

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE CUENCA

FACULTAD DE INGENIERIAS

CARRERA: INGENIERIA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Tesis previa a la obtención del título de:

Ingeniero Mecánico Automotriz.

TEMA:

**“ESTUDIO E IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE
SUSPENSION NEUMATICA A UN VEHICULO 4X4 GMC
MODELO JYMMI”**

AUTORES:

MUY LANDI MAURO OSWALDO

OCHOA CABRERA GALO XAVIER

QUINTEROS PEÑAFIEL SANTIAGO ISRAEL

ROMOLEROUX URGILES HAMILTON HERNAN

DIRECTOR:

Ing. Fabrico Espinoza M.

CUENCA – JULIO DE 2010

DECLARATORIA

Los conceptos desarrollados, análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Cuenca, 27 de Julio de 2010

Mauro Muy Landi

Xavier Ochoa Cabrera

Santiago Quinteros Peñafiel

Hamilton Romoleroux Urgiles

CERTIFICO

Que el siguiente trabajo de tesis **“ESTUDIO E IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE SUSPENSION NEUMATICA A UN VEHICULO 4X4 GMC MODELO JYMMI”** para la carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana (Cuenca), realizado por los estudiantes Muy Landi Mauro Oswaldo, Ochoa Cabrera Galo Xavier, Quinteros Peñafiel Santiago Israel, Romoleroux Urgiles Hamilton Hernán; fue dirigido por mi persona.

Cuenca, a 27 de Julio de 2010

Ing. Fabricio Espinoza M.

DEDICATORIAS

Este proyecto lo dedico a Dios por haberme prestado salud y vida, a mi madre Mariana por sus valiosos consejos, por su esfuerzo y sacrificio por estar ahí en las buenas y en las malas y sobre todo por la paciencia que me has tenido gracias mamita. A mi padre Manuel por sus valores y su cariño que han sido pilar fundamental de mi vida.

A ti Carlos, Oscar, Livia, Gladis, Sandra y Esperanza que siempre me han apoyado a seguir adelante y por confiar en mí durante todo este proceso de formación, humana y profesional.

A mis sobrinos por ser alegría en mi vida, a mi amiga y compañera de la vida Miriam por su amor, respeto y paciencia, a mis amigos y compañeros de carrera que han sido parte de esta meta gracias.

A ellos mi admiración, respeto y la promesa de seguir siempre adelante.

Mauro Muy L.

El presente proyecto de grado lo dedico en primer lugar a Dios, por haberme concedido la sabiduría y el valor para culminar mi carrera profesional. A mis padres Anita y Carlos por estar siempre apoyándome, por su sacrificio, gracias.

A Carlos, Anita; que siempre han estado incentivándome y brindándome su apoyo, por su confianza hacia mí.

De manera muy especial a Osmara mi compañera, amiga, y esposa, que con su amor y paciencia me ha acompañado durante mi proceso de formación profesional, que ha sido parte de este logro alcanzado.

Santiago Quinteros P.

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Politécnica Salesiana por acogernos durante la vida estudiantil cursada en sus instalaciones para culminar con nuestra carrera profesional.

A los docentes, por impartir sus conocimientos y formarnos como profesionales con principios y valores para posteriormente cumplir con nuestra tarea con ética y responsabilidad.

A nuestro director de tesis por su tiempo dedicado a la instrucción y apoyo profesional para el desarrollo de nuestro trabajo de tesis.

INDICE

ITEM	DESCRIPCIÓN	PÁGINA
1.	ESTUDIO Y DETERMINACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DEL VEHÍCULO GMC MODELO JIMMY.	1
1.1.	Introducción	2
1.2.	Estudio de las características de la suspensión	3
1.2.1.	Suspensión delantera	4
1.2.2.	Suspensión posterior	4
1.3.	Partes constitutivas y su funcionamiento	6
1.4.	Estado del sistema actual de la suspensión	8
1.4.1.	Amortiguador	9
1.5.	Características y cálculo constructivo	12
1.6.	Desventajas del sistema de suspensión de ballestas	14
2.	ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO Y RENDIMIENTO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DEL VEHÍCULO GMG MODELO JYMMI.	16
2.1.	Dinámica de un vehículo dotado de suspensión	17
2.1.1.	Respuesta humana a las vibraciones	18
2.2.	El sistema de suspensión	22
2.2.1.	Predimensionamiento de la suspensión	25
2.2.2.	Función de transferencia	30
2.2.3.	Función de transferencia en el diseño de la suspensión	32
2.2.4.	Uso y aplicación de la función de transferencia	34
2.3.	Modelo de 2 grados de libertad (2 G.D.L.)	35
2.3.1.	Función de transferencia en el modelo de 2 G.D.L.	39
2.3.2.	Movimiento de cabeceo y vaivén	43
2.3.3.	Frecuencias de cabeceo y vaivén	45
2.4.	Modelo de 4 G.D.L.	49
2.4.1.	Suspensión Independiente	49
2.4.2.	Aplicación de modelos de 4 G.D.L.	51
2.4.3.	Respuesta en curva	55

2.4.4.	Influencia de la masa no suspendida	57
2.5.	Suspensión con eje rígido	58
3.	ADAPTACIÓN Y CÁLCULO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN NEUMÁTICO.	62
3.1.	Estudio preliminar de una suspensión	63
3.1.1.	Metodología clásica	65
3.1.2.	Estudio comparativo	67
3.2.	Ecuaciones gobernantes	76
3.2.1.	Suspensión neumática simple	77
3.3.	Cálculo para la selección del muelle neumático	84
3.3.1.	Muelle de aire delantero	86
3.3.2.	Muelle de aire posterior	88
3.4.	Comportamiento real de los cojinetes neumáticos	89
3.5.	Condiciones de trabajo	91
3.6.	Unidad experimental	92
3.7.	Modelo de una suspensión neumática	93
3.8.	Conclusiones	101
4.	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN NEUMÁTICO.	113
4.1.	Características y cálculo constructivo	114
4.1.1.	Dimensionado del recipiente para aire comprimido	119
4.1.2.	Espesor de placas para construcción de bases	124
4.2.	Componentes del circuito neumático	126
4.2.1.	Bolsa de aire delantera	126
4.2.2.	Bolsa de aire posterior	127
4.3.	Datos generales	130
4.4.	Cálculo para la instalación paso a paso	130
4.4.1.	Predimensionamiento de los diámetros de las mangueras	130
4.4.2.	Conjunto suministro de aire	132
4.4.3.	Constitución del compresor	133
4.4.4.	Características del compresor	134
4.5.	Acoplamiento del sistema neumático	136
4.5.1.	Desarmado de la suspensión original	137
4.5.2.	Adaptación de los templones posteriores	138

4.5.3. Instalación del grupo neumático	144
4.5.4. Instalación del sistema electrónico de control	149
4.6. Pruebas de funcionamiento del sistema de suspensión	149
4.6.1. Pruebas de inflado	149
4.6.2. Pruebas en carretera	151
CONCLUSIONES	152

INDICE DE FIGURAS

FIGURA	DESCRIPCIÓN	PÁGINA
CAPITULO I		
1.1	Descripción del código VIN	2
1.2	Estado del vehículo y su suspensión	3
1.3	Ballesta Parabólica	4
1.4	Ballesta convencional	5
1.5	Elementos de la ballesta	5
1.6	Suspensión rígida	6
1.7	Desgaste en las hojas de ballesta	8
1.8	Cotas de ballesta	9
1.9	Oscilación de amplitud	10
1.10	Amortiguador telescópico	11
1.11	Esquema interno de un amortiguador hidráulico	13
1.12	Funcionamiento de un amortiguador hidráulico	14
1.13	Válvulas y complementos de un amortiguador hidráulico	13
CAPITULOII		
2.1.	Masa suspendida y no suspendida	17
2.2.	Principales elementos que influyen en la ICV	18
2.3.	Límite de capacidad reducida por fatiga en vibraciones verticales	19
2.4.	Límite de capacidad reducida por fatiga en vibraciones horizontales	20
2.5.	Modelo de un grado de libertad para representar un cuarto de vehículo	22
2.6.	Variación del desplazamiento en función del tiempo para diferentes Valores del amortiguamiento	24
2.7.	Desplazamiento vertical de la masa suspendida $x(t)$ considerando un modelo simple de un grado de libertad con $f=1\text{Hz}$. Y $\zeta=0,25$	27
2.8.	Desplazamiento vertical de la masa suspendida con $\zeta=0,30$	28
2.9.	Variación con el tiempo de la velocidad y aceleración de la masa	28
2.10.	Variación con el tiempo de v , a , x de la masa suspendida	29
2.11.	Variación con el tiempo del desplazamiento vertical de la masa suspendida	30
2.12.	Modelo de un grado de libertad	32

2.13.	Respuesta del modelo de un grado de libertad para una excitación Senoidal	34
2.14.	Función de transferencia	35
2.15.	Modelo de dos grados de libertad	36
2.16.	Reducción a un modelo de un grado de libertad	36
2.17.	Reducción a un modelo de un grado de libertad cuando oscila m1	37
2.18.	Modelo completo de un cuarto de vehículo	39
2.19.	Modulo de la función de transferencia respecto a la frecuencia	41
2.20.	Módulo de la función de transferencia para dos valores de amortiguamiento.	42
2.21.	Cabeceo y vaivén de un vehículo.	43
2.22.	Centro de oscilación.	47
2.23.	Discretización de la suspensión en dos masas independientes.	48
2.24.	Modelo de cuatro grados de libertad	49
2.25.	Modelo de irregularidad de la carretera que actúa sobre la rueda izquierda.	52
2.26.	Desplazamiento vertical del C. D. G. de la masa suspendida (1), de la rueda izquierda (2) y la rueda derecha(3).	53
2.27.	Desplazamiento vertical del C.D.G. (1); desplazamiento de la rueda izquierda (2) e irregularidad que lo provoca (3)	54
2.28.	Desplazamiento vertical del C.D.G. (2)y variación del ángulo de balanceo (1)	54
2.29.	Ángulo de balado del vehículo solido a un par M.	56
2.30.	Desplazamiento vertical de las ruedas izquierdas (1) y derecha (2)	56
2.31.	Carga dinámica sobre rueda izquierda (1) y desplazamiento vertical de la misma rueda (2)	57
2.32.	Desplazamiento vertical de la rueda izquierda para dos valores de la masa no suspendida	58
2.33.	Suspensión con eje rígido	60
2.34.	Desplazamientos verticales de los C.D.G. de la masa suspendida (1) y eje (2).	60
2.35.	Balanceo de la masa suspendida: con suspensión independiente (1), con eje rígido (2).	61

CAPITULO III

3.1.	Comparación entre una suspensión neumática en reposo frente a otra sometida a un diferencial de carga adicional.	66
3.2.	Modelo de $\frac{1}{4}$ de vehículo	69
3.3.	Desplazamiento vertical. Idéntica rigidez inicial, diseñadas para un estado intermedio de carga y para que la frecuencia natural de la masa suspendida sea de 1 Hz. Nota: Únicamente actúa el peso.	71
3.4.	Aceleración vertical de la masa suspendida de una suspensión convencional y otra neumática. Idéntica rigidez inicial, diseñadas para un estado intermedio de carga y para que la frecuencia natural de la masa suspendida sea de 1 Hz. Nota: Únicamente actúa el peso.	72
3.5.	Desplazamiento vertical de tres suspensiones neumáticas ante una idéntica carga. (1) Suspensión de referencia (p_0, V_0, S_0). (2) Suspensión $p = p_0, V < V_0$ y S_0 . (3) $p > p_0, V_0, S < S_0$.	73
3.6.	Aceleración vertical de tres suspensiones neumáticas ante una idéntica carga. (1) Suspensión de referencia (p_0, V_0, S_0). (2) Suspensión $p = p_0, V < V_0$ y S_0 . (3) $p > p_0, V_0, S < S_0$.	73
3.7.	Cálculo de volumen de la suspensión neumática en función de la Posición	74
3.8.	Desplazamiento vertical de la suspensión neumática y convencional frente a una perturbación senoidal. Nota: Únicamente actúa perturbación de la carretera ($Z \sin(\omega t)$).	75
3.9.	Aceleración de la suspensión neumática y convencional frente a una perturbación senoidal. Nota: Únicamente actúa perturbación de la carretera ($Z \sin(\omega t)$).	76
3.10.	Muelle neumático con control electrónico	77
3.11.	Muelle neumático corrugado	78
3.12.	Datos para muelle corrugado	79
3.13.	Datos para muelle corrugado doble	80
3.14.	Datos para muelle corrugado triple	81
3.15.	Muelle de camisa reversible	81
3.16.	Datos para muelle de camisa reversible	82
3.17.	Suspensión neumática	84
3.18.	Muelle neumático corrugado doble	87

3.19.	Muelle neumático de camisa reversible	88
3.20.	Esquema de un actuador neumático	89
3.21.	Curvas características de un actuador neumático	89
3.22.	Zona de trabajo de la suspensión según el diagrama de fase de un gas real	92
3.23.	Plano y fotografía de la unidad experimental	93
3.24.	Suspensión neumática. Modelo de un grado de libertad.	94
3.25.	Desplazamiento vertical de la masa suspendida del vehículo analizado (1) con suspensión neumática, (2) con suspensión convencional.	95
3.26.	Sensibilidad de una suspensión neumática	96
3.27.	Comparación de desplazamiento entre suspensión convencional (1) y neumática (2).	97
3.28.	Comparación de aceleraciones verticales entre suspensión convencional (1) y neumática (2)	98
3.29.	Modelo del vehículo con 2 grados de libertad.	99
3.30.	Esquema suspensión neumática simple. Datos geométricos.	102
3.31.	Datos geométricos suspensión neumática	102
3.32.	Evolución de la presión en función de la carrera, para un gas ideal. Nota: Frecuencia de excitación = 1 Hz.	103
3.33.	Evolución de la presión en función de la carrera, un gas ideal. Nota: Frecuencia de excitación = 10 Hz.	104
3.34.	Evolución de la presión en función de la carrera, para un gas ideal. Nota: Frecuencia de excitación = 0.001 Hz.	104
3.35.	: Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, frecuencia de excitación = 1 Hz.	105
3.36.	Evolución de la temperatura en función de la carrera, para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, frecuencia de excitación = 1 Hz.	105
3.37.	Evolución del calor transferido por el gas en función de la carrera, para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, frecuencia de excitación = 1 Hz.	106
3.38.	Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), para un gas ideal.	106
3.39.	Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la	

	suspensión), para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, $d_e = 10$ cm, $d_{max} = 20$ cm, $p_{car} = 50$ bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.	107
3.40.	Evolución de la temperatura en función de la carrera, para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, $d_e = 10$ cm, $d_{max} = 20$ cm, $p_{car} = 50$ bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.	108
3.41.	Evolución del calor intercambiado por el gas en función de la carrera, para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, $d_e = 10$ cm, $d_{max} = 20$ cm, $p_{car} = 50$ bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.	108
3.42.	Evolución del calor intercambiado entre el gas y la pared interior, y entre el ambiente y la pared exterior, en función del número de ciclos, para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, $d_e = 10$ cm, $d_{max} = 20$ cm, $p_{car} = 50$ bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.	109
3.43.	: Evolución de la temperatura de la pared en función del número de ciclos, para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, $d_e = 10$ cm, $d_{max} = 20$ cm, $p_{car} = 50$ bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.	109
3.44	Evolución del calor intercambiado entre el gas y la pared interior en función del número de ciclos, un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, $d_e = 10$ cm, $d_{max} = 20$ cm, $p_{car} = 50$ bar.	110
3.45.	Evolución del calor intercambiado entre el gas y la pared interior en tanto por ciento en función del número de ciclos, para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, $d_e = 10$ cm, $d_{max} = 20$ cm, $p_{car} = 50$ bar.	111
3.46.	Evolución de la temperatura de la pared en función del número de ciclos, para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, $d_e = 10$ cm, $d_{max} = 20$ cm, $p_{car} = 50$ bar.	111

CAPITULO IV

4.1.	Funcionamiento del templón.	114
4.2.	Medidas de la varilla.	116
4.3.	Apoyos de la varilla	116
4.4.	Disposición templón –base chasis.	118
4.5.	Barra de acero estructural A36	118
4.6.	Fuerzas sobre la semiesfera.	121
4.7.	Esquema de un cilindro	121
4.8.	Tanque de llenado	123
4.9.	Depósito de aire	124

4.10.	Bases de sujeción	125
4.11.	Bolsa de aire	126
4.12.	Bolsa de aire	127
4.13.	Esquema del circuito neumático	128
4.14.	Funcionamiento de las bolsas de aire etapa de ascenso	129
4.15.	Funcionamiento de las bolsas de aire etapa de descenso.	129
4.16.	Esquema de racor de la entrada de aire	131
4.17.	Nomograma	132
4.18.	Compresor	133
4.19.	Partes del compresor	134
4.20.	Sujeción de orejas	135
4.21.	Racores	135
4.22.	Polea del compresor	135
4.23.	Embrague.	136
4.24.	Desarmado Suspensión Original	138
4.25.	Corte de los moldes de las bases “Oxicorte”	139
4.26.	Soldadura de templon	139
4.27.	Acople de bases para la sujeción de las bolsas neumáticas	140
4.28.	Templones longitudinales	140
4.29.	Templon posterior	140
4.30.	Vista de la barra estabilizadora colocada transversalmente.	141
4.31.	Adaptación de los soportes para los amortiguadores de aire.	141
4.32.	La base inferior se asienta sobre el eje su forma geométrica es únicamente en forma de círculo debidamente torneada	142
4.33.	Base de apoyo	142
4.34.	Bases para el muelle delantero	143
4.35.	Placa agujerada	143
4.36.	Soporte de placa	144
4.37.	Vista del manómetro y válvulas de inflado en cabina	144
4.38.	Vista del compresor instalado en el recinto motor	145
4.39.	Presostato con regulador de presión.	145
4.40.	Paso de los tubos neumáticos y los cables eléctricos de marcha del compresor desde la cabina al compartimento motor	146
4.41.	Deposito	147

4.42.	Amortiguador delantero y posterior	147
4.43.	Sujeción de cañerías	148
4.44.	Válvula Roadranger — A – 5013	148
4.45.	Sistema control de altura	149
4.46.	Localización de fuga	150
4.47.	Conexión neumática al compresor	150
4.48.	Croquis del control de la rigidez de la suspensión neumática - fluido electroreológico	154

INDICE DE TABLAS

TABLA	DESCRIPCIÓN	PÁGINA
CAPITULO I		
1.1.	Descripción de símbolos	10
1.2.	Datos de las hojas de ballestas	12
1.3.	Datos de las hojas de ballestas	12
CAPITULO II		
2.1.	Frecuencias características de movimientos vibratorios en vehículos y sus efectos	21
CAPITULO III		
3.1.	Datos para las fig. 3.3 y fig. 3.4.	71
3.2.	parámetros geométricos y de funcionamiento de tres suspensiones Neumáticas	72
3.3.	Datos para las fig. 3.8 y fig. 3.9.	75
3.4.	Datos para las fig. 3.3 Datos según Fig. 3.32 y Fig. 3.33 para las gráficas de la Fig. 3.33 a la Fig. 3.51 y fig. 3.4.	103
CAPITULO IV		
4.1.	Diámetro de la varilla	115
4.2.	Resultados punto crítico	117
4.3.	Características del acero	119
4.4.	Espesor, diámetro del depósito	124
4.5.	Descripción del acero	125
4.6.	Características de la bolsa de aire	127
4.7.	Características de la bolsa de aire	128
4.8.	Datos de fluido de aire	130
4.9.	Datos de carga de presión	151

CAPITULO I

ESTUDIO Y DETERMINACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DEL VEHÍCULO GMC MODELO JIMMY.

1.1. INTRODUCCION

La tesis que se ha puesto en consideración se realizara en un vehículo GMC JIMMY año 1982, el cual esta dotado de un sistema de suspensión de ballestas de eje rígido, las características del mismo se detallan a continuación.

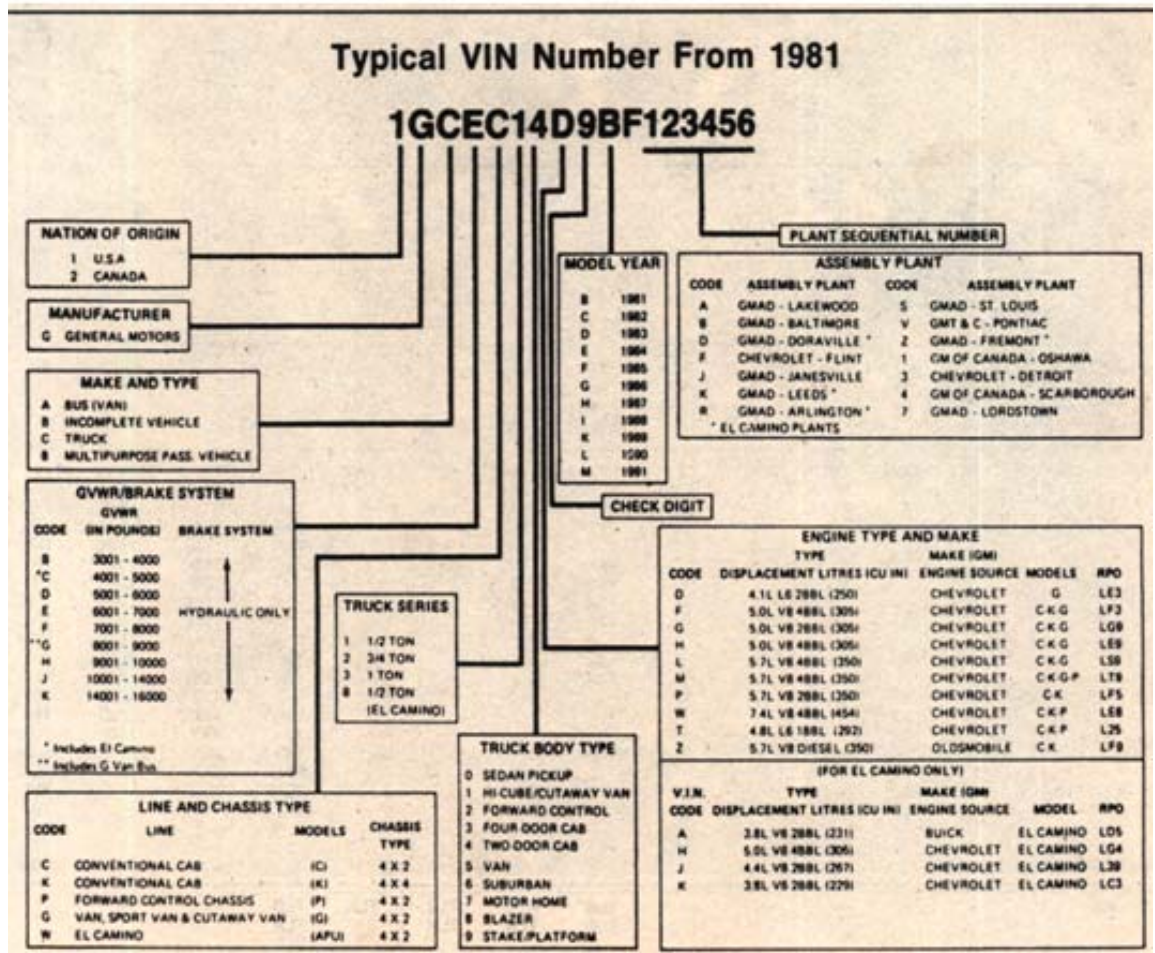


Fig. 1.1. Descripción del código VIN (Vehicle identification number)

(Fuente: Manual GENERAL MOTORS)

Características:

- 1 País de origen USA
- G General Motors
- C Camión
- E Sistema de freno Hidráulico (6001 – 7000 Lb.F)
- C Cabina convencional
- 1 Peso ½ tonelada
- 4 Dos puertas en la cabina

- **D** 4.1 Litros CHEVROLET modelo G
- **8** Blazer
- **B** Año 1981
- **F** Chevrolet Flint
- **123456** Número secuencial de la planta.

La descripción anterior corresponde al número de identificación del vehículo en el cual se va a realizar la tesis, el mismo que esta dotado de una suspensión rígida por ballestas las mismas que se encuentran ensambladas tanto en la parte posterior como en la parte delantera, en las siguientes fotos se presenta el estado del vehículo.



Fig. 1.2. Estado del vehículo y su suspensión

(Fuente: Autores)

1.2 ESTUDIO DE LAS CARACTERISTICAS DE LA SUSPENSIÓN

El sistema de suspensión que posee este vehículo es de eje rígido este se compone de un eje de una sola pieza rígida en cuyos extremos va instalada una rueda. Por lo tanto esto conlleva a que todo el movimiento que afecta a una rueda se transmita a la otra.

La carrocería y los muelles (placas), las cuales están cuidadosamente distribuidas longitudinalmente de adelante hacia atrás con respecto al eje, son montadas en

ambos lados del eje, con los muelles ajustados a la carrocería. Además, toda la fuerza que actúa en el eje es transmitida por los muelles o ballestas a la carrocería.

1.2.1 SUSPENSION DELANTERA

Las hojas de una ballesta parabólicas son más gruesas en el centro y se ahúsan hacia los extremos. La fricción entre las mismas es pequeña. Esto se debe a que las hojas están en contacto entre sí en el centro y en los extremos. La ballesta de las hojas parabólicas es un tipo de ballesta blanda y se utiliza para vehículos que transitan en caminos de buenas condiciones.

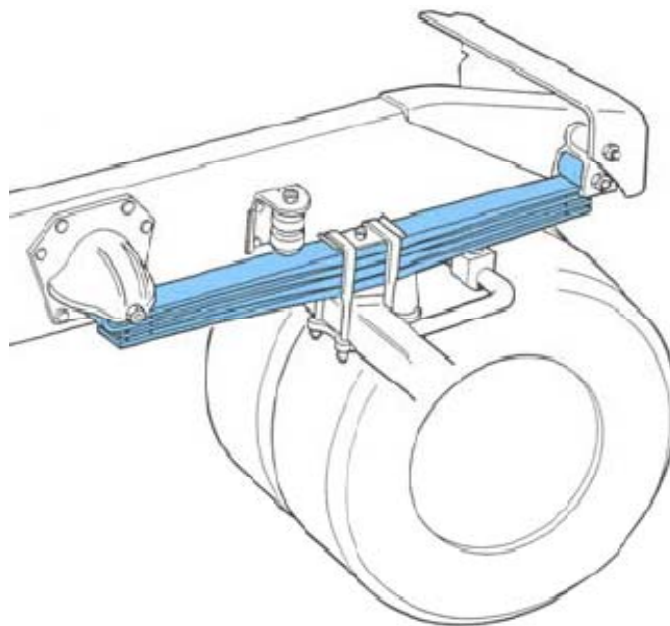


Fig.1.3.Ballesta Parabólica

(Fuente: www.mecanicavirtual.com)

1.2.2. Suspensión Posterior

El sistema que lleva instalado en la parte posterior de este vehículo es de ballestas convencionales, las cuales tiene una alta fricción interna debido al hecho que las hojas frotan una contra otra durante el movimiento de la suspensión.

Esto significa que las ballestas convencionales se ponen muy rígidas. La rigidez de las ballestas esta dada por su longitud, el espesor y la cantidad de hojas. Este tipo de ballestas se utiliza en los casos de transporte que circulan por malos caminos.

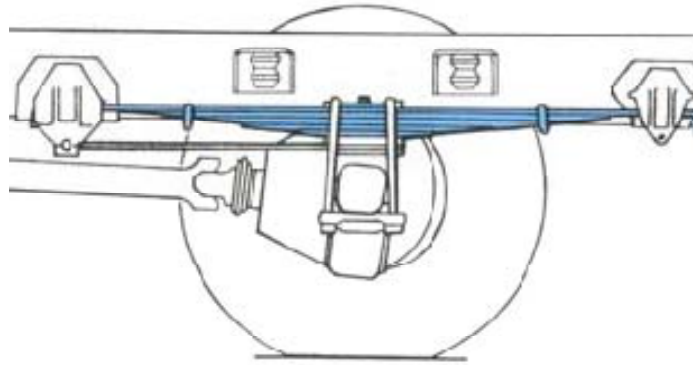


Fig1.4. Ballestas Convencionales

(Fuente: www.mecanicavirtual.com)

Este sistema consta de varios elementos que cabe recalcar cual es su funcionamiento y como inciden cada uno de ellos en el sistema en conjunto.

BALLESTAS

Las ballestas están constituidas por un conjunto de hojas o láminas de acero especial para muelles (Acero de un elevado contenido de carbono, entre el 0,85% y el 1,80%.)* unidas mediante unas abrazaderas que permiten el deslizamiento entre las hojas cuando éstas se deforman por el peso vehículo.

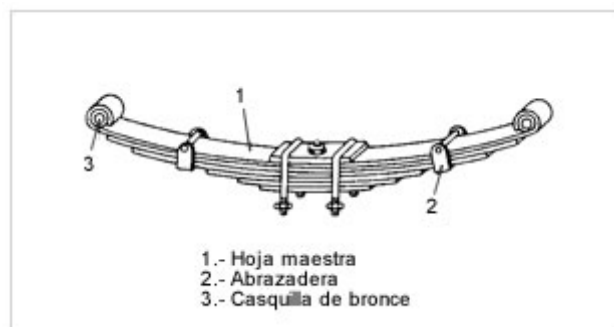


Fig. 1.5. Elementos de la ballesta

(Fuente: www.mecanicavirtual.com)

El número de hojas y el espesor de las mismas están en función de la carga (carga útil del vehículo 750kg.)** que han de soportar. Funcionan como los muelles de suspensión, haciendo de enlace entre el eje de las ruedas y el bastidor. Se utilizan sobre todo en vehículos todo terreno 4x4 y vehículos pesados como camiones.

*Tomado del catalogo de Ballestas Industriales EBRO

**Tomado del catalogo de GMC



Fig. 1.6. Suspensión rígida

(Fuente: www.mecanicavirtual.com)

El número de hojas y dimensiones de la misma, determina la carga y flexibilidad total en la ballesta y por ende la suavidad en el sistema de suspensión del vehículo.

Para evitar la oxidación de las hojas por lo general se arma con grasa consistente o aceite entre ellas; la oxidación puede llegar a limitar el deslizamiento entre las mismas, así como también reducen la eficacia en su funcionamiento.

Otra función importante de la ballesta es absorber los movimientos longitudinales (a lo largo del vehículo) del eje posterior producto de frenadas y aceleraciones; movimientos transversales del chasis respecto al eje de transmisión y absorber por medio de su deformación longitudinal la reacción en la propulsión.

1.3. PARTES CONSTITUTIVAS Y SU FUNCIONAMIENTO

- Hoja maestra.
- Ojos de ballesta.
- Hoja contramaestra.
- Tomillo Capuchino.
- Abrazaderas.
- Gemelas.
- Bridas en “U”.
- Base interior.
- Amortiguador.

A) Hoja Maestra

También denominada hoja principal, es la mayor de todas y termina con sus dos extremos curvados. Su función principal es unir a todo el conjunto ballesta con el chasis por medio de los ojos.

B) Hoja Contramaestra

Es la segunda hoja, de menor dimensión que la anterior, cuyos extremos terminan rodeando en parte a la maestra; a la que le da mayor rigidez y mayor seguridad al no desgastarla en un punto determinado.

El resto de hojas, que van a ser cuatro, van siendo cada vez más cortas y de igual espesor, y estarán en función de la capacidad de carga del vehículo.

C) Tornillo Capuchino

Perno pasante con tuerca; su función es unir todas las hojas, en su centro evitando que éstas se deslicen longitudinal o transversalmente.

D) Abrazaderas

Elementos metálicos, en forma de “U” que sirven para alinear el conjunto de hojas. En la suspensión de este vehículo las ballestas están sujetadas únicamente en la parte central por medio de una abrazadera las cuales van unidas directamente con el palier.

E) Gemelas

Es el sistema que permite el alargamiento de la ballesta para que la rueda pueda subir ante una irregularidad en el carretero. Generalmente éste mecanismo va dispuesto en la parte posterior de la ballesta. Los grilletes o gemelas se unen por un tornillo que pasa por los orificios a un ojo de la ballesta. A la altura de los orificios abrazan el larguero del bastidor al que están unidas también por un tornillo pasante. Para un funcionamiento silencioso disponen de casquillos de caucho entre los pernos pasantes y los ojos del chasis y ballesta.

F) Bridas en “U”

Se conocen también como abrazaderas, que permiten una firme fijación de las ballestas al eje posterior, el cual tiene un orificio donde se aloja la parte superior del capuchino, para impedir su deslizamiento.

G) Base Inferior

Plancha metálica que aprisiona por medio de las Bridas en “U”, a las ballestas contra el eje posterior. Sirven además de punto de apoyo para los elementos amortiguadores.

1.4. Estado del sistema actual de la Suspensión

El sistema actual que se encuentra en el vehículo no presenta desgaste en el espesor de sus hojas ya que la diferencia en su espesor no varía y por ende su funcionamiento es correcto. También cabe recalcar que las ballestas presentan deformaciones y oxidación en las mismas.

El correcto funcionamiento de las ballestas exige una limpieza y un engrase periódico. Las zonas de mayor desgaste entre las superficies de deslizamiento suelen localizarse en los finales de las hojas (fig. inferior), impidiendo el deslizamiento y debilitando su función. Otra de las causas que producen estos mismos efectos es la oxidación; de aquí la necesidad de un engrase periódico.

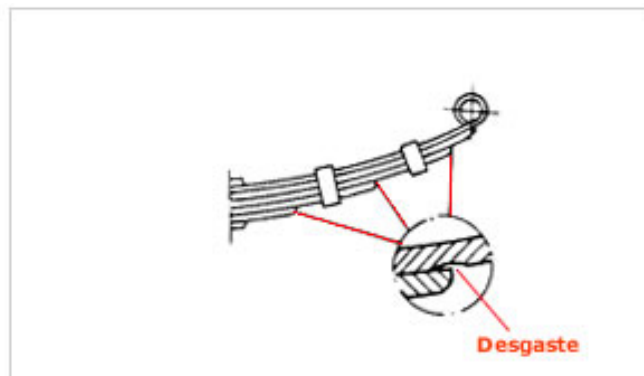


Fig. 1.7. Desgaste en las hojas de Ballesta

(Fuente: www.mecanicavirtual.com)

- Recuperación de las ballestas.

Por su trabajo continuo las ballestas pierden tensión con el tiempo y entonces no cumplen con su función cuando se las aplica la carga máxima. Una ballesta ineficaz es susceptible de recuperación desmontándola y dándole de nuevo el curvado que le corresponde. Para ello se desmontan todas las hojas por medio de dispositivos especiales y es la hoja maestra la primera que se adapta a la curvatura ideal, que debe estar en función de la "cuerda" y su "altura". El resto de las hojas se curva ligeramente un poco más, de forma que todas las hojas distendidas y superpuestas deben dejar entre sí, en su parte central, un pequeño espacio intermedio.

El curvado se realiza en frío por medio de una máquina especial de curvar y después se las da un nuevo temple. Las hojas de ballesta desgastadas deben ser sustituidas por otras nuevas de las mismas características.

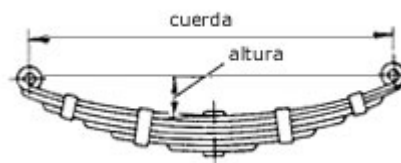


Fig. 1.8 Cotas de Ballesta

(Fuente: www.mecanicavirtual.com)

1.4.1. Amortiguador

Evitan un balanceo excesivo en la suspensión absorbiendo gran parte de las oscilaciones de ésta, al restringir la acción del elemento elástico.

Se sabe que un muelle deformado, cualquiera que sea su tipo, vuelve a su posición de equilibrio después de haber realizado una serie de oscilaciones de amplitud decreciente (Fig.1.9), que se transmiten parcialmente a la carrocería del vehículo, con la incomodidad para los pasajeros que ello representa.

De otra parte, si el muelle es sometido a una nueva compresión cuando todavía no ha vuelto a su posición de equilibrio, las dos series de oscilaciones pueden superponerse y las amplitudes resultantes llegarían a tomar en algunos casos valores peligrosos y

propicios para la rotura. A esta superposición se la llama resonancia (ocurre cuando las frecuencias se igualan la del elemento y la de la carga) y es muy de temer, sobre todo en carreteras bacheadas. Los amortiguadores recogen las oscilaciones del muelle y las absorben transformándolas en rozamientos.



Fig. 1.9. Oscilaciones de Amplitud

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

El número de oscilaciones de un muelle sin amortiguador es grande y, en cambio, con amortiguador, además de disminuir su amplitud, decrece el número de oscilaciones. Las alturas de estas oscilaciones dependen de la flexibilidad del muelle.

El tiempo de oscilación de un muelle, llamado período de oscilación, viene dado por la expresión: $T = 2\pi\sqrt{f/g}$, y como $\pi \approx \sqrt{g}$ se puede poner: $T = 2\sqrt{g}$, siendo f la flexión estática del muelle, que también puede expresarse en función de la flexibilidad F_x , del mismo, que está relacionada por la expresión: $f = PF_x$.

T	Tiempo
P	Peso
f	Flexión
g	Gravedad
F_x	Función de la flexibilidad

Tabla 1.1. Descripción de símbolos

(Fuente: Autores)

Este tiempo de oscilación es de suma importancia, pues el organismo humano soporta adecuadamente entre 65 y 80* oscilaciones por minuto de una manera continuada. Para este valor se tiene que la flexión estática debe ser: $f = 0,15$ a $0,2m$. Como el valor de f varía con el peso P , el tiempo de oscilación es diferente según que

*Tomado de Ingeniería del Automóvil: Sistemas y Comportamiento Dinámico/ Thomson / España 2004.

el vehículo esté cargado o vacío. Por esta razón, la flexibilidad de la suspensión se calcula de manera que en carga y vacío respectivamente, no se sobrepasen estos valores, siendo necesario en algunos casos disponer sistemas capaces de variar la flexibilidad.

Los amortiguadores empleados en automoción pueden ser de fricción, hidráulicos o neumáticos.

Los amortiguadores hidráulicos basan su funcionamiento en la resistencia que ofrece todo líquido viscoso al paso por un orificio.

En cualquiera de los casos, cuando el muelle se dispara, después de la compresión sufrida por el paso de la rueda por un obstáculo, el amortiguador frena ese disparo sobre todo y, posteriormente, las oscilaciones seguidas por el muelle. Los amortiguadores que así actúan se llaman de simple efecto. Si frenan el muelle tanto cuando se dispara, como en la compresión, se dice que son de doble efecto.

En la actualidad, el amortiguador generalmente empleado en los automóviles es el llamado telescópico, que consiste en un cilindro A, dentro del cual puede deslizarse el émbolo B, unido por un vástago al anillo D, que se fija al bastidor. La parte inferior del cilindro A termina en el anillo C, que se une al eje de la rueda.

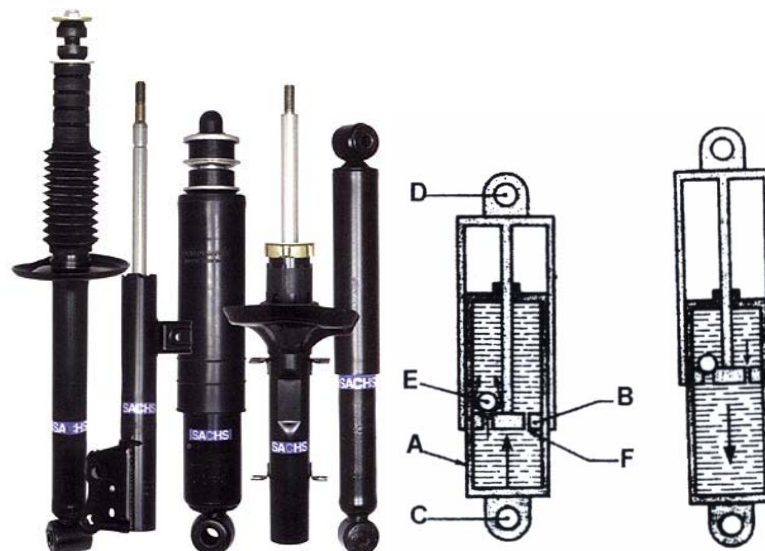


Fig. 1.10. Amortiguador Telescópico

(Fuente: www.mecanicavirtual.org/suspension3.htm)

1.5. CARACTERISTICAS Y CÁLCULO CONSTRUCTIVO.

1. - La ballesta está constituida de 5 hojas de resorte más una base inferior muy robusta, donde terminaría la flexibilidad de éstas; está diseñadas de la siguiente manera:

Parte posterior			
Hoja	Distancia entre extremos(cuerda)	Ancho	Espesor
1ra. Hoja	128cm	6.5cm	0.82cm
2ra. Hoja	120cm	6.5cm	0.82cm
3ra. Hoja	107cm	6.5cm	0.82cm
4ra. Hoja	89cm	6.5cm	0.82cm
5ra. Hoja	74cm	6.5cm	0.82cm

Tabla 1.2.Datos de las Hojas de ballesta

(Fuente: Autores)

Parte delantera			
Hoja	Distancia entre extremos(cuerda)	Ancho	Espesor
1ra. Hoja	120cm	6.5cm	0.82cm
2ra. Hoja	120cm	6.5cm	0.82cm
3ra. Hoja	97cm	6.5cm	0.82cm

Tabla 1.3.Datos de las Hojas de ballesta

(Fuente: Autores)

2. - En esta suspensión se encontró que ha sido adaptada o alterada con respecto a la original.

3. - La distancia del ojo delantero de ballesta al eje del agujero del perno capuchino es simétrica, tanto en la ballesta delantera como en la posterior.

4. - Las hojas no poseen ningún elemento antifricción ni antioxidación entre cada una de ellas. El espesor de la ballesta es de 2.46cm delantero y posterior 4.8cm.

5. - Los amortiguadores tienen una inclinación de 30° respecto a la vertical, siendo éste ángulo en el eje transversal respecto al vehículo, La inclinación de éstos es hacia adentro en la parte superior.

El amortiguador utilizado es de tipo bitubular hidráulico, consta de un cilindro su pistón y el vástago.

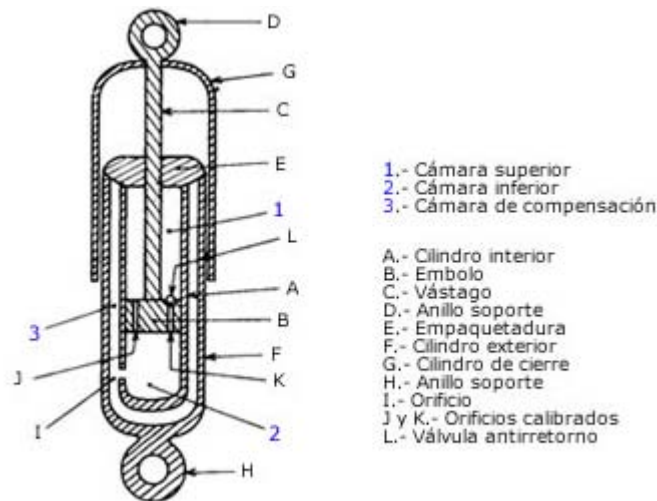


Fig. 1.11. Esquema interno de un amortiguador hidráulico

(Fuente: www.mecanicavirtual.org/suspension3.htm)

Estos amortiguadores al funcionar se alargan o se acorta con relación a las irregularidades del terreno, haciendo que se deslicen el pistón por el cilindro desplazando el aceite en su interior de una cámara a otra.

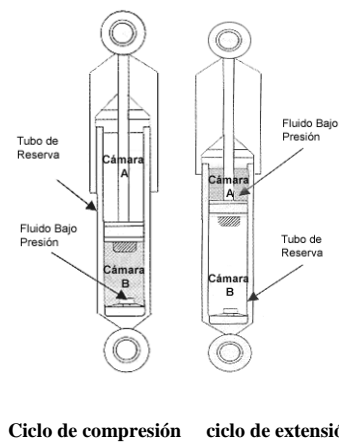


Fig. 1.12 Funcionamiento de un amortiguador hidráulico

(Fuente: www.mecanicavirtual.org/suspension3.htm)

Válvulas y conductos son los encargados de controlar el caudal de aceite como la cantidad que pasa a través de los agujeros es pequeña, el movimiento del pistón se retarda, dándose la acción de un muelle. (Fig. 1.13).

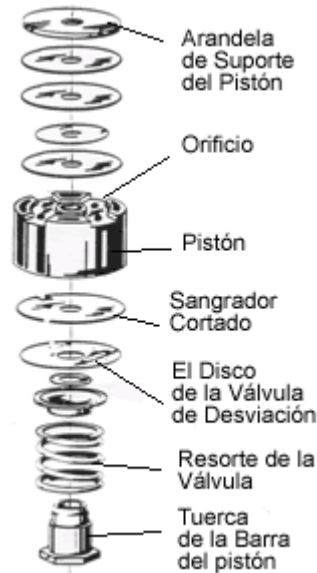


Fig. 1.13. Válvula y complementos de un amortiguador hidráulico

(Fuente: www.mecanicavirtual.org/suspension3.htm)

1.6. DESVENTAJAS DEL SISTEMA DE SUSPENSION DE BALLESTAS INSTALADO ACTUALMENTE EN EL VEHÍCULO.

Muchas fueron las razones que nos llevaron a remplazar la suspensión original por otra mejor; estas razones son:

a) Inconfortable.

Al ser éste el sistema original, fue fabricado de hojas de resorte demasiado duras con el fin antiguamente de dar mayor duración y soportar el gran peso del vehículo.

b) Demasiada rigidez

Pues, las irregularidades del terreno se transmiten con gran intensidad a los pasajeros, que al estar suspendidos en asientos de gran espesor (asientos originales), no sufran tanto el maltrato como el mismo chasis y carrocería del automóvil.

c) Menor adherencia del neumático en curvas

Producido por la rigidez de la ballesta. La inercia de la carrocería contribuye a que la presión sobre la llanta que está en el interior de la curva sea mínima, produciéndose derrape en aceleraciones o frenado. (El cálculo de esta sección se encuentra en el siguiente capítulo)

d) Desgaste de las hojas

Al tener contacto directo metal-metal, se produce desgaste por fricción, que lleva hasta la rotura de éstas.

En definitiva las características de la suspensión actual de este vehículo no son del todo satisfactorias por esta razón nos vemos en la necesidad de adaptar otro tipo de suspensión en nuestro caso hemos elegido la suspensión neumática el proceso para esta adaptación la veremos en los capítulos siguientes.

CAPITULO II

ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO Y RENDIMIENTO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DEL VEHÍCULO GMG MODELO JYMMI.

2.1. DINÁMICA DE UN VEHÍCULO DOTADO DE SUSPENSIÓN

El comportamiento dinámico vertical del vehículo está íntimamente relacionado con el confort de los pasajeros, por la influencia de las vibraciones mecánicas, por la estabilidad, por cuantos desplazamientos se den en esta dirección, y las descargas considerables que se pueden originar en las ruedas, afectando al valor de la fuerza adherente entre éstas y la calzada.

Las vibraciones en el vehículo son producidas, fundamentalmente, por tres tipos de acciones: **irregularidades de la calzada, acción de las masas giratorias, especialmente motor y transmisión, y aerodinámica**. Las dos primeras, más importantes, son, respectivamente, de naturaleza fundamentalmente aleatoria y periódica.

El control de los movimientos vibratorios: frecuencia, amplitud, aceleración, etc., se realiza a través del sistema de suspensión que, intercalado entre las masas unidas a las ruedas (masas no suspendidas, o semisuspendidas si se tiene en cuenta que el neumático es su medio elástico, ver gráfico) y el cuerpo del vehículo (masa suspendida), permite el desplazamiento entre ambos mediante elementos elásticos (resortes) y produce una disipación de energía, mediante elementos amortiguadores. En algunos casos ambas funciones pueden ser realizadas por un único elemento (ballestas).

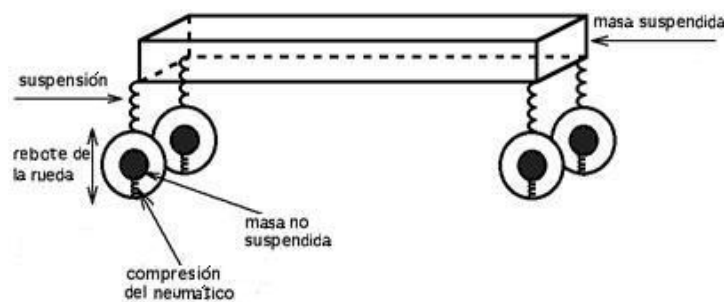


Fig. 2.1 Masa Suspendida y no suspendida

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

En cuanto al confort o incomodidad de los pasajeros se refiere, éste es una sensación subjetiva, dependiente del grado de sensibilidad de las personas, que se ve influenciado por los parámetros de la vibración antes mencionados. La disminución del confort debido a las vibraciones mecánicas se denominará en adelante Incomodidad Cinética Vibratoria (ICV). Atendiendo a lo indicado anteriormente, en la figura se representan los principales elementos que influyen en la ICV.

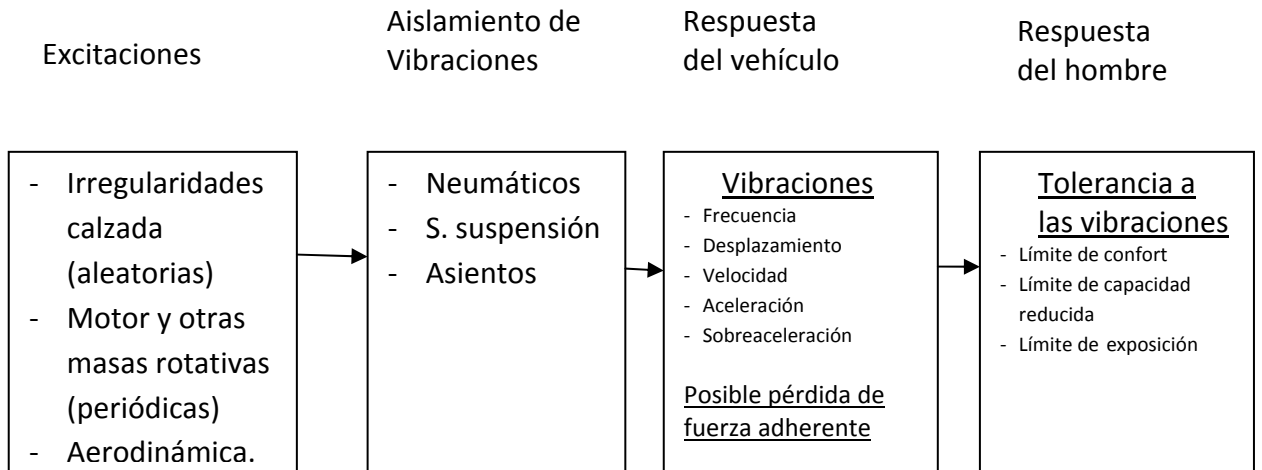


Figura 2.2. Principales elementos que influyen en la ICV.

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

El objetivo de éste y de los siguientes enunciados es analizar los principios sobre los que se basa el control de las vibraciones en los vehículos, de manera que la ICV por parte de los viajeros no exceda determinados valores.

2.1.1. Respuesta humana a las vibraciones.

Los límites de ICV son difíciles de establecer por depender, del nivel de sensibilidad de cada persona. Han sido realizadas numerosas investigaciones de naturaleza experimental para analizar la respuesta humana a las vibraciones. Todas ellas pretenden encontrar correlaciones entre la respuesta de los sujetos expuestos a vibraciones, en términos cualitativos (incómodo, muy incómodo, etc.), con diferentes parámetros de la vibración: frecuencia, valores máximos de desplazamiento, velocidad, aceleración, sobreaceleración primera, etc.

Uno de los criterios utilizados para valorar el ICV fue sugerido por la Society of Automotive Engineers (SAE). Los límites, recomendados por esta se refieren a las amplitudes de la velocidad, aceleración y sobreaceleración, cuya influencia en el ICV toma diferente criterio, en cada uno de los tres intervalos de frecuencias siguientes:

20 a 60 Hz; 6 a 20 Hz y 1 a 6 Hz*

Considerando la oscilación $Z = A \sin \omega$ y sus derivadas \dot{z} , \ddot{z} y $\ddot{\ddot{z}}$

\dot{z} : Velocidad

\ddot{z} Aceleración

$\ddot{\ddot{z}}$: Sobreaceleración

	Intervalo	Valor límite
a)	f= 1 a 6 Hz.	$\dot{a} = Aw^3 \# 12.6m/s^2$

*Tomado de la Society of Automotive Engineers (SAE)

b)	f= 6 a 20 Hz.	$a = Aw^2 \# 0.33m/s^2$
c)	f= 20 a 60 Hz.	$V = Aw \ni 0.0027m/$

siendo V, a y á los valores máximos de la velocidad, aceleración y sobreaceleración primera, respectivamente. En función de estos valores límites, se puede definir la variación de la amplitud tolerable de la oscilación, con la frecuencia.

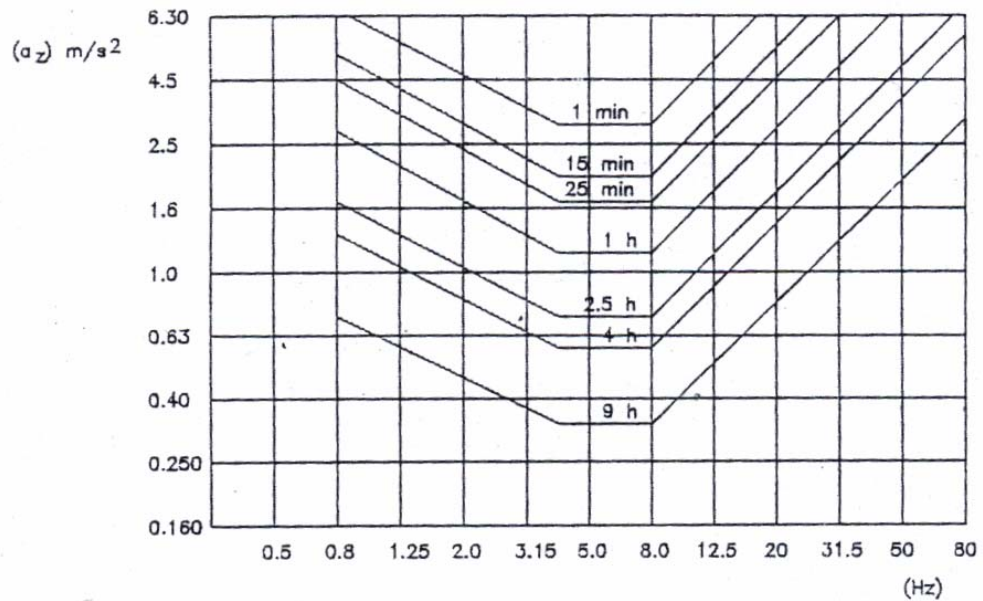


Figura 2.3. Limite de capacidad reducida por fatiga en vibraciones verticales (ISO 263)

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

En 1974 la International Standard Organization (ISO) publicó su norma 2631, que constituye una guía general para definir la tolerancia humana a las vibraciones, de utilización tanto en vehículos de transporte como en la industria. Se definen en ella tres límites para el conjunto del cuerpo humano, abarcando un intervalo de frecuencias de 1 a 80 Hz. Estos límites son:

Límite de exposición.- Se refiere a valores por encima de los cuales existe riesgo para la salud. No debe ser sobrepasado excepto en casos excepcionales

Límite de capacidad reducida por fatiga.- Expresa la frontera a partir de la cual se produce un decrecimiento de capacidades para la realización eficaz de un trabajo (conducir un vehículo, por ejemplo)

Límite de confort reducido.- En vehículos de transporte está relacionado con posibilidad de realizar funciones tales como lectura, escritura, comer, etc.

En las figuras 2.3 y 2.4 se representan las curvas de tiempos límite de fatiga correspondientes, respectivamente, a vibraciones verticales (Z) y horizontales (X,Y),

referidas a un sistema de referencia asociado al cuerpo humano, en el que el eje OZ tiene la dirección pies (o pelvis)/cabeza; el eje OX: espalda/pecho y el eje OY: derecha/izquierda.

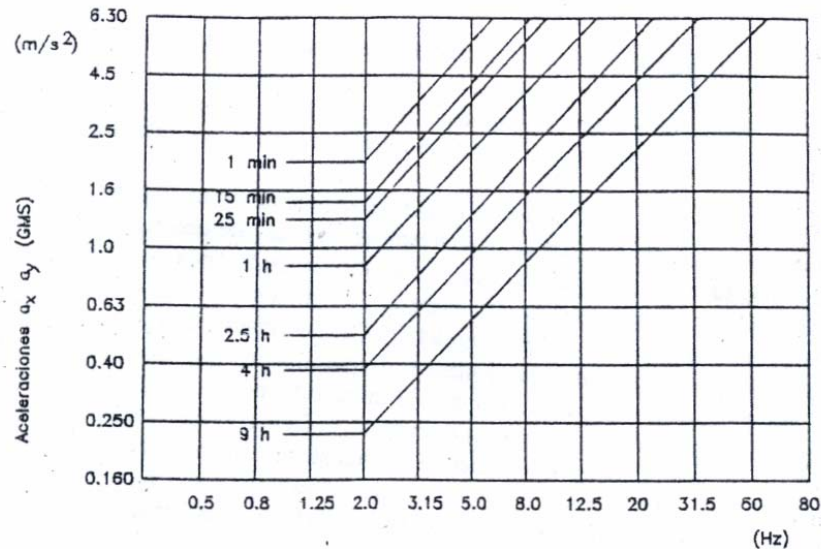


Figura 2.4. Limite de capacidad reducida por fatiga en vibraciones horizontales ISO 2631).

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

Las ordenadas de las curvas expresan el valor medio cuadrático de la aceleración de la vibración (rms), es decir:

$$A_{rms} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt \right]^{1/2}$$

En función de la frecuencia:

Los tiempos límites de fatiga representados en las figuras anteriores se refieren al límite de capacidad reducida por fatiga. De él se pueden deducir los otros dos límites. El tiempo límite de exposición se obtiene multiplicando por dos el tiempo de capacidad reducida y el de confort reducido dividiendo por tres dicho valor.

Como puede observarse, la tolerancia humana a las vibraciones depende de la dirección de éstas en relación al cuerpo humano. En **dirección vertical** la mayor sensibilidad se presenta para frecuencias comprendidas entre 4 y 8 Hz, mientras que en direcciones transversales dicho intervalo se reduce a frecuencias comprendidas entre 1 y 2 Hz. Por otra parte, los efectos sobre diferentes puntos del cuerpo también varían con La frecuencia.

En la tabla 2.1 se ofrece un resumen de las frecuencias características que pueden presentarse en los vehículos y sus efectos sobre el cuerpo humano.

Frecuencias en Hz.		Efectos producidos		
		Sobre las personas	Sobre los automóviles actuales	
Muy bajas	< 0.5		Sensación de mareo con grandes amplitudes	
Bajas 0.5 a 4	1 a 3	1.2 a 2	Frecuencia del movimiento vertical del paso humano	Modos de baja frecuencia de la m. suspendida y del conjunto: movimiento vertical, balanceo, cabeceo y guiñada
		1 a 2	Resonancia de la cabeza en movimientos horizontales	
		1 a 3	Umbral mínimo de la ICV en movimientos horizontales	
Medias De 4 a 20	4 a 8	4 a 6	Resonancia del cuerpo en movimientos horizontales y verticales	Frecuencia de rotación de ruedas en circulación a baja velocidad
		4 a 8	Mínimo umbral de incomodidad en movimientos verticales	
	10 a 20	10 a 20		Frecuencia natural de masas semisuspendidas y frecuencias medias del conjunto (m.s y m.s.s) Frecuencia de rotación de ruedas a velocidad media o alta Oscilaciones localizadas en zonas de la carrocería y otros sistemas o de deformación del bastidor a flexión o torsión
		11 a 15	Poca resonancia en el cuerpo ante movimientos verticales	
		15 a 20	Resonancia de la cabeza con vibraciones verticales	
Altas > 20	20 a 200	20 a 200		Vibraciones provocadas por acciones directas
		60 a 90	Resonancia del globo ocular	
		80 a 95		Vibraciones propias de neumáticos radiales
		100 a 200	Resonancia mandíbulas	
		170 a 200		Vibraciones propias de neumáticos diagonales

TABLA 2.1. Frecuencias características de movimientos vibratorios en vehículos y sus efectos

(Fuente: V. de Buen, 1980).

2.2 El Sistema de Suspensión

En el estudio de la suspensión de un vehículo es útil comenzar analizando separadamente los diferentes movimientos entre masas suspendida y semisuspendida: vertical, cabeceo y balanceo, con el objeto de facilitar la comprensión de los fenómenos asociados a cada uno de ellos.

Cuando se quiere dimensionar el sistema de suspensión, pensando en los movimientos verticales del vehículo, puede comenzarse estudiando un modelo de un solo grado de libertad, el cual, aunque cuantitativamente no sirva para el dimensionamiento definitivo del sistema, va a permitir observar los principales fenómenos que se producen en el movimiento vertical y, por lo tanto, establecer los criterios fundamentales para su diseño o prediseño.

En la figura 2.5, se muestra un modelo de un grado de libertad que podría representar la suspensión independiente de un cuarto del vehículo. Consta de una masa M , suspendida por un elemento elástico de rigidez K , y un elemento amortiguador de coeficiente R . Se considera una fuerza variable en el tiempo, $F(t)$, que actúa sobre dicha masa.

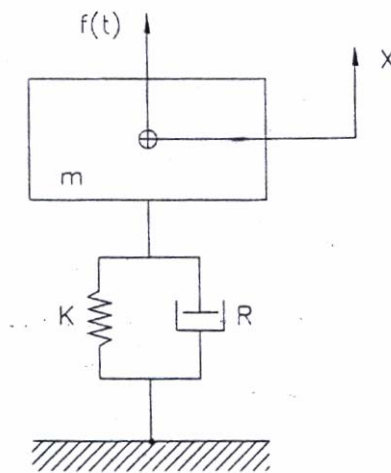


Figura 2.5. Modelo de un grado de libertad para representar la suspensión de un cuarto de vehículo.

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

La ecuación de movimiento del sistema es:

$$M\ddot{x} + R\dot{x} + Kx = F(t) \quad 2.1$$

Anulando la excitación es decir haciendo $F(t) = 0$, la ecuación (2.1) queda homogénea y puede resolverse:

$$M\ddot{x} + R\dot{x} + Kx = 0 \quad 2.2$$

Partiendo de la teoría de ecuaciones diferenciales, puede asumirse que la solución de la ecuación (2.2) es del tipo $x = X \cdot e^{\omega t}$, donde ω es una constante que es necesario determinar. Obteniendo las derivadas \dot{x} , \ddot{x} , y sustituyendo en (2.2), se tiene:

$$(M \cdot \omega^2 + R \cdot \omega + K) \cdot X \cdot e^{\omega t} = 0 \quad 2.3$$

La solución no trivial de esta ecuación se obtendrá haciendo:

$$M \cdot \omega^2 + R \cdot \omega + K = 0 \quad 2.4$$

o lo que es lo mismo:

$$\omega^2 + \omega \cdot \frac{R}{M} + \frac{K}{M} = 0 \quad 2.5$$

A esta ecuación se la denomina ecuación característica del sistema y sus soluciones ω_1 y ω_2 son:

$$\omega_{1,2} = -\frac{R}{2M} \pm \sqrt{\left(\frac{R}{2M}\right)^2 - \frac{K}{M}} \quad 2.6$$

Por otra parte la solución de la ecuación (2.2) es:

$$x(t) = A \cdot e^{\omega_1 t} + B \cdot e^{\omega_2 t} \quad 2.7$$

donde A y B son constantes que dependen de las condiciones iniciales impuestas para $t=0$.

La ecuación (2.6) proporciona las frecuencias fundamentales del sistema y para el caso de que el amortiguamiento fuera nulo, es decir $R=0$, se tendría:

$$\omega_{1,2} = \pm \sqrt{-\frac{K}{M}} \quad 2.8$$

que es un número complejo con parte real nula.

Por otra parte si se sustituyen en la ecuación (2.7) los valores de ω_1 y ω_2 obtenidos en (2,6), se obtiene:

$$x(t) = e^{-(R/2M)t} [Ae^{It} + Be^{It}] \quad 2.9$$

siendo:

$$I = \sqrt{\left(\frac{R}{2M}\right)^2 - \frac{K}{M}}$$

El primer término, $e^{-(R/2M)t}$, es una función decreciente exponencialmente con el tiempo y el valor de I depende de que los valores numéricos dentro del radical sean positivos, nulos o negativos. Es sabido que cuando estos valores son positivos o nulos el exponente del número e, es real, mientras que en el caso contrario es imaginario.

En la figura 2.6, se representa la respuesta del modelo en estudio, para un desplazamiento inicial x_0 , y diferentes valores de I .

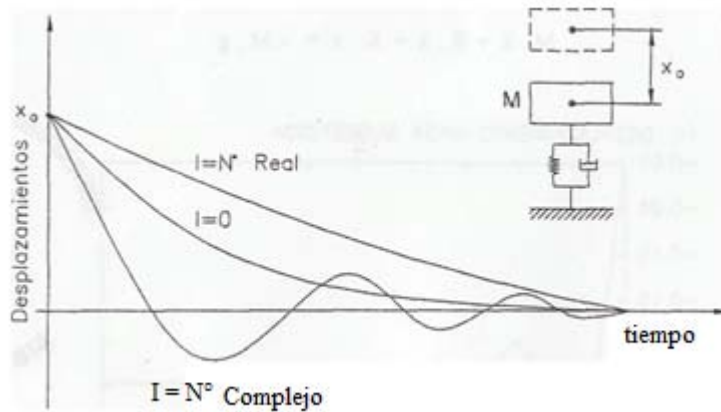


Fig. 2.6 Variación del desplazamiento en función del tiempo para diferentes valores del amortiguamiento

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

Como se observa en la figura, en todos los casos la masa M parte de la posición x_0 , y en función del valor de I realiza su movimiento vertical de una forma u otra. Cuando I es un número real el movimiento vertical no es oscilatorio y la masa M desciende lentamente hasta anularse el valor del desplazamiento.

Si $I = 0$, el movimiento vertical tampoco es oscilatorio y la masa M , desciende hasta el valor cero, un poco más rápidamente.

Por último, cuando I es un número imaginario, la masa M realiza el movimiento vertical de una forma oscilatoria hasta alcanzar la posición de equilibrio.

En definitiva, para que el movimiento del sistema sea oscilatorio, es necesario que I sea un número imaginario.

Para que I sea imaginario se debe cumplir que:

$$(R/2 \cdot M)^2 < K/M \quad (2.10)$$

En el caso especial de que $I = 0$ se tiene:

$$(R/2 \cdot M)^2 = K/M \quad (2.11)$$

y el sistema tiene amortiguamiento crítico.

Despejando de (2.11) el valor de R , se tiene:

$$R = 2M \cdot \sqrt{K/M} = 2 \cdot \sqrt{K \cdot M^2 / M} = 2 \cdot \sqrt{KM} \quad (2.12)$$

a este valor de R se le denomina crítico y en adelante se escribirá $R_{(CRI)}$

Como en los vehículos R siempre debe ser menor que R_{CRI} , los valores de ω_1 , y ω_2 serán siempre números complejos.

$$\omega_{1,2} = \sigma + i \cdot \omega_n \quad (2.13)$$

en donde:

$$\sigma = -R / 2 \cdot M \quad (2.14)$$

$$\omega_n = \sqrt{K / M - (R / 2 \cdot M)^2} \quad (2.15)$$

ω_n es la frecuencia fundamental de vibración del sistema amortiguado y σ el factor de amortiguamiento.

Si se define ξ como el coeficiente entre R y su valor crítico R_{CRI} , el factor de amortiguamiento puede expresarse como:

$$\sigma = -R / R_{CRI} \cdot \omega = -\xi \cdot \omega \quad (2.16)$$

en donde ω es la frecuencia fundamental del sistema no amortiguado, es decir:

$$\omega = \sqrt{K / M} \quad (2.17)$$

Sustituyendo en la ecuación (2.16) se obtiene:

$$\sigma = (-R / 2 \cdot \sqrt{K \cdot M} \cdot \sqrt{K / M}) = -R / 2 \cdot M$$

2.2.1. Predimensionamiento de la suspensión

Por numerosos estudios realizados sobre el confort, y los datos expuestos en el punto 2.1.1. Es conocido que la frecuencia fundamental de un sistema de suspensión debe encontrarse alrededor de 1 Hz y que su amortiguamiento debe tener un valor de ξ del orden de 0,25. (Tomamos estos valores por la simple razón de que es el umbral de la incomodidad cinética vibratoria es decir el humano puede soportar hasta este límite)

Teniendo en cuenta que el amortiguamiento modifica poco el valor de la frecuencia fundamental de vibración vertical, considerando una masa suspendida por rueda de valor M y expresando ω en Hz se tiene:

$$\omega = \frac{\sqrt{K/M}}{2\pi}$$

haciendo $\omega = 1$ Hz y despejando K:

$$K = 4\pi^2.M \quad (2.18)$$

Una vez predimensionado el valor de K, considerando un valor inicial de $\xi = 0.25$

$$\xi = R/R_{CRI} = 0.25$$

$$R = 0.25.R_{CRI} = 0.25*2\sqrt{K.M} \quad (2.19)$$

Conocidos K. y R puede calcularse la frecuencia del sistema amortiguado que en Hertzios es:

$$\omega_n = 1/2\pi\sqrt{K/M - (R/2.M)^2} \quad (2.20)$$

Por ejemplo, considerando $M = 1000$ Kg, corresponde al caso de nuestro vehículo al que según el catalogo se considera como un camión, sustituyendo este valor en 2.18, 2.19 y 2.20, se obtiene:

$$K = 39478.41\text{N/m}$$

$$R = 3141.59\text{N.s/m}$$

$$\omega_n = 0,9556 \text{ Hz}$$

Como se observa en este ejemplo, la frecuencia real del sistema se diferencia muy poco de la frecuencia que se obtiene considerando el sistema sin amortiguamiento, como se había indicado antes.

Una vez predimensionados los valores característicos del sistema, se pasa a graficar su comportamiento resolviendo la ecuación diferencial (2.1) para los valores de K y R elegidos.

Como primera etapa de simulación, se considera sometido al sistema, simplemente, a su peso propio, es decir se resuelve la ecuación:

$$M.\ddot{x} + R.\dot{x} + Kx = -Mg \quad (2.21)$$

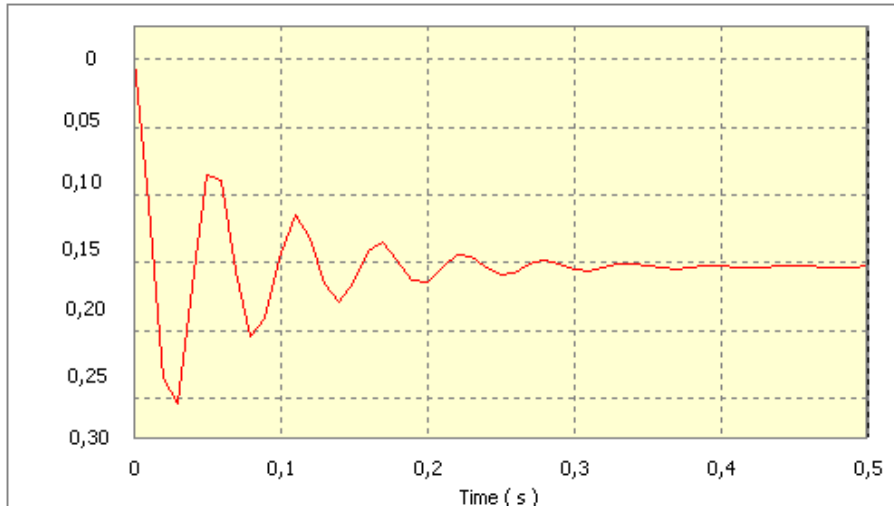


Figura 2.7 Desplazamiento vertical de la masa suspendida $x(t)$, considerando un modelo simple de un grado de libertad con $f=1$ Hz y $\xi = 0.25$.

(Fuente: Autores)

En la figura 2.7, se representa el desplazamiento vertical de la masa M , es decir, la solución $x(t)$ suponiendo que la masa se suelta instantáneamente desde la posición correspondiente a deformación nula del resorte.

La respuesta del sistema puede dividirse en dos partes, la transitoria y la permanente. La primera dura aproximadamente 0,3 segundos y tiene su pico máximo a los 0,03 segundos, con un valor de -0,26 m de caída de la masa M .

Entre los 0,3 y los 0,5 segundos, no hay prácticamente movimiento y se considera que los valores son permanentes. Este desplazamiento es, lógicamente, la deformación estática de la suspensión debido al peso suspendido.

La figura 2.7, muestra una respuesta que se ajusta bastante bien a lo que suele medirse en el comportamiento de los vehículos reales, en los cuales el amortiguamiento puede ser un poco mayor. Las diferencias, entre diferentes tipos de vehículos, se encuentran en la frecuencia del sistema, ya que aunque en los vehículos destinados al transporte de pasajeros su valor está siempre en el entorno de 1 Hz, en los de cargas esta frecuencia puede llegar a los 2Hz

En la figura 2.8 se muestra la respuesta del mismo sistema tomando $\xi = 0,3$ y por lo tanto un valor de $R = 3769,91$ N.s/m.

El comportamiento mostrado en la figura 2.8, se aproxima al óptimo del comportamiento vertical de una suspensión.

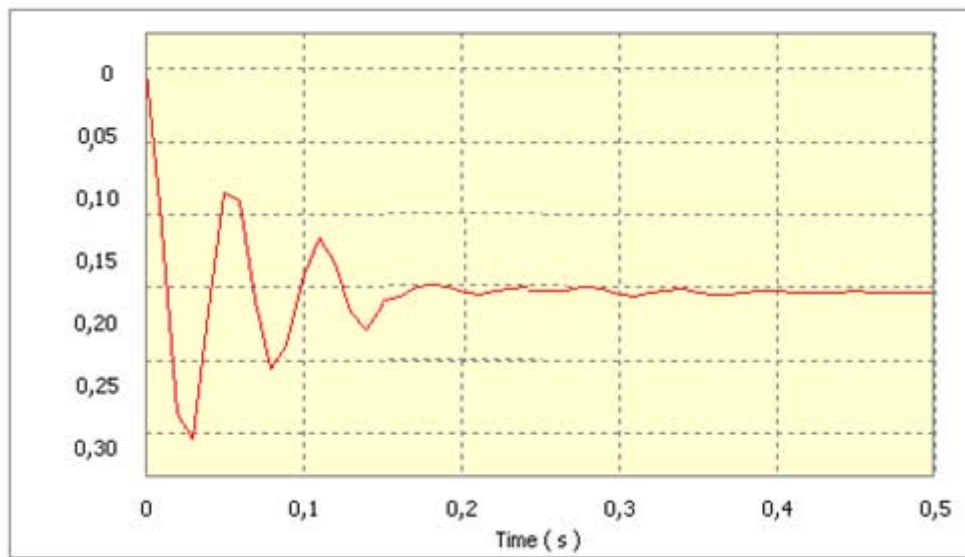
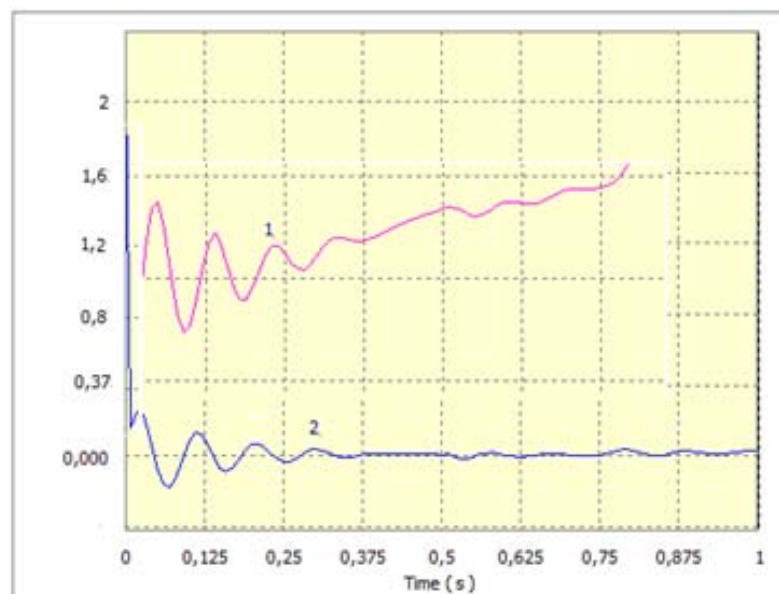


Figura 2.8. Desplazamiento vertical de la masa suspendida con $\xi = 0.30$

(Fuente: Autores)

En la figura 2.9 se muestran la aceleración y la velocidad vertical de la masa M para el caso de $R = 3141,59 \text{ N} \cdot \text{s/m}$.



1.- velocidad masa suspendida

2.- aceleración masa suspendida

Figura 2.9. Variación con el tiempo de la velocidad y aceleración de la masa suspendida.

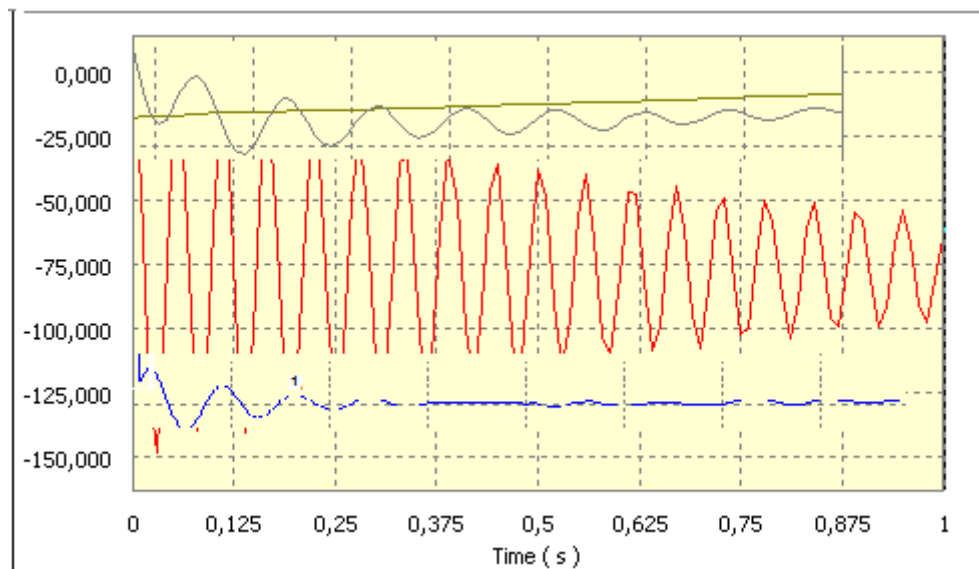
(Fuente: Autores)

Como se observa en esta figura, la aceleración alcanza en un primer instante un valor muy cercano al de la aceleración de la gravedad y queda reflejado claramente el desfase existente entre la aceleración y la velocidad del sistema, cumpliéndose que, cuando la aceleración se anula, la velocidad presenta un máximo positivo o negativo y, al mismo tiempo, cuando la aceleración es máxima la velocidad se anula.

En la figura 2.10, se muestran, para este caso, las tres respuestas: aceleración, velocidad y desplazamiento, en función del tiempo.

Por último en la figura 2.11, se muestra el desplazamiento de la masa M para el caso de que el amortiguamiento fuera el crítico, que en este ejemplo tiene un valor de $R_{CRI} = 50265,44 \text{ N.s/m}$, y para valores de $R > R_{CRI}$.

En esta figura puede observarse lo que se había presentado en la figura 2.6. Así mismo, cuando R incrementa su valor, el sistema tarda más tiempo en llegar al valor permanente de $-0,25 \text{ m}$.



Velocidad masa suspendida
 Aceleración masa suspendida
 Desplazamiento masa suspendida

Figura 2.10. Variación con el tiempo de v , a y x de la masa suspendida.

(Fuente: Autores)

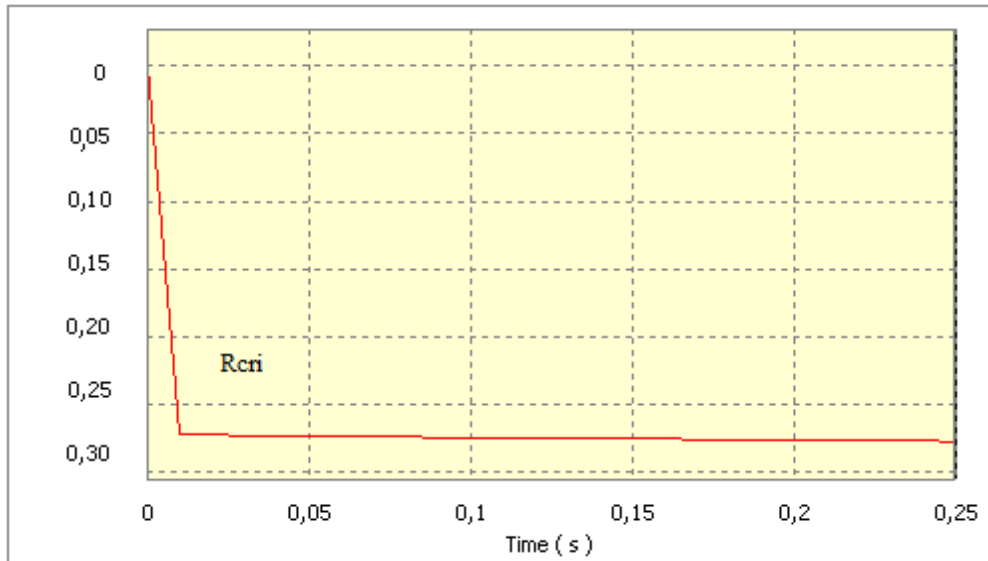


Figura 2. 11. Variación con el tiempo del desplazamiento vertical de la masa suspendida con R_{CRI} .

(Fuente: Autores)

2.2.2. Función de transferencia

La ecuación (2.1) es la representación, en el dominio del tiempo, del modelo de un grado de libertad mostrado en la figura 2.5.

Una ecuación equivalente a la (2.1) puede determinarse en el dominio de la frecuencia mediante la transformada de Laplace.

La transformada de Laplace convierte una ecuación diferencial en una algebraica: la primera representa al modelo en el dominio del tiempo, y la segunda lo hace en el dominio de la frecuencia. Aplicando la transformada de Laplace a la ecuación (2.1) se obtiene:

$$l([M \cdot \ddot{x} + R \cdot \dot{x} + K \cdot x] = M \cdot [s^2 \cdot X(s) - s \cdot x(0) - \dot{x}(0)] + R[s \cdot X(s) - x(0)] + K \cdot X(s) = (M \cdot s^2 + R \cdot s + K) \cdot X(s) - M \cdot s \cdot x(0) - M \cdot \dot{x}(0) - R \cdot x(0)$$

$$\mathcal{L}[F(t)] = F(s) \tag{2.22}$$

De esta forma la ecuación (2.1), se transforma en:

$$[M \cdot s^2 + R \cdot s + K] \cdot X(s) = F(s) + (M \cdot s + R) \cdot x(0) + M \cdot \dot{x}(0) \tag{2.23}$$

siendo $x(0)$ y $\dot{x}(0)$ el desplazamiento y la velocidad en el instante inicial $t = 0$.

Considerando que las condiciones iniciales son todas nulas la ecuación (2.23) queda:

$$(M \cdot s^2 + R \cdot s + K) \cdot X(s) = F(s) \quad (2.24)$$

Suponiendo que no existiese fuerza exterior, es decir $F(s) = 0$, la ecuación (2.24) coincide con la (2.4), sin más que hacer constar que los valores de s en (2.24), son las frecuencias fundamentales del sistema.

Haciendo:

$$B(s) = M \cdot s^2 + R \cdot s + K$$

la ecuación (2.24) puede escribirse como:

$$B(s) \cdot X(s) = F(s) \quad (2.25)$$

Como se ha comentado anteriormente, al aplicar la transformada de Laplace, se pasa del dominio del tiempo al de la frecuencia y, por lo tanto, los términos de la ecuación (2.25) pueden ser definidos de la forma siguiente:

$F(s)$ = Representa, en el dominio de la frecuencia, la función de fuerza $F(t)$.

$X(s)$ = Representa, en el dominio de la frecuencia, la respuesta del sistema $x(t)$.

De la ecuación (2.25) se deduce que la respuesta del sistema, en el dominio de la frecuencia, puede definirse como:

$$X(s) = F(s) / B(s) \quad (2.26)$$

Se define como función de transferencia del sistema $H(s)$:

$$H(s) = 1 / B(s) \quad (2.27)$$

Utilizando esta expresión, la respuesta del sistema, en el dominio de la frecuencia, puede obtenerse como producto de la función de transferencia y de la excitación, es decir:

$$X(s) = H(s) \cdot F(s) \quad (7.28)$$

En otras palabras, la función de transferencia relaciona la transformada de Laplace de la respuesta del sistema, con la transformada de Laplace de una excitación del sistema, cuando las condiciones iniciales son todas nulas y no existe ninguna otra excitación externa.

$$H(s) = X(s) / F(s) \quad 2.29$$

Volviendo a la ecuación (2.24), se puede escribir la función de transferencia como:

$$H(s) = 1/B(s) = 1/(M \cdot s^2 + R \cdot s + K) \quad (2.30)$$

que puede también expresarse como:

$$H(s) = (I / M) / (s^2 + s \cdot R / M + K / M) \quad (2.31)$$

El denominador no es otra cosa que la ecuación característica del sistema, cuyas raíces ya se habían calculado. (2.6).

$$S_{1,2} = -R/2.M \pm \sqrt{(R/2.M)^2 - K/M} \quad (2.32)$$

2.2.3. Función de transferencia en el diseño de la suspensión

Una de las excitaciones exteriores de la suspensión es la irregularidad del camino de rodadura, que puede simularse como una entrada de velocidad, $\dot{X}_0(t)$ en la parte inferior del modelo, tal y como se representa en la figura 2.11.

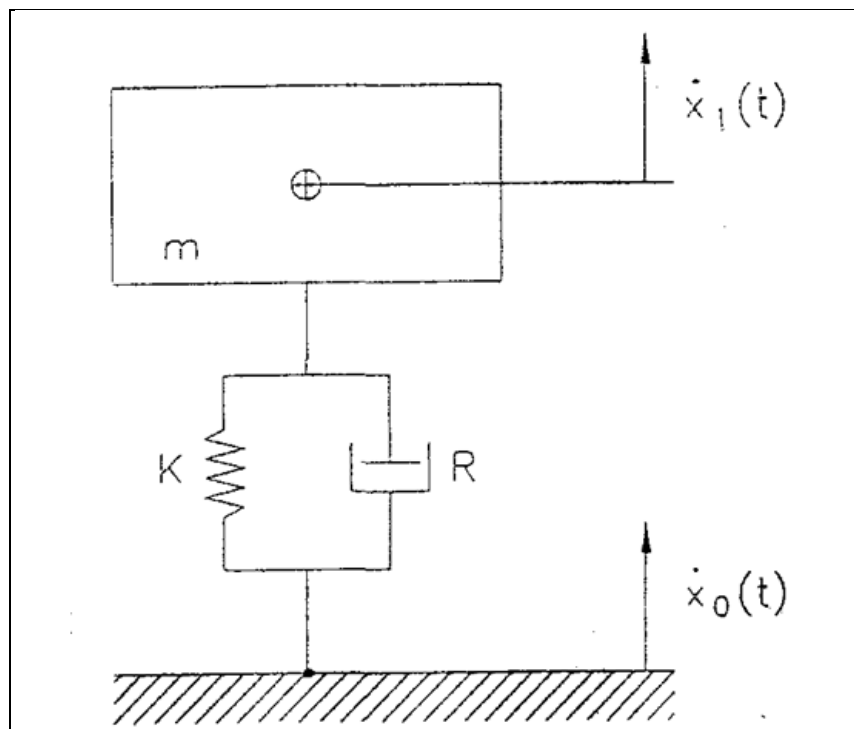


Figura 2.12. Modelo de un grado de libertad.

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

La ecuación diferencial del modelo presentado en la figura 2.12, es:

$$m \cdot \ddot{x}_1 + R(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + K(x_1 - x_0) = -mg \quad (2.33)$$

Para determinar la transferencia entre la respuesta $X_1(t)$ y la excitación $X_0(t)$, hay que recordar que la función de transferencia es única entre una respuesta y una excitación, cuando todas las demás excitaciones son nulas, y, además, las condiciones iniciales deben ser todas nulas.

Luego, en este caso, hay que anular la excitación exterior debida al peso propio, con lo que la ecuación diferencial queda:

$$m \cdot \ddot{x}_1 + R(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + K(x_1 - x_0) = 0 \quad (2.34)$$

y aplicando la transformada de Laplace se tiene:

$$m \left[s^2 X_1(s) - sX_1(0) + \dot{x}_1(0) \right] + R \left[sX_1(s) - X_1(0) \right] - R \left[X_0(s) - X_0(0) \right] + K X_1(s) - K X_0(s) = 0$$

y como todas las condiciones iniciales deben ser nulas, la ecuación queda:

$$ms^2 X_1(s) + Rs X_1(s) - R X_0(s) + K X_1(s) - K X_0(s) = 0$$

$$(ms^2 + Rs + K) X_1(s) - (Rs + K) X_0(s) = 0 \quad (2.35)$$

Y definitivamente la función de transferencia entre $X_1(s)$ y $x_0(s)$ valdrá:

$$H(s) = X_1(s) / x_0(s) = (Rs + k) / (ms^2 + Rs + k) \quad (2.36)$$

La función de transferencia es un número complejo, cuyo módulo es la relación entre las amplitudes de la respuesta y la excitación; su argumento es el desfase existente entre ambas señales.

Es decir, si el modelo de la figura 2.12, se supone excitado por una irregularidad de carretera de forma senoidal, de amplitud X_0 y frecuencia ω , la respuesta del sistema es otro desplazamiento senoidal de la misma frecuencia ω , y con una amplitud X_1 , tal que, siendo la función de transferencia de la forma:

$$H(\omega_1) = A + B \cdot i \quad (2.37)$$

la amplitud de la respuesta vale:

$$X_1 = \left(\sqrt{A^2 + B^2} \right) X_0$$

y además existirá un desfase entre la respuesta y la excitación de valor:

$$\phi = \arctan B / A$$

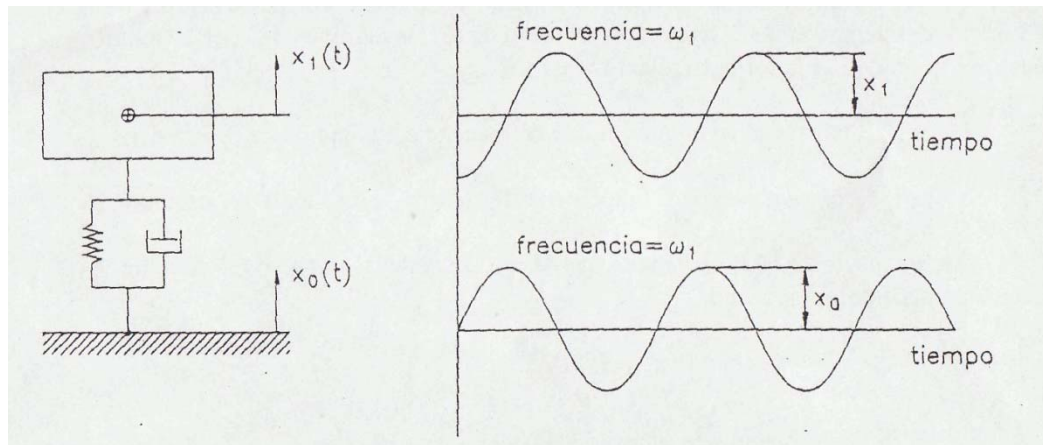


Figura 2.13. Respuesta del modelo de un grado de libertad ante una excitación senoidal

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

2.2.4. Uso y aplicación de la función de transferencia

Para estudiar la aplicación de la función de transferencia $H(s)$, se comenzará hallando $H(s)$, la definida en el apartado anterior, aplicada al ejemplo que se estaba utilizando.

La gráfica que se obtiene se muestra en la figura 2.14, en donde se representa el módulo de $H(s)$. tanto para el amortiguamiento de $R = 3141.41 \text{ N.s/m}$ como para un valor superior de $R = 11000 \text{ N.s/m}$. datos tomados de cálculos anteriores en el punto 2.1.1.

Observando la figura 2.14, se ve cómo el valor del módulo la función de transferencia es máximo para excitaciones de la misma frecuencia que la fundamental del sistema. Conforme la frecuencia de la excitación se separa de la fundamental, la función de transferencia disminuye.

Por otra parte, al aumentar el valor del amortiguamiento, la función de transferencia se hace menor, en el entorno de la frecuencia fundamental, pero es mayor a frecuencias más altas. Este hecho hace que, en el dimensionamiento del amortiguador de los sistemas de suspensión, haya que tomar una decisión de compromiso ya que valores del amortiguamiento que mejoran la respuesta con excitaciones de determinadas frecuencias, empeoran aquellas para otros valores de éstas.

Este hecho se verá más claramente cuando se analicen modelos de más grados de libertad, cuyo comportamiento se acerca más a la realidad.

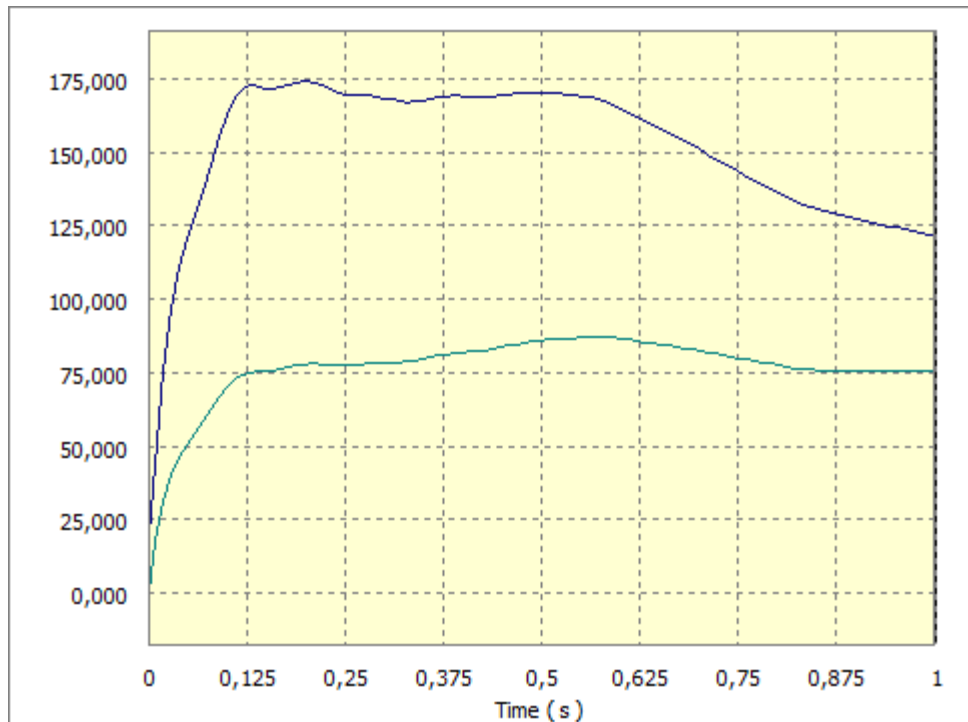


Figura 2.14. Función de transferencia

(Fuente: Autores)

2.3. Modelo de 2 grados de libertad (2 G.D.L.)

El modelo de la figura 2.5 se planteó para el análisis de la suspensión, es de 1 G.D.L. y en él se despreció la masa no suspendida o semisuspendida y la rigidez del neumático.

Cuando se considera la masa semisuspendida, y la rigidez del neumático, es necesario utilizar el modelo representado en la figura 2.15, que correspondería a un cuarto del vehículo.

Utilizando el modelo de la figura 2.15, se puede calcular sus frecuencias fundamentales aproximadas, despreciando el amortiguamiento y empleando dos simplificaciones. La primera consiste en suponer que la masa suspendida es mucho más grande que la no suspendida, es decir $m_2 \gg m_1$ y, en consecuencia, puede despreciarse el valor de m_1 .

En estas condiciones el modelo queda reducido al representado en la figura 2.16.

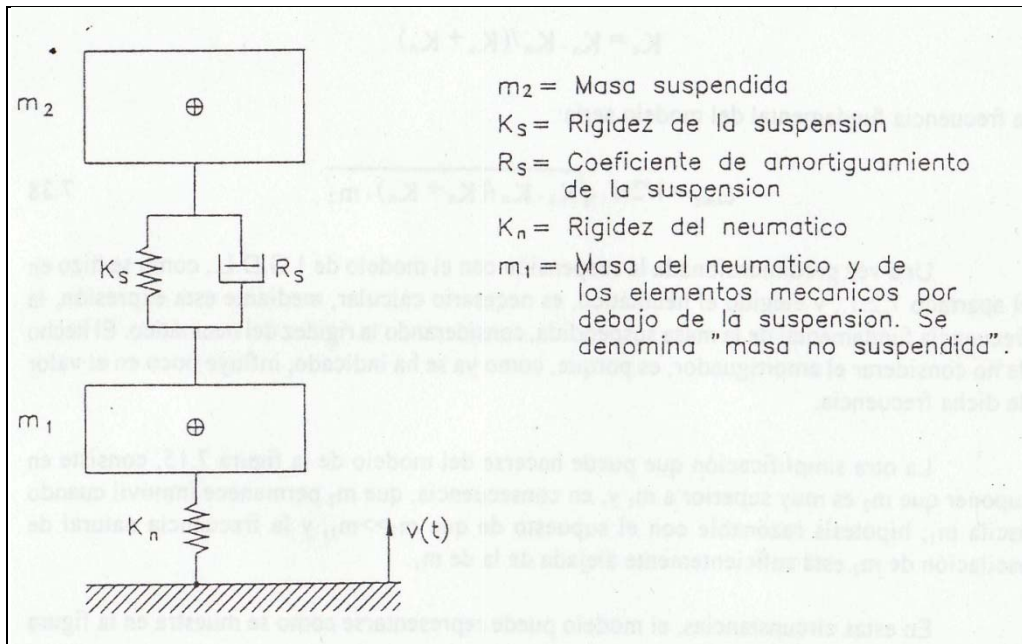


Figura 2.15. Modelo de dos grados de libertad

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

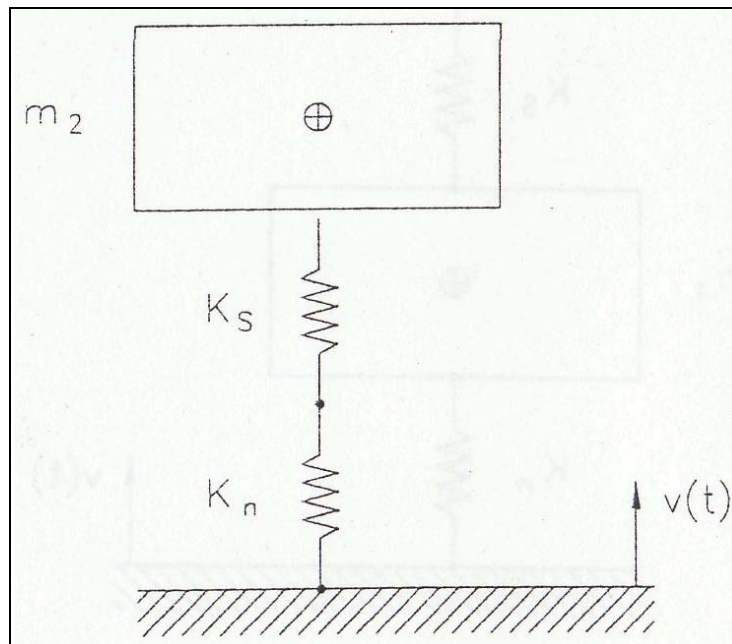


Figura 2.16. Reducción a un modelo de un grado de libertad

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

En definitiva se trata de una masa suspendida por dos resortes en serie. Recordando que la rigidez equivalente de dos resortes en serie viene dada por:

$$K_e = K_s \cdot K_n / (K_s + K_n)$$

frecuencia fundamental del modelo sería:

$$\omega_{m_2} = 1 / 2\pi \sqrt{K_s \cdot K_n / (K_s + K_n) \cdot m_2} \quad (2.38)$$

Una vez predimensionada la suspensión con el modelo de 1 G.D.L., como se hizo en el apartado 2.2.1., y elegido el neumático, es necesario calcular, mediante esta expresión, la frecuencia fundamental de la masa suspendida, considerando la rigidez del neumático. El hecho de no considerar el amortiguador, es porque, como ya se ha indicado, influye poco en el valor de dicha frecuencia.

La otra simplificación que puede hacerse del modelo de la figura 2.16, consiste en suponer que m_2 es muy superior a m_1 y, en consecuencia, que m_2 permanece inmóvil cuando oscila m_1 hipótesis razonable con el supuesto de que $m_2 \gg m_1$, y la frecuencia natural de oscilación de m_2 está suficientemente alejada de la de m_1 .

En estas circunstancias, el modelo puede representarse como se muestra en la figura 2.17, y queda reducido a 1G.D.L.

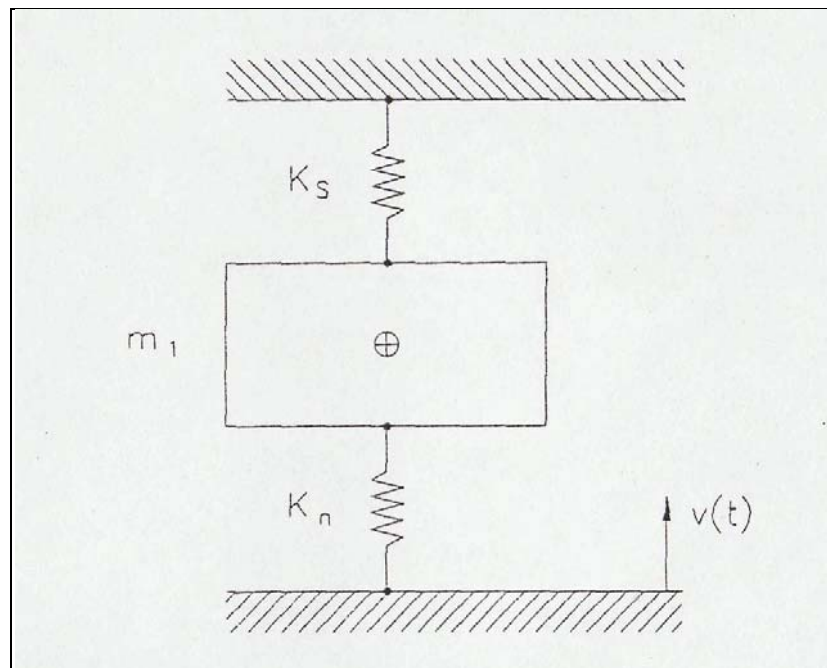


Figura 2.17. Reducción a 1 G.D.L. cuando oscila m_1 .
(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

Como en el caso de la primera simplificación, y por la misma razón, ahora tampoco se considera el amortiguador.

La frecuencia fundamental de este modelo es la de una masa suspendida por dos resortes en paralelo, cuya rigidez equivalente viene dada por:

$$K_e = K_n + K_s$$

y la frecuencia fundamental:

$$\omega_{m1} = 1 / 2\pi \sqrt{(K_n + K_s) \cdot m_1} \quad (2.39)$$

El valor que se obtiene con esta expresión es, aproximadamente, la frecuencia fundamental de la masa no suspendida o semisuspendida.

Considerando los valores determinados anteriormente en el modelo de 1 G.D.L.:

$$K_s = 39478,41 \text{ N/m}$$

$$R = 3141,59 \text{ N.s/m}$$

$$m_2 = 1000 \text{ kg}$$

y considerando que la rigidez del neumático, para la carga del ejemplo, tiene un valor $K_n = 1207000 \text{ N/m}$.

Para la frecuencia de la masa suspendida se tendrá:

$$f_{m2} = 1 / 2\pi \sqrt{K_s K_n / (K_s + K_n) \cdot m_2} = 0.9408 \text{ Hz}$$

Y para la masa semisuspendida, suponiendo que $m_1 = 350 \text{ kg}$.

$$f_{m1} = 1 / 2\pi \sqrt{(K_s + K_n) / m_1} = 9.944 \text{ Hz}$$

Observando los valores obtenidos, puede comprobarse que el efecto de la rigidez del neumático es una reducción del valor de la frecuencia fundamental de la masa suspendida, de 1 Hz, para el que se había diseñado, hasta 0,9408 Hz; el amortiguador volverá a reducir un poco más este valor. Por otra parte, se obtiene con el modelo de 2 G.D.L. la frecuencia de la masa no suspendida, cuyo valor es del orden de 10 veces mayor que el de la suspendida, lo cuales usual en vehículos automóviles.

Para casos de menor carga por rueda, la relación entre la frecuencia de la masa no suspendida y la suspendida, es menor y suele encontrarse en el entorno de 8 veces es decir que esta está por debajo de la masa no suspendida y la frecuencia no podría igualarse ocasionando resonancia.

2.3.1. Función de transferencia en el modelo de 2 G.D.L.

Como se vio antes, para hallar la función de transferencia de un modelo cualquiera, se parte de las ecuaciones diferenciales que representan su comportamiento en el tiempo.

Las ecuaciones diferenciales del modelo son:

$$m_1 \ddot{x}_1 + R_s \dot{x}_1 - \dot{x}_2 + K_s(x_1 - x_2) - K_n(x_0 - x_1) + m_1 \cdot g = 0 \quad (2.40)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + R_s \dot{x}_2 - \dot{x}_1 + K_s(x_2 - x_1) + m_2 \cdot g = 0$$

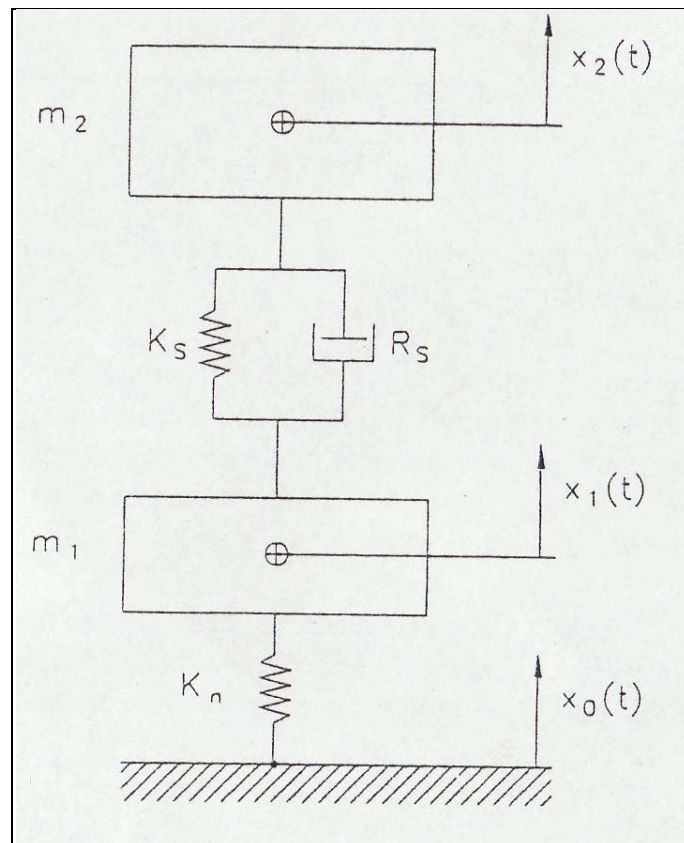


Figura 2.18. Modelo completo de un cuarto de vehículo

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

Para hallar la función de transferencia entre la respuesta x_2 y la excitación X_0 , se deben considerar nulas todas las condiciones iniciales y, además, todas las excitaciones exteriores excepto x_0 .

En estas condiciones, al aplicar la transformada de Laplace al sistema de ecuaciones diferenciales, se obtiene:

$$(m_1 s^2 + R_s \cdot s + K_s + K_n) \cdot x_1(s) - (R_s \cdot s + K_s) \cdot x_2(s) - K_n x_0(s) = 0$$

$$(m_2 s^2 + R_s \cdot s + K_s) \cdot x_2(s) - (R_s \cdot s + K_s) \cdot x_1(s) = 0$$

Sistema que expresado en forma matricial es:

$$\begin{bmatrix} m_1 s^2 + R_s \cdot s + K_s + K_n & -(R_s \cdot s + K_s) \\ -(R_s \cdot s + K_s) & m_2 s^2 + R_s \cdot s + K_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1(s) \\ x_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_n \cdot X_0(s) \\ 0 \end{bmatrix}$$

Se trata de un sistema de ecuaciones algebraicas, del cual, aplicando la regla de Cramer, puede obtenerse $x_2(s)$.

$$x_2(s) = \frac{\det \begin{bmatrix} m_1 s^2 + R_s \cdot s + K_s + K_n & K_n \cdot X_0(s) \\ -(R_s \cdot s + K_s) & 0 \end{bmatrix}}{\det \begin{bmatrix} m_1 s^2 + R_s \cdot s + K_s + K_n & -(R_s \cdot s + K_s) \\ -(R_s \cdot s + K_s) & m_2 s^2 + R_s \cdot s + K_s \end{bmatrix}}$$

$$x_2(s) = \frac{K_n (R_s \cdot s + K_s) \cdot x_0(s)}{[(m_1 s^2 + R_s \cdot s + K_s + K_n)(m_2 s^2 + R_s \cdot s + K_s) - (R_s \cdot s + K_s)^2]}$$

y en definitiva la función de transferencia:

$$\frac{x_2(s)}{x_0(s)} = \frac{K_n (R_s \cdot s + K_s)}{[(m_1 s^2 + R_s \cdot s + K_s + K_n)(m_2 s^2 + R_s \cdot s + K_s) - (R_s \cdot s + K_s)^2]}$$

Tomando los valores indicados en el apartado anterior, en la figura 2.19, se representa el módulo de la función de transferencia para dos valores del amortiguador, que corresponden a 0,25 y 0,4 del amortiguamiento crítico.

Como se observa en la figura 2.19, se incrementa el valor del módulo de la función de transferencia a la frecuencia fundamental, y es menor ante todas las demás frecuencias de excitación.

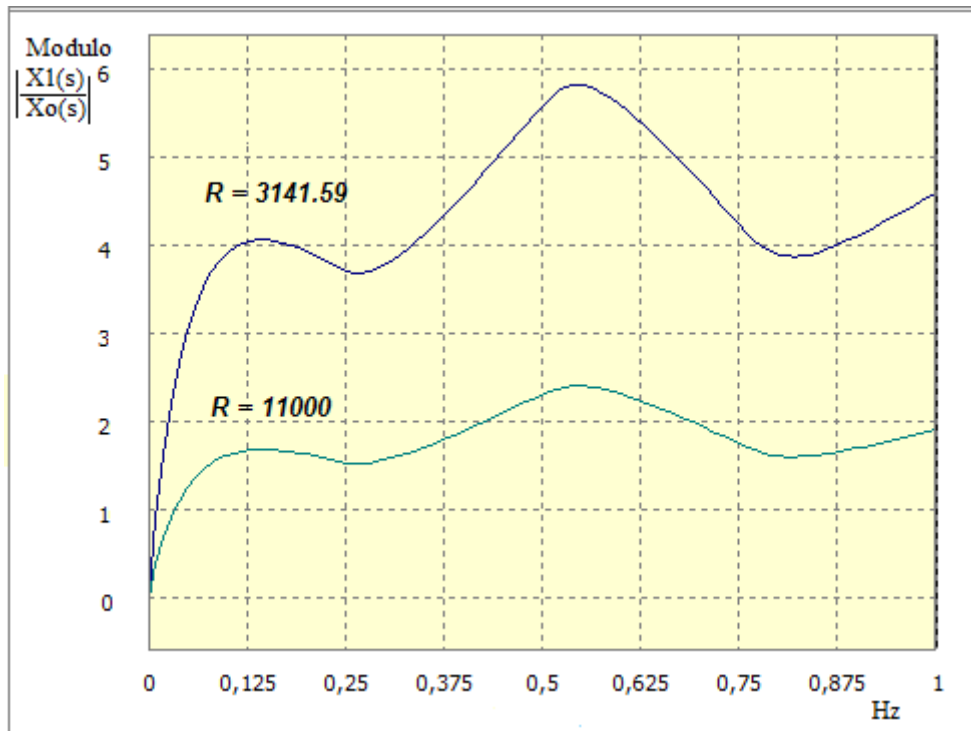


Figura. 2.19. Modulo de la función de transferencia respecto a la frecuencia

(Fuente: Autores)

Antes de elegir el valor definitivo del amortiguadores necesario analizar la función de transferencia entre $x_1(s)$ y $x_0(s)$.

En este caso, partiendo del sistema de ecuaciones algebraicas anteriores, se obtiene:

$$x_1(s) = \frac{\det \begin{bmatrix} Kn \cdot X_0(s) & -(R_s \cdot s + K_s) \\ 0 & m_2 s^2 + R_s \cdot s + K_s \end{bmatrix}}{\det \begin{bmatrix} m_1 s^2 + R_s \cdot s + K_s + K_n & -(R_s \cdot s + K_s) \\ -(R_s \cdot s + K_s) & m_2 s^2 + R_s \cdot s + K_s \end{bmatrix}}$$

$$x_1(s) = \frac{Kn \cdot X_0(s) [m_2 s^2 + R_s \cdot s + K_s]}{[(m_1 s^2 + R_s \cdot s + K_s + K_n)(m_2 s^2 + R_s \cdot s + K_s) - (R_s \cdot s + K_s)^2]}$$

Y en definitiva la función de transferencia para la masa suspendida es:

$$\frac{x_1(s)}{x_0(s)} = \frac{Kn [m_2 s^2 + R_s \cdot s + K_s]}{[(m_1 s^2 + R_s \cdot s + K_s + K_n)(m_2 s^2 + R_s \cdot s + K_s) - (R_s \cdot s + K_s)^2]} \quad (2.43)$$

Aplicando esta función de transferencia al ejemplo concreto que se estaba desarrollando, en la figura 2.20 se representa el valor de su módulo, para los dos valores considerados del amortiguamiento. En ella puede observarse que, cuando se incrementa el valor del amortiguamiento, el módulo de la función de transferencia permanece prácticamente constante en un entorno estrecho de la frecuencia fundamental de la masa suspendida, pero menor ante el resto de frecuencias.

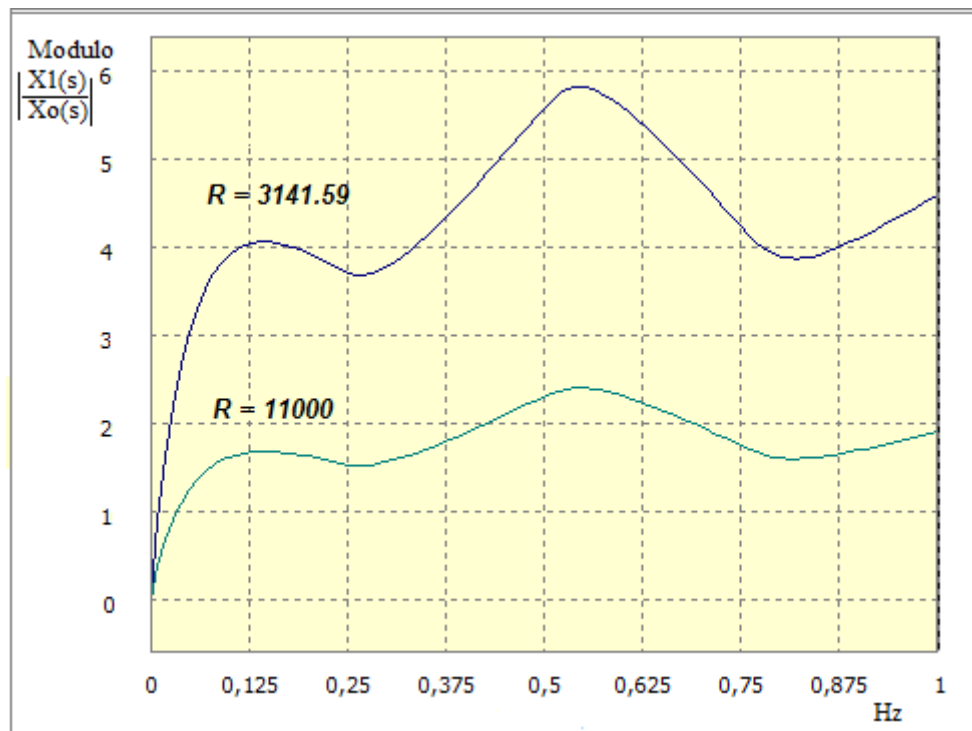


Figura. 2.20. Módulo de la función de transferencia para dos valores de amortiguamiento.

(Fuente: Autores)

Teniendo en cuenta los valores de los módulos de ambas funciones de transferencia (figuras 2.19 y 2.20), para los diferentes intervalos de frecuencia, se adopta el valor más conveniente del amortiguamiento, normalmente como una decisión de compromiso, porque valores de R con mejor comportamiento para una de las masas y para ciertos intervalos de frecuencia pueden ser menos favorables en otros.

En estas circunstancias la elección del amortiguador se hace complicada, ya que lo que mejora un comportamiento empeora el otro, y en definitiva la decisión, como se comentaba, es de compromiso, tomando para los vehículos unos valores de amortiguamiento que se encuentran entre 0,25 y 0,35 del crítico.

2.3.2. Movimiento de cabeceo y vaivén

En la figura 2.21, se representa el esquema de un vehículo visto desde el lateral, en donde k_d es la rigidez equivalente de la suspensión delantera y k_t , la del eje trasero. Se trata de un modelo de dos grados de libertad que son: el desplazamiento vertical del centro de gravedad, denominado vaivén, y el giro alrededor de un eje transversal al vehículo que pasa por el centro de gravedad, denominado cabeceo.

Este modelo se obtiene al proyectar el vehículo sobre un plano longitudinal.

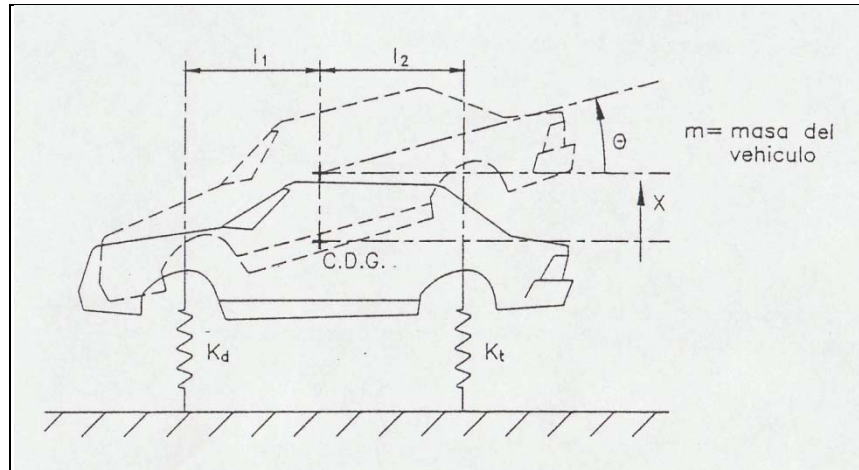


Figura 2.21. Cabeceo y vaivén de un vehículo.

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

Las ecuaciones del movimiento serán: para el caso del desplazamiento vertical (vaivén).

$$m \ddot{x} + k_d (x - l_1 \cdot \theta) + k_t (x + l_2 \cdot \theta) = 0 \quad (2.44)$$

y para el movimiento de cabeceo, tomando momentos respecto al C.D.G. y siendo I el momento de inercia respecto al eje transversal al vehículo que pasa por el C.D.G.

$$I \cdot \ddot{\theta} + K_t \cdot l_2 (x + l_2 \cdot \theta) - K_d l_1 (x - l_1 \cdot \theta) = 0 \quad (2.45)$$

Operando y ordenando las ecuaciones se tiene:

$$\begin{aligned} m \ddot{x} + x (k_d + k_t) + \theta (k_t \cdot l_2 - k_d \cdot l_1) &= 0 \\ I \cdot \ddot{\theta} + x (K_t \cdot l_2 - K_d l_1) + \theta (K_t \cdot l_2^2 + K_d l_1^2) &= 0 \end{aligned} \quad (2.46)$$

Al término $(k_t \cdot l_2 - k_d \cdot l_1)$ se le denomina "coeficiente de acoplamiento elástico". En el caso de ser cero, los movimientos de x y θ estarán desacoplados y por lo tanto serán independientes. Efectivamente si:

$$k_t \cdot l_2 - k_d \cdot l_t = 0$$

o lo que es lo mismo:

$$k_t \cdot l_2 = k_d \cdot l_t \quad (2.47)$$

las ecuaciones fundamentales quedan:

$$\left\{ \begin{array}{l} m \ddot{x} + x(k_d + K_t) \\ I \ddot{\theta} + \theta(K_t l_2^2 + K_d l_t^2) \end{array} \right\} \quad (2.48)$$

En este caso, si se aplica una fuerza vertical en el centro de gravedad del vehículo, el movimiento que aparece es únicamente de vaivén, y si únicamente se aplica un par, también en el C.D.G., el movimiento que produce es solamente de cabeceo alrededor del C.D.G.

Haciendo en las ecuaciones 2.46:

$$\begin{aligned} D_1 &= \frac{I}{m} \cdot (k_d + k_t) \\ D_2 &= \frac{I}{m} (K_t l_2 - K_d l_t) \\ D_3 &= \frac{l}{I} (K_t l_2^2 + K_d l_t^2) = \frac{1}{mr^2} (K_t l_2^2 + K_d l_t^2) \end{aligned} \quad (2.49)$$

donde r es el radio de giro respecto al eje transversal al vehículo que pasa por el C.D.G., y expresando las ecuaciones fundamentales en función de D_1 , D_2 , y D_3 , se obtiene el sistema:

$$\ddot{x} + D_1 x + D_2 \theta = 0 \quad (2.50)$$

$$\ddot{\theta} + \frac{D_2}{r^2} x + D_3 \theta = 0 \quad (2.51)$$

2.3.3 Frecuencias de cabeceo y vaivén

Para hallar las frecuencias naturales del modelo se plantean dos casos, el primero es cuando existe desacoplamiento que, como se había visto anteriormente, sucede cuando:

$$k_t \cdot l_2 = k_d \cdot l_t$$

y, por lo tanto, $D_2 = 0$.

En este caso, de 7.50 y 7.51, se tiene:

$$\text{VAIVÉN: } \omega_{nx} = \sqrt{D_1} = \sqrt{\frac{k_d + K}{m}} \quad (2.52)$$

$$\text{CABECEO: } \omega_{n\theta} = \sqrt{D_3} = \sqrt{\frac{K_t l_2^2 + K_d l_t^2}{m r^2}} \quad (2.53)$$

En el caso de existir acoplamiento, hay que considerar que las soluciones del sistema de ecuaciones diferenciales van a ser de la forma:

$$\begin{aligned} x &= X \cdot \text{Cos} \omega_n t \\ \theta &= \theta \cdot \text{Cos} \omega_n t \end{aligned} \quad (2.54)$$

y sustituyendo en las ecuaciones 2.50 y 2.51, las 2.54 y sus derivadas:

$$(D_1 - \omega_n^2)X + D_2\theta = 0 \quad (2.55)$$

$$\left(\begin{array}{c} D_2 \\ r_2 \end{array} \right) X + (D_3 - \omega_n^2)\theta = 0 \quad (2.56)$$

El sistema de ecuaciones anterior puede escribirse también, en forma matricial:

$$\left[\begin{array}{cc} D_1 - \omega_n^2 & D_2 \\ \frac{D_2}{r_2} & D_3 - \omega_n^2 \end{array} \right] \begin{Bmatrix} X \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.57)$$

Es conocido que, para hallar las frecuencias fundamentales de un sistema, es necesario encontrar los valores de ω_n , que hacen nulo el determinante de la matriz función de ω_n .

En este caso esto significa que:

$$\omega_n^4 - (D_1 + D_3) \cdot \omega_n^2 + D_1 \cdot D_3 - \frac{D_2^2}{r^2} = 0 \quad (2.58)$$

de donde se deducen las dos frecuencias naturales:

$$\begin{aligned} \omega_{n1}^2 &= \frac{1}{2}(D_1 + D_3) - \sqrt{\frac{1}{4}(D_1 - D_3)^2 + \frac{D_2^2}{r^2}} \\ \omega_{n2}^2 &= \frac{1}{2}(D_1 + D_3) + \sqrt{\frac{1}{4}(D_1 - D_3)^2 + \frac{D_2^2}{r^2}} \end{aligned} \quad (2.59)$$

Por otra parte, de la ecuación (2.55) puede deducirse el cociente entre la amplitud del vaivén y la del cabeceo, el cual será diferente para cada frecuencia fundamental.

$$\begin{aligned} \text{Para } \omega_{n1} \left[\frac{X}{0} \right]_{\omega_{n1}} &= \frac{D_2}{\omega_{n1}^2 - D_1} \\ \text{Para } \omega_{n2} \left[\frac{X}{0} \right]_{\omega_{n2}} &= \frac{D_2}{\omega_{n2}^2 - D_1} \end{aligned} \quad (2.60)$$

Si el valor de cada uno de estos cocientes se interpreta como una longitud, es decir:

$$\begin{aligned} l_{01} &= \left[\frac{X}{0} \right]_{\omega_{n1}} = \frac{D_2}{\omega_{n1}^2 - D_1} \\ l_{02} &= \left[\frac{X}{0} \right]_{\omega_{n2}} = \frac{D_2}{\omega_{n2}^2 - D_1} \end{aligned} \quad (2.61)$$

Se cumplirá que:

$$\begin{aligned} \otimes l_{01} &= X \\ \otimes l_{02} &= X \end{aligned} \quad (2.62)$$

Estas ecuaciones indican que existen dos puntos separados del C.D.G. a las distancias l_{01} y l_{02} , respecto a los cuales gira la carrocería, (figura 2.22). Estos puntos no se desplazan verticalmente y se denominan centros de oscilación. Cuando el cociente $X/0$, da un valor negativo, el centro de oscilación se encuentra retrasado respecto al C.D.G. Esto se debe al criterio de signos adoptado inicialmente.

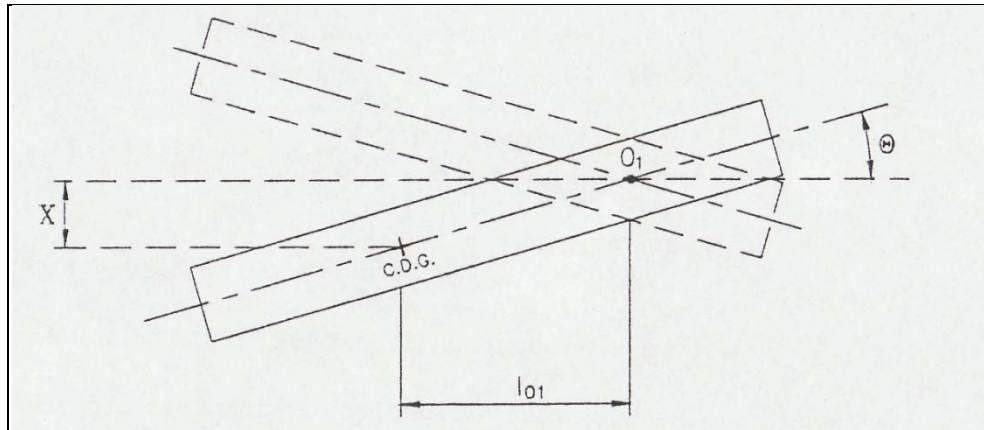


Figura 2.22. Centro de oscilación.

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

Al contrario, cuando $X/0$ es positivo, el centro de oscilación se sitúa adelantado respecto al C.D.G.

Al centro de oscilación que se encuentra fuera de la batalla del vehículo, se le denomina centro de vaivén, y a su frecuencia asociada, frecuencia natural de vaivén. Al centro que se encuentra dentro de la batalla y a su frecuencia asociada, se le denominan centro de oscilación de cabeceo y frecuencia de cabeceo, respectivamente.

Cuando una cualquiera de las dos ruedas es excitada verticalmente por irregularidades de la calzada, se producen simultáneamente movimientos de oscilación respecto a ambos centros, y el movimiento resultante es la suma de ambos.

Un caso muy interesante se produce cuando $r^2 = l_1 \cdot l_2$. Sustituyendo en 2.61 se obtiene:

$$\frac{X}{\otimes} \Big|_{on1} = l_2$$

$$\frac{X}{\otimes} \Big|_{on2} = l_1$$

(2.63)

Esto significa que los centros de oscilación se encuentran, en proyección sobre el plano de rodadura, a igual distancia del C.D.G. que los ejes del vehículo. De esta forma, cuando se aplica un desplazamiento en la rueda delantera, el vehículo se mueve oscilando alrededor del eje trasero sin que éste se desplace verticalmente y a la

inversa, cuando se desplaza la rueda trasera; es decir, no existe interacción entre las suspensiones delantera y trasera, lo cual es deseable.

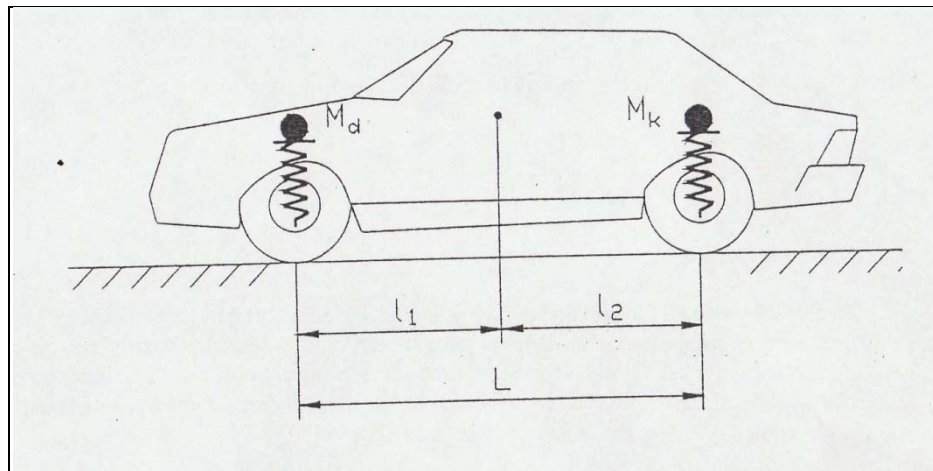


Figura 2.23. Discretización de la suspensión en dos masas independientes.

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

Al cumplirse que $r^2 = l_1 \cdot l_2$ el vehículo se comporta como lo harían dos masas independientes situadas cada una de ellas en la vertical que contiene al eje delantero y trasero, respectivamente. En la figura 2.23, se observa este hecho. En este caso, las frecuencias naturales podrán definirse como frecuencia de suspensión delantera y frecuencia de suspensión trasera, y siendo:

$$\omega_n \text{ delantera} = \sqrt{\frac{K_d \cdot (l_1 + l_2)}{m l_2}}$$

$$\omega_n \text{ trasera} = \sqrt{\frac{K_t \cdot (l_1 + l_2)}{m l_1}}$$

Con:

$$m_d = \frac{m l_2}{l_1 + l_2}$$

$$m_t = \frac{m l_1}{l_1 + l_2}$$

la práctica es difícil cumplir la relación $r^2 = l_1 \cdot l_2$ y normalmente se tiene:

$$\frac{r^2}{l_1 J_2} = 0.8 \text{ para vehículos deportivos}$$

$$\frac{r^2}{l_1 J_2} = 0.9 \div 1 \text{ para turismos normales con tracción trasera}$$

$$\frac{r^2}{l_1 J_2} = 1.2 \text{ en turismos de tracción trasera.}$$

2.4. Modelo de 4 G.D.L.

2.4.1. Suspensión independiente.

En la figura 2.24, se representa un modelo de 4 grados de libertad, con el que puede simularse tanto el comportamiento vertical/transversal como el vertical/longitudinal de un vehículo. En el primer caso, los grados de libertad son el desplazamiento vertical de la rueda izquierda x_1 , el desplazamiento vertical de la rueda derecha x_2 , el desplazamiento vertical de la masa suspendida x , y el ángulo de balanceo de la carrocería θ .

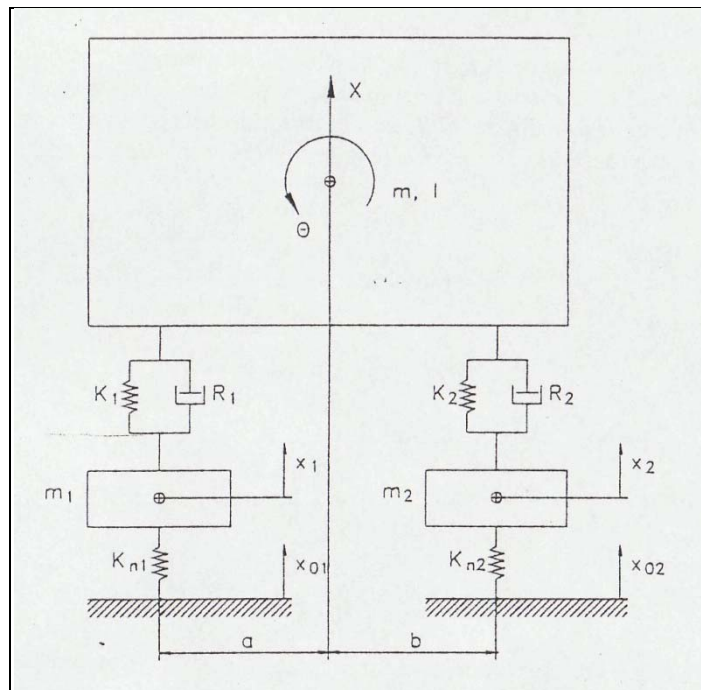


Figura 2.24. Modelo de cuatro grados de libertad

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

El resto de los elementos son:

K_{n1} Rigidez vertical del neumático, rueda izquierda.

K_{n2}	Rigidez vertical del neumático, rueda derecha.
K_1	Rigidez vertical suspensión, rueda izquierda.
K_2	Rigidez vertical suspensión, rueda derecha.
R_1	Amortiguador rueda izquierda
R_2	Amortiguador rueda derecha.
m_1	Masa rueda izquierda
m_2	Masa rueda derecha.
M	Masa suspendida
I	Momento de inercia de la masa suspendida alrededor de su eje longitudinal.
X_{01}	Desplazamiento producido por la irregularidad de la carretera en la rueda izquierda.
X_{02}	Desplazamiento producido por la irregularidad de la carretera en la rueda derecha.
a	Distancia del centro de gravedad a la suspensión izquierda.
b	Distancia del centro de gravedad a la suspensión derecha.

El modelo puede ser utilizado también, como ya se ha indicado, para el análisis del comportamiento vertical/longitudinal. En este caso K_{n1} , K_1 , R_1 , m_1 , tienen el mismo significado pero ahora referido al eje delantero, y K_{n2} , K_2 , R_2 , m_2 al eje trasero.

En cuanto se refiere a I , ahora será el momento de inercia de la carrocería respecto a un eje transversal a la misma, y las distancias a , b serán las del centro de gravedad al eje delantero y trasero respectivamente (l_1 , y l_2). Como el modelo tiene 4 G.D.L., su sistema de ecuaciones estará formado por cuatro ecuaciones diferenciales de segundo orden.

Este sistema de ecuaciones puede presentarse en forma matricial de la forma:

$$[M] \left\{ \ddot{X} \right\} + [R] \left\{ \dot{X} \right\} + [K] \left\{ X \right\} + \{e\} = 0$$

Siendo:

Matriz masa $[M]$

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m \end{bmatrix}$$

Matriz amortiguante $[R]$

$$[R] = \begin{bmatrix} R_1 & 0 & aR_1 & -R_1 \\ 0 & R_2 & -bR_2 & -R_2 \\ a \cdot R_1 & R_2 & (a^2 \cdot R_1 + b^2 \cdot R_2) & -(aR_1 - bR_2) \\ -R_1 & R_2 & -(aR_1 - bR_2) & (R_1 + R_2) \end{bmatrix}$$

Matriz rigidez $[K]$

$$[K] = \begin{bmatrix} (k_{n1} + k_1) & 0 & aK_1 & -K_1 \\ 0 & (k_{n2} + k_2) & -bK_2 & -K_2 \\ a \cdot K & -BK_2 & (a^2 \cdot K_1 + b^2 \cdot K_2) & -(aK_1 - bK_2) \\ -K_1 & -K_2 & -(aK_1 - bK_2) & (K_1 + K_2) \end{bmatrix}$$

El vector $\{e\}$, contiene los términos independientes del sistema y en este caso:

$$\{e\} = \begin{Bmatrix} -x_{01} \cdot K_{n1} + m_1 \cdot g \\ -x_{02} \cdot K_{n2} + m_2 \cdot g \\ 0 \\ mg \end{Bmatrix}$$

donde g es la aceleración de la gravedad. El vector de desplazamientos $\{x\}$ es.

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} -x_1 \\ -x_2 \\ \theta \\ x \end{Bmatrix}$$

2.4.2. Aplicación de modelos de 4.G.D.L.

El modelo del apartado anterior se va a aplicar al análisis del comportamiento transversal del vehículo en cuestión, sometido a irregularidades de la calzada, cuyas características son:

$$K_{n1} = K_{n2} = 1207000 \text{ N/m}$$

$$K_1 = K_2 = 39478.41 \text{ N/m}$$

$$R_1 = R_2 = 3141,59 \text{ N.s/m}$$

$$m_1 = m_2 = 350 \text{ Kg}$$

$$m = 2000 \text{ Kg}$$

$$I = 2000 \text{ Kg.m}^2$$

$$a = b = 1 \text{ m}$$

El sistema de ecuaciones diferenciales se resuelve mediante un algoritmo de resolución es decir mediante un software en este caso derive o matlab, y se supone como excitación que la rueda izquierda se encuentra en el suelo una irregularidad como la indicada en la figura 2.25, en donde se representa el desplazamiento vertical de la carretera, en función del tiempo que tarda la rueda en recorrer la irregularidad.

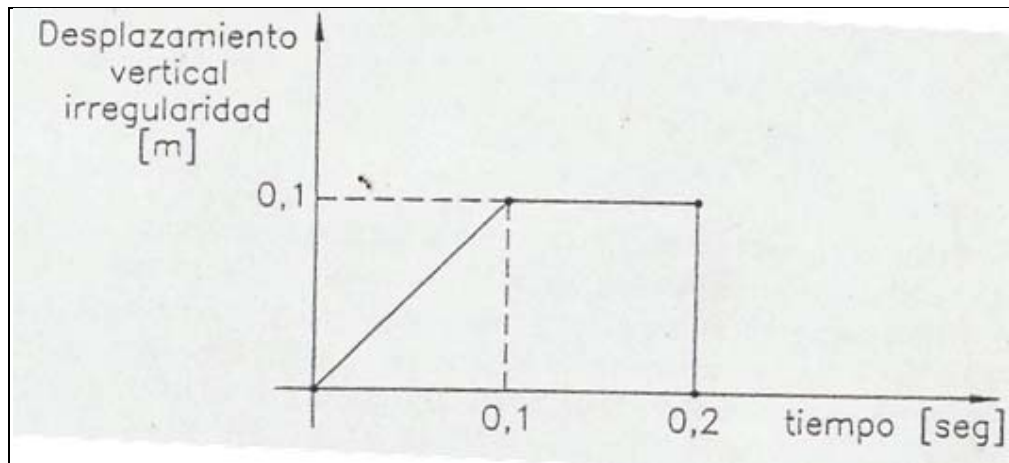


Figura 2.25. Modelo de irregularidad de la carretera que actúa sobre la rueda izquierda.

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

En la figura 2.26, se muestra la respuesta del modelo durante los dos primeros segundos. La curva 1 es el desplazamiento vertical de la masa suspendida, la curva 2 muestra el desplazamiento vertical de la rueda izquierda, y la 3 es la irregularidad de la carretera. Los valores se expresan en metros.

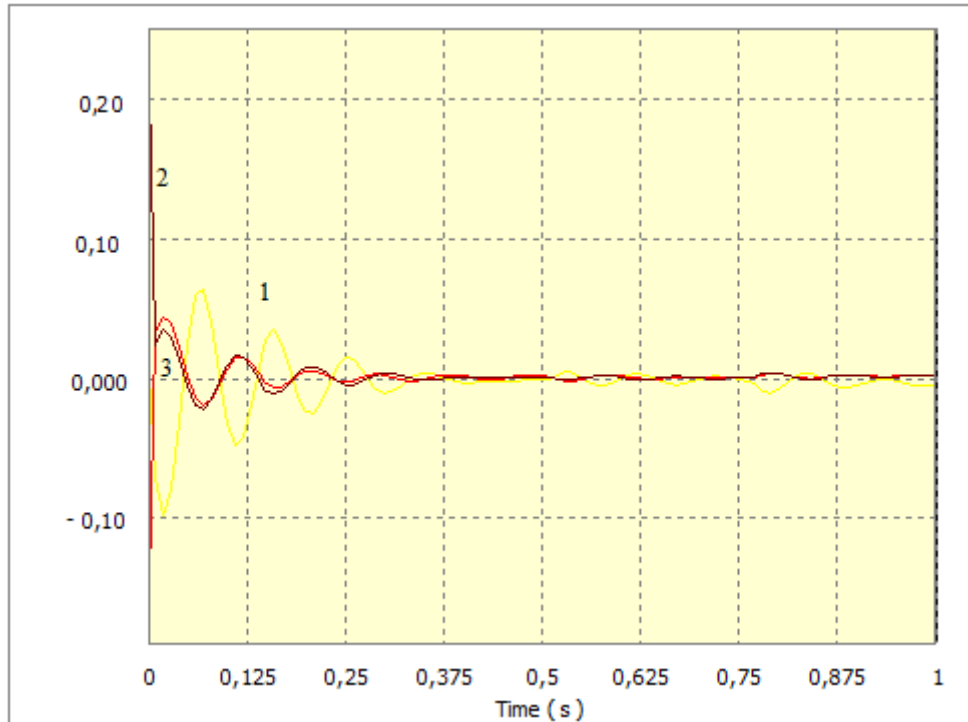


Figura. 2.26. Desplazamiento vertical del C. D. G. de la masa suspendida (1), de la rueda izquierda (2) y la rueda derecha (3).

(Fuente: Autores)

Como se observa en esta figura, la rueda izquierda acompaña a la irregularidad hasta que ésta cesa bruscamente, y entonces oscila alrededor del valor cero muy rápidamente. Posteriormente comienza un movimiento mucho más lento y de amplitud más reducida. Si se observa la curva 1, se ve cómo el movimiento de la masa suspendida es, en los primeros instantes, de menor amplitud que el de la rueda, y mucho más lento.

Cuando la irregularidad cesa, la rueda intenta volver rápidamente al valor cero de desplazamiento, pero entonces se ve arrastrada por el movimiento lento de la masa suspendida.

En la Figura 2.27, se muestra la misma respuesta pero sólo en los 0,5 primeros segundos, con el fin de que se puedan ver más claramente las diferencias entre la masa suspendida (curva 1) y la rueda (curva 2), ante la excitación de la irregularidad (curva 3). El desplazamiento máximo de la rueda llega a 103 mm es decir se eleva con la masa no suspendida, mientras que la masa suspendida sólo se eleva como máximo 35

mm. En definitiva, esta figura muestra uno de los cometidos de la suspensión, consistente en aislar a la carrocería de las posibles irregularidades del camino de rodadura.

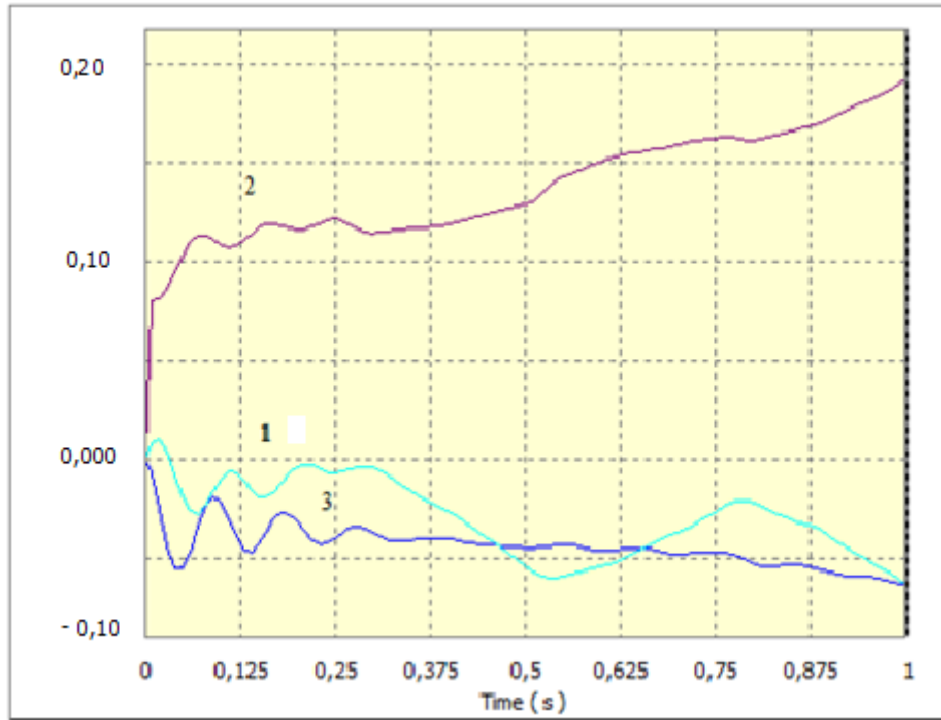


Figura 2.27. Desplazamiento vertical del C.D.G. (1); desplazamiento de la rueda izquierda (2) e irregularidad que lo provoca (3)
(Fuente: Autores)

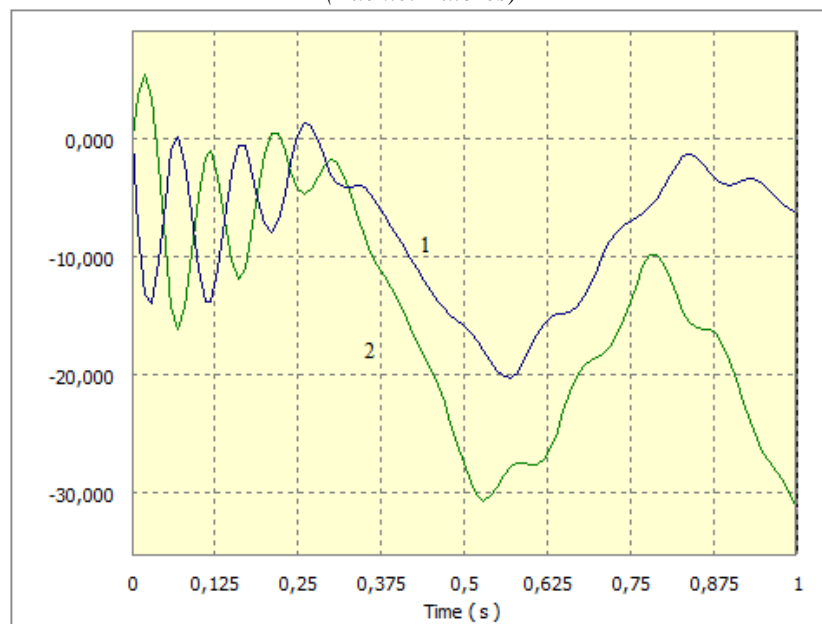


Figura 2.28. Desplazamiento vertical del C.D.G. (2) y variación del ángulo de balanceo (1)

(Fuente: Autores)

Por último, en la figura 2.28, se muestra el ángulo de balanceo de la carrocería en radianes (curva 1), y el desplazamiento vertical de la masa suspendida (curva 2).

En la figura 2.27, puede observarse cómo el movimiento de la rueda es de más alta frecuencia que el vertical de la carrocería y en la figura 2.28, se observa cómo la frecuencia de balanceo es, en este caso, muy parecida a la del movimiento vertical de la carrocería.

2.4.3. Respuesta en curva

Para analizar el comportamiento transversal del vehículo en curva, se analiza el mismo modelo, pero en este caso la excitación se supondrá que es un par M aplicado alrededor del centro de gravedad de la carrocería y no existe irregularidad en el suelo.

Respecto al sistema de ecuaciones, estas condiciones sólo afectan al cambio del vector $\{e\}$, que en este caso vale:

$$\{e\} = \begin{Bmatrix} m_1 \cdot g \\ m_2 \cdot g \\ -M \\ mg \end{Bmatrix}$$

En la figura 2.29, se muestra el ángulo de balanceo de la carrocería durante los cuatro primeros segundos. Se observa cómo, en el período transitorio, se alcanza un valor máximo del orden de 0,287 radianes ($4,98^\circ$), mientras que en la respuesta permanente se sitúa en torno a 0,157 radianes ($3,26^\circ$).

Se observa, también, cómo al cabo de los cuatro segundos, la carrocería se balancea ya muy poco y puede considerarse que a partir de este tiempo se entra en el régimen permanente y la carrocería no se mueve.

La figura 2.30 muestra, en la curva 1, el desplazamiento vertical de la rueda izquierda y en la curva 2 el desplazamiento vertical de la rueda derecha, observándose cómo ambos desplazamientos son iguales pero de signo opuesto. Esto significa que la carrocería no se está desplazando verticalmente y, por lo tanto, en sentido transversal, están desacoplados los movimientos vertical y de balanceo.

Lo anterior se debe a que, en el modelo se ha considerado, el centro de gravedad está simétricamente situado y a que todos los demás elementos tienen los mismos valores en el lado izquierdo que en el derecho.

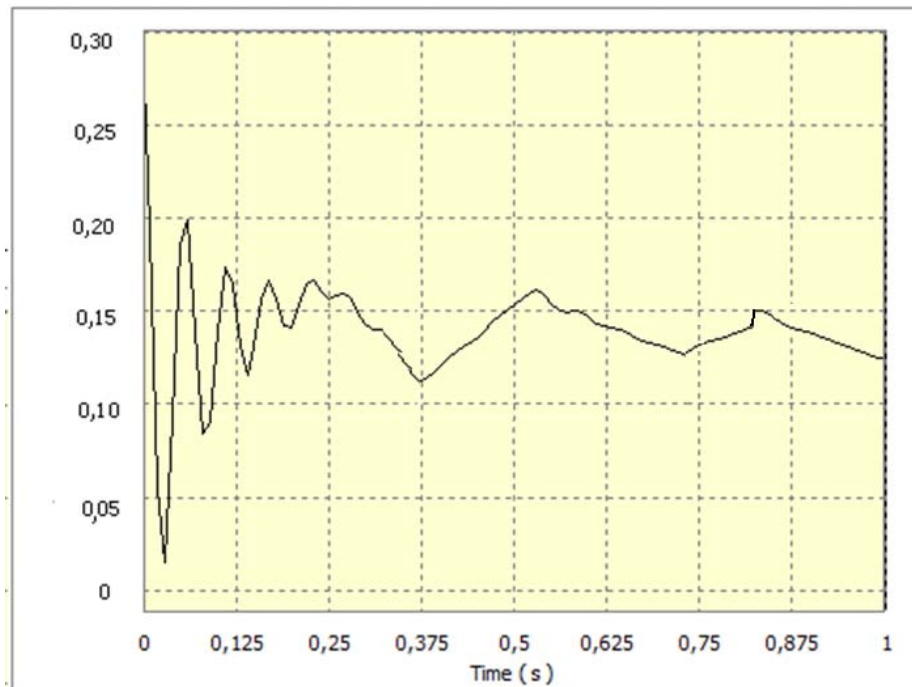


Figura 2.29. Ángulo de balado del vehículo sólido a un par M.
(Fuente: Autores)

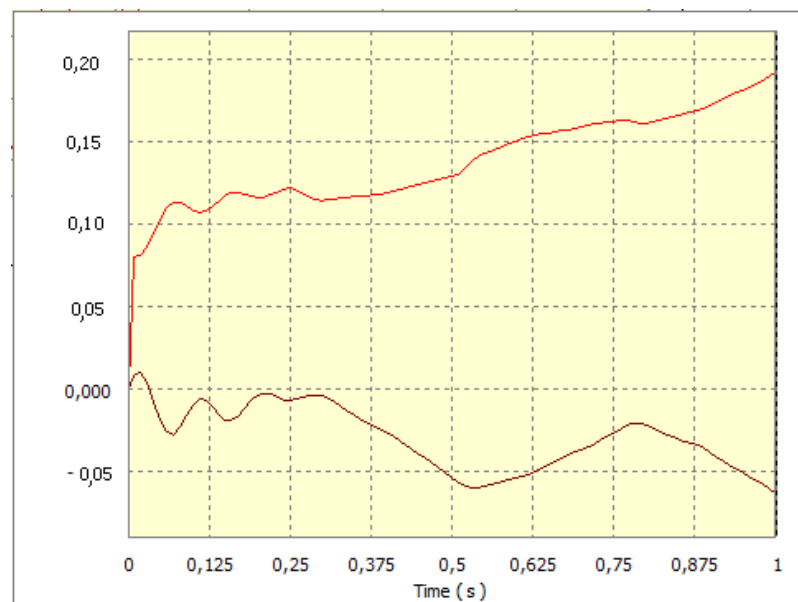


Figura 2.30 Desplazamiento vertical de las ruedas izquierdas (1) y derecha (2)

(Fuente: Autores)

Por último, en la figura 2.31, se muestra la carga en la rueda izquierda (curva 1), y el desplazamiento vertical de la misma rueda (curva 2). El valor de la carga en rueda

parte de 42630 N, que es su valor en estática, tiene un máximo en el transitorio de unos 55000 N y tiende a estabilizarse en el valor de 50630 N. estos valores son asumidos de cálculos anteriores de todo el peso y separados por ruedas ya que se analiza por separado

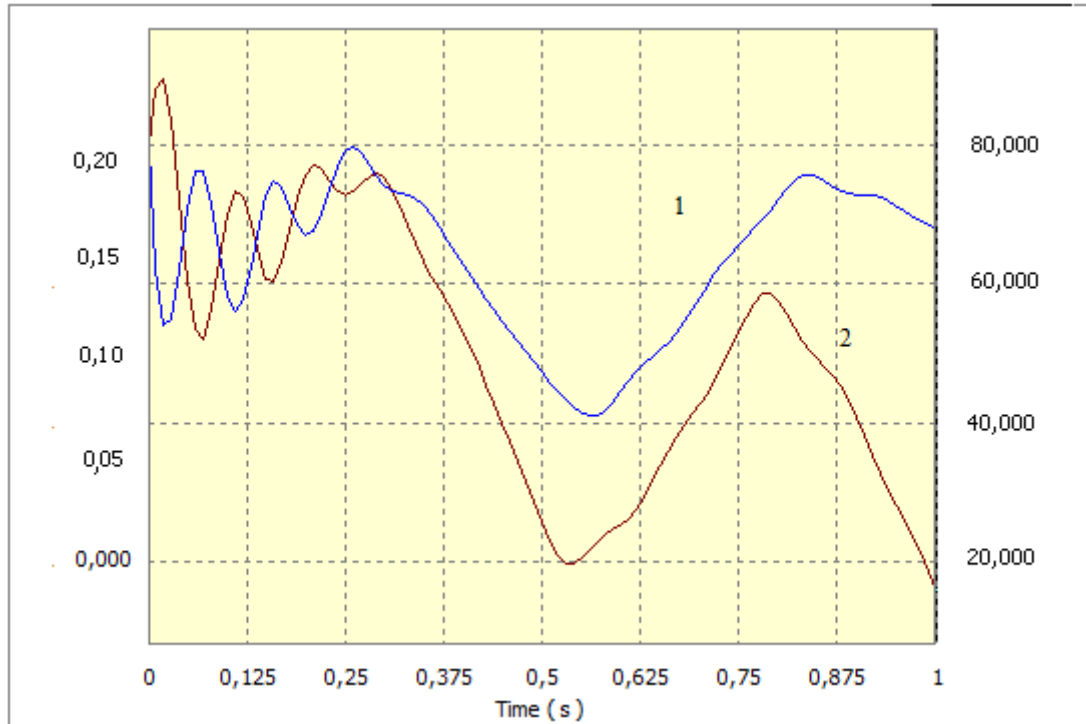


Figura 2.31. Carga dinámica sobre rueda izquierda (1) y desplazamiento vertical de la misma rueda (2)

2.4.4. Influencia de la masa no suspendida.

Para comprobar la influencia que en la respuesta de un vehículo tiene la masa no suspendida, se ha resuelto este modelo, ante la irregularidad de carretera definida anteriormente, para diferentes valores de la masa no suspendida. En la figura 2.32, se muestra el desplazamiento vertical de la rueda izquierda, para un valor de $m_1 = 350$ Kg (curva 1) y para $m_2 = 500$ Kg (curva 2). (valores que se tomaron directamente del vehículo)

Se observa cómo los máximos desplazamientos se producen siempre en la curva 2, lo que indica que todo incremento de masa no suspendida empeora la respuesta del vehículo y por lo tanto su bondad de comportamiento.

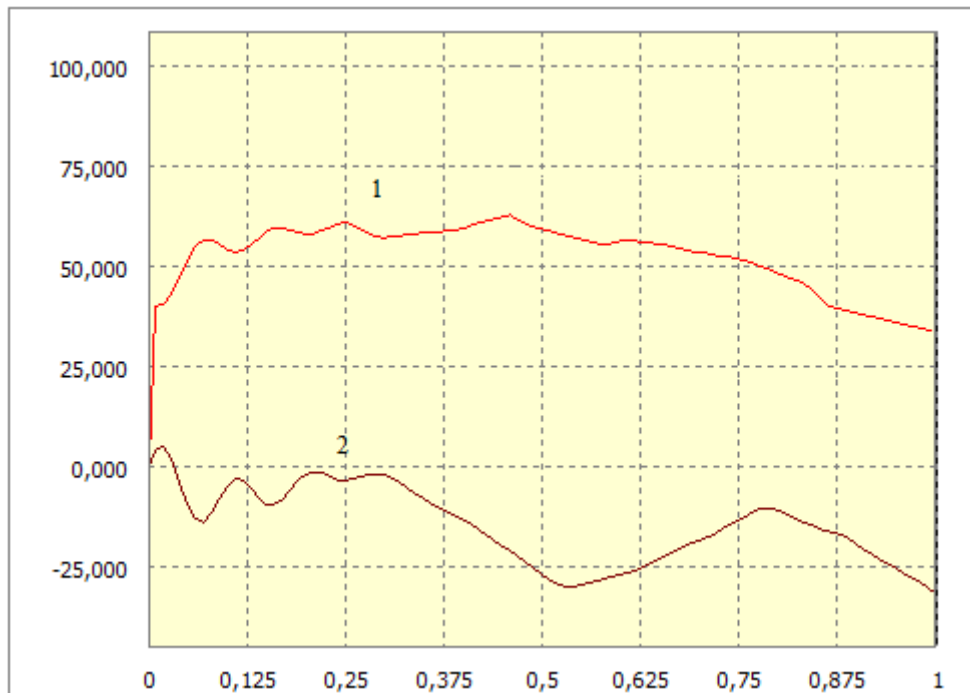


Figura 2.32 Desplazamiento vertical de la rueda izquierda para dos valores de la masa no suspendida
(Fuente: Autores)

2.5. Suspensión con eje rígido

Los vehículos industriales suelen incorporar ejes rígidos, con lo que el modelo analizado en los apartados anteriores debe modificarse para contemplar de una forma más real, este hecho. En la figura 2.33, se muestra un modelo de 4 G.D.L., para analizar el comportamiento transversal de los vehículos que montan eje rígido. Los cuatro grados de libertad son el desplazamiento vertical del eje (x_1), el ángulo de balanceo del eje (θ_1), el desplazamiento vertical de la carrocería (x_2) y el ángulo de balanceo de la carrocería (θ_2).

Una particularidad de este modelo es que permite considerar la diferencia que puede existir entre la vía del eje ($a_1 + a_2$) y la distancia entre las suspensiones ($b_1 + b_2$); m_1, I_1 , son la masa y el momento de inercia del eje y m_2, I_2 , los de la carrocería, respectivamente.

En cuanto al sistema de ecuaciones se tendrá:

$$[M] \cdot \{x\} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ x \end{Bmatrix} + [R] \cdot \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{\theta}_1 \\ \dot{x}_2 \\ x \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} x_1 \\ \theta_1 \\ \theta_2 \\ x_2 \end{Bmatrix} + \{e\} = 0$$

Siendo:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix}$$

[R]

$$= \begin{bmatrix} (R_1 + R_2) & -(b_1 R_1 - b_2 R_2) & -(-b_1 R_1 + b_2 R_2) & -(R_1 + R_2) \\ -(b_1 R_1 - b_2 R_2) & (b_1^2 R_1 - b_2^2 R_2) & -(b_1^2 R_1 + b_2^2 R_2) & -(-b_1 R_1 + b_2 R_2) \\ -(-b_1 R_1 + b_2 R_2) & -(b_1^2 R_1 - b_2^2 R_2) & (b_1^2 R_1 + b_2^2 R_2) & -(-b_1 R_1 - b_2 R_2) \\ -(R_1 + R_2) & -(-b_1 R_1 + b_2 R_2) & -(b_1 R_1 - b_2 R_2) & (R_1 + R_2) \end{bmatrix}$$

$$\{e\} = \begin{bmatrix} -x_{01} \cdot K_{n1} & - & x_{02} \cdot K_{n2} + m_1 \cdot g \\ a_1 x_{01} \cdot K_{n1} & - & a_2 s_{02} \cdot K_{n2} \\ 0 & & \\ m_2 g & & \end{bmatrix}$$

Como aplicación de este modelo se va a analizar el mismo vehículo que se ha estudiado con el modelo de suspensión independiente.

Las nuevas características de este modelo son:

$$m_1 = 700 \text{Kg} \quad I_1 = 1500 \text{Kg} \cdot \text{m}^2.$$

$$a_1, = a_2 = 1 \text{ m}; \quad b_1 = b_2 = 0,85 \text{ m}.$$

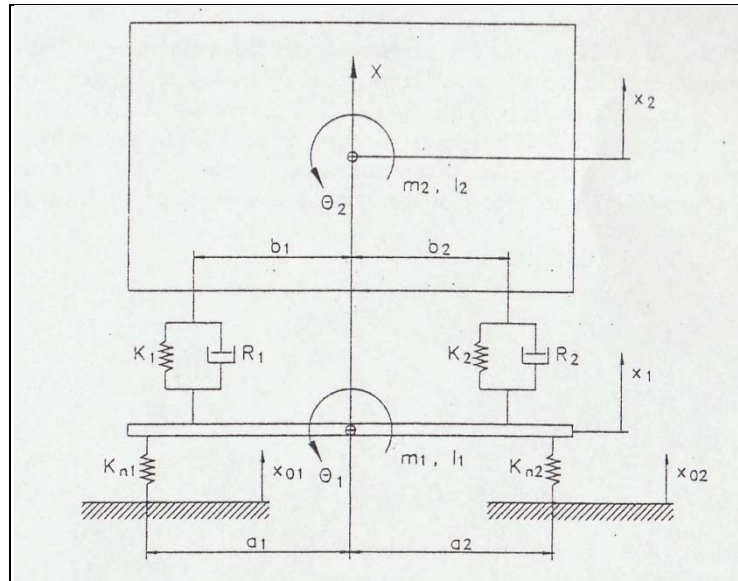


Figura 2.33. Suspensión con eje rígido

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

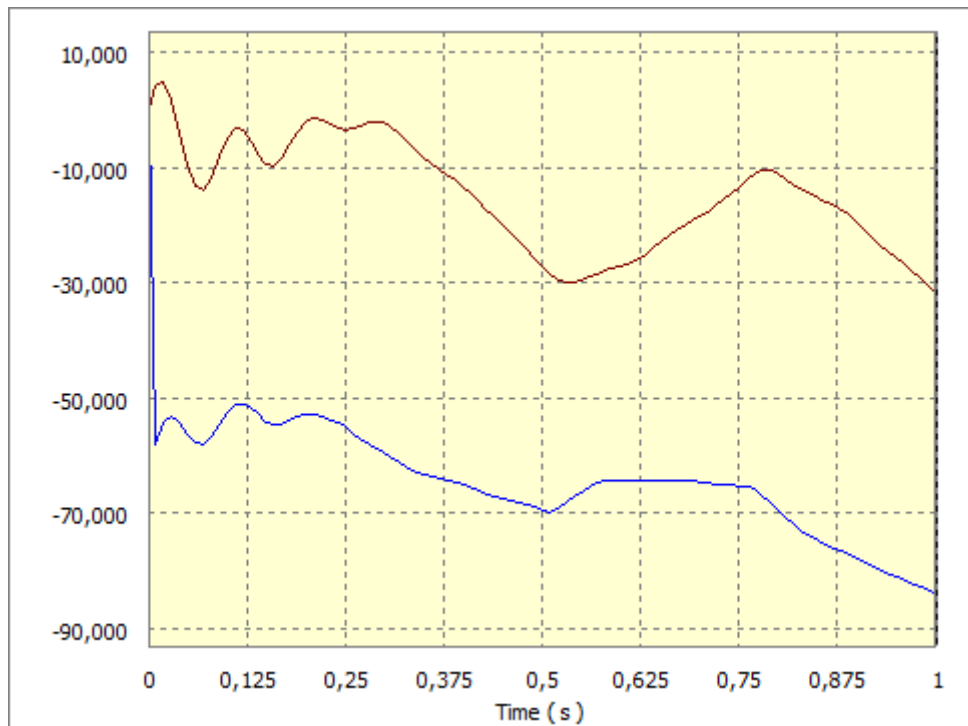


Figura 2.34. Desplazamientos verticales de los C.D.G. de la masa suspendida (1) y eje (2).

(Fuente: Autores)

En la figura 2.34, se muestra la respuesta del sistema durante el primer segundo, considerando como excitación la misma irregularidad de carretera que se había definido para la suspensión independiente (figura 2.25). La curva 1 muestra el

desplazamiento vertical de la carrocería y la curva 2 el del eje. Como se observa, la respuesta es muy similar al caso de suspensión independiente, con la salvedad de que, como es lógico, el desplazamiento vertical del centro del eje es más reducido que el que se encontraba para la rueda izquierda.

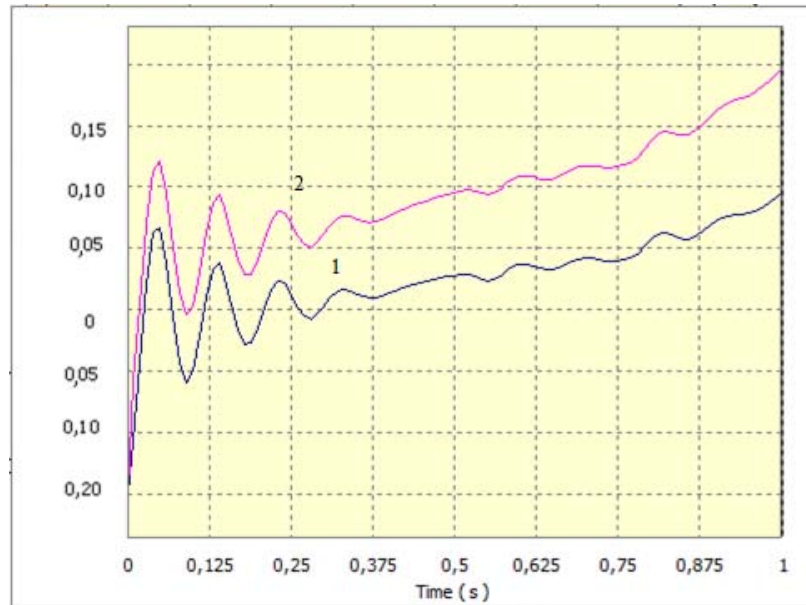


Figura 2.35. Balanceo de la masa suspendida: con suspensión independiente (1), con eje rígido (2).

(Fuente: Autores)

Para comparar la influencia del eje rígido, en la figura 2.35, se muestran los ángulos de balanceo de la carrocería para los dos casos, la curva 1 es el perteneciente a la suspensión independiente y la curva 2 el del eje rígido. En el caso de llevar eje rígido, la amplitud de los giros es menor y, además, el movimiento tiene una frecuencia menor. Esta respuesta es lógica, si se tiene en cuenta que se ha considerado como masa del eje la suma de las masas que se asimilaban a las ruedas y, por lo tanto, no se ha aumentado la masa no suspendida. Por otro lado, en el modelo de eje rígido se considera el momento de inercia del eje, que hace que el modelo responda con menor amplitud en el transitorio y también con menor frecuencia. Como es lógico en el régimen permanente ambos modelos darán el mismo valor de ángulo de balanceo.

El comportamiento obtenido podría inducir a algún error, ya que es conocido que todos los fabricantes de vehículos tratan de sustituir el eje rígido por sistemas de suspensión independiente, siempre que les es posible. El interés de la modificación radica, principalmente, en que la adopción de suspensión independiente va asociada con una importante disminución de la masa no suspendida, lo que como, se ha visto anteriormente, produce una mejora del comportamiento del vehículo.

CAPITULO III

ADAPTACIÓN Y CÁLCULO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN NEUMÁTICO.

3.1. ESTUDIO PRELIMINAR DE UNA SUSPENSIÓN NEUMÁTICA

Las suspensiones pasivas en vehículos se han ido desarrollando durante estos últimos 100 años hasta grandes niveles de sofisticación. La mayoría de fabricantes han mejorado los muelles metálicos pero algunos, más específicamente Citroën en Francia, utilizan elementos hidroneumáticos o neumáticos para aislar el vehículo de las irregularidades del terreno.

Tradicionalmente los diseños de suspensiones en automoción han sido un compromiso entre tres criterios en conflicto: características del terreno, carga del vehículo y el confort de sus ocupantes.

Por eso al diseñar una suspensión hay que tener en cuenta una larga lista de requisitos contradictorios:

- Confort
- Seguridad
- Maniobrabilidad
- Nivel de la altura de la carrocería
- Ruido

El confort viene determinado por la aceleración del cuerpo. Los pasajeros experimentan las fuerzas de aceleración como una perturbación y éstas fijan las exigencias del vehículo y de la carga. La suspensión tiene la tarea de aislar estas perturbaciones, que resultan de las diferentes condiciones de la carretera y de la carrocería. Cuánto menor es la aceleración de las oscilaciones mejor es el confort.

La seguridad depende de la habilidad de las ruedas de transferir las fuerzas longitudinales y laterales al terreno. La suspensión tiene la tarea de mantener las ruedas tan cerca de la carretera como sea posible (adherencia). Las vibraciones de las ruedas deben amortiguarse y se han de evitar sus peligrosas elevaciones. Si las fuerzas dinámicas entre las ruedas y la superficie del terreno son pequeñas, las fuerzas de frenado, conducción y laterales pueden transferirse a la carretera de manera óptima. La necesidad de amortiguar el sistema rueda/neumático es la razón del conocido conflicto entre el ajuste del confort y la seguridad, dado que las fuerzas de amortiguación necesarias trabajan sobre la carrocería y producen el disconfort.

Se podría afirmar que la maniobrabilidad depende de las variaciones de la carga lateral en el neumático y de la distribución de su transferencia, la cuál es resultado de

los movimientos dinámicos de la carrocería. La maniobrabilidad se mejora con la adherencia.

Cuando se dan variaciones en la carga, es tarea de la suspensión mantener la altura del vehículo tan constante como sea posible, de manera que la carrera completa de la suspensión esté disponible para los movimientos de la rueda. Por otra parte podría ser sensible por razones aerodinámicas, por ejemplo, variar la posición estática de la carrocería mediante el sistema de nivelación de la carrocería dependiendo por ejemplo de la velocidad. La suspensión también se asegura de que el vehículo siga unas condiciones del terreno desiguales y de onda larga, por ejemplo montañas y colinas.

Otra tarea de la suspensión es el aislamiento de la carrocería de perturbaciones de alta frecuencia provenientes de la carretera. Los pasajeros del vehículo notan estas perturbaciones acústicamente y de este modo aumenta el ruido.

Para poder cumplir todas estas tareas y requisitos deben hacerse unas ciertas consideraciones mínimas. Por poner un ejemplo, la carrera de la suspensión debe ser limitada y el consumo de energía en el sistema no debe ser muy grande.

En resumen, la suspensión debe sostener el vehículo, aportar control direccional en la maniobrabilidad y aislamiento efectivo de los pasajeros/carga frente a las perturbaciones del terreno. Un buen confort en la conducción requiere una suspensión suave, mientras que una insensibilidad a las cargas aplicadas requiere una suspensión rígida. Una buena maniobrabilidad requiere una suspensión de rigidez intermedia respecto a las otras dos.

A causa de estas demandas en conflicto, el diseño de la suspensión debe tener una solución de compromiso, mayoritariamente determinada por el tipo de uso para el cuál el vehículo se diseña. Los fabricantes de vehículos deportivos seleccionan suspensiones bajo la base de la maniobrabilidad antes que el traqueteo mientras que los fabricantes de automóviles de lujo escogen justo lo contrario. En ambas opciones debe llegarse a una solución de compromiso.

Entre los diferentes tipos de suspensiones hay que destacar dos por encima de los demás:

- **Suspensiones pasivas**
- **Suspensiones activas**

Una suspensión pasiva tiene la habilidad de almacenar energía mediante un muelle y de disiparla mediante un amortiguador. Sus parámetros vienen normalmente fijados y se escogen para asumir un cierto nivel de compromiso entre las características del terreno, la carga soportada y el confort.

Una suspensión activa tiene la habilidad de almacenar, disipar e introducir la energía al sistema. Puede variar sus parámetros dependiendo de las condiciones de funcionamiento y puede tener otros conocimientos a parte de la compresión/expansión a la cual está limitado el sistema pasivo.

Las suspensiones activas se consideran una manera de aumentar la libertad de cada uno para especificar independientemente las características de la carga a soportar, maniobrabilidad y traqueteo.

Esta Tesis se centra en una suspensión neumática, la cuál puede clasificarse a medio camino entre las suspensiones pasivas y las activas.

3.1.1 Metodología clásica

Una vez introducidos estos conceptos mínimos y ya estudiados en capítulos anteriores que ayudarán a entender lo que es el funcionamiento de una suspensión, es importante conocer la metodología más utilizada a la hora de diseñar una suspensión neumática y definir su constante de rigidez.

La aproximación clásica para determinar la constante del muelle de una suspensión neumática, se basa en asumir que el gas se comporta como un gas ideal y que el proceso es politrópico (Un proceso termodinámico se llama politrópico cuando se verifica que es cuasiestático y además $P v^n = \text{constante}^*$ es decir, el producto de la presión por el volumen elevado a un valor constante, da por resultado un valor constante.). Las ecuaciones que intervienen en dicho proceso son:

La ecuación de los gases ideales:

$$pV = mRT \quad (3.1)$$

Proceso politrópico:

$$pV^n = \text{Cte.} \quad (3.2)$$

Con $n=1$ para compresión isotérmica (temperatura constante) y $n=\gamma=1.38^*$ para compresión adiabática (no hay transferencia de calor).

$$W = p \, dV/dt \quad (3.3)$$

donde

- p : Presión del gas
- V : Volumen del gas

* Tomado del libro Teoría de los Vehículos Automóviles / Universidad Politécnica de Madrid/ Madrid 2001.

- m: Masa del gas
- R: Constante del gas
- T: Temperatura absoluta del gas
- dV/dt : Variación del volumen del gas respecto al tiempo.

La constante elástica de dicha suspensión puede ser evaluada a partir de su propia definición:

$$k = \frac{dF}{dh} \quad (3.4)$$

$F = 550 \text{ Nm}$

$$h = \frac{550}{39478,41} = 0,01393 \text{ m}$$

Por una parte la fuerza F que solicita a la suspensión puede ser expresada en términos del área transversal A del émbolo y de la diferencia de presiones entre la cámara y el ambiente:

$$F = (p - p_{\text{atm}}) A \quad (3.5)$$

y su diferencial

$$dF = A dp \quad (3.6)$$

Puesto que A permanece constante. La constante elástica, se podrá expresar mediante:

$$k = A \frac{dp}{dh} \quad (3.7)$$

$$A = \frac{39478,41 * 13,93}{5570} = 98.73$$

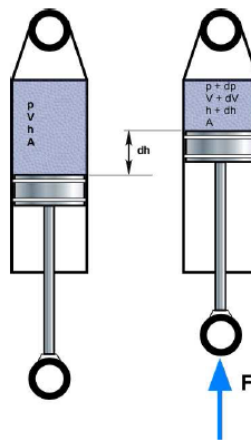


Fig. 3.1: Comparación entre una suspensión neumática en reposo frente a otra sometida a un diferencial de carga adicional.

(Fuente: www.tesisenxarxa.net)

Por otra parte, la variación de altura puede ser relacionada con la variación de volumen experimentada por la cámara de la suspensión, de forma que:

$$dh = \frac{dV}{A}$$

(3.8)

Debido a que las oscilaciones son suficientemente rápidas para que no haya tiempo para el intercambio de calor entre el gas contenido en la cámara y el exterior, no se cometerá error en suponer que el gas sigue un proceso adiabático, con lo que la relación entre presión y volumen quedará establecida por:

$$pV^\gamma = \text{cte} \quad (3.9)$$

Una pequeña variación respecto al estado inicial se obtendrá con solo diferenciar la anterior expresión:

$$dp = -\gamma V / p dV \quad (3.10)$$

La constante elástica quedará definitivamente:

$$k = -A^2 \gamma \frac{p}{V} \quad (3.11)$$

$$k = -(98.73)^2 * 1,38 * \left(\frac{5570}{2052,16} \right)$$

$$K = 39475,31 \text{ Nm}$$

Recalcar que la rigidez depende del estado de carga, aumentando al disminuir la altura del resorte. El signo menos de la expresión precisamente indica esta variación. Se entiende que al elegir la suspensión neumática, la rigidez se elegirá para un valor intermedio del estado de carga que pueda solicitar al vehículo, puesto que éste varía con aquel.

3.1.2 Estudio comparativo

La configuración geométrica de todos los componentes de la suspensión, la selección del material, los ajustes de las válvulas de los amortiguadores y el tamaño de todos los componentes son las claves del diseño de una suspensión. Estos parámetros, además de otros como la rigidez de los neumáticos, la carrera de la suspensión, masa del conjunto rueda-neumático, definen la respuesta del vehículo frente a una estimulación externa.

Frecuentemente el comportamiento de los componentes se desconoce analíticamente, pero el interés está mayoritariamente en la respuesta del vehículo y no en el modelo matemático del sistema. Para la optimización de los componentes, los fabricantes normalmente comprueban la respuesta de sistemas ajustados empíricamente con la

experiencia de pilotos de pruebas, y modifican las características de amortiguadores, muelles y otros componentes para obtener una respuesta satisfactoria del sistema.

En nuestro caso nos vamos a basar en datos del sistema de suspensión original del vehículo el cual hemos analizado en el capítulo anterior, las fuerzas que están involucradas en el sistema van a servir de referencia para poder diseñar la suspensión neumática la cual va a ser calculada y adaptada a partir de las disposiciones del vehículo.

Sin embargo algunos parámetros deben ajustarse a unos valores iniciales cercanos al valor adecuado para una aplicación determinada, es el caso de la rigidez del muelle en una suspensión convencional. Para las suspensiones neumáticas, asumiendo que ya se ha especificado el área del cilindro, la rigidez no lineal en función de la presión y del volumen inicial de la cámara. Esto debido a que las bolsas neumáticas ya están fabricadas, lo que vamos a realizar es seleccionar la bolsa adecuada para que se adapte el sistema

Los vehículos pesados, en general, experimentan unos esfuerzos en sus ejes muy cercanos a los límites permitidos, efecto que se hace mucho más acentuado en carreteras irregulares y en las maniobras de frenado en curva. En estos casos la utilización de una suspensión convencional puede incrementar el fenómeno de sobrecarga en los ejes. La suspensión neumática cuando se utiliza en este tipo de vehículos, le saca ventaja para llevar a cabo una mejor distribución de la carga por eje, disminuyendo el problema de sobrecarga y mejorando el confort. En lo referente al conocido problema de las variaciones del coeficiente de amortiguación, causado por las variaciones de la carga en vehículos de suspensiones convencionales, según se puede observar con mayor claridad cuando se utiliza un muelle neumático a causa de su no linealidad. Este problema es más acentuado en vehículos con un amplio rango de masas cuando pasan de unas condiciones de vacío a plena carga.

En nuestro caso este problema no incidirá de gran manera ya que el vehículo no está dedicado a fines de carga.

En esta Tesis se ha estimado conveniente la realización de un estudio comparativo entre el comportamiento dinámico del muelle neumático y del muelle convencional, con el propósito de determinar el funcionamiento de la suspensión neumática y tras su comparación con una suspensión convencional identificar qué parámetros tienen una influencia significativa en su funcionamiento.

El modelo matemático adoptado es el de ¼ de vehículo, el mismo que se analizó en el capítulo anterior en el sistema de suspensión original del vehículo. (Fig. 3.2). Este modelo es el mismo en ambas clases de suspensión, siendo la rigidez del muelle K_s . La única diferencia estriba en que dicha rigidez, será constante para la suspensión convencional mientras que para el muelle neumático vendrá dada por una expresión deducida en el apartado anterior según la metodología clásica, véase ecuación (3.11).

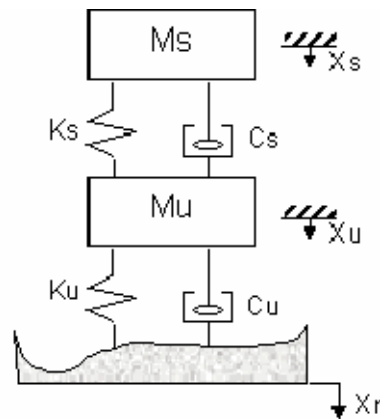


Fig. 3.2: Modelo de ¼ de vehículo

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

Las ecuaciones que describen el modelo de la figura anterior (Fig. 3.2), se describen a continuación en forma matricial:

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_u \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_u \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & -c_s \\ -c_s & c_s + c_u \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_s \\ \dot{x}_u \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_s + k_u \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_s \\ x_u \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ c_u \dot{x}_r + k_u x_r \end{Bmatrix}$$

$$M\ddot{x} + R\dot{x} + Kx = 0 \quad (3.12)$$

La variable x_r hace referencia al desplazamiento de la rueda debido a las irregularidades del terreno (Fig. 3.2) y la ecuación (3.12) tiene en cuenta los esfuerzos transferidos al sistema como resultado de estas irregularidades. Se asume que son las únicas perturbaciones externas que actúan sobre el modelo y por esta razón aparece un cero en la primera coordenada del vector de términos independientes. Dicha ecuación no tiene en cuenta el desplazamiento inicial provocado por la masa del vehículo, ya que éste no tiene influencia en el comportamiento dinámico de la suspensión. Lo que significa que los desplazamientos son medidos desde la posición de equilibrio.

La elección de la amortiguación para el sistema es extremadamente importante para asegurar las características diseñadas de seguridad y confort del vehículo. El coeficiente de amortiguación viene definido por la expresión:

$$\xi = \frac{c_s}{2m_s \sqrt{\frac{k_s}{m_s}}} \quad (3.13)$$

En la ecuación (3.13) se puede observar que el coeficiente de amortiguación puede manipularse mediante tres variables: la masa del vehículo, el amortiguador y la rigidez de la suspensión. Hay que tener en cuenta que en la suspensión neumática una variación en la carga, a diferencia de la suspensión convencional, significa una variación en la rigidez del muelle, por esta razón hay que fijar el límite de presión en el sistema ya que la irregularidad del terreno puede aumentar esta, véase ecuación (3.11).

A continuación se realizará un estudio comparativo entre un muelle neumático y uno convencional (mecánico), teniendo en cuenta únicamente el efecto de la masa suspendida, según la ecuación (3.12).

La suspensión neumática ofrece un potencial de ventajas respecto a la suspensión de resorte convencional. Para ello y en aras de una mayor simplicidad, considérese una suspensión neumática de una sola cámara en la que la constante de rigidez, como ya se ha visto anteriormente (sección constante y sin transmisión de calor al ambiente) viene dada por la expresión definida en la ecuación (3.11).

Una primera ventaja es que ésta es susceptible de adecuar sus características al estado de carga del vehículo, gracias a que puede ser modificada la presión en su interior.

Téngase en cuenta que un vehículo puede circular en vacío, a plena carga o a carga parcial y la rigidez de su suspensión viene sujeta a que la frecuencia de oscilación de la masa suspendida esté en torno a 1 Hz y a su vez ésta, dependa de la masa suspendida. En un vehículo dotado de suspensión convencional se deberá buscar una solución de compromiso entre la carga y la rigidez del resorte. Se elegirá la rigidez para que en un estado intermedio de carga su frecuencia sea de 1 Hz, apartándose por consiguiente de este valor cuando el vehículo circule a plena carga o en vacío. En el sistema neumático se presenta la ventaja de que, la rigidez puede ser adecuada al

estado de carga del vehículo incrementando o disminuyendo la presión de acuerdo con la anterior ecuación.

En el gráfico de la Fig. 3.3, puede verse la respuesta (desplazamiento vertical) proporcionada por los respectivos modelos de $\frac{1}{4}$ de vehículo de dos suspensiones una convencional y otra neumática ambas con idéntica rigidez inicial diseñadas para un estado intermedio de carga. Inicialmente es costumbre resolver el modelo sin más excitación que los pesos propios de sus masas. Así puede inicialmente comprobarse si el planteamiento y desarrollo del modelo son correctos, ya que el resultado permanente que debe obtenerse es alcanzable fácilmente mediante un cálculo manual. En la siguiente figura, véase Fig. 3.4, se muestran las aceleraciones verticales de ambas masas, puede observarse como, al principio, en los dos casos se alcanzan valores muy próximos a los 9.8 m/s^2 . Esto se debe a que en el instante inicial, nada más soltar las masas, como la reacción de los muelles es nula, caen libremente y durante unos pocos milisegundos la aceleración alcanza el valor de la gravedad. Si ambas suspensiones convencional y neumática se suponen con la misma rigidez inicial y se estudia la respuesta transitoria de una idéntica carga, se obtendrá una respuesta como las representadas en las Fig. 3.3 y Fig. 3.4. En ellas se manifiesta que los desplazamientos experimentados por la suspensión neumática son menores y el movimiento transitorio, hasta la nueva posición de régimen permanente, es más amortiguado. La explicación es sencilla, aunque la suspensión neumática está dimensionada con la misma rigidez inicial, ésta es variable, aumentando a medida que se comprime y en consecuencia aumenta la frecuencia de oscilación.

Tabla 3.1: Datos para las Fig. 3.3 y Fig. 3.4

Coefficiente amortiguación (Cm)	39478,41 [N.s/m]
Constante elástica (Km)	167782.7 [N/m]
Masa (m)	2000 [Kg]

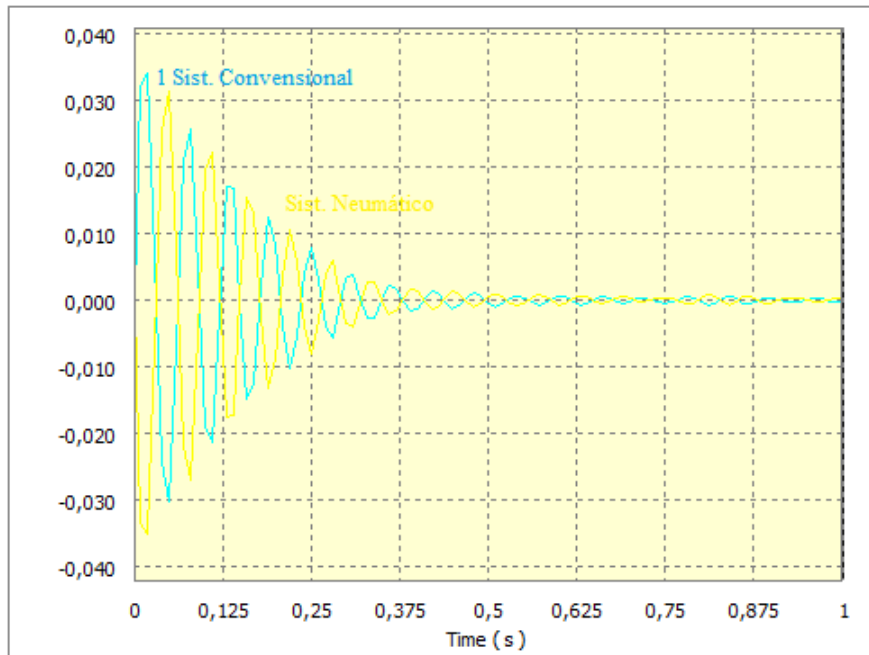


Fig. 3.3: Desplazamiento vertical. Idéntica rigidez inicial, diseñadas para un estado intermedio de carga y para que la frecuencia natural de la masa suspendida sea de 1 Hz. Nota: Únicamente actúa el peso.

(Fuente: Autores)

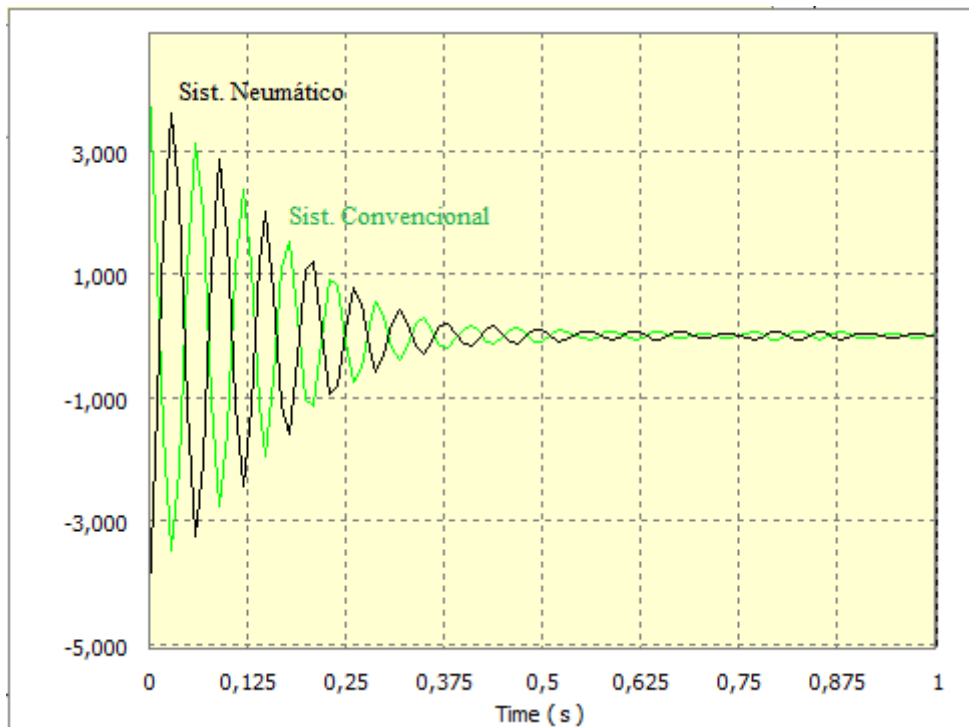


Fig. 3.4: Aceleración vertical de la masa suspendida de una suspensión convencional y otra neumática. Idéntica rigidez inicial, diseñadas para un estado intermedio de carga y para que la frecuencia natural de la masa suspendida sea de 1 Hz. Nota: Únicamente actúa el peso.

(Fuente: Autores)

En las figuras siguientes, véanse Fig. 3.5 y Fig. 3.6, se coteja la misma respuesta, ahora con tres suspensiones neumáticas en las que se han modificado convenientemente sus características (Tabla 3.2) para ver la influencia de distintos parámetros de diseño o variables de operación y que pueden ser fácilmente interpretadas con la ecuación referente a la constante de rigidez del muelle neumático.

Tabla 3.2: Parámetros geométricos y de funcionamiento de tres suspensiones neumáticas

Susp N°	m [Kg]	d [m]	S [m ²]	V [m ³]	H [m]	p [bar]	K [N/m]	C [N.s/m]	f [Hz]
1	4000	0.353	0.098	0.0336	0.3426	4	160209.711	12566.36	1.007
2	4000	0.353	0.098	0.0270	0.2755	4	199194.074	12566.36	1,123
3	4000	0.319	0.08	0.0336	0.4196	5	133452.487	12566.36	0.919

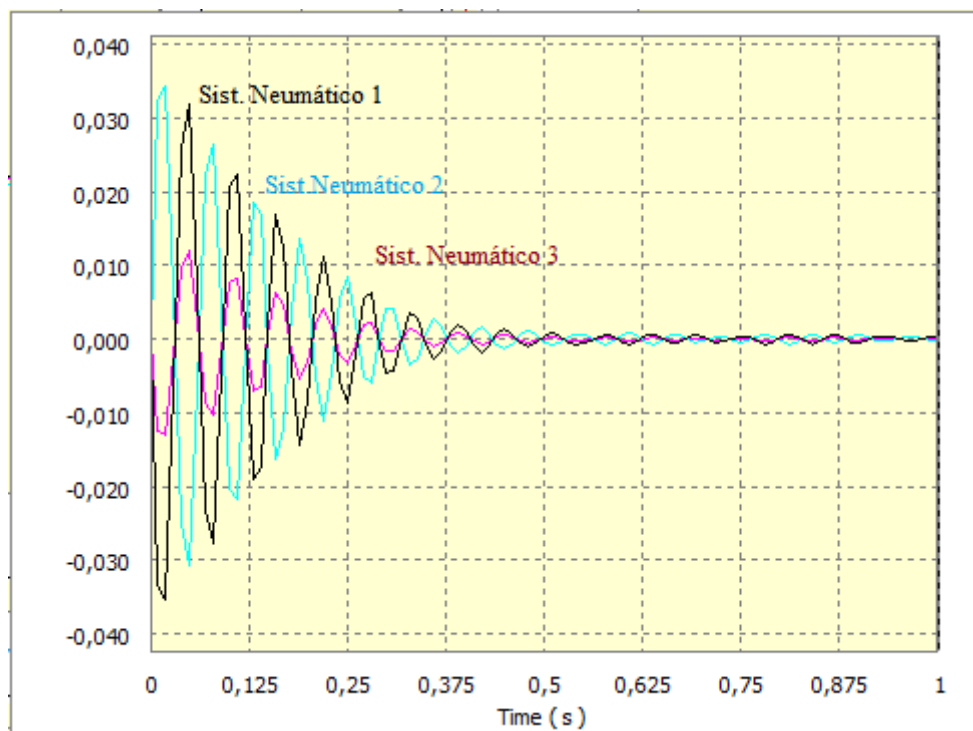


Fig. 3.5: Desplazamiento vertical de tres suspensiones neumáticas ante una idéntica carga. (1) Suspensión de referencia (p_0, V_0, S_0). (2) Suspensión $p = p_0, V < V_0$ y S_0 . (3) $p > p_0, V_0, S < S_0$.

(Fuente: Autores)

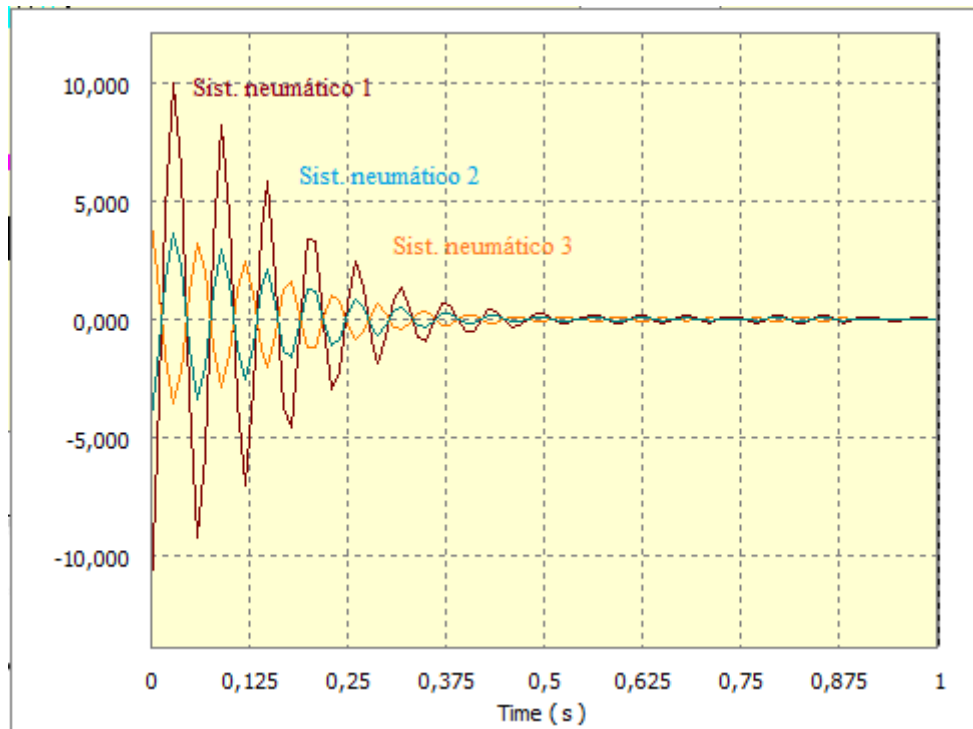


Fig. 3.6: Aceleración vertical de tres suspensiones neumáticas ante una idéntica carga. (1) Suspensión de referencia (p_0, V_0, S_0). (2) Suspensión $p = p_0, V < V_0$ y S_0 . (3) $p > p_0, V_0, S < S_0$.

(Fuente: Autores)

Si se analiza el comportamiento del vehículo en vacío ($m_v = 2000$ kg) frente a una excitación externa senoidal (carretera ondulada) de amplitud 0.1 m y de frecuencia 1 Hz, con una suspensión convencional o una suspensión neumática.

Suponiendo que la rigidez (K) de ambas suspensiones se ha escogido para una frecuencia natural de la masa suspendida de 1 Hz, operando a cargas intermedias ($m_o = 4000$ kg) y que la presión en la cámara neumática en estas condiciones es $p_o = 4$ bar. Así mismo, se considerará que la suspensión neumática regula la presión para que la suspensión adquiera la misma altura que operando a carga intermedia. Por lo tanto, la presión funcionando en vacío se deberá regular a p_v para mantener la altura de la masa suspendida inalterada. Puesto que el valor de la constante elástica de la suspensión es función del volumen instantáneo de la suspensión, este deberá ser evaluado tal como se muestra en la figura siguiente (Fig. 3.7).

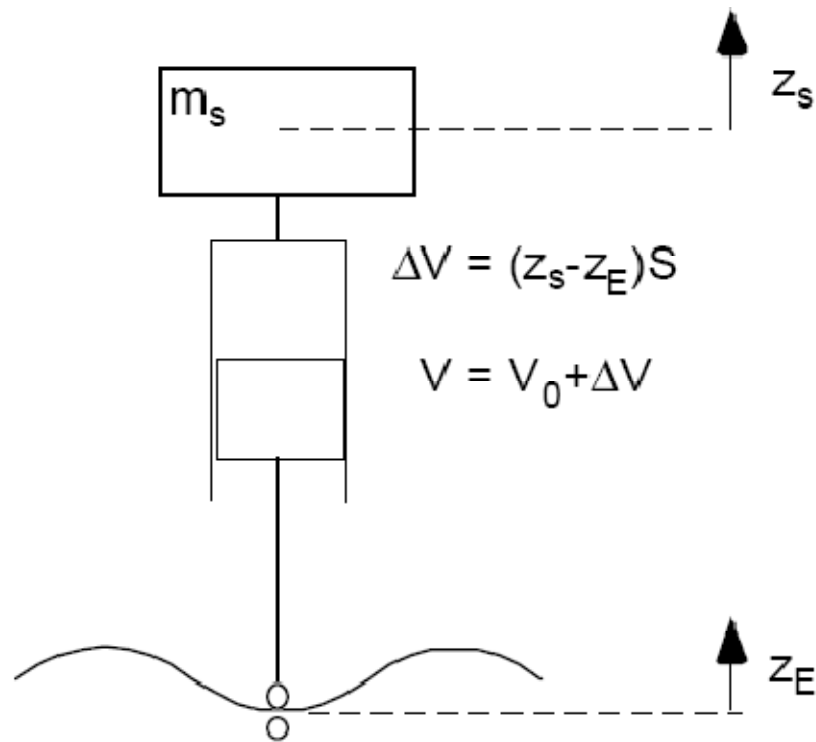


Fig. 3.7: Cálculo de volumen de la suspensión neumática en función de la posición
(Fuente: www.tesisenxarxa.net)

En la Fig. 3.8 se muestra el recorrido que experimenta la masa suspendida de ambas suspensiones en función del tiempo, con las condiciones anteriormente citadas. En la Fig. 3.9 se muestra como respuesta la aceleración de dicha masa.

Se constata que la amplitud de la aceleración de la suspensión neumática es más pequeña, magnitud íntimamente ligada con el confort. De la misma manera puede observarse que en el caso de la suspensión neumática el comportamiento es más rígido a compresión y más blando en la expansión, mientras que la suspensión convencional se comporta de forma idéntica tanto a compresión como a expansión.

Tabla 3.3: Datos para las Fig. 3.8 y Fig. 3.9

Coefficiente amortiguación (Cm)	39478,41 [N.s/m]
Constante elástica (Km)	167782.7 [N/m]
Masa (m)	2000 [Kg]
Amplitud (z_E)	0.1 [m]
Frecuencia (f)	1 [Hz]

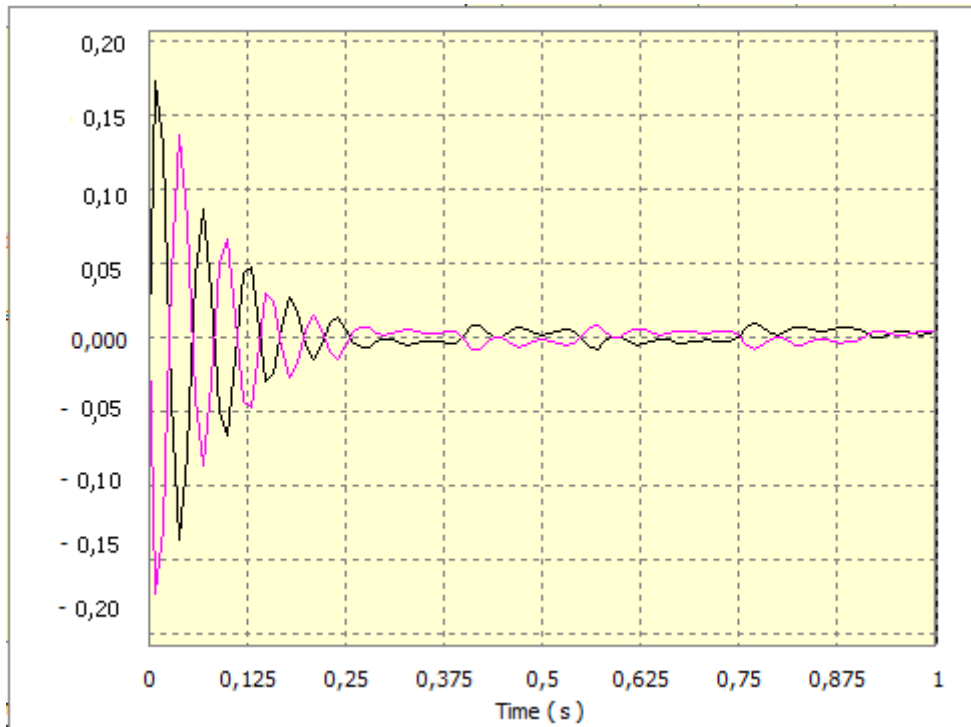


Fig. 3.8: Desplazamiento vertical de la suspensión neumática y convencional frente a una perturbación senoidal. Nota: Únicamente actúa perturbación de la carretera ($ZE \sin(\omega t)$).
(Fuente: Autores)

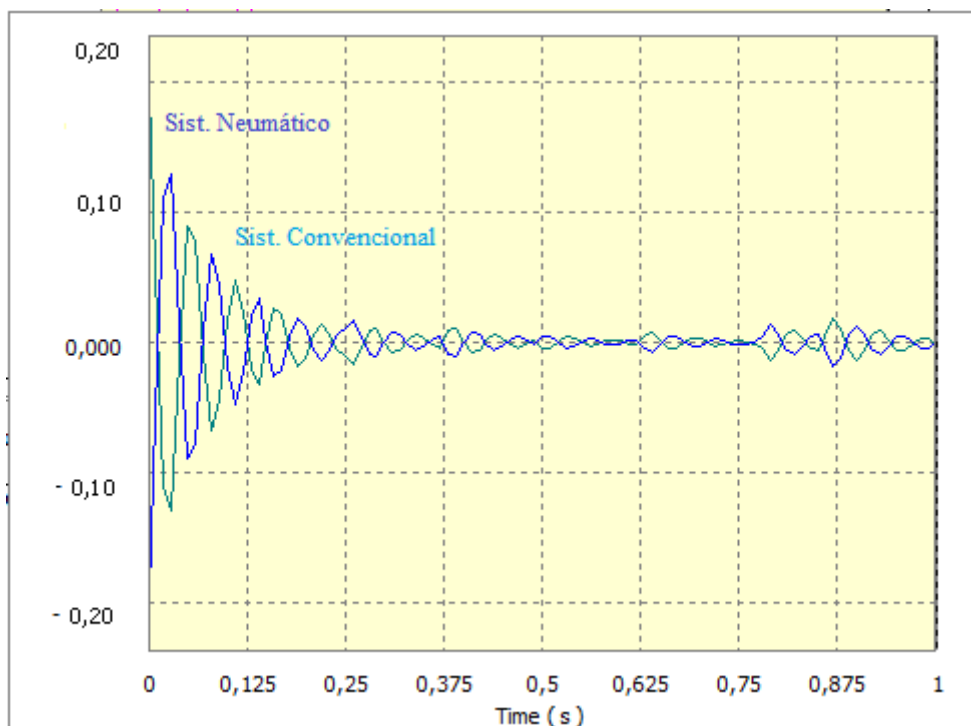


Fig. 3.9: Aceleración de la suspensión neumática y convencional frente a una perturbación senoidal. Nota: Únicamente actúa perturbación de la carretera ($Z\ddot{e} \sin(\omega t)$).
(Fuente: Autores)

3.2. ECUACIONES GOBERNANTES

Una vez explicada la manera con la que se puede abordar el estudio preliminar de una suspensión neumática con la metodología clásica, es el momento de elaborar un estudio más preciso del comportamiento de una suspensión neumática.

A continuación se comentarán las hipótesis de trabajo en la deducción de las citadas expresiones.

Hipótesis:

- Las propiedades termodinámicas en cada instante son función de la temperatura, de la presión y de la naturaleza del fluido de trabajo, por esta razón hemos considerado que la transferencia de calor no se va a dar al medio ambiente.
- La presión es uniforme para todo el volumen de control y es función únicamente del tiempo y en nuestro caso de la carga también.
- Se supone que no existen fugas de masa a través de las juntas del émbolo
- La temperatura de los gases se supone uniforme en todo el volumen de control y no habrá transferencia de calor al medio ambiente debido que las oscilaciones o vibraciones del actuador neumático van a ser rápidas y estas no permitirán la misma.

Convenio de signos:

- El trabajo se considera positivo si lo suministra el sistema.
- La masa transferida al sistema se considera positiva si entra en el sistema.

3.2.1. Suspensión neumática simple

En este apartado presentamos algunos de los tipos de suspensión neumática debido a que en el medio hay una gran variedad de estos, en el caso nuestro, vamos a proceder a realizar un cálculo para la selección del tipo de muelle neumático que se adapte a las características del vehículo.

Muelle neumático de cilindro de aluminio

Estructura:

El muelle neumático es una versión guiada exteriormente, es decir, que va abrazada por un cilindro de aluminio. Para evitar la penetración de humedad entre el cilindro y la balona hay un manguito de junta que cierra la zona entre el émbolo de desarrollo de la balona y el cilindro. El manguito de junta puede ser sustituido; la balona no es

substituible por separado. En caso de avería se tiene que sustituir el brazo muelle/amortiguador completo.

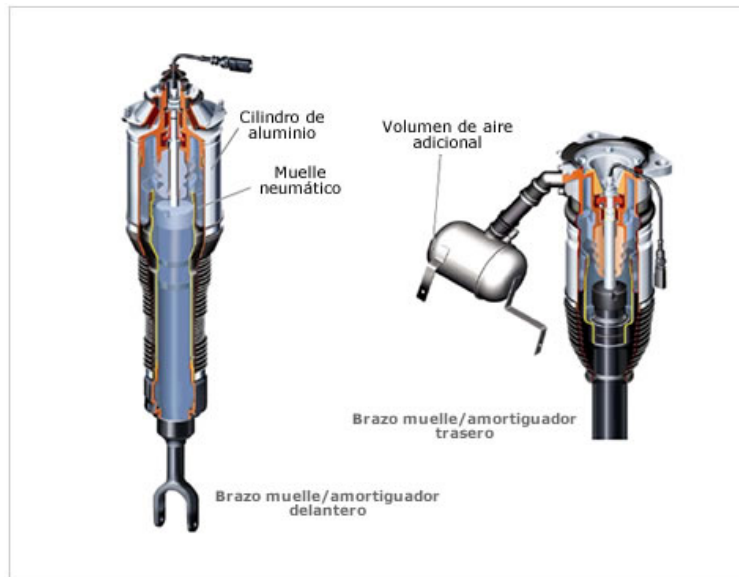


Figura. 3.10. Muelle neumático con control electrónico

(Fuente: www.tecnun.es)

Muelles neumáticos corrugados

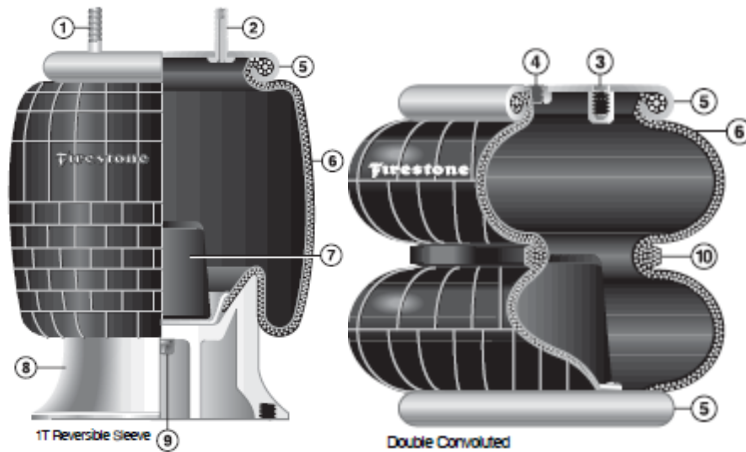


Figura. 3.11. Muelle neumático corrugado

(Fuente: *Catalogo FIRESTONE*)

1. Perno prisionero

Una pieza permanente del montaje de placa de unión del airspring (muelle neumático) a la suspensión.

2. Perno prisionero Secundario

Perno prisionero de montaje de la combinación y guarnición del aire.

3. Tuerca oculta

Una pieza permanente del montaje de placa del conjunto abastecimiento de un sistema alterno del montaje al perno prisionero.

4. Agujero apropiado del aire

Un agujero golpeado ligeramente generalmente 1/4 " N.P.T. abastecimiento entrada del aire para la partición.

5. Placa del muelle

Prensado permanentemente sobre el bramido en la fábrica permitiendo el cierre hermético del conjunto.

6. Bramido

El corazón de un resorte de Airide. Incluye por lo menos cuatro capas, la capa interna del material-uno, dos capas de la tela cuerda-reforzada, y de una capa externa.

7. Tope (opcional)

Un dispositivo a prueba de averías de goma moldeado sólido usado en muchas aplicaciones de la suspensión. Previene daños excesivos al vehículo y a la suspensión en el caso de pérdida repentina de la presión de aire.

8. Pistón

La sección más baja de este tipo de muelle de airspring hecho de aluminio, de acero o de fibra reforzada plástico. Proporciona un arreglo más bajo del montaje para el airspring bajo la forma de agujeros o pernos prisioneros golpeados ligeramente.

9. Perno del pistón

Une el pistón al montaje del bramido. Extendido, en algunos casos, servir como medios de unión del resorte a la suspensión.

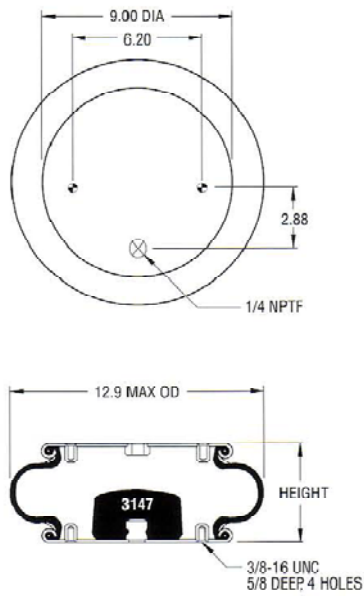
10. Aro de la faja

Un anillo entre las circunvoluciones del muelle.

Corrugado simple

Número de fuelle	Alcance de posición de diseño (pulg.)	Alcance de posición de diseño Carga máxima aprox. (lib.)	Altura mínima sin tope (de rebote) (pulg.)	Altura utilizable recomendada máxima (pulg.)	Diámetro máximo (pulg.) a 100 psi con el tiempo
<u>19</u>	4.25 to 5	7,000	2.12	5.50	12.9
<u>19-.75</u>	4.4 to 5	7,400	2.12	6.00	13.5
<u>113</u>	4.4 to 5	10,500	2.12	5.50	15.2
<u>113-.5</u>	4.25 to 5.75	11,900	2.12	6.25	15.7
<u>113-1</u>	4.25 to 5.75	12,300	2.12	6.25	15.9

Figura 3.12. Datos para muelle corrugado
(Fuente: Catalogo FIRESTONE)



7009 SHOWN (WT 11.41 LBS)

100 Psig Data		
Height (in)	Load (Lbs)	Volume (Cu In)
5.50	4500.	410.75
5.00	5700.	383.66
4.50	6658.	350.89
4.00	7433.	314.70
3.50	8042.	274.67
3.00	8509.	232.26
2.50	8843.	187.83
2.00	9003.	141.94

9261

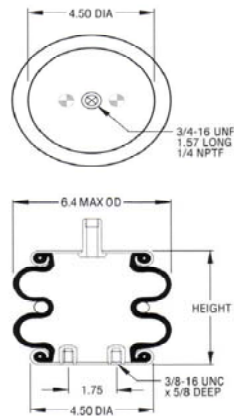
Corrugado doble

Fuelles enroscados dobles

Número de fuelle	Alcance de posición de diseño (pulg.)	Alcance de posición de diseño Carga máxima aprox. (lib.)	Altura mínima sin tope (de rebote) (pulg.)	Altura utilizable recomendada máxima (pulg.)	Diámetro máximo (pulg.) a 100 psi con el tiempo
<u>25</u>	4.5 to 5.5	1,550	2.68	6.00	6.4
<u>224</u>	6 to 7	2,150	2.75	7.50	8.0
<u>26</u>	7 to 8	2,500	3.12	8.75	8.6
20F	8 to 9	3,400	3.12	9.50	9.9
20F-1	8.5 to 9.5	3,600	3.12	10.50	10.1
20F-2	8.5 to 10	3,800	3.12	11.00	10.4
<u>22</u>	8 to 9.5	6,600	3.12	10.25	12.9
<u>22-1.5</u>	9 to 10.5	6,600	3.12	11.00	13.7
<u>228-1.5</u>	9 to 11	6,900	3.12	11.75	13.5
<u>21</u>	8 to 9.5	10,000	3.12	10.25	15.1
<u>21-2</u>	9 to 11	10,700	3.12	12.00	16.0
<u>233-2</u>	10 to 12	10,800	3.12	13.00	15.7
28	8 to 10	15,000	3.75	11.00	17.4

Figura 3.13. Datos para muelle corrugado doble

(Fuente: Catalogo FIRESTONE)



7057 SHOWN (WT 6.67 LBS)

100 Psig Data		
Height (In)	Load (Lbs)	Volume (Cu In)
6.00	924.	87.79
5.50	1170.	81.99
5.00	1380.	74.99
4.50	1550.	66.99
4.00	1688.	58.19
3.50	1812.	48.90
3.00	1932.	39.20

A-8828

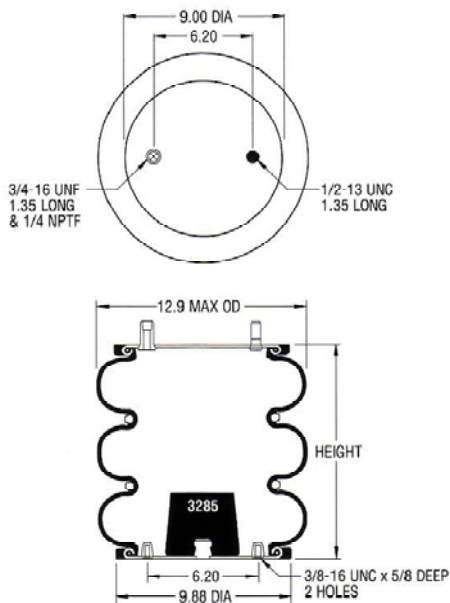
Corrugado triple

Fuelles enroscados triples

Número de fuelle	Alcance de posición de diseño (pulg.)	Alcance de posición de diseño Carga máxima aprox. (lib.)	Altura mínima sin tope (de rebote) (pulg.)	Altura utilizable recomendada máxima (pulg.)	Diámetro máximo (pulg.) a 100 psi con el tiempo
<u>38</u>	10 to 14	7,400	4.00	15.75	12.9
<u>333</u>	11 to 15	11,000	4.00	16.75	15.2
<u>313</u>	9 to 13	11,500	4.00	14.75	15.1

Figura 3.14. Datos para muelle corrugado triple

(Fuente: Catalogo FIRESTONE)



8018 SHOWN (WT 18.59 LBS)

100 Psig Data		
Height (In)	Load (Lbs)	Volume (Cu In)
16.00	4357.	1290.27
15.50	4716.	1264.17
15.00	5045.	1236.78
14.50	5347.	1208.08
14.00	5622.	1178.08
13.50	5876.	1146.79
13.00	6112.	1114.19
12.50	6335.	1080.29
12.00	6550.	1045.20
11.50	6764.	1008.70
11.00	6979.	970.90
10.50	7203.	931.81
10.00	7437.	891.51
9.50	7684.	849.82
9.00	7947.	806.82
8.50	8224.	762.62
8.00	8514.	717.03
7.50	8812.	670.23
7.00	9111.	622.04
6.50	9404.	572.64
6.00	9676.	521.85
5.50	9913.	469.85
5.00	10095.	416.46
4.50	10201.	361.86

6964

Muelle neumático de Camisa reversible



*Figura 3.15. Muelle de camisa reversible
(Fuente: Catalogo FIRESTONE)*

1. Perno prisionero Combo

Perno prisionero de montaje de la combinación y guarnición del aire.

2. Tuerca oculta

Un agujero golpeado ligeramente oculto en el pistón o el casquillo.

3. Agujero apropiado del aire

Al usar una tuerca o un perno prisionero oculta en vez de un perno prisionero combo, se requiere una guarnición separada del aire.

4. Placa de la abrazadera

También llamado “casquillo”, éste es el aluminio superior o extremo plástico. Esto proporciona el ensamblaje de montaje, y normalmente la guarnición del aire.

5. Bramido

El corazón de un resorte de Airide (muelle neumático) es la manga, o bramido.

Se hace de cuatro capas: un trazador de líneas interno del caucho, dos capas del refuerzo de la cuerda, y una cubierta externa.

6. Pistón

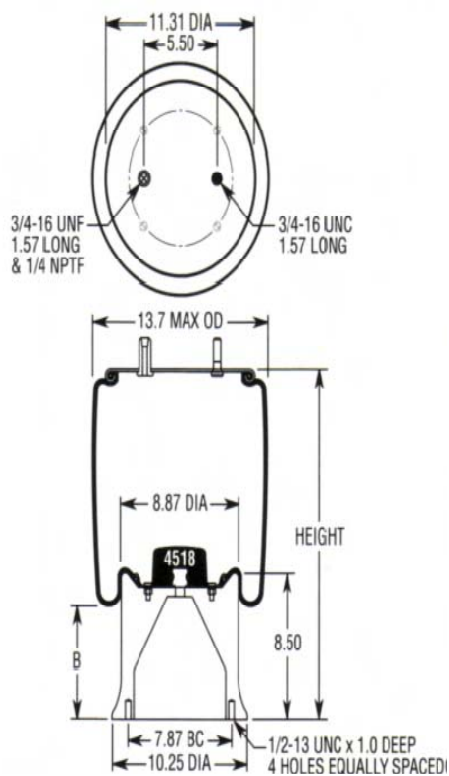
El extremo inferior del conjunto de los rodillos de goma encima se llama “pistón”. Esto también se hace de cualquiera aluminio o plástico. Proporciona el montaje más bajo para el conjunto.

7. Anillo de la abrazadera

Éstos son los anillos de metal usados para unir permanentemente el bramido a la placa y al pistón de la abrazadera.

Número de fuelle	Altura del pistón (pulg.)	Diámetro de carga del pistón (pulg.)	Alcance de posición de diseño (pulg.)	Alcance de posición de diseño Carga máxima aprox. (lib.)	Altura mínima sin tope (de rebote) (pulg.)	Altura utilizable recomendada máxima (pulg.)	Diámetro máximo (pulg.) a 100 psi con el tiempo
1T15M-0	3.00	7.75	7 to 8	7,100	4.25	11.50	12.6
1T15M-2	3.75	8.00	8 to 10	7,500	5.00	13.50	12.6
1T15M-4	4.75	7.75	10.5 to 12.5	7,100	6.00	16.50	12.6
1T15M-4	3.75	8.00	9 to 11	7,500	5.75	15.25	12.6
1T15M-6	4.75	7.75	12 to 14	7,100	7.00	18.25	12.6
1T15M-6	5.60	7.75	12 to 15	7,100	7.00	19.00	12.6
1T15M-6	7.40	7.75	13.5 to 16.5	7,100	8.50	20.50	12.6
1T15M-6	5.75	8.38	11.5 to 14.5	7,700	7.00	18.75	12.8
1T15M-9	5.60	7.75	14 to 17	7,100	7.75	21.50	12.6
1T15M-9	7.40	7.75	14.5 to 18.5	7,100	8.50	23.50	12.6
1T15M-11	7.40	7.75	16 to 20	7,100	9.00	24.00	12.6
1T15V-1	2.95	8.35	6 to 7	8,200	4.25	11.25	13.3
1T15V-8	5.75	8.38	12 to 15	8,200	7.00	19.00	13.3
1T15V-11	7.48	8.38	14.5 to 18.5	8,300	8.75	23.75	13.3

Figura 3.16. Datos para muelle de camisa reversible
(Fuente: Catalogo FIRESTONE)



100 Psig Data			
Height (In)	Load (Lbs)	Volume (Cu In)	B-Dim (In)
28.50	6639	2331.77	8.43
28.00	7004	2296.09	8.35
27.50	7335	2259.39	8.25
27.00	7633	2221.71	8.13
26.50	7897	2183.09	8.01
26.00	8128	2143.59	7.81
25.50	8326	2103.23	7.58
25.00	8493	2062.06	7.32
24.50	8629	2020.15	7.01
24.00	8736	1977.51	6.70
23.50	8817	1934.20	6.40
23.00	8873	1890.26	6.10
22.50	8906	1845.74	5.78
22.00	8921	1800.68	5.47
21.50	8919	1755.11	5.14
21.00	8903	1709.11	4.83
20.50	8876	1662.68	4.54
20.00	8843	1615.90	4.23
19.50	8805	1568.79	3.94
19.00	8767	1521.41	3.62
18.50	8732	1473.79	3.32
18.00	8703	1425.99	3.01
17.50	8685	1378.03	2.71
17.00	8680	1329.98	2.42
16.50	8691	1281.87	2.13
16.00	8723	1233.75	1.81
15.50	8778	1185.65	1.51
15.00	8860	1137.64	1.22
14.50	8972	1089.73	0.93
14.00	9116	1042.00	0.68
13.50	9295	994.47	0.44
13.00	9512	947.19	0.21
12.50	9769	900.20	0.00

8-0830

Presentados algunos tipos de muelles neumáticos vamos a proceder a realizar los diferentes cálculos para la selección del muelle adecuado para nuestro vehículo.

3.3. Cálculo para la selección del muelle neumático

Dado un volumen de aire V_1 contenido en un recipiente de pared elástica y sometido a una presión P_1 , si sobre él actúa una fuerza F_1 se cumplirá que:

$$F_1 = S_1(P_1 - P_a)$$

(3.14)

en donde P_a es la presión atmosférica y S_1 la superficie útil del recipiente.

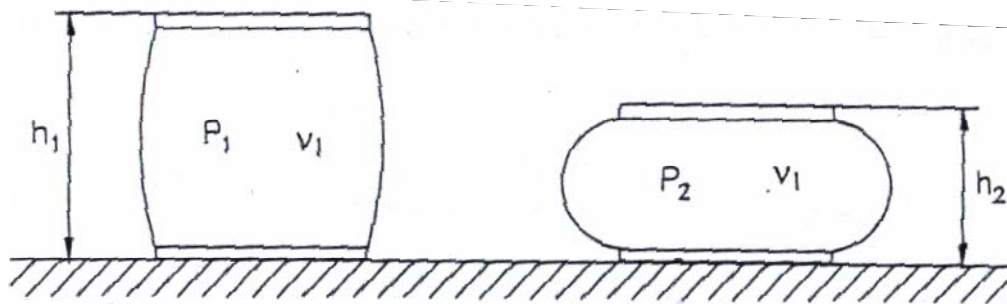


Fig. 3.17 Suspensión neumática.

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

suponiendo que la fuerza que actúa aumenta y pasa a valer F_2 , el recipiente se comprime, la presión aumenta y el volumen disminuye, así como también varían la altura y, considerando un caso general, la superficie. Para este segundo estado de carga se cumple que:

$$F_2 = S_2 (P_2 - P_a) \quad (3.15)$$

En el caso de una pequeña variación de la carga podría adoptarse las siguientes ecuaciones:

$$P_2 - P_1 = dp; v_1 - v_2 = dv; S_2 - S_1 = dS$$

$$h_1 - h_2 = dh; F_2 - F_1 = dF$$

En general, dada una situación inicial del cojín de aire definida por F, S, p, v, h y un segundo estado en que se tiene $F + dF, S + dS, p + dp, v - dv, h - dh$, se cumple:

$$F = S(P - P_a) \text{ y } F + dF = (S + dS)(p + dp - P_a) \quad (3.16)$$

y sustituyendo en la segunda ecuación el valor de F dado en la primera se tiene:

$$dF = S \cdot dp + (p - P_a)dS \quad (3.17)$$

en la que se ha despreciado el producto $dS \cdot dp$.

La rigidez de una suspensión neumática, supuesta constante durante una variación pequeña de la fuerza dF , vale por definición:

$$K = dF / dh \quad (3.18)$$

en donde dh es positivo cuando h disminuye.

Teniendo en cuenta (3.17), la expresión de la rigidez es:

$$K = S \cdot dp/dh + (P - P_a)dS/dh \quad (3.19)$$

si se tiene presente que $dh = dv/S$ la expresión (3.19) queda:

$$K = S^2 \cdot dp/dv + (P - P_a)dS/dh \quad (3.20)$$

Cuando el vehículo se encuentra en marcha los movimientos de los cojines de aire de la suspensión son muy rápidos, de tal forma que puede considerarse que no hay tiempo para una transferencia de calor entre el aire del Cojín y el ambiente, es decir se desarrolla un proceso adiabático. En estas circunstancias la ley de compresión del aire viene dada por:

$$P \cdot v^\gamma = \text{constante}$$

siendo usual, en suspensiones de vehículos, que $\gamma = 1.38$

Para un estado de carga concreto se tendrá:

$$\frac{dP}{dv} = p \cdot \gamma/v \quad (3.21)$$

Sustituyendo este valor en la expresión (3.20), se obtiene definitivamente la expresión de la rigidez en un instante determinado

$$K = -S^2 \cdot p \cdot \gamma / v + (P - P_a) dS / dh \quad (3.22)$$

Como puede observarse, la rigidez varía con la presión y ésta es diferente para cada estado de carga que se quiera analizar.

Como se verá más adelante, al analizar las curvas reales de comportamiento de las suspensiones neumáticas, la variación de la superficie en función de la altura es muy reducida y puede despreciarse para los cálculos iniciales. En estas condiciones la expresión de la rigidez queda:

$$K = -S^2 \cdot P \cdot \gamma / v$$

(3.23)

En donde el signo menos indica que la rigidez aumenta al reducirse la altura del resorte neumático y, a la inversa, un aumento de altura trae consigo la disminución de la rigidez.

Existen varios tipos de suspensiones neumáticas pero, en general, durante el movimiento producido por la marcha, los cojines de aire están estancos y ni entra ni sale aire.

Durante el movimiento, la altura h del cojín varía de tal forma que en dos instantes de tiempo t_1 y t_2 con alturas de cojín h_1 y h_2 , los volúmenes de aire alcanzan los valores:

$$v_1 = h_1 \cdot S_1$$

$$v_2 = h_2 \cdot S_2$$

Como ya se ha comentado, en los intervalos normales de funcionamiento puede hacerse $S_1 = S_2 = S$ y por lo tanto:

$$v_1 = h_1 \cdot S$$

$$v_2 = h_2 \cdot S$$

Conocida la presión en el primer instante p_1 , el valor de p_2 , se obtiene como:

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{v_1^{1,38}}{v_2^{1,38}} = p_1 \cdot (h_1 \cdot S)^{1,38} / (h_2 \cdot S)^{1,38} = P_1 \cdot h_1^{1,38} / h_2^{1,38}$$

Una vez hallados P_2 , v_2 , la nueva rigidez de la suspensión valdrá:

$$K_2 = -S_2 \cdot P_2 \cdot 1,38 / v_2 \quad (3.24)$$

3.3.1. Muelle de aire delantero

El tipo de amortiguadores de aire que se han escogido para este proyecto se basa en las siguientes condiciones:

- ✓ Peso del vehículo
- ✓ El torque en el que estarán sometidos los amortiguadores
- ✓ Fuerzas transversales y longitudinales que actuaran cuando el vehículo se encuentre en marcha.
- ✓ Adaptables al vehículo.

CARACTERISTICAS

- CODIGO WO1-358-7025
- Bolsa dos capas de fuelle.
- Rosca ciega de $\frac{1}{4}$ NPT (American Standard Pipe Taper Thread) Rosca Americana Cónica para tubos. Para entrada de aire.
- Rosca $\frac{3}{8}$ de profundidad en los extremos para enlace.

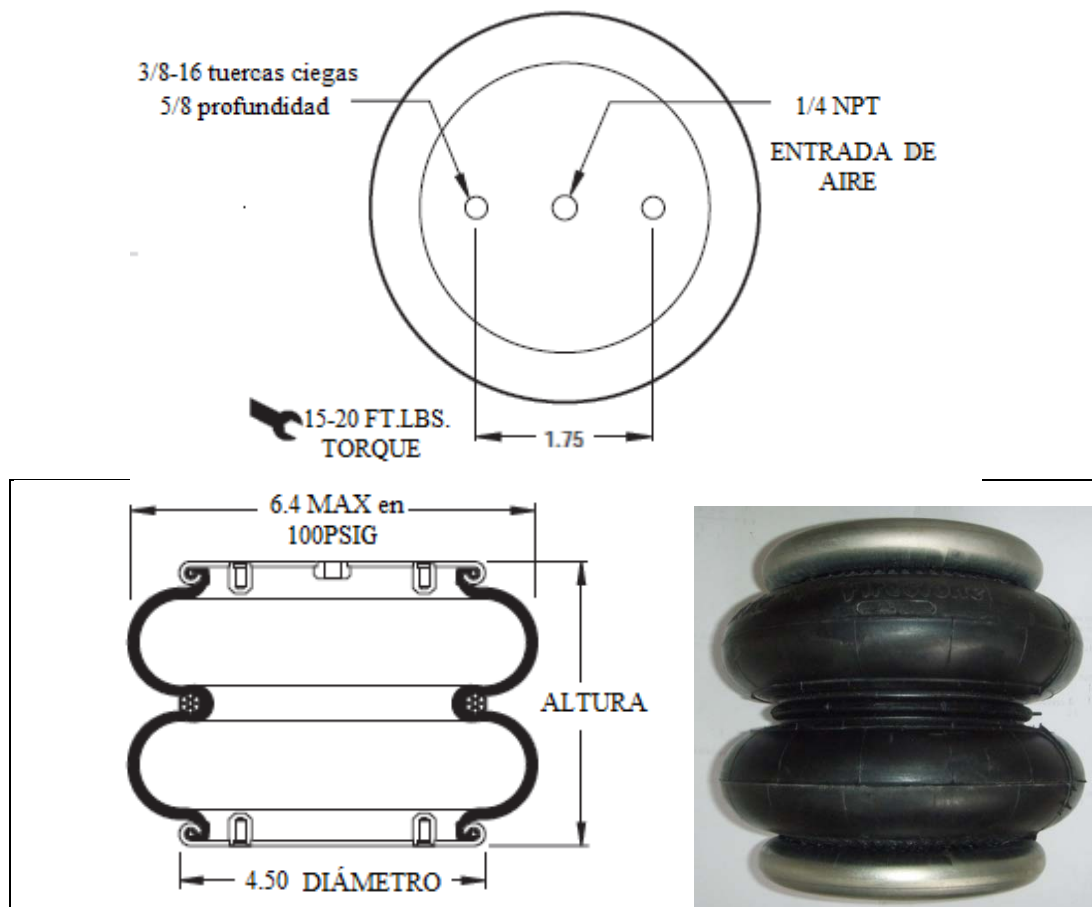


Figura 3.18. Muelle neumático corrugado doble

(Fuente: Catalogo de FIRSTONE)

Características Dinámicas de 5,5 pulgadas de altura			
Volumen @ 100 PSIG = 82 in ³			Frecuencia Natural
Presión Manométrica (PSIG)	Carga (lbs.)	Valor de Torque (lbs./ in.)	HZ
40	430	329	2.73
60	670	477	2.63
80	910	616	2.57
100	1,180	757	2.51

3.3.2. Muelle de aire posterior

CARACTERISTICAS

- CODIGO 1S6 - 056
- Bolsa de fuelle cónico
- Rosca ciega de 1/8 NPT(American Standard Pipe Taper Thread) Rosca Americana Cónica para tubos. Para entrada de aire.
- Rosca 3/4 exterior para roscado en la placa de sujeción de enlace con la carrocería.
- Rosca 1/8 para conexión de entrada de aire.

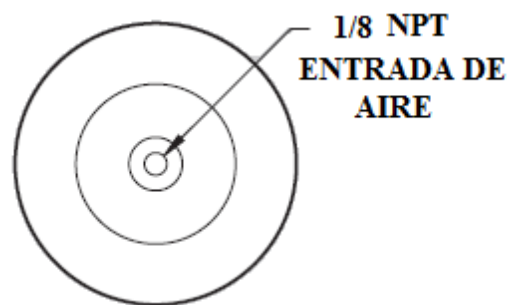




Figura 3.19. Muelle neumático de camisa reversible

(Fuente: Catalogo de FIRSTONE)

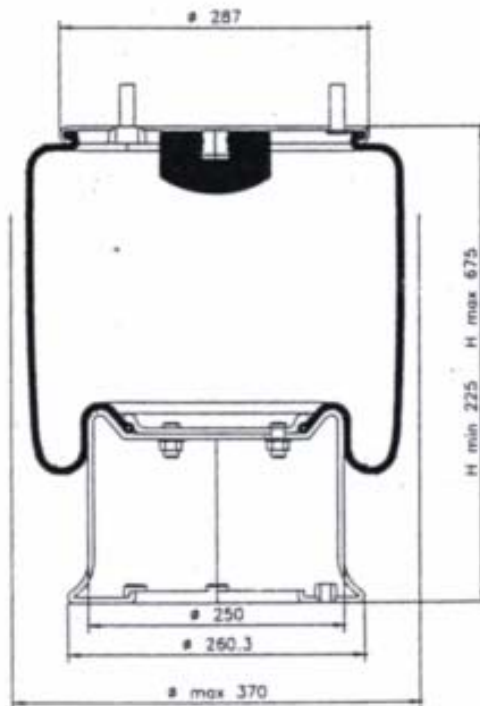
Características Dinámicas de 8.5 pulgadas de altura			
Volumen @ 80 PSIG = 93 in ³			Frecuencia Natural
Presión Manométrica (PSIG)	carga (Lbs.)	Valor de Torque (Lbs. / in.)	HZ
40	360	69	1.37
60	590	115	1.38
80	800	131	1.27
100	1,000	184	1.34

3.4. Comportamiento real de los cojinetes neumáticos

Los cojinetes neumáticos utilizados para las suspensiones neumáticas reciben el nombre de actuadores. En la figura 3.20, se muestra un actuador comercial en el que, además de las partes metálicas y la carcasa de goma, se distingue un tope de goma

macizo sujetado a la parte superior, que sirve como final de carrera de la suspensión, evitando que las partes metálicas puedan entrar en contacto y se deterioren, cuando el cojín por avería se ha quedado sin aire. Este tope de goma permite circular aun cuando no haya aire en los cojinetes.

La forma de amarre de la carcasa de goma sobre la pieza metálica inferior denominada pistón, facilita los movimientos del cojín y permite que dentro de los márgenes normales de funcionamiento el área eficaz varíe muy poco. En la figura 3.21, se muestra la curva típica de un actuador:



*Fig. 3.20. Esquema de un actuador neumático
(Fuente: Catalogo de FIRSTONE)*

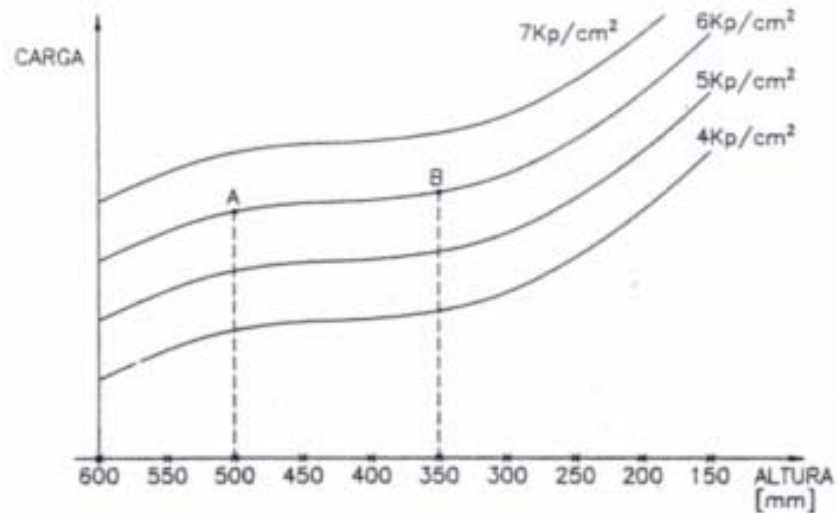


Fig. 3.21. Curvas características de un actuador neumático.

(Fuente: Catalogo de FIRSTONE)

El gráfico muestra la capacidad de carga de un actuador en función de su altura, para cada valor de presión de aire.

Tomando la curva correspondiente a una presión de 6 Kp/cm^2 , se observa como entre los puntos A y B, correspondientes a las alturas de 500 y 300 mm, la variación de altura apenas influye en la capacidad de carga del actuador. Esto se debe a que en este intervalo la curva es prácticamente horizontal.

Cuando se le coloca a un vehículo suspensión neumática, se pretende que, en el funcionamiento normal, el actuador se encuentre dentro de este intervalo, ya que, ante irregularidades pequeñas de la carretera, sus movimientos de altura no inducen prácticamente modificaciones en su capacidad de carga.

3.5. Condiciones de trabajo

Una vez comentada la metodología que se va a utilizar, es necesario demostrar que el fluido motivo de estudio cumple las condiciones exigidas por las ecuaciones gobernantes, además de observar el rango de temperatura y presión sobre el que va a trabajar.

Sabiendo que el fluido de trabajo es el aire, además que este es un compuesto de varios gases reales se ha tomado como referencia los siguientes valores de una tabla, los valores críticos de presión y temperatura son respectivamente de 33.9 bar y de $126.2 \text{ °K} (-146.95\text{°C})^*$.

Teniendo en cuenta que las condiciones a las que se va a encontrar una suspensión neumática dependen directamente de la presión y temperatura de carga, ya que las

* Tomado de "The properties of gases & liquids

condiciones ambientales no van a tener tanto peso como las condiciones estáticas de funcionamiento.

Dicho esto, para un rango de presiones comprendido entre 1 y 200 bar, y un rango de temperatura comprendido entre 200 y 500 °K (-73.15 y 226.85 °C)*. Los valores de presión y temperatura reducida (o sometidos a carga) se moverán respectivamente entre 0 – 6 y 1.5 – 4*. Unos valores que entran perfectamente dentro del rango de cálculo delimitado por la ecuación de Lee-Kesler**

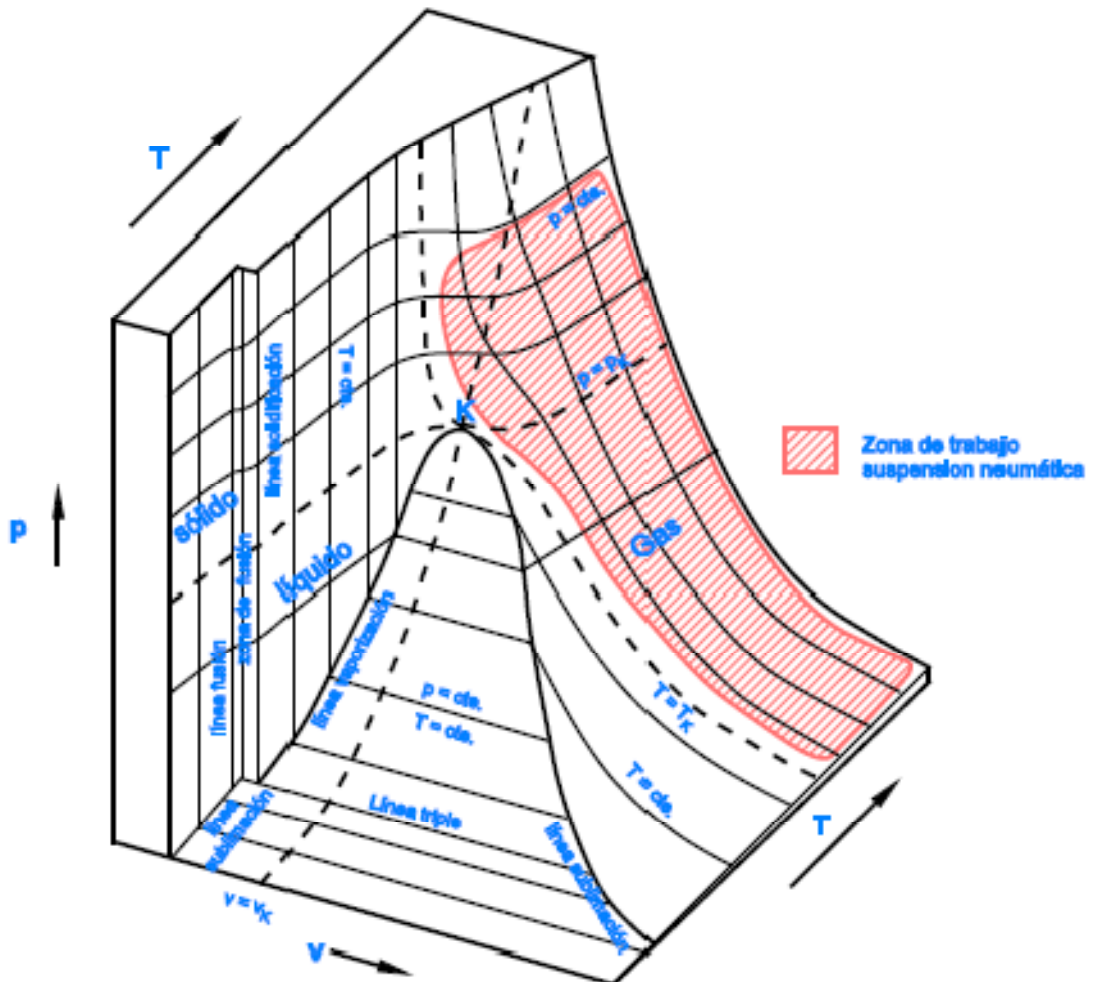


Fig. 3.22: Zona de trabajo de la suspensión según el diagrama de fase de un gas real

(Fuente: www.tecnun.es)

3.6. Unidad experimental

Durante el desarrollo de la fase experimental se tiene como objetivo el diseño y posterior construcción de una única unidad experimental que se adapte al vehículo en el cual vamos a probar el sistema.

* Tomado de "The properties of gases & liquids"(4th edition).

** Tomado de "A Generalized Thermodynamic Correlation Based

Por este motivo, la unidad experimental debe funcionar en cualquier tipo de circunstancia que se presente o dicho de otro modo, su adaptación a cualquier tipo de terreno debe ser inmediata.

Como puede observarse en la siguiente figura (Fig. 3.23), se parte de una bolsa neumática para la parte delantera y otro para la parte posterior debido a que el espacio es diferente en la parte posterior que en la parte delantera, además el montaje no es el mismo ya que en la parte de atrás se colocaron unos templeones o barras estabilizadoras para así evitar que el vehículo pierda adherencia y este se vuelque



Fig. 3.23: Plano y fotografía de la unidad experimental

(Fuente: Autores)

Los diferentes cajeros y taladros que se observan en la figura, marcan los lugares donde se roscarán los tornillos de sujeción y válvulas de carga de la suspensión.

Observando el plano anterior (Fig. 3.23) resulta difícil computar los volúmenes de las cámaras, teniendo en cuenta que la cámara que conecta con el cilindro de la suspensión será de volumen variable, siempre en función de la carrera del émbolo.

Evidentemente, esta no es la única solución constructiva posible. Ya que en el mercado se ofrecen gran variedad de actuadores neumáticos ya sean estos regulables o no, también existen otros controlados electrónicamente; nosotros escogimos estos porque el espacio en el cual vamos a montarlos se adapta a estos y lo más importante es que en base a los cálculos hemos demostrado que estos satisfacen para la carga del vehículo y se adaptan fácilmente a irregularidades del terreno siendo estas limitadas por la presión y volumen del actuador ya que si llega a sobrepasar la longitud de onda de una superficie de carretera rugosa la presión en el actuador va a aumentar ocasionando una rotura del mismo por esta razón hemos limitado la presión en el sistema por medio de un regulador y una válvula de descarga.

3.7. MODELO DE UNA SUSPENSIÓN NEUMÁTICA

Una vez resuelto los cálculos que van a determinar el funcionamiento y comportamiento del actuador, además que la transferencia de calor se da en la cámara y no es transmitida al ambiente, ha llegado el momento de desarrollar un modelo para la suspensión neumática, que a su vez sirva para la adaptación en el vehículo GMC JIMMY.

Todos los modelos estudiados anteriormente, pueden ser modificados cambiando la suspensión de resortes por la suspensión neumática, sin más que tener en cuenta que el valor de la rigidez, constante K de los resortes, debe ser sustituido por la expresión:

$$K = S^2 \cdot P \cdot \gamma / v$$

(3.25)

Sin olvidar que ahora la rigidez de la suspensión es variable y en cada paso de integración de las ecuaciones diferenciales, es necesario volver a determinar el nuevo valor de K , en función de la variación de la presión y de volumen, así como, que entre ellos debe cumplirse la relación que $P \cdot v^\gamma = \text{constante}$.

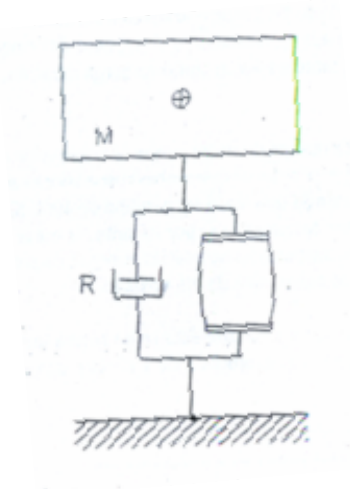


Fig. 3.24. Suspensión neumática. Modelo de un grado de libertad.

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

Para analizar el comportamiento de la suspensión neumática se comenzara estudiando un modelo de un solo grado de libertad como el mostrado en la figura 3.24.

Inicialmente es necesario predimensionar las características del actuador, comenzando por su área eficaz.

$$S = \text{carga/presión} \quad (3.26)$$

Para el caso concreto de nuestro vehículo cuya suspensión se analizó en el capítulo anterior vale:

$$S = \frac{4000 \cdot 9.8N}{40 \cdot 10^4 N/m^2} = 0.098m^2 \quad (3.27)$$

En este caso se ha tomado como presión normal la de 4 bares ($40 \cdot 10^4 N/m^2$), que está en el intervalo de valores comúnmente utilizados en la práctica.

Para que esta suspensión neumática tenga la misma rigidez que la determinada en los apartados anteriores, se debe cumplir:

$$v = S^2 \cdot P \cdot \frac{\gamma}{K} = 0.098^2 * 40 * 10^4 * \frac{1.38}{157913.4} = 0.03357m^3 \quad (3.28)$$

Estos valores del actuador se van a utilizar para resolver la ecuación diferencial del modelo, suponiendo que, como excitación, se tiene una sobrecarga de 20000 N en la rueda (este vendría ser la masa multiplicada por la gravedad).

En la figura 3.25, se muestran los desplazamientos verticales de la masa suspendida tanto para este caso como para el modelo clásico con suspensión de resorte. Puede observarse como, con la suspensión neumática, se disminuyen considerablemente los desplazamientos, tanto en el período transitorio como en el permanente, que pasa aproximadamente de 127 mm a 88 mm de deflexión. La curva 1 corresponde a la suspensión neumática y la 2 a la convencional.

En estas respuestas se observa, también, que aunque inicialmente ambas suspensiones se predimensionaron con la misma rigidez, la suspensión neumática responde más rápidamente que la de resorte, lo que evidentemente indica que su frecuencia es más alta. Este hecho se debe a que al ser la suspensión neumática de rigidez variable, conforme se va comprimiendo el actuador se incrementa su rigidez y, por lo tanto, responde con una frecuencia más alta.

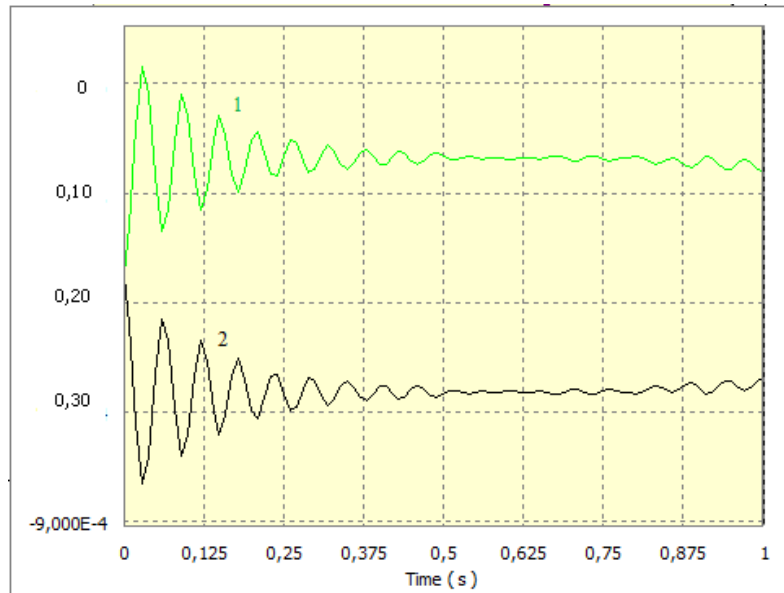


Fig. 3.25. Desplazamiento vertical de la masa suspendida del vehículo analizado (1) con suspensión neumática, (2) con suspensión convencional.

(Fuente: Autores)

Para observar la sensibilidad de los parámetros de la suspensión neumática, en la figura 3.26, se muestra la respuesta del sistema (desplazamiento vertical de la masa suspendida), con tres tipos de suspensión. La curva 1 corresponde a los valores predimensionados, la 2 a una suspensión con la misma presión inicial y, por lo tanto, igual área, pero con un volumen de aire de 27 litros, y por último la curva 3 responde a un sistema con el volumen de 33,27 litros, igual al original, pero una presión de aire en estática de 50000 N/m² y un área de 0,08 m².

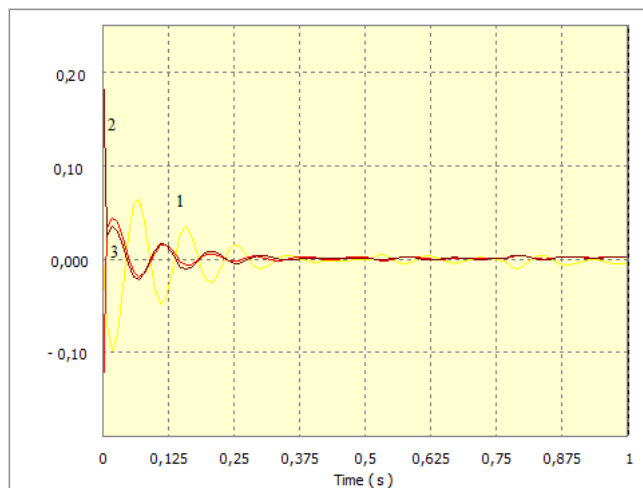


Fig. 3.26. Sensibilidad de una suspensión neumática.

(Fuente: Autores)

La disminución de volumen produce, como es evidente, un incremento de la rigidez inicial del sistema, y este alcanza una flexión permanente de 70 mm aproximadamente. Cuando la modificación consiste en incrementar la presión hay

que disminuir el área del actuador, de tal forma que se respete el equilibrio estático y la fuerza dada por el actuador siga siendo de 39200N. en este caso se disminuye la rigidez inicial del sistema y la deflexión permanente alcanza aproximadamente un valor de 102 mm.

Otra característica que diferencia claramente la suspensión neumática de la convencional radica en que, debido a su sistema de regulación, se adecua mejor a las variaciones de carga del vehículo. El sistema de llenado de los actuadores incorpora una válvula que permite regular la altura de la suspensión. De esta forma, cuando el vehículo circula en vacío y la altura de la carrocería tiende a elevarse, mediante la válvula mencionada se puede disminuir el aire del actuador hasta que se alcanza la altura normal. En esta operación se ha disminuido la presión del aire y se ha colocado el actuador a la misma altura que en carga, el volumen de aire no ha variado. Al disminuir la presión, manteniendo constante el volumen, la rigidez se reduce y, por lo tanto, el sistema se ajusta al nuevo estado de carga.

En el caso de las suspensiones de resorte, cuando se definen sus características se hace pensando en la frecuencia fundamental de aproximadamente 1 Hz, pero debe hacerse para un estado de carga intermedio, de modo que, tanto en vacío como en carga máxima, la frecuencia no varíe demasiado de dicho valor.

Para comprobar esta diferencia de comportamiento entre la suspensión neumática y la de resorte, se ha resuelto el modelo bajo la hipótesis de que ambas suspensiones se han definido para que su frecuencia fundamental, soportando una masa suspendida de 4000 kg, sea de 1 Hz, y que, no obstante, el vehículo va a circular descargado y, por lo tanto, la masa suspendida es solo de 2000 kg. Se supone también que la suspensión neumática es regulada para que su altura sea la misma que en carga vaciando, por lo tanto, aire de los actuadores.

Como irregularidad de carretera, se supone que ésta es de forma armónica y de tal longitud de onda tal que, al circular, produce una excitación de 1 Hz con una amplitud de 0,1 m.

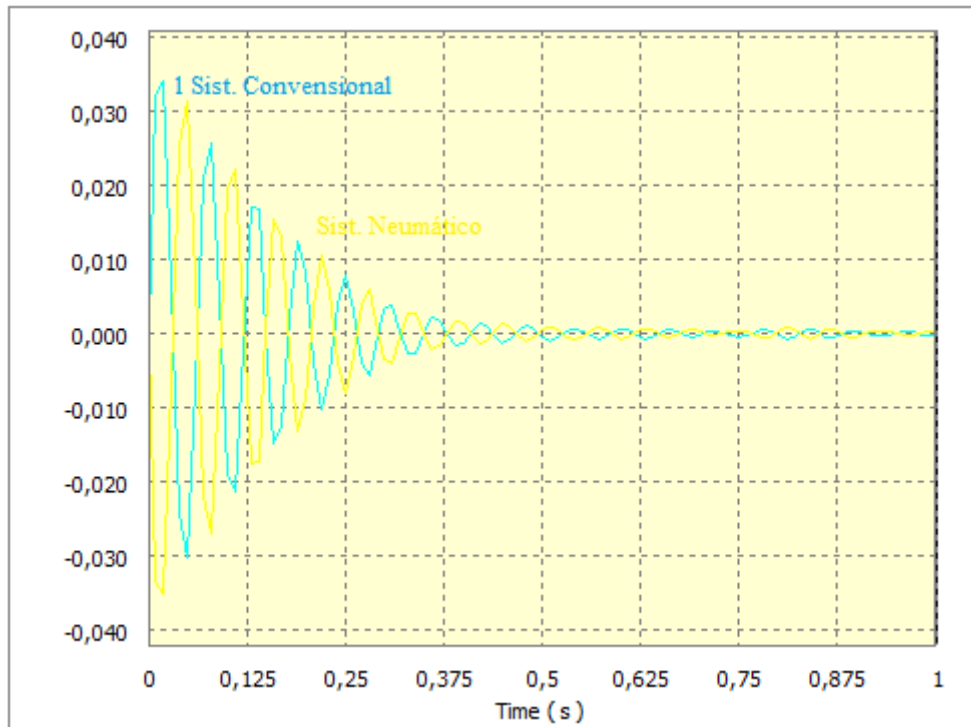


Fig. 3.27. Comparación de desplazamiento entre suspensión convencional (1) y neumática (2).

(Fuente: Autores)

En la figura 3.28, la curva 1 representa los desplazamientos verticales de la masa para la suspensión convencional y la 2 para la neumática, observándose una clara diferencia entre ellas.

Teniendo en cuenta que el confort de la marcha está directamente relacionado con el nivel de las aceleraciones verticales, en la figura 3.19, se muestra estas aceleraciones en la curva 1 para el resorte y en la 2 para la neumática. La diferencia de valores que se obtiene es verdaderamente importante, ya que en el caso de la suspensión neumática las amplitudes son, incluso inferiores a la mitad de las obtenidas con los resortes.

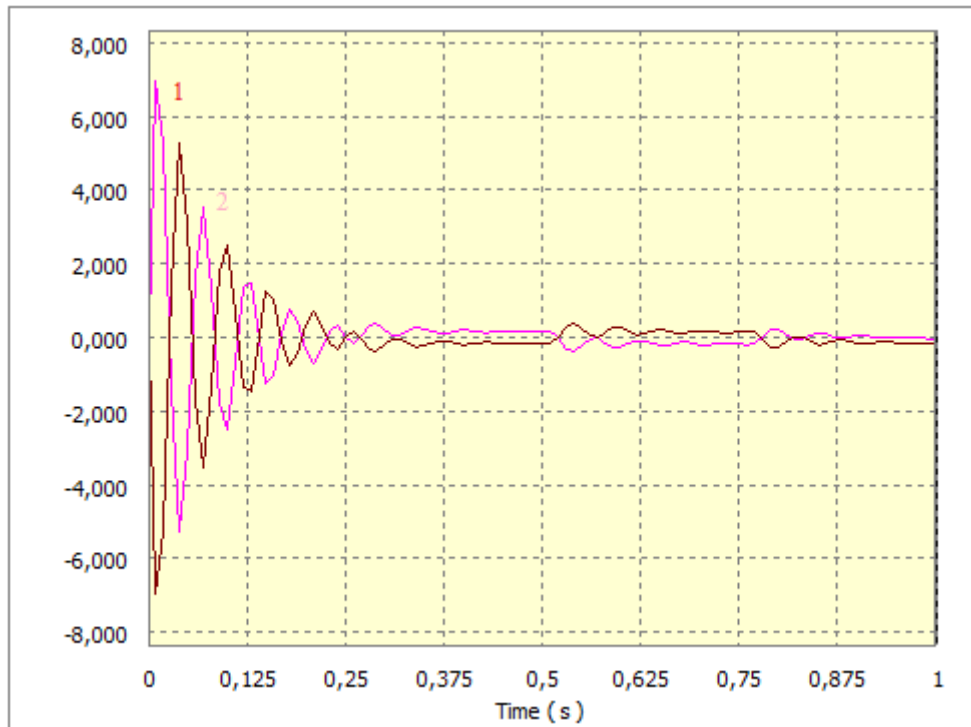


Fig. 3.28. Comparación de aceleraciones verticales entre suspensión convencional (1) y neumática

(2)

(Fuente: Autores)

En base a todos los cálculos y ecuaciones revisadas anteriormente se puede decir que el tipo de bolsa para la adaptación neumática quedó de la siguiente manera a continuación se detalla sus características:

De acuerdo a lo anterior y con datos de tablas se procedió a verificar si el sistema que se propuso satisface su correcto funcionamiento y si este está dentro del rango de aceptación según lo anteriormente visto sobre la frecuencia en donde su valor límite era de 1 HZ.

El vehículo en el cual se adaptó el sistema de suspensión neumática presenta las siguientes características:

- Masa suspendida 1500 Kg.

Distancia del centro de gravedad a los ejes:

- Delantero 1.5 m.
- Trasero 1.6 m.
(en proyección sobre la superficie de rodadura)

Rigideces combinadas de suspensión y neumáticos:

- En el eje delantero 36 KN/m

- En el eje trasero 39 KN/m.

Tomando como datos de tablas las ondulaciones de longitud de onda es de 3.1 m. (de carretera nacional) La masa suspendida entraría en resonancia al alcanzar una velocidad de 12,5 Km/h(esta velocidad no hace referencia a la del vehículo sino de las oscilaciones de la masa suspendida).

- En base a estos datos se comprobara si el momento de inercia de la masa suspendida es el adecuado con respecto al eje transversal que contiene al centro de gravedad (OY).
- También podremos deducir a que otra velocidad se puede dar este fenómeno de resonancia,
- Comprobaremos también la posición de los centros de oscilación.
- En otro caso cuando el vehículo está completamente cargado, su masa suspendida es de 2000 Kg. Pero el centro de gravedad no cambia de posición. En estas condiciones los choques de las ruedas de un eje sobre irregularidades de la calzada producen oscilaciones que no afectan a los puntos de amarre de la suspensión del eje contrario por esta razón hay que estimar el momento de inercia y el valor de las frecuencias naturales.

Considerando el esquema del vehículo con dos grados de libertad de la figura 3.20. Las ecuaciones diferenciales del movimiento de la masa suspendida, pueden expresarse en la forma siguiente:

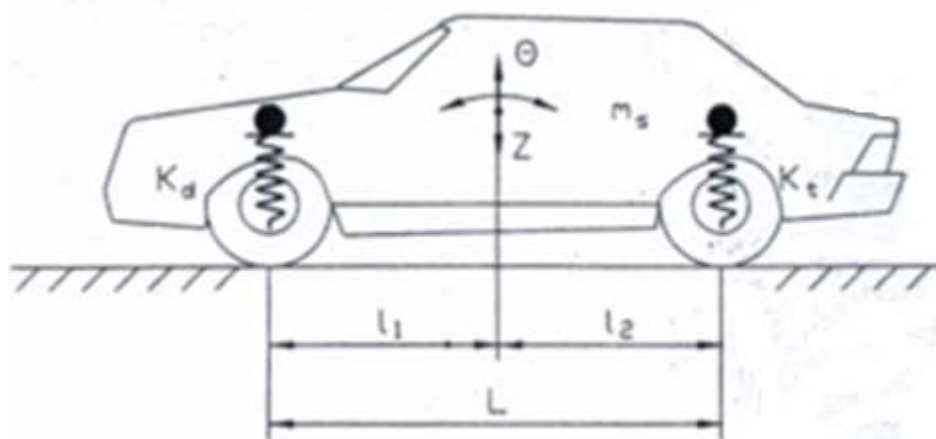


Fig. 3.29. Modelo del vehículo con 2 grados de libertad.

(Fuente: Teoría de los Vehículos Automóviles)

$$\ddot{Z} + D_1 * Z + D_2 * \theta = 0 \quad (1)$$

$$\ddot{\theta} + D_3 * \theta + \frac{D_2}{r_y^2} * Z = 0$$

Teniendo en cuenta la ecuación del capítulo 2 (2.49) y los valores:

$$K_d = 36 \text{ KN/m} \quad K_t = 39 \text{ KN/m} \quad m_s = 1500 \text{ Kg.}$$

$$L_1 = 1,5\text{m} \quad l_2 = 1,6\text{m} \quad r_y = \text{radio de giro respect a OY}$$

$$D_1 = 50\text{S}^{-2}; \quad D_2 = 5,6\text{ms}^{-2}; \quad D_3 = \frac{120,56}{r^2} \cdot \text{S}^2$$

por otra parte la expresión (1) para soluciones del tipo:

$$Z = Z A \cos \omega_n t$$

$$\theta = \theta A \cos \omega_n t$$

permite obtener

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2}(D_1 + D_3) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (D_1 - D_3)^2 - \left(\frac{D_2}{r}\right)^2} \quad (2)$$

por otra parte la frecuencia es:

$$f = \frac{v}{l_o} = \frac{\frac{12,5}{3,6}}{3,1} = 1,12\text{Hz}$$

considerando:

$$\omega_1 = 2\pi A f = 7,037\text{rad} \cdot \text{S}^{-1}$$

sustituyendo en (2) los valores conocidos, y resolviendo esta ecuación, se obtiene:

$$r = 1,056\text{m}$$

$$I_{ys} = m_s A r^2 = 1500 A 1,056^2 = 1672,7 \text{ KgAm}^2$$

La otra frecuencia natural puede obtenerse calculando:

$$\omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot (D_1 + D_3) + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (D_1 - D_3)^2 - \left(\frac{D_2}{r}\right)^2}$$

Con:

$$D_3 = \frac{120,56}{1,056^2} = 108,3\text{S}^{-2}$$

Sustituyendo los valores conocidos:

$$\omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot (50 + 108,3) + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (50 - 108,3)^2 - \left(\frac{5,6}{1,056}\right)^2}$$

$$\omega_2^2 = 107,54; \quad \omega_2 = 10,37 \text{ rad} \cdot \text{S}^{-1}; \quad f_2 = \frac{\omega_2}{2 \cdot \pi} = 1,65\text{Hz}$$

$$V = 3,1 * 1,65 * 3,6 = 18,41 \text{ Km/h}$$

Para verificar la suposición de que ω_1 coincide con la frecuencia natural vertical, calcularemos las posiciones de los centros de oscilación.

$$l_{o1} = \frac{D_2}{\omega_1^2 - D_1} = \frac{5,6}{49,52 - 50} = -11,66 \text{ m}$$

$$l_{o2} = \frac{D_2}{\omega_1^2 - D_1} = \frac{5,6}{107,54 - 50} = 0,97 \text{ m}$$

Comprobamos que ω_1 corresponde a la frecuencia natural de vibración vertical y ω_2 al modo de cabeceo.

La condición expresada en el neumático significa que se cumple $l_{o1} = l_1$ y $l_{o2} = l_2$ o lo que es lo mismo:

$$r^2 = l_1 * l_2 = 1,5 * 1,6 = 1,4$$

$$I_{ys} = 1000 * 2,4 = 48000 \text{ Kg.m}^2$$

En este caso puede suponerse que el sistema se comporta como dos masas concentradas en los puntos de amarre de la suspensión de los ejes, anterior y posterior y las frecuencias naturales de vibración serán:

$$m_d = \frac{m_s * l_2}{L} ; \omega_{n1} = \sqrt{\frac{K_d * l}{m_s * l_2}}$$

$$m_t = \frac{m_s * l_1}{L} ; \omega_{n2} = \sqrt{\frac{K_t * l}{m_s * l_1}}$$

$$\omega_{n1} = \sqrt{\frac{36000 * 3,1}{2000 * 1,6}} = 5,91 \frac{\text{rad}}{\text{s}^{-1}} ; f_{n1} = 0,94 \text{ Hz}$$

$$\omega_{n2} = \sqrt{\frac{39000 * 3,1}{2000 * 1,5}} = 6,348 \frac{\text{rad}}{\text{s}^{-1}} ; f_{n2} = 1,01 \text{ Hz}$$

3.8. Conclusiones

Finalmente, una vez ha sido implementado el modelo de suspensión neumática. El objetivo es comprobar de qué manera influyen en el comportamiento de la suspensión tanto las distintas variables de perturbación, como la propia morfología de la unidad experimental. Es importante recordar como afectan las irregularidades

del terreno las cuales influyen directamente sobre el sistema y en si en el actuador debido a que este puede sufrir variación de presión en el mismo.

En primer lugar es interesante comparar el comportamiento de la suspensión para unas condiciones determinadas frente a los procesos adiabático e isotérmico de referencia. Para ello se muestran dos esquemas representativos de la suspensión neumática simple (Fig. 3.30 y Fig. 3.31), donde podrán interpretarse los datos de los análisis realizados.

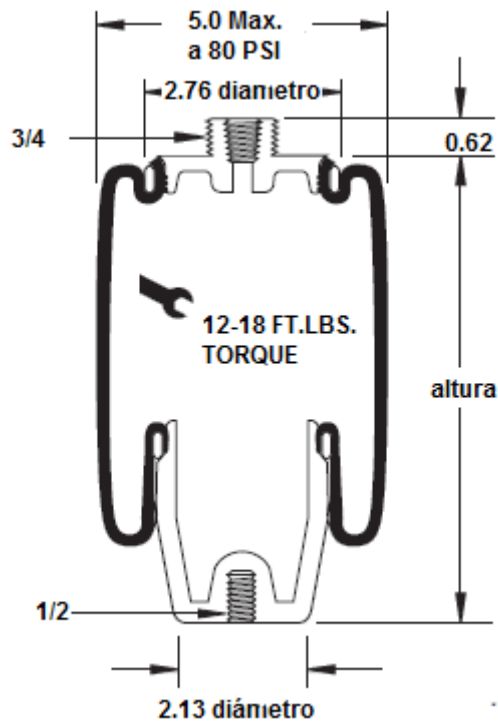


Fig. 3.30: Esquema suspensión neumática simple. Datos geométricos.

(Fuente: Catalogo de FIRESTONE)

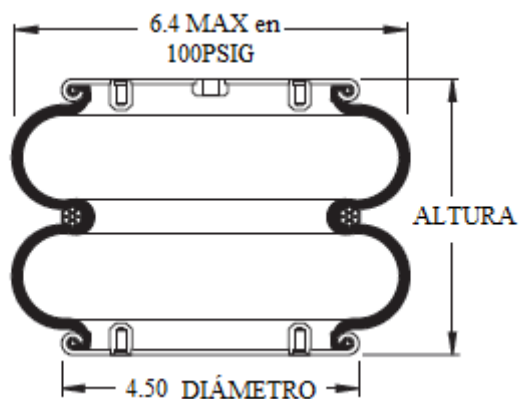


Fig. 3.31: Datos geométricos suspensión neumática y propiedades térmicas del material (acero).

(Fuente: Catalogo de FIRESTONE)

Fuelles enroscados dobles

Número de fuelle	Alcance de posición de diseño (pulg.)	Alcance de posición de diseño Carga máxima aprox. (lib.)	Altura mínima sin tope (de rebote) (pulg.)	Altura utilizable recomendada máxima (pulg.)	Diámetro máximo (pulg.) a 100 psi con el tiempo
<u>25</u>	4.5 to 5.5	1,550	2.66	6.00	6.4
<u>224</u>	6 to 7	2,150	2.75	7.50	8.0
<u>26</u>	7 to 8	2,500	3.12	8.75	8.6
20F	8 to 9	3,400	3.12	9.50	9.9
20F-1	8.5 to 9.5	3,600	3.12	10.50	10.1
20F-2	8.5 to 10	3,800	3.12	11.00	10.4
<u>22</u>	8 to 9.5	6,600	3.12	10.25	12.9
<u>22-1.5</u>	9 to 10.5	6,600	3.12	11.00	13.7
<u>228-1.5</u>	9 to 11	6,900	3.12	11.75	13.5
<u>21</u>	8 to 9.5	10,000	3.12	10.25	15.1
<u>21-2</u>	9 to 11	10,700	3.12	12.00	16.0
<u>233-2</u>	10 to 12	10,800	3.12	13.00	15.7
28	8 to 10	15,000	3.75	11.00	17.4

Tabla 3.4: Datos según Fig. 3.32 y Fig. 3.33 para las gráficas de la Fig. 3.33 a la Fig. 3.51.

(Fuente: Catalogo de FIRESTONE)

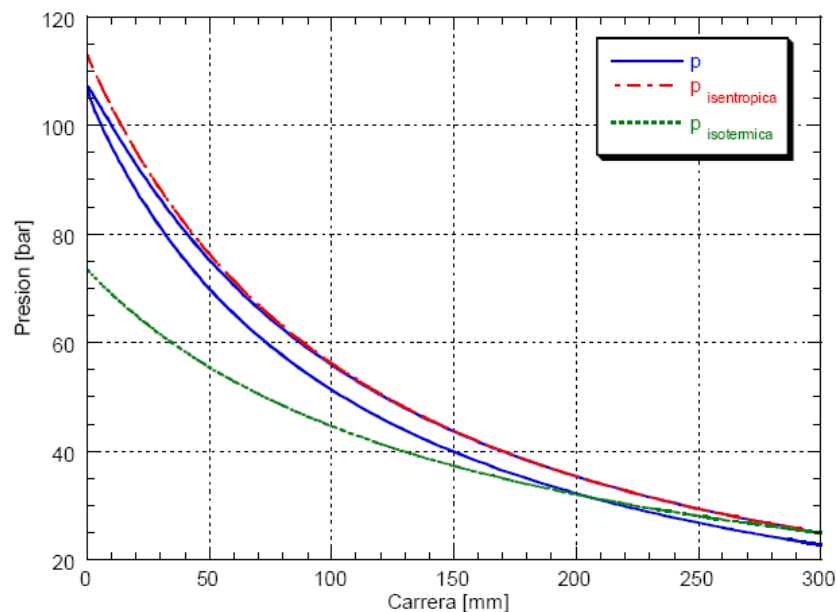


Fig. 3.32: Evolución de la presión en función de la carrera, para un gas ideal. Nota: Frecuencia de excitación = 1 Hz.

(Fuente: Autores)

Observando la figura anterior (Fig. 3.32), puede deducirse que para una compresión/expansión isoentrópica la suspensión se comportará de una forma más rígida que en el caso de la isoterma. En ambos procesos de referencia la disipación de energía es nula, no es así para la respuesta de la suspensión a 1 Hz, cuya constante de rigidez se encuentra comprendida entre ambos procesos de referencia, tal y como se ha visto en la figura anterior (Fig. 3.32).

A continuación se muestra el mismo análisis pero para una frecuencia de 10 Hz (Fig. 3.33), en el primer caso y para una de 0.001 Hz en el segundo (Fig. 3.34).

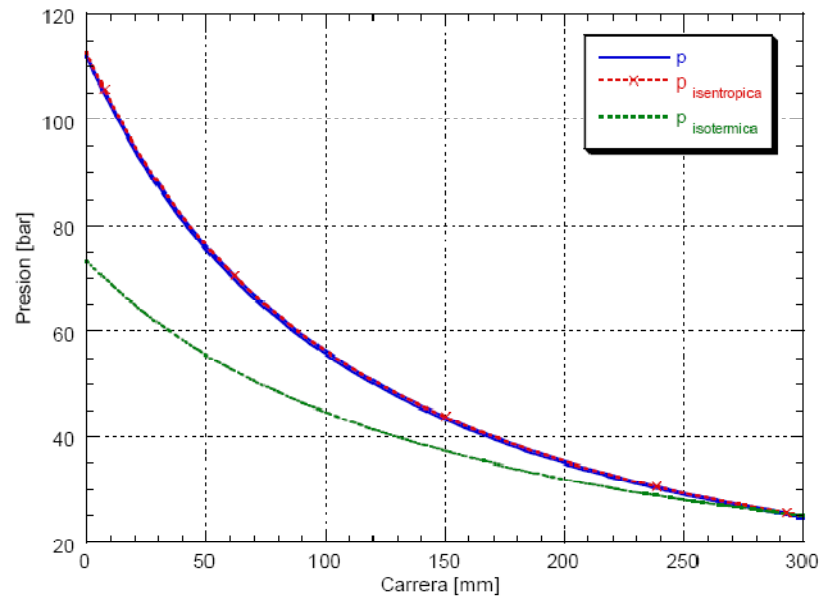


Fig. 3.33: Evolución de la presión en función de la carrera, un gas ideal. Nota: Frecuencia de excitación = 10 Hz.

(Fuente: Autores)

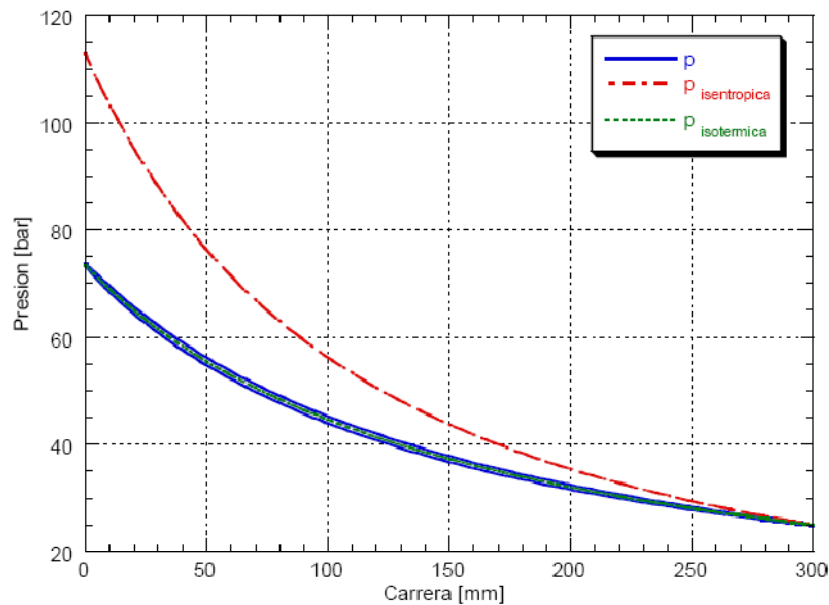


Fig. 3.34: Evolución de la presión en función de la carrera, para un gas ideal. Nota: Frecuencia de excitación = 0.001 Hz.

(Fuente: Autores)

Viendo las figuras anteriores (Fig. 3.33 y Fig. 3.34), es posible afirmar que a mayor frecuencia de excitación más adiabático será el proceso, y a menor frecuencia de excitación más isotérmico. Esta afirmación no hace más que confirmar una de las características de la suspensión neumática, la cuál se comporta de una forma más

rígida a frecuencias de excitación elevadas, mientras que para frecuencias bajas su constante de rigidez es más suave. A continuación se pretende estudiar la respuesta de la suspensión de la Fig. 3.31, bajo diferentes perturbaciones senoidales de diferentes características. En primer lugar, se verá como responde la suspensión bajo diferentes amplitudes de excitación y en segundo lugar bajo diferentes frecuencias. Es importante señalar que se han representado únicamente los valores referentes al primer ciclo.

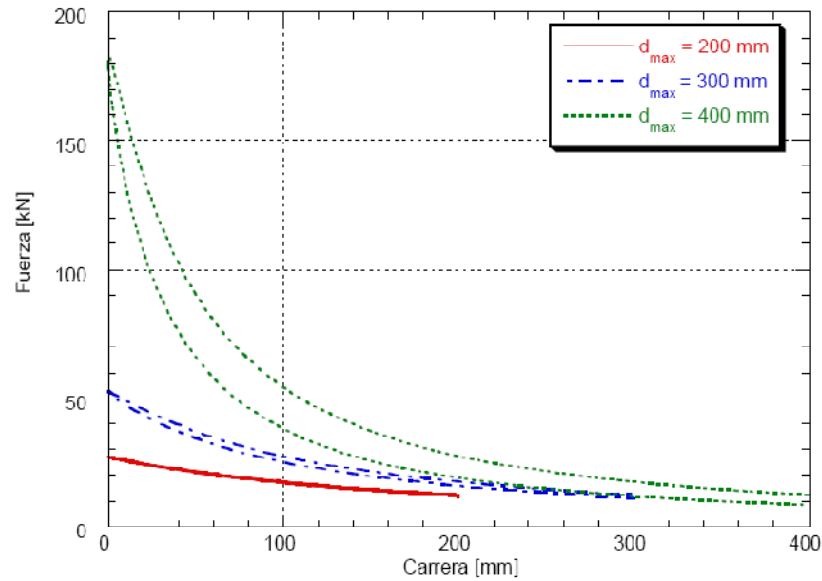


Fig. 3.35: Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, frecuencia de excitación = 1 Hz.
(Fuente: Autores)

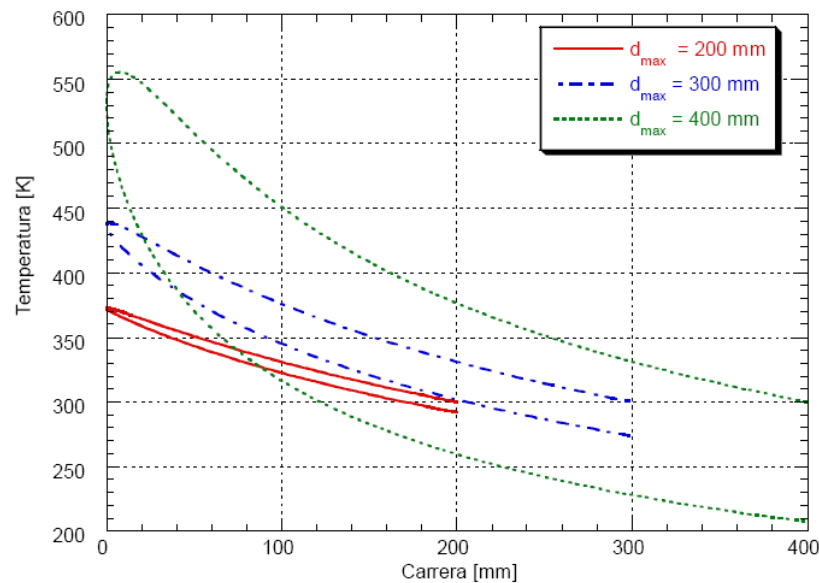


Fig. 3.36: Evolución de la temperatura en función de la carrera, para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, frecuencia de excitación = 1 Hz.

(Fuente: Autores)

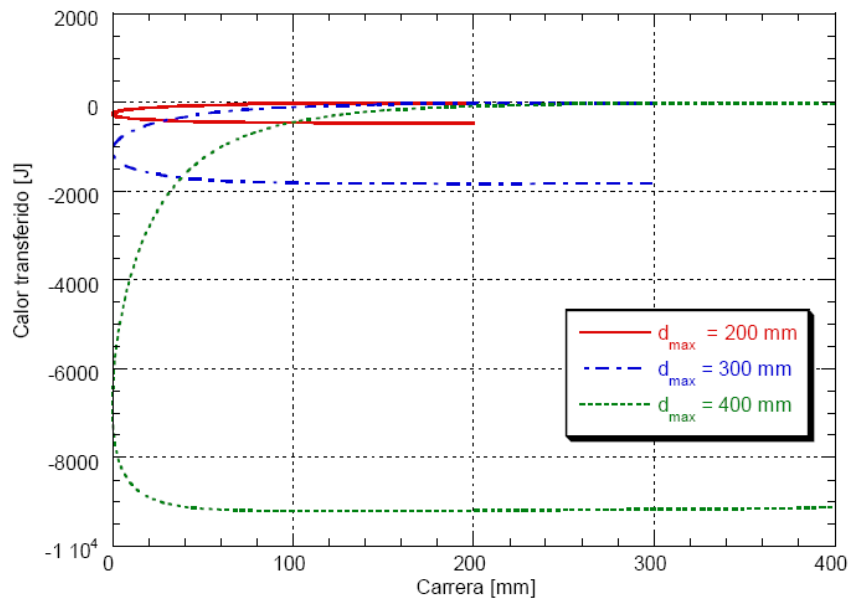


Fig. 3.37: Evolución del calor transferido por el gas en función de la carrera, para un gas ideal.

Nota: $d_{min} = 0$ cm, frecuencia de excitación = 1 Hz.

(Fuente: Autores)

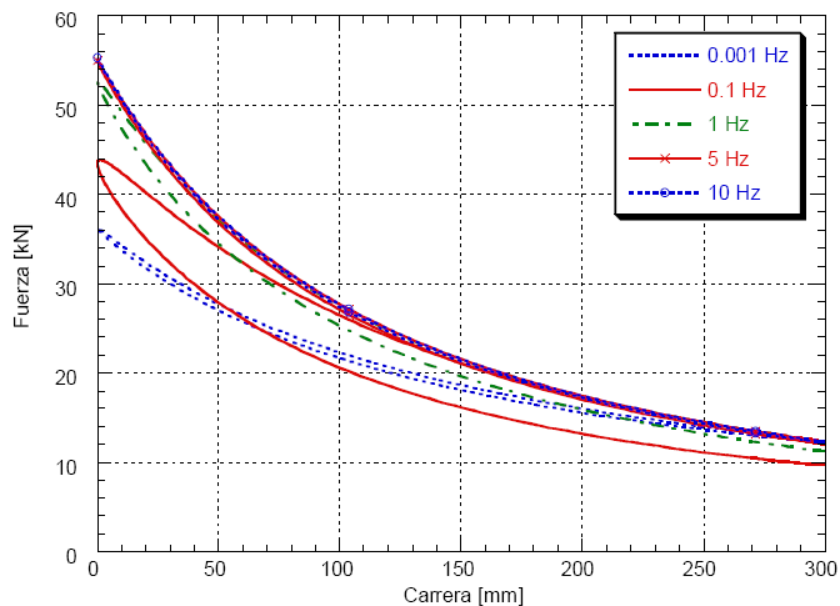


Fig. 3.38: Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), para un gas ideal.

(Fuente: Autores)

Según los gráficos observados a mayor amplitud, más pérdida de calor, mayor presión y mayor temperatura, debido a que la carrera efectiva de compresión es mayor. En el caso de la expansión es justo al contrario, a mayor carrera efectiva, más bajas serán la temperatura y la presión y en consecuencia también disminuirá el calor, como es evidente. Con una perturbación de amplitud mayor, la constante

elástica aumentará su rigidez y también lo hará la energía. Para el análisis de la frecuencia de excitación, se corrobora lo visto anteriormente en los casos de comportamiento adiabático e isotérmico. Al aumentar la frecuencia de excitación aumenta la rigidez de la suspensión, en cambio la suspensión se comporta de una forma más suave en el caso de disminuir la frecuencia.

Hasta ahora, los resultados mostrados eran referentes al primer ciclo de excitación. En realidad la suspensión neumática estará sometida a un funcionamiento continuo. Por esta razón será interesante analizar el comportamiento de la suspensión en función del número de ciclos a la que es sometida.

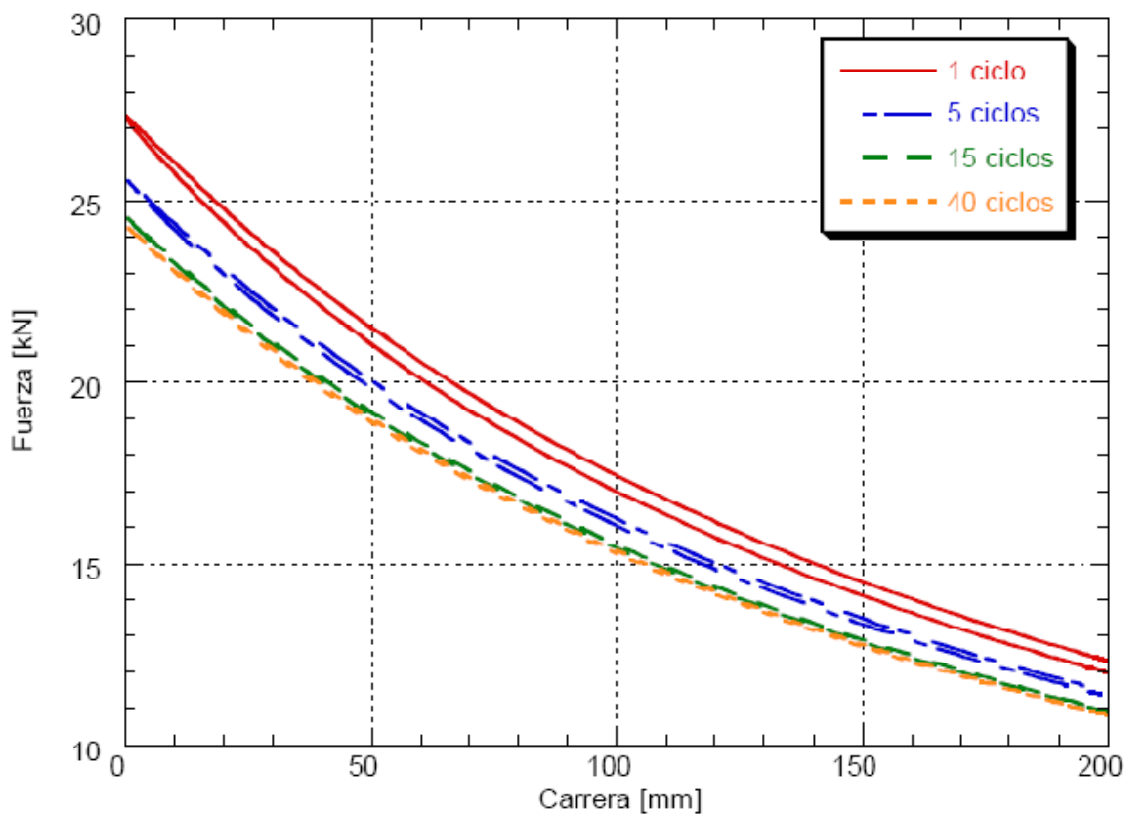


Fig. 3.39: Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0 \text{ cm}$, $d_e = 10 \text{ cm}$, $d_{max} = 20 \text{ cm}$, $p_{car} = 50 \text{ bar}$, frecuencia de excitación = 1 Hz .

(Fuente: Autores)

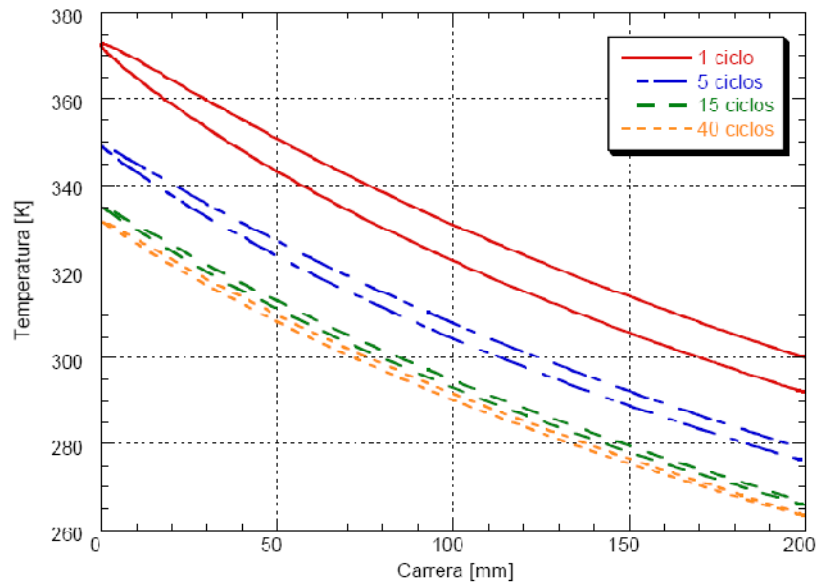


Fig. 3.40: Evolución de la temperatura en función de la carrera, para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, $d_e = 10$ cm, $d_{max} = 20$ cm, $p_{car} = 50$ bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.

(Fuente: Autores)

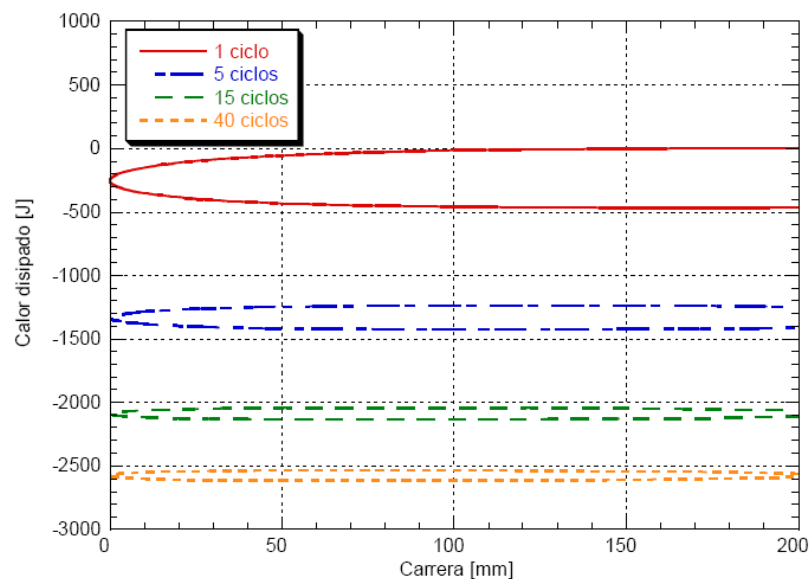


Fig. 3.41: Evolución del calor intercambiado por el gas en función de la carrera, para un gas ideal.

Nota: $d_{min} = 0$ cm, $d_e = 10$ cm, $d_{max} = 20$ cm, $p_{car} = 50$ bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.

(Fuente: Autores)

A partir de las gráficas anteriores (Fig. 3.39 y Fig. 3.40), puede deducirse que a medida que va aumentando el número de ciclos la suspensión neumática irá perdiendo rigidez y disipará menos. La razón de esta discrepancia es el entorno que rodea al gas, mientras la suspensión hidroneumática sufre el efecto del calentamiento del aceite del amortiguador, en el caso que ocupa la suspensión está bajo la convección natural del aire ambiente, el cuál va enfriando la unidad experimental.

El calor transferido entre el gas y su entorno llegará a ser nulo como puede deducirse a partir de las gráficas que se muestran a continuación (Fig. 3.42). Es interesante ver la evolución de la temperatura de la pared, la cuál tenderá asintóticamente hacia un valor constante igual al del gas.

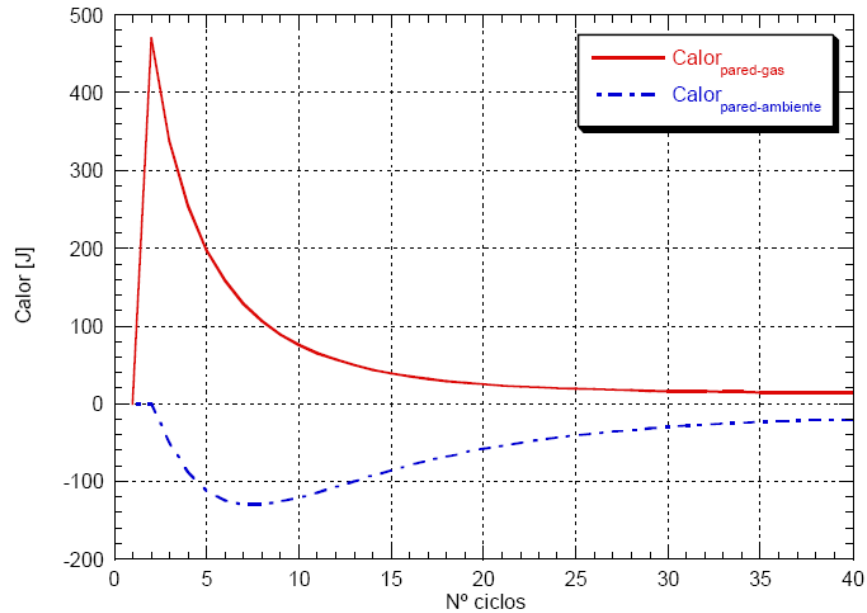


Fig. 3.42: Evolución del calor intercambiado entre el gas y la pared interior, y entre el ambiente y la pared exterior, en función del número de ciclos, para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, $d_e = 10$ cm, $d_{max} = 20$ cm, $p_{car} = 50$ bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.

(Fuente: Autores)

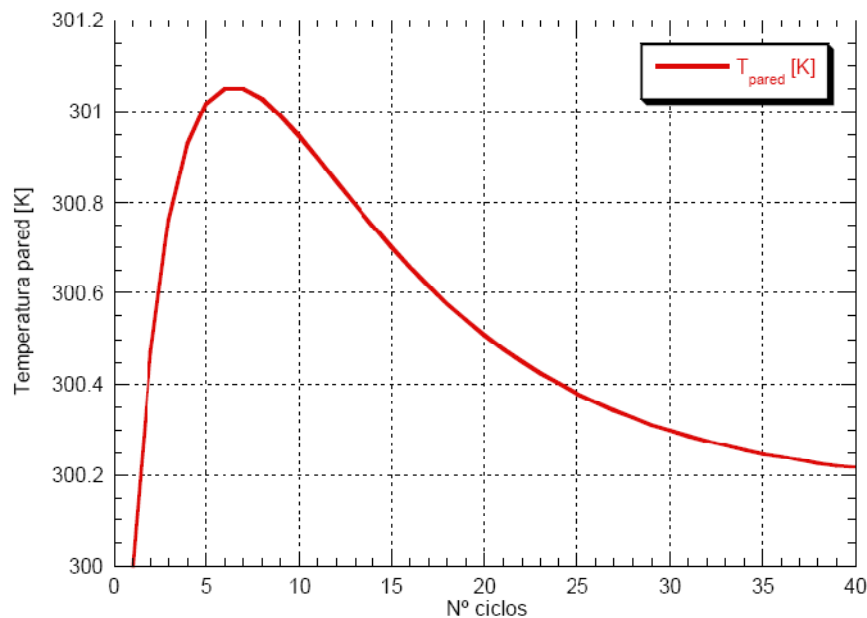


Fig. 3.43: Evolución de la temperatura de la pared en función del número de ciclos, para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0$ cm, $d_e = 10$ cm, $d_{max} = 20$ cm, $p_{car} = 50$ bar, frecuencia de excitación = 1 Hz. (Fuente: Autores)

Las gráficas anteriores (Fig. 3.42 y Fig. 3.43) sugieren la necesidad de conocer qué puede ocurrir al estudiar la evolución tanto de la temperatura de la pared como del calor transferido en función de la frecuencia de excitación. Este análisis se muestra a continuación en los gráficos de las Fig. 3.44 a Fig. 3.46.

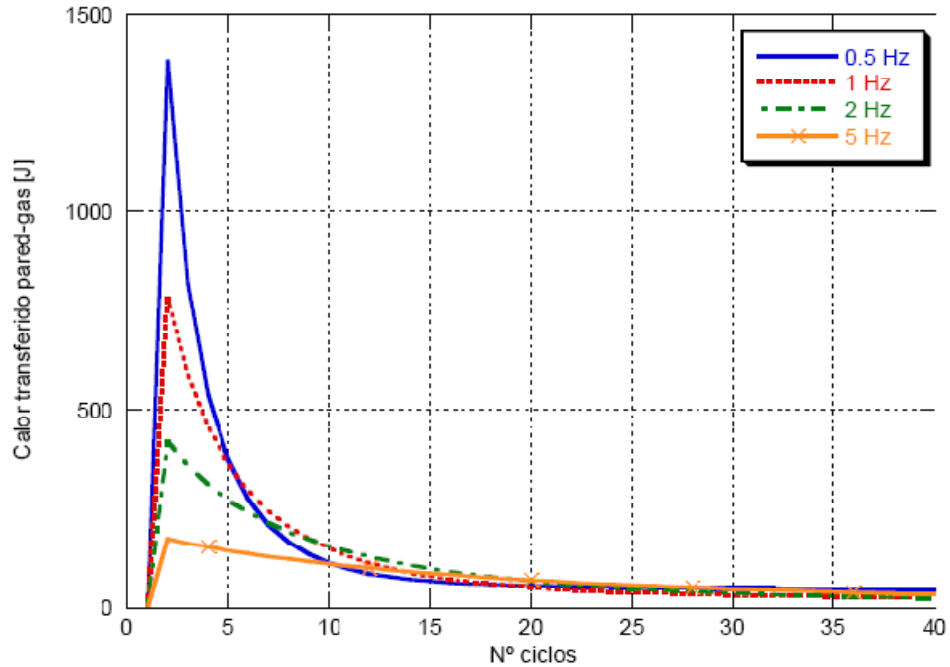


Fig. 3.44: Evolución del calor intercambiado entre el gas y la pared interior en función del número de ciclos, un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0 \text{ cm}$, $d_e = 10 \text{ cm}$, $d_{max} = 20 \text{ cm}$, $p_{car} = 50 \text{ bar}$.

(Fuente: Autores)

Parece ser que en los primeros ciclos es cuando se transfiere todo el calor y en función de la frecuencia de excitación alcanzará antes o más tarde el valor de estabilización tal y como puede observarse en la siguiente gráfica (Fig.3.45):

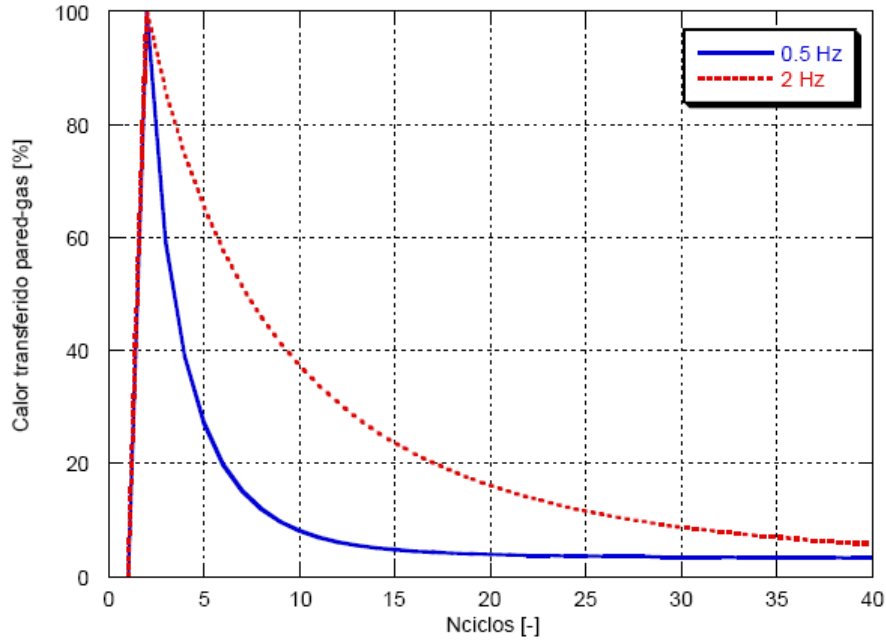


Fig. 3.45: Evolución del calor intercambiado entre el gas y la pared interior en tanto por ciento en función del número de ciclos, para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0 \text{ cm}$, $d_e = 10 \text{ cm}$, $d_{max} = 20 \text{ cm}$, $p_{car} = 50 \text{ bar}$.

(Fuente: Autores)

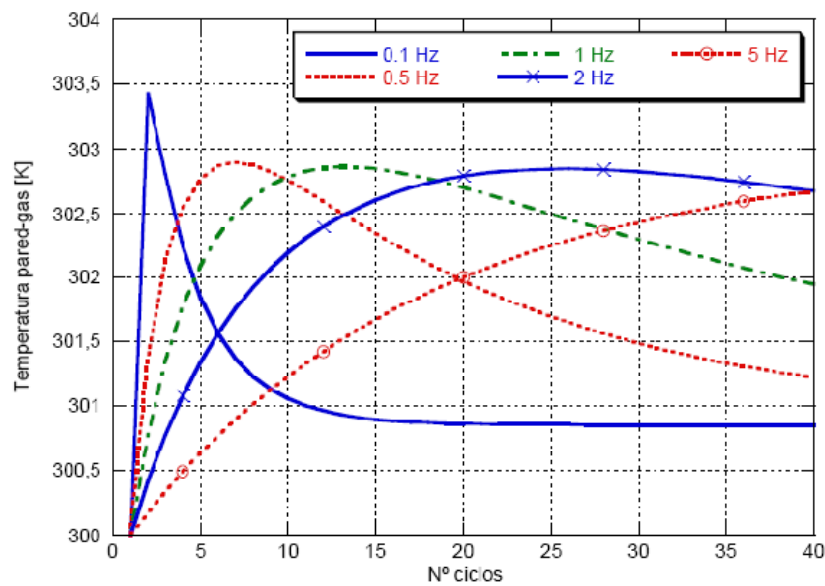


Fig. 3.46: Evolución de la temperatura de la pared en función del número de ciclos, para un gas ideal. Nota: $d_{min} = 0 \text{ cm}$, $d_e = 10 \text{ cm}$, $d_{max} = 20 \text{ cm}$, $p_{car} = 50 \text{ bar}$.

(Fuente: Autores)

Es importante resaltar el comportamiento de más isotérmico a más adiabático a medida que se va aumentando la frecuencia, tal y como ha podido comprobarse en la Fig. 3.46. Para concluir el análisis de la suspensión neumática de una sola cámara de

manera independiente, es imprescindible observar la respuesta de la suspensión según las hipótesis de gas ideal y gas real.

Por lo tanto y según las gráficas estudiadas anteriormente se puede decir que los objetivos establecidos en esta tesis han sido cubiertos. Se ha conseguido conocer el comportamiento de la rigidez de una suspensión neumática y al mismo tiempo estudiar un número determinado y limitado de parámetros que la definen y/o afectan.

CAPITULO IV

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN NEUMÁTICO.

4.1 Características y cálculo constructivo.

Templón de acoplamiento entre el eje de las ruedas y el chasis

Estos templones largos sometidos a una fuerza de compresión axial y a la deflexión lateral llamado pandeo se diseñara sus diámetros interior e exterior para que soporten las fuerzas del peso del vehículo como las que se presentan al momento de puesta en marcha el vehículo, con un factor de seguridad (F.S = 3) de tal forma que este elemento este sobredimensionado y pueda soportar excesos de fuerza sin llegar a deformarse como se observa en la figura (4.1). La longitud del templón es constante por lo que se debe determinar su diámetro.

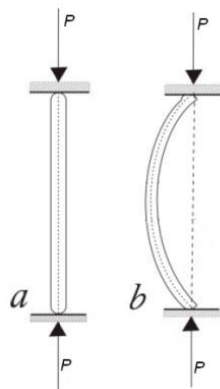


Fig. 4.1 Funcionamiento del templón.
(Fuente: Mecánica de Materiales)

Para determinar el diámetro de la varilla se utiliza la fórmula de la carga crítica (P_{CR}) de Euler (BEER; JOHSTON; Mecánica de Materiales, Pagina 655). El valor de esta carga crítica también está determinado por el factor de seguridad y la carga normal, por lo que se procede al siguiente análisis.

$$P_{CR} = F.S * P \quad (4.1)$$

Luego de obtener la carga crítica procedemos a realizar el cálculo del momento de inercia para esta carga, el cual ayudara a determinar el diámetro que debe tener el templón para soportar las cargas que se generaran con el vehículo estacionado como cuando está en marcha, la ecuación para el momento de inercia es:

$$I = \frac{P_{CR} * L^2}{\pi^2 * E} \quad (4.2)$$

Para determinar el diámetro del templón utilizamos las siguientes ecuaciones:

$$r = \sqrt[4]{\frac{4 * I}{\pi}} \quad (4.3)$$

$$\phi = 2r \quad (4.4)$$

P_{CR} = Carga critica

P = Carga normal

E = Modulo de elasticidad

I = Momento de inercia

L = longitud de la varilla

r = radio de la varilla

ϕ = diámetro de la varilla

Los cálculos se los realiza utilizando las característica del acero (estructural A 36 de, apéndice B, BEER, JOHNSTON, Pagina 855).

Descripción	Valores	Ecuación
Factor de seguridad.	3	-
Carga normal. (N)	2452	-
Carga crítica. (N)	7356	(Ecuación 3.1)
Longitud del templon. (m)	0,72	-
Módulo de elasticidad. (GPa)	200	-
Momento de inercia. (m ⁴)	1.93E-7	(Ecuación 3.2)
Radio de la varilla. (m)	0,022	(Ecuación 3.3)
Diámetro de la varilla. (cm)	4.44	(Ecuación 3.4)

Tabla 4.1; Diámetro de la varilla
(Fuente: Autores)

El diámetro sobredimensionado es de 4.44cm

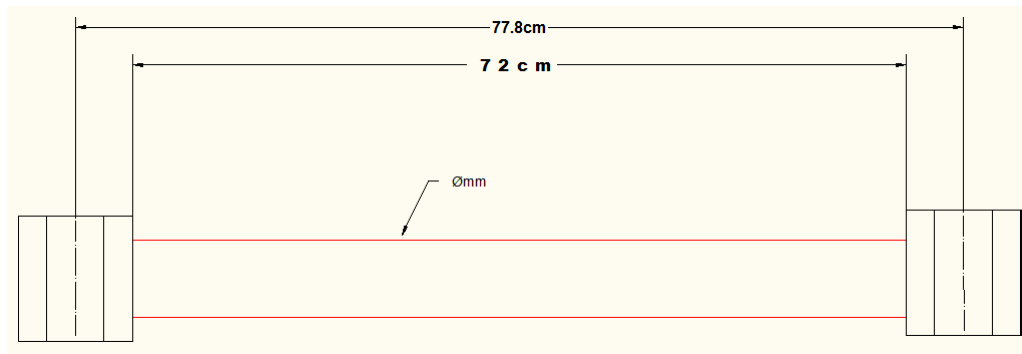


Fig. 4.2 Medidas de la varilla.
(Fuente: Autores)

El diámetro que se escoge para realizar este elemento tiene 4mm que es la que se ha conseguido debido a la existencia en el mercado las que cumple con las características del material, la cual va a soportar la carga aplicada sin deformarse ya que según cálculos la varilla debe ser de 4.44cm de diámetro para un factor de seguridad (F.S = 3).

ACERO UTILIZADO

Se analiza el esfuerzo de aplastamiento en los apoyos del templón, con la base de soporte y el acople con la barra como se indica en la ilustración (4.3)



Figura: 4.3 Apoyos de la varilla
(Fuente: Autores)

Para el análisis del aplastamiento en los apoyos utilizamos el esfuerzo de aplastamiento y último del material, para luego obtener un factor de seguridad el cual determinara la condición del elemento. El esfuerzo viene dado por:

$$\sigma_{ap} = \frac{P}{At} \quad (4.5)$$

$$\sigma_{ap} = \frac{\sigma_{ult}}{F.S} \quad (4.6)$$

σ_{ap} = Esfuerzo de aplastamiento

σ_{ult} = Esfuerzo ultimo (propio de cada material)

$F.S$ = Factor de seguridad

At = Área transversal de apoyo

e = Espesor de la placa

ϕ = Diámetro del pasador

Para los acoples se utiliza las características del mismo acero que se emplea para el templón, dando como resultado lo siguiente:

ACOPLE: base del chasis y buje		
Descripción	Valores	Ecuación
P(N)	2256	-
e(m)	0,006	-
ϕ (m)	0,0127=1/2pulg	-
$At(m^2)$	0,002474	-
σ_{ap} (Mpa)	911883,58	(Ecuación 3.5)
σ_{ult} (Mpa)	50000000	(Ecuación 3.6)
F.S	5,48	-

Tabla: 4.2 Resultados punto crítico
(Fuente: Autores)

En la tabla 4.2 se observa que el punto crítico está en la unión de la base del chasis con el buje del templón puesto que el esfuerzo es mayor, pero el factor de seguridad es 5.48 lo cual garantiza que este elemento soporta sin llegar a deformarse, al momento de aplicar la carga.

En la ilustración 4.4 tenemos la representación final del templón y sus apoyos. Los pasadores no son analizados puesto que se utiliza los originales y estos ya vienen diseñados con un factor de seguridad ($F.S = 4$).



Fig. 4.4 Disposición templón –base chasis.

(Fuente: Autores)

Como ya se obtuvo los diámetros de un templón para que este trabaje sin sufrir deformaciones bajo la carga del vehículo, entonces se opta por aplicar este diámetro para todos los templones longitudinales al chasis y el templón transversal.

Las barras previas a su mecanizado fueron conseguidas en el mercado en nuestro caso en DIPAC centro distribuidor de la ciudad de Cuenca como se muestra en la figura (4.4)



Fig. 4.5 Barra de acero estructural A36.

(Fuente: Autores)

4.1.1. Dimensionado del recipiente para aire comprimido.

A continuación se define las características que deben reunir el cilindro destinada a contener aire a presión.

Definiciones.

Cilindro. Recipiente provisto de válvula de entrada, con dispositivos de seguridad.

MATERIALES.

Condiciones generales.

El material utilizado para la fabricación del cilindro debe ser de acero calmado, elaborado en horno eléctrico, Martín-Siemens u otro procedimiento similar.

Este acero debe tener una buena aptitud para ser soldado y embutido, con suficientes garantías, en cuanto a envejecimiento.

El cuerpo del cilindro y las partes soldadas al mismo serán de materiales compatibles entre sí.

Los materiales de aportación serán compatibles con el acero, al objeto de proporcionar soldaduras cuyas propiedades sean, como mínimo, equivalentes a las de la chapa base.

Para el cálculo se toma en consideración las características del aire que será comprimido como del material del cilindro.

CARACTERÍSTICAS AIRE-ACERO CALMADO			
AIRE		ACERO CALMADO	
Densidad (ρ)	1,2 (kg/m ³)	Resistencia máxima a la tensión	276 MPa
		Masa	20kg
Max. Presión	8bar / 116psi	Densidad (ρ)	78500kg/m ³
Admisión de aire	206 l/min		

Tabla. 4.3. Características del acero

(Fuente: Mecánica de materiales)

Presión máxima de trabajo permisible:

Es la presión manométrica máxima permitida en la parte superior del recipiente terminado en su posición normal de operación, a la temperatura designada que coincide con esa presión. Esta presión es el menor de los valores calculados con los requisitos de esta norma, para cualquier parte sujeta a presión, que incluye la

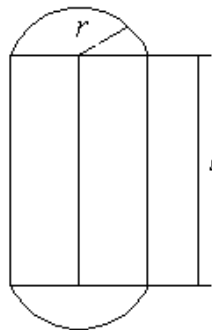
columna de líquido, usando el espesor nominal sin el agregado por corrosión y que considera los efectos de cualquier combinación de las cargas cuya ocurrencia se asume a la temperatura designada. Cuando no se efectúen cálculos para determinar la presión máxima de trabajo permisible, se permite usar la presión de diseño.

$$P = \gamma * h \quad (4.7)$$

Densidad

Los cuerpos difieren por lo general en su masa y en su volumen. Estos dos atributos físicos varían de un cuerpo a otro, de modo que si consideramos cuerpos de la misma naturaleza, cuanto mayor es el volumen, mayor es la masa del cuerpo considerado. No obstante, existe algo característico del tipo de materia que compone al cuerpo en cuestión y que explica el porqué dos cuerpos de sustancias diferentes que ocupan el mismo volumen no tienen la misma masa o viceversa.

La densidad de una sustancia es la masa que corresponde a un volumen unidad de dicha sustancia. Su unidad en el SI es el cociente entre la unidad de masa y la del volumen, es decir kg/m³.



$$\rho = \frac{m}{V} \quad (4.8)$$

$$\rho = \frac{m}{\pi * r^2 * l}$$

$$r^2 = \frac{m}{\pi * l * \rho} \quad (4.9)$$

Determinación del espesor de la plancha del tanque

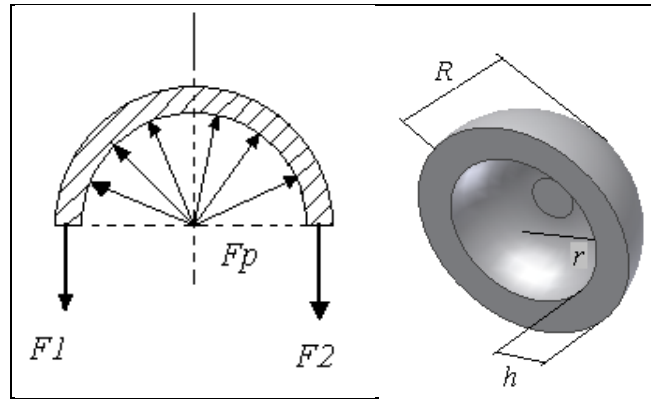


Fig. 4.6. Fuerzas sobre la semiesfera.

(Fuente: Mecánica de materiales)

Debido a la presión existente imponemos un factor de seguridad de $N = 4.5$ para asegurar que el material resista a las presiones internas y externas del gas.

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

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

(4.10)

Para el cálculo del espesor de la plancha del tanque lo realizamos mediante la imposición del radio de la semiesfera $R = 0.5$ m.

$$\sigma_{\max} = \frac{P \cdot R}{2 \cdot h} \leq \sigma_{adm}$$

$$h \geq \frac{P \cdot R}{2 \cdot \sigma_{adm}} \quad (4.11)$$

Esquema para cálculo

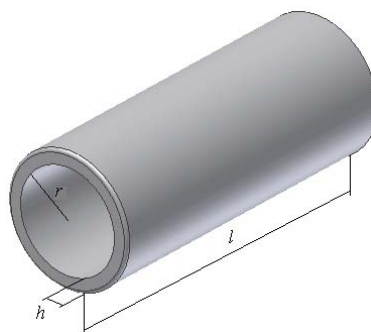


Fig. 4.7. Esquema de un cilindro

(Fuente: Mecánica de materiales)

Volumen

$$V_i = \pi.r^2.h - \frac{1}{2}\pi.r^2.a \quad (4.12)$$

Fuerza Vertical Fy

$$F_y = V_i.\gamma \quad (4.13)$$

Fuerza Horizontal Fx

Centro de Presiones.

$$y_p = y_o + \frac{I_o}{y_o.A} \quad (4.14)$$

$$y_o = h - \bar{y}$$

$$\bar{y} = \frac{4r}{3\pi} \quad (4.15)$$

$$I_o = \frac{\pi.r^4}{8} \quad (4.16)$$

Calculo del área

$$A = e * l$$

$$y_p = y_o + \frac{I_o}{y_o.A} \quad (4.17)$$

La Fx será.

$$F_x = y_p.A.\gamma \quad (4.18)$$

Análisis de esfuerzos normales.

$$\sigma_x = \frac{P.D}{2.t} \quad (4.19)$$

$$\sigma_y = \frac{F_y}{A} \quad (4.20)$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (4.21)$$

Esfuerzos combinados

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \tau_{\max} \quad (4.22)$$

Tanque diseñado para llenado de aire a presión

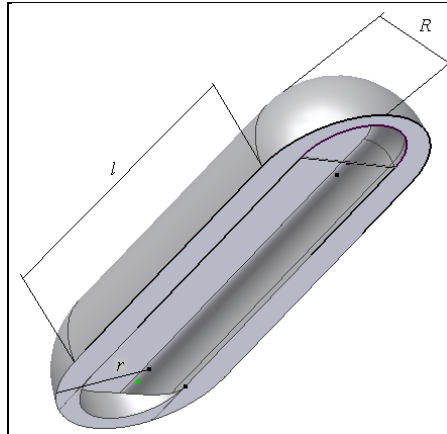


Fig. 4.8. Tanque de llenado

(Fuente: Mecánica de materiales)

Los cálculos se los realiza utilizando la característica del ACERO CALMADO sometido a un tratamiento mediante la adición de manganeso, silicio o aluminio antes de la colada. Esto le permite conseguir piezas perfectas pues no produce gases durante la solidificación, de modo que tal adición impide la formación de sopladuras.

Descripción	Valores	Ecuación
Factor de seguridad.	4.5	-
Longitud	1m	(Ecuación 4.7)
Radio calculado	5cm	(Ecuación 4.9)
Esfuerzo	288888,8Pa	(Ecuación 4.10)
espesor(h) real	0,003m	(Ecuación 4.11)
Volumen	0,66m ³	(Ecuación 4.12)
<i>Fuerza Vertical Fy</i>	51810N	(Ecuación 4.13)

<i>Fuerza Horizontal F_x.</i>	4620,51N	(Ecuación 4.14)
esfuerzos normales τ_{\max}	64000MPa	(Ecuación 4.17)

Tabla 4.4. Espesor, diámetro del depósito

(Fuente: Mecánica de materiales)

Las medidas calculadas para el depósito para soportar la presión requerida de 8Bar, como las fuerzas ejercidas sobre superficies curvas, tracción en el recipiente necesario para abastecer el circuito neumático se presentan en la tabla (4.4), como el volumen del depósito instalado en el vehículo que es de $10178,7\text{cm}^3$. Con base a estos datos se instala un depósito con las siguientes características.

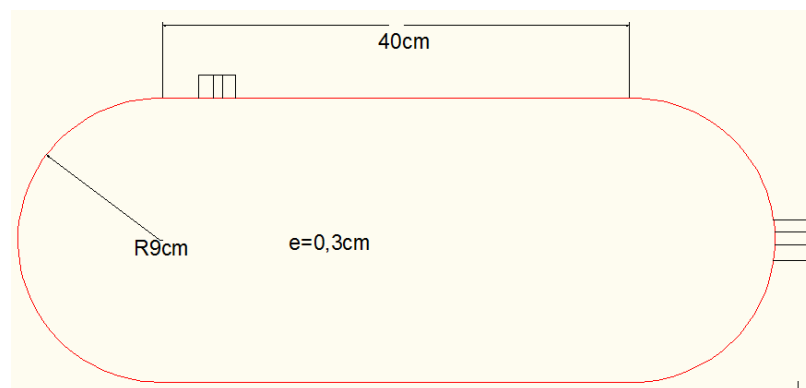


Fig. 4.9. Depósito de aire

(Fuente: Autores)

4.1.2. Espesor de placas para la construcción de bases de los amortiguadores de aire.

Para determinar el espesor utilizado en las bases que irán empotradas en el chasis y sujetaran a los amortiguadores de aire, se considera el material Acero A-36 (Esfuerzo elástico de cadencia de 250 Mpa. Presenta alta resistencia para vigas y bases de columnas).

Debido a la existencia en el mercado de una variedad de espesores, en breve se realiza un estudio de las características del material para determinar un espesor de plancha.

Constantes de diseño:

Teniendo en cuenta el peso del vehículo de $\frac{1}{4}$ que es de 250kg.

ELECCIÓN DEL MATERIAL:

Teniendo en consideración que las piezas hechas a partir de acero A36 son fácilmente unidas mediante casi todos los procesos de soldadura. Los más comúnmente usados para el A36 son los menos costosos y rápidos como la Soldadura por arco metálico protegido (SMAW, Shielded metal arc welding), Soldadura con arco metálico y gas (GMAW, Gas metal arc welding), y soldadura oxiacetilénica.

Descripción del acero A-36.	
Densidad	7850 kg/m ³ (0.28 lb/in ³).
Forma	en barras, planchas y perfiles estructurales con espesores menores de 8 plg (203,2 mm)
límite de <u>fluencia</u> mínimo	de 250 MPA
límite de rotura mínimo	410 MPa

Tabla. 4.5. Descripción del acero

(Fuente: Mecánica de materiales)

Considerando la deflexión permisible se opta por comprar las placas de espesor de 8mm para realizar las bases como se indica en la ilustración

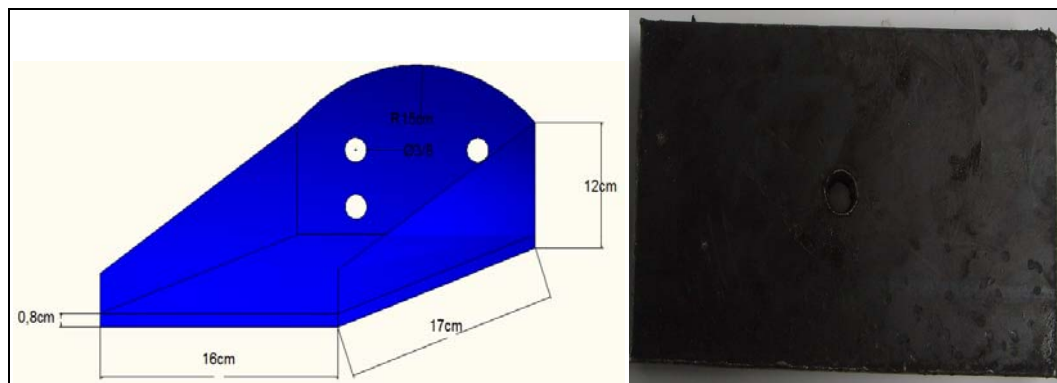


Fig. 4.10. Bases de sujeción

(Fuente: Autores)

4.2. Componentes del circuito neumático.

4.2.1 Bolsa de aire delantera:

El tipo de amortiguadores de aire que se han escogido para este proyecto se basa en las siguientes condiciones:

- ✓ Peso del vehículo
- ✓ El torque en el que estarán sometidos los amortiguadores
- ✓ Fuerzas transversales y longitudinales que actuaran cuando el vehículo se encuentre en marcha.
- ✓ Adaptables al vehículo.

CARACTERISTICAS

- CODIGO WO1-358-7025
- Bolsa dos capas de fuelle.
- Rosca ciega de ¼ NPT (American Standard Pipe Taper Thread) Rosca Americana Cónica para tubos. Para entrada de aire.
- Rosca 3/8 de profundidad en los extremos para enlace.

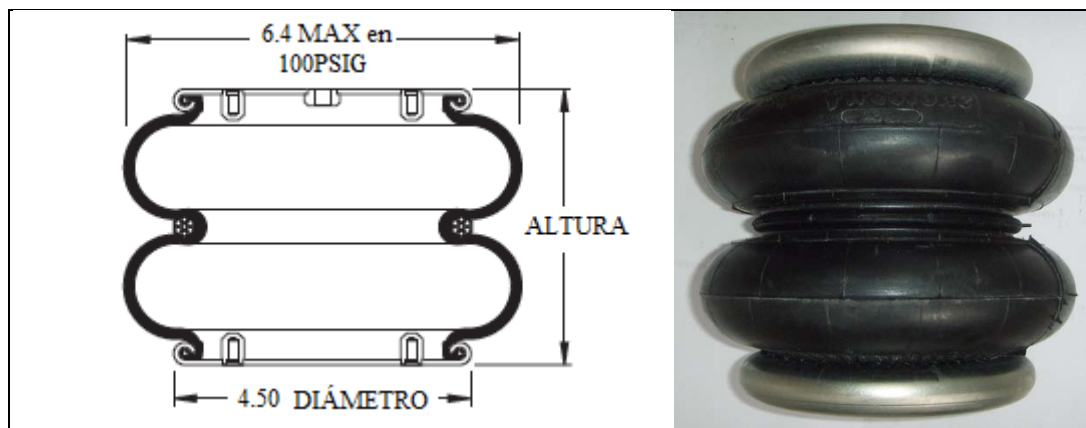


Fig. 4.11 Bolsa de aire

(Fuente: Catalogo de FIRESTONE)

Características Dinámicas de 5,5 pulgadas de altura				
Volumen @ 100 PSIG = 82 in ³			Frecuencia Natural	
Presión	carga	Valor de Torque	CPM	HZ
Manometrica	(lbs.)	(lbs./ in.)		

(PSIG)				
40	430	329	164	2.73
60	670	477	158	2.63
80	910	616	154	2.57
100	1,180	757	151	2.51

Tabla: 4.6. Características de la bolsa de aire

(Fuente: Catalogo de FIRESTONE)

4.2.2 BOLSA DE AIRE POSTERIOR CARACTERISTICAS

- CODIGO 1S6 - 056
- Bolsa de fuelle cónico
- Rosca ciega de 1/8 NPT(American Standard Pipe Taper Thread) Rosca Americana Cónica para tubos. Para entrada de aire.
- Rosca 3/4 exterior para roscado en la placa de sujeción de enlace con la carrocería.
- Rosca 1/8 para conexión de entrada de aire.

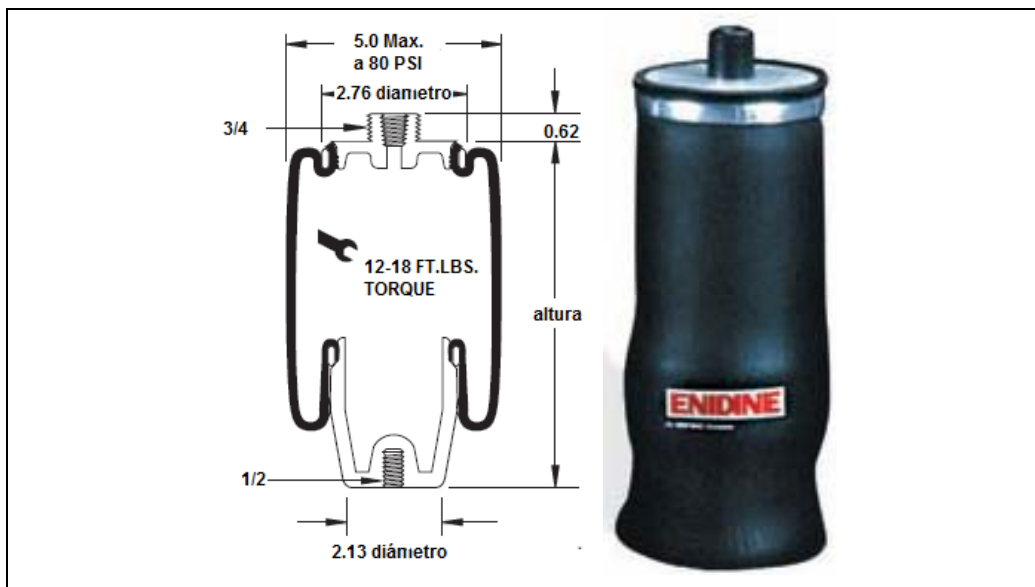


Figura. 4.12 Bolsa de aire

(Fuente: Catalogo de FIRESTONE)

Características Dinámicas de 8.5 pulgadas de altura				
Volumen @ 80 PSIG = 93 in ³			Frecuencia Natural	
Presión Manométrica (PSIG)	carga (Lbs.)	Valor de Torque (Lbs. / in.)	CPM	HZ
40	360	69	82	1.37
60	590	115	83	1.38
80	800	131	76	1.27
100	1,000	184	80	1.34

Tabla. 4.7 Características de la bolsa de aire

(Fuente: Catalogo de FIRESTONE)

En total son cuatro amortiguadores de aire que estarán trabajando constantemente al poner en marcha el vehículo.

Se presenta un esquema de distribución del circuito.

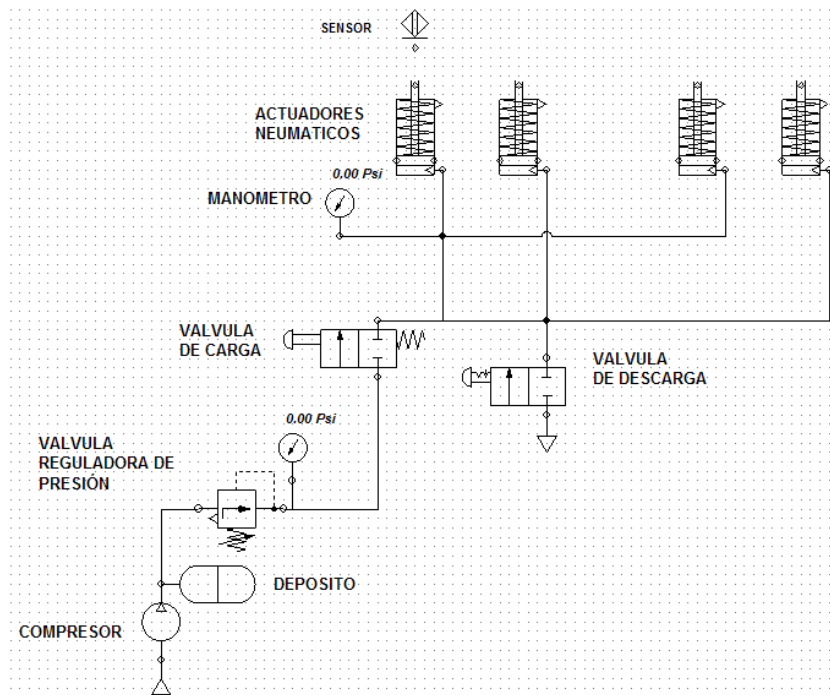


Fig. 4.13 Esquema del circuito neumático

(Fuente:Autores)

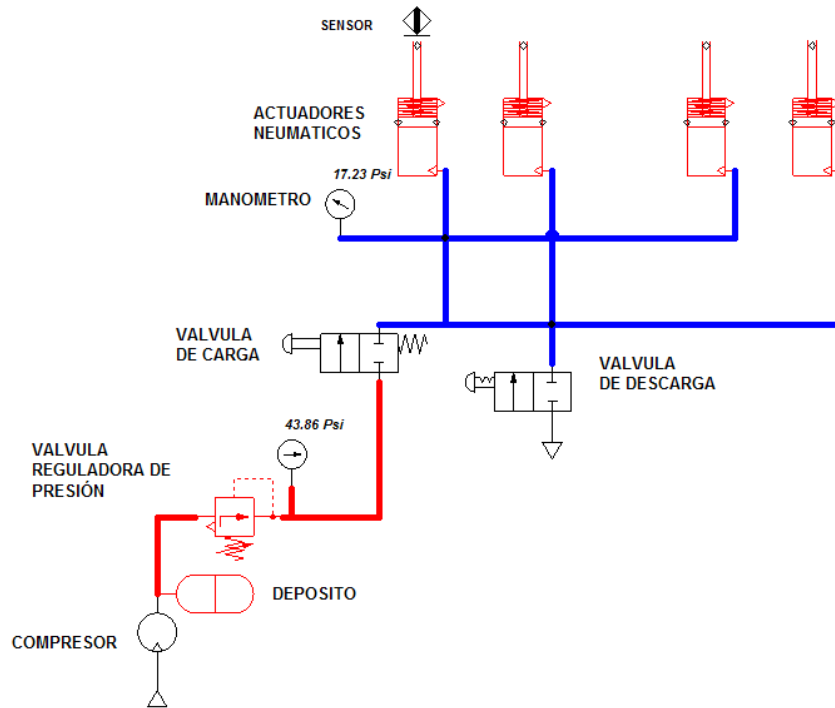


Fig. 4.14 Funcionamiento de las bolsas de aire etapa de ascenso.
(Fuente: Autores)

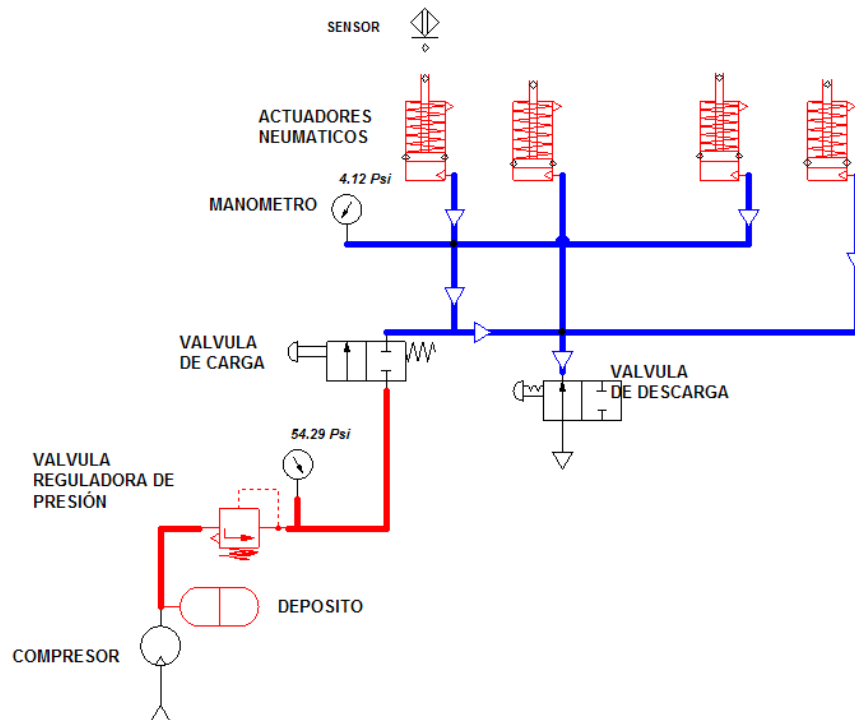


Fig. 4.15. Funcionamiento de las bolsas de aire etapa de descenso.
(Fuente: Autores)

4.3. Datos generales

Las longitudes de los tramos de instalación vienen indicadas en el esquema de la distribución.

La presión de servicio de la instalación (presión en el depósito) este comprendida entre 100 y 110 Psi.

Ya que los amortiguadores de aire están entre una presión máxima de 100Psi.

Para dimensionamiento de cálculo se puede suponer que la presión atmosférica es de 1 bar. (abs.) Y la temperatura de 20°C.

Se desea dimensionar la instalación de aire comprimido, eligiendo los diámetros de las tuberías, el compresor y el volumen del depósito más adecuados.

4.4. Cálculo para la instalación paso a paso

1. Dimensionamiento de las mangueras de la instalación.

Para elegir el diámetro de las mangueras se debe considerar la suposición de consumos de aire más desfavorable respecto a las pérdidas de carga que se producen en la instalación. En este caso los cuatro amortiguadores estarán trabajando continuamente.

Al tratarse de una instalación pequeña se elegirá un único diámetro para todos los tramos de la línea principal. Como se elegirá un único diámetro para las mangueras de servicio.

4.4.1 Predimensionamiento de los diámetros de las mangueras

Los diámetros de las mangueras de la instalación se dimensionan en primer lugar según el siguiente criterio, marcado por los conocimientos, que indica la velocidad típica del aire en los diferentes tipos de conductos:

Línea principal	15 a 20m/s
Línea de servicio	20 a 40m/s

Tabla. 4.8. Datos de fluido de aire tomado de tabla de mecánica de fluidos

(Fuente: Catálogo de FIRESTONE)

Para este cálculo existen ciertas consideraciones que influyen en la elección de la misma. La elección de una manguera debe basarse en el consumo de aire libre, expresado en l/min, que requiere cada accesorio cuando funciona a plena carga y a la máxima potencia.

En este proyecto el fabricante presenta en su catálogo el consumo de aire libre que necesita el útil para mejor funcionamiento y el diámetro de manguera (en milímetros o en pulgadas) que exige dicha cantidad de aire para circular sin restricción.

La medida de racor es de 3/8 con salida a cañería de aire de 5/16

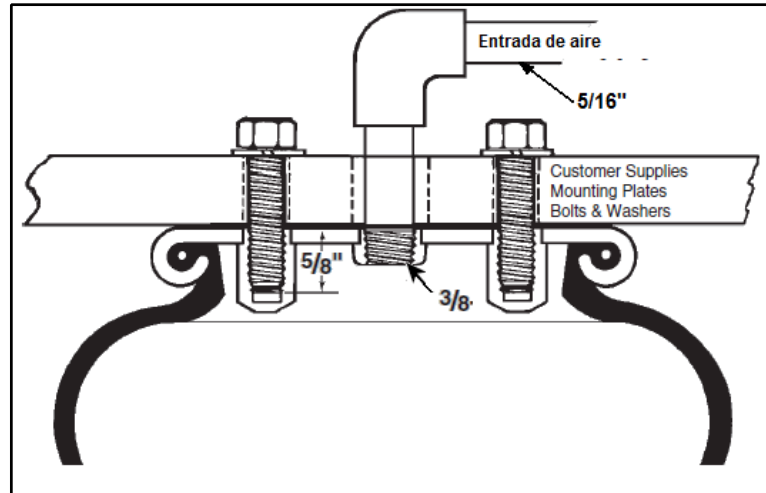


Fig. 4.16 Esquema de racor de la entrada de aire

(Fuente: Catálogo de FIRESTONE)

El caudal que circula por la manguera de presión está basada en el siguiente Nomograma para una caída des presión de $0.16 \frac{Kg}{cm^2}$ por cada 10m de tubería.

La presión tomada la máxima que trabajan los amortiguadores está entre los 100Psi que equivale a $7.03 \frac{Kg}{cm^2}$

Entonces:

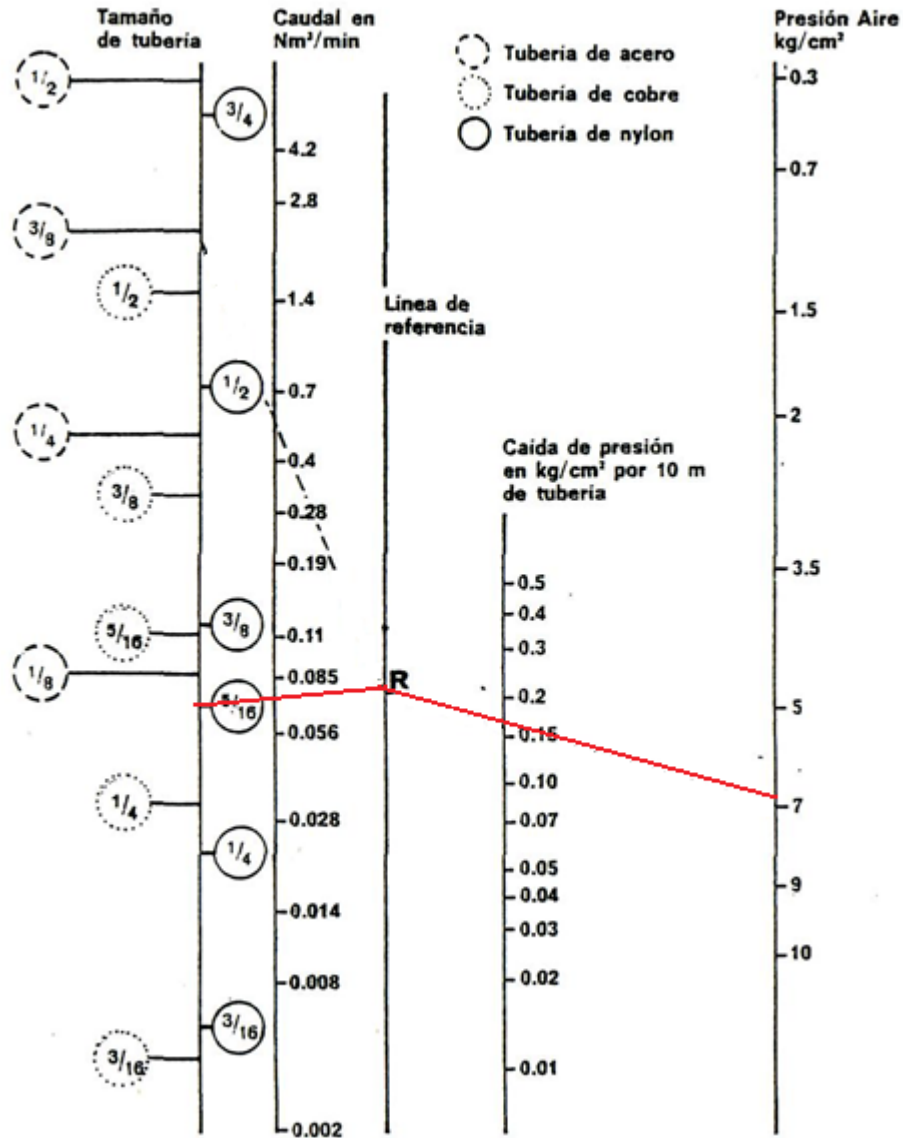


Fig. 4.17 Nomograma*

(Fuente: Catálogo de FIRESTONE)

4.4.2. Conjunto suministro de aire

El conjunto de suministro de aire está formado por el compresor, accionado por el motor térmico del mismo vehículo por medio de una banda, lo cual aspira aire directamente de la atmósfera

El compresor ha sido seleccionado de acuerdo a las siguientes condiciones.

- Rpm del motor.
- Relación de giro de del conjunto motor y compresor (diferencia de diámetros de sus poleas).
- Caudal de aire necesario para el circuito.

* Tomado de: Aire comprimido pág. 234 Autor E.Carnicer Royo Para una cañería de 5/16 se tiene

una caída de caudal de aproximado de $0.070 \frac{m^3}{min}$

- Presión del aire en el funcionamiento del circuito.
- Para lo que se ha determinado de acuerdo al caudal necesario para el circuito que es aproximadamente de $820,000\text{cm}^3/\text{min}$.

4.4.3. Constitución del compresor.

Para producir aire comprimido se utiliza un compresor que eleva la presión del aire al valor de trabajo deseado. Los mecanismos y mandos neumáticos se alimentan desde una estación central. Entonces no es necesario calcular ni proyectar la transformación de la energía para cada uno de los consumidores. El aire comprimido viene de la estación compresora y llega a las instalaciones a través de tuberías.

Para este proyecto se aplica un compresor de aire acondicionado de un vehículo el cual será movido por las correas de accesorios del motor entre ellos tenemos un número grande de variedades lo cual se diferencian entre ellos fundamentalmente por los siguientes elementos: conectores al circuito, sensores y cargadores, electro embregue, el sistema de sujeción, la marca y el modelo.

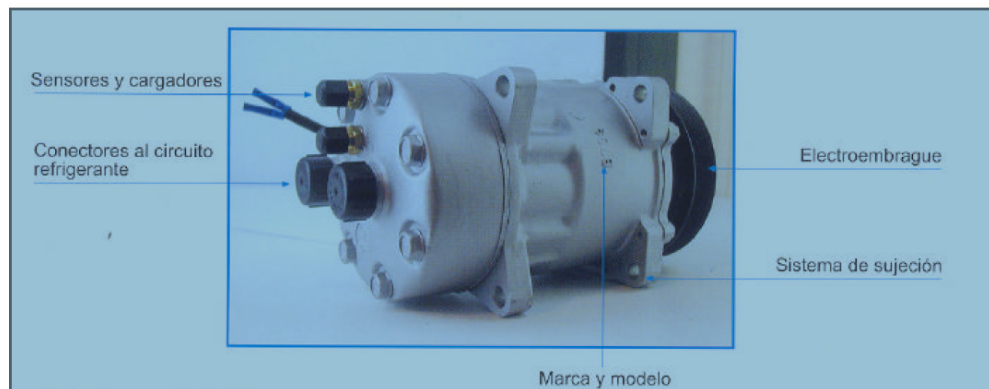


Fig.4.18. Compresor

(Fuente: www.monografias.com)

Al observar el compresor se diferencia tres partes principales la delantera, trasera y la parte inferior.

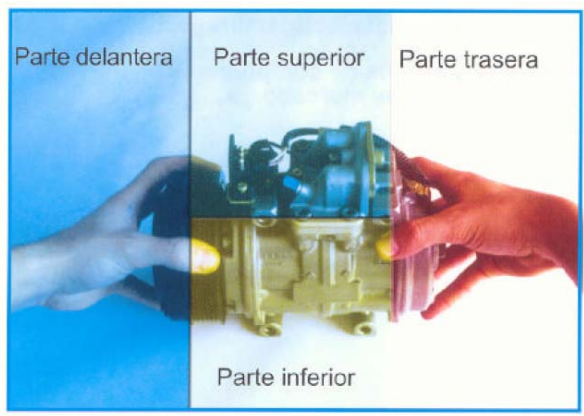


Fig. 4.19. Partes del compresor

(Fuente: www.monografias.com)

4.4.4. Características del compresor.

El compresor que cumple con los requerimientos para el proyecto es de un vehículo Mitsubishi L 300 tipo van.

Es de paletas deslizantes:

- No tiene válvulas de admisión ni de descarga.
- Tiene una apertura amplia en la zona de entrada del aire y una abertura pequeña en la descarga.
- La compresión de aire atrapado entre dos paletas es progresiva por la reducción de volumen entre la succión y la descarga.
- El paquete de aire comprimido siempre alcanza la presión de diseño en su recorrido dentro de la maquina.
- Para operación por debajo de la presión de diseño se presenta una fracción de pérdida de energía.

Marca y modelo:

La identificación es Mitsubishi modelo CSA272CL01

Sistema de sujeción:

- Numero de anclajes 4, de orejas ORE, roscadas CR



Fig.4.20. Sujeción de orejas

(Fuente: www.monografias.com)

Tipo de conector al circuito de aire:

Este tipo de compresor dispone de dos racores de acceso: el de aspiración o succión identificado con la letra S y el de descarga que es identificado con la letra D. el de succión es de mayor sección que el de descarga.

El racor de conexión al circuito es de tipo unión con brida y tórica plana TP



Fig. 4.21. Racores

(Fuente: www.monografias.com)

El Electroembrague:

Los elementos que definen el electroembrague son tres: la polea, la bobina y los protectores del plato de embrague. La polea de este compresor es de 1 valle.



Fig. 4.22. Polea del compresor

(Fuente: www.monografias.com)

Diámetro del embrague en mm 136



Fig. 4.23. Embrague.

(Fuente: www.monografias.com)

La bobina es de 12 voltios y el conector con terminales plano.

- Número de revoluciones continuas máximas: 8450 rpm.
- Número de revoluciones no continuas máximas: 10000 rpm.
- Radio de rotación orbital: 4.58mm
- Cantidad de lubricante: 50 cm^3

4.5. Acoplamiento del sistema neumático.

Una vez de haber estudiado la necesidad de colocar los muelles neumáticos, realizado los cálculos pertinentes y escogido el tipo de muelles, nos hemos decidido por montar las bolsas neumáticas de la marca “FIRESTONE”, las mismas que anteriormente se especificaron y se dieron a conocer sus características.

Los demás elementos que comprenden el sistema se detallaron anteriormente.

La carrocería está montada sobre un chasis GMC JIMMY. Se ha instalado las bolsas neumáticas básicas, más el compresor con control de nivel de inflado.

El conjunto instalado consta de: dos muelles neumáticos delanteros y dos posteriores más los soportes específicos para cada chasis y bases a instalar en el lugar de las ballestas.

El compresor con control de nivel de inflado consta de un elemento compuesto por:

- Un manómetro de una aguja, dos válvulas neumáticas de inflado de dos vías dos posiciones, una válvula de descarga “Roadranger — A — 5013” en la palanca de cambios que en la una posición controla los dos amortiguadores posteriores y la otra los delanteros logrando evacuación del aire a nuestra conveniencia, todo de accionamiento manual.
 - Tubos de nailon de unos 5/16”. de diámetro para la conducción del aire a presión generado por el compresor.
 - Un compresor, que junto al elemento anteriormente descrito, genera y distribuye el aire a los muelles, visualizando y ajustando independientemente las presiones de cada dos muelles neumáticos.
 - Además consta de un presostato con regulador de presión el cual sirve de interruptor del compresor para que este no este funcionando todo el tiempo.
 - Un deposito para que almacene aire comprimido en caso de que el compresor falle.
- Estos elementos detallados de manera rápida conforman el nuevo sistema de suspensión neumático que van a ser instalados en el vehículo antes descrito, el proceso se detalla a continuación.

4.5.1. Desarmado de la suspensión original

- Aflojamos las tuercas de las ruedas traseras y delanteras para el retiro general de las ballestas.
- Embancado del vehículo: colocando todo el peso de la carrocería sobre caballetes regulables que no haya presión sobre las ballestas.
- Soltamos las gemelas (1): logrando que se separen las ballestas de su sujeción al chasis en la parte posterior figura (4.24).
- Separamos el eje posterior (3) extrayendo las bridas en U (2), retiramos las bases inferiores (6) de las ballestas.
- Extraemos la ballesta: separando en su parte delantera que está unida al chasis por medio de un tornillo con tuerca. (4). (Fig. 4.24.) este

procedimiento se realiza para el desmontaje de las ballestas delanteras y posteriores.

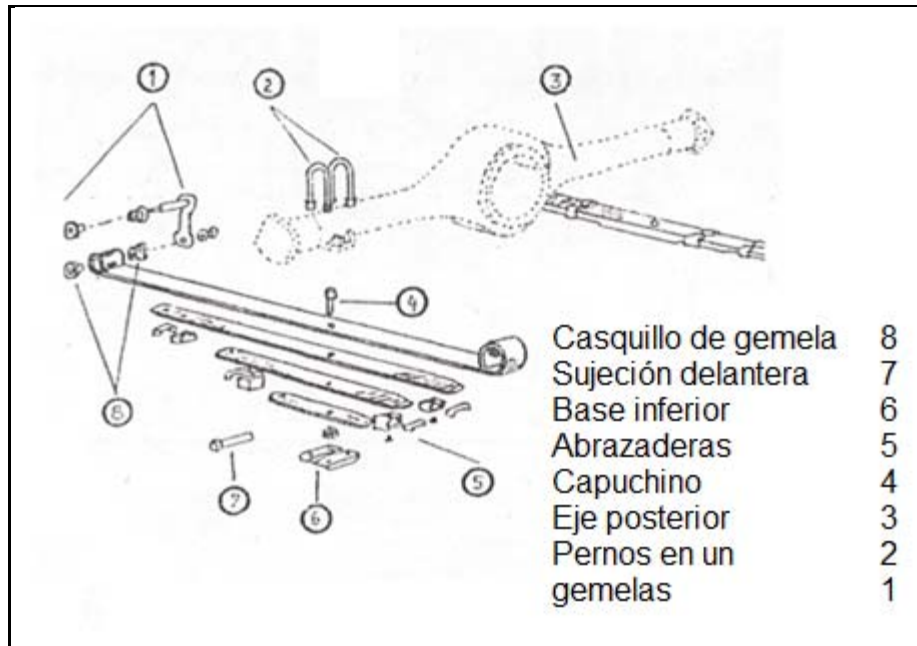


Fig. 4.24. Desarmado Suspensión Original

(Fuente: www.mecanicavirtual.org)

- Chasis: revisión del estado de las bases delanteras y posteriores de las ballestas pues en este quedaran sujetos los templenes longitudinales y transversales de la nueva suspensión.
- Limpieza del chasis a la altura del eje posterior, en este colocaremos las bases superiores de los amortiguadores neumáticos. Como la limpieza del eje delantero y posterior para el acople de las bases inferiores.
- Limpieza general de las partes a instalar los acoples.

4.5.2. Adaptación de los el templónes posteriores:

Con las características adecuadas de los materiales y previamente mecanizados cada pieza como el corte de cada molde que conforman las bases por el método de oxicorte como se muestra en la figura (4.25) que serán adaptadas al vehículo procedimos a soldar los ejes, tanto transversales como longitudinales.



Fig. 4.25. Corte de los moldes de las bases “Oxicorte”

(Fuente: Autores)

Para esta aplicación se utiliza dos tipos de suelda la 6011 que es empleada únicamente para enlace entre los bujes de sujeción al chasis llamado cordón de raíz y la barra. La 6130 llamada en el mercado suelda de acero inoxidable que sirve para terminado con la característica especial que al momento de que actúa el templon la cual estará sometida constante mente a flexión y el cordón de soldadura no se trisara permitiendo dar gran número de elasticidad.

1. De esta manera se procede a realizar a todas las barras como se indica en la figura (4.25).



Fig. 4.26. Soldadura de templon

(Fuente: Autores)

2. En el eje posterior se suelda las base que sujetaran los templones longitudinales tanto izquierdo y derecho como se indica en la figura (4.25)



*Fig. 4.27. Acople de bases para la sujeción de las bolsas neumáticas
(Fuente: Autores)*

3. El otro extremo que se sujetaran las templeones se utiliza las mismas bases que sujetaban a las ballestas, instalándose como se muestra en la figura (4.27). Este procedimiento se realiza para el lado izquierdo y derecho de la parte posterior. Lo que logramos con este diseño de adaptación es controlar el desplazamiento longitudinal del vehículo ya que las ballestas han sido eliminadas en su totalidad.

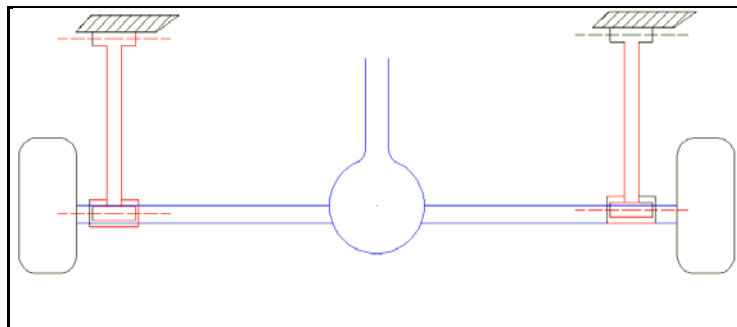


Fig. 4.28 templeones longitudinales.

(Fuente: Autores)



Fig. 4.29. Templon posterior

(Fuente: Autores)

4. A continuación se procede a soldar las bases para el templon transversal o inclinado, con una desviación de 19° con respecto al chasis. En la parte derecha

posterior se suelda las bases empotradas en el chasis del vehículo y en la parte inferior izquierda se suelda la segunda base en el eje de la carona como se indica en la figura (4.30). Estas base debidamente construidas a las exigencias del vehículo.



Fig. 4.30 vista de la barra estabilizadora colocada transversalmente.

(Fuente: Autores)

5. Siguiendo con la instalación de la parte mecánica. Ahora en la parte delantera la ballesta maestra será instalada con la forma original que viene en el vehículo para contrarrestar el espesor de las otras que son eliminadas se instala una barra rectangular de espesor de 1 cm en el lado derecho e izquierdo. Como se muestra en la figura (4.31).



Fig. 4.31 Adaptación de los soportes para los amortiguadores de aire.

(Fuente: Autores)

Luego de haber estudiado las características de amortiguadores de aire que serán implementados. Se tuvo que diseñar cada uno de los soportes de acuerdo al diseño del chasis y el eje. Y proceder a su acople.

6. Para la colocación del soporte de los amortiguadores posteriores se tiene que tener en cuenta que las mismas estén de tal manera perpendiculares a la trayectoria del vehículo. En la parte del chasis se procede a realizar cuatro agujeros para pernos $3/8$ de diámetro y $1/2$ pulgada de largo, para el debido acople del soporte al chasis. El soporte presenta una guía debidamente torneada para que se asiente la parte superior de la base del amortiguador como se muestra en la gráfica (4.32). Cabe destacar que

el espesor obtenido en el estudio del cálculo como las que existen en el mercado de acuerdo a nuestras necesidades se ha utilizado un espesor de 8mm para las placas que conforman las bases e igual forma el material es de hierro mecanizado con alto número de carbono.



Fig. 4.32 La base inferior se asienta sobre el eje su forma geométrica es únicamente en forma de círculo debidamente torneada

(Fuente: Autores)

Para no dañar la guía de las bases de la ballesta que se sujetaban en el eje, se diseñó dos bases en forma de media luna las cuales son soldadas al eje en donde se apoya la base rectangular de la figura 4.32. Como se puede ver en la figura (4.33).



Fig. 4.33 Base de apoyo

(Fuente: Autores)

Al utilizar estas bases y los mismos amortiguadores, se adaptó de forma que el ángulo del amortiguador no varié; o sea, funciona con inclinación de 30° . En la parte delantera de igual forma se realizó el agujereado en el chasis debidamente ubicada y se armó la base que se atornilló el amortiguador neumático como muestra la figura (4.34)



Fig. 4.34 Bases para el muelle delantero

(Fuente: Autores)

Para el soporte inferior primero se coloca una placa cuadrada en el eje y agujereada para que sujete la hoja guía con el eje como se ve en la figura (4.35). para contrarrestar el espesor de las ballestas extraídas se coloca una placa rectangular con el ancho de la hoja principal por debajo de la placa. Este diseño nos ayuda a que al momento de reemplazar la hoja guía o a la vez el amortiguador ya cuando cumplan con su vida útil no presenten dificultad alguna para su desarmado.



Figura 4.35 Placa agujerada

(Fuente: Autores)

7. Para luego soldar las dos soportes en la placa, estas presentan su determinada altura para que se asiente la base circular inferior ver figura (4.36) donde se apoyara el amortiguador, ya que la altura del amortiguador neumático tiene su altura limitada como es de 15cm. Tener en cuenta que estos pasos se realizan para el otro lado del eje delantero.



Figura 4.36. Soporte de placa

8. Aquí se puede ver la ubicación de las bases delanteras y posteriores que sujetaran a los amortiguadores de tal forma que al levantar con un gato hidráulico el chasis, los amortiguadores quedan sin presión por la acción del varillaje de tal forma que con gran facilidad se puede realizar el montaje y desmontaje de los amortiguadores.

4.5.3. Instalación del grupo neumático

1) Se buscará dentro de la cabina un sitio adecuado para instalar las válvulas de inflado y el manómetro. En nuestro caso se ha instalado junto al volante al lado izquierdo por mayor espacio y mejor visibilidad.



Fig. 4.37. Vista del manómetro y válvulas de inflado en cabina

(Fuente: Autores)

2) Se instala el compresor en nuestro caso en el recinto motor térmico esta atornillada a una base del motor paralelo a la polea de bomba hidráulica de la dirección ya que esta funciona con la potencia del motor térmico. Presenta un sistema de calibración de la banda de acople entre motor eléctrico y térmico como se ve en la figura (4.38)



Fig. 4.38. Vista del compresor instalado en el recinto motor

(Fuente: Autores)

- 3) Se conexionará la parte eléctrica como indica el esquema de montaje. En nuestro caso el compresor tiene una salida positiva y el negativo la realiza directamente con su carcasa. El positivo va a una caja de fusibles que se activa con la llave de contacto de la salida se conecta a un presostato electromecánico figura (4.39)

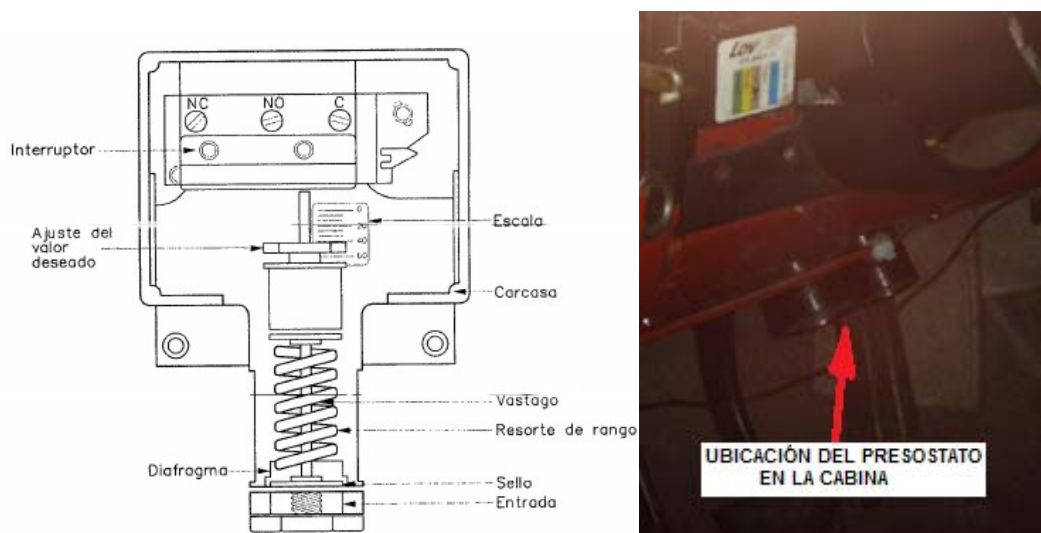


Fig. 4.39. Presostato con regulador de presión.

(Fuente: Autores)

El presostato también es conocido como interruptor de presión. Es un aparato que cierra o abre un circuito eléctrico dependiendo de la lectura de presión de un fluido.

El fluido ejerce una presión sobre un pistón interno haciendo que se mueva hasta que se unen dos contactos. Cuando la presión baja un resorte empuja el pistón en sentido contrario y los contactos se separan.

Un tornillo permite ajustar la sensibilidad de disparo del presostato al aplicar más o menos fuerza sobre el pistón a través del resorte en nuestro caso se calibra a $8.1 \frac{Kg}{cm^2}$

Usualmente tienen dos ajustes independientes: la presión de encendido y la presión de apagado, los presostatos entregan una señal apagado/encendido únicamente. Este accesorio se coloca en la parte inferior dentro del tablero del vehículo.

4) Se conectarán todos los tubos neumáticos desde el compresor a las válvulas de inflado y las conexiones de las válvulas de inflado a los muelles neumáticos. En este momento del montaje, sólo se conectará en la parte de las válvulas, dejando todos los tubos preparados en el compartimento motor.



Fig. 4.40. Paso de los tubos neumáticos y los cables eléctricos de marcha del compresor desde la cabina al compartimento motor

(Fuente: Autores)

5) El depósito de aire se instala una válvula limitadora de presión y una válvula unidireccional y se coloca con dos abrazaderas colocando el depósito en la parte inferior del vehículo.



Fig. 4.41. Deposito

(Fuente: Autores)

6) Se quita los tapones de goma de los amortiguadores y luego se atornillaran los muelles neumáticos al chasis y al otro extremo al eje. Todo esta operación se efectuara teniendo cuidado de colocar los codos de conexión neumática hacia el centro del eje como se muestra en la figura (4.42)



Fig. 4.42. Amortiguador delantero y posterior.

(Fuente: Autores)

7) Se pasaran las cañerías de aire, que previamente hemos dejado en el compartimiento motor, hacia los muelles neumáticos, conectándoles y sujetándoles en el fondo del vehículo mediante bridas.



Fig. 4.43. Sujeción de cañerías

(Fuente: Autores)

8) Para el desinflado de los amortiguadores se instala la válvula Roadranger — A – 5013 en la palanca de cambios que en la una entrada controla los dos amortiguadores traseros y la otra los delanteros logrando evacuación del aire a nuestra conveniencia.



Fig. 4.44. Válvula Roadranger — A – 5013

(Fuente: Autores)

9) Sustitución de los amortiguadores que se encontraban en el vehículo por unos más cortos debido a que la altura se encontraba regulada de acuerdo al sistema electrónico el mismo que esta a una altura de 27 cm como máximo, esto quiere decir que el amortiguador se encuentra estirado.



4.5.4. Instalación del sistema electrónico de control de altura

Parte mecánica: se instala un sistema de varillaje que tiene un desplazamiento vertical con la finalidad de girar la perilla del potenciómetro que variara su resistencia de acuerdo a la altura que el vehículo se encuentre.



Fig. 4.45. Sistema control de altura

(Fuente: Autores)

4.6. Pruebas de funcionamiento del sistema de suspensión neumático.

Para realizar las pruebas de funcionamiento en primer lugar nos aseguramos de que todo se encuentre en orden en cuanto al armado del sistema de suspensión

neumático, para evitar así algún accidente o daño ya sea al vehículo y en caso mas importante a las personas que vamos a realizar las pruebas.

4.6.1 Pruebas de inflado.

Se efectuarán las pruebas de inflado de los muelles neumáticos a una presión próxima a 7 kg/cm². En nuestro caso hemos dejado 1 hora a esta presión y hemos observado que existen fugas.

Por lo cual luego de la inspección correspondiente se ha localizado la fuga en las cañerías 5/16” que alimentan a los fuelles neumáticos posteriores. Aquí lo que se ha hecho es colocar teflón y realizar un apriete adecuado del mismo como indica en la figura (4.43) logrando la corrección de la fuga.



Fig. 4.46. Localización de fuga

(Fuente: Autores)

Otro problema que se presento es el calentamiento de la cañería 3/8 de la salida del compresor; debido a la alta temperatura que con el transcurso del funcionamiento del compresor aquí se presentaba.

Para la solución de este problema se construyo un tipo de cañería especial de teflón con un largo de 60cm desde la salida del compresor; resistente a altas temperaturas evitando el calentamiento de la cañería logrando solucionar este problema.



Fig. 4.47 Conexión neumática al compresor

(Fuente: Autores)

Se realizó un ajuste de conectores y uniones de cobre para evitar en su totalidad la fuga de aire.

Las presiones de trabajo de los muelles es recomendable tenerlas entre 3,5kg/cm² y 6 kg/cm². En nuestro caso funciona muy bien alrededor de 4.5 kg/cm². Nota: los muelles no deben llevar nunca una presión menor de 0,5 kg/cm² (peligro de rotura de la goma por cizalladora), ni mayor de 8 kg/cm², valor máximo que el fabricante da.

Se puede dar el caso de que inflamos demasiado los muelles neumáticos, por lo que se tendrá el aviso en el pantalla digital ubicado en la cabina.

4.6.2. Pruebas en carretera

Después de haber recorrido 20 km. hemos observado una buena estabilidad en curvas y al poder ajustar la altura en carga hemos observado que al pasar muchos de los obstáculos el vehículo se comporta blando.

Lo que es importante que veamos, es que las agujas del manómetro se muevan con soltura. Si esto no ocurre, es porque hemos ajustado con demasiada presión los muelles. Como es también que el compresor está trabajando a las necesidades del sistema permitiendo estar apagado y prendido facilitando así la vida útil del mismo.

El ruido interior en la cabina ha disminuido apreciablemente.

Partiendo del ajuste realizado, aproximadamente de 3,5kg/cm² (3.5bar), las suspensiones han adquirido una altura de 140mm. Si miramos en la grafica o tabla o adjuntada podemos comprobar que corresponde a una fuerza de 4 KN aproximadamente a lo que es lo mismo de aproximadamente 407.7 Kg. Esto nos

indica que, soportara adecuadamente el peso del vehículo, por lo que de igual forma la vida útil de los fuellas va ser mayor.

TABLA DE CARGAS						
Altura del montaje (mm)	Volumen a 7 bar (cm ³)	EFF Área a 7 bar(cm ²)	KN Fuerza			
			a 3 BAR	a 4 BAR	a 5 BAR	a 6 BAR
180	1.890	74	1.91	2.71	3.49	4.40
160	1.708	92	2.51	3.46	4.41	5.47
140	1.491	106	3.01	4.09	5.18	7.43
120	1.255	119	3.44	4.64	5.85	8.33
100	992	132	3.84	5.16	6.49	9.23
80	703	144	4.22	5.65	7.08	8.62

Tabla4.9. Datos de carga de presión.

(Fuente: Catálogo de FIRESTONE)

CONCLUSIONES

El estudio de la rigidez neumática exigía el conocimiento preciso de los factores que influían en un proceso de compresión - expansión como el de la suspensión. En esta tesis en capítulos anteriores, se consideraba un requisito imprescindible la definición y comprensión de la característica o constante de rigidez de una suspensión neumática, para poder así abordar otras temáticas en el estudio de su regulación en función de los agentes externos que pudieran perturbarle.

Para poder llevar a cabo este objetivo se ha demostrado la poca precisión de la metodología clásica frente a la utilización de un modelo que tiene en cuenta los efectos externos como son carga e irregularidades del terreno también se debe considerar lo no ideal del gas.

Para la realización del modelo ha sido necesario corroborar que no se va a trabajar con un gas ideal sino real de tal forma que este influye de manera concreta en el sistema debido a que no se pudo tener sus datos exactos ya que este está compuesto por varios gases y todos estos van a estar influenciando en el sistema. Se ha conseguido la construcción de una unidad experimental, que junto a un apropiado y preciso modelo de diagnóstico en base a cálculos han hecho posible el desarrollo de un modelo capaz de mantenerse estable de acuerdo a la frecuencia de valores límite como es el de ICV (Incomodidad Cinética Vibratoria en donde su valor es de 1 Hz)

Paralelamente, se ha desarrollado un modelo de diagnóstico alimentado por la utilización de dos técnicas de cálculo como son el de la rigidez del muelle neumático y este en base a la frecuencia umbral. Por otra parte, a partir del registro experimental de presiones y de volumen que se ha logrado graficar mediante software apropiado.

Se han contrastado ambos tipos de suspensiones convencional y neumática con los registros experimentales, véase párrafos y gráficas anteriores en la comprobación del sistema, observando una mejor correlación con el modelo desarrollado en este trabajo. Una vez cotejados los resultados con la experimentación se puede asegurar una buena correlación, para el caso nuestro de una suspensión neumática de una única cámara. Puede asegurarse, que otro de los objetivos marcados, Es importante indicar, también, que mediante cálculos desarrollado para resolver la ecuación de estado el modelo es extensible a otros fluidos no polares es decir gases ideales.

Para concluir, sería importante mostrar las pautas necesarias en la construcción de un prototipo capaz de regular el comportamiento de la suspensión en función de las

variables perturbadoras de entrada. Este se podrá realizar con electroválvulas y con un circuito electrónico que en el siguiente capítulo se expondrá, además se ha subrayado el control de la rigidez neumática como la motivación especial para la realización de este trabajo, aportar una solución que determine como controlar la respuesta de la suspensión neumática a las diferentes e imprevisibles irregularidades que ofrece una carretera cualquiera.

Para ello es importante recordar las conclusiones obtenidas anteriormente: · A menor diámetro del orificio, mayor rigidez. A menor volumen y mayor longitud de la cámara, mayor rigidez. En primer lugar cabe explicar que es lo que se desea. Recordando los conceptos previos vistos en el apartado 3.1 y 3.1.1, la suspensión debe sostener el vehículo, aportar control direccional en la maniobrabilidad y aislamiento efectivo de los pasajeros/carga frente a las perturbaciones del terreno. Un buen confort en la conducción requiere una suspensión suave, mientras que una insensibilidad a las cargas aplicadas requiere una suspensión rígida. Una buena maniobrabilidad requiere una suspensión de rigidez intermedia respecto a las otras dos.

Por ejemplo, si lo que se desea es un vehículo turismo, interesará ante todo un buen confort, siempre y cuando las cargas aplicadas no sean tan elevadas que lo que interese sea aislarla. En esta situación se desearía, por ejemplo, un diámetro grande que asegurase una suavidad confortable a las irregularidades y un diámetro pequeño a amplitudes o frecuencias elevadas. Está claro que la solución pasa por poder controlar a voluntad el diámetro de la cámara, en función del comportamiento o tipo de vehículo deseado. En este trabajo se plantean dos soluciones entre muchas. En primer lugar la solución “mecánica-electrónica”, que consideraría un mecanismo capaz de variar el volumen por medio de su conductor. Y por otra parte el control podría ser electrónico, por medio de Modulación por ancho de pulsos (PWM) lo que hace es que una señal o fuente de energía se pueda modificar su ciclo de trabajo ya sea para transmitir información o para controlar cantidad de energía que se envía a una carga. Otra solución, si cabe más elegante y más acorde con la tecnología disponible actualmente, sería la utilización de fluidos electroreológicos, capaces de estrangular el paso del nitrógeno de una cámara a otra, véase Fig. 4.48. Para esta solución es inevitable el uso de un controlador electrónico que le proporcione la consigna correspondiente al fluido actuador.

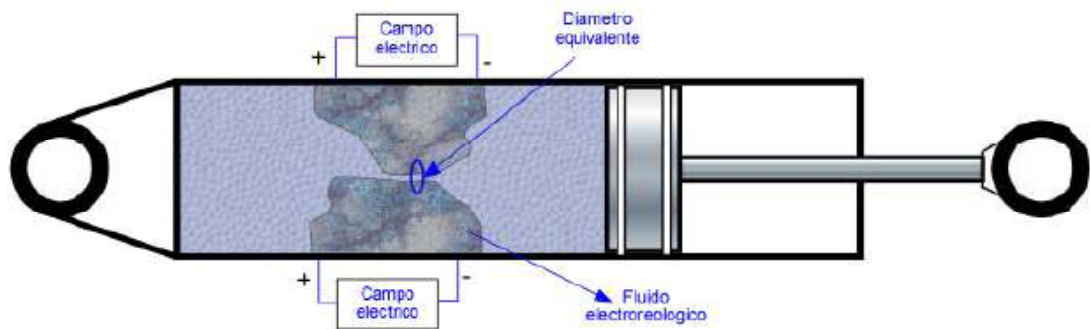


Fig.4.48: Croquis del control de la rigidez de la suspensión neumática - fluido electroreológico.

(Fuente: www.tesisenxarxa.net)

Los fluidos electroreológicos son suspensiones de partículas conductoras extremadamente finas en fluidos no conductores. La viscosidad aparente de estos fluidos varía en forma reversible con la acción de un campo eléctrico. Un fluido electroreológico puede cambiar su consistencia líquida por la que podría tener, por ejemplo, un gel y en pocos milisegundos recuperar su viscosidad original. La variación de viscosidad es proporcional al potencial aplicado.

Su aplicación en la industria del automóvil ya se ha llevado a buen término en el caso de los amortiguadores. Los fluidos electroreológicos y magnetoreológicos (su viscosidad varía por el efecto de un campo magnético) se utilizan para atenuar las vibraciones en sistemas suspensión - amortiguador.

Para conseguir un buen control, es necesario haber obtenido un modelo preciso de la fuerza de amortiguación que pueda predecir la histéresis (capacidad del material de conservar sus propiedades, en ausencia del estímulo que la ha generado) del amortiguador en cuestión.

Existen multitud de modelos para este tipo de amortiguadores en la literatura, pero sería interesante encontrar un modelo que pudiera describir el movimiento del flujo en el sistema hidráulico. El diseño de un mecanismo o artilugio equivalente capaz de regular el área eficaz de paso de flujo entre las dos cámaras es la llave para un control absoluto de la rigidez neumática de la suspensión. El mecanismo en cuestión, será capaz de convertir la suspensión neumática en un elemento rígido capaz de aislar a los pasajeros y a la masa suspendida de las irregularidades del terreno cuando la situación lo requiera. Del mismo modo, debe ser capaz de adaptar la suspensión a una característica mucho más suave para asegurar el confort de sus ocupantes, siempre manteniendo el compromiso rigidez - suavidad que asegure una buena maniobrabilidad.

El modelo, además, podrá diseñarse en función de un rango de rigidez escogido a prioridad en relación al tipo de vehículo o condiciones a soportar. Otra solución pasa por sustituir el cilindro actuador por otro de menor tamaño. Para esta última solución, es evidente que las unidades experimentales ensayadas deberían ser más pequeñas, una condición que no afecta en absoluto a la hora de modelizar su comportamiento, siempre y cuando se mantengan los rangos de presión y temperatura ensayados.

Los autores esperamos haber contribuido al mejor entendimiento del comportamiento de la rigidez de una suspensión neumática, sobretodo en lo que se refiere a sus variaciones y su fenomenología. También desea haber dejado clara las pautas de continuidad en esta línea de investigación e invita a quien quiera sugerir, debatir o examinar alguna cuestión particular siempre en aras de la ciencia y el buen hacer.

BIBLIOGRAFÍA:

- **CASCAJOSA, MANUEL/ Ingeniería de Vehículos: sistemas y cálculos/ Alfaomega/ México 2ª Edición 2005.**
- **Manuales Técnicos.**
- **IZQUIERDO, FRANCISCO APARICIO; VERA ALVARES, CARLOS; DIAZ LOPEZ, VICENTE/ Teoría de los Vehículos Automóviles / Universidad Politécnica de Madrid/ Madrid 2001.**
- **LUQUE, PABLO; ALVAREZ, DANIEL; VERA, CARLOS/ Ingeniería del Automóvil: Sistemas y Comportamiento Dinámico/ Thomson / España 2004.**
- **BEER JOHNSTON/ Mecánica de Materiales, Tercera Edición**
- **VÍCTOR L.STREETER/ Mecánica de Fluidos**
- <http://www.automotriz.net/tecnica/conocimientos-basicos-intro.html>
- <http://www.mecanicavirtual.org/suspension3.htm>
- <http://www.mapfre.com/ccm/content/documentos/cesvimap/ficheros/CFElemAmoviblesExtracto.pdf>
- http://www.ironmancolombia.com/ironman1/index.php?option=com_content&task=blogcategory&id=42&Itemid=148
- http://www.tesisexarxa.net/TESIS_UPC/AVAILABLE/TDX-1030106-132346//01Mga01de17.pdf
- <http://www4.inti.gov.ar/GD/4jornadas2002/pdf/cemcor-201.pdf>
- <http://patentados.com/invento/sistema-de-suspension-por-ballestas-para-vehiculo-automovil-perfeccio.html>
- <http://www.sorbeltz.com/wpcontent/uploads/2009/07/suspensionneumatica1.pdf>
- [ervManSpan-ManualMantenimientoSuspensionMecanicaSMT.pdf](#)
- <http://www.mimecanicapopular.com/verautos.php?n=188>
- <http://www.gabriel.com.mx/ES/Asesoriatecnica/Paginas/Funcionamientodelamortiguador.aspx>
- <http://www.manualesdemecanica.com/es/component/remository/func-startdown/705/>
- <http://www.articulo.org/idx/19/1559/Mecnica/article/Suspensin-Neumtica-Problmas.html>
- <http://www.fervi.com.ar/formulario.htm>