

Leji 105



# Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE INGENIERIA

**Diseño y Aplicación de Acumuladores  
Hidráulicos a una Suspensión Automotriz**

**T E S I S**

para obtener el título de  
**Ingeniero Mecánico Electricista**

**p r e s e n t a**

**MANUEL RICARDO DEL VALLE PALOMARES**

**Director: Ing. Armando Ortiz Prado**

*México, D. F.*

*1988*



Universidad Nacional  
Autónoma de México



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

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

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

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

## I N D I C E

	Pág.
PROLOGO	1
INTRODUCCION	2
TEMA I	
INTRODUCCION A LOS ACUMULADORES	15
TEMA II	
TIPOS DE ACUMULADORES HIDRAULICOS Y CARAC- TERISTICAS	17
TEMA III	
ANALISIS VIBRATORIO DEL SISTEMA ACTUAL DE SUSPENSION DEL AUTOMOVIL	33
TEMA IV	
COMPONENTES DEL NUEVO SISTEMA	38
TEMA V	
CALCULO DE LOS COMPONENTES	47
TEMA VI	
APLICACION DE LOS ACUMULADORES HIDRAULICOS A UN SISTEMA DE SUSPENSION DE AUTOMOVIL	64
TEMA VII	
ANALISIS VIBRATORIO DEL NUEVO SISTEMA DE SUSPENSION	66
TEMA VIII	
ANALISIS ECONOMICO DEL SISTEMA DE SUSPENSION ACTUAL	70

	<b>Pág.</b>
<b>TEMA IX</b>	
<b>ESTIMACION ECONOMICA PARA EL NUEVO     SISTEMA DE SUSPENSION</b>	<b>74</b>
<b>CONCLUSIONES</b>	<b>77</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>80</b>

## PROLOGO .

El fin que se persigue en la elaboración de esta tesis, se limita al estudio de los acumuladores hidráulicos, sus características de operación, elementos que lo componen y su introducción a una suspensión automotriz.

En el planteamiento teórico que hacemos para el caso de una suspensión de automóvil, se trata de mejorar el sistema tradicional compuesto de: resortes, muelles, horquillas, y amortiguadores, proponiendo otro sistema a base de acumuladores hidráulicos, que pueda competir en cuanto a costo, resistencia y calidad como fines primordiales.

La ventaja que se busca obtener con esta suspensión es que se adhiere mejor el vehículo al pavimento y a la gran cantidad de caminos irregulares con que contamos.

No pretendemos extendernos en la gran cantidad de aplicaciones que pueden tener los acumuladores hidráulicos, ya que esto sería un trabajo que demoraría demasiado tiempo, pero si queremos participar en la difusión de este tipo de acumuladores y abrir las puertas para que otros estudiantes de la Facultad de Ingeniería y profesionistas en general continúen este pequeño estudio y lo profundicen para el beneficio de la industria de nuestro país.

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

### SUSPENSIONES AUTOMOTRICES.

Originalmente la mayoría de los automóviles y camiones tenían muelles de hojas múltiples semi-elípticas como medio de suspensión. En los últimos veinte años, sin embargo, ha habido una creciente tendencia hacia los muelles espirales, las barras de torsión y los muelles de una sola hoja para reducir la fricción en los sistemas de suspensión. Cada uno de estos tipos de muelles funcionan de la misma manera y tienen los mismos principios básicos de operación, que son:

Cuando se pone carga sobre un muelle o una suspensión, el número de libras requerido para flexionar el muelle una pulgada es conocido como su régimen de deflexión.

Cuando un muelle o una suspensión son comprimidos, al soltarlos rápidamente y dejarlos vibrar libremente sin amortiguación, el número de oscilaciones que hace en un minuto, se conoce como el régimen de oscilación o frecuencia.

El régimen de deflexión y la frecuencia de oscilación de un muelle o suspensión van a la par porque un muelle con un régimen bajo de deflexión también tendrá una frecuencia baja de oscilación y uno con alto régimen de deflexión tendrá una frecuencia alta de oscilación.

La frecuencia de la mayoría de los sistemas de suspensión de los automóviles modernos de pasajeros es de unos sesenta a ochenta ciclos por minuto.

Las suspensiones de los camiones son mucho más rápidas y, generalmente mientras más grande sea el camión más rápida será la frecuencia de su suspensión. La altura o amplitud de las oscilaciones es usualmente de unas dos o tres pulgadas pero varía mucho con las condiciones del camino y las velocidades de operación del vehículo. Los vehículos con suspensiones de baja frecuencia usualmente tendrán oscilaciones más elevadas y por esta razón se ha notado que al viajar en un automóvil con una frecuencia de suspensión muy baja dará lugar a que algunas personas "se mareen". Recíprocamente los camiones con régimen de deflexión alto y frecuencia de oscilación rápida producen características de un andar duro e incómodo.

Cuando un muelle es comprimido durante una distancia dada, éste resiste la fuerza de compresión con la misma cantidad de energía.

Cuando se suprime la fuerza, la energía acumulada en el muelle es librada permitiendo que el muelle vuelva rápidamente a su posición original y empiece a vibrar.

El objeto del amortiguador es el de amortiguar esta acción o, en otras palabras, el de absorber una porción suficiente de la energía acumulada en el muelle para reducir el régimen de su retorno a su posición inicial y para evitar que el mismo vibre después de llegar a ese punto.

Puede verse, por consiguiente, que tanto el amortiguador como el muelle absorben la energía puesta en el sistema de suspensión cuando el vehículo tropieza con un obstáculo en el camino. El muelle usa parte de esta energía para devolver la carrocería del vehículo y la suspensión a sus posicio-

nes iniciales. El amortiguador convierte en calor el exceso de energía y lo dispersa en la atmósfera, en lugar de permitir que el muelle lance violentamente la carrocería del vehículo y sus pasajeros.

El sistema completo de suspensión consiste de tres componentes básicos. (1) la carrocería y los pasajeros a los que se les llama "peso soportado", (2) el muelle y las piezas del chasis que están por debajo del muelle y que son llamados "peso no soportado" y (3) los neumáticos.

Los neumáticos soportan al vehículo completo por medio de presión neumática. Dado que un neumático consiste en una caja inflada con aire a presión éste constituye también un muelle. El régimen de deflexión y la frecuencia de un neumático son muy elevados mientras que la altura de sus oscilaciones es muy baja. Las vibraciones de los neumáticos no son controladas directamente por ninguna clase de amortiguación, pero dado que tienen que pasar por el sistema de suspensión para llegar al conductor y los pasajeros, generalmente no se notan casi nada. Sin embargo, el neumático da lugar a movimientos indeseables de suspensión, que son a veces llamados "saltos de las ruedas", y el control del amortiguador tiene que estar regulado para reducir también esos movimientos.

El amortiguador es básicamente como la palabra lo indica, un mecanismo hidráulico de amortiguación que sirve para reducir las vibraciones de los muelles. No soporta peso ni retorna a su posición original después que se ha movido, porque sólo puede hacerlo un muelle.

La carrocería del vehículo está, por lo tanto, suspendida en los muelles, y los amortiguadores se usan para controlar los movimientos de esos muelles,

lles cuando son flexionados por las sacudidas y éstas originan vibraciones en los mismos.

Los amortiguadores, por tanto, controlan los movimientos de los muelles en ambos sentidos, es decir, tanto cuando el muelle es comprimido como cuando se extiende. La mayoría de los amortiguadores ofrecen más resistencia en sus movimientos de extensión que en los de compresión, pero ocasionalmente pueden ofrecer la misma resistencia en ambos sentidos y para algunas aplicaciones especiales en que se requiera más control para la compresión que para la extensión. La cantidad de resistencia que se necesite en cada sentido, es determinada por el tipo de vehículo, el tipo de suspensión, la ubicación del amortiguador en ese sistema y la posición en que deba ser montado.

Los amortiguadores controlan las vibraciones de la suspensión absorbiendo la energía acumulada en el muelle cuando éste es comprimido, convirtiendo entonces en calor esa energía. Esto reduce la reacción del muelle y le permite volver a su posición original lentamente y sin un movimiento rápido o violento. El amortiguador dispersa este calor de la energía convertida, en el aire que pasa alrededor del mismo.

La suspensión es el conjunto de órganos mecánicos que unen las --  
ruedas del automóvil a la estructura principal o bastidor.

Los elementos principales de la suspensión son:

- Los muelles
- Los amortiguadores
- Los órganos geométricos y estructurales de la unión rueda bastidor ( brazos, rótulas, pivotes, barras,etc. )
- Los neumáticos pueden considerarse parte de la suspensión, -  
dado que absorben las pequeñas irregularidades del terreno y contribuyen a la estabilidad del automóvil.

Las funciones principales de la suspensión son:

- Unión elástica para absorber o transmitir suavemente las irregularidades del camino a los pasajeros brindando así comodidad de marcha.
- Amortiguar las oscilaciones producidas por la elasticidad de la suspensión.
- Control de los movimientos verticales de las ruedas para que la trayectoria de marcha se acerque lo más posible a la deseada por el conductor.
- Mantener la estabilidad del automóvil, principalmente en las curvas.
- Mantener los neumáticos, en particular los que controlan la dirección en contacto máximo con el piso.

Existen dos formas de unión de las ruedas al bastidor: en forma de -ruedas rígidas, unidas mediante un eje transversal rígido y en forma de ruedas independientes. La primer forma se usa tanto para ruedas no motrices como para ruedas motrices. Para las ruedas motrices traseras, el sistema más empleado es el de puente rígido que asume las funciones de unir las dos ruedas -motrices entre sí, y alojar el diferencial y el semi-ejes de las ruedas. La sus-pensión de puente rígido esta completada por una conexión con el bastidor, --con el objeto de controlar el efecto de las fuerzas longitudinales ( producidas al acelerar o frenar ), y transversales ( producidas en las curvas ) . En el ca-so de suspensión por ballesta, éstas mismas pueden lograr el control menciona-do.

Las suspensiones delanteras emplean ruedas independientes en las cua-les el movimiento de una rueda no induce movimiento en la otra rueda del mis-mo eje delantero, puesto que cada una se une al bastidor por un mecanismo --propio. Esto facilita la conducción y aumenta la comodidad de los pasajeros.

La elasticidad de la suspensión se logra generalmente mediante mue--lles de acero que almacenan energía y que pueden ser:

- Ballestas, generalmente semielípticas que constan de varias hojas o de una sola y que trabajan a flexión. La hoja más larga se -fija mediante articulaciones al bastidor, las demás van siendo más pequeñas y se mantienen unidas, alineadas mediante pernos y ---abrazaderas. La ballesta se fija por su parte media al eje, por medio de bridas y puede absorber los empujes longitudinales y --

transversales del vehículo.

- Resortes helicoidales que trabajan por torsión y flexión. Las espiras finales son horizontales para que asienten mejor en las superficies a través de las cuales se transmite el peso.
- Barras de torsión pueden ser de sección circular, rectangular o cuadrada, uno de sus extremos se fija al bastidor y el otro al elemento móvil de la suspensión, trabajan a torsión y corte.
- Barra estabilizadora, cuya función es la de reducir la inclinación lateral del automóvil que se produce al tomar una curva y debido a la fuerza centrífuga que sobrecarga las ruedas exteriores. La barra se monta en el eje delantero o el trasero o en ambos y consiste en una barra de acero apoyada en su parte media al bastidor y fija por sus extremos a los ejes de las ruedas, de esta manera se crea una dependencia entre los movimientos verticales de una rueda respecto a la otra. Al inclinarse la carrocería, la barra se somete a un esfuerzo de torsión, la resistencia que presenta la barra al torcerse limita la deformación del sistema de suspensión y ayuda a mantener la estabilidad del automóvil.

La suspensión sirve para aumentar la comodidad y la seguridad de marcha y proteger la carga y las piezas del vehículo. Una suspensión suave produce una pequeña aceleración de la carrocería, mientras que una elevada fuerza de amortiguación reduce la comodidad de marcha.

El equilibrio entre la suspensión y la amortiguación, es un compromiso

entre la comodidad y la seguridad de marcha.

Los amortiguadores reducen la amplitud y el número de las oscilaciones de los muelles con lo que se brinda al vehículo mayor estabilidad y comodidad.

Un muelle o resorte es un dispositivo que vuelve a tomar su forma -- original después de recibir una presión. En la suspensión de un automóvil, los muelles o resortes están colocados entre el chasis y cada una de las ruedas, y se comprimen y distienden para absorber las sacudidas causadas por las irregularidades del camino. Al distenderse un muelle o resorte comprimidos, rebasan su forma y posición originales hacia arriba y hacia abajo varias veces. Aunque cada compresión y cada distensión son menores que las anteriores, la oscilación podría continuar hasta el grado de causar mareos a los pasajeros. Todos los amortiguadores modernos funcionan de manera similar, aunque a veces difiere la disposición de las válvulas u orificios internos.

Las partes principales de un amortiguador son dos tubos concéntricos, un pistón con orificios de calibración precisa o válvulas de un solo sentido ( o ambas cosas ), y el líquido especial. El tubo superior ( donde está el pistón ) se atornilla a la suspensión. Cuando la llanta rebota en un obstáculo, se comprime el muelle o el resorte y el tubo inferior entra en el superior, el cual empuja el pistón dentro del tubo inferior. Este movimiento lo regula el líquido -- que llega por completo a la cámara inferior. Como los líquidos no se comprimen, la única forma de que el tubo pueda moverse más allá del pistón, es por desplazamiento del líquido. Cuando sube el tubo inferior, el líquido de la cámara

ra inferior pasa a presión por una válvula de un solo sentido, o por una serie de orificios calibrados ( ello depende del diseño del amortiguador ) . El tubo inferior sube a la misma velocidad con que se desplaza el líquido. Cuando la rueda sube, también sube el tubo del amortiguador. El líquido de la cámara inferior se desplaza a través de orificios y válvulas calibradas, hacia la cámara superior y el depósito. Al distenderse el resorte, el líquido regresa a presión por los orificios y válvulas, desde la cámara superior y el depósito hasta la cámara inferior. La acción de los amortiguadores ajustables se gradúa de suave a firme al cambiar el tamaño de los orificios. Si los amortiguadores están muy duros, los muelles o resortes no absorberán bien los impactos del camino y el rodamiento será muy duro. Si están muy suaves, los muelles o resortes oscilarán demasiado y habrá movimiento excesivo de la carrocería.

Suspensión delantera independiente.- Prácticamente todos los automóviles tienen suspensión delantera independiente, lo cual significa que cada rueda delantera está conectada por separado al chasis. Esto permite que las ruedas reaccionen independientemente con las irregularidades del camino ( la izquierda puede pasar sobre un saliente y moverse hacia arriba mientras la derecha cae en un bache y se mueve hacia abajo, sin que se incline todo el automóvil ). La suspensión independiente ofrece dos ventajas si se compara con la suspensión de eje macizo que tienen los automóviles de modelos anteriores y algunos camiones modernos: su rodamiento es más suave, y además mejora el manejo, pues ambas llantas mantienen mejor contacto con el camino.

Suspensión McPherson.- La característica principal de la suspensión McPherson es un fuerte tirante que va de la rueda al chasis. El extremo superior del tirante está unido al chasis con un soporte flexible, y el mango de rueda está atornillado o soldado al extremo inferior del tirante. Cuando se mueve el volante, el tirante gira. Un resorte circunda la mitad superior del tirante, y entre éste y el resorte, está colocado un amortiguador que sirve como conexión superior de la suspensión.

Un brazo de control sencillo articulado al chasis y conectado a la parte inferior del tirante con una rótula, sirve como conexión inferior. Aunque la suspensión McPherson es compacta, su reparación es costosa porque hay que desmontar toda la suspensión para cambiar el amortiguador.

Suspensión trasera.- La suspensión trasera está diseñada, al igual que la delantera, para mantener las ruedas en contacto con el camino y proporcionar comodidad en el manejo; aunque ambos sistemas tienen mucho en común, difieren en diseño y disposición. Las ruedas delanteras soportan permanentemente el peso del motor y el de las secciones delanteras de la carrocería y del chasis. Las ruedas traseras soportan cargas variables, según el número de pasajeros y la cantidad de carga. Los muelles ( o resortes ) traseros no deben flexionar demasiado con carga adicional, ni deben estar demasiado rígidas sin carga. Si son muy variables las cargas que soportan, quizá se requieran amortiguadores de aire ajustables, en lugar de los comunes. Mientras que las ruedas delanteras giran a izquierda y derecha, y se mueven verticalmente, las traseras permanecen rectas, independientemente de su movimiento.

to vertical o de la posición del automóvil en una curva. Las ruedas no tienen rótulas que les permitan girar libremente como las delanteras, sino que están fijas a las flechas laterales y sólo se mueven verticalmente. La diferencia más importante entre las suspensiones delantera y trasera en los automóviles con tracción trasera, consiste en que la torsión del tren propulsor se transmite al camino por medio de las ruedas traseras. ( La torsión es la fuerza que hace girar las ruedas e impulsa el automóvil). Esta torsión tiene a mover partes de la suspensión que deben mantenerse relativamente rígidas; para que la suspensión trasera resista esta tendencia, se colocan con precisión todas sus piezas y se montan brazos de control entre el chasis y la suspensión. En los automóviles con tracción trasera se utilizan dos tipos de suspensión trasera; suspensión integrada a la funda del eje y suspensión independiente.

Suspensión trasera integrada a la funda del eje.- La principal característica de esta suspensión consiste en que la funda del eje se mueve junto con ella cuando cualquiera de las dos llantas choca contra un obstáculo. El diferencial y las flechas laterales están dentro de la funda, que mantiene fija por la suspensión trasera. La suspensión de muelles de hojas mantiene fija la funda, resiste el empuje lateral en curvas y absorbe los impactos del camino. La suspensión de resortes tiene brazos de control entre el chasis y la funda del eje, para fijar la funda y resistir el empuje lateral, pues los resortes solo pueden absorber fuerzas verticales.

Suspensión trasera independiente.- Igual que en el caso de la suspensión delantera independiente, la trasera independiente permite que cada rueda responda por separado a las irregularidades del camino. El eje no tiene funda y la cubierta del diferencial está montada en el chasis, el cual absorbe en -- parte la torsión del tren propulsor. Las antiguas suspensiones traseras independientes con ejes oscilantes no mantenían las ruedas perpendiculares al piso en las curvas; esto reducía el agarre de la llanta y, por el efecto de camber positivo ( inclinación de la rueda hacia afuera en la parte superior ), se producían frecuentes derrapadas y hasta volcaduras. Para evitarlo, las suspensiones modernas tienen cuatro uniones universales y diferentes tipos de brazos de control, para mantener las ruedas casi perpendiculares al piso aún en curvas. La suspensión trasera independiente con brazos de control permite que cada rueda responda por separado a las irregularidades del camino. Cada rueda tiene como soporte fijo un brazo articulando al chasis. Estos brazos oscilan en ángulo recto a las ruedas, con lo cual no varía el camber cuando la rueda se mueve verticalmente. En la suspensión integrada a la funda del eje, cuando una rueda pasa por alguna irregularidad del camino, se modifica el camber en la otra rueda.

La suspensión Hotchkiss.- Es el tipo más sencillo de suspensión integrada a la funda del eje trasero. No tiene brazos de control porque los muelles son largos, montadas tan separadas como sea posible, fijan la funda del eje y resisten el empuje lateral. La parte delantera del muelle está sujeta al chasis. La parte central del muelle, que es la más rígida, pasa por debajo de la funda

del eje y se sujeta a ella con abrazaderas. La parte trasera de la muelle - está sujeta al chasis con un columpio oscilante que permite los cambios de posición del muelle y resiste el empuje.

## T E M A I

### INTRODUCCION A LOS ACUMULADORES HIDRAULICOS.

Un acumulador hidráulico, consiste esencialmente en un depósito destinado al almacenamiento de un fluido hidráulico incompresible, que se conserva a una cierta presión ejercida por una fuente externa.

En un principio los acumuladores hidráulicos eran los encargados de cubrir por completo las necesidades de presión de los sistemas fluidicos.

Lo anterior se debió principalmente a que las bombas hidráulicas -- eran todavía muy lentas y de bajo rendimiento. No obstante, aún se les emplea para estos fines; la principal utilización que se les da hoy en día, se -- centra básicamente en el suministro de potencia en los intervalos de demanda básica de los sistemas hidráulicos.

Como resultado, la eficiencia que se obtiene en el proceso de bombeo es considerable, debido a que es suficiente utilizar una pequeña bomba para cargar el acumulador hidráulico con fluido a pequeña velocidad, si se compara con la demanda que se requeriría de una bomba directamente acoplada.

Los acumuladores también poseen la capacidad de mantener presiones elevadas durante determinados períodos de tiempo ( los cuales dependerán del tamaño o capacidad del acumulador ), y muchas veces sin necesidad de recarga. También es capaz de proporcionar al sistema un flujo regular de fluido a presión sensiblemente constante.

Otras aplicaciones de los acumuladores, que los hacen de gran utilidad en los sistemas flúidicos son:

- 1) La capacidad que tienen para absorber o amortiguar los golpes de ariete en el sistema.
- 2) Su capacidad para actuar como una fuente auxiliar de energía en un sistema, en caso de ser necesario. ( Avería de las bombas o bomba principal del sistema ).
- 3) Su capacidad para actuar como dispositivo de compensación de volúmenes ( en caso de que el sistema en cuestión requiera un volumen constante ), etc.

También se les podría incorporar a los sistemas de emergencia que no utilizan bombas.

Las aplicaciones ( 1 ) y ( 2 ) son las más utilizadas dentro de la industria para los acumuladores hidráulicos.

## T E M A      I I

### TIPOS DE ACUMULADORES HIDRAULICOS Y CARACTERISTICAS.

A los acumuladores hidráulicos se les puede clasificar, según su tipo y su construcción en los siguientes:

- 1) Acumulador de gravedad:
  - a) Simple
  - b) Diferencial
- 2) Acumuladores de resorte
- 3) Acumuladores de gas no separado
- 4) Acumuladores de gas separado
  - a) Separador de diafragma
  - b) Separador de vejiga elástica
  - c) Separador de pistón libre
  - d) Separador de vejiga simple

#### 1) ACUMULADORES DE GRAVEDAD.

##### a) Acumulador de Gravedad Simple:

Históricamente este es el tipo más antiguo de acumuladores hidráulicos, y son generalmente usados como una unidad simple operando una batería múltiple de máquinas hidráulicas. Esencialmente este tipo de acumulador consiste de un cilindro de pared vertical de acero, pulida a espejo en la cual se incorpora al pistón con sus respectivos sellos. Una canastilla está montada en el extremo superior del brazo del pistón para acomodar el peso muerto necesario, Ver Fig. No. 1.

# ACUMULADOR DE GRAVEDAD SIMPLE

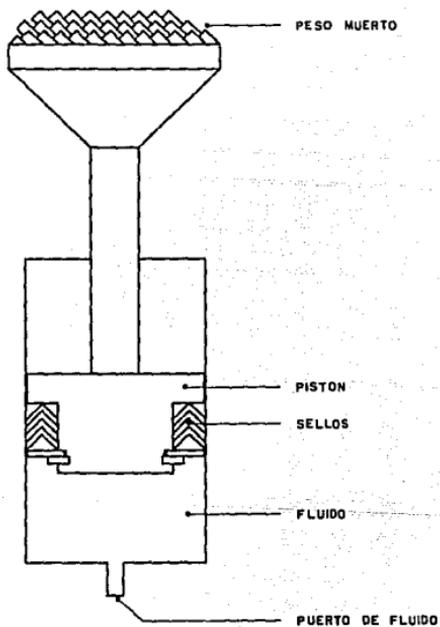


FIGURA N°1

La fuerza de gravedad de la masa contenida en la canastilla, provee la energía potencial en el acumulador.

Esta energía mantiene una fuerza uniformemente distribuida creando una presión constante del fluido.

La presión en este tipo de acumulador, varía con la cantidad de peso precargado en la canastilla.

La gran ventaja de este tipo de acumulador, es que la presión constante del fluido es capaz de sacar toda su capacidad fluidica sin importar - que tanta sea ésta, hasta llegar a su capacidad máxima.

En otros tipos de acumuladores, la presión del fluido disminuye conforme sale del volumen del acumulador.

Otra ventaja, es la capacidad de proveer grandes volúmenes de fluido bajo presiones altas, y la gran desventaja, es su tamaño extremadamente gran de al igual que su peso, lo cual lo hace indeseable para equipo móvil.

Al mismo tiempo, su gran tamaño y su alto costo, lo hacen prohibitivo para instalar más de un acumulador de este tipo en una planta operando - múltiples máquinas hidráulicas.

Es también obvio, que si este acumulador llegara a fallar por cual--quier razón, toda la maquinaria hidráulica en la planta fallaría también, causando perjuicio de producción inaceptables para cualquier empresa.

#### b) Acumulador de Gravedad Diferencial:

Está constituido por un pistón fijo cuya parte inferior está provista - de una camisa, con el fin de incrementar su diámetro. La tara del cilindro

ACUMULADOR DE GRAVEDAD DIFERENCIAL

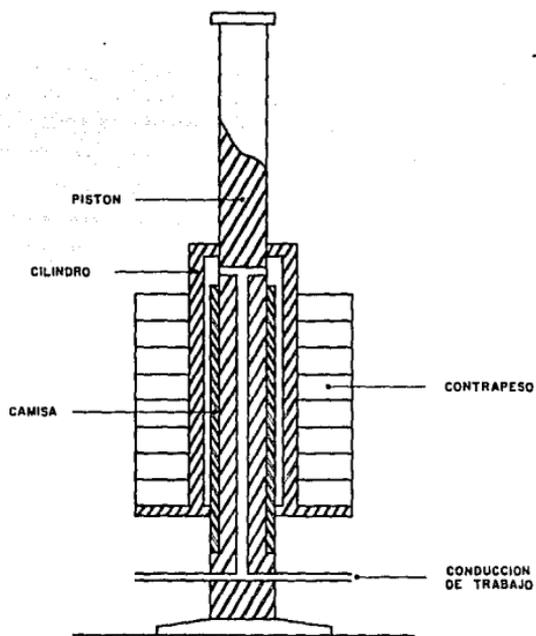


FIGURA Nº 2

es de gran peso y éste se desliza sobre el pistón.

En vista de que la diferencia entre los diámetros es muy pequeña, se obtienen grandes presiones con pesos relativamente pequeños. El volumen del fluido almacenado es bastante reducido, ya que este acumulador es esencialmente del tipo de alta presión y baja capacidad, con aplicaciones más limitadas. ( ver fig. No. 2 )

## 2) ACUMULADORES DE RESORTE.

Consiste básicamente, en un cilindro libre sobre el cual actúa el esfuerzo de reacción de un resorte de compresión. Conforme se bombea fluido hidráulico al interior del cilindro y a través del orificio de admisión.

Este tipo de acumuladores proporcionan únicamente un pequeño flujo de aceite a una presión relativamente baja, y tienen el gran defecto que el esfuerzo de reacción del resorte, ya que depende de la longitud de éste, crea una presión de fluido variable.

La presión del acumulador es máxima cuando el resorte se halla completamente comprimido, siendo mínima cuando recupera su longitud normal, o sea, cuando está completamente extendido.

La ventaja más significativa de este tipo de acumulador, es que puede montarse en cualquier posición y formar parte de la unidad de potencia. ( ver fig. No. 3 ) Con todo y sus limitaciones características de funcionamiento, no ha sido usado ampliamente.

### ACUMULADOR DE RESORTE

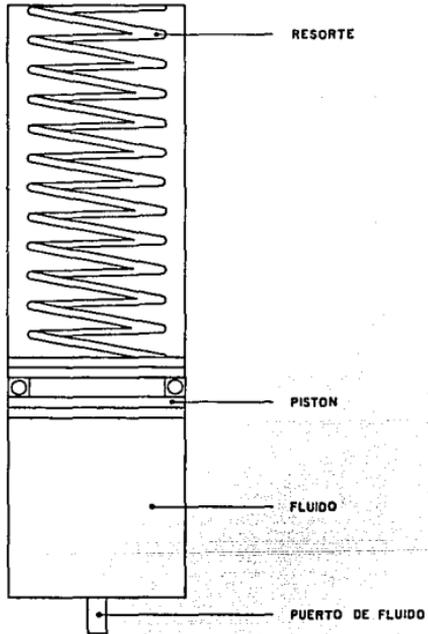


FIGURA Nº 3

### 3) ACUMULADORES DE GAS NO SEPARADO.

Consiste de una concha o casco cerrado conteniendo un puerto flúidico en el fondo, y una válvula de carga neumática en el tope del casco o concha. El gas está confinado en el tope y el flúido en el fondo. El gas actúa directamente en el flúido, sin un separador físico entre el gas y el flúido hidráulico.

Una ventaja del tipo no separador es la capacidad para acomodar grandes volúmenes de flúido.

La mayor desventaja es la absorción del gas en el flúido, a causa de la falta de un separador.

Además, si la presión del sistema alcanza su límite más bajo, el gas absorbido vuelve a asumir su estado gaseoso y viene a ser atrapado en el sistema flúidico. Esta indeseable condición, produce una pesada acción de absorción o esponjamiento en el mecanismo actuante del sistema, y en algunos casos daños a los componentes mediante cavitación.

Otra desventaja es que la presión de precarga del gas, tiene que ser chequeada regularmente debido a la absorción gradual del gas en el flúidico.

Este tipo de acumulador, está también limitado a una instalación vertical para mantener el gas efectivamente confinado en el tope de la concha o casco.

Para impedir que el gas sea sacado fuera del sistema hidráulico, solamente dos terceras partes de la capacidad del acumulador pueden ser utilizadas. El resto del volumen del flúido debe permanecer en la concha o cas-

ACUMULADOR TIPO DE GAS NO SEPARADO

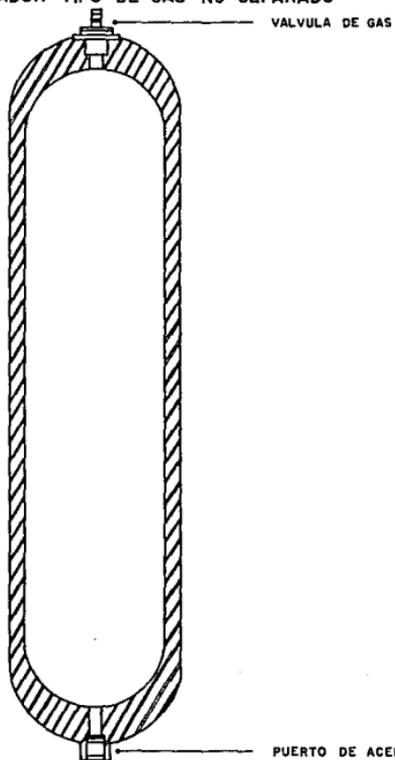


FIGURA Nº 4

co como un tapón para impedir al gas entrar al sistema a rangos de flujo altos a través del vértice. El uso de este tipo de acumulador con bombas de alta velocidad no es deseable, ya que el gas atrapado en el fluido podría causar cavitación y daños al sistema. ( ver fig. No. 4 )

#### 4) ACUMULADORES DE GAS SEPARADO.

El diseño comunmente aceptado de acumuladores hidroneumáticos, es el del tipo separador. En este tipo de acumulador hay una barrera física entre el gas y el fluido, utilizando la compresibilidad del gas en forma efectiva.

a) Acumuladores de Tipo Separador de Diafragma.- Este tipo de acumuladores son en su mayor parte de configuración esférica. Consisten de dos hemisférios maquinados los cuales están atornillados alrededor de la periferia horizontal.

Un diafragma puede ser incorporado, para evitar que el gas se salga por el puerto del fluido.

La ventaja más grande de este tipo de acumuladores es su pequeño peso comparado con el volumen que contienen, característica que lo hace deseable casi exclusivamente para aplicaciones de conducción de aire. ( ver fig. No. 5 )

b) Acumulador Tipo Separador de Vejiga Elástica.- Este tipo de acumulador consiste, en un depósito de presión cilíndrico con extremos semi-esféricos, en cuyo interior se sujeta una vejiga elástica. Dicho depósito suele ser de acero aleado, sin puntos de soldadura, costura o juntas. La vejiga elástica

ACUMULADOR TIPO SEPARADOR DE DIAFRAGMA

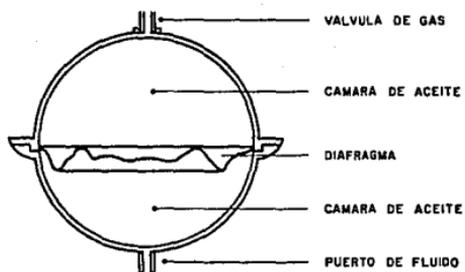


FIGURA Nº 5

y el depósito, se unen mediante una válvula de alta presión que se ajusta al interior de la vejiga elástica, y queda fijada a la carcasa o depósito de presión mediante una tuerca. En el otro extremo de la carcasa, existe un orificio relativamente grande en el que se alojan las entradas y salidas de fluido. Esta unión, queda herméticamente sellada mediante una junta de "Anillo en O", que está calculada de tal forma que la boca inferior del depósito tiene una válvula de seguridad. El montaje antes mencionado lleva una válvula en forma de hongo, que impide la extrusión de la vejiga por el interior del orificio, en el caso de que todo el fluido haya sido extraído del depósito. Para cargar el depósito del fluido, primero se llena la vejiga con gas a la presión deseada, y después se bombea fluido en el interior del depósito, comprimiendo la vejiga elástica. Pueden alcanzarse relaciones de compresión de hasta 5 a 1. Con presiones de operación nominales de 3000 y 6000 Psi. ( lb/pulg<sup>2</sup> ). Dependiendo del acumulador que se requiera. Las vejigas suelen tener forma de huso, o ser piriformes, con sección máxima en la parte superior, ya que esta disposición proporciona una distribución óptima de presión. El poco peso que tiene este tipo de acumuladores proporciona una respuesta rápida de presión, para regular presiones, pulsaciones de bombas y -- aplicación como absorbente de choques o vibraciones en los sistemas fluidicos. ( ver fig. No. 6 )

c) Acumulador Tipo Separador de Pistón Libre.- El acumulador de tipo pistón libre consiste de un cilindro con maquinado de precisión y un pistón flotando libremente, con sellos propios, el cual sirve como un separador o ba

VISTA FRONTAL DEL PUERTO DE LOS CILINDROS

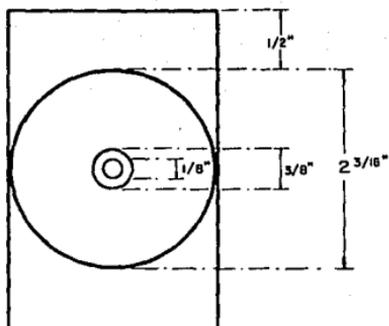


FIGURA N° 6

rera entre el gas y el fluido. Los tapones al final del cilindro, está retenidos por: un anillo sellado roscado ó un anillo de soldadura. Un anillo roscado, proveen una característica de seguridad que evita al operador el desensamblar la unidad mientras está precargada. Las principales desventajas de los acumuladores tipo pistón libre, son su costo de construcción y limitaciones de tamaño. Además, la fricción del pistón y la fricción de los sellos tienen -- efectos detrimentes en sistemas con regulador de baja presión. También se ha encontrado que un goteo apreciable ocurre después de un período considerable de tiempo, haciendo frecuente la precarga de la unidad. Más aún, el uso de los empaques o sellos y hasta el goteo que normalmente resulta de esto, no puede ser tolerado en el acumulador; por lo tanto, los empaques - deben ser reemplazados inmediatamente. La escasa contaminación del fluido en el acumulador, acelerará el consumo de los empaques, así como también afecta a acabar el filo del cilindro. Estos factores pueden hacer inoperable el acumulador.

El acumulador tipo pistón, tiene también un mantenimiento bastante caro y algunas veces, el consumo y las mellas de las paredes del cilindro son tan severas que no pueden ser reparadas, y el acumulador debe ser deshechado por completo.

No es deseable el uso de acumuladores de pistón como reguladores de pulsaciones o absorsores de choques, debido a la inercia del pistón y a la fricción de los sellos. La ventaja primordial de este tipo de acumulador, es la capacidad para acomodar sistemas de fluidos a muy altas o muy bajas tem

ACUMULADOR TIPO SEPARADOR DE PISTON LIBRE

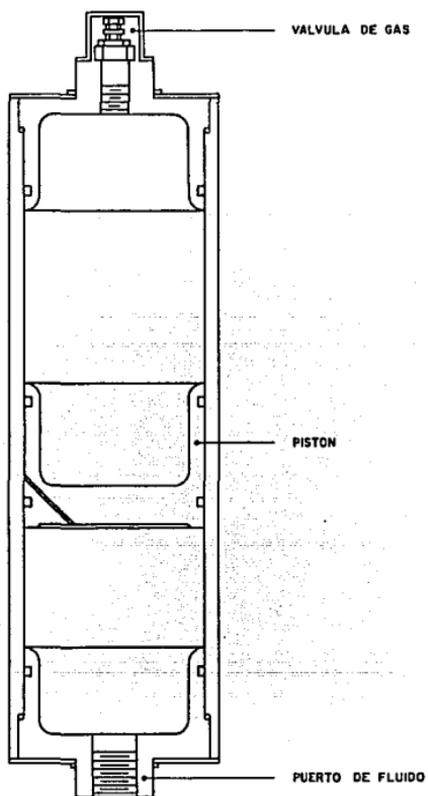


FIGURA Nº 7

peraturas, por el uso compatible de anillos - sellos "O". ( ver fig. No. 7 )

d) Acumulador Tipo Separador Vejiga Simple.- Existe un tipo de acumulador de vejiga, de bajo costo y desechable. Consiste de una vejiga de hule sintético, precargada con aire o nitrógeno y encerrada dentro de una carcasa de aluminio, acero o latón. Sus presiones básicas de operación son: 150, 500, 1000 y 2000 Psi. ( lb/pulg<sup>2</sup> ) .

El acumulador tipo vejiga simple, ha sido diseñado sin partes mecánicas móviles y con un buen número de características de seguridad. Desde el momento en que esta unidad es no reparable y no existen posibilidades de desmontarla, la unidad no puede ser descargada o desensamblada mientras se encuentre bajo presión.

Puede ser montada también horizontal o verticalmente, como más convenga, y en la mayoría de los casos sin necesidad de brazos de soporte. Otra ventaja es su poco peso ( en su configuración de aluminio ) , su simplicidad de construcción, su fácil instalación y su costo de operación y mantenimiento nulos.

Las principales aplicaciones del tipo vejiga simple son: absorber de choques, fuente de energía auxiliar y en sistemas que requieran una presión constante o protección contra presiones excesivas aunadas a expansiones térmicas. ( ver fig. No. 8 )

ACUMULADOR TIPO SEPARADOR VEJIGA SIMPLE

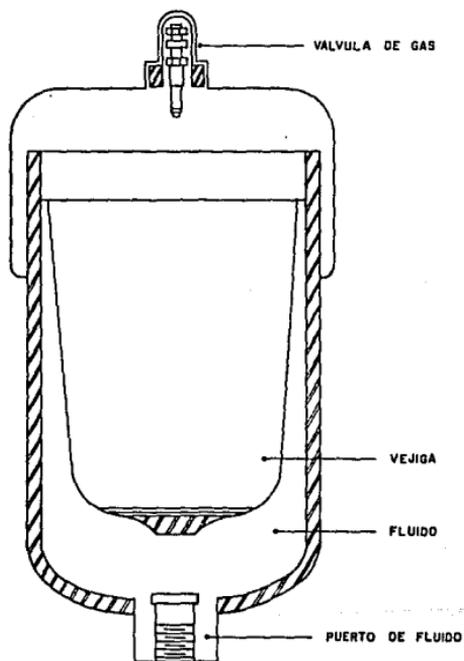


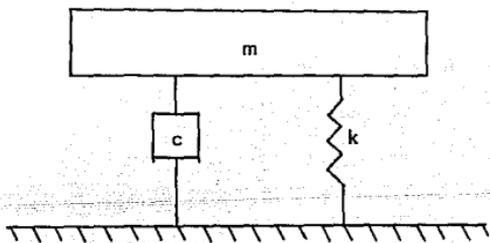
FIGURA N°8

### T E M A I I I

#### ANALISIS VIBRATORIO DEL SISTEMA ACTUAL DE SUSPENSION DEL AUTOMOVIL.

Este análisis es semejante al comportamiento del sistema de suspensión actual. Para este, se tomará en cuenta un grado de libertad, ya que no es nuestro objetivo hacer un estudio detallado y específico de la suspensión existente del automóvil, sino solamente comparar el comportamiento general del sistema con el nuestro.

El sistema actual de suspensión es del siguiente tipo:



Donde "m" será la masa que soportará un resorte y un amortiguador, "k" será la constante del resorte y "c" la constante del amortiguador.

Para este tipo de sistema se tendrá:

Aplicando la primera ley de Newton  $\sum$  de  $F = ma$  tendremos:

$$\sum m\ddot{x} = -k(x + \delta st) + mg - c\dot{x} \dots\dots\dots (1)$$

Ya que como se sabe, la fuerza de un resorte es igual:

$F_r = kx$  donde  $k$  es una constante,  $x$  la distancia que se comprime,  $\delta st$  es la deflexión estática del mismo, es decir la distancia que se comprime por el solo peso de la masa, y la fuerza de un amortiguador  $F_a = c\dot{x}$ .

Como  $k(\delta st) = mg$ , donde  $mg$  es el peso de la masa, de la ec. (1) se tendrá:

$$-kx - k(\delta st) + mg - c\dot{x} = m\ddot{x}, \text{ simplificando} \\ m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \dots\dots\dots (2)$$

Que es la ecuación de movimiento del sistema.

Esta es una ecuación diferencial lineal homogénea de coeficientes constantes.

Resolviéndola por el método de sustitución  $x = e^{\lambda t}$  en la ec. (2) obtendremos la siguiente ecuación característica:

$$m\lambda^2 + c\lambda + k = 0 \dots\dots\dots (3)$$

Cuya solución es la siguiente:

$$\lambda = \frac{-c \pm \sqrt{(\frac{c}{2m})^2 - \frac{k}{m}}}{m} \dots\dots\dots (4)$$

Definiendo a  $C_c$  como coeficiente de amortiguamiento, que será el valor de "c" que haga que el radical de la ec. (4) sea igual a cero tendremos:

$$\sqrt{\frac{(C_c)^2}{(2m)^2} - \frac{k}{m}} = 0 \text{ simplificando nos queda:}$$

$$C_c = 2m \sqrt{\frac{k}{m}} ; \text{ pero como } \sqrt{\frac{k}{m}} = w_n$$

donde  $w_n$  será la frecuencia natural del sistema, tendremos:

$$C_c = 2m ( w_n )$$

Para nuestro sistema, el valor de la constante de nuestros resortes fue obtenido experimentalmente.

$k_1$  = constante de los resortes delanteros

$k_2$  = constante de los resortes traseros.

El valor de la constante de los amortiguadores, fue proporcionado por Manufacturera Mexicana de Partes de Automóviles, S.A.

Las variables con subíndice "1", se referirán a variables de la suspensión delantera, y con subíndice "2" a la suspensión trasera.

$$k_1 = 3,360 \text{ kg/m}$$

$$k_2 = 5,675 \text{ kg/m}$$

$$C_1 = 16.0 \text{ Lb. - seg/pulg.} = 286.0 \text{ kg-seg/m}$$

$$C_2 = 17.5 \text{ Lb. - seg/pulg} = 312.0 \text{ kg-seg/m}$$

Para la suspensión delantera tendremos:

$$W_1 = 0.4 ( W_{ad} ) / 2$$

$$W_1 = 0.4 ( 690 ) / 2$$

$$W_1 = 138 \text{ kg.}$$

$$W_1 = m_1 g$$

$$m_1 = W_1 / g$$

$$m_1 = 14.0 \text{ kg. - seg.}^2/\text{m}$$

$$W_n = \sqrt{k_1/m_1}$$

$$W_n = 15.5 \text{ rad/seg}$$

$$C_c = 2m W_n$$

$$C_c = 434.0 \text{ kg-seg/m}$$

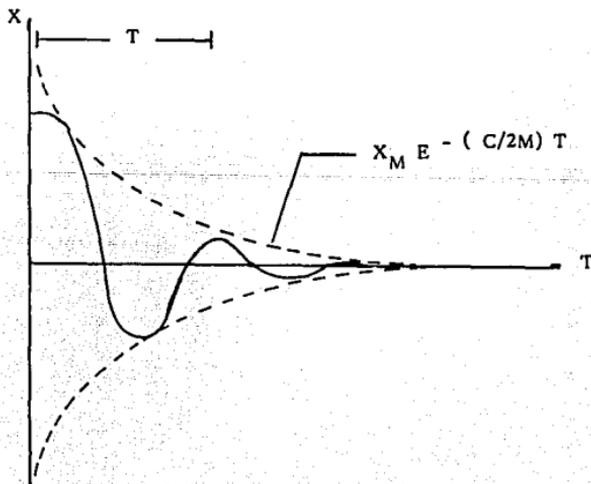
Como  $C_1 < C_c$ , se tendrá un sistema sub-amortiguado, cuya solución general será del tipo:

$$X = x_m e^{-(c/2m)t} \text{ Sen} (qt + \phi) \dots\dots\dots (5)$$

Donde  $q = \sqrt{k/m - (c/2m)^2}$ ,  $x_m$  y  $\phi$  serán constantes que dependen

derán de las condiciones iniciales del sistema.

La gráfica distancia - tiempo de la ec, (5) será del tipo:



En esta, se puede apreciar el comportamiento vibratorio de los sistemas convencionales actuales de suspensión.

Para la suspensión trasera tendremos:

Siguiendo un procedimiento análogo al anterior:

$$W_2 = ( 0.6 ) ( 690 ) / 2$$

$$W_2 = 207 \text{ kg.}$$

$$W_2 = m_2 g$$

$$m_2 = W_2 / g$$

$$m_2 = 21.1 \text{ kg-seg}^2 / \text{m}$$

$$W_n = \sqrt{k_2 / m_2}$$

$$W_n = 16.4 \text{ rad/seg.}$$

Como  $C_c$  será igual a:  $C_c = 2 m_2 ( W_n )$

$$C_c = 692.0 \text{ kg-seg/m}$$

Como en esta caso también  $C_2 < C_c$ , este será un sistema subamortiguado que se comportará de manera similar al anterior.

## T E M A I V

### COMPONENTES DEL NUEVO SISTEMA

- a) Cilindros hidráulicos.
- b) Acumuladores Hidráulicos.
- c) Mangueras.

#### a) CILINDROS HIDRAULICOS.

Uno de los principales componentes del nuevo sistema de suspensión son los cilindros hidráulicos, estos se diseñaron tomando en cuenta las medidas de los amortiguadores del automóvil que se tomó como modelo experimental ( Renault Dauphine Modelo 1959 ), se escogió dicho modelo: primero por su sistema de suspensión independiente en las cuatro ruedas y por ende su adaptabilidad para el nuevo sistema, segundo, por razones económicas no se tomó más actualizado, aunque es igualmente factible en uno o en otros.

Como ya se dijo, estos cilindros se diseñaron analogando medidas de los amortiguadores, las longitudes son practicamente las mismas y los diámetros son algo mayores. El sistema de sellos que proponemos para estos cilindros hidráulicos, son algo diferentes a los convencionales. Para esto se tomó como base el principio de operación de los sellos de los cilindros hidráulicos de frenos, eliminando así detalles muy costosos y complicados tales como anillos, empaques y maquinados interiores de mucha precisión que elevarían su costo y lo harían no competitivo. Debido a esto los diámetros de los cilindros

se calcularon tomando en cuenta:

- 1) Las presiones de operación del acumulador hidráulico y el sistema en general.
- 2) El tamaño de los sellos hidráulicos existentes en el mercado actual.

En sí, el cilindro principal es sumamente sencillo, consta de un cuerpo que puede ser de una sola pieza o de un cuerpo principal y una tapa soldada en la parte superior. ( ver fig. No. 9 ) En la parte superior del cuerpo principal, se encuentra localizado un orificio para la salida y entrada del fluido. Consta también de un cuerpo secundario, compuesto por un émbolo unido a un vástago; los extremos del cilindro, están sujetos al automóvil del mismo modo que los amortiguadores; un extremo de sujeción es un tornillo que se encuentra localizado en el centro de la tapa superior del cuerpo principal del cilindro y el otro consta de una argolla que se encuentra localizada en el extremo inferior del cuerpo secundario del cilindro ( en el extremo del vástago ). El émbolo se ajusta al cuerpo principal del cilindro y con su respectivo sello, empuja al fluido por el puerto de salida hacia el acumulador hidráulico; en general este es el funcionamiento del cilindro hidráulico que se propone.

#### b) ACUMULADORES HIDRAULICOS.

El componente principal del nuevo sistema es el acumulador hidráulico. Como ya se vió en el capítulo II, existen muchos tipos de acumuladores hidráulicos, para nuestro sistema se ha escogido el acumulador hidráulico de





tipo vejiga elástica, debido a sus características que lo hacen el más adecuado para el sistema; dichas características son las siguientes:

- 1) Su volumen y su peso, ya que existen acumuladores desde doscientos cuarenta gramos de peso y cuyas dimensiones son las más adecuadas ( desde 20 cm. de largo por 4.5 cm. de diámetro ) y en una gama muy extensa de tamaños, pesos y capacidades.
- 2) Su costo, bastante bajo en comparación con los demás tipos de acumuladores hidráulicos.

El acumulador hidráulico recibirá el fluido enviado por el pistón a través de la tubería del sistema, este fluido enviado a una presión mucho mayor que la presión del gas en la bolsa, hará que dicho gas se comprima. Cuando la presión del fluido disminuya por debajo de la presión del gas en la bolsa, esta tenderá a expandirse y por lo tanto enviará el fluido al pistón, llenándolo de nuevo.

Se ha escogido el sistema de suspensión independiente en las cuatro ruedas, esto es: un acumulador para cada cilindro, por las siguientes razones:

- 1) Si se instala un acumulador para cada dos cilindros, no se podría regular la suspensión trasera o delantera independiente. En caso de caer en un "bache" una rueda, habría diferentes presiones en las líneas de conducción y podrían afectar al otro cilindro, esto podría ser subsanado con un sistema de válvulas check, sin embargo esto incrementaría el costo del sistema y su complejidad.

- 2) La tubería o manguera que se emplearía sería más ( en cantidad) que en el caso de un acumulador por cilindro. Por otra parte, el sistema de válvulas check, retardaría la respuesta del cilindro al acumulador.
- 3) En el caso de cuatro cilindros hidráulicos por acumulador. Debido a que el peso en la suspensión delantera, es diferente a la suspensión trasera. Las presiones serán diferentes en cada cilindro.
- 4) Es más fácil su instalación y reparación en caso de averías.

Por las razones antes mencionadas, con una suspensión independiente se tendrá un sistema mucho más estable, y podría ser perfectamente regulable y lograr una suspensión dura o suave, según se requiera.

Esto es, el papel que el acumulador hidráulico tendrá en nuestro sistema.

#### c) MANGUERAS.

Otro de los elementos importantes en nuestro sistema, son las líneas de conducción del fluido. Dichas líneas se encontrarán localizadas entre el acumulador y el cilindro hidráulico; éstas pueden ser tuberías o mangueras. - Se ha preferido usar mangueras en el sistema por las siguientes razones:

- 1) Su mayor flexibilidad que las tuberías, dado que el movimiento del sistema así lo requiere.
- 2) Aunque las tuberías tienen en su favor su costo más reducido, el exceso de costo total será mínimo, usando mangueras por las

siguientes razones:

I) Su instalación mucho más sencilla.

II) Debido a su corta longitud, el exceso de costo podrá abajarse.

Dadas las anteriores razones, daremos una descripción general del tipo de mangueras existentes y la elección de las más adecuada al sistema. - La mayoría de las mangueras flexibles suelen hacerse con materiales elastoméricos de construcción reforzada que permiten soportar las presiones de trabajo. Una manguera elastomérica, consiste en una tubería interior de plástico, goma natural o sintética, sobre la cual se colocan varios recubrimientos reforzados a base de tejidos o trenza de alambre de acero ( o ambos ) con o sin revestimiento externo. Las mangueras flexibles metálicas, tienen la ventaja de que pueden soportar mayores temperaturas que las mangueras elastoméricas de uso común y suelen hacerse a base de tubos con unas ondulaciones, aletas o nervios trenzados, con o sin protección externa de alambre. Las tuberías de plástico no reforzadas, son adecuadas como conducciones flexibles cuando se trabaja con bajas temperaturas y presiones reducidas.

A continuación, se da una clasificación general de mangueras y tuberías flexibles para aplicaciones hidráulicas:

- 1) Mangueras para baja presión y tuberías flexibles no reforzadas.  
Gama de presiones de trabajo: 17.5 a 35 kg/cm<sup>2</sup>.
- 2) Mangueras para presiones medias. Gama de presiones de trabajo:

jo: 35 a 210 kg/cm<sup>2</sup>.

- 3) Mangueras para altas presiones. Gama de presiones de trabajo: 70 a 350 kg/cm<sup>2</sup>.
- 4) Mangueras para altas presiones.
  - a) Metálicas.
  - b) Elastoméricas.
- 5) Mangueras o tuberías flexibles para funciones especiales.

La selección de una manguera se basa en los siguientes factores:

Diámetro.- Está relacionado con el flujo del fluido requerido y se determina por el cálculo del sistema.

Presión de trabajo.- La presión de trabajo nominal del sistema no representa, el valor máximo a que puede funcionar la manguera.

Es importante determinar los valores y duración de las crestas y - pulsaciones de presión que aparecen en el sistema, como secuencia del funcionamiento de las válvulas de regulación y los mandos.

Vibración y Flexión.- Las vibraciones, flexiones y pulsaciones de presión, reducirán la resistencia efectiva de los revestimientos a base de trenzado metálico, debido al efecto de la fatiga del material.

Expansión Volumétrica.- Una excesiva elasticidad de la manguera, puede significar una desventaja en los sistemas de alta presión y elevado revestimiento o cuando se presenten efectos

de resonancia.

Temperatura de Funcionamiento.- La temperatura de funcionamiento del sistema, debe hallarse dentro de los límites, para el tipo de manguera usada. Este valor específico, es la temperatura máxima o mínima del fluido de la corriente de la manguera.

Una vez habiendo analizado los tipos de mangueras existentes en el mercado, y los criterios para su elección, la más conveniente a nuestro sistema será; debido principalmente a las presiones y temperaturas de operación de éste ( la temperatura de operación será la ambiente), las mangueras clasificadas para presiones medias. ( Debido a las presiones que más adelante obtendremos ).

El acoplamiento entre cilindros, mangueras y acumuladores será un acoplamiento del tipo Hi-Flex ( acoplamiento de manguera de brida dividida) de acero y con un rango de presiones nominales entre 1000 y 5000 lb/pulg<sup>2</sup>. Las temperaturas de operación para este tipo de acoplamiento fluctúan entre -30 y 110° C. Dicho tipo de acoplamiento, está diseñado para mangueras cuyos diámetros fluctúan entre 1/2 y 2 pulgadas de diámetro interior.

## T E M A V

### CALCULO DE LOS COMPONENTES.

#### a) Cálculo de los cilindros.

Para las longitudes y carrera de los cilindros delanteros y traseros, se analogaron las medidas de los amortiguadores de nuestro modelo experimental ( Renault Dauphine Modelo 1959). Los diámetros se eligieron de acuerdo:

- 1) Las presiones de operación que de estos mismos resultarán en nuestro sistema.
- 2) Los sellos para cilindros hidráulicos existentes en el mercado.

Con esto, primero obtendremos la fuerza media actuante en nuestro sistema.

$W_{ac}$  = peso del automóvil cargado.

$W_{ad}$  = peso del automóvil descargado.

$W_{ac} = 1,100 \text{ kg.}$

$W_{ad} = 690 \text{ kg.}$

Debido a la disposición trasera del motor, la distribución del peso será 60% en el eje trasero y 40% en el delantero.

Por lo que la fuerza media actuante en nuestros pistones será:

SUSPENSION DELANTERA.

Se considera la fuerza media actuante máxima:

$$W_{ac} = 1,100 \text{ kg}$$

Se tomará como "bache" máximo medio, uno de 30 cm. de profundidad ( h ) y se supone que el neumático, tendrá una caída libre. Se considerará al neumático como un cuerpo rígido y no como un resorte, por lo cual se supondrá que la suspensión absorbe toda energía del impacto. En base a esto, podemos decir que para un pistón:

Energía de caída libre = Energía absorbida por el sistema

$$\text{La energía de caída libre } E_p = mgh. \quad \text{Por lo tanto } E_p = Wh.$$

Donde W será el peso que soportan las suspensiones delanteras y traseras, respectivamente.

La energía absorbida por el sistema será:

$W = Fd$ , donde F es la fuerza media actuante en el pistón y d su carrera; si igualamos la energía con el trabajo de las dos ecuaciones anteriores tendremos:

$$Wh = Fd \dots\dots\dots ( 1 )$$

1) Obteniendo W para un cilindro de la suspensión delantera, la fuerza media actuante en la suspensión delantera será:

si,  $W_{asd}$  = peso actuante en la suspensión delantera y

$d_{cd}$  = carrera del cilindro delantero, tendremos:

$$\begin{aligned} W_{asd} &= ( 0.4 ) ( W_{ac} ) \\ &= ( 1,100 ) ( 0.4 ) \end{aligned}$$

$$W_{asd} = 440 \text{ kg.}$$

Por lo tanto, si  $W = W_{asd}/2$ ,  $W = 440/2 = 220$  kg.

Si  $d_{cd} = 3.5$  pulg. = 8.89 cm. y  $h = 30$  cm. sustituyendo tendremos:

$$( 220 ) ( 0.30 ) = F ( 0.0889 )$$

$$F = \frac{220 ( 0.30 )}{0.0889}$$

$$F = 742.4 \text{ kg. } \hat{6},$$

$$F = 1,633.28 \text{ lb.}$$

Que será la fuerza media que actuará sobre un pistón delantero de la suspensión.

#### SUSPENSION TRASERA

Siguiendo el mismo procedimiento, que se siguió con la suspensión delantera tendremos:

Análogamente a la ec. ( 1 ) :

$$( W ) ( h ) = ( F ) ( d ) \dots\dots\dots ( 2 )$$

$W_{st}$  = peso que soporta la suspensión trasera.

$$W_{st} = 0.6 ( W_{ac} )$$

$$W_{st} = 0.6 ( 1,100 )$$

$$W_{st} = 660 \text{ kg.}$$

$$W = W_{st} / 2$$

$$W = 660 / 2$$

$$W = 330 \text{ kg.}$$

$h = 30 \text{ cm. ( igual que la anterior )}$

$d = 4.75 \text{ pulg. } \acute{o}$

$d = 12.06 \text{ cm. ( donde "d" es la carrera del cilindro trasero)}$

Sustituyendo en ( 2 ) tendremos:

$$330 ( 0.30 ) = F ( 0.1206 )$$

$$F = 820.89 \text{ kg } \acute{o}$$

$F = 1,805.95 \text{ lb.}$ , que será la fuerza media actuante en el pistón trasero.

Nota: En los incisos anteriores, los kg. y lb. se refieren a kg. fuerza y Lb. fuerza. De acuerdo a estas fuerzas que se obtuvieron, se eligieron los siguientes diámetros:

$D_{pd}$  = diámetro del pistón delantero.

$D_{pt}$  = diámetro del pistón trasero.

$D_{pd} = 1.625 \text{ pulg.} = 4.12 \text{ cm.}$

$D_{pt} = 2.375 \text{ pulg.} = 6.03 \text{ cm.}$

Los diámetros anteriores, son interiores, debido:

- 1) Nos proporcionan unas presiones de operación adecuadas para nuestro sistema.
- 2) Están adecuados a los sellos existentes en el mercado ( sellos para cilindros de frenos ) .
- 3) Nos proporciona un tamaño y peso adecuado para los cilindros.

## CALCULO DEL VOLUMEN DE LOS CILINDROS

Como se sabe, el volumen de un cilindro está dado por la expresión:

$$V = \frac{3.1416 D^2 h}{4} \dots\dots\dots ( 3 )$$

En este caso, h será la carrera del pistón.

Para la suspensión delantera tendremos:

De la ec. ( 3 ) y sabiendo que "h" es la carrera del cilindro delantero tendremos:

$V_{cd}$  = volumen de cilindro delantero

$$V_{cd} = \frac{( 3.1416 ) ( D^2 ) ( h )}{4} \dots\dots\dots ( 4 )$$

$$V_{cd} = 7.25 \text{ pulg.}^3$$

Para la suspensión trasera tendremos:

De la ec. ( 3 ), y sabiendo que "h" es la carrera del cilindro trasero tendremos:

$V_{ct}$  = volumen del cilindro trasero.

$$V_{ct} = \frac{( 3.1416 ) ( D^2 ) ( h )}{4} \dots\dots\dots ( 5 )$$

$$V_{ct} = 21.04 \text{ pulg.}^3$$

Donde los diámetros usados en los dos incisos anteriores, serán respectivamente, los diámetros de los cilindros delanteros y traseros, anteriormente calculados.

## CALCULOS DE LAS PRESIONES

Como se sabe  $P = F/A$ .

Donde P es presión, F fuerza y A el área.

Por lo tanto, para calcular la presión actuante en cada uno de ---  
nuestros cilindros:

- 1) Primero se calcularán el área respectiva de cada pistón.
- 2) Se aplicará la fórmula antes mencionada tomando como fuerza ( F ), la calculada anteriormente.

Suspensión Delantera:

$P_{cd}$  = presión del cilindro delantero.

$F_{cd}$  = fuerza del cilindro delantero ( fuerza actuante ) .

$A_{pd}$  = área del pistón delantero.

$D_{cd}$  = diámetro del cilindro delantero.

$$P_{cd} = F_{cd}/A_{pd} \dots\dots\dots ( 6 )$$

$$A_{pd} = \frac{3.1416 ( D_{cd}^2 )}{4} = \frac{3.1416 ( 1.652 )^2}{4}$$

$$A_{pd} = 2.07 \text{ pulg.}^2$$

Sustituyendo  $F_{cd}$  y  $A_{pd}$  en la ec. ( 6 )

$$P_{cd} = \frac{1,633.28}{2.07}$$

$$P_{cd} = 789.02 \text{ lb/pulg.}^2$$

Suspensión trasera:

$P_{ct}$  = presión del cilindro trasero.

$F_{ct}$  = fuerza actuante en el cilindro trasero.

$A_{pt}$  = área del pistón trasero.

$D_{ct}$  = diámetro del cilindro trasero

$$P_{ct} = F_{ct} / A_{pt} \dots\dots\dots ( 7 )$$

$$A_{pt} = \frac{3.1416 ( D_{ct}^2 )}{4}$$

$$A_{pt} = \frac{3.1416 ( 2.375 )^2}{4}$$

$$A_{pt} = 4.42 \text{ pulg.}^2$$

Sustituyendo  $F_{ct}$  y  $A_{pt}$  en la ec. ( 7 )

$$P_{ct} = \frac{1,805.95}{4.42}$$

$$P_{ct} = 408.58 \text{ Lb./pulg.}^2$$

Estas serán las presiones máximas actuantes en la suspensión delantera y trasera. En base a esto se escogieron los acumuladores del tipo separador de vejiga simple, con una presión básica de operación de 1,000 - Lb/pulg<sup>2</sup>, dejando el excedente de presión como un margen de seguridad.

#### CALCULO DEL ESPESOR DE LAS PAREDES DEL CILINDRO

De mecánica de materiales tenemos que el espesor de una pared cilíndrica sometida a presión interna será:

$$e = r_i \left( -1 + \sqrt{1 + \frac{2}{-1} \left( \frac{\bar{\sigma}_p}{P_i} \right)} \right) \dots \dots \dots ( 8 )$$

Donde: e = espesor,  $\bar{\sigma}_p$  = esfuerzo permisible

$r_i$  = radio interior,  $P_i$  = presión interna.

Usándose un acero AISI 1025 cuya  $\bar{\sigma}_p = 36,000 \text{ Lb/pulg.}^2$  tendremos:

Para los cilindros de la suspensión delantera:

$$\bar{\sigma}_p = 36,000 \text{ Lb/pulg.}^2$$

$$r_i = 0.8125 \text{ pulg.}$$

$$P_i = 789.02 \text{ Lb/pulg.}^2$$

Sustituyendo lo anterior en la ec. ( 8 )

$$e = 0.008 \text{ pulg.}$$

$$e = 0.02032 \text{ cm}$$

Para los cilindros de la suspensión trasera:

$$\bar{\sigma}_p = 36,000 \text{ Lb/pulg.}^2$$

$$r_i = 1.1875 \text{ pulg.}$$

$$P_i = 408.58 \text{ lb./pulg.}^2$$

Sustituyendo lo anterior en la ec. ( 8 )

$$e = 0.0059 \text{ pulg.}$$

$$e = 0.015 \text{ cm.}$$

Para obtener un factor de seguridad máximo, el espesor escogido -- fue de:  $e = 0.25$  pulg.

Además, como un factor de seguridad para cortantes y flexionantes, aunque se suponga que estos no serán absorbidos por el cilindro, sino por -- otra parte de la suspensión.

#### CALCULO DE LOS ACUMULADORES HIDRAULICOS

El tamaño del acumulador hidráulico, es el máximo volumen ocupado por el gas a la presión de precarga ( en la vejiga ), y no como podría suponerse la cantidad de fluido que almacena.

Los acumuladores hidráulicos del tipo gas no separado y del tipo separador ( de pistón, diafragma y vejiga ), operan con los principios de la ley de Boyle de los gases. La relación básica entre presión y volumen de un -- gas, es por lo tanto expresada por la siguiente ecuación:

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n \dots\dots\dots ( 9 )$$

Donde  $P_1$  y  $P_2$  son las presiones inicial y final del gas y  $V_1$  y  $V_2$  son las correspondientes volúmenes del gas.

En condiciones isotérmicas, donde la compresión y expansión del -- gas suceden lentamente, proveyendo suficiente tiempo al calor para disiparse n será igual a 1, y la ec. ( 9 ) quedará como:

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 \text{ -----condición isotérmica}$$

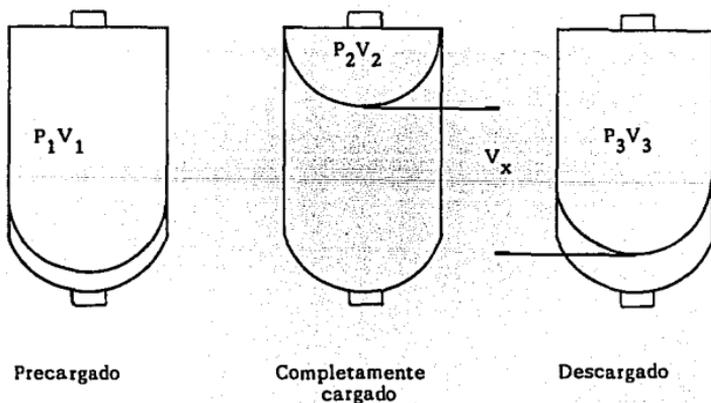
En una condición adiabática, donde no existe transferencia de calor, n será igual a la relación entre el calor específico del gas a volumen cons-

tante ( $C_v$ ) y su calor específico a presión constante ( $C_p$ ).

$$n = \frac{C_v}{C_p}$$

Generalmente, una condición adiabática, se dice que puede existir si la compresión o expansión del gas ocurre en menos de un minuto.

En los acumuladores del tipo separador de vejiga y separador de diafragma. El diafragma y la vejiga separadora son fabricados de hule sintético material que posee características altamente aislantes. En nuestro caso, es claro que la condición existente será la adiabática. Por lo tanto, analizando el caso, desde el punto de vista adiabático, se tendrá que nuestro acumulador se comportará de la siguiente manera:



Donde:

$V_x$  = El volumen del fluido descargado del acumulador.

Es el volumen adicional de fluido, demandado por el sistema ( pulg.<sup>3</sup> ). Es el volumen de los cilindros.

$P_1$  = Precarga de gas del acumulador ( Lb./pulg.<sup>2</sup> )

Nota: Esta presión debe ser menor o igual a la presión mínima del sistema (  $P_3$  ).

$P_2$  = Presión máxima de diseño de operación del sistema ( Lb./pulg.<sup>2</sup> )

$V_2$  = Volumen comprimido de gas a la presión máxima del sistema ( pulg.<sup>3</sup> )

$P_3$  = La presión mínima del sistema a la cual es requerido el volumen adicional de fluido.

$V_3$  = Volumen expandido de gas o presión mínima del sistema.

$V_1$  = Tamaño del acumulador necesario ( pulg.<sup>3</sup> ); este es el máximo volumen ocupado por el gas a la presión de precarga.

En la condición adiabática:

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = P_3 V_3^n \quad \text{ó}$$

$$V_1 (P_1)^{1/n} = V_2 (P_2)^{1/n} = V_3 (P_3)^{1/n}$$

$$V_x = V_3 - V_2$$

$$V_3 = V_x + V_2$$

$$v_2 (P_2)^{1/n} = v_3 (P_3)^{1/n}$$

$$v_2 (P_2)^{1/n} = (P_3)^{1/n} (v_x + v_2)$$

$$v_2 (P_2)^{1/n} = (P_3)^{1/n} v_x + v_2 (P_3)^{1/n}$$

$$v_2 = \frac{v_x (P_3)^{1/n}}{(P_2)^{1/n} - (P_3)^{1/n}}$$

$$v_1 (P_1)^{1/n} = v_2 (P_2)^{1/n}$$

$$v_1 = \frac{(P_2)^{1/n} (v_2)}{(P_1)^{1/n}}$$

$$v_1 = \frac{(P_2)^{1/n} (P_3)^{1/n} (v_x)}{(P_1)^{1/n} [(P_2)^{1/n} - (P_3)^{1/n}]}$$

$$v_1 = \frac{v_x (P_3)^{1/n}}{(P_1)^{1/n} [1 - (P_3)^{1/n} / (P_2)^{1/n}]} \quad \dots \quad (10)$$

De la ecuación ( 10 ) falta calcular la presión mínima de operación del sistema a la cual es requerido el volumen adicional de fluido ( $P_3$ ). Dicha presión será la que tengan los cilindros cuando el automóvil está descargado y parado o en movimientos, sin caer en ningún hoyo, y será:

Para la suspensión delantera:

$F_{mcd}$  = fuerza mínima actuante en el cilindro delantero

$P_{3d}$  = presión mínima de operación en los cilindros delanteros

$$P_{3d} = \frac{F_{mcd}}{A_{pd}} \dots\dots\dots ( 11 )$$

$$F_{mcd} = \frac{0.4 ( W_{ad} )}{2} \dots\dots\dots ( 12 )$$

Sustituyendo  $W_{ad}$  en la ec. ( 12 )

$$F_{mcd} = \frac{0.4 ( 1,518 )}{2}$$

$$F_{mcd} = 303.6 \text{ Lb}$$

Sustituyendo  $F_{mcd}$  y  $A_{pd}$  en la ec. ( 11 )

$$P_{3d} = \frac{303.6}{2.07}$$

$$P_{3d} = 146.6 \text{ Lb/pulg}^2$$

Para la suspensión trasera tendremos:

$F_{mct}$  = fuerza mínima actuante en el cilindro trasero

$P_{3t}$  = presión mínima de operación en los cilindros traseros.

$$F_{3t} = \frac{F_{mct}}{A_{pt}} \dots\dots\dots (13)$$

$$F_{mct} = \frac{(0.6)(W_{ad})}{2} \dots\dots\dots (14)$$

De la ecuación (14) tenemos que:

$$F_{mct} = \frac{(0.6)(1,518.0)}{2}$$

$$F_{mct} = 455.4 \text{ lb}$$

Sustituyendo lo anterior en la ecuación (13)

$$P_{3t} = \frac{455.4}{4.42}$$

$$P_{3t} = 103.03 \text{ lb/pulg.}^2$$

Una vez habiendo obtenido esto, podemos calcular el tamaño de los acumuladores adecuados para las suspensiones delantera y trasera.

Para la suspensión delantera se tendrá:

$V_1$  = tamaño del acumulador necesario para la suspensión delantera.

$$P_2 = 1,000 \text{ lb/pulg.}^2$$

La presión máxima del sistema para la suspensión delantera fue de:

$$P_{cd} = 789.02 \text{ lb/pulg.}^2$$

tera serán: del tipo vejiga simple con capacidad nominal de 10 pulg.<sup>3</sup> y - cuyo volumen real de gas es de 11.6 pulg.<sup>3</sup>, su peso neto es de 3.5 lb.

Se usarán dos de estos acumuladores en la suspensión delantera. - Uno para cada pistón. Se hace notar, que dichos acumuladores son del tipo de servicio de aceite, es decir, este es el fluido con el que operan.

Para la suspensión trasera se tendrá:

Siguiendo un procedimiento análogo al anterior, se tendrá:

$V_1$  = tamaño del acumulador trasero.

$V_x$  = 21.04 pulg.<sup>3</sup>, que es la capacidad de los cilindros traseros.

$P_2$  = 1,000 Lb/pulg.<sup>2</sup>. Presión máxima de operación del acumulador.

$P_3$  = 104 Lb/pulg.<sup>2</sup>. Presión mínima de operación del sistema.

$P_1$  = 100 lb/pulg.<sup>2</sup> Presión de precarga del acumulador.

De la ecuación ( 10 ) tendremos:

$$V_1 = \frac{21.04 ( 104 )^{0.714}}{1 - \frac{( 100 )^{0.714}}{( 1,000 )^{0.714}}}$$

$$V_1 = 27.12 \text{ pulg.}^3$$

De aquí, se puede deducir que el tipo de acumulador más adecuado

para el sistema de suspensión trasera ( dos acumuladores, uno para cada cilindro trasero ), será el de tamaño nominal de:  $1/8 \text{ de galón} = 1 \text{ pinta} = 28.875 \text{ pulg.}^3$ , cuyo volumen real de aire es de  $30.8 \text{ pulg.}^3$  y su peso neto de 5.25 Lb.

Con esto queda concluido el capítulo referente a la memoria de cálculo de los componentes del sistema.

## T E M A VI

### APLICACION DE LOS ACUMULADORES HIDRAULICOS A UN SISTEMA DE SUSPENSION DE AUTOMOVILES.

En esta tesis se pretende darle una nueva aplicación a los acumuladores hidráulicos, esto es, utilizar sus características de operación para el diseño de un nuevo sistema de suspensión de automóviles en el cual, los acumuladores ocupen una parte primordial en el mismo.

Como se sabe, el sistema actual de suspensión en la gran mayoría de los automóviles, consiste de: resortes, muelles y amortiguadores. Los resortes son dependiendo del tipo de automóvil de los siguientes tipos: solenoides de acero, muelles, barras de torsión o una combinación de éstos. Los amortiguadores son del tipo de fricción fluidica en general.

En esta tesis se propone un sistema a base de acumuladores y cilindros hidráulicos. Los cilindros envían una fuerza al acumulador en donde se amortiguará.

Como podemos observar los cilindros son unicamente una especie de sensores que le indican al acumulador hidráulico como comportarse, ya que de entrada tienen un peso constante que es la carga del vehículo.

Cuando el neumático del automóvil cae en un hoyo, el pistón del cilindro envía el fluido al acumulador; debido al aumento de presión que se registrará al haber una fuerza mayor actuante en el émbolo del pistón, el acumulador recibirá el fluido y comprimirá la vejiga que contiene el gas. Cuando

el neumático sale del bache, el gas comprimido en la bolsa impulsará al fluido hacia el pistón llenándolo nuevamente, debido a la energía de presión que almacenó en el proceso.

Este sistema de suspensión fue probado en un prototipo pero debido a la situación económica únicamente se sustituyeron los amortiguadores y resortes, dando un resultado satisfactorio en varias pruebas que se realizaron al vehículo pero no podemos decir que fue un éxito, ya que no se realizó el cambio de piezas como se proponen en esta tesis, también nos pudimos dar cuenta que requerimos de algunos sensores electrónicos para que ellos sean los que manden las señales de funcionamiento a los acumuladores hidráulicos.

## T E M A V I I

### ANALISIS VIBRATORIO DEL NUEVO SISTEMA DE SUSPENSION.

El análisis vibratorio del sistema actual de suspensión que proponemos, pretende ser más estable que el convencional, es decir con mucho menos vibraciones, lo cual se convertirá en comodidad para el pasajero. Como se sabe, el tipo de sistema desde el punto de vista vibratorio, es el mismo que el convencional; una masa, un resorte y un amortiguador. Dicho sistema está bosquejado en el capítulo III con una ilustración. Por lo tanto podremos decir que la ecuación de movimiento del sistema será del mismo tipo:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \dots\dots\dots ( 1 )$$

Cuya ecuación característica, será similar a la anterior, es decir del tipo:

$$m\lambda^2 + c\lambda + k = 0 \dots\dots\dots ( 2 )$$

Dependiendo del coeficiente de amortiguamiento crítico " $C_c$ " definido en el capítulo III, podremos distinguir tres casos de amortiguamiento.

1) Si  $C$  es mayor que  $C_c$ , se tendrá un sistema sobre amortiguado, esta solución corresponde a un movimiento no vibratorio, sin embargo no es deseable ya que el sistema recobra su estado original cuando el tiempo ( $t$ ) tiende a infinito. Aunque en los sistemas reales recobre su estado original en un tiempo finito muy largo.

2) Si  $C$  es menor que  $C_c$  se tendrá un sistema sub-amortiguado, el movimiento definido por este tipo de sistemas es vi

bratorio con disminución de amplitud hasta recobrar su estado original después de un tiempo ( t ). Este es el tipo de sistema que rige a los tipos de suspensión actuales y fue analizado en el capítulo III.

- 3) Si C es igual que  $C_c$  se tendrá un sistema críticamente amortiguado. El movimiento obtenido no es vibratorio y regresará a su posición de equilibrio en el menor tiempo posible sin oscilar.

Este es el tipo de sistema al cual se tenderá a llegar en nuestro modelo prototipo.

Dicho sistema tendrá una respuesta del tipo:

$$x = ( A + Bt ) e^{-\frac{w}{n}t}$$

Como se puede apreciar, este será el tipo de movimiento más adecuado a un sistema de suspensión. Como ya se vió en el capítulo III, la fuerza de un resorte y un amortiguador estarán dadas respectivamente por:

$$F_x = kx \text{ y } F_c = cx$$

Donde k y c serán las constantes del resorte y el amortiguador respectivamente.

Como ya se vió en el tema V, la fuerza media que soportará un cilindro en las suspensiones delantera y trasera serán:

$$F_1 = 465.6 \text{ kg. y } F_2 = 517.5 \text{ kg.}$$

Esa fuerza, se refiere a la fuerza media máxima, es decir, que so-

portan los cilindros en el momento de caer al bache máximo escogido. Los subíndices 1 se referirán a constantes de la suspensión delantera y los subíndices 2 a la suspensión trasera.

Si la constante de un resorte es igual a:  $k = F/x$ .

Donde  $x$  será la distancia que se comprima al resorte. Para nuestro sistema será la distancia que el émbolo del cilindro recorrerá al aplicársele una fuerza  $F$ .

Que en el caso crítico será la carrera del pistón.

Por supuesto, la energía que almacena un resorte de solenoide, en este caso será la que absorba el acumulador.

Entonces, para la suspensión delantera tendremos:

$$k_1 = F_1/x_1 \quad \text{si} \quad x_1 = 8.89 \text{ cm.}$$

$$k_1 = 465.6/0.0889$$

$$k_1 = 5,237.0 \text{ kg./m}$$

$$\text{Si } C_c = 2m\omega_n \dots\dots\dots (3)$$

$$\text{y } m_1 = 14.0 \text{ kg. - seg}^2/\text{m.}$$

$$\omega_n = \sqrt{k/m}$$

$$\omega_n = 19.35 \text{ rad/seg.}$$

Por lo tanto de la ec. ( 3 )

$$C_c = 2(14.0) (19.35)$$

$$C_c = 541.8 \text{ kg.-seg/m}$$

Que es la constante de amortiguamiento a la que se tendrá en nuestro modelo.

Para la suspensión trasera tendremos:

De manera análoga al anterior:

$$k_2 = F_2/x_2 \quad \text{si } x_2 = 0.12 \text{ m.}$$

$$k_2 = 517.5/0.12$$

$$k_2 = 4,312.5 \text{ kg/m}$$

$$m_2 = 21.1 \text{ kg. seg.}^2/\text{m}$$

$$w_n = \sqrt{k_2/m_2}$$

$$w_n = 14.3 \text{ rad/seg.}$$

Por lo tanto  $C_c$  será igual a:

$$C_c = 2(21.1) (14.3)$$

$$C_c = 603.46 \text{ kg. - seg./m}$$

Por lo que  $C_2$  deberá ser igual a:

$$C_2 = 603.46 \text{ kg.-seg./m.}$$

Que al igual que en el caso anterior, será la constante de amortiguamiento trasero a la que se deberá tender.

## T E M A      V I I I

### ANALISIS ECONOMICO DEL SISTEMA DE SUSPENSION ACTUAL.

Debido a que este estudio se realizó desde el año de 1978, nos encontramos ante la necesidad de actualizar tanto los costos de refacciones como las marcas de vehículo tratados en el análisis, sin olvidar que por los -- avances técnicos los sistemas de suspensión han evolucionando por lo que anteriormente espusimos algunos cambios que se han presentado.

En cuánto a nuestro análisis servirá para comparar las características económicas entre los dos sistemas, los precios de venta de las diferentes partes que componen la suspensión del automóvil, fueron tomados de varias distribuidoras de automóviles nuevos. Debido al constante incremento de precios en refacciones, tomaremos como marco de referencia comparativa para los dos sistemas, los precios de venta al publico, a cuya vigencia estaban el 10 de abril de 1988. No consideraremos el precio de mano de obra de instalación de los componentes debido a la gran variedad de tiempos codificados por marca de vehículo.

Para este estudio se utiliza información sobre los automóviles de mayor demanda como son:

#### TSURU - NISSAN DE MEXICO PRECIO DE VENTA:

Horquilla delantera:	\$	71,894.00	\$	143,788.00
----------------------	----	-----------	----	------------

Horquilla trasera:	842,000.00	1'684,000.00
Resorte delantero:	22,600.00	45,200.00
Resorte trasero:	23,040.00	46,080.00
Tirante:	171,894.00	343,788.00
Amortiguador Delantero:	80,658.00	161,316.00
Amortiguador Trasero:	61,743.00	123,486.00
<b>T O T A L :</b>		<b>\$ 2'547,658.00</b>

CELEBRITY - GENERAL MOTOR  
PRECIO DE VENTA:

Horquilla delantera:	568,000.00	1'136,000.00
Horquilla trasera:	737,000.00	1'474,000.00
Resortes delanteros:	183,000.00	366,000.00
Resortes traseros:	56,000.00	112,000.00
Tirante:	202,500.00	405,000.00
Amortiguador delantero:	115,000.00	230,000.00
Amortiguador trasero:	57,000.00	114,000.00
<b>T O T A L :</b>		<b>\$ 3'837,000.00</b>

TOPAZ - FORD MOTOR COMPANY  
PRECIO DE VENTA:

Horquilla delantera:	575,000.00	1'150,000.00
Horquilla trasera:	575,000.00	1'150,000.00
Resorte delantero:	59,945.00	119,850.00

Resorte trasero:	68,219.00	136,438.00
Tirante:	211,000.00	422,000.00
Amortiguador Delantero:	89,000.00	178,000.00
Amortiguador trasero:	80,000.00	160,000.00
<b>T O T A L</b>		<b>\$ 3'316,328.00</b>

**RENAULT 5 - RENAULT DE MEXICO**  
PRECIO DE VENTA:

Horquilla Sup. delantera:	266,614.00	533,228.00
Horquilla Inf. delantera:	222,181.00	444,362.00
Brazo trasero:	1'177,386.00	2'354,772.00
Amortiguador delantero:	92,610.00	185,220.00
Amortiguador trasero:	92,610.00	185,220.00
<b>T O T A L :</b>		<b>\$ 3'702,802.00</b>

**RENAULT 12 - RENAULT DE MEXICO**  
PRECIO DE VENTA:

Horquilla Sup. delantera:	219,650.00	439,300.00
Horquilla Inf. delantera:	169,050.00	338,100.00
Resorte delantero:	150,000.00	300,000.00
Resorte trasero:	110,000.00	220,000.00
Eje trasero:	1'098,451.00	1'098,451.00
Brazo superior:	121,900.00	121,900.00

Amortiguador delantero:	80,000.00	160,000.00
Amortiguador trasero:	80,000.00	160,000.00
<b>T O T A L :</b>		<b>\$ 2'837,751.00</b>

VOLARE K - CHRYSLER DE MEXICO  
PRECIO DE VENTA:

Horquilla delantera:	275,844.00	557,688.00
Horquilla trasera:	200,000.00	400,000.00
Resorte delantero:	142,000.00	284,120.00
Resorte trasero:	178,411.00	356,822.00
Tirante:	381,948.00	763,896.00
Amortiguador delantero:	151,115.00	302,230.00
Amortiguador trasero:	56,949.00	113,898.00
<b>T O T A L :</b>		<b>\$ 2'778,654.00</b>

## T E M A I X

### ESTIMACION ECONOMICA PARA EL NUEVO SISTEMA DE SUSPENSION

En este tema expondremos las características económicas de los diferentes elementos que componen el nuevo sistema de suspensión. Es necesario hacer notar, que se trata de una estimación económica y que los costos reales serán abatidos. Este análisis se llevó a cabo tomando en cuenta los precios de venta al consumidor, por lo que fue necesario estimar los costos reales de fabricación de cada uno de los componentes del nuevo sistema. En forma análoga, al estudio económico del sistema tradicional, omitiremos los costos de mano de obra de instalación, ya que esto se analizará cuando se trabaje sobre el modelo prototipo.

En el caso particular de la estimación económica de los cilindros hidráulicos, ésta se llevó a cabo consultando a diferentes empresas dedicadas a la fabricación de equipo hidroneumático, después de dicha consulta, se estableció la media aritmética de los diferentes costos. Estos quedarán sensiblemente abatidos cuando sean construidos con la debida ruta de trabajo, para nuestro modelo prototipo.

Esta estimación económica, servirá de marco comparativo para establecer el nivel de competencia con los sistemas de suspensión tradicionales. Uno de los detalles más importantes, es el de que nuestro sistema de suspensión está diseñado para la vida completa del automóvil, lo cual es de suma importancia, ya que el mantenimiento del sistema que proponemos se reduce

casi exclusivamente a la reposición de las mangueras conectoras, y cuando se requiera, a los respectivos coples. Por lo tanto tendremos:

Para la suspensión delantera: Dos acumuladores hidráulicos del tipo vejiga simple de 15 pulg.<sup>3</sup> c/u con un costo de \$ 400,000.00 c/u.

$$400,000.00 \times 2 = \$ 800,000.00$$

Dos cilindros hidráulicos:

$$98,000.00 \times 2 = \$ 196,000.00$$

Dos tramos de manguera para presiones medias de 30 cm. c/u con valor de \$ 5,000.00 m. lineal: ( con diámetro de 1/2 y 3/8: )  $50 \times 30 = 1500$

$$\text{Dos tramos } 1500 \times 2 = 3,000$$

Cuatro coples para las conexiones de la manguera con el cilindro hidráulico y con el acumulador, 2 para cada lado de la suspensión: --

\$ 2,300.00 cada cople.

$$2,300 \times 4 = 9,200.$$

De donde para la suspensión delantera tendremos:

\$ 800,000.00

196,000.00

3,000.00

9,200.00

---

Sub-total \$ 1'008,200.00

Análogamente, para la suspensión trasera tendremos:

Dos acumuladores hidráulicos de 30 pulg.<sup>3</sup> ( 1 pinta ):

$$600,000.00 \times 2 = 1,200,000.00$$

Dos cilindros hidráulicos: \$ 98,000.00 x 2 = \$ 196,000.00

Dos tramos de manguera para presiones medias de 30 cm. c/u con valor de \$ 5,000.00 m. lineal ( con diámetros de 1/2 y 3/8 de pulg. respectivamente ): 50 x 30 = \$ 1,500.00

\$ 1,500.00 x 2 = \$ 3,000.00

Cuatro coples para las conexiones de la manguera con el cilindro hidráulico y con el acumulador, 2 para cada lado de la suspensión:

\$ 2,300 x 4 = \$ 9,200

De donde para la suspensión trasera tendremos:

\$ 1'200,000.00
196,000.00
3,000.00
<u>9,200.00</u>

\$ 1'408,200.00

Con los datos anteriores, podemos concluir que el costo estimativo del nuevo tipo de suspensión será de:

Suspensión delantera: \$ 1'008,200.00

Suspensión trasera: 1'408,200.00

T O T A L : \$ 2'416,400.00

Por lo anterior podemos decir, que nos encontramos en posibilidades de competir con los costos de los sistemas de suspensiones tradicionales.

## CONCLUSIONES

La finalidad que se persiguió en el desarrollo de esta tesis, fué la de dar a conocer los acumuladores hidráulicos, así como también hacer los cálculos de diseño para un sistema de suspensión de automóvil a partir de los mismos elementos, debido a que este estudio se realizó hace diez años. Nos encontramos en momentos sumamente interesantes para los Ingenieros que se dedican a las suspensiones en general, ya que como podemos ver, nuestro trabajo se basa en sustituir la suspensión formada por: horquillas, resortes, muelles y amortiguadores. Por una formada unicamente por: acumulador hidráulico y cilindro.

Actualmente, se tienen prototipos de suspensiones llamadas totalmente activas, de las cuales mencionamos que la Lotus comenzó todo con un sistema diseñado para impedir que sus autos de Formula Uno se asentaran en la pista bajo las enormes presiones aerodinámicas generadas a altas velocidades, existen otros prototipos con una suspensión activa del tipo hidráulico. Este concepto muestra un diseño de una suspensión que utiliza componentes que se asemejan muy poco a los que emplean hoy. Un deslizador y un ariete hidráulico, usados en sustitución de muelles y amortiguadores controlan la altura del vehículo en el camino, su bamboleo y su cabeceo. Unos arietes más pequeños ajustan la dirección, la inclinación de los ejes, la inclinación y convergencia de las ruedas, además de reducir las cargas laterales sobre un ariete vertical cuando se efectúan virajes. El uso de llantas de alto centro permiti-

ten un amplio espacio para los componentes de la suspensión dentro de las ruedas. Al conducirlo, la sensación es casi como si el vehículo estuviera - desconectado del suelo y " flotara " por la acción de alguna fuerza invisible efecto que se ajusta a la realidad, para así, brindarle mejores indicios de que el vehículo ya se está aproximando a su límite de adhesión al pavimento.

Además, la característica que define a las suspensiones activas, pueden dar mejores resultados que cualquier tipo de muelles " pasivos ", - proporcionando una amortiguación casi total. Al mismo tiempo, la reacción del vehículo al manejo no solo mejora, sino que también se pueden modificar de manera instantánea, de acuerdo con las exigencias del conductor o - las condiciones del camino. Y finalmente, es muy conveniente poder bajar o alzar el auto completo para mejorar sus características aerodinámicas a - altas velocidades para facilitar el cambio de un neumático o para nivelar la carga que se transporta.

Para el funcionamiento de las suspensiones activas, será necesario tener computadoras, sensores de velocidad de las ruedas, monitores de las condiciones del camino por delante del vehículo, sensores de la dirección, la aceleración y los frenos, hasta acelerómetros y otros avanzados dispositivos, pero en vez de ser instalados como accesorios, formarían parte integrante de los componentes del control del vehículo. Habrá sensores de desplazamiento protegidos dentro de los cilindros de marcha, sensores de velocidad en las ruedas dentro de las mazas y el resto de los dispositivos tendrán un tamaño

tan pequeño que podían ocultarse dentro del brazo de un asiento.

Todo esto lo mencionamos para tener un parámetro conforme a nuestro prototipo, ya que se llevó a cabo con modificaciones que no teníamos contempladas, aunando que se tenía que hacer una inversión elevada, y no se contaba con presupuesto disponible. Se optó por cambiar los cilindros e instalar; mangueras y acumuladores hidráulicos, aclarando que se eliminaron los resortes y los amortiguadores en general.

Lo que pudimos observar fue que los acumuladores cumplían como sostén del vehículo, en lugar de los resortes. Quedando muy dura la suspensión, se procedió a bajarle presión y se notó la mejora, ya que también cumplía las veces de amortiguador, por lo que, podemos concluir:

No es posible obtener un buen resultado únicamente instalando acumuladores y cilindros. Ya que requerimos mayor número de componentes y abordar el área de la electrónica para tener un comportamiento de acción y reacción más adecuado.

## BIBLIOGRAFIA

WILLIAM W. SETO

VIBRACIONES MECANICAS  
LIBROS MCGRAW-HILL. ( SHAUMS-MCGRAW-HILL ).

F. R. SHANLEY

MECANICA DE MATERIALES  
LIBROS MCGRAW-HILL DE MEXICO,S.A. DE C.V.  
PRIMERA EDICION.

ROBERT STOLLBERG- FAITH FITCH HILL

FISICA, FUNDAMENTOS Y FRONTERAS  
PUBLICACIONES CULTURAL, S.A.  
PRIMERA EDICION, 1968

FERDINAND P. BEER - E. RUSSELL JOHNSTON, JR.

MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS: DINAMICA  
LIBROS MCGRAW-HILL DE MEXICO, S.A. DE C.V.  
SEGUNDA EDICION, 1976

WILLIAM H. CROUSE

MECANICA DEL AUTOMOVIL  
MARCOMBO, S.A.

ARNOLDO LUCIUS

TECNICA DEL AUTOMOVIL  
EDITORIAL HOBBY-BUENOS AIRES

NICHOLAS P. CHIRONIS

SPRING DESING AND APPLICATIONS

MARKS

MANUAL DEL INGENIERO MECANICO  
MCGRAW-HILL

**MARTIN W. STOCKEL**

**AUTO MECHANICS FUNDAMENTALS  
WILLCOX COMPANY, INC.**

**ENCICLOPEDIA SALVAT DEL AUTOMOVIL  
SALVAT EDITORES DE MEXICO, S.A.**

**ARTICULOS**

**ABDUZ ZAHID**

**USE OF ACCUMULATORS TO REDUCE SHOCK AND  
VIBRATION.  
GREER OLAER PRODUCTS DIVISION,  
MILWAUKEE, WISCONSIN - FEBRUARY**