suspensión. Este sistema permite las oscilaciones verticales, pero afecta a la dispuesta en el otro extremo del eje

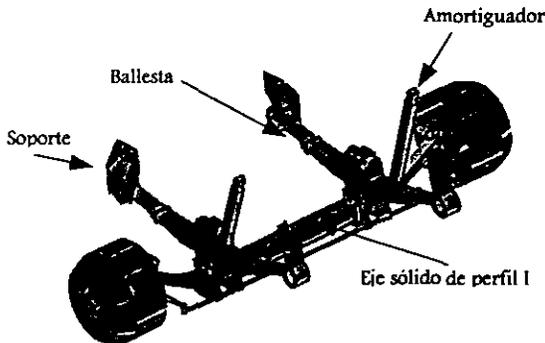


Figura 1.5 Suspensión de eje sólido de Tipo Dependiente.

### 1.2.2 Suspensión independiente

El principal inconveniente relativo a la suspensión que presenta un eje rígido al que se unen las ruedas, es que los movimientos y vibraciones de una de ellas, se transmiten en

parte a la otra. Por otra parte, en la suspensión independiente para cada rueda, los movimientos y vibraciones de una no afectan en absoluto a la otra, por lo que ambas están más tiempo en contacto con el suelo, al mismo tiempo que no se necesita el eje, que siempre representa mayor peso que los brazos del sistema de suspensión independiente. Con ello, el movimiento de las ruedas no se transmite con tanta brusquedad al bastidor, por haber disminuido el peso no suspendido. Todo esto representa una conducción del vehículo más cómoda y una mayor estabilidad del mismo.

Los modelos más empleados en la suspensión independiente de las ruedas son: Sistema de trapecio articulado, sistema MacPherson, sistema de barras de torsión.

- *Sistemas de Trapecio Articulado*

Los sistemas de trapecio articulado (figura 1.6), tienen brazos de control, articulaciones de control, articulaciones de rótula, barras estabilizadoras, codales de freno y amortiguadores. Estas combinaciones proporcionan el apoyo requerido para las fuerzas de frenado y de rotación, dirección y movimiento vertical.

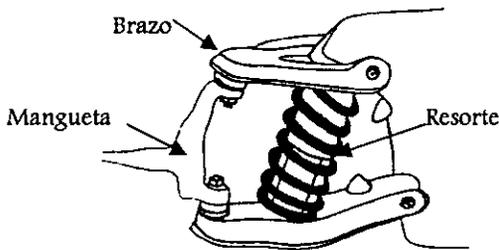


Figura 1.6 Suspensión independiente de trapecio articulado

- *Suspensión MacPherson*

La suspensión MacPherson (figura 1.7), consiste en un brazo inferior, que se articula por un extremo al bastidor y por el otro a la mangueta, la parte superior de la mangueta, en vez de unirse a otro brazo, como en el caso anterior, lo hace a un tubo, dentro del cual se aloja el amortiguador telescópico, que a su vez está fijo en su parte superior.

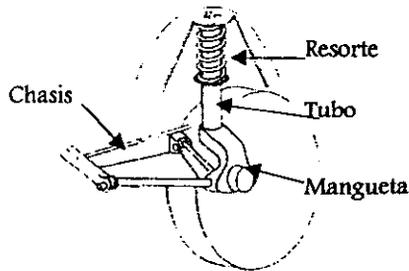


Figura 1.7 Suspensión independiente tipo MacPherson

- *Suspensión de barras de torsión.*

Este sistema está basado en que si una barra de acero, sujeta por uno de sus extremos, se retuerce por el otro, sufre una deformación en toda su longitud y recupera su posición original al cesar la torsión que la deformó.

### 1.2.3 Tipos de suspensión de acuerdo a su elemento flexible

Los elementos flexibles de la suspensión le dan nombre a todo el sistema; de muelles, de muelles de sobrecarga, resortes de espiras, a través de bolsas de aire y por medio de aire y líquido.

- *Sistema de Muelles*

Una muelle de hojas esta formada generalmente por varias tiras o soleras de acero a las que se les llama hojas (ver figura 1.8). Como el resorte o muelle en su estado suelto es curvo, siendo su curvatura parecida a la mitad de una elipse, se le llama a veces resorte semielíptico. A la hoja superior se le llama hoja principal o maestra. La hoja maestra tiene ojos, o lazos, formados con el mismo material de la hoja en cada extremo para que pueda sujetarse al bastidor. Las hojas se mantienen juntas por medio de un perno central. El perno central determina, también, la posición del alojamiento del eje cuando el alojamiento está asegurado al muelle. También se usan grapas o abrazaderas en algunos muelles para no dejar que se separen los extremos de las hojas cuando rebote el muelle después de haber sido comprimido.

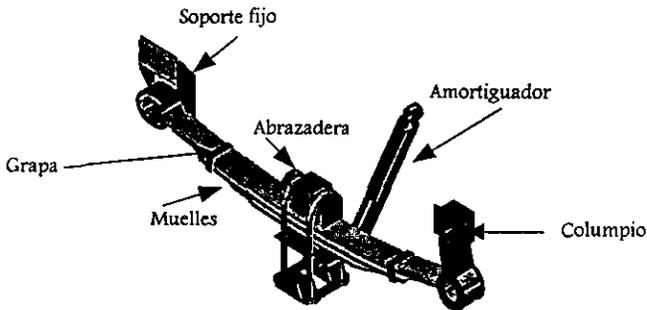


Figura 1.8 Suspensión de Muelles

Como la curva de la muelle de hojas se aplana cuando se le aplica una carga, cambia la distancia entre los ojos de los extremos de la hoja maestra. A causa de este cambio no pueden sujetarse rigidamente ambos extremos de un muelle de hojas al bastidor, por lo que se utiliza un columpio.

- *Sistema de Muelles de sobrecarga*

En la figura 1.9 se ha representado uno de los elementos de flexibilidad variable más empleados, que consiste en colocar sobre la ballesta normal otra más pequeña, cuyos extremos hacen contacto con los topes de caucho cuando se carga el vehículo o cuando las oscilaciones son muy grandes, de esta manera se aumenta la rigidez de la suspensión

al entrar en funcionamiento la segunda ballesta. Se consigue ayudar a la ballesta principal, se le alivia de un trabajo excesivo y se mantiene constante el poder de absorción de las irregularidades del terreno por parte de la suspensión, evitándose que resulte demasiado dura con el vehículo vacío y muy blanda al cargarlo.

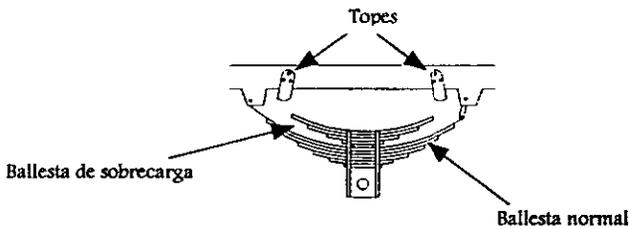


Figura 1.9 Suspensión de Muelle de Sobrecarga

- *Sistema de Resortes de Espiras*

Cuando se emplean resortes de espiras en los sistemas de suspensión trasera, deben ser complementados con brazos de control y eslabones. Estos brazos y eslabones se colocan de manera que puedan aceptar cargas de empuje laterales. También pueden aceptar el par de torsión y la fuerza motriz del alojamiento del eje diferencial trasero. Este tipo de suspensión, al que generalmente se le cita como sistema de suspensión de brazo muerto, como el que aparece ilustrado en la figura 1.10.

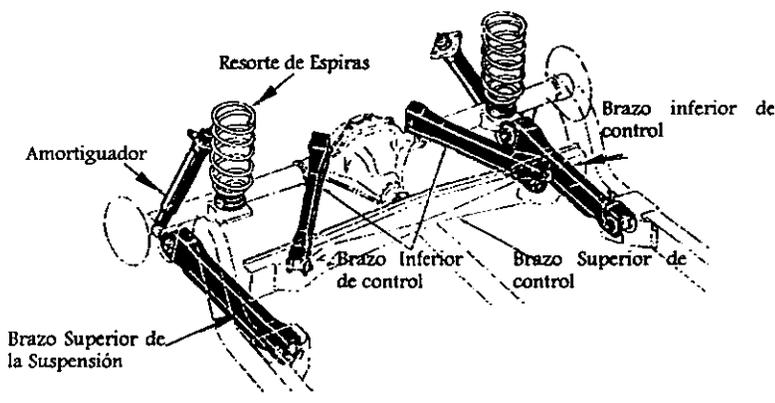


Figura 1.10 Sistema de Resortes de Espiras

- *Sistema de Suspensiones Neumáticas*

Las suspensiones de este tipo (ver figura 1.11) sustituyen los muelles, ballestas o barras de torsión por unos cojinetes de aire en cada rueda, que permiten los movimientos verticales de las mismas, efectuando en ellos una amortiguación debida a la variación de volumen y presión del aire del cojin. Estos modelos de suspensión son generalmente de flexibilidad variable y a ellos se adaptan dispositivos que permiten mantener la misma distancia de la carrocería al suelo con el vehículo cargado o vacío.

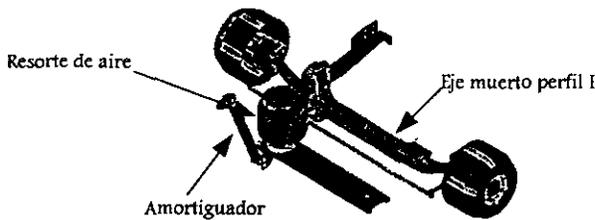


Figura 1.11 Suspensión Neumática

- *Sistema de Suspensión Óleo - Neumática*

En la suspensión óleo - neumática se combinan elementos hidráulicos y neumáticos que proporcionan la amortiguación y elasticidad necesarias. Cada una de las ruedas va montada en un brazo oscilante, al que se une un pistón por medio de un vástago (ver figura 1.12). Dicho pistón puede deslizarse arriba y abajo en el cilindro, que por su parte superior termina en una esfera metálica dividida por una membrana, por encima de la cual hay gas nitrógeno comprimido y por debajo un líquido viscoso, generalmente aceite de características especiales, que también llena el cilindro. El cilindro está separado de la cámara inferior de la esfera por una pared, en la que van practicados varios orificios calibrados o en ocasiones unas válvulas.

Cuando la rueda sube por encontrar un obstáculo, también lo hace el pistón, que empuja el líquido del interior del cilindro, haciéndole pasar por las válvulas a la parte inferior de la membrana, donde se aplica contra ella, comprimiendo aún más el gas encerrado en su parte superior. Al bajar su rueda, lo hace con ella el pistón, por lo cual cesa la presión del líquido sobre una membrana, que por acción del gas encerrado en su parte superior vuelve a su posición de reposo, devolviendo el líquido de la cámara al cilindro, a través de las válvulas. De esta manera el gas encerrado en la parte superior de la membrana hace las veces de elemento de suspensión, pues se opone en todo momento a la subida del pistón. Las válvulas actúan de amortiguador, puesto que presentan una cierta dificultad al paso del líquido a través de ellas. Como esta dificultad es opuesta al paso del líquido en ambos sentidos, la amortiguación es en ambas direcciones de desplazamiento.

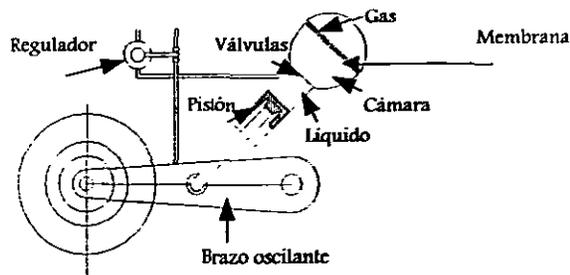


Figura 1.12 Suspensión Óleo-Neumática

#### 1.2.4 Evaluación Primaria de Configuración para la Suspensión.

Para obtener las opciones de solución de las suspensiones, se utilizó una matriz de decisión. Se describió el objetivo de los parámetros que se quieren analizar (tabla 1.1), en segundo lugar, se evaluó su importancia en la tabla 1.2, posteriormente se dio un valor porcentual de satisfacción de los parámetros (tabla 1.3) y finalmente en la tabla 1.4 se presentó la matriz de decisión.

Parámetro	Descripción de Objetivos
1 Volumen	El espacio ocupado es pequeño
2 Disponibilidad en el mercado	Se adquiere con facilidad y en poco tiempo
3 Costo	Bajo costo
4 Tiempo de vida	Por lo menos dos años sin cambiar elementos importantes
5 Mantenimiento	Fácil mantenimiento (pocas operaciones de armado y desarmado)
6 Peso	Bajo peso
7 Confort	La menor transmisión de vibraciones, en nuestro caso se necesita mayor confort en la parte trasera.
8 Ensamble	Facilidad de ensamble (acoplamiento con los demás sistemas)

Tabla 1.1 Descripción de Parámetros



IMPORTANCIA DE LOS PARÁMETROS																				SUMA	PORCENTAJE (%)										
Parámetro	1							2							3							4					5				
1 Volumen	0	0	1	0	0	0	0																		1	3.57					
2 Disponibilidad	1							1	1	0	0	0	1											4	14.29						
3 Costo		1						0						1	1	0	0	1						4	14.29						
4 Tiempo de vida			0					0						0					1	0	0	0						1	3.57		
5 Mantenimiento				1					1					0					0	0	0	6						2	7.14		
6 Peso					1					1					1				1			1	1						7	25.00	
7 Confort						1					1					1				1		0	1						6	21.43	
8 Ensamble							1					0					0			1		1	0	0						3	10.71
																				28	100.00										

Tabla 1.2 Importancia de los Parámetros

En la tabla 1.3 se representa el valor porcentual de la satisfacción con que se calificarán los parámetros en la matriz de decisión:

TABLA DE SATISFACCIÓN		
100%	Completa satisfacción	Objetivo satisfecho en todos sus aspectos
90%	Satisfacción aceptable	Objetivo satisfecho en sus aspectos importantes
75%	Satisfacción considerable	Objetivo satisfecho en la mayoría de sus aspectos
50%	Satisfacción moderada	Punto intermedio entre la completa y nula satisfacción
25%	Poca satisfacción	Satisface en menos de la mitad de los aspectos
10%	Ninguna satisfacción	Objetivo no satisfecho

Tabla 1.3 Tabla de Satisfacción



Con las tablas anteriores obtenemos la matriz de decisión, y se calcula de la siguiente manera: Se toma el porcentaje de importancia de cada parámetro y se multiplica por el valor porcentual de satisfacción con el que cumple, como se muestra en la tabla 1.4

Matriz de Decisión								
Parámetro	Muelles		Muelles de Sobrecarga		Resorte de Espiras		Neumática	
Volumen	$3.57 * 0.75 =$	2.68	$3.57 * 0.50 =$	1.8	$3.57 * 1 =$	3.57	$3.57 * 0.90 =$	3.21
Disponibilidad	$14.29 * 1 =$	14.29	$14.29 * 1 =$	14.3	$14.29 * 0.90 =$	12.86	$14.29 * 0.75 =$	10.71
Costo	$14.29 * 0.90 =$	12.86	$14.29 * 0.75 =$	10.7	$14.29 * 1 =$	14.29	$14.29 * 0.50 =$	7.14
Tiempo de vida	$3.57 * 0.90 =$	3.21	$3.57 * 0.90 =$	2.7	$3.57 * 0.90 =$	2.68	$3.57 * 0.90 =$	3.21
Mantenimiento	$10.71 * 0.75 =$	5.36	$10.71 * 0.50 =$	3.6	$10.71 * 0.90 =$	6.43	$10.71 * 0.9 =$	6.43
Peso	$25 * 0.75 =$	18.75	$25 * 0.50 =$	12.5	$25 * 0.90 =$	22.50	$25 * 1 =$	25.00
Confort	$21.43 * 0.75 =$	16.07	$21.43 * 0.75 =$	16.1	$21.43 * 0.90 =$	19.29	$21.43 * 1 =$	21.43
Ensamble	$10.71 * 1 =$	10.71	$10.71 * 1 =$	10.7	$10.71 * 0.50 =$	16.07	$10.71 * 0.90 =$	19.29
Total (%)		88.98		72.3		97.68		96.43

Tabla 1.4 Matriz de Decisión

De la matriz anterior, se observa que los sistemas de suspensión más adecuados para el minibús son los de resorte de espiras, el sistema neumático y a través de ballestas; en el capítulo siguiente se cuantificarán algunos de éstos parámetros con el fin de saber el comportamiento de éstos tres sistemas.

### 1.3 Ejes

Los ejes de un vehículo se pueden clasificar de acuerdo con la figura 1.13 que se presenta a continuación.



Figura 1.13 Clasificación de los ejes de un vehículo

Existen dos tipos diferentes de ejes:

En el eje motriz o vivo, el eje y la rueda giran como una unidad y está integrado por los mecanismos de par cónico o grupo piñón-corona y diferencial. En los vehículos de tracción delantera o trasera, este conjunto está alojado en la caja de cambios. El giro del motor, que llega al diferencial por medio del árbol de transmisión, tiene que comunicarse a las ruedas, que van colocadas en un eje transversal, por lo que el giro debe cambiar a un ángulo de 90°, esto se consigue por medio del par cónico formado por un piñón cónico y una corona. El piñón cónico o piñón de ataque recibe el movimiento del árbol de transmisión y lo comunica a la corona, que mediante el mecanismo diferencial, lo pasa a las ruedas.

En el eje no motriz o muerto, el propio eje permanece estacionario y la rueda gira.

Por lo general las ruedas delanteras de un vehículo están montadas en ejes muertos mientras que las ruedas traseras están montadas en ejes vivos.

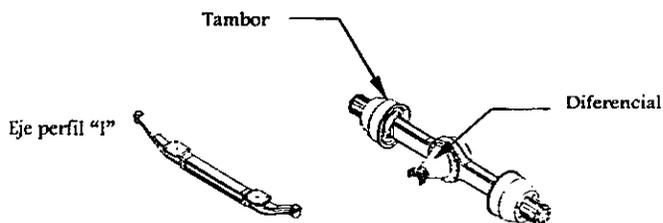


Figura 1.14 Eje Muerto y Eje Vivo

Se distinguen cuatro tipos principales de ejes vivos: flotantes, a tres cuartos flotantes, semiflotantes y rígidos.

### 1.3.1 Eje Flotante

Este tipo de eje se usa en los camiones grandes. Para soportar el extremo exterior del eje se usan dos cojinetes a uno y otro lado del centro de la rueda, los cuales van montados sobre el extremo de la trompeta correspondiente, por lo que la rueda gira alrededor de ésta, que soporta todo el peso del vehículo.

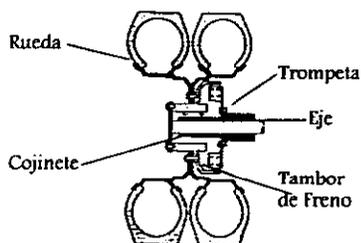


Figura 1.15 Eje flotante

### 1.3.2 Eje a Tres Cuartos Flotante

El eje tres cuartos flotante se usa en los camiones de tres cuartos y una tonelada. En este tipo de eje, el balero que se usa para soportar el extremo exterior del eje está colocado entre el exterior de la cubierta del eje y el cubo de la rueda (ver figura 1.16). De esta manera, aproximadamente el 75% del peso del vehículo va directamente a la cubierta del eje a la rueda; por lo tanto, el eje soporta únicamente el 25% del peso del vehículo.

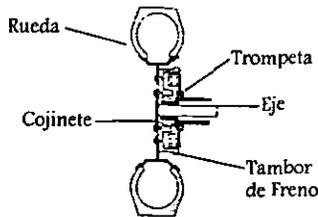


Figura 1.16 Eje tres cuartos flotante.

### 1.3.3 Eje Semiflotante

Es aquél en que en lugar de apoyarse el cubo total o parcialmente sobre la trompeta, como en los casos anteriores, lo hace ( Figura 1.17 ) sobre el extremo del propio semieje, éste tipo de eje debe cargar el peso total del vehículo, por lo que esta sometido a un gran esfuerzo.

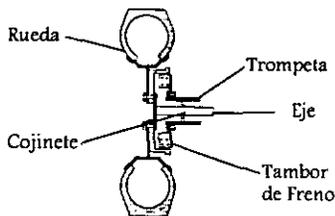


Figura 1.17 Eje semiflotante

#### 1.3.4 Eje Rígido

El eje rígido no se emplea con frecuencia. En él se une la rueda al semieje del mismo modo que en el semiflotante, la diferencia radica en la unión al planetario, la cual, se hace rígida, no deslizante, como en los anteriores.

#### 1.3.5 Eje de Doble Reducción

Como muchos camiones pesados se mueven a velocidades inferiores que los vehículos ligeros, la reducción de giro desde el motor hacia las ruedas tiene que ser mayor, y a veces no conviene hacerla solamente en el engranaje de ángulo, pues el piñón de ataque sería demasiado pequeño. Los pocos dientes pasarían un esfuerzo excesivo por su poca área de contacto con los de la corona. En estos casos, se usan los ejes traseros de doble reducción, permanente o eventual.

#### 1.3.6 Selección

Para la selección del eje motriz se debe saber la distribución de pesos en los ejes; de acuerdo con el manual de diseño de la SAE <sup>[10]</sup>, es conveniente disponer de una relación de pesos 70% - 30% de la carga en los ejes traseros y delanteros respectivamente, para vehículos pesados y de transporte. También recomienda que el eje vivo sea el eje que soporta la mayor carga, por lo tanto, para el minibús eléctrico, el eje motriz será el eje trasero, y el eje delantero será el eje muerto, además, considerando la adherencia de los neumáticos al piso, por ejemplo en una pendiente, es claro que de tener un eje motriz delantero, el vehículo tendería a patinarse

Una vez definidos los ejes, ahora se tiene que seleccionar el tipo de eje que se empleará para cada caso. A continuación se mencionan los resultados para cada eje.

- *Eje motriz.*

- Se selecciona un eje tipo flotante, donde el peso es soportado por la trompeta y no por el eje, lo que permite mayor capacidad de carga.
- En cuanto a la velocidad, considerando que el recorrido para el cual esta destinado el vehículo, carece de pendientes pronunciadas y la velocidad promedio es de 60km/h, no es necesario el empleo de un eje de doble reducción, por lo que el eje motriz será de reducción sencilla.

- *Eje muerto:*

Comercialmente los ejes muertos son redondos y de perfil "I", dependiendo del sistema de suspensión, generalmente para suspensión de resortes y bolsas de aire se usa el eje redondo; es posible adaptar el eje de perfil I, sin embargo esto representaría aumentar peso a la masa no suspendida del bastidor, por lo que proponemos que el eje muerto sea redondo.

## 1.4 Frenos

Una manera de clasificar los sistemas de frenos es de acuerdo al tipo de mando que los acciona, como se muestra en la figura 1.18

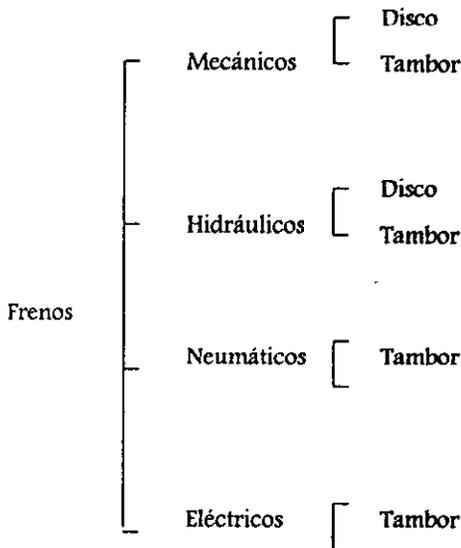


Figura 1.18 Clasificación de Frenos

### 1.4.1 Frenos Mecánicos

Los frenos mecánicos se accionan a través de una varilla, que, por medio de una palanca hace girar la leva que acciona las zapatas contra el tambor. Este mecanismo es problemático debido al ajuste de las palancas. Otra opción es mediante el uso de cables, aquí el pedal hace girar, por medio de una varilla el eje transversal con palancas en sus extremos, a las que se sujetan los cables accionadores de las levas y estas a su vez accionan a las zapatas.

Dentro de la clasificación de frenos mecánicos se encuentra el freno de mano o de estacionamiento (ver figura 1.19); recibe este nombre un tipo de freno de accionamiento manual, que actúa generalmente sobre las ruedas traseras del vehículo, por medio de un

sistema de varillas y cables de acero. Se emplea, generalmente, para dejar inmobilizado el vehículo cuando está estacionado y para arrancar en pendientes, donde la maniobra se realiza embragando lentamente, al mismo tiempo que se acelera y se suelta poco a poco el freno de mano. Por esta razón también se le llama freno de estacionamiento; pero puede usarse en caso de emergencia cuando falle el sistema de frenos.

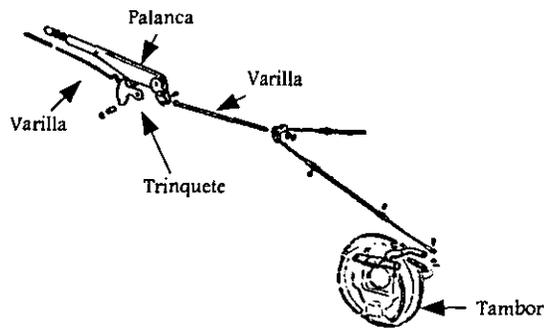


Figura 1.19 Freno de mano

#### 1.4.2 Frenos Hidráulicos

Los frenos hidráulicos son los usados actualmente casi sin excepción. En el esquema (figura 1.20) se observa que el pedal mueve un pistón dentro de un cilindro sumergido en un pequeño depósito medio lleno de un líquido especial (alcohol y aceite, glicerina y aceite); el cilindro se comunica con el depósito por un pequeño orificio.

Cuando se pisa el pedal, el pistón tapa primero el orificio del depósito y luego comprime el líquido, que por las tuberías llega a los cilindros de los frenos delanteros y de los traseros: la presión obliga a separarse los émbolos que están articulados a las zapatas, y estas se oprimen contra los tambores. Al soltar el pedal, un resorte lo regresa a la posición de reposo, retrocediendo el pistón del cilindro, con lo que se recobra el líquido enviado hasta los frenos, y los muelles de las zapatas pueden volver a juntar de nuevo éstas, ya que la presión ha disminuido.

Con el mando hidráulico, llevar la fuerza hasta cada rueda resulta sencillo, ya que los tubos pueden tener las curvas y codos que sean necesarios y como además son flexibles, se adaptan fácilmente a los giros de las ruedas directrices y a las oscilaciones de la suspensión.

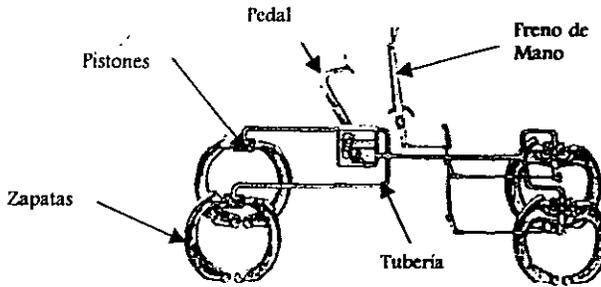


Figura 1.20 Freno de Mando Hidráulico

### 1.4.3 Frenos Neumáticos

En algunos vehículos se utiliza un sistema de frenos, cuya asistencia se logra con aire comprimido. Se emplea este sistema en camiones generalmente, y consiste en un compresor, que gira arrastrado por el motor del vehículo y va almacenando aire en uno o dos depósitos (ver figura 1.21). Cuanto más aire entre en los depósitos, más presión se obtiene en ellos, la cual es marcada por un manómetro. Cuando se alcanza una presión determinada (6 Kg. generalmente), una válvula de seguridad deja escapar el aire sobrante.

Desde los depósitos llega el aire a presión por una canalización a un cilindro, dentro del cual se desliza una corredera accionada por el pedal del freno, que cuando se pisa, pone en comunicación el depósito con los bombines en las ruedas, a los que llega el aire comprimido, que produce la separación de las zapatas de la misma manera que ocurría con el líquido en los frenos hidráulicos. Al soltar el pedal del freno se corta el paso de aire de los depósitos a las ruedas, al mismo tiempo que la cremallera pone éstas en comunicación con la atmósfera, adonde se descarga el aire de las canalizaciones, con lo que cesa la acción de frenado.

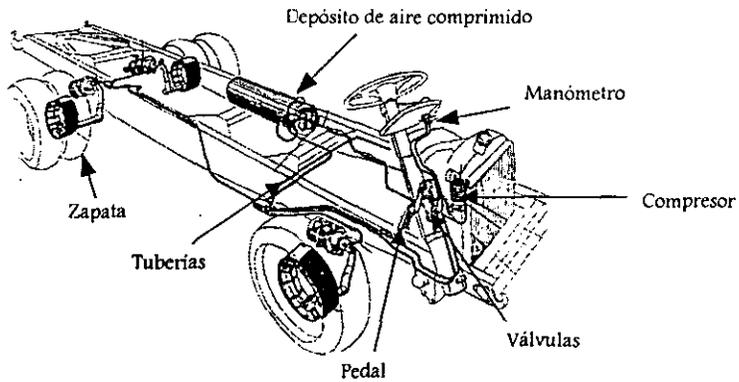


Figura 1.21 Instalación de frenos por aire comprimido

#### 1.4.4 Frenos Eléctricos

El sistema de frenos eléctricos sustituye el mando hidráulico o mecánico, por una corriente eléctrica que, dentro de cada tambor de freno, activa un electroimán y éste acciona la leva de separación de zapatas. El gasto de corriente es pequeño, porque apenas éstas entran en contacto con el tambor se produce el efecto de frenado.

Algo más usado es el “ralentizador” eléctrico, que se aplica en general a los vehículos industriales, actúa sobre la transmisión para frenarla un poco cuando el vehículo baja pendientes pronunciadas y largas, evitándose así abusar de los frenos ordinarios, que se calentarían excesivamente.

Un ralentizador, está constituido por un disco intercalado en el árbol de transmisión, que puede ser frenado por la acción magnética de unos electroimanes a los que se manda más o menos corriente con un mando adecuado. Cuanta más corriente llegue a los electroimanes, mayor es la acción de frenado del disco. Para evitar el calentamiento del disco, se disponen en él aletas adecuadas para disipar mejor el calor.

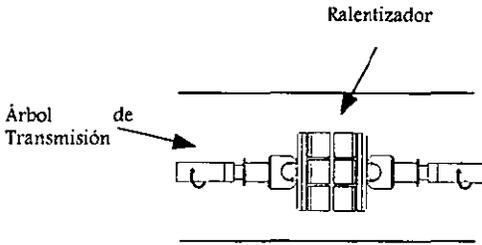


Figura 1.22 Ralentizador

### 1.4.5 Frenos de Tambor

Es un tipo de freno de fricción, donde las fuerzas de frotamiento son aplicadas a la superficie interna del tambor unido a la rueda.

En la figura 1.23 puede verse el despiece de un sistema de frenos de este tipo, constituido por el tambor, que se une al buje por medio de tornillos y al que se une a su vez la rueda. Contra su superficie interna pueden aplicarse las zapatas, que se mantienen alejadas del tambor y en posición de reposo por medio de los muelles, dichas zapatas están recubiertas de forros

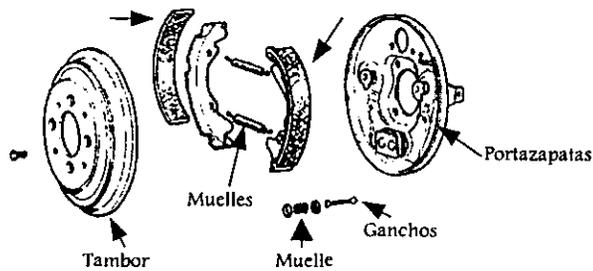


Figura 1.23 Freno de Tambor

### 1.4.6 Frenos de Disco

La mayoría de los vehículos actuales van dotados de frenos de disco, al menos en las ruedas delanteras, porque su acción de frenado es mayor que la de los frenos de tambor pues en éstos no se puede obtener tanta potencia debido a que se calientan en exceso cuando se usan con demasiada frecuencia y no disponen de la ventilación adecuada para disipar el calor, por cuya causa, se dilata el tambor alejándose de las zapatas y aparece el “fading” cuando se abusa de los frenos.

En los frenos de disco la acción de frenado se obtiene por aplicación de fuerzas auxiliares y no radiales, como en los frenos de tambor. Estas fuerzas se consiguen por el apriete de un disco entre dos “plaquetas” o “pastillas” simétricas, alojadas en un “estribo” o “pinza de freno”, que son desplazadas contra ambas caras del disco por pistones accionados hidráulicamente.

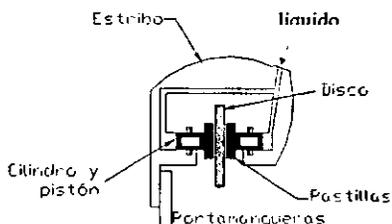


Figura 1.24 Freno de disco

#### 1.4.7 Primera Selección

Una vez analizadas las opciones que tenemos para frenos, se observa que los frenos mecánicos actualmente se utilizan para los frenos de mano o estacionamiento; la fuerza que se debe aplicar para frenar el vehículo es excesivamente grande; para el minibus en estudio esto representa un problema debido a la carga que se maneja, entonces, esta opción es descartada.

Los frenos de mando eléctrico demandan corriente, la cual se suma a toda la energía solicitada por el vehículo, con lo que tenemos un gasto extra, además si por alguna causa el vehículo se quedara sin energía, los frenos no funcionarían por lo anterior, los frenos eléctricos son eliminados de nuestras opciones.

En los frenos de mando hidráulico y neumático, se tiene la fuerza auxiliar de los fluidos para el peso que en este caso se maneja, con lo que tenemos mayor capacidad de frenado, por lo que se tomarán ambas opciones para el diseño de configuración.

En cuanto al mecanismo de frenos, tanto los de disco como los de tambor son comerciales; los frenos de disco tienen más potencia y comúnmente son usados en la parte delantera, a pesar de que los de tambor son los más empleados en los vehículos de pasajeros, consideraremos el análisis de los dos tipos.

## 1.5 DIRECCIÓN

### 1.5.1 Disposiciones del sistema de dirección

La disposición de los mecanismos que componen en general al sistema de dirección, se presenta principalmente como: dirección para eje rígido y dirección para eje independiente.

#### Dirección para eje rígido

El sistema de dirección para eje rígido se muestra en la figura 1.25. Este tipo de sistema se emplea básicamente en vehículos industriales. Al girar el volante en uno u otro sentido, desplaza al brazo oscilante hacia atrás o hacia adelante por medio de la caja de dirección. El brazo oscilante tira o empuja a la biela de mando, ésta a su vez hace girar en uno u otro sentido a la mangueta dando orientación a las ruedas.

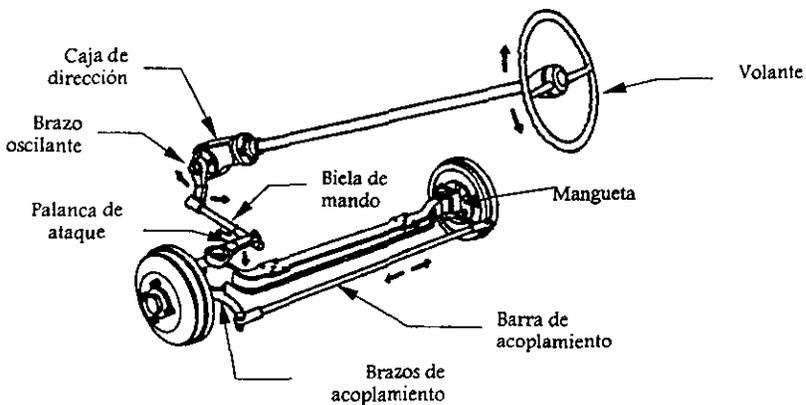


Figura 1.25 Sistema de Dirección para Eje Rígido

#### Dirección independiente

El sistema de dirección para suspensión independiente se muestra en la figura 1.26. En este caso la palanca de ataque, por medio de la barra de acoplamiento, se enlaza con la

palanca de reenvío. Por otro lado a la barra de acoplamiento se unen las bielas de acoplamiento, que transmiten movimientos de orientación a la mangueta de las ruedas.

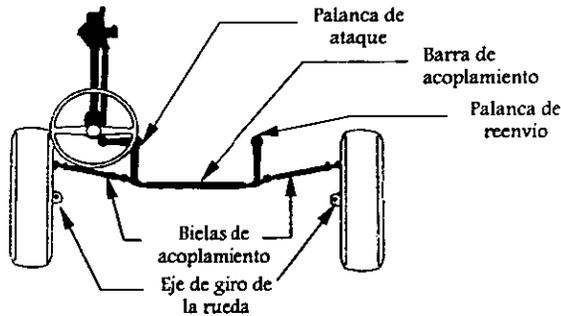


Figura 1.26 Sistema de Dirección para Suspensión Independiente

### Dirección Asistida

Los esfuerzos necesarios para orientar las ruedas varían en función del peso que cargan sobre las mismas, de la geometría del tren, del empleo de neumáticos con baja presión y gran superficie de contacto con el suelo, entonces la maniobra del volante de la dirección para orientar las ruedas se hace difícil, sobre todo con el vehículo parado.

Como medios de asistencia pueden emplearse la fuerza hidráulica, el aire comprimido, etc. El más usado en la actualidad para vehículos con cargas similares a las de nuestro caso es el mando hidráulico.

### Sistema Hidráulico de Dirección

El sistema hidráulico de dirección consiste en un cilindro hidráulico, con un pistón en la parte superior de la caja del mecanismo de la dirección, y una válvula de control en la base de la caja del mecanismo de dirección.

Una bomba conduce al aceite a presión a la válvula de control del sistema hidráulico. En la bomba hay un tubo de paso para que el aceite pueda ser desviado si no es requerido en la válvula de control. Si el volante de dirección es virado hacia la derecha o izquierda, el

sistema hidráulico entra en funcionamiento automáticamente ayudando al conductor a virar el vehículo. Esto es efectuado mediante la conducción del aceite, bajo presión a través de tuberías desde la válvula de control hasta el cilindro hidráulico donde el aceite acciona el pistón que aplica presión en las palancas del engranaje de dirección.

Siempre que se disminuye el esfuerzo en el volante de dirección, se equilibra la presión de aceite y el sistema hidráulico queda inactivo, haciendo que el aceite sea desviado otra vez en la bomba.

### 1.5.3 Selección

La selección de la dirección se basó en encuestas aplicadas a choferes de autobuses y microbuses en las terminales de Taxqueña y Vaqueritos; también se hicieron recorridos en las diferentes rutas del circuito de Ciudad Universitaria con el objeto de sentir el comportamiento de los sistemas que componen al chasis. Dentro de estos recorridos se contaron el número de vueltas en el volante en cada curva del camino, y se observaron el tipo de pendientes existentes en el camino. Además, se tomó en cuenta la Gaceta Oficial del D.F, la cual estipula que la dirección para autobuses y minibuses deberá de ser de tipo asistida, asimismo la carrera total de tope a tope no deberá exceder de cinco vueltas del volante.

Como resultado de lo anterior, tenemos:

- De acuerdo a las encuestas, la dirección que se utiliza para estos vehículos es la dirección hidráulica de tornillo sinfín.
- La dirección utilizada requiere de mantenimiento anual y consume un tiempo aproximado de un día. El costo de reparación oscila entre \$600.00 y \$800.00 .
- El promedio de vueltas del volante en las diferentes rutas es de 2.

## 1.6 Acoplamiento Motriz

El acoplamiento del motor al eje puede ser de diferentes formas, a través de transmisión de cadenas, poleas, bandas, etc., acoplamiento directo del motor a la rueda y por medio de flechas.

### 1.6.1 Disposición de los órganos motores.

Las diferentes disposiciones del motor nos permiten clasificar los vehículos en tres grupos distintos:

- *Motor accionando las ruedas delanteras*, en este caso el vehículo es denominado de tracción delantera. El motor está igualmente dispuesto en la parte delantera.
- *Motor accionando las ruedas traseras*, en este caso el motor está dispuesto en la parte delantera.
- *Motor dispuesto en la parte trasera para la propulsión*. Algunas veces el motor acciona tanto las ruedas delanteras como las traseras (ver figura 1.27), por ejemplo en vehículos muy pesados o en vehículos destinados a una función particular, tales como los militares. Lo más común es que estos vehículos a doble tracción estén contruidos de forma que puedan acoplar la tracción delantera independiente de la tracción trasera.

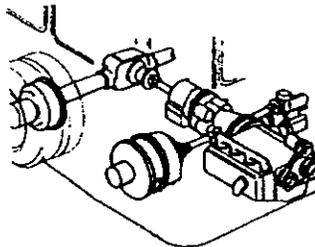


Figura 1.27 Acoplamiento directo

## 1.7 Neumáticos y Rines

Las cubiertas están formadas por una armadura o carcasa de tejido textil (algodón, rayón, nylon, poliéster o fibra de vidrio) recubierto por una capa de caucho vulcanizado duro y de bastante espesor en la banda de rodadura, que es una parte que desgasta por su apoyo y roce sobre el pavimento.

Según la estructura de la cubierta los neumáticos pueden ser diagonales o radiales.

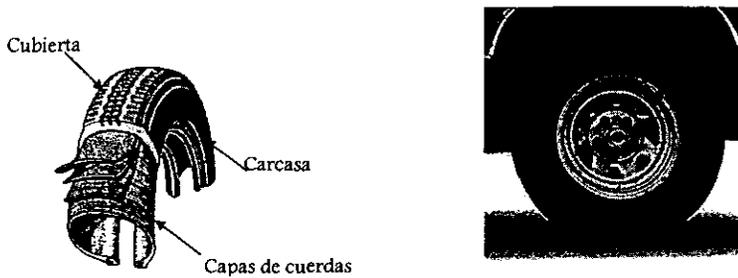


Figura 1.28 Neumático y Rin

### 1.7.1 Selección

Para la selección del neumático y rin nos basamos en catálogos, tomando en cuenta la carga que soportara el neumático y asesorados por los proveedores, quienes recomiendan una llanta radial sin cámara y un rin hermético (Apéndice B5)

# Capítulo 2

# Configuración

En el siguiente capítulo se hará una selección de los elementos que conforman las configuraciones seleccionadas de las opciones del capítulo anterior, recurriendo a cuantificar parámetros, auxiliados por encuestas, entrevistas con proveedores y tomando en cuenta los criterios de la Gaceta Oficial del Distrito Federal, Secretaría de Transportes y Vialidad, con el fin de justificar lo más posible la selección de los sistemas que conformarán la configuración que se obtenga al final del capítulo.

## 2.1 Selección de la ubicación de las baterías

Se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones para la correcta disposición de las baterías.

- Las baterías estarán dispuestas en 6 paquetes de 12, teniendo un total de 72 baterías.
- Se debe dejar un claro en la parte superior de las baterías, ya que las baterías emiten gases que causarían problemas al conjuntarse con chispas.
- Los proveedores de Trojan recomiendan una separación de 1/8 plg. entre cada batería. Esta distancia se debe a que las baterías generan calor y necesitan espacio para su ventilación y así poder tener un correcto funcionamiento.

Para realizar la configuración final del chasis es necesario conocer la ubicación de las baterías, siendo éstas una parte importante en el vehículo debido a:

- El espacio que ocupan.
- El peso que agregan.

Básicamente consideramos 3 opciones para la ubicación de las baterías.

- En los extremos.
- Entre ejes.
- Sobre los ejes.

A continuación se menciona brevemente ventajas y desventajas de las opciones anteriores para la ubicación de las baterías.

### 2.1.1 Baterías en los Extremos.

Para esta opción, parte de las baterías son colocadas en los extremos de la escalera ( ver figura 2.1 ), mediante un brazo unido a ésta, y otra parte sobre el extremo posterior.

En esta opción se presenta flexión pura del bastidor y se podría tener problema de una excesiva deformación en la parte central de la escalera.

Esta opción presenta fácil acceso a las baterías para realizar cambio de las baterías agotadas por cargadas. Esta podría ser la mejor propuesta, ya que la parte inferior del bastidor esta libre para acoplar todos los elementos que conforman al chasis. Una desventaja en esta opción es que las baterías al estar separadas deben conectarse mediante un cable especial que tiene un costo elevado.

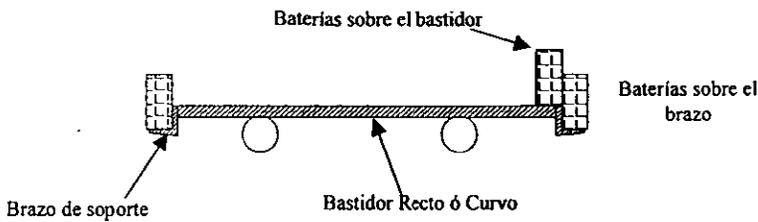


Figura 2.1 Ubicación de las baterías en los extremos

### 2.1.2 Baterías entre Ejes

En esta opción se debe diseñar un dispositivo que permita el cambio rápido y fácil de las baterías, colocando las baterías de esta manera, se ocupa la mayor parte del espacio debajo de la unidad , por lo tanto, el espacio para la colocación de los elementos que conforman al chasis se ve disminuido y se aprovecha al máximo el área de pasajeros.

El problema que se encuentra es el peso que se agrega en el claro más largo de la escalera por lo cual se produce flexión en el bastidor que debe ser analizado para verificar que, de acuerdo a la Gaceta Oficial, no sea mayor a 15 mm.

Por otra parte en esta opción existe un espacio reducido entre el piso y la canastilla de las baterías, por lo que están expuestas a dañarse con objetos que existan en la vía como son piedras, topes, etc. Esto también puede ocasionar que en tiempo de lluvias las baterías se mojen y se tenga un mal funcionamiento del vehículo. Además de que no queda distancia suficiente para hacer de manera correcta el intercambio de las baterías.

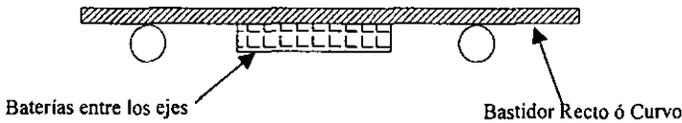


Figura 2.2 Baterías entre ejes

### 2.1.3 Baterías sobre el Eje Trasero

En esta opción las baterías son colocadas sobre el eje trasero, con esto el peso queda directamente sobre el eje y la escalera no soporta todo el peso, el problema es que se reduce el espacio en el interior del vehículo; además de que el cambio de las baterías se vuelve menos sencillo.

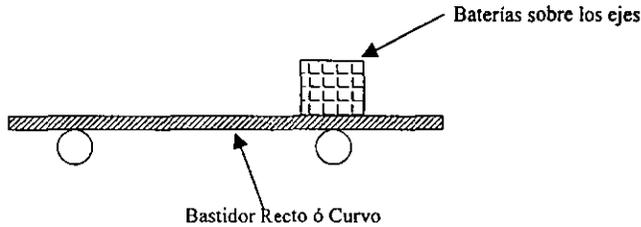


Figura 2.3 Baterías sobre el eje trasero

Para la selección de la ubicación de las baterías, se decidió realizar un análisis en los bastidores (ver sección 2.2) con el objeto de saber donde se presenta el menor esfuerzo y la menor deformación del bastidor.

## 2.2. Selección del Bastidor

Por medio de la investigación realizada podemos observar que únicamente contamos con dos opciones para la selección del bastidor. De tipo escalera y tipo escalera con centro bajo o depresión central. Para hacer la selección se consultó la información comercial que aparece en el apéndice B, donde se observa que todos los bastidores comerciales que existen en el mercado para vehículos de pasajeros con las características requeridas en el proyecto son los de tipo escalera, es decir, con los largueros rectos de sección constante y perfil “C”.

Aunque se podría adaptar el bastidor escalera con depresión central, existe el problema de ubicación de las baterías en cuanto a la distancia del suelo, Además que el disponible es para vehículos de menor tonelaje al requerido.

En cuanto a los travesaños existe una extensa variedad de formas y secciones, esto debido a la investigación por parte de las grandes empresas de acuerdo a las características de uso y carga del vehículo. Por lo que al seleccionar un bastidor de alguna compañía en especial, estamos dependiendo de los criterios y la forma seleccionada que dicha compañía haya diseñado para el travesaño.

Si el bastidor se adquiere directo de fábrica se debe considerar que los largueros son fabricados en una compañía y los travesaños en otra. Esto implica un costo extra al ensamblar los diferentes elementos. Además para el caso de los travesaños es necesario mandar planos de fabricación con especificaciones detalladas, para la cotización y fabricación.

A continuación se muestra un análisis de los dos tipos de bastidores para tener una mejor referencia de la resistencia y deformación de cada uno de ellos, el análisis se realizó en CosmosWorks. En el capítulo 3 se darán los detalles de un análisis por elemento finito para el bastidor seleccionado.

Para el análisis se tomó únicamente el peso de las baterías. La colocación de las cargas depende de la ubicación de las baterías en el bastidor, cuyo peso total es de 2058 kg. El análisis se hizo para cada uno de los bastidores (Recto y Curvo).

### 2.2.1 Carga en los Extremos.

El primer análisis se hizo aplicando la carga en los extremos del bastidor, la carga se repartió 1/3 adelante y 2/3 atrás, como lo recomienda el manual de diseño de la SAE<sup>[10]</sup>. Las restricciones de desplazamiento, se pusieron en los apoyos de la suspensión según el tipo de bastidor. En las figuras 2.4 y 2.5 se observa el desplazamiento máximo debido a las condiciones de carga. En la tabla 2.1 se presentan los valores máximos de esfuerzo así como el valor de Von Mises y desplazamiento para los dos tipos de bastidores.

	Bastidor Recto	Bastidor Curvo
Von Mises [N/m <sup>2</sup> ]	1.5403E+007	1.4143E+007
Esfuerzo Estático [N/m <sup>2</sup> ]	0.0001497	0.0001457
Desplazamiento máximo [mm.]	0.137	0.211

Tabla 2.1 Valores Máximos

De la tabla anterior podemos observar que no existe mucha diferencia en cuanto a los valores, a excepción del valor de Von Mises que para el bastidor recto es más alto que para el bastidor curvo, sin embargo el bastidor recto se deforma menos que el curvo.

También se observa que en el bastidor recto la mayor deformación se presenta en la parte trasera y en el bastidor curvo se presenta en la parte delantera, por lo que la mejor opción es el bastidor curvo ya que en la parte delantera se tiene únicamente 1/3 de la carga.

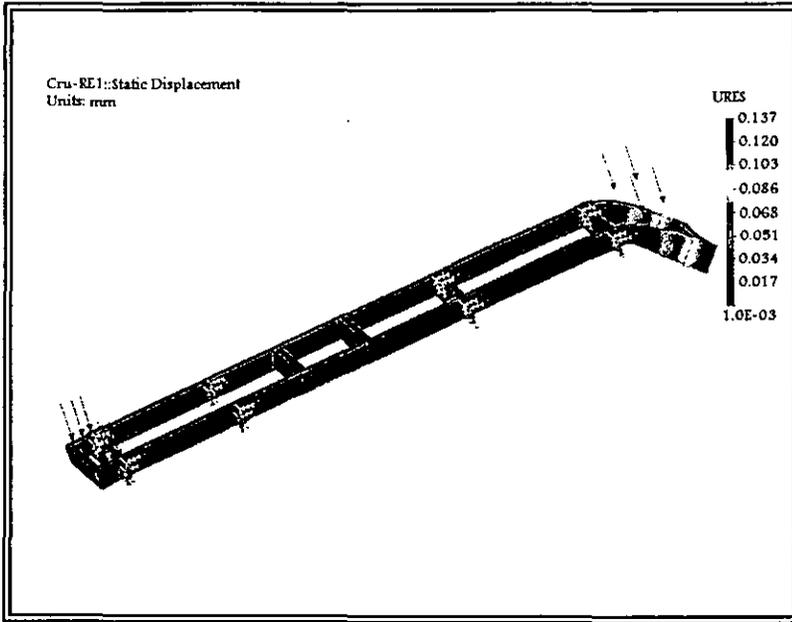


Figura 2.4. Bastidor Recto con cargas en los Extremos. Gráfica de desplazamiento

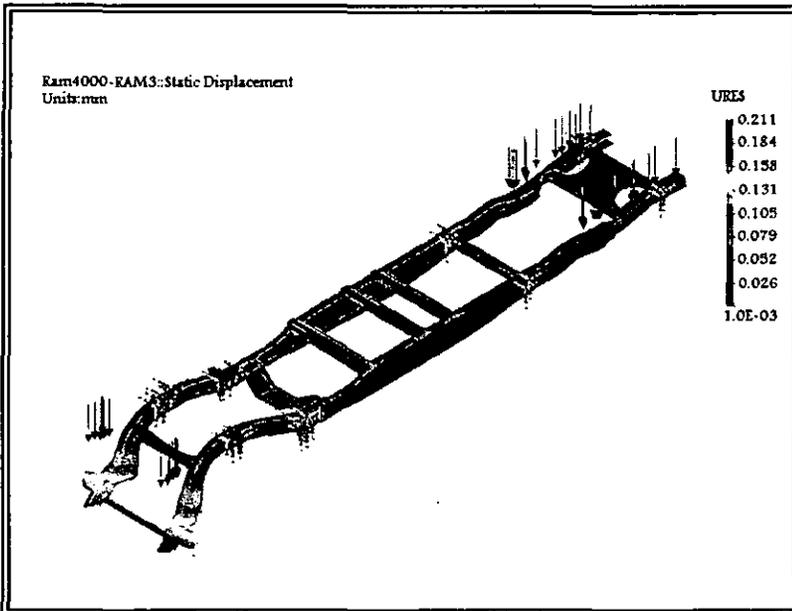


Figura 2.5 Bastidor Curvo con cargas en los Extremos. Gráfica de desplazamiento

### 2.2.2 Carga entre Ejes

En el segundo análisis, se aplicó el 100% de la carga entre los ejes delantero y trasero, las restricciones se pusieron en los apoyos de la suspensión.

En las figuras 2.6 y 2.7 se observa el desplazamiento máximo debido a las condiciones de carga. En la tabla 2.2 se presentan los valores máximos de esfuerzo así como el valor de Von Mises y desplazamiento para los dos tipos de bastidores.

	Bastidor Recto	Bastidor Curvo
Von Mises [N/m <sup>2</sup> ]	1.1284E+007	6.7295E+007
Esfuerzo Estático [N/m <sup>2</sup> ]	0.00012775	0.0014552
Desplazamiento máximo [mm.]	0.1295	1.0522

Tabla 2.2 Valores Máximos

En este caso existe una gran diferencia en el valor de Von Mises y en el desplazamiento, son mucho mayores en el bastidor curvo. En esta opción la deformación máxima se presenta en el centro para los dos bastidores. Por lo que en esta opción conviene utilizar el bastidor recto.

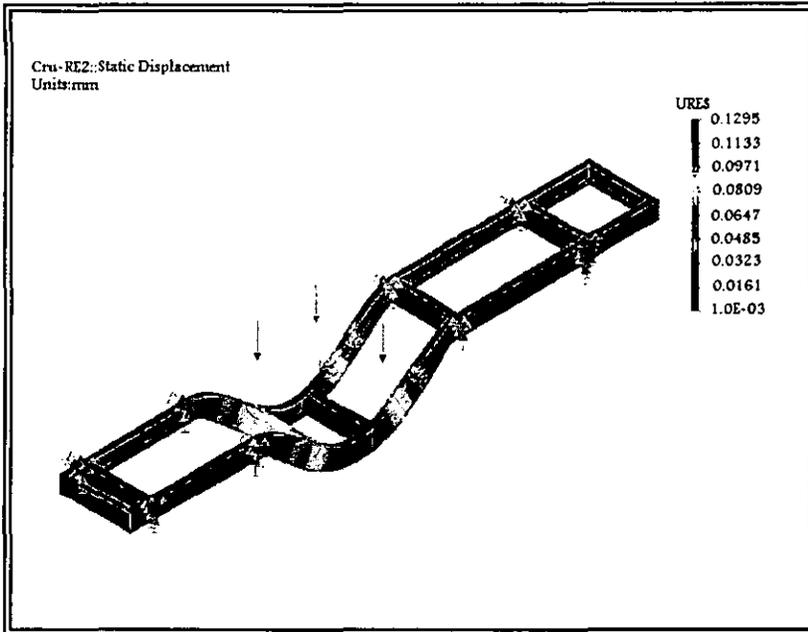


Figura 2.6 Bastidor Recto con carga entre los Ejes. Gráfica de desplazamiento

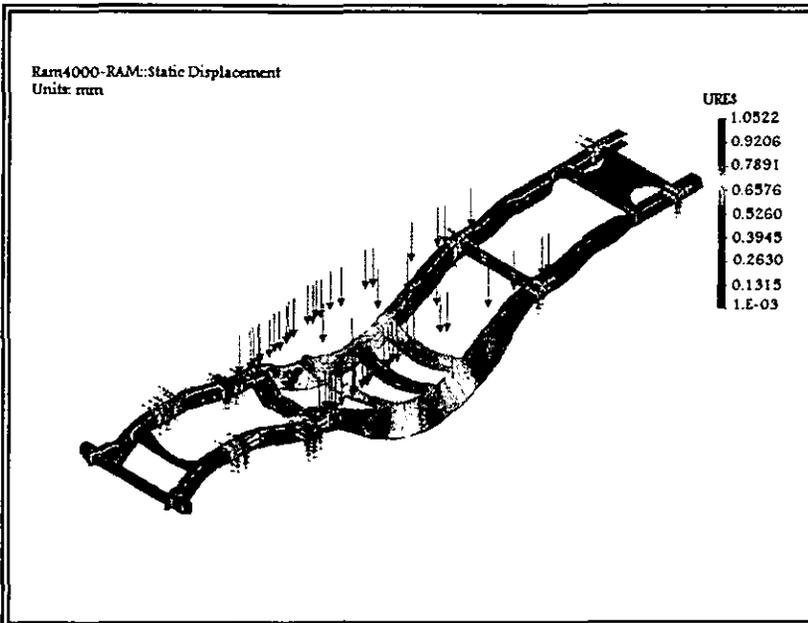


Figura 2.7 Bastidor Curvo con cargas entre los Ejes. Gráfica de desplazamiento

### 2.2.3 Carga sobre el Eje Trasero

En el tercer análisis, se aplicó el 100% de la carga sobre un área arriba del eje trasero, las restricciones se pusieron en los apoyos de la suspensión.

En las figuras 2.8 y 2.9 se observa el desplazamiento máximo debido a las condiciones de carga. En la tabla 2.3 se presentan los valores máximos de esfuerzo así como el valor de Von Mises y desplazamiento para los dos tipos de bastidores.

	Bastidor Recto	Bastidor Curvo
Von Mises [N/m <sup>2</sup> ]	5.0267E+006	9.0737E+006
Esfuerzo Estático [N/m <sup>2</sup> ]	6.0218E-005	9.6336E-005
Desplazamiento máximo [mm]	0.0362	0.05478

Tabla 2.3 Valores Máximos

Observamos nuevamente una gran diferencia en el valor de Von Mises y en el desplazamiento en los dos bastidores, ya que son mucho mayores en el bastidor curvo, por lo que en esta opción también nos conviene utilizar el bastidor recto. Además como era de esperarse existe una deformación mucho menor debido a que el peso mayor lo están cargando los ejes y no la estructura.

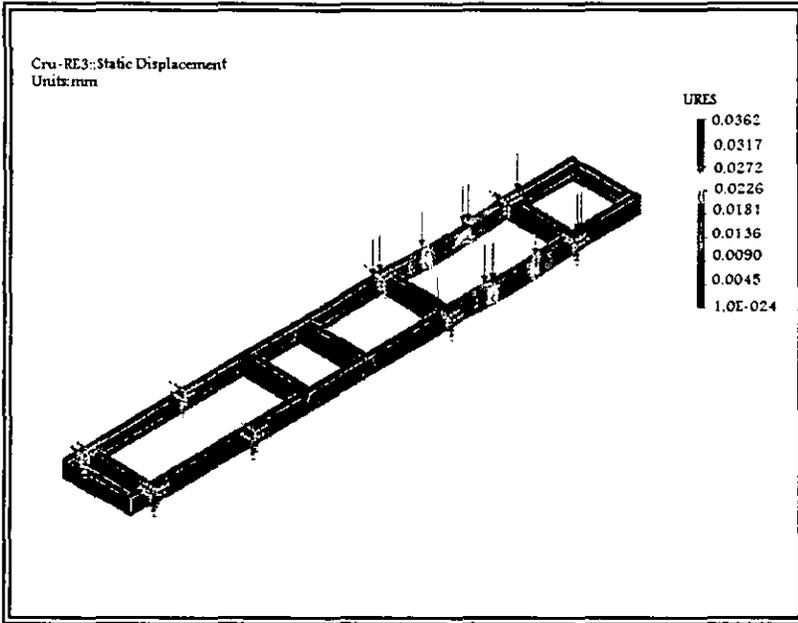


Figura 2.8 Bastidor Recto con cargas sobre el Eje. Gráfica de desplazamiento

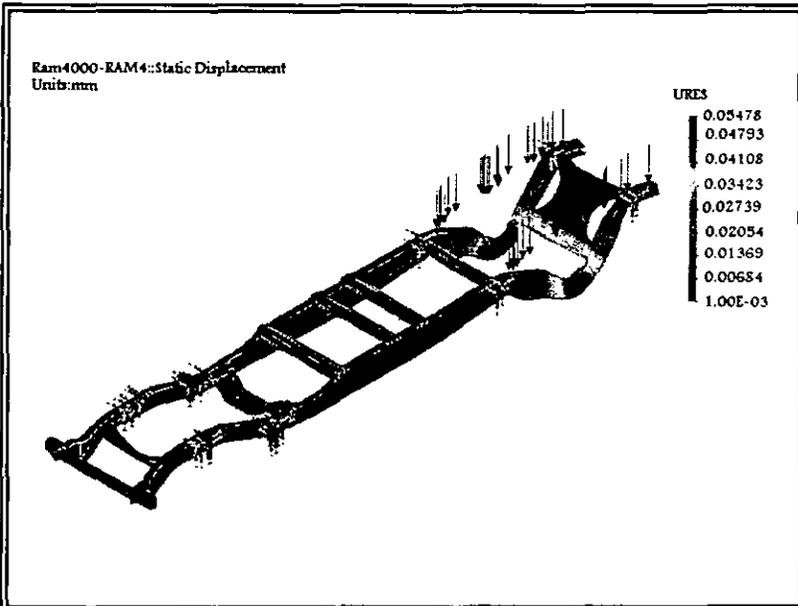


Figura 2.9 Bastidor Curvo con cargas sobre el Eje. Gráfica de desplazamiento

De los análisis anteriores observamos que en dos casos el bastidor recto es mejor que el bastidor curvo, por lo que basándonos en estos resultados nuestra selección es el bastidor de tipo escalera con largueros rectos de sección constante y dependiendo de la compañía será la forma de los travesaños.

	Carga en los extremos		Carga entre ejes		Carga sobre el eje trasero	
	Bastidor Recto	Bastidor Curvo	Bastidor Recto	Bastidor Curvo	Bastidor Recto	Bastidor Curvo
Von Mises [N/m <sup>2</sup> ]	1.5403E+7	1.4143E+7	1.1284E+7	6.7295E+7	5.0267E+6	9.0737E+6
Esfuerzo Estático [N/m <sup>2</sup> ]	0.0001497	0.0001457	0.0001277	0.0014552	6.0218E-5	9.6336E-5
Desplazamiento máximo [mm]	0.137	0.211	0.1295	1.0522	0.0362	0.05478

Tabla 2.4 Resumen de Valores Obtenidos

La ubicación de las baterías según los resultados obtenidos será entre ejes.

## 2.3 Selección del Sistema de Suspensión

### 2.3.1 Parámetros

En el capítulo anterior se tomaron de manera cualitativa algunos parámetros de selección, en este caso se cuantifican algunos de ellos para encontrar la mejor solución; los parámetros a los que nos referiremos son:

- Volumen
- Costo
- Confort
- Peso

Para ello tomaremos como referencia un chasis modelo RAM 4000 el que fue donado al CDM, en el cual se hicieron mediciones y en base a ellas se calcularon los parámetros anteriores.

### 2.3.2 Volumen ( $\nabla$ )

- Resorte

Dimensiones:

$$D_{\text{mayor}}(\phi_M) = 0.19[\text{m}]$$

$$D_{\text{menor}}(\phi_m) = 0.16[\text{m}]$$

$$\text{Altura}(H) = 0.45[\text{m}]$$

$$\nabla = \frac{\pi}{4} \times \phi_M^2 \times H$$

$$\nabla = \frac{\pi}{4} (19)_M^2 (45)$$

$$\nabla_{\text{Resorte}} = 0.012758[\text{m}^3] = 778[\text{in}^3]$$

- Muelle

Dimensiones

$$\text{Largo}(L) = 1.556[\text{m}]$$

$$\text{Ancho}(A) = 0.076[\text{m}]$$

$$\text{Altura}(H) = 0.3[\text{m}]$$

$$\forall = L \times A \times H$$

$$\forall = 155.6(0.076)(0.3)$$

$$\forall_{\text{muelle}} = 0.0354758[\text{m}^3] = 2164.93[\text{in}^3]$$

- Bolsa de Aire

De las tablas proporcionadas por la compañía Firestone:

$$\forall_{\text{Delantera}} = 0.0083[\text{m}^3] = 507[\text{in}^3]$$

$$\forall_{\text{Trasera}} = 0.022[\text{m}^3] = 1330[\text{in}^3]$$

### 2.3.3 Costo

- Resorte                    65    USD (Par)
- Muelle                    138    USD (Paquete)
- Bolsa                    635    USD (Cada una)

### 2.3.4 Confort

El porcentaje de transmisión de vibraciones que el sistema de suspensión transmite al vehículo representa el confort de un vehículo<sup>[17]</sup>.

$$\%_{\text{transmisión}} = \frac{100}{\left(\frac{f_f}{f_n}\right)^2 - 1} \quad [17]$$

$$f_f = \text{frecuencia forzada} = 850[\text{cpm}]$$

$$f_n = \text{frecuencia natural}$$

- Resorte

*Resorte Delantero*

$$\% \text{transmisión} = \frac{100}{\left(\frac{f_f}{f_n}\right)^2 - 1}$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \left[ \frac{g \times k}{P} \right]^{1/2}$$

$$g = 9.81 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$$k = \text{Constante del resorte} = 7178.9 \left[ \frac{kg}{m} \right] \text{ (datos técnico)}$$

$$f_n = 1.2734 [Hz] = 76.4 [cpm]$$

$$\% \text{transmisión} = 0.8144$$

*Resorte Trasero*

$$k = \frac{P}{dl} = \frac{1814.36}{0.2} = 9071.8 \left[ \frac{kg}{m} \right] \text{ (aproximación)}$$

$$f_n = 1.1146 [Hz] = 66.87 [cpm]$$

$$\% \text{transmisión} = 0.623$$

- Muelles

*Muelle Delantero*

$$k = 15072 \left[ \frac{kg}{m} \right] \text{ (aproximación)}$$

$$f_n = 1.845 [Hz] = 110.71 [cpm]$$

$$\% \text{transmisión} = 1.73$$

*Muelle Trasero*

$$k = 16965 \left[ \frac{kg}{m} \right] \text{ (aproximación)}$$

$$f_n = 1.524 [Hz] = 91.45 [cpm]$$

$$\% \text{transmisión} = 1.17$$

- Bolsa

*Bolsa Delantera*

$$k = 5446.68 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right] \quad \text{dato técnico}$$

$$f_n = 1.07 [\text{Hz}] = 64 [\text{cpm}]$$

$$\% \text{transmisión} = 0.57$$

*Bolsa Trasera*

$$k = 7589.64 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right] \quad \text{dato técnico}$$

$$f_n = 0.99 [\text{Hz}] = 59 [\text{cpm}]$$

$$\% \text{transmisión} = 0.484$$

### 2.3.5 Peso

- Resorte

$$W = 7.5 [\text{Kg}]$$

- Muelle

$$W = 15 [\text{Kg}]$$

- Bolsa

*Bolsa Delantera*

$$W = 3.17 [\text{Kg}]$$

*Bolsa Trasera*

$$W = 8.16 [\text{Kg}]$$



2.3.6 Resultados

En la tabla 2.5 se reúne la información obtenida en los cálculos anteriores, se proponen nueve configuraciones y se evaluaron de la siguiente manera:

Se indica con un asterisco y un número (1,2,3), las soluciones que mejor cumplen los objetivos de los parámetros, por ejemplo, un asterisco y un número 1 (\*1) en alguna opción, indica que en ese parámetro en específico, dicha opción es la que tiene el mejor valor.

Opción	2					
	Resortes (2)	Ballestas (2)	Bolsas de Aire (2)	Resortes (4)	Ballestas (4)	Bolsas de Aire (4)
Vol. [in <sup>3</sup> ]	778(2) =1556	2164.93(2) =4329.86	2(507)=1014 / 2(1330)=2660	778(4) =1556	2164.93(4) = 8659.72	2(1330)=2660 =2660
Costo [USD]	65	138(2) =276	2(635) =1270	65(80) =5200	138(4) =552	2(635) =1270
Confort [% transmisión]	2(0.8144) =1.6288 2(0.623) =1.246	2(1.73) = 3.46 / 2(1.17) = 2.34	2(0.57)=1.14 / 2(0.484) =0.968	2(62.88) =125.76 2(87.13) =174.26	3.46+2.34 = 5.8	2(14.90968) =29.81936
Peso [Kg.]	7.5(2)=15	15(2)=30	2(3.17)=6.34 / 2(8.16)=16.32	7.5(4)=30	15(4)=60	2(3.17)=6.34 2(8.16)=16.32

Tabla 2.5



Opción	4	5	6	7	8	9
	Resortes (D)/ Ballestas (T)	Ballestas(D)/ Resortes (T)	Resortes (D)/ Bolas (T)	Bolsas(D)/ Resortes (T)	Ballestas (D) / Bolsas (T)	Bolsas (D) / Ballestas (T)
Vol. [in <sup>3</sup> ]	1556 +4329.86 =5885.86	4329.86 +1556 =5885.86	1556+2660 =4216	1014+1556 =2570	4329.86 + 2660 =6990	1014 + 4329.86 = 5343.86
Costo [USD]	65+276 =341 *2	276+80 =356 *3	65+1270 =1335	1270+80 =1350	276+127 =403 1546	1270+276= 1546
Confort [% transmisión]	1.6288+2.34 = 3.9688	3.46+1.246 = 4.706	1.6288 + 0.9688 = 2.5968	1.14+1.246 = 2.386	3.46 + 0.968 = 4.428	1.14 + 2.34 = 3.48
Peso [Kg.]	15+30 =45	30+15 =45	15+16.32 = 31.32	6.34+15 = 21.34	30 + 16.32 = 46.32	6.34+15 =21.34

Tabla 2.5 ( continuación)

De la tabla anterior, se observa que las configuraciones con mejor comportamiento son:

- Opción 3 Bolsas de aire en las cuatro llantas (3 asteriscos)
- Opción 7 Bolsas de aire delanteros y resortes traseros (3 asteriscos)
- Opción 1 Resortes en las cuatro llantas (2 asteriscos)
- Opción 6 Resortes delanteros y Bolsas traseras (2 asteriscos)

De acuerdo con los resultados mostrados en la tabla 1.2 ( importancia de parámetros ) del capítulo anterior, el parámetro con mayor importancia es el confort, al evaluar éstas cuatro opciones obtenemos lo siguiente:

La opción 7 brinda un mayor confort en la parte delantera que en la trasera, que es el caso contrario de lo que necesitamos, ya que es atrás donde se aloja la mayoría de los pasajeros, por ello ésta opción es descartada.

En cuanto a la opción 1, vemos que de las tres opciones que quedan, es la que transmite el mayor porcentaje de vibraciones, por lo tanto también queda descartada.

Finalmente tenemos dos opciones:

1. Bolsas de aire en las cuatro llantas
2. Resortes delanteros y bolsas de aire traseras

Ambas son factibles de combinar con los demás sistemas integrantes del chasis cumpliendo de manera satisfactoria con la función de la suspensión, sin embargo el costo de tener una suspensión neumática en las cuatro ruedas es mucho más elevado que tener el sistema combinado de resortes y bolsas neumáticas. Por lo tanto nuestra mejor opción es la número 2:

Resortes delanteros y bolsas de aire traseras.

## 2.4 Selección de Frenos

### Aspecto referido al mando

La Gaceta Oficial del D.F., recomienda que el sistema de frenos sea con asistencia.

Por otro lado, de acuerdo a una entrevista con el asesor Jorge Gumler G. de ALLIED SIGNAL, BENDIX BRAKES, comentó que después de 8 (T) de peso bruto vehicular, se utiliza asistencia neumática, con éste tipo de asistencia la seguridad de los pasajeros, es mayor, ya que no se tienen los problemas del mando hidráulico, que en el caso de quedarse sin líquido se pierde la capacidad de frenado. En cambio, a través de aire, el vehículo se detiene totalmente al quedarse sin éste.

Una vez elegido el tipo de asistencia, nos vemos limitados en cuanto al tipo de freno (tambor o de disco), ya que los sistemas de mando de aire cuentan con frenos de tambor y de resorte.

#### Freno de resorte.

Consiste en una cámara de freno convencional y el mecanismo alberga un resorte grande y un diafragma, que bajo condiciones normales, se mantiene en posición desenganchada (resorte comprimido) por la presión del aire. Si se expulsa el aire de la cavidad del resorte, el resorte se extiende forzando al diafragma, a la placa de empuje y a la varilla hacia delante, frenando al vehículo.

## 2.5 ACOPLAMIENTO MOTRIZ

Consideraciones para la ubicación del motor.

Se debe colocar el motor de tal forma que no tenga problemas para su mantenimiento y en un lugar donde no impida el acceso a alguna otra parte o componente del minibús, si lo anterior no pudiese ser, deberá evitarse lo más posible dicha obstrucción. Para lo anterior debemos hacer las siguientes consideraciones:

- El tipo o modelo de eje trasero, para determinar el acoplamiento del motor. En caso de que exista algún problema con este eje, buscar la posibilidad de cambiar a otra opción más adecuada para poder acoplar el motor eléctrico.
- Definir la disposición de las baterías para obtener la mejor distribución de espacio y peso del minibús.
- La forma de sujeción del motor al bastidor, debido a que no es recomendable hacer perforaciones o soldar sobre éste ya que se pueden alterar las propiedades del material del bastidor y se pierde la garantía del fabricante.

Opciones.

Existen pocas posibilidades para la colocación del motor ya que una vez definida la ubicación de las baterías nos queda restringido el espacio, por lo cual el parámetro a variar sería el eje.

### 2.5.1 Motor en la parte trasera (atrás del eje)

Esta sería la configuración más apropiada de acuerdo a la disposición del motor, ya que se encuentra en un lugar muy accesible y se le podría dar mantenimiento cuando fuese necesario, el detalle que se debe cuidar en esta configuración es el acoplamiento con el eje. En esta configuración se elimina el diferencial y con esto también se eliminan pérdidas de potencia y fricción del motor respecto al diferencial.

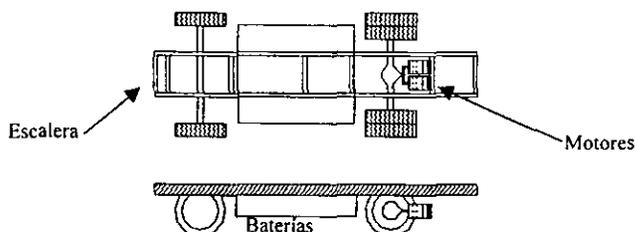


Figura 2.10 Motor en la parte trasera (atrás del eje)

### 2.5.2 Motor en la parte trasera (adelante del eje)

En esta configuración se puede observar claramente que el motor queda dentro del área de las baterías, con esto se tendrían problemas para dar mantenimiento al motor, ya que esto interferiría con el bloque de baterías. Por lo tanto no es muy conveniente esta configuración.

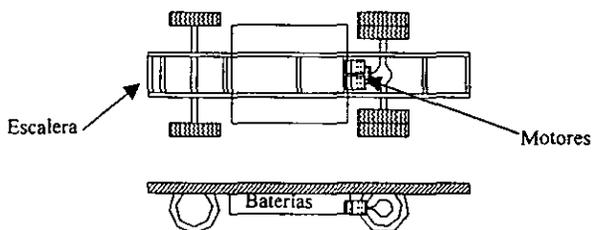


Figura 2.11 Motor en la parte trasera (adelante del eje)

### 2.5.3 Motor en la parte delantera.

Esta es una configuración que normalmente podemos ver en los transportes de pasajeros, el motor en la parte delantera y con el diferencial para conectar al motor con el eje, aquí como se dijo en la primer configuración podemos tener pequeñas pérdidas por la conexión del motor - diferencial - eje trasero, además de que la flecha cardán pasa por en medio de las baterías y con esto se presentaría nuevamente el problema para el cambio de las baterías ya que al estar en la parte central, la flecha impediría el deslizamiento de las baterías.

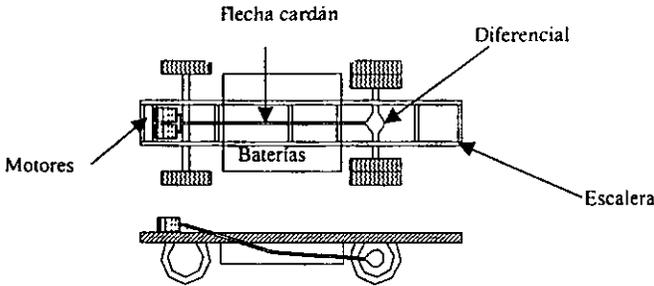


Figura 2.12 Motor en la parte delantera

Para la selección de la ubicación del motor tomaremos en cuenta el resultado obtenido en la sección 2.2 de este capítulo, donde vemos que la ubicación de las baterías es entre los ejes, de aquí, lo mejor es poner los motores como en la sección 2.6.1 Motor en la parte trasera (atrás del eje), ya que como se mencionó no estorba para el cambio de las baterías y se tiene una buena accesibilidad para el mantenimiento de los motores, lo único que se tendría que cuidar es la protección de los motores por proyectiles que las ruedas traseras podrían lanzar hacia estos.

#### 2.5.4 Selección

Una vez definida la ubicación de los motores, el acoplamiento será como se muestra en la figura 2.13, de donde observamos dos juntas universales y una pequeña flecha, esto con el propósito de permitir el movimiento necesario para no entorpecer la transmisión de los motores hacia el diferencial. La transmisión del giro y potencia de los motores hacia la flecha es por medio de cadenas.

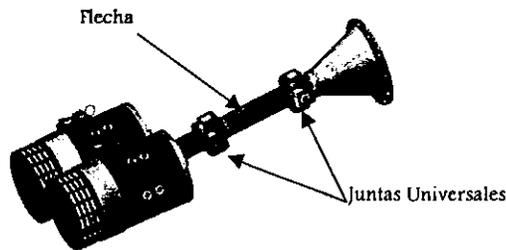
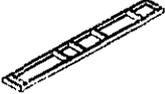


Figura 2.13 Acoplamiento Motriz

## 2.6 Configuración Final

Como resultado de las secciones anteriores, la configuración final la integran los sistemas resumidos en la tabla 2.6.

Ubicación de las baterías	Entre ejes		
Bastidor	Tipo escalera con largueros rectos de sección constante.		
Suspensión	<ul style="list-style-type: none"> <li>Resortes delanteros, bolsas traseras</li> </ul>		
Ejes	<ul style="list-style-type: none"> <li>Eje motriz trasero, tipo flotante.</li> <li>Eje delantero muerto de tipo redondo.</li> </ul>		
Frenos	Frenos de tambor delanteros y traseros con asistencia neumática.		

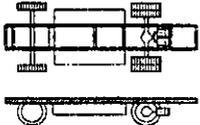
Dirección	Asistida hidráulicamente con caja de tipo tornillo sinfin.	
Ubicación del motor	Motor en la parte trasera (atrás del eje)	
Acoplamiento Motriz	A través de dos juntas universales y flecha. La transmisión de giro y potencia de los motores hacia la flecha es por medio de un arreglo de cadenas.	
Neumáticos y Rines	Neumático radial de rin 19.5	

Tabla 2.6

La figura 2.14 muestra la integración de los sistemas al bastidor:

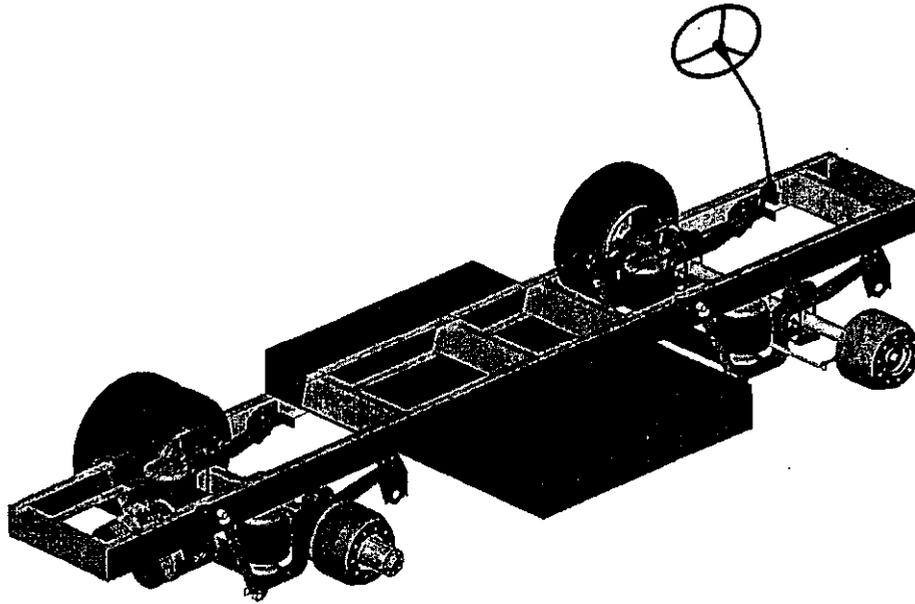


Figura 2.14 Configuración con sistema de suspensión neumática delantera y trasera

# Capítulo 3

# Especificaciones y Planos

En el capítulo anterior se eligió el sistema más adecuado para la solución de nuestro problema, en este capítulo se presentan los resultados de los cálculos de los elementos más importantes del chasis propuesto, dando sus especificaciones de datos comerciales y planos.

### 3.1 Especificaciones del Bastidor

Para el cálculo del bastidor, éste se supondrá como una viga, de donde utilizando el método de las secciones, determinaremos la fuerza cortante y momento flexionante máximos que se presentan, para posteriormente, aplicando la fórmula de flexión y la fórmula general de cortante, determinar las dimensiones del perfil de la viga. Enseguida compararemos dichos valores con los de la información comercial y con esto determinar las dimensiones del perfil del bastidor a emplear.

Con ayuda de un paquete de elemento finito se hará el análisis de la estructura, determinaremos la deformación y el valor de esfuerzos en el bastidor debidos a las cargas aplicadas.

#### 3.1.1 Material

El material empleado, es un acero de grado 950X, el cual es una aleación carbón-manganeso de alta resistencia con un tratamiento de vanadio o columbium, dicho material es el empleado por las fabricas de largueros como DIGLASA, que se basan en la norma SAE J410 950X (ver Apéndice A2) que es la norma que se ha venido usando desde hace ya varios años y es la que ha podido cumplir con los requerimientos y características del metal para la estructura del bastidor.

#### 3.1.2 Cálculo Estático de los Largueros.

Para el cálculo estático del bastidor nos referiremos al apéndice C1, donde se encuentra el desarrollo de los métodos antes mencionados.

Primero determinaremos las reacciones que se presentan en el bastidor, para lo cual sustituiremos los datos del chasis DINA que se encuentran en el apéndice B1 en las ecuaciones 3.1 y 3.2 que son las reacciones en la parte delantera y trasera respectivamente. Utilizaremos también los valores de la tabla 3.1 que son los valores de los principales pesos considerados para el cálculo.

	Peso por unidad [kg]	Peso uniformemente Distribuido $\left[\frac{kg}{m}\right]$
Bastidor y Carrocería	3842.5 kg.	$q_1 - 600.32$
72 Baterías	2057.5 kg.	$q_2 - 529.44$
30 Pasajeros	2100 kg.	$q_3 - 379.25$

Tabla 3.1 Pesos Principales

De la ecuación 3.1 obtenemos:

$$R_B = 4835.36kg$$

y de la ecuación 3.2:

$$R_A = 3164.64kg$$

Los valores de  $R_A$  y  $R_B$  son los pesos que soportan los ejes delantero y trasero del chasis respectivamente. Por recomendación de los fabricantes de chasis es conveniente distribuir el peso del vehículo de tal forma que en el eje delantero se tenga un 40% y en el eje trasero un 60% de la carga total, por lo que al tener un peso bruto vehicular de 8000 kg., tendremos 3200 kg. en el eje delantero y 4800 kg. en el eje trasero. De los valores obtenidos de las ecuaciones 3.1 y 3.2 observamos que los pesos difieren un poco de los mencionados anteriormente, por lo que obtendremos el porcentaje para ver la distribución real de pesos existente en el bastidor.

Reacciones	Porcentaje $\% = \frac{R^*}{Total} \times 100$
$R_A = 3164.64kg$	39.558 %
$R_B = 4835.36kg$	60.442 %
Total = 8000	100 %

Tabla 3.2 Distribución de Peso

De la tabla 3.2 observamos que prácticamente se cumple la distribución de pesos recomendada por los fabricantes para el bastidor, por lo que las dimensiones del chasis 4331600 de DINA serán las que utilizaremos para los siguientes cálculos.

Sustituyendo valores extremos en las ecuaciones 3.3 a 3.8 del apéndice C1, sección 2, construimos el diagrama de cortante y momento, donde se presentan los valores obtenidos en las ecuaciones anteriores.

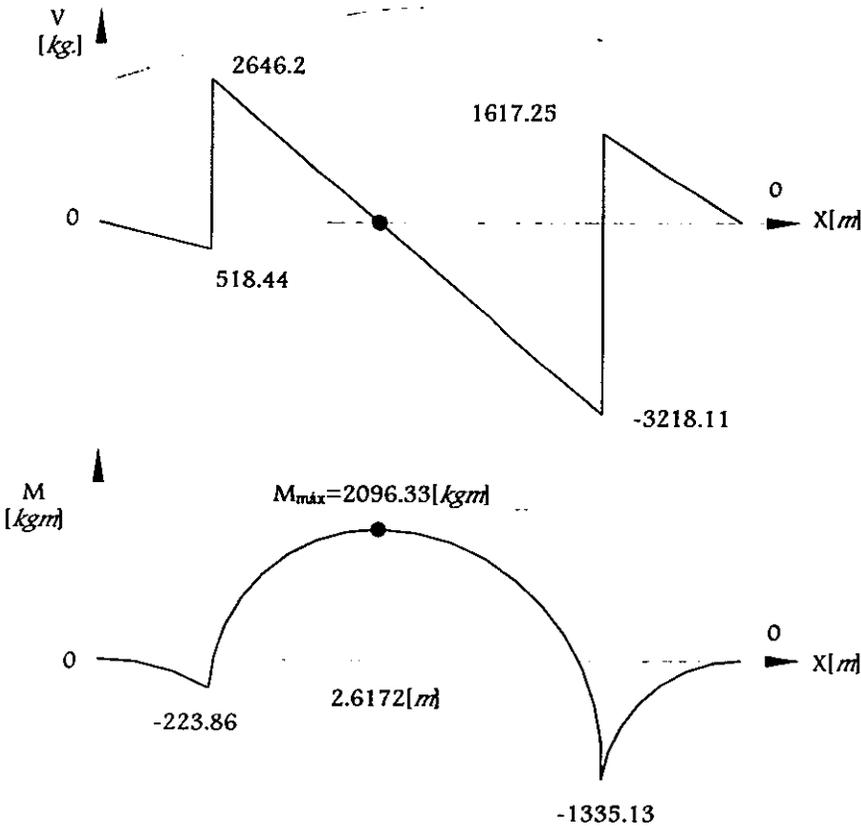


Figura 3.1 Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flexionante

Directamente del diagrama observamos que el momento máximo ( $M_{\text{máx}}$ ) se encuentra en la parte central del bastidor, por lo que para obtener su valor derivaremos la ecuación 3.6 del apéndice C1, sección 2 y la derivada la igualamos a cero para obtener la distancia a la cual se presenta  $M_{\text{máx}}$ , y ésta a su vez la sustituimos en la ecuación 3.6 para obtener el valor de  $M_{\text{máx}}$ , dichos valores son los siguientes.

$$X_{\text{máx}} = 2.6172[m] \Rightarrow M_{\text{máx}} = 2096.33[kg \cdot m] \quad M_{\text{máx}} = 181953.4[lb \cdot plg]$$

Debemos tomar en cuenta que el momento flexionante máximo que acabamos de obtener, se obtuvo considerando la carga total sobre los dos largueros, por lo que para el cálculo de la sección debemos dividir el momento máximo entre dos, ya lo que nos interesa es la sección de un larguero, y sabemos que los dos largueros tendrán la misma sección.

$$M_{\text{máx}} = 90976.7[lb \cdot plg]$$

### 3.1.3 Cálculo de la Sección Transversal por Resistencia.

#### 3.1.3.1 Utilizando la Fórmula de Flexión.

Del desarrollo del apéndice C1, sección 3 llegamos a la ecuación 3.10 donde tenemos tres incógnitas, por lo que se dan valores a dos de las variables para obtener la tercera, y luego comparar con los resultados obtenidos mediante el uso de la fórmula general de cortante de la siguiente sección. Los valores a sustituir serán parecidos a los que se tienen del chasis 4331600 de DINA como es espesor, ancho y altura (ver Apéndice B1).

	1	2	3	4	5	6
Módulo S [plg <sup>3</sup> ]	5.4586	5.4586	5.4586	5.4586	5.4586	5.4586
Ancho b [plg]	1.737	3	3	2.5	3	3.3459
Altura h [plg]	8	6.14	8	7	7.4398	7
Espesor e [plg]	0.25	0.25	0.1685	0.2378	0.1875	0.1875

Tabla 3.3 Dimensiones de Perfil "C" utilizando el Módulo de Sección

De los valores de la tabla 3.3 observamos que las columnas 3 y 5 al darle valores a dos de las incógnitas, la tercera es parecida al valor que tiene el chasis 4331600, por lo que las dimensiones del perfil “C” que podemos elegir por medio de éste método tienen las siguientes dimensiones:

Altura 8 pulgadas  
Ancho 3 pulgadas  
Espesor 0.1875 pulgadas

### 3.1.3.2 Utilizando la Fórmula General de Cortante.

En el apéndice C1, sección 4 encontramos el desarrollo de esta fórmula, llegando a la ecuación 3.12, y de la misma forma en que se hizo en la sección 3.1.3.1, daremos valores a dos de las incógnitas para encontrar la tercera, en este punto nos interesa más el valor del espesor ya que es un parámetro importante para que la sección resista el cortante que se presenta.

	1	2	3	4	5	6
b [pulg]	3	3	3	3	3	3
h [pulg]	6.5	7	7.5	8	8.5	9
e [pulg]	0.14461	0.13573	0.12789	0.12094	0.11476	0.10914

Tabla 3.4

	7	8	9	10	11
b [pulg]	1.5	2	2.5	3.5	4
h [pulg]	8	8	8	8	8
e [pulg]	0.1307	0.1264	0.1233	0.119088	0.1176

Tabla 3.5

En las tablas 3.4 y 3.5 encontramos los resultados del espesor, al sustituir los valores de ancho y altura del chasis 4331600 en la fórmula general de cortante. dichos valores son cercanos a los encontrados anteriormente en la sección 3.1.3.1, de aquí podemos concluir que el espesor que se tiene del chasis 4331600 esta por encima de los valores teóricos, esto posiblemente debido al factor de seguridad que el departamento de diseño de DINA utilizó para sus cálculos. Finalmente comparando resultados de la sección 3.1.3.1 y 3.1.3.2 podemos concluir que las dimensiones de la sección para los largueros son las que se presentan en la figura 3.2.

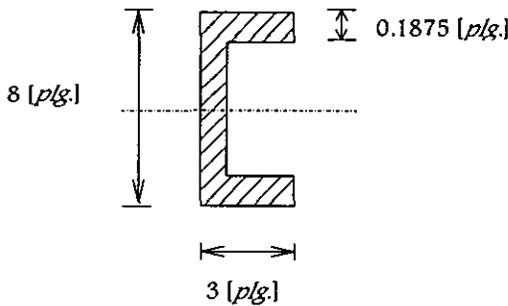


Figura 3.2 Dimensiones del Perfil "C"

ESTA TESIS NO DEBE  
CALIB DE LA BIBLIOTECA

### 3.1.4 Análisis del Bastidor por Elemento Finito.

Para el análisis por elemento finito del bastidor se utilizó COSMOSWorks, para lo cual se elaboró un modelo con las especificaciones del chasis DINA 4331600 que se presentan en el apéndice B1, para este modelo se utilizó SolidWorks. Con este análisis se determinarán los esfuerzos a los que estará sometido el bastidor y la deformación que se presenta en la estructura. Los travesaños se representan como un perfil en U esto con el fin de generalizar el tipo de travesaños que se encuentran en los diseños de DINA.

El análisis es estático, el cual consiste en dos estudios, las cargas aplicadas son normales a la superficie y se considera el minibus parado y cargado totalmente, la diferencia entre los dos estudios consiste en la cantidad de restricciones:

- En el primer estudio las restricciones se encuentran en los ocho apoyos de la suspensión.
- En el segundo estudio solo se consideran restricciones en cuatro apoyos de la suspensión, esto con el fin de simular al minibus sobre un tope o en un bache.

Las cargas aplicadas son las que se presentan en la tabla 3.1, divididas entre dos debido a la simetría de la estructura consideramos que las cargas se reparten igual a cada lado. Para el manejo de unidades en fuerzas y resultados se utilizó el sistema internacional. Las cargas se distribuyen en 3 partes sobre el bastidor:

- Adelante.- Carrocería y pasajeros 7286.08 [N]
- En medio.- Baterías, carrocería y pasajeros 20114.04 [N]
- Atrás.- Carrocería y pasajeros 11839.88 [N]

Para el análisis se eligió la opción de solución rápida con una malla sólida. Para crear la malla se utilizó una calidad alta y un mallado mediano, donde al finalizar el mallado tenemos los siguientes valores de elementos y nodos.

Tamaño del elemento.-	32.225 mm	Nodos totales.-	84951
Tolerancia.-	1.6113 mm	Elementos totales.-	42253
Calidad de Malla.-	Alta		

Las propiedades del material para el análisis las podemos ver en el apéndice A2.

Una vez obtenidos los resultados del análisis compararemos los resultados obtenidos con el esfuerzo de diseño, que como se menciona en el apéndice C1 sección 3 es la tercer parte del esfuerzo de cedencia, cuyo valor es:

$$\sigma_d = \frac{3.447 \times 10^8}{3} = 1.15 \times 10^8 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

### Análisis Estático.

Todos los resultados se encuentran con una escala mucho mayor, esto con el fin de observar de una mejor manera las deformaciones que se presentan en el bastidor, ya que a escala 1:1 no se percibirían dichas deformaciones.

### Esfuerzos.

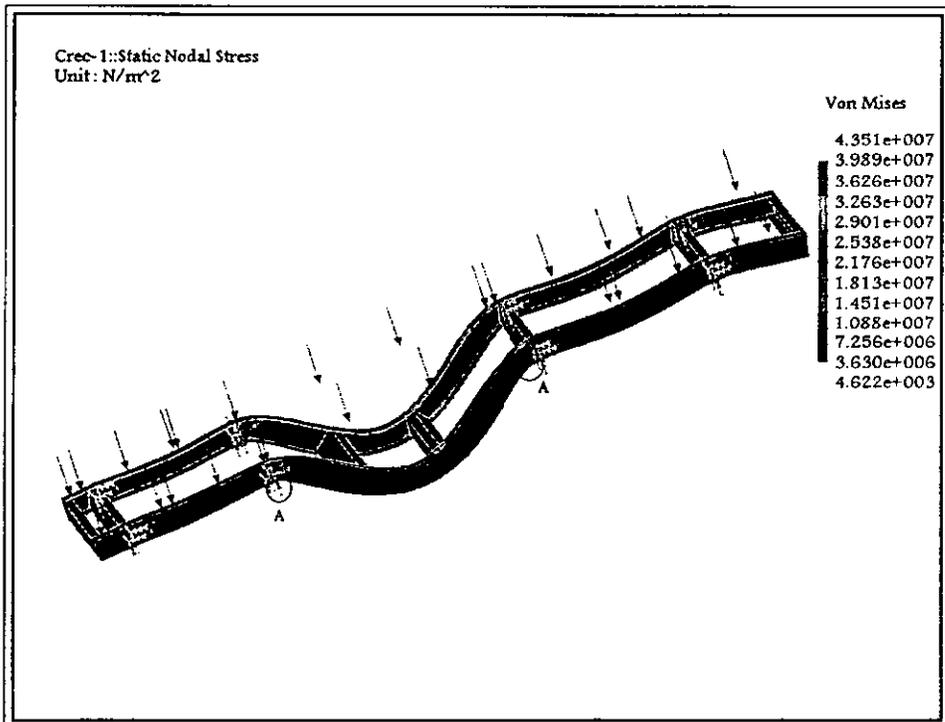


Figura 3.3 Von Mises.

En la figura 3.3 observamos el resultado del análisis para esfuerzo, donde el esfuerzo que se presenta es el de Von Mises dado que es el esfuerzo más representativo. El esfuerzo máximo que se presenta en el bastidor es cerca de los apoyos en el punto A donde su valor es de  $4.351 \times 10^7$  valor que queda muy por debajo del esfuerzo de diseño, por lo que la estructura estará trabajando por debajo del límite establecido ( $\sigma_d = 1.15 \times 10^8$ ).

### Desplazamiento

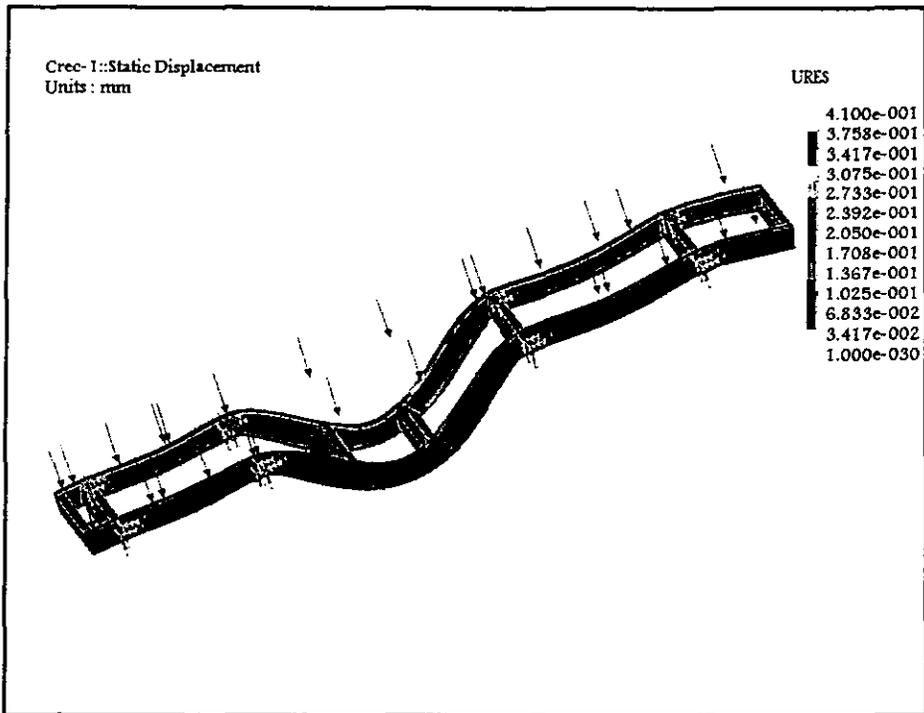


Figura 3.4 Desplazamiento

En la figura 3.4 observamos los valores de desplazamiento, donde el valor máximo es de 0.4 mm, que como se esperaba dicho desplazamiento se presenta en la parte central del bastidor, aún así no es muy significativo para las dimensiones que estamos manejando.

En esta parte del análisis es donde se pretende simular las deformaciones y esfuerzos que se presentan en el bastidor cuando el minibús se encuentre sobre un tope o en un bache.

Esfuerzo.

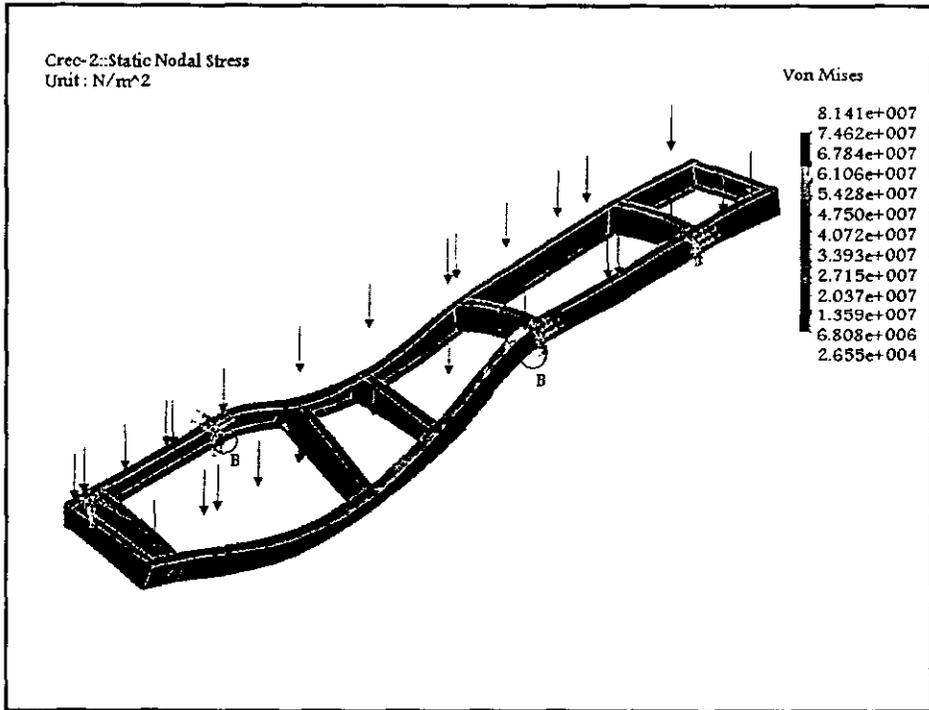


Figura 3.5 Von Mises.

En esta análisis observamos que el valor máximo, a pesar de que se incrementa, aún queda por debajo del esfuerzo de diseño por lo que seguimos dentro de los límites y podemos asegurar el funcionamiento del bastidor bajo las condiciones de carga antes mencionadas.

Desplazamiento.

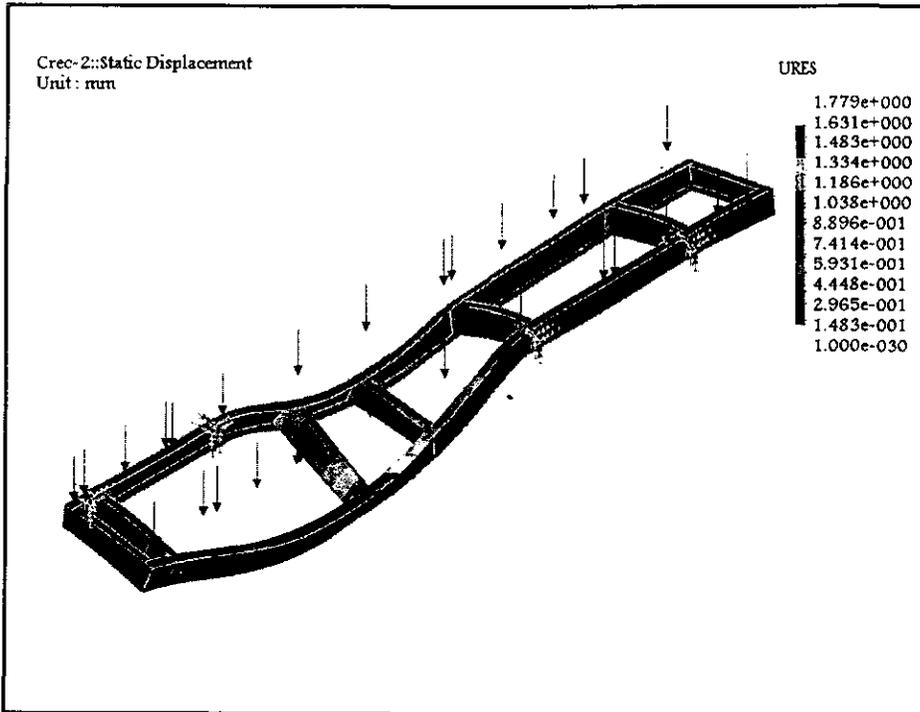


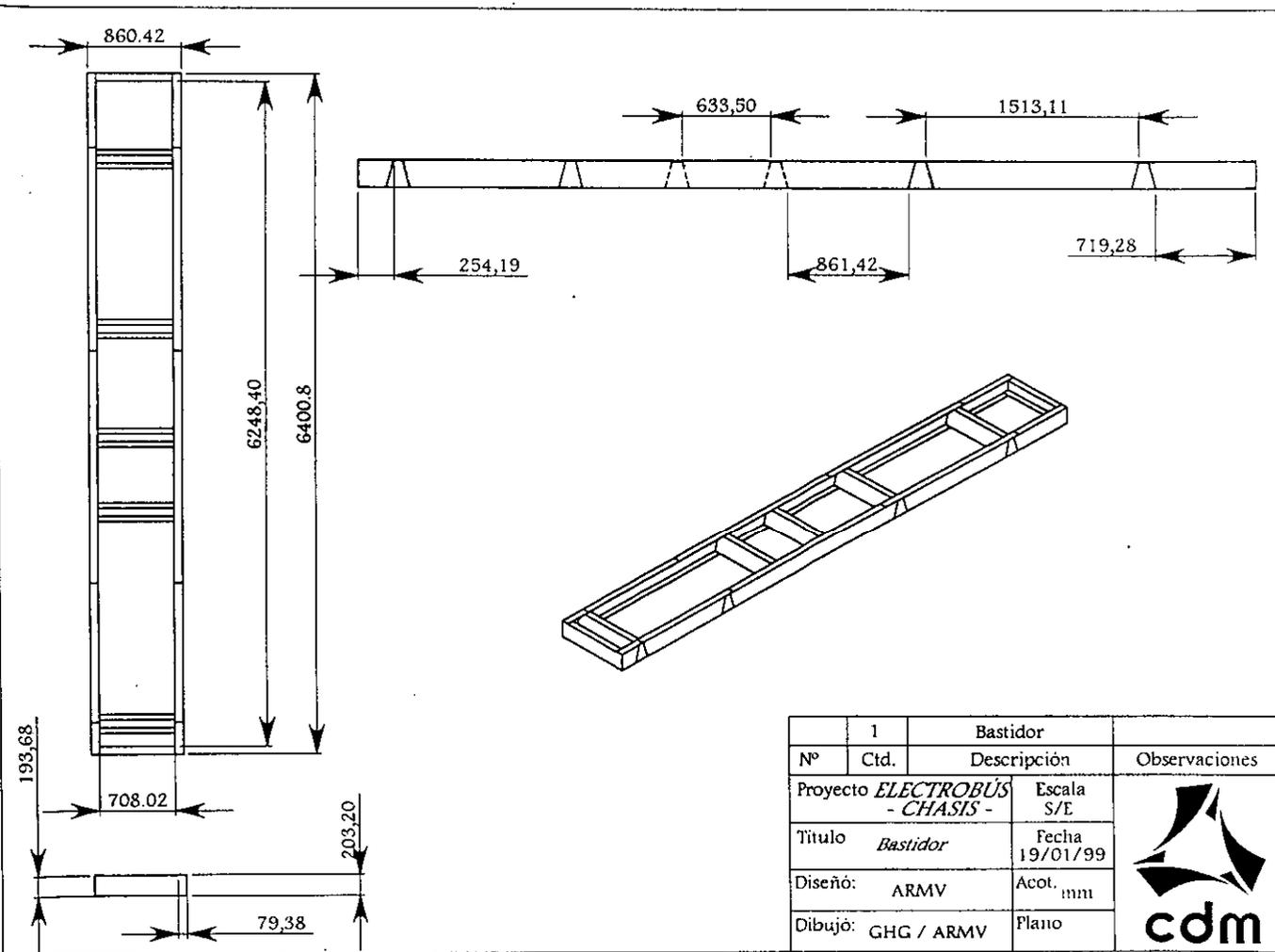
Figura 3.6 Desplazamiento

Los desplazamientos que se presentan en este análisis son pequeños (1.8 mm.), por lo que la deformación del bastidor no es considerable, el valor de desplazamiento y la deformación podrían incrementarse por las fuerzas dinámicas que actúan en el minibús cuando éste se encuentra en marcha, pero este análisis no entra en los alcances de este trabajo de tesis.

Finalmente mediante el análisis anterior podemos asegurar que las dimensiones del chasis 4331600 de DINA cumplen con las necesidades de carga a las que estará sometido el bastidor, por lo que a continuación se presenta una tabla con las especificaciones del bastidor.

Chasis Plataforma Semi-Urbano 43316000 DINA		
Larguero recto, tipo canal "C"		
	Unidad	Dimensión
Volado Delantero	plg.	34
Distancia entre Ejes	plg.	153
Volado Trasero	plg.	65
Longitud Total	plg.	252
Peso Bruto Vehicular	Lbs.	17636.98
Sección del Larguero	plg.	Perfil "C" 8.00 X 3.00 X 0.1875
Resistencia a la Cedencia	Psi	50,000
Módulo de Sección	plg <sup>3</sup> .	5.4586
Montaje de Travesaños		Remachados
Travesaños de Cierre		Si
Material		SAE 950X

Tabla 3.6 Especificaciones del Bastidor



### 3.2 Especificaciones de los Elementos Flexibles del Sistema de Suspensión

Resortes delanteros (Cálculos en Apéndice C1)



Característica	Dimensión
Diámetro del resorte [ cm ]	20
Diámetro espira [ cm ]	2
Altura [ cm ]	55
Número de espiras	9
Constante [ Kg/cm ]	107
Capacidad de carga [ Kg ]	1600

Tabla 3.7 Especificaciones de los resortes delanteros

Bolsa de aire delantera (Apéndice C2)



Características dinámicas a altura de diseño 13.5 in				
Volumen @100 PSIG = 507 in <sup>3</sup>			Frecuencia natural	
Presión de calibre [PSIG]	Carga [lbs]	Constante [lbs/in]	CPM	Hz
80	3240	397	66	1.10

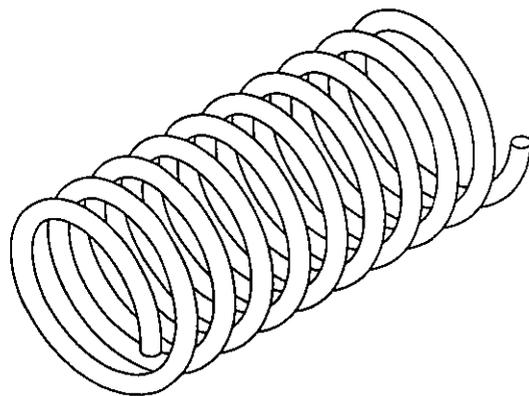
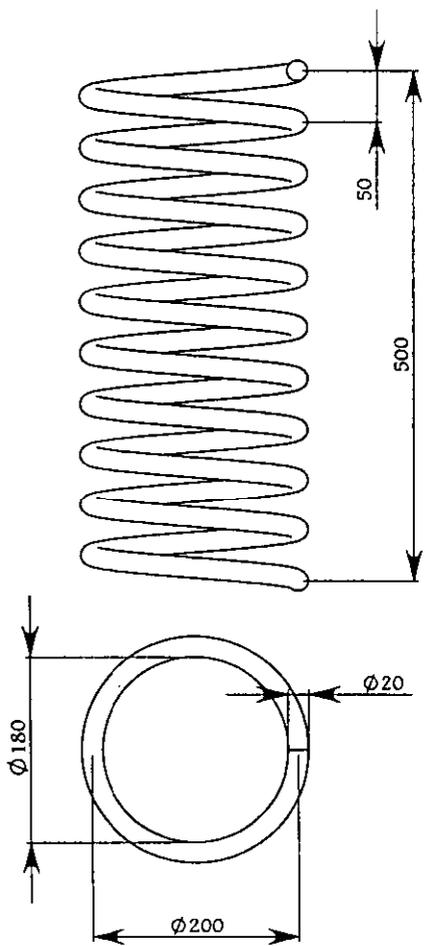
Tabla 3.8 Especificaciones de la bolsa de aire delantera

Bolsa de aire trasera (Apéndice C2)

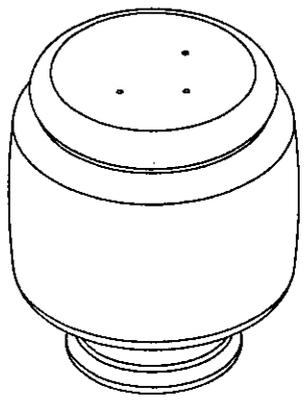
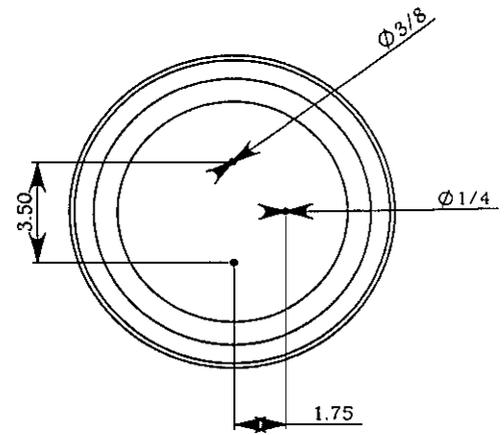
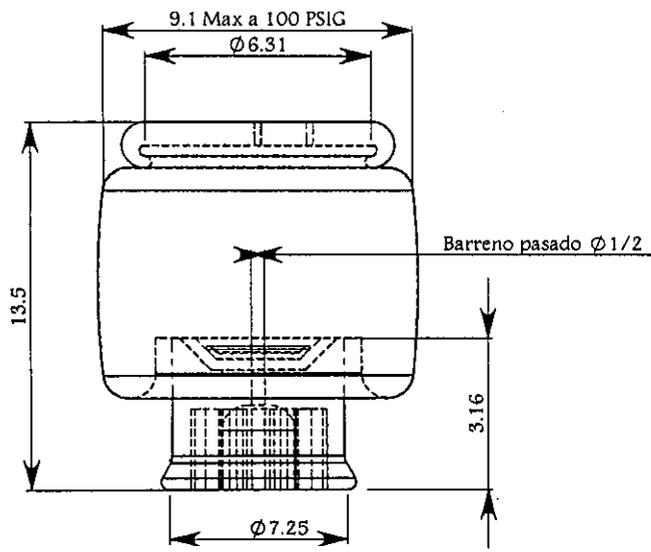


Características dinámicas a altura de diseño 18.5 in				
Volumen @100 PSIG = 898 in <sup>3</sup>			Frecuencia natural	
Presión de calibre [PSIG]	Carga [lbs]	Constante [lbs/in]	CPM	Hz
80	5680	546	58	0.97

Tabla 3.9 Especificaciones de la bolsa de aire trasera

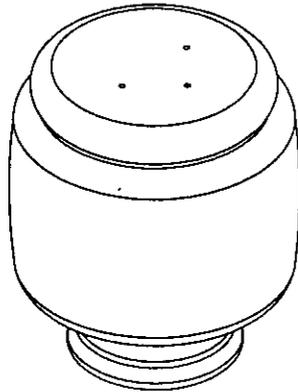
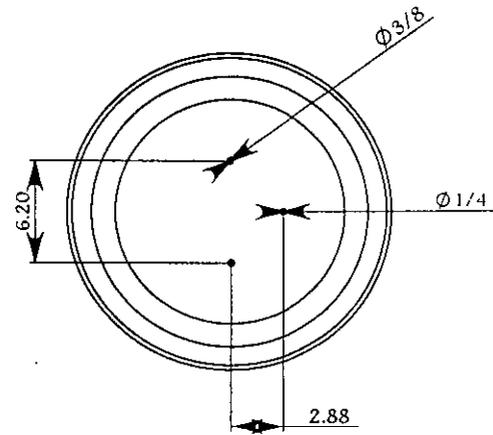
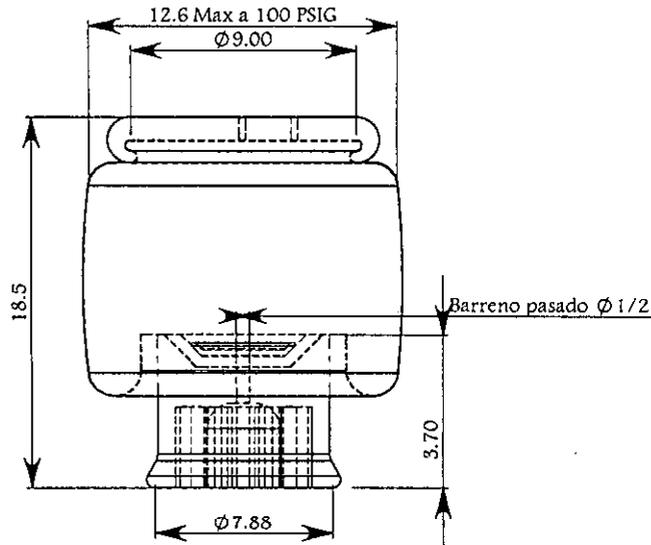


	2	Suspensión delantera	
Nº	Ctd.	Descripción	Observaciones
Proyecto	ELECTROBÚS - CHASIS -		Escala S/E
Título	Resorte	Fecha 21/01/99	 <b>cdm</b>
Diseño:	GHG	Acol. mm	
Dibujó:	GHG / ARMV	Plano	



Nº	Ctd.	Descripción	Observaciones
	2	Suspensión delantera	
Proyecto <i>ELECTROBÚS</i> - CHASIS -			Escala S/E
Título		Bolsa de aire	Fecha 19/01/99
Diseño:		FIRESTONE	Acot. cm
Dibujó:		GHG / ARMV	Plano





Nº	Ctd.	Descripción	Observaciones
	2	Suspensión trasera	
Proyecto		<i>ELECTROBÚS</i> - CHASIS -	Escala S/E
Título		Bolsa de aire	Fecha 19/01/99
Diseño:		FIRESTONE	Acot. cm
Dibujó:		GHG / ARMV	Plano



### 3.3 Especificaciones de Ejes

Para el detalle de los ejes, se toman en cuenta los valores obtenidos en la sección 3.1 (especificaciones del bastidor) las cargas que cada eje debe soportar se muestran en la tabla 3.10.

	Reacciones	Porcentaje
Eje Delantero	3164.64 kg.	39.558 %
Eje trasero	4835.36 kg.	60.442 %
	Total = 8000 kg.	100 %

Tabla 3.10 Distribución de Peso

Con los datos anteriores, se tienen las siguientes especificaciones:

#### Eje Delantero

Eje delantero DIRONA (ROCKWELL) FC-941, tipo viga I con capacidad de carga de 8000[lb].

#### Eje Trasero

##### Eje Trasero tipo Flotante SPICER

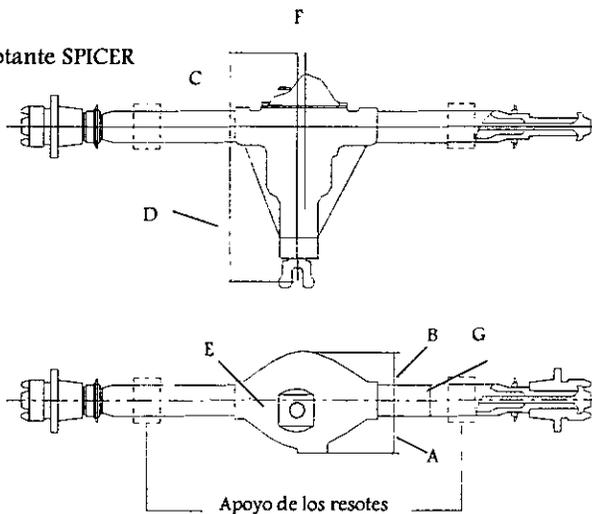
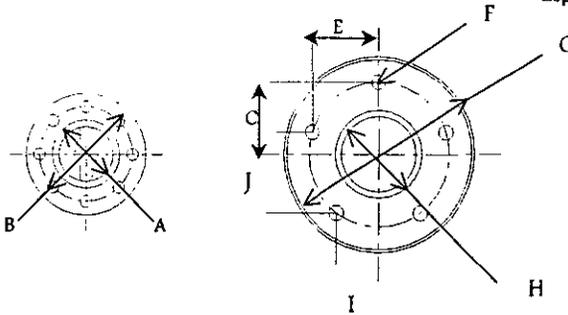


Figura 3.7 Eje trasero SPICER

Modelo 80/286		
Dimensión	In.	mm.
A	6.76	171.7
B	6.76	171.7
C	6.0	152.4
D	15.3	388.62
E	1.125	28.58
F	1.09	27.69
G	4.0	101.6

**MODELO 80/286\***
**Aplicaciones Generales**

Tipo de eje	Flotante
Peso típico (sin frenos)	540 lb/244.94 kg
Peso (solo centro de la sección)	179 lb/81.19 kg
Capacidad de Aceite (Aprox.)	0° ángulo del piñón, 8.25 pts/3.91
Piñón de entrada	24/48 paso, 37 dientes, 1.98in/50.39mm P.D.
Piñón lateral	24/48 paso, 35 dientes, 1.625in/41.28mm P.D.
Corona	11.0in/279.4mm
Carga nominal GAW	11,000 lbs/4989.6 kg
Carga nominal GCW	26,000 lbs/11793.6kg
Torque de Salida	10,000ft-lb/7375.7 N-m
Torque de salida (continuo)	2500ft-lb/1843.93 N-m
Frenos (opcional)	Tambor/Disco
Diámetro del tubo	4in/101.6mm
Espesor del tubo	Según el requerido



Dimensión	A	B	C	D	E	F
Pulgadas	3.125	5.168	2.894	1.447	2.506	0.58
Milímetros	79.38	131.27	73.51	36.75	63.65	14.73

Dimensión	G	H	I	J
Pulgadas	7.315	4.328	1.701	2.341
Milímetros	185.8	109.93	43.21	59.46

### 3.4 Especificaciones de los Sistemas de Frenos

Doble sistema de frenos de aire total (independientes)

Frenos delanteros, tipo leva – tambor de 12.8" x 3.94" con cámaras de tipo 16 in<sup>2</sup>

Tambores de rápido desmontaje

Frenos traseros tipo leva – tambor de 12.8" x 3.94" con cámaras de tipo 12 in<sup>2</sup>

Tambores de rápido desmontaje

Freno de estacionamiento y emergencia, accionado en rueda traseras, por medio de resorte, con cámaras tipo 16 in<sup>2</sup>

Compresor de aire, Holset de 13.2 (ft<sup>3</sup>/min)

Tanque de aire de acero, de servicio y emergencia, capacidad volumétrica de 3160.42 in<sup>3</sup>

Válvula de drenado manual por medio de cable

Especificaciones de compresor, tanque, válvula en el apéndice B3.

### 3.5 Especificaciones del Sistema de Dirección

Dirección Hidráulica (TRW) ROSS GEAR TAS-40

Bomba hidráulica

Volante de 18 in

### 3.6 Especificaciones de Neumáticos y Rines

Característica	Dimensiones
Medida	245/70R19.5
Tipo	XZE
Anchura de Rin	6.75 [ in ]
Anchura de Sección	246 [ mm ]
Radio con carga	393 [ mm ]
Diámetro total	848 [ mm ]
Revoluciones por Kilómetro	387
Carga / eje	3240 – 6120 [ kg ]
Presión de inflado	80 [ psi ]

# Capítulo 4

# Conclusiones

## Conclusiones

Las conclusiones están divididas en dos partes, la primera es acerca de los sistemas estudiados, y la segunda parte es con respecto al proyecto en general.

### 4.1 Conclusiones de los Sistemas: Bastidor, Baterías, Suspensión y Frenos.

#### Bastidor

Es factible encontrar un bastidor comercial, a pesar del problema del peso de las baterías, pues como se mostró en los análisis por elemento finito, la deformación que existe es menor a 15 mm como lo marca la Gaceta Oficial del Distrito Federal; sin embargo el peso total del bastidor y baterías repercute en la autonomía del vehículo, por lo que se debe seguir una línea de investigación de materiales compuestos para el bastidor que ayuden a eliminar peso y por consecuencia se tenga una mayor autonomía, el bastidor, debe mantener la rigidez necesaria para soportar los esfuerzos que se presentan en él.

#### Baterías

En el caso de las baterías, es conveniente buscar otro tipo, en cuanto a tamaño para evitar los riesgos de golpes o fricciones con el piso durante el recorrido, y en cuanto a la composición, si las baterías actuales son sustituidas por unas de Níquel - Cadmio, se tendrían ventajas como las que se muestran en la tabla 4.1.

Característica	Pb/PbO <sub>2</sub>	Ni/Cd
Autonomía	60 km	120 km
Velocidad Máxima	80 km/h	100 km/h
Aceleración 0 - 50 km	11 segundos	8 segundos
Vida útil	~ 30 000 km	~ 200 000 km

Tabla 4.1

## Suspensión

El sistema neumático en las cuatro llantas presenta la mejor opción en cuanto al confort de los pasajeros, sin embargo la configuración de resortes delanteros y bolsas traseras brinda un porcentaje de transmisión bajo (aproximadamente 2.6%) y representa un costo mucho menor (10 veces menor).

## Frenos

En el transcurso del trabajo se hizo un análisis de los frenos de tambor y de disco<sup>[16]</sup>, y se llegó a la conclusión de que los frenos de discos son más estables y que el tiempo de enfriamiento es mayor en los de tambor, sin embargo comercialmente no hay frenos de disco para autobuses, por lo que sugerimos que se estudie la manera de adaptar frenos de disco para autobuses.

### 4.2 Conclusiones generales

El trabajo desarrollado nos permite tener las bases documentadas para cualquier persona interesada en el diseño, rediseño o fabricación del chasis de un vehículo de pasajeros eléctrico.

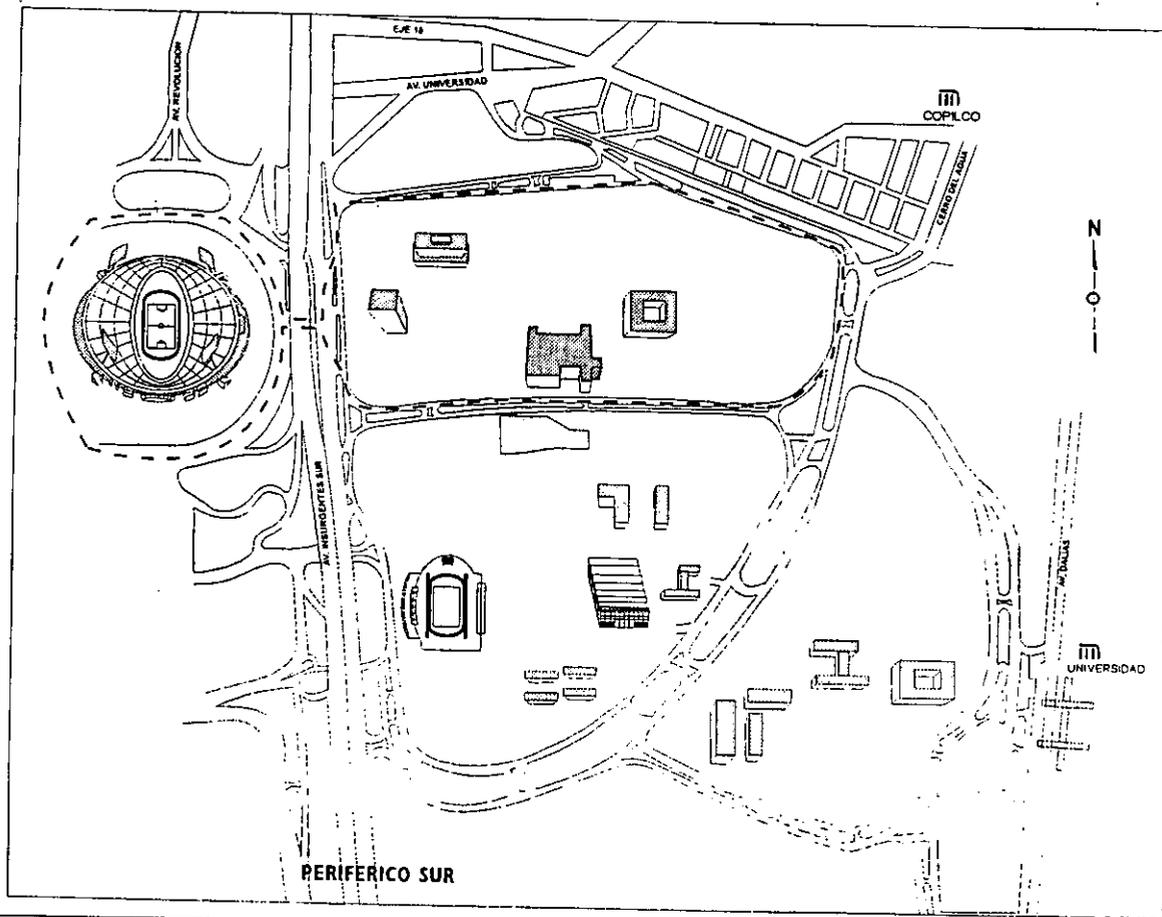
Se demostró que se puede obtener un chasis para un vehículo eléctrico funcional adaptando componentes comerciales. Para lo cual en algunos casos es necesario modificar las especificaciones iniciales del proyecto debido a la configuración de los sistemas.

Hemos recopilado planos, especificaciones y proveedores de los componentes más importantes del chasis con la idea de tener en un solo trabajo incluida toda la información y en el momento de construir o diseñar un chasis con características similares a las de éste proyecto se sepa a quién acudir o que parámetros seguir.

Consideramos que aún existe mucho material por estudiar y desarrollar en cada uno de los sistemas del chasis.

# Apéndice A

---



PERIFERICO SUR

## NORMA SAE

### HIGH STRENGTH, LOW ALLOY STEEL-SAE J410 950X

Reporte de Iron and Steel Technical Committee, aprobado en Enero de 1947, con su última revisión en Octubre de 1969, corregida en Junio de 1984.

Este documento esta siendo reemplazado por SAE J1392 para productos de láminas y hojas, y por SAE J1442 para placas, barras y productos de forma. (Junio de 1984)

**Introducción:** Aceros de alta resistencia y baja aleación representan un grupo específico de metales en el cual el aumento de las propiedades mecánicas y en algunos casos resistencia a la corrosión atmosférica son obtenidas por la adición de moderadas cantidades de uno o más elementos aleados que de carbón. Diferentes tipos están disponibles, algunos de los cuales son: aceros carbón-manganeso y otros de los cuales contienen más adición de aleaciones, gobernados por especiales requerimientos de soldabilidad, conformabilidad, tenacidad, resistencia y economía. Estos aceros pueden ser obtenidos en forma de hojas, lámina, placas, barras y perfiles.

Estos aceros son especialmente característicos por sus propiedades mecánicas, obtenidas dentro de las condiciones de laminado. Cuando se utilizan estos aceros para soldadura, se debe tener cuidado en la selección del grado de los metales y en los detalles del proceso de soldadura

**Aplicación:** Estos aceros, por su alta relación resistencia-peso, y resistencia a la abrasión, son adaptados particularmente para su uso en equipos móviles y otras estructuras donde la disminución de peso es deseable. Aplicaciones típicas son: Cuerpo de camiones, bastidores, travesaños, rascadoras, grúas, aguilonos, tolvas y transportadores.

**Propiedades Mecánicas:** Las propiedades mecánicas de estos aceros, se muestran en la tabla 1.

**Tolerancias Dimensionales:** Tolerancias estándares de manufactura de dimensiones estándar dadas en la AISI Steel Products Manual for High Strength-Low Alloy Steel

**Composición Química:** La composición química de todos los aceros presentados se encuentra en la tabla 2.

Los aceros designados con el sufijo "X" contienen elementos de refuerzo tal como columbium, vanadio, o nitrógeno, agregados simple o en combinación.

#### Descripción de Grados.

**Grado 942X.-** Acero carbón-manganeso, de alta resistencia con tratamiento de vanadio o columbium similar al 945X y 945C excepto por algunas mejoras en propiedades de soldabilidad y formado.

**Grado 945A.-** Acero de baja aleación y alta resistencia con excelente característica de soldabilidad por arco y resistencia, la mejor formabilidad, soldabilidad y baja temperatura

de corte en aceros de alta resistencia. Generalmente es usado en hojas, láminas y placas delgadas.

Grado 945C.- Acero de alta resistencia carbón-manganeso, con propiedades adecuadas para la soldadura por arco, si se observa una precaución adecuada. Similar al acero 950C, excepto que el bajo contenido de carbón y manganeso mejoran las características de soldabilidad, formabilidad y baja temperatura de corte, son sacrificadas por resistencia.

Grado 945X.- Acero de alta resistencia carbón-manganeso con tratamiento de vanadio o columbium, similar al acero 945C, excepto por algunas mejoras en las propiedades de soldabilidad y formado.

Grado 950A.- Acero de baja aleación y alta resistencia, con buena soldabilidad por arco y resistencia, con buena temperatura de corte y formabilidad. Generalmente es usado en hojas, láminas y placas delgadas.

Grado 950B.- Acero de baja aleación y alta resistencia con propiedades satisfactorias para soldadura por arco y buena temperatura de corte y fomabilidad.

Grado 950C.- Este es un acero de alta resistencia carbón-manganeso, el cual puede soldarse por arco con precauciones especiales, es inapropiado para la soldadura por resistencia.

Grado 950D.- Este es un acero de alta resistencia y baja aleación con buena soldabilidad por arco y resistencia, y buena formabilidad. A bajas temperaturas las propiedades son importantes, los efectos del fósforo con otros elementos presentes deben ser considerados

Grado 950X.- Este es un acero carbón-manganeso de alta resistencia con un tratamiento de vanadio o columbium, similar al 950C, excepto por la mejora en propiedades como soldabilidad y formado.

Grado 955X, 960X, 965X, 970X, 980X.- Estos aceros similares al 945X y 950X con alta resistencia obtenida por el incremento de cantidades de elementos de refuerzo, tal como el carbón o manganeso o por la adición de un 15% de nitrógeno. Este incremento de resistencia implica la reducción de formabilidad y usualmente decrece la soldabilidad. La tenacidad variara considerablemente con la composición y fabricación.



Tabla 1A.  
Propiedades Mecánicas Mínimas.

Grado	Esfuerzo de Cedencia en psi/min.	Esfuerzo de Tensión en psi/min.	Elongación, % min.	
			2 in	8 in
942X	42 000	60 000	24	20
945A, C	45 000	60 000	22	—
	45 000	65 000	22	18
945X	42 000	62 000	24	19
	40 000	62 000	24	19
	45 000	60 000	25	—
	45 000	60 000	22	19
950A,B,C, D	50 000	70 000	22	—
	50 000	70 000	22	18
950X	45 000	67 000	24	19
	42 000	63 000	24	19
955X	50 000	65 000	22	—
	50 000	65 000	—	18
960X	55 000	70 000	20	—
	55 000	70 000	—	17
965X	60 000	75 000	18	—
	60 000	75 000	—	16
970X	65 000	80 000	16	—
	65 000	80 000	—	15
980X	70 000	85 000	14	—
	70 000	85 000	—	14
980X	80 000	95 000	12	—
	80 000	95 000	—	10

Tabla 2.  
Composición Química, Análisis Máximo de Distribución %

Grado	C	Mn.	P
942X	0.21	1.35	0.04
954A	0.15	1.00	0.04
945C	0.23	1.40	0.04
945X	0.22	1.35	0.04
950A	0.15	1.30	0.04
950B	0.22	1.30	0.04
950C	0.25	1.60	0.04
950D	0.15	1.00	0.15
950X	0.23	1.35	0.04
955X	0.25	1.35	0.04
960X	0.26	1.45	0.04
965X	0.26	1.45	0.04
970X	0.26	1.65	0.04
980X	0.26	1.65	0.04



Tabla 3.  
Radio Interior Mínimo Sugerido para flexión en frío

Grado	Espesor del material (in).		
	0.180	0.18 - 0.250	0.250 - 0.500
942X	—	1	2
945A, C	1	2	2-1/2
945X	1	1	2
950A, B, C, D	1	2	3
950X	1-1/2	2-1/2	2-1/2
955X	2	3	3
960X	2-1/2	3-1/2	3-1/2
965X	3	4	4
970X	3-1/2	4-1/2	4-1/2
980X	3-1/2	4-1/2	4-1/2 <sup>a</sup>

<sup>a</sup> Disponible para 0.375 in. Inclusive.

Tabla 4.  
Grados en orden aproximado de incremento de excelencia

Soldabilidad	Formabilidad	Tenacidad
980X	980X	980X
970X	970X	970X
965X	965X	965X
960X	960X	960X
955X, 950C, 942X	955X	955X
945C	950C	945C, 950C, 942X
950B, 950X	950D	945X, 950X
945X	950B, 950X, 942X	950D
950D	945C, 945X	950B
950A	950A	950A
945A	945A	945A

# Apéndice B



**Información Comercial del Bastidor  
DINA**

Modelo	43316000 (EPA '94)	43316002 "Argentina"
Aplicación	Chasis Plataforma semi-urbano Equipo. STD.	Chasis Plataforma semi-urbano
Bastidor	01AHE (sin refuerzo) W.B. 153", AF 92"	.STD.

SERIE FH 16520	CHASIS PLATAFORMA SEMI-URBANO		
	Unidad de Medida	43316000 Con motor EPA '94	43316002 Con motor EPA '94
Equipo Estándar			
Distancia entre ejes	plg.	153.00	153.00
Volado Trasero	plg.	82.00	82.00
Volado Delantero	plg.	37.75	37.75
Distancia de Defensa a Cabina	plg.	No	No
Distancia de Cabina a Bastidor	plg.	No	No
Distancia de Cabina a Eje trasero	plg.	No	No
Longitud Total	plg.	282.75	282.75
Peso Bruto Vehicular	Lbs.	20,000	20,000
Sección Larguero	plg.	"C" 8.0 x 3.0 x 0.1875	"C" 8.0 x 3.0 x 0.1875
Sección Refuerzo	plg.	No	No
Resistencia a la Cedencia	psi.	50,000	50,000
Modulo de Sección Especificado	plg. <sup>3</sup>	5.81 (6.00)	5.81 (6.00)
Montaje Travesaños Tipo		Remachados	Remachados
Travesaño de Cierre		Sí	Sí

SERIE FH 16520	CHASIS PLATAFORMA SEMI-URBANO		
	Unidad de Medida	43416000 Con motor EPA '94	
Equipo Estándar			
Distancia entre ejes	plg.	120.00	
Volado Trasero	plg.	101.00	
Volado Delantero	plg.	65.00	
Distancia de Defensa a Cabina	plg.	No	



Distancia de Cabina a Bastidor	plg.	No	
Distancia de Cabina a Eje trasero	plg.	No	
Longitud Total	plg.	286.00	
Peso Bruto Vehicular	Lbs.	20,000	
Sección Larguero	plg.	"C" 8.25 x 3.0 x 0.3125	
Sección Refuerzo	plg.	No	
Resistencia a la Cedencia	psi.	50,000	
Modulo de Sección Especificado	plg. <sup>3</sup>	9.18 (9.96)	
Montaje Travesaños Tipo		Atornillados	
Travesaño de Cierre		Sí	

CH46160/ARGENTINA/ NACIONAL Modelo 1998 Equipo Estándar	CHASIS PLATAFORMAEXPORTACION Y NACIONAL CON MOTOR CUMMINS 6BTAA 5.9 EPA 97-98		
	Unidad de Medida	43316070 ARGENTINA SUBURBANO	43316071 NACIONAL SUBURBANO
Distancia entre ejes	plg.	153.00	153.00
Volado Trasero	plg.	82.00	82.00
Volado Delantero	plg.	37.75	37.75
Distancia de Defensa a Cabina	plg.	No	No
Distancia de Cabina a Bastidor	plg.	No	No
Distancia de Cabina a Eje trasero	plg.	No	No
Longitud Total	plg.	282.75	282.75
Peso Bruto Vehicular	Lbs.	20,000	20,000
Sección Larguero	plg.	"C" 8.12 x 3.50 x 0.25	"C" 8.12 x 3.50 x 0.25
Sección Refuerzo	plg.	No	No
Resistencia a la Cedencia	psi.	50,000	50,000
Modulo de Sección Especificado	plg. <sup>3</sup>	8.33 (8.95)	8.33 (8.95)
Resistencia al Momento Flexionante	lb-plg.	416.519 (447.343)	416.519 (447.343)
Montaje Travesaños Tipo		Remachados	Remachados
Travesaño de Cierre		Sí	Sí



CH46160/ARGENTINA/ NACIONAL Modelo 1998	CHASIS PLATAFORMAEXPORTACION Y NACIONAL CON MOTOR CUMMINS 6BTAA 5.9 EPA 97-98		
	Unidad de	43316072	
Equipo Estándar	Medida	SUBURBANO	
Distancia entre ejes	plg.	153.00	
Volado Trasero	plg.	82.00	
Volado Delantero	plg.	37.75	
Distancia de Defensa a Cabina	plg.	No	
Distancia de Cabina a Bastidor	plg.	No	
Distancia de Cabina a Eje trasero	plg.	No	
Longitud Total	plg.	282.75	
Peso Bruto Vehicular	Lbs.	20,000	
Sección Larguero	plg.	"C" 8.12 x 3.50 x 0.25	
Sección Refuerzo	plg.	No	
Resistencia a la Cedencia	psi.	50,000	
Modulo de Sección Especificado	plg. <sup>3</sup>	8.33 (8.95)	
Resistencia al Momento Flexionante	lb-plg.	416.519 (447.343)	
Montaje Travesaños Tipo		Remachados	
Travesaño de Cierre		Si	

Equipo Estándar - FH16520 (43316000)

Más específico para el bastidor: Largueros Rectos, Tipo Canal de Acero  
"C" SAE 950X rolado en caliente, sección  
Constante, 50,000 (3515 kg/cm<sup>2</sup>) psi a la cedencia

Medidas 8.0 x 3.0 x 0.1875"  
Distancia entre ejes 153" (3886.2 mm)  
Volado trasero 92" (2336.8 mm)  
Longitud total 279" (7086.6 mm)

**CHRYSLER.**

Dodge Ram 6500 / 7000  
Control Semi-Delantero

Chasis diseñado especialmente para el transporte de pasajeros, con un chasis sólido y versátil.

Largueros:

Tipo	Resistencia a la cedencia	Refuerzo
Escalera	3.515 kg-cm <sup>2</sup>	Tipo "L"

Chasis:

Dimensiones				
	DODGE RAM 6500		DODGE RAM 7000	
	mm.	pulg.	mm.	pulg.
Distancia entre ejes	5156	203	5766	227
Volado Trasero	2032	80	2616	103
Largo Total	8204	323	8204	370
Volado Delantero	980	38.6	980	38.6
Entrevía Delantera	1869	73.6	1869	73.6
Entrevía Trasera	1819	71.6	1819	71.6
Claro mínimo de Camino	246	9.7	246	9.7
Radio de Giro	10210	401.9	11050	435

**CHEVROLET.**

Chasis	C-3500 HD	P-31042 11,000 lbs.
Bastidor		
Tipo	Escalera	Escalera
Resistencia a la Cedencia	2531 kg./ cm. <sup>2</sup>	2250 kg / cm <sup>2</sup>
Módulo de Sección	138 cm <sup>3</sup>	86.21 cm <sup>3</sup>
Refuerzo	Canal "C"	
Momento Resistente	137782 kg.	140928 RBM
Sección del Larguero	223 x 58 x 6.6 mm	



Apéndice B1  
Información Comercial  
Chasis

Distancia entre ejes	4051 mm (159.5 in)	3378mm (133 in)
Longitud total	6312 mm (248.5 in)	6045 mm (238 in)
Volado trasero	1295 mm (51 in)	
Volado delantero	965 mm (38 in)	864 mm (34 in)
Ancho total	2138 mm (84.2 in)	

Especificaciones	DODGE D-350	G.M. P-30	FORD P-350
Dimensiones Exteriores	mm.	mm.	mm.
Largo Total	5503	5913	5181
Ancho Total	2191	2159	1960
Distancia entre ejes	3429	3378	3470
Especificaciones Básicas			
Peso Bruto Vehicular	10950 lbs. (4967 kg.)	10000 lbs. (4536 kg.)	11023 lbs. (5000 kg.)
Peso Vehicular	3682 lbs (1846 kg.)	3870 lbs. (1759 kg.)	4080 lbs. (1851 kg.)

# AIRSTROKE

ACTUATORS

# AIRMOUNT

ISOLATORS



## Engineering Manual & Design Guide

World's Number 1   
Air Spring.

FIRESTONE INDUSTRIAL PRODUCTS COMPANY

# AIRMOUNT VIBRATION ISOLATION

## SELECTION AND ISOLATION FORMULA

Refer to the selection guide on page 33 for Airmount load and isolation capabilities. Follow this procedure:

### 1. LOAD CAPACITY

Select one or two Airmounts that can support the load at each mounting point. It is normally best to design for pressures in the 60 to 80 psig range. Consider only the 1M1A-0 and the single and double convoluted types at first. Please notice that in the range of 210 to 63,890 pounds you will, in most cases, find both a single and double convoluted style part which will support the load.

### 2. DETERMINE ISOLATION EFFECTIVENESS

Select the disturbing frequency that is closest to the actual forced frequency (400, 800, or 1500 cpm). Then check the percentage of isolation for the parts that were selected in 1 above.

### 3. DETERMINE DESIGN HEIGHT

THE AIR SPRING SHOULD BE USED AT THE DESIGN HEIGHT GIVEN. The double convoluted part is used at a design height somewhat higher than its single convolution equivalent. Make sure that the design height falls within the height restrictions. Also, the double convoluted part will show a higher percentage of isolation (less transmitted vibration) than the single convoluted air spring. The reason for this is that the double convoluted part has a greater internal volume of air than the single convoluted version of the same size. At disturbing frequencies in the 400 to 800 cpm range, the double convoluted part is a significantly better vibration isolator than the single convoluted part. At disturbing frequencies of 800 to 1500 cpm, the gap closes considerably. At frequencies of 1500 cpm and above, the difference is negligible.

### 4. DETERMINE EXACT INTERNAL PRESSURE AND ISOLATION EFFECTIVENESS

The chances are that your specific vibration problem does not fall neatly into the load and disturbing frequency criteria as presented in the selection guide.

Therefore, once a preliminary part selection has been made, turn to the individual data page for that part in order to determine the specific internal pressure required and the percentage of isolation attainable.

## CONSIDER THIS EXAMPLE:

Isolate a vibrating screen which weighs a total of 16,400 pounds, preferably with ONE isolator at each corner. The vibrating mechanism is rotating at a speed of 850 rpm (cpm) with a total stroke of 5/16 inch.

- a. Determine the load at each mounting point:

$$\frac{16,400}{4} = 4,100 \text{ lbs.}$$

Scan down the 80 psig load column in the selection guide. It appears that either a #19 or a #22 will support the load at a pressure between 60 and 80 psig.

- b. Determine Isolation Effectiveness.

Read the % of Isolation at 800 cpm for the #19 and #22 (since 800 is closest to our machine speed of 850 cpm). A #19 is at 96.0% and a #22 is at 98.2%. Looking at isolation effectiveness in terms of % TRANSMISSION, the #19 will transmit 100 - 96.0, or 4.0% of the vibrations. A #22 will transmit 100 - 98.2, or 1.8% of the vibrations. So, even though there does not seem to be much difference between 96.0% and 98.2% isolation, the #22 is in fact a better isolator by approximately a factor of two when comparing transmitted vibration.

- c. Determine Design Height.

Lets' say we have chosen the #22 because 96.0% isolation for a #19 is considered to be too low. A #22 SHOULD BE USED AT 9.5 INCHES as shown in the second column on page 33.

- d. Determine Exact Internal Pressure and Isolation Percentage.

Turn to page 57 for detailed information on the #22.

a) What exact pressure will be required to support the load of 4,100 lbs? Refer to the information in the block entitled "Dynamic Characteristics at 9.5 in Design Height."

$$\frac{4,280 \text{ lbs.}}{80 \text{ lbs/in}^2} = 53.5 \text{ in}^2 = \text{effective area } @ \text{ 9.5 inches } @ \text{ 80 psig}$$

Divide the actual load by the effective area:

$$\frac{4,100 \text{ lbs.}}{53.5 \text{ in}^2} = 76.6 \text{ psig required to support } 4,100 \text{ lbs. at 9.5 inches}$$

# AIRMOUNT VIBRATION ISOLATION

b) What exact isolation will be attained?

Use the formula:

$$\% \text{ Transmission} = \frac{100}{\left(\frac{f_f}{f_n}\right)^2 - 1}$$

Where:  $f_f$  = Forced Frequency  
 $f_n$  = Natural Frequency

The forced frequency is 850 cpm. Read the natural frequency from the line at the load and pressure closest to the actual situation, or 106 CPM (@ 80 psig and 4,280 lbs.):

$$\% \text{ Transmission} = \frac{100}{\left(\frac{850}{106}\right)^2 - 1}$$

$$\begin{aligned} \% \text{ Transmission} &= 1.6\% \\ \% \text{ Isolation} &= 100 - \% \text{ Transmission} \\ \% \text{ Isolation} &= 100 - 1.6 \\ \% \text{ Isolation} &= 98.4\% \end{aligned}$$

Notice that the natural frequency of an Airmount changes only slightly with variations in pressure and load. Therefore, when working at pressures other than 40, 60, 80, or 100 psig, % isolation can be calculated quite accurately using the "closest" natural frequency and the formula above.

## DYNAMIC SPRING RATE FORMULA

Spring rate is a different matter. Unlike most conventional springs, the rate of an Airmount is not constant. It is a function of the change in effective area, volume, and pressure from design height. To determine the rate of an Airmount, use the following formula:

$$K = [P_g + 14.7] \left[ A_c \left(\frac{V_1}{V_c}\right)^{1.38} - A_e \left(\frac{V_1}{V_e}\right)^{1.38} \right] - 14.7(A_c - A_e)$$

WHERE:

- K = Vertical Spring Rate in lbs./inch
- $P_g$  = Gauge Pressure at design height ( $\frac{\text{lbs}}{\text{in}^2}$ )
- $A_c$  = Effective Area at 1/2 inch below design height ( $\text{in}^2$ )
- $A_e$  = Effective Area at 1/2 inch above design height ( $\text{in}^2$ )
- $V_1$  = Internal Volume at design height ( $\text{in}^3$ )
- $V_c$  = Internal Volume at 1/2 inch below design height ( $\text{in}^3$ )
- $V_e$  = Internal Volume at 1/2 inch above design height ( $\text{in}^3$ )

Consider the same #22 example: What is the vertical spring rate with a load of 4,100 pounds at a design height of 9.5 inches? Refer to the static data chart on page 57. Again, our "closest" pressure is 80 psig, so we'll need to read the appropriate data from the 80 psig curve.

The 80 psig information at 1/2 inch above design height would fall at the 10.0 inch height line, and 1/2 inch below design height would fall at the 9.0 inch height line. (In this example, we can read loads from the force table). The information at design height is located in the "Dynamic Characteristics Block." So,

K = Unknown

$P_g$  = 76.6 psig (see page 13)

$$A_c = 58.4 \text{ in}^2 \left( \frac{4,670 \text{ lbs.}}{80 \text{ lbs/in}^2} \right)$$

$$A_e = 47.6 \text{ in}^2 \left( \frac{3,810 \text{ lbs.}}{80 \text{ lbs/in}^2} \right)$$

$V_1$  = 782  $\text{in}^3$

$V_c$  = 752  $\text{in}^3$

$V_e$  = 809  $\text{in}^3$

$$K = [P_g + 14.7] \left[ A_c \left(\frac{V_1}{V_c}\right)^{1.38} - A_e \left(\frac{V_1}{V_e}\right)^{1.38} \right] - 14.7(A_c - A_e)$$

$$K = [76.6 + 14.7] \left[ 58.4 \left(\frac{782}{752}\right)^{1.38} - 47.6 \left(\frac{782}{809}\right)^{1.38} \right] - 14.7(58.4 - 47.6)$$

K = 1,324 lbs/inch

## NATURAL FREQUENCY FORMULA

Once the spring rate is determined, calculate the Airmount natural frequency (for an UNDAMPED system) as follows:

$$f_n = 188 \sqrt{\frac{K}{L}}$$

Where:

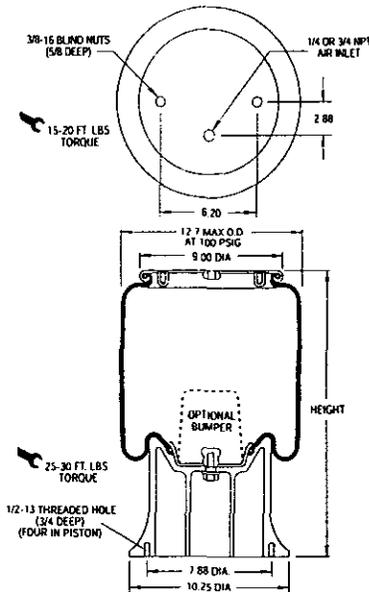
- $f_n$  = Natural Frequency in cycles per minute (cpm)
- K = Rate (lbs/inch)
- L = Load (pounds)

in our example:

$$f_n = 188 \sqrt{\frac{1,324}{4,100}}$$

$f_n$  = 106.8 cpm

Description		Order No.
Style 1T15M-9	Blind nuts, 1/4 NPT	WO1-358-9108
	Blind nuts, 1/4 NPT, bumper	WO1-358-9104
Two Ply Bellows	Blind nuts, 3/4 NPT	WO1-358-9106
	Blind nuts, 3/4 NPT, bumper	WO1-358-9117
Assembly weight .....		18.0 lbs.



NOTE: Bellows will not compress properly with less than 10 PSIG internal pressure.

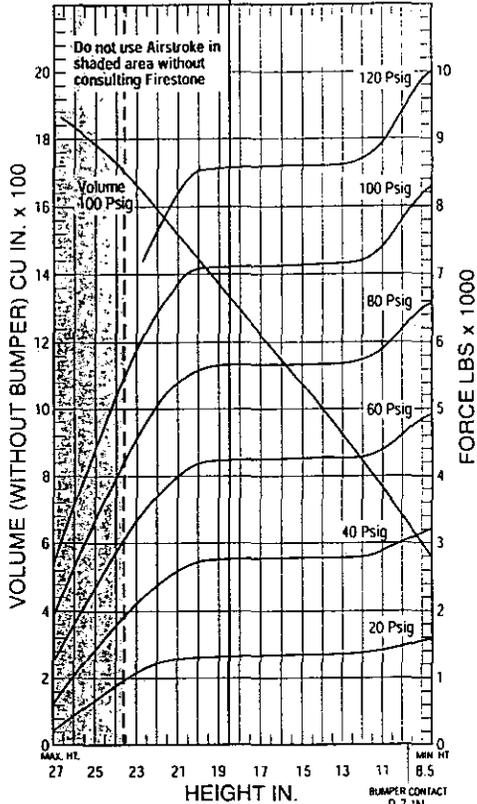
NOTE: This part is also available with an upper bead ring (rather than end plate.) SEE PAGE 9.

Dynamic Characteristics at 18.5 in. Design Height (Required for Airmount isolator design only)				
Volume @ 100 PSIG = 1,330 in <sup>3</sup>			Natural Frequency	
Gage Pressure (PSIG)	Load (lbs.)	Spring Rate (lbs./in.)	CPM	HZ
40	2,780	287	60	1.01
60	4,250	425	59	.99
80	5,680	546	58	.97
100	7,120	659	57	.95

CONSULT FACTORY BEFORE USING AS AIRMOUNT

RECOMMENDED AIRMOUNT DESIGN HEIGHT 18.5 INCHES

Static Data 3797



SEE PAGE 12 for instructions on how to use chart.

Force Table (Use for Airstroke® actuator design)						
Assembly Height (in.)	Volume @ 100 PSIG (in <sup>3</sup> )	Pounds Force				
		@ 20 PSIG	@ 40 PSIG	@ 60 PSIG	@ 80 PSIG	@ 100 PSIG
23.0	1,658	1,090	2,150	3,340	4,560	5,850
21.0	1,517	1,290	2,600	4,020	5,380	6,860
19.0	1,368	1,340	2,780	4,240	5,660	7,110
17.0	1,217	1,370	2,770	4,250	5,680	7,140
15.0	1,067	1,380	2,810	4,290	5,690	7,150
13.0	916	1,390	2,810	4,280	5,700	7,170
11.0	760	1,460	2,950	4,430	5,940	7,500
9.0	596	1,580	3,200	4,880	6,550	8,230

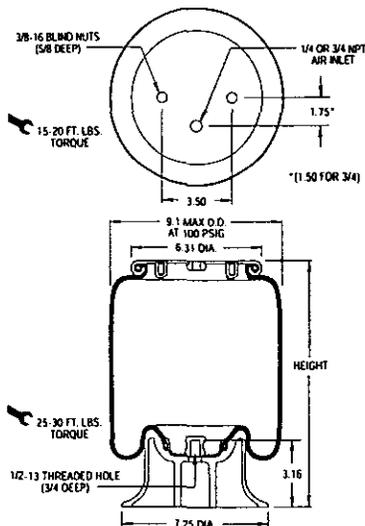
**AIRSTROKE**  
ACTUATORS

**AIRMOUNT**  
ISOLATORS

**Firestone**

**1T14C-7**

Description		Order No.
Style 1T14C-7	Blind nuts, 1/4 NPT	WO1-358-5712
Two Ply Bellows	Blind nuts, 3/4 NPT	WO1-358-5708
Assembly weight.....		7.0 lbs.
Style 1T28C-7	Blind nuts, 1/4 NPT	WO1-358-5743
Four Ply Bellows		



NOTE: Bellows will not compress properly with less than 10 PSIG internal pressure.

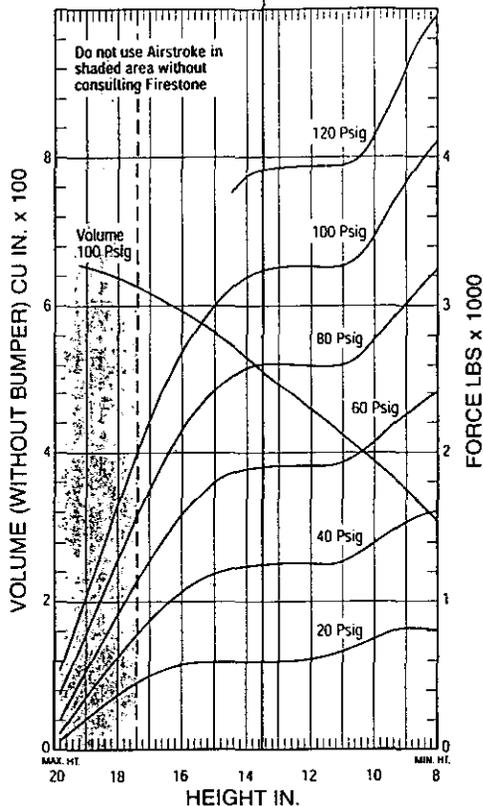
NOTE: This part is also available with an upper bearing ring (rather than end plate.) SEE PAGE 9.

Dynamic Characteristics at 13.5 in. Design Height (Required for Airmount isolator design only)				
Volume @ 100 PSIG = 507 in <sup>3</sup>			Natural Frequency	
Gage Pressure (PSIG)	Load (lbs.)	Spring Rate (lbs./in.)	CPM	HZ
40	1,250	166	68	1.14
60	1,910	243	67	1.12
80	2,600	305	64	1.07
100	3,240	397	66	1.10

CONSULT FACTORY BEFORE USING AS AIRMOUNT

RECOMMENDED AIRMOUNT DESIGN HEIGHT 13.5 INCHES

Static Data 3045



SEE PAGE 12 for instructions on how to use chart.

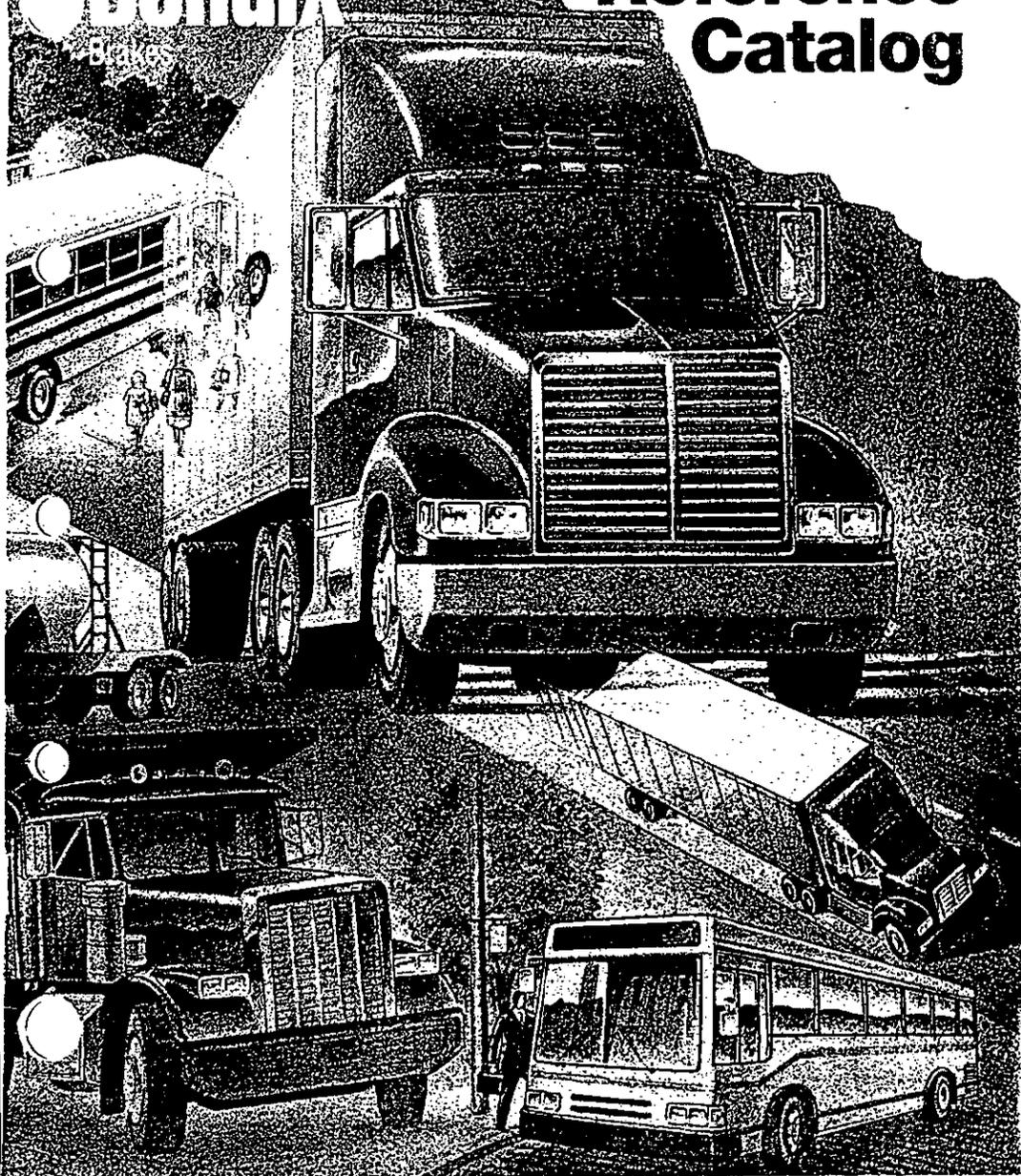
Force Table (Use for Airstroke® actuator design)						
Assembly Height (in.)	Volume @ 100 PSIG (in <sup>3</sup> )	Pounds Force				
		@ 20 PSIG	@ 40 PSIG	@ 60 PSIG	@ 80 PSIG	@ 100 PSIG
17.0	615	500	890	1,310	1,790	2,260
15.0	558	600	1,210	1,820	2,460	3,070
13.0	490	600	1,250	1,920	2,610	3,260
11.0	421	660	1,280	1,930	2,610	3,270
9.0	349	820	1,540	2,270	3,040	3,850

AlliedSignal

Bendix®

Brakes

# Quick Reference Catalog





## Compressor Kits

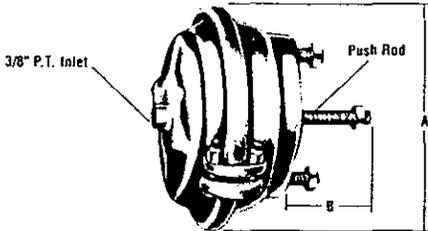
COMPRESSOR MODEL	U-7 1/4	E & F-12	8X-2150	TU-FLO 300	TU-FLO 400	TU-FLO 500	TU-FLO 501	TU-FLO 550	TU-FLO 600	TU-FLO 700	TU-FLO 750	TU-FLO 1000	TU-FLO 1400
NUMBER OF CYLINDERS	2	2	1	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4
FIELD MAINT. KIT	NA	NA	108848 109356 (CAT)	229415	229416	229417	287043	NA	229417	289998	NA	229417 (2 req'd.)	104592
UNLOADER KIT	NA	NA	108847	279613	279614	279615	279615	107515	279615	279615	107515	279615 (2 req'd.)	279615 (2 req'd.)
GASKET SET	NA	NA	NA	NA	280511	280512	101558	NA	101559	101559	NA	NA	NA
CYLINDER HEAD MAINT. KIT	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	107516	NA	NA	107516	NA	NA
PISTON RING SETS (3) = 3 ring piston (4) = 4 ring piston (5) = 5 ring piston Unless otherwise indicated one piston ring set services the entire compressor.													
Standard Size	226721	225514	104045	226778	226721 (4) 289603 (3)	225514	286183 (3) 106105 (5)	107639	282525 (5)	282525	107639	288645	282525 (2 req'd.)
.010 O.S.	226722	225515	104046	226779	226722 (4) 289604 (3)	225515	286184 (3) 106106 (5)	107640	282526 (5)	282526	107640	288647	282526 (2 req'd.)
.020 O.S.	226723	225516	104047	226780	226723 (4) 289605 (3)	225516	286185 (3) 106107 (5)	107641	282527 (5)	282527	107641	288648	282527 (2 req'd.)
.030 O.S.	226724	225517	104048	226781	226724 (4) 289606 (3)	225517	286186 (3) 106108 (5)	107642	282528 (5)	282528	107642	288649	282528 (2 req'd.)
PISTON AND WRIST PIN KITS (5) = 5 ring piston * These piston and wrist pin kits have a selected fit. A set contains one piston & one pin. All other piston & wrist pin kits have a non-selected fit and each kit contains one piston, one wrist pin & two wrist pin buttons.													
Standard Size	NA	NA	104049	225704*	289438	289328	289113 106109 (5)	NA	289891	289891	NA	289928	289891
.010 O.S.	NA	NA	104050	226630*	289439	289329	289114 106110 (5)	NA	289892	289892	NA	289929	289892
.020 O.S.	NA	NA	104051	226631*	289440	289330	289115 106111 (5)	NA	289893	289893	NA	289930	289893
.030 O.S.	NA	NA	104052	226632*	289441	289331	289116 106112 (5)	NA	289894	289894	NA	289931	289894
ALUMINUM CONNECTING RODS (services 1 connecting rod)													
Without Inserts	229083	NA	NA	NA	229083	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
With Std. Inserts	229082	NA	102398 (Std.) 107465 (.010 O.S.) 107466 (.020 O.S.)	227479 (Std.) 283498 (.010 O.S.) 283499 (.020 O.S.) 283500 (.030 O.S.)	229082	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
STEEL CONNECTING RODS (services 1 connecting rod)													
Without Inserts	NA	229085	NA	NA	NA	229085	286258	NA	229085	229085	NA	288661	229085
With Std. Inserts	NA	NA	NA	NA	NA	NA	286259 287057(M)	NA	NA	NA	NA	NA	NA
CONNECTING ROD INSERT KIT (services 1 connecting rod)													
Standard Size	282763	282767	NA	NA	282763	282767 287062(M)	286254 287058 (M)	NA	282767 287062(M)	282767 287062(M)	NA	282751	282767
.010 O.S.	282764	282768	NA	NA	282764	282768 287063(M)	286255 287059 (M)	NA	282768 287063(M)	282768 287063(M)	NA	282752	282768
.020 O.S.	282765	282769	NA	NA	282765	282769 287064(M)	286256 287060 (M)	NA	282769 287064(M)	282769 287064(M)	NA	282753	282769
.030 O.S.	282766	282770	NA	NA	282766	282770 287065(M)	286257 287061 (M)	NA	282770 287065(M)	282770 287065(M)	NA	282754	282770
PISTON, RINGS & CONN. ROD KIT (services the entire compressor)	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	108843	NA	NA	108842	NA	NA

(M) For Mack style compressors with power steering driven by the compressor crankshaft.

NA - Not Available

For additional Compressor Kits see section 96 Maintenance Kits.

## Brake Chambers



Brake Chamber Type	Standard w/Locknut Less Boot-Less Yoke Pc. No.	Weatherproof w/Boot w/Locknut-Less Yoke Pc. No.	A Overall Diameter	B Push Rod Length	Push Rod Thd.
9	288789	288791	5-1/4"	12"	1/2-20
12	288795	288798	5-5/8"	10-1/2"	1/2-20
16	288799	288801	6-1/2"	9"	1/2-20
20	288803	288806	6-3/4"	10-1/2"	5/8-18
24	288808	288812	7-3/8"	11"	5/8-18
30	288813	288817	8-1/4"	13-3/8"	5/8-18
36	288818	288820	9-1/16"	12"	5/8-18

VMRS 13-010-034

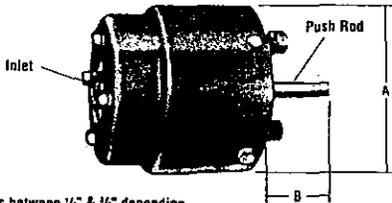
Fully Threaded Push Rod

## Rotochambers

VMRS 13-010-034

Fully Threaded Push Rod

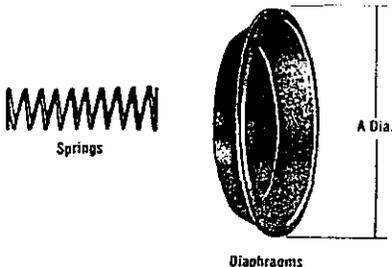
Note: Neoprene diaphragms are available



Inlet P.T. varies between 1/4" & 1/2" depending on chamber size & diaph. type.

Roto Type	Weatherproof-w/Boot & Rubber Diaphragm Less Nut-Less Yoke	A Overall Diameter	B Push Rod Length	Push Rod Thd.
9	229814	4-3/4"	13"	1/2-20
12	229815	5-9/32"	11"	1/2-20
16	229816	5-7/8"	7-7/8"	1/2-20
20	229817	6-13/32"	6-7/8"	1/2-20
24	229818	6-15/16"	5-13/16"	1/2-20
30	229819	7-17/32"	9-1/16"	5/8-18
36	229820	8-5/32"	8-1/16"	5/8-18
50	229821	9-13/32"	10-15/16"	3/4-16

## Brake Chamber Diaphragms & Springs Clamp Ring Type



Brake Chamber Type	Diaphragm Material and Size			Spring Pc. No.
	Rubber	Neoprene	A Dia.	
9	234433	236663	5"	234435
12	234226	236664	5-15/32"	234229
16	234189	236665	6-13/64"	234192
20	234099	236666	5-19/32"	234129
24	234100	236667	7"	234130
30	234101	236668	7-7/8"	234131
36	234362	236669	8-11/16"	234365

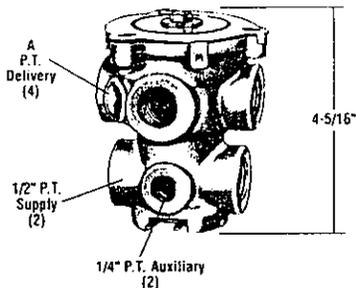
## E-2 Brake Valve (Basic)

- Available Remanufactured Exchange
- Maintenance Kits  
Pc. No. 276119 Minor Repair  
Pc. No. 289324 Major Repair

Treadle and Mounting Plate  
Not Furnished. If Required, Refer To  
Master Parts Catalog

VMRS 13-010-019

Basic E-2 Pc. No.	A Pipe Thread (Delivery)
229500	3/8"
229501	1/2"

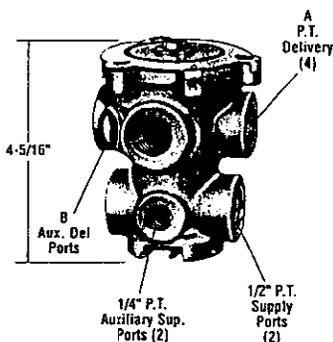


## E-3 Brake Valve (Basic)

- Available Remanufactured Exchange
- Maintenance Kits  
Pc. No. 276119 Minor Repair  
Pc. No. 289329 Major Repair

Treadle and Mounting Plate  
Not Furnished. If Required Refer To  
Master Parts Catalog.

VMRS 13-010-019



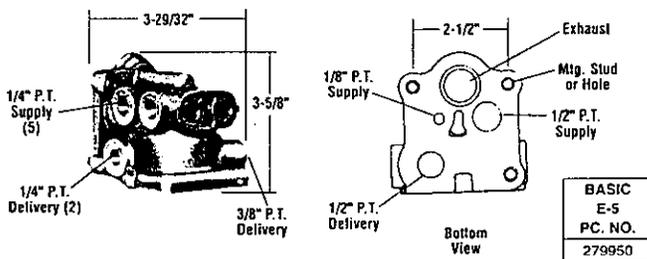
Basic E-3 Pc. No.	A Pipe Thread (Delivery)	B Auxiliary Ports
277863	1/2"	NONE
278998	1/2"	2-1/4"

## E-5 Brake Valve (Basic)

- Available Remanufactured Exchange
- Maintenance Kits  
Pc. No. 281084 Minor Repair  
Pc. No. 289334 Major Repair

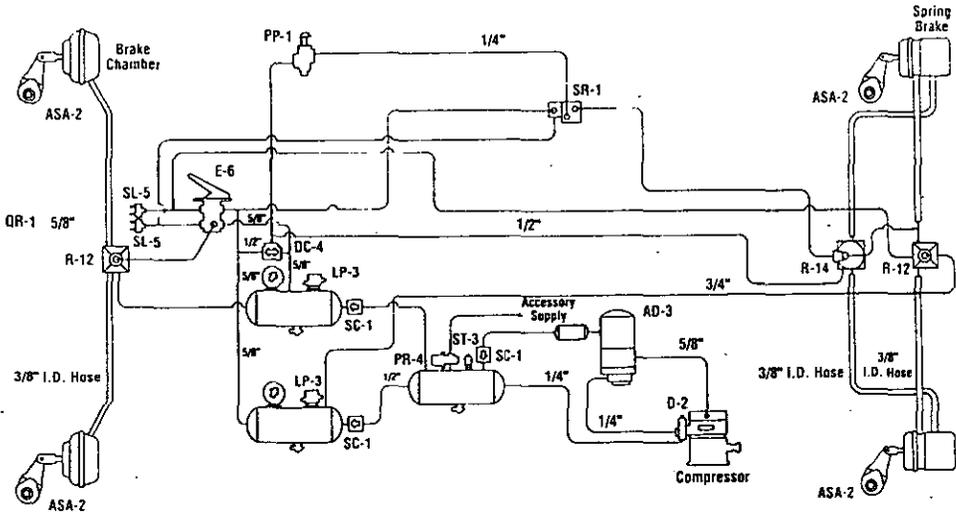
Pedal and Mounting Plate Not  
Furnished. If Required Refer To Master  
Parts Catalog.

VMRS 13-010-019

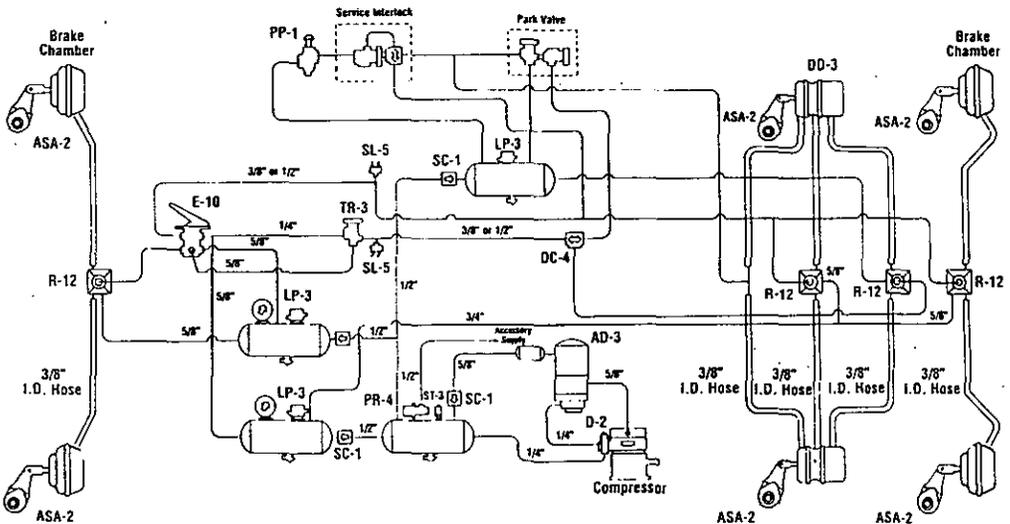


BASIC E-5 PC. NO.
279950

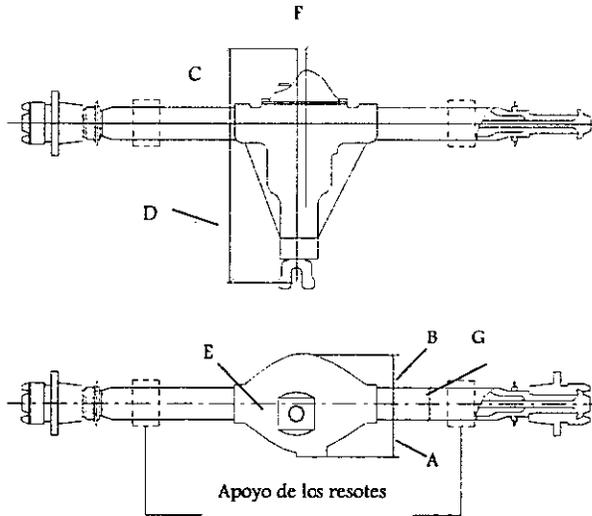
## SCHOOL BUS



## COACH (TAG AXLE) WITH A TWO STEP PARKING BRAKE RELEASE (DD-3)



## Eje Flotante



Dimensión	Modelo 80/286	
	In.	mm.
A	6.76	171.7
B	6.76	171.7
C	6.0	152.4
D	15.3	388.62
E	1.125	28.58
F	1.09	27.69
G	4.0	101.6

### MODELO 80/286\*

#### Aplicaciones Generales

Tipo de eje

Flotante

Peso típico (si frenos)

540 lb/244.94 kg

Peso (solo centro de la sección)

179 lb/81.19 kg

Capacidad de Aceite (Aprox.)

0° ángulo del piñón, 8.25 pts/3.91

Piñón de entrada

24/48 paso, 37 dientes, 1.98in/50.39mm P.D.

Piñón lateral

24/48 paso, 35 dientes, 1.625in/41.28mm P.D.

Corona

11.0in/279.4mm

Carga nominal GAW

11,000 lbs/4989.6 kg

Carga nominal GCW

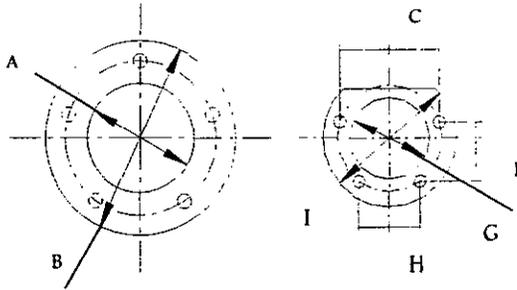
26,000 lbs/11793.6kg

Torque de Salida (

10,000ft-lb/7375.7 N-m

Espesor del tubo

Según el requerido

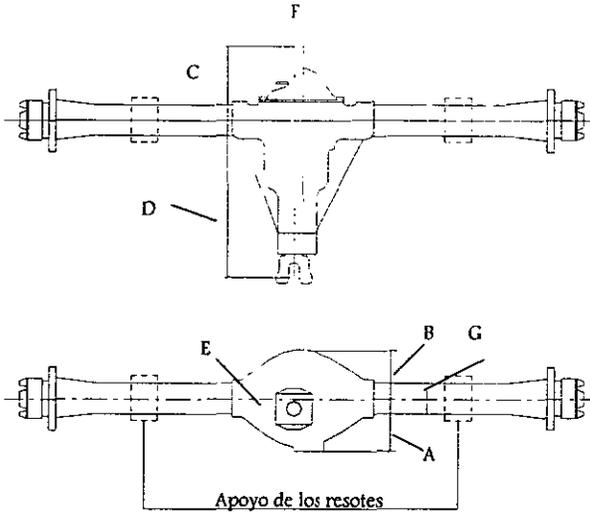


Dimensión	A	B	C	D	E	F
Pulgadas	4.156	7.0	1.884	0.96	1.495	0.44
Milímetros	105.56	177.8	47.85	24.38	37.97	11.18

Dimensión	G	H	I
Pulgadas	4.156	1.495	2.56
Milímetros	105.56	37.97	65.02

## Eje Motriz Trasero Spicer.

### Eje Semiflotante



Modelo 44/216

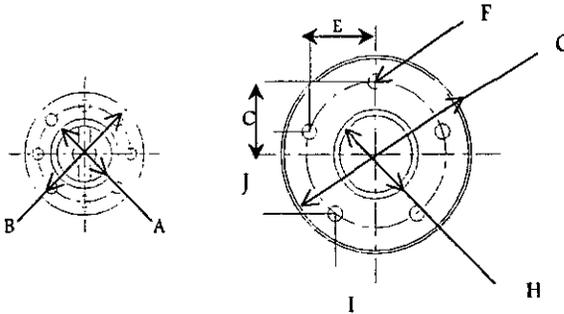
Dimensión	Modelo 44/216	
	in.	mm.
A	5.38	136.65
B	5.25	133.35
C	4.84	122.94
D	11.91	302.51
E	1.3	38.1
F	1.0	25.4
G	2.75	69.85

### MODELO 44/216\*

#### Aplicaciones Generales

Tipo de eje	Semi Flotante
Peso típico (si frenos)	140 lb/63.5 kg
Peso (solo centro de la sección)	72 lb/32.66kg
Capacidad de Aceite (Aprox.)	0° ángulo del piñón, 30 pts/1.41
Piñón de entrada	24/48 paso, 26 dientes, 1.083in/27.51mm P.D.
Piñón de lateral	24/48 paso, 30 dientes, 1.25in/31.75mm P.D.
Corona	8.5in/215.9mm
Carga nominal GAW	3,500 lbs/1587 kg
Carga nominal GCW	11,000 lbs/4989.6kg
Torque de Salida (	3,460ft-lb/2551.99 N-m
Torque de salida (continuo)	1,100ft-lb/811.33 N-m
Frenos (opcional)	Tambor/Disco
Diámetro del tubo	2.75in/69.85mm

Torque de salida (continuo) 2500ft-lb/1843.93 N-m  
 Frenos (opcional) Tambor/Disco  
 Diámetro del tubo 4in/101.6mm  
 Espesor del tubo Según el requerido



Dimensión	A	B	C	D	E	F
Pulgadas	3.125	5.168	2.894	1.447	2.506	0.58
Milímetros	79.38	131.27	73.51	36.75	63.65	14.73

Dimensión	G	H	I	J
Pulgadas	7.315	4.328	1.701	2.341
Milímetros	185.8	109.93	43.21	59.46

# Apéndice C

---

## SECCIÓN 1

### CÁLCULO ESTÁTICO DE LOS LARGUEROS.

Variables Empleadas.

Pesos uniformemente distribuidos

$q_1$ .- Peso de la carrocería

$q_2$ .- Peso de las baterías

$q_3$ .- Peso de los pasajeros

$V_D$ .- Volado Delantero

$V_T$ .- Volado Trasero

$D_E$ .- Distancia entre Ejes.

$L$ .- Longitud Total

$R_A$ .- Reacción en el apoyo A

$R_B$ .- Reacción en el apoyo B

Cálculo del Cortante y Momento Flexionante Máximos por el Método de Secciones.

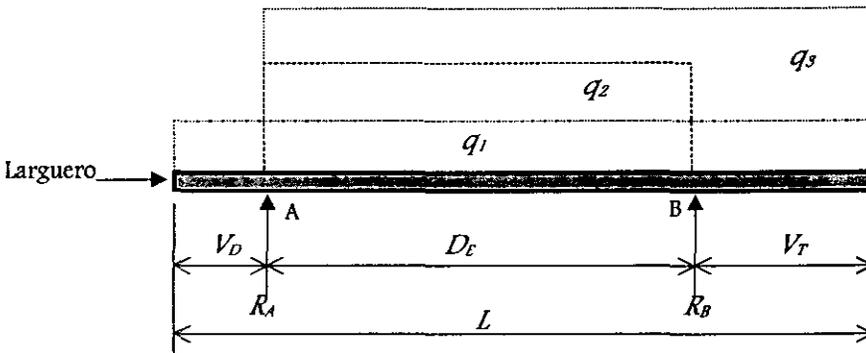


Figura 3.1 Diagrama de Cuerpo Libre

Cálculo de Reacciones.

$$\sum M_A = 0 \quad R_B(D_E) = q_1 L \left( \frac{L}{2} - V_D \right) + q_2 \left( \frac{D_E^2}{2} \right) + \frac{q_3}{2} (L - V_D)^2$$

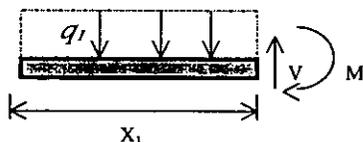
$$R_B = \frac{q_1 L}{D_E} \left( \frac{L}{2} - V_D \right) + \frac{q_2}{2} D_E + \frac{q_3}{2 D_E} (L - V_D)^2 \quad \text{Ec. 3.1}$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_A(D_E) = q_1 L \left( \frac{L}{2} - V_T \right) + q_2 \left( \frac{D_E^2}{2} \right) + q_3 (L - V_D) \left[ \frac{(L - V_D)}{2} - V_T \right]$$

$$R_A = \frac{q_1 L}{D_E} \left( \frac{L}{2} - V_T \right) + \frac{q_2}{2} D_E + \frac{q_3}{D_E} (L - V_D) \left[ \frac{(L - V_D)}{2} - V_T \right] \quad \text{Ec. 3.2}$$

Cálculo de Momentos y Fuerzas Cortantes

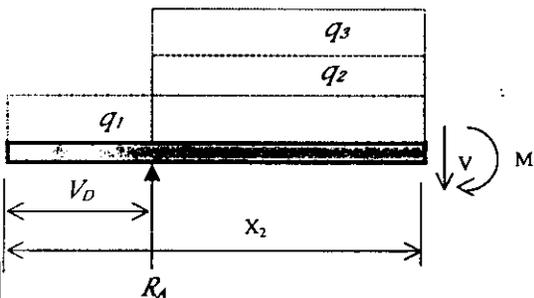
Corte  $X_1$                      $0 < X_1 < V_D$



Cortante             $\sum F_y = 0$              $V = -q_1 \cdot X_1$   
Ec. 3.3

Momento             $\sum M = 0$              $M = -\frac{q_1 \cdot X_1^2}{2}$   
Ec. 3.4

Corte  $X_2$                      $V_D < X_2 < D_E + V_D$



Cortante             $\sum F_y = 0$   
 $R_A - q_1 \cdot X_2 - (q_2 + q_3)(X_2 - V_D) = V$   
 $V = -(q_1 + q_2 + q_3)X_2 + (q_2 + q_3)V_D + R_A$   
Ec. 3.5

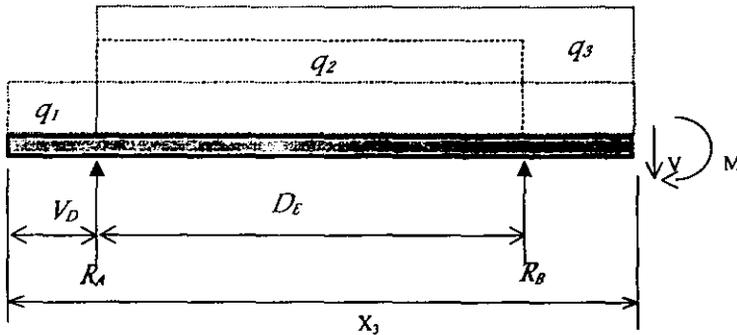
Momento             $\sum M = 0$

$$M + \frac{q_1 \cdot X_2^2}{2} + (q_2 + q_3) \frac{(X_2 - V_D)^2}{2} = R_A(X_2 - V_D)$$

$$M = -\frac{(q_1 + q_2 + q_3) \cdot X_2^2}{2} + [R_A + (q_2 + q_3)V_D] \cdot X_2 - \left[ R_A + \frac{(q_2 + q_3)V_D}{2} \right] \cdot V_D$$
 Ec. 3.6

Corte  $X_3$

$$V_D + D_E < X_3 < L$$



Cortante  $\sum F_y = 0$

$$R_A + R_B = V + q_1 \cdot X_3 + q_2 \cdot D_E + q_3 \cdot (X_3 - V_D)$$

$$V = -(q_1 + q_3) \cdot X_3 + R_A + R_B - q_2 \cdot D_E + q_3 \cdot V_D \quad \text{Ec. 3.7}$$

Momento  $\sum M = 0$

$$M + \frac{q_1 \cdot X_3^2}{2} + q_2 \cdot D_E \left( X_3 - V_D - \frac{D_E}{2} \right) + \frac{q_3 (X_3 - V_D)^2}{2} = R_A (X_3 - V_D) + R_B (X_3 - V_D - D_E)$$

$$M = \frac{-(q_1 + q_3) X_3^2}{2} + (R_A + R_B - q_2 \cdot D_E + q_3 \cdot V_D) X_3 - \left( R_A + R_B - q_2 \cdot D_E + \frac{q_3 \cdot V_D}{2} \right) V_D + \left( \frac{q_2 \cdot D_E}{2} - R_B \right) D_E \quad \text{Ec. 3.8}$$

## SECCIÓN 2

A continuación utilizando las dimensiones del chasis 4331600 de DINA del apéndice B1, se sustituyen los valores extremo de los intervalos para cada corte.

Ecuación 3.3 y 3.4  $0 < X_1 < V_D$

$$V = -q_1 \cdot X_1 \quad \boxed{V_0 = 0[\text{kg}]} \quad \boxed{V_{V_D} = -518.44[\text{kg}]}$$

$$M = -\frac{q_1 \cdot X_1^2}{2} \quad \boxed{M_0 = 0[\text{kg}]} \quad \boxed{M_{V_D} = -223.86[\text{kg}]}$$

Ecuación 3.5 y 3.6  $V_D < X_2 < D_E + V_D$

$$V = -(q_1 + q_2 + q_3)X_2 + (q_2 + q_3)V_D + R_A \quad \boxed{V_{V_D} = 2646.2[\text{kg}]} \quad \boxed{V_{V_D + D_E} = -3218.11[\text{kg}]}$$

$$M = -\frac{(q_1 + q_2 + q_3) \cdot X_2^2}{2} + [R_A + (q_2 + q_3)V_D] \cdot X_2 - \left[ R_A + \frac{(q_2 + q_3)V_D}{2} \right] \cdot V_D$$

$$\boxed{M_{V_D} = -223.86[\text{kg} \cdot \text{m}]} \quad \boxed{M_{V_D + D_E} = -1335.13[\text{kg} \cdot \text{m}]}$$

Ecuación 3.7 y 3.8  $V_D + D_E < X_3 < L$

$$V = -(q_1 + q_3) \cdot X_3 + R_A + R_B - q_2 \cdot D_E + q_3 \cdot V_D \quad \boxed{V_{V_D + D_E} = 1617.25[\text{kg}]} \quad \boxed{V_L = 0[\text{kg}]}$$

$$M = \frac{-(q_1 + q_3)X_3^2}{2} + (R_A + R_B - q_2 \cdot D_E + q_3 \cdot V_D)X_3 - \left( R_A + R_B - q_2 \cdot D_E + \frac{q_3 \cdot V_D}{2} \right) V_D + \left( \frac{q_2 \cdot D_E}{2} - R_B \right) D_E$$

$$\boxed{M_{V_D + D_E} = -1335.13[\text{kg} \cdot \text{m}]} \quad \boxed{M_L = 0[\text{kg} \cdot \text{m}]}$$

Dichos valores se utilizan para la construcción del diagrama de cortante y momento que se presenta en el capítulo 3.

Para obtener el momento máximo derivaremos la ecuación 3.6 y la derivada la igualamos a cero para obtener la distancia a la cual se presenta  $M_{\max}$ , y ésta a su vez la sustituimos en la ecuación 3.6 para obtener el valor de  $M_{\max}$

$$M = -\frac{(q_1 + q_2 + q_3) \cdot X_2^2}{2} + [R_A + (q_2 + q_3)V_D] \cdot X_2 - \left[ R_A + \frac{(q_2 + q_3)V_D}{2} \right] \cdot V_D$$

$$\frac{dM}{dX} = -(q_1 + q_2 + q_3) \cdot X + R_A + (q_2 + q_3)V_D = 0 \quad X_{\max} = \frac{R_A + (q_2 + q_3)V_D}{q_1 + q_2 + q_3}$$

### SECCIÓN 3

#### Cálculo de la Sección Transversal por Resistencia.

Utilizando la Fórmula de Flexión.

$$\text{Esfuerzo de Cedencia del material 950X} \quad S_y = 50,000 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{plg.}^2} \right]$$

Debido a las diferentes condiciones de trabajo a las que estará sometido el bastidor, como lo es carga estática, dinámica, posibles impactos, y además se involucra el factor vidas humanas, consideramos que un factor de seguridad  $N=3$  es un factor aceptable para el cálculo, dado que estamos considerando un margen bastante amplio para trabajar en la zona elástica del material.

VARIABLES EMPLEADAS.

$\sigma_d$ .- Esfuerzo de Diseño

$S_y$ .- Esfuerzo de Cedencia

$N$ .- Factor de Seguridad

$M$ .- Momento Flexionante Máximo

$I$ .- Momento de Inercia

$c$ .- Distancia del centroide a la fibra más alejada de la sección.

$S$ .- Módulo de Sección

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

$$S = \frac{M}{\sigma_d}$$

$$S = \frac{I}{c}$$

$$\sigma_d = \frac{50000}{3} = 16666.67 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{plg.}^2} \right]$$

$$S = \frac{90976.7}{16666.67} = 5.4586 \left[ \text{plg.}^3 \right]$$

En la selección del bastidor se mencionó que la sección que se maneja para los largueros es como la que se muestra en la figura 3.3, de donde obtenemos el momento de inercia para sustituirlo en la fórmula del módulo de sección.

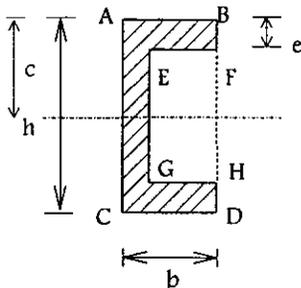


Figura 3.3

$$I_{Total} = I_{ABCD} - I_{EFGH}$$

$$I_{rectángulo} = I_{ABCD} = \frac{bh^3}{12}$$

$$I_{EFGH} = \frac{(b-e)(h-2e)^3}{12}$$

$$I_{Total} = \frac{bh^3}{12} - \frac{(b-e)(h-2e)^3}{12} = \frac{bh^3 - (b-e)(h-2e)^3}{12}$$

Ec. 3.9

Sustituyendo el momento de inercia en la fórmula del módulo de sección tenemos:

$$S = \frac{\frac{bh^3 - (b-e)(h-2e)^3}{12}}{\frac{h}{2}}$$

$$S = \frac{bh^3 - (b-e)(h-2e)^3}{6h} \quad \text{Ec.3.10}$$

Utilizando la Fórmula General de Cortante.

Fórmula general de cortante.

$$\tau_d = \frac{VQ}{Ie} \quad \text{donde } \tau_d - \text{Esfuerzo cortante de diseño}$$

Q.- Momento estático

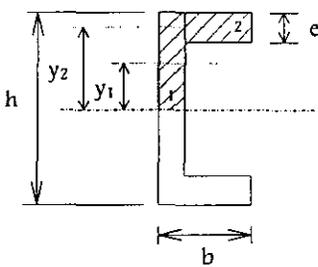
V.- Fuerza cortante en la sección de interés

I.- Momento de inercia

e.- Espesor del alma

$$\tau_d = \frac{S_y}{N} = \frac{0.5S_y}{N} \quad \tau_d = \frac{50000}{6} \quad \tau_d = 8333.33 \left[ \frac{lb}{plg^2} \right]$$

Basándonos en la figura 3.4 obtenemos el momento estático  $Q$ .



$$Q = \bar{y}A, \quad Q = y_1A_1 + y_2A_2$$

$$y_1 = \frac{h}{4}; \quad A_1 = \frac{he}{2}$$

$$y_2 = \frac{h}{2} - \frac{e}{2} = \frac{h-e}{2}; \quad A_2 = (b-e)e = be - e^2$$

Figura 3.4

Sustituyendo las ecuaciones en  $Q$  tenemos:

$$Q = \left(\frac{he}{2}\right)\left(\frac{h}{4}\right) + (be - e^2)\left(\frac{h-e}{2}\right) \quad Q = \left(\frac{eh^2}{8}\right) + be\left(\frac{h-e}{2}\right) - e^2\left(\frac{h-e}{2}\right)$$

Simplificando

$$Q = \frac{e^3}{2} - (b+h)\frac{e^2}{2} + \left(bh + \frac{h^2}{4}\right)\frac{e}{2} \quad \text{Ec.3.11}$$

Desarrollamos la ecuación del momento de inercia.

$$I_{Total} = \frac{bh^3 - (b-e)(h-2e)^3}{12} = \frac{bh^3 - (b-e)(h^3 - 6he^2 - 6h^2e + 8e^3)}{12}$$

$$I_{Total} = \frac{bh^3 - bh^3 + 6bhe^2 + 6bh^2e - 8be^3 + eh^3 - 6he^3 - 6h^2e^2 + 8e^4}{12}$$

$$I_{Total} = \frac{8e^4 - (8b + 6h)e^3 + (6bh - 6h^2)e^2 + (6bh^2 + h^3)e}{12}$$

$$I_{total} = \frac{2}{3}e^4 - \left(\frac{2}{3}b + \frac{h}{2}\right)e^3 + \left(\frac{bh}{2} - \frac{h^2}{2}\right)e^2 + \left(\frac{bh^2}{2} + \frac{h^3}{12}\right)e$$

Ahora sustituimos en la fórmula general del cortante.

$$\tau \cdot I \cdot e = VQ$$

$$\tau \left( \frac{2}{3}e^4 - \left(\frac{2}{3}b + \frac{h}{2}\right)e^3 + \left(\frac{bh}{2} - \frac{h^2}{2}\right)e^2 + \left(\frac{bh^2}{2} + \frac{h^3}{12}\right)e \right) \cdot e = V \left( \frac{e^3}{2} - (b+h)\frac{e^2}{2} + \left(\frac{bh}{2} + \frac{h^2}{4}\right)\frac{e}{2} \right)$$

$$\tau \left( \frac{2}{3}e^5 - \left(\frac{2}{3}b + \frac{h}{2}\right)e^4 + \left(\frac{bh}{2} - \frac{h^2}{2}\right)e^3 + \left(\frac{bh^2}{2} + \frac{h^3}{12}\right)e^2 \right) = V \left( \frac{1}{2}e^3 - \left(\frac{b}{2} + \frac{h}{2}\right)e^2 + \left(\frac{bh}{2} + \frac{h^2}{8}\right)e \right)$$

$$\tau \left( \frac{2}{3}e^5 - \left(\frac{2}{3}b + \frac{h}{2}\right)e^4 + \left(\frac{bh}{2} - \frac{h^2}{2}\right)e^3 + \left(\frac{bh^2}{2} + \frac{h^3}{12}\right)e^2 \right) = V \left( \frac{1}{2}e^3 - \left(\frac{b}{2} + \frac{h}{2}\right)e^2 + \left(\frac{bh}{2} + \frac{h^2}{8}\right)e \right)$$

$$\frac{2}{3}\tau e^5 - \left(\frac{2}{3}b + \frac{h}{2}\right)\tau e^4 + \left(\frac{bh}{2} - \frac{h^2}{2}\right)\tau e^3 + \left(\frac{bh^2}{2} + \frac{h^3}{12}\right)\tau e^2 - \frac{V}{2}e^3 + \left(\frac{b}{2} + \frac{h}{2}\right)Ve^2 - \left(\frac{bh}{2} + \frac{h^2}{8}\right)Ve = 0$$

$$\frac{2}{3}\tau e^5 - \left(\frac{2}{3}b + \frac{h}{2}\right)\tau e^4 + (bh\tau - h^2\tau - V)\frac{e^3}{2} + \left(bh^2\tau + \frac{h^3}{6} + bV + hV\right)\frac{e^2}{2} - \left(bh + \frac{h^2}{4}\right)\frac{Ve}{2} = 0$$

Ec. 3.12

## Cálculo de resortes delanteros

Datos

Datos	Dimensiones
Carga Total	3164.67 [ Kg ]
Carga en cada resorte	1582.32 [ Kg ]
Carga de diseño [ P ]	1600 [ Kg ]
Deformación Total del Resorte [ $\delta$ ]	15 [ cm ]
Diámetro del resorte [ $D_R$ ]	20 [ cm ]
Diámetro de espira [ $D_e$ ]	2 [ cm ]
Módulo de Elasticidad cortante [ G ]	2 898 504 [ Kg/cm <sup>2</sup> ]
Paso	5 [ cm ]

Cálculos

Constante del resorte [ K ]

$$K = \frac{P}{\delta} = \frac{G \times D_e^4 \times \delta}{8 \times D_R^3 \times N}$$

$$K = \frac{1600}{15} = 107 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}} \right]$$

Número de espiras resorte [ N ]

$$N = \frac{G \times D_e^4}{8 \times D_R^3 \times K}$$

$$N = \frac{2898504 \times 2^4}{8 \times 18^3 \times 107} = 9.28 \Rightarrow 10 \text{ espiras}$$

Altura de cierre

$$SH = D_e (N + 2)$$

$$SH = 2(10 + 2) = 24 [\text{cm}]$$

Altura total [ H ]

$$H = N(D_e + \text{Paso})$$

$$H = 10 ( 2 + 3 ) = 50 [\text{cm}]$$

# Apéndice D

---

Compañía	CASA ORTIZ
Contacto	J. Fausto Ortiz Martínez
Dirección	Av. Morelos 703, esq. Popocatepetil, Tlalnepantla, Edo. de México
Teléfono	390-33-76
Fax	390-17-73
Producto	Llantas y Rines
Marca	Fireston, Goodyear-oxo

Compañía	Grimaldi
Contacto	L.E.A. Karla Urtiz R., Administrador de Ventas
Dirección	Alfonso Caso 110, Col. Prado C.P. 03590
Teléfono	672-61-61
Fax	532-75-50
Producto	Llantas
Marca	Michelin, BFGoodrich

Compañía	DIRECSPICER S.A. de C.V.
Contacto	Lic. Mónica Trejo, Mercadotecnia
Dirección	Av. Industrias 10, Fracc. Ind. la Presa, San Juan Ixhuatepec.
Teléfono	726-80-21/05
Fax	718-40-48
Producto	Ejes Motrices traseros
Marca	Spicer

Compañía	DIRONA, S.A.
Dirección	Leibnitz 34, 3er piso
Teléfono	283-32-00
Fax	283-32-20
Producto	Ejes y Frenos

Compañía	GRUPO DINA
Contacto	Ing. Miguel Jiménez C.
Dirección	Corredor Industrial s/n, Cd. Fray B. de Sahagún, Hgo. C.P. 43990
Teléfono	(91-791)305-00
Fax	(91-791)326-34
Producto	Chasis

Compañía	OSHMEX
Contacto	Ing. Germán Martínez Castro
Dirección	Av. Dos 7, Fracc. Ind. Cartagena Tultitlan, C.P. 54918
Teléfono	888-03-55/888-04-83/888-07-39
Fax	888-1187
Producto	Chasises y Autopartes

Compañía	HENDRICKSON Mexicana
Contacto	Joaquín Gardoni, Ing. de Producto
Dirección	Wilfrido Massieu No. 440, Unidad Industrial Vallejo
Teléfono	754-45-46/754-44-48/754-55-76
Fax	754-57-40
Producto	Suspensiones de Aire

Compañía	Productos Industriales Goodyear, S.A. de C.V.
Contacto	Gabriel Mendoza
Dirección	Prolongación Recursos Hidráulicos 1-D Fracc. Ind. La Loma
Teléfono	361-30-71
Fax	361-30-71/362-10-28
Producto	Air Springs
Marca	Goodyear

Compañía	AlliedSignal
Contacto	Jorge Gumler G.
Dirección	Pirul 34-B, Col. Bellavista Tlalnepantla, C.P. 54080
Teléfono	397-31-00
Fax	397-52-44
Producto	Frenos de Aire
Marca	Bendix

Compañía	TRW
Contacto	Ing. Jorge Valdovinos
Teléfono	533-45-24
Fax	208-59-81
Producto	Direcciones

Compañía	Diglasa
Contacto	Lic. Jorge Valle
Producto	Largueros

Compañía	Troqueladora Arda
Contacto	Lic. Claudia Castaña
Teléfono	784-10-11
Fax	784-14-34
Producto	Travesaños

# Referencias Bibliográficas

## Referencias Bibliográficas

- [1] Cálculo Teórico Práctico de los Elementos y Grupos del Vehículo Industrial y Automotriz.  
Francisco Muñoz García  
Editorial Dossat, S.A.
  - [2] Handbook of Vehicle Design Analysis.  
John Fenton  
SAE Internacional
  - [3] Gaceta Oficial del Distrito Federal. Manual de Lineamientos Técnicos de Seguridad, Comodidad y Ambientales que Deben Cumplir los Autobuses, Minibuses y Vagonetas, que Presten el Servicio Público de Transporte de Pasajeros en el Distrito Federal. Secretaria de Transporte y Vialidad, 24 de septiembre de 1996
  - [4] Resistencia de Materiales  
Robert W. Fitzgerald.  
Editorial Fondo Educativo Interamericano.
  - [5] Mecánica del Automóvil  
J. M. Alonso Pérez  
Editorial Paraninfo  
Madrid 1988
  - [6] Tecnología Avanzada del Automóvil  
J. M. Alonso Pérez  
Editorial Paraninfo  
Madrid 1997  
Colocación TL214.F8 A56 1997
  - [7] Tecnología de Automóvil  
H. Gerscher  
2ª Edición  
Editorial Reverté, S.A.  
Barcelona'85  
Colocación TL146.5 T43
  - [8] Fundamentos de Mecánica Automotriz  
Nash, Frederick C.  
Editorial Diana  
México 1972  
Colocación TL146 #38 ej. 2
  - [9] Manual de Automóviles  
Arias-Paz  
52ª Edición  
Noriega Limusa  
España 1996-1997  
Colocación TL207 A74 1997
-

- [10] Manual de Normas SAE.
  - [11] Resistencia de Materiales Aplicada  
Mott  
Tercera Edición  
Prentice Hall
  - [12] Mecánica de Materiales  
Gere Timoshenko  
2ª Edición  
Grupo Editorial Iberoamérica
  - [13] Diseño de Elementos de Máquinas  
V.M. Faires  
Editorial LIMUSA
  - [14] Frenos ABS  
A. Marti Parera  
Editorial Alfa - Omega
  - [15] Suspensión  
Charloteux Marcel
  - [16] Frenos  
Charloteaux, Marcel  
TL269/C42
  - [17] AIRSTROKE Actuators  
AIRMOUNT Isolators  
Engineering Manual & Design Guide
  - [18] Estudio y cálculo de muelles  
Reynal, Camille
  - [19] Engineering Design Methods  
Nigel Cross  
The University, Milton Keynes, UK  
1991
-