

**TESIS DOCTORAL**

**UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE**



**“ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DEL ESTADO  
DE LOS SOPORTES DEL MOTOR EN EL  
RESULTADO DEL ENSAYO DEL SISTEMA DE  
SUSPENSIÓN EN BANCOS DE I.T.V.”**

Autor: Abel R. Navarro Arcas

Director: Dr. Emilio Velasco Sánchez

Elche, Septiembre 2015



## **AUTORIZACIÓN DE LA PRESENTACIÓN DE LA TESIS DOCTORAL POR EL DIRECTOR**

**D. Emilio Velasco Sánchez**, Profesor Doctor del Área de Ingeniería Mecánica en el Departamento de Ingeniería Mecánica y Energía de la Universidad Miguel Hernández de Elche,

**Autoriza:**

La presentación de la Tesis Doctoral titulada **“Análisis de la influencia del estado de los soportes del motor en el resultado del ensayo del sistema de suspensión en bancos de I.T.V”**, realizada por D. Abel R. Navarro Arcas, bajo mi dirección y supervisión, en el Departamento de Materiales, Óptica y Tecnología Electrónica de la Universidad Miguel Hernández de Elche, y que presenta para la obtención del grado de Doctor por la Universidad Miguel Hernández de Elche.

En Elche, a        de                                    de 2015.

El Director de la Tesis Doctoral

Fdo: Emilio Velasco Sánchez





**DEPARTAMENTO DE CIENCIA DE MATERIALES,  
ÓPTICA Y TECNOLOGÍA ELECTRÓNICA**

**Dña. Piedad de Aza Moya**, Catedrática de Universidad y Directora del Departamento de Ciencia de Materiales, Óptica y Tecnología Electrónica de la Universidad Miguel Hernández de Elche,

**Certifica,**

Que el trabajo realizado por D. Abel R. Navarro Arcas, titulado **“Análisis de la influencia del estado de los soportes del motor en el resultado del ensayo del sistema de suspensión en bancos de I.T.V”**, ha sido dirigido por el Dr. Emilio Velasco Sánchez, realizado en el Departamento de Materiales, Óptica y Tecnología Electrónica y se encuentra en condiciones de ser leído y defendido como Tesis Doctoral ante el correspondiente tribunal en la Universidad Miguel Hernández.

Y para que así conste y surta los efectos oportunos, firmo la presente en:

Elche, a            de            de 2015.

Fdo. Dña. Piedad de Aza Moya  
Directora del Departamento de Ciencia de Materiales,  
Óptica y Tecnología Electrónica



*A mi mujer, Elena,  
y a mis hijos, Carmen y Diego.*







## Agradecimientos

En estas líneas, quisiera mostrar mi más sincero agradecimiento a todos los que habéis hecho posible la elaboración de esta Tesis Doctoral.

En primer lugar, a Emilio Velasco. No podría haber disfrutado de mejor Director de Tesis, Compañero, Amigo, mejor Jefe y Referente a todos los niveles. Por un sinfín de razones para el que no encuentro las palabras, Gracias.

Agradecer al Departamento de Ingeniería Mecánica y Energía, y especialmente al Área de Ingeniería Mecánica todo su apoyo, porque de un modo u otro, cada uno de vosotros, me habéis dado ánimos y fuerza para terminar este trabajo. Miguel Sánchez, Miguel Ángel Oliva, Héctor Campello, Ramón Peral, Nuria Campillo, Carolina Senabre, Óscar Cuadrado, David Clar... todos me habéis hecho llegar vuestra energía.

Nunca olvidaré los cafés con Sofía Sánchez y Alejandro Cuenca. Vosotros habéis vivido muy de cerca esta experiencia y me habéis brindado un apoyo muy importante para llegar al resultado final.

A Juan Carlos Asensio, por su apoyo en el laboratorio, por integrarse en este trabajo colaborando de forma muy activa y nuestras conversaciones transcendentales.

A mis compañeros del Laboratorio de Vehículos, Eva, Marcos, David, Darío y Fernando, que sé que estabais deseando que terminara ya...

Y cómo no, a mi familia. A mi compañera de sueños, Elena, mi princesita, Carmen y mi superhéroe favorito, Diego, a los que les he robado tantas horas... este trabajo, sin vuestro apoyo, habría sido imposible.





## **“ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DEL ESTADO DE LOS SOPORTES DEL MOTOR EN EL RESULTADO DEL ENSAYO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN EN BANCOS DE I.T.V.”**

**Abel R. Navarro Arcas**

### **RESUMEN**

Es un hecho que la sociedad cada vez es más sensible a los aspectos de seguridad que rodea al transporte por carretera, especialmente a vehículos automóviles, y esta preocupación ha sido bien recogida por las administraciones pertinentes.

Del mismo modo, es necesario el control del estado del parque automovilístico, puesto que el deterioro y envejecimiento de los distintos sistemas que engloba el automóvil puede repercutir aumentando el riesgo de accidente. Se consideran sistemas claramente importantes y decisivos en la seguridad en la conducción la dirección, frenos, neumáticos, y por supuesto la suspensión, siendo este último el más olvidado y no por ello menos importante.

La entidad que lleva a cabo el control de inspecciones periódicas de los vehículos automóviles en España son las Estaciones de Inspección Técnica de Vehículos, en adelante I.T.V., las cuales examinan cada cierto tiempo los vehículos para garantizar que estos pueden circular en unas condiciones mínimas de seguridad.

En esta Tesis, se analizan criterios empleados actualmente en los bancos de ensayos de suspensiones de I.T.V. establecidos en su Manual de Procedimientos, así como otras metodologías de inspección propuestas por otros investigadores.

Se revisan distintos modelos matemáticos empleados en dinámica vertical para simular el sistema de suspensión de un vehículo, y se plantean modelos de 3, 6 y 9 grados de libertad, correspondientes a un cuarto de vehículo, medio vehículo y vehículo completo, sometidos a la excitación propia de los bancos de ensayos de suspensiones

de medida de fuerza de tipo I.T.V., y se estudia el efecto que supone, el considerar o no, la masa del grupo motopropulsor, como una masa sobresuspendida independiente.

A partir de los resultados en los modelos matemáticos, se efectúan diferentes ensayos experimentales, con los soportes del motor originales y deteriorados, y se llega a la conclusión de que el estado de éstos afecta a la dinámica vertical del vehículo en un ensayo en banco de suspensiones de tipo I.T.V.

A partir de este punto, se toma como base el criterio de inspección propuesto en la Tesis Doctoral de J. A. Calvo [14] y se llega a la conclusión de que los resultados con este criterio pueden verse afectados con el deterioro de los soportes del grupo motopropulsor.

En base a los resultados anteriores, se propone una metodología de inspección del sistema de suspensión que no se ve afectada de forma significativa por el estado de los soportes mencionados.

El trabajo realizado y los resultados expuestos en esta Tesis Doctoral permiten concluir que se ha alcanzado el objetivo principal de la misma, estudiando y analizando la influencia del estado de deterioro de los soportes del grupo motopropulsor, en el resultado del ensayo del sistema de suspensión en bancos de I.T.V.

## ÍNDICE

<b>Capítulo 1. INTRODUCCIÓN, OBJETIVOS Y METODOLOGÍA. ....</b>	<b>19</b>
1.1 Introducción. ....	19
1.2 Objetivos.....	24
1.3 Metodología. ....	26
<b>Capítulo 2. ESTADO DEL ARTE. ....</b>	<b>29</b>
2.1 Modelos de dinámica vertical. ....	29
2.2 Reglamento General de Vehículos. ....	35
2.3 Inspección Técnica periódica.....	37
2.4 Planteamiento del problema.....	42
2.4.1 Inspección del sistema de suspensión. ....	43
2.4.2 Inspección de los soportes del grupo motopulsor.....	45
2.5 Bancos de inspección del sistema de suspensión. ....	47
2.5.1 Tipos de bancos.....	48
2.5.1.1 Bancos de medida de fuerza.....	48
2.5.1.2 Bancos de medida de desplazamiento. ....	52
2.5.2 Criterios de rechazo existentes en la actualidad.....	54
2.6 El sistema de suspensión en un vehículo turismo .....	60
2.6.1 Breve descripción del sistema de suspensión de un vehículo .....	60
2.6.2 Influencia del estado del sistema de suspensión en la dinámica vehicular .....	64
2.6.3 Riesgos más comunes por el uso de amortiguadores en mal estado [53]66	
2.6.4 Sistema de suspensión sometido a estudio. Eje delantero. Eje trasero... 67	
2.7 Soportes del grupo motopulsor .....	70
2.7.1 Introducción. Función. ....	70



2.7.2	Síntomas de un estado deficiente de los soportes del motor.....	72
2.7.3	Control en taller. Inspección de soportes del motor en ITV. ....	73
2.7.4	Descripción de los soportes del motor que emplea el vehículo objeto de este estudio.....	74
<b>Capítulo 3. ESTUDIOS ANTERIORES REALIZADOS.....</b>		<b>77</b>
3.1	Tesis del Dr. Velasco. “Criterio de inspección en bancos de ensayo del sistema de suspensión de un vehículo automóvil”[103].....	77
3.2	Tesis del Dr. Calvo. “Determinación de un criterio de inspección para verificar el comportamiento dinámico del sistema de suspensión de un vehículo automóvil” [14]. ....	84
3.3	Análisis crítico de los estudios anteriores .....	101
3.4	Otras investigaciones.....	105
<b>Capítulo 4. ESTUDIOS PREVIOS RELACIONADOS REALIZADOS POR EL AUTOR DE ESTA TESIS .....</b>		<b>107</b>
4.1	Estudio y análisis del criterio de inspección del sistema de suspensión en vehículos automóviles en bancos de ensayo de estaciones de I.T.V. [73].....	107
4.2	Modelo matemático y ensayos experimentales del sistema de suspensión de un automóvil en bancos de ensayo de I.T.V.....	108
4.2.1	El modelo matemático. ....	109
4.2.2	Ensayos experimentales.....	111
4.3	Análisis de la influencia de la masa del motor en la dinámica vertical de un vehículo turismo. ....	114
<b>Capítulo 5. MODELIZACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN SOMETIDO A CONTROL EN BANCO DE ENSAYO.....</b>		<b>117</b>
5.1	Introducción .....	117
5.2	Metodología empleada para su desarrollo. Bond Graph y Simulink.....	119
5.2.1	Modelo de un cuarto de vehículo. 2 GDL y 3 GDL.....	120



5.2.2	Modelo de medio vehículo. 4 GDL y 6 GDL.....	125
5.2.3	Modelo de vehículo completo. 7 GDL y 9 GDL.....	131
5.3	Elección y justificación del modelo empleado. ....	137
5.3.1	Entrada al sistema .....	137
5.3.2	Parámetros del modelo.....	139
5.3.3	Análisis del muestreo tomado en simulación. ....	142
5.3.4	Comparativa entre modelo de cuarto de vehículo de 2 GDL y 3 GDL....	145
5.3.4.1	Estudio del cambio de fase entre desplazamientos de la masa suspendida y masa sobresuspendida.....	147
5.4	Estudio de desplazamientos de las masas en el dominio de la frecuencia. ...	150
5.4.1	Modelo de cuarto de vehículo de 3 grados de libertad. ....	151
5.4.1.1	Simulación variando rigidez de soportes manteniendo amortiguación inicial. ....	151
5.4.1.2	Simulación variando rigidez de soportes con variación de amortiguación a 10 N·s/m.....	154
5.4.2	Modelo de medio vehículo de 6 grados de libertad. ....	155
5.4.2.1	Simulación variando rigidez de soportes manteniendo amortiguación inicial 170 N·s/m.....	156
5.4.2.2	Simulación variando rigidez de soportes con variación de amortiguación a 10 N·s/m.....	158
5.4.3	Conclusiones. ....	160
5.5	Cálculo de coeficiente de amortiguamiento ante vibraciones libres. ....	164
5.5.1	Cálculo del coeficiente de amortiguamiento ante entrada escalón manteniendo amortiguamiento en la suspensión y variando rigidez de los soportes del motor.....	167

5.5.2	Estudio de la variación del coeficiente de amortiguamiento cuando este se encuentra cerca del umbral de rechazo frente a cambios en la rigidez de los soportes del motor.....	169
5.6	Estudio de la fuerza sobre la plataforma en bancos de ensayo de I.T.V. en el dominio de la frecuencia.....	172
5.6.1	Método de cálculo. ....	172
5.6.2	Estudio de la variación de la fuerza sobre la plataforma simulando el deterioro de los soportes del grupo motopropulsor. ....	175
5.6.3	Cálculo del coeficiente de amortiguamiento, $\xi$ .....	177
5.6.4	Análisis del coeficiente de amortiguamiento, $\xi$ , cuando varía la rigidez del grupo motopropulsor.....	180
5.7	Estudio de la fuerza en el sistema de suspensión en bancos de ensayo de I.T.V. en el dominio de la frecuencia.....	184
5.7.1	Cálculo de coeficientes de amortiguamiento en el entorno de las frecuencias propias de la masa suspendida y no suspendida variando la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor. ....	185
<b>Capítulo 6. ENSAYOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN AUTOMÓVIL EN BANCOS DE ENSAYO DE I.T.V. ....</b>		<b>193</b>
6.1	Descripción del banco de ensayos y modificaciones realizadas.....	193
6.2	Descripción del vehículo ensayado y modificaciones realizadas.....	196
6.3	Sistema y método de adquisición de datos.....	198
6.4	Cálculo de rigideces del neumático y del sistema de suspensión .....	201
6.4.1	Obtención de la rigidez del neumático. ....	201
6.4.2	Obtención de la rigidez del sistema (cuarto de vehículo). ....	205
6.4.3	Obtención de la rigidez del resorte.....	205
6.5	Medida de desplazamientos máximos en motor y masas no suspendidas a 3, 9 y 15 Hz con los soportes originales. ....	207





6.6	Obtención experimental de los desplazamientos en el dominio de la frecuencia. Conclusiones. ....	212
6.6.1	Barrido de frecuencias con los soportes originales.....	213
6.6.2	Barrido de frecuencias con los soportes deteriorados.....	214
6.7	Estudio de los desplazamientos a frecuencia fija a 3, 9, 10.8 y 15 Hz. Estudio del desfase entre masa suspendida y sobresuspendida.....	217
<b>Capítulo 7.</b>	<b>CARACTERIZACIÓN DEL ENSAYO. METODOLOGÍA DE INSPECCIÓN.....</b>	<b>221</b>
<b>Capítulo 8.</b>	<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>225</b>
8.1	Aportaciones y resultados obtenidos.....	226
8.2	Líneas futuras de investigación .....	227
<b>Capítulo 9.</b>	<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>229</b>
<b>Anexo I.</b>	<b>.....</b>	<b>241</b>





## Índice de Figuras

Figura 2.1 Modelo de 1 GDL .....	30
Figura 2.2 Modelo matemático de un cuarto de vehículo de 2 GDL con amortiguación del neumático...30	
Figura 2.3 Modelo matemático de medio vehículo de 4 GDL con amortiguación del neumático. ....31	
Figura 2.4 Modelo matemático de vehículo completo de 7 GDL con amortiguación del neumático. ....32	
Figura 2.5 Modelo Fukushima contemplando la masa del grupo motopropulsor .....	33
Figura 2.6 Modelo de 13 grados de libertad contemplando la masa del grupo motopropulsor .....	34
Figura 2.7 Banco de medida de fuerza .....	47
Figura 2.8 Banco de medida de desplazamiento.....	47
Figura 2.9 Esquema de funcionamiento de banco de fuerza. ....	49
Figura 2.10 Curva de fuerza vertical medida en un banco de medida de fuerza .....	49
Figura 2.11 Detalles de la fuerza vertical sobre la plataforma: .....	50
Figura 2.12 Curva de desplazamiento vertical de la plataforma en bancos con medida de fuerza. ....	50
Figura 2.13 Desplazamiento vertical de la plataforma en los periodos de .....	51
Figura 2.14 Perfil de la carretera ideado por el criterio Altus .....	56
Figura 2.15 Modelo banco de ensayos de desplazamiento variable.....	59
Figura 2.16 Peso suspendido, suspensión y peso no suspendido .....	62
Figura 2.17 Ejemplo de componentes del sistema de suspensión.....	63
Figura 2.18 Función del amortiguador. ....	64
Figura 2.19 Estela de faros con amortiguadores en buen estado y defectuoso respectivamente. ....	65
Figura 2.20 Piezas más afectadas por el mal estado de los amortiguadores .....	66
Figura 2.21 Utilitario Peugeot 207 con detalle de suspensiones. ....	68
Figura 2.22 Esquema de suspensión independiente en eje delantero.....	68
Figura 2.23 Suspensión tipo Mc Pherson .....	69
Figura 2.24 Suspensión de tipo brazo tirado. ....	69
Figura 2.25 Principales direcciones de acción de los soportes del motor .....	70
Figura 2.26 Soporte con amortiguación .....	71
Figura 2.27 Vista general del motor .....	75
Figura 2.28 Soportes del motor del vehículo.....	75
Figura 2.29 Soporte de motor eje "z".....	76
Figura 3.1 Modelo tridimensional del vehículo de 7 grados de libertad.....	77
Figura 3.2 Propuesta de modificación de rampa de frecuencia – tiempo en banco de fuerza. ....	78
Figura 3.3. Simulación FRF con el banco de fuerza modificado. ....	79
Figura 3.4 Amplitudes de movimiento vertical de la carretera.....	80
Figura 3.5. Fuerza vertical de la suspensión del vehículo Opel Corsa, sobre el suelo, en circulación y sobre el banco de ensayo.....	81
Figura 3.6. Curva de capacidad adherente del vehículo Opel Corsa ensayado.....	81

Figura 3.7. Modelo de cuatro grados de libertad.....	85
Figura 3.8. Modelo de 1 grado de libertad.....	85
Figura 3.9. Coeficiente de amortiguamiento con oscilaciones libres 1 GDL.....	86
Figura 3.10. Evolución temporal de la posición en un sistema de 1 GDL.....	86
Figura 3.11. Modelo de 2 grados de libertad.....	88
Figura 3.12. Diagrama de bloques aplicando la FRF.....	88
Figura 3.13. Potencia Media absorbida en función del coeficiente de amortiguamiento (valor entre paréntesis).....	89
Figura 3.14. Determinación del coeficiente de amortiguamiento. Función de respuesta en frecuencia ..	90
Figura 3.15. Simulación de rampa de frecuencia del banco de ensayos modificado.....	91
Figura 3.16. FFT de la Fuerza en el neumático con la rampa de frecuencia modificada.....	91
Figura 3.17. Respuesta temporal de la Fuerza en el neumático.....	92
Figura 3.18. Espectro en frecuencia de la Fuerza en el neumático.....	92
Figura 3.19. Variación de la excitación de la carretera con la frecuencia.....	93
Figura 3.20. Distinción de zonas en función de la fuerza adherente – coeficiente de amortiguamiento..	94
Figura 3.21. Comportamiento del amortiguamiento – fuerza adherente en función del tipo de vehículo	94
Figura 3.22. Curva de amortiguador variable.....	95
Figura 3.23. Espectro en frecuencia de los ensayos experimentales.....	96
Figura 3.24. Espectro en frecuencia comparando el resultado experimental con los valores del modelo. Amortiguador blando.....	96
Figura 3.25. Espectro en frecuencia comparando el resultado experimental con los valores del modelo. Amortiguador duro.....	96
Figura 3.26. Resultados experimentales comparados con los del modelo.....	97
Figura 3.27. Transformada de Fourier de la Fuerza en el neumático.....	99
Figura 3.28. Determinación del coeficiente de amortiguamiento.....	99
Figura 3.29. Desfase entre desplazamiento senoidal de la plataforma y fuerza de contacto con el neumático.....	105
Figura 4.1. Modelo de 2 grados de libertad.....	109
Figura 4.2. Ensayo de compresión del neumático.....	110
Figura 4.3. Esquema de situación de los instrumentos: 1 Display; 2 y 3 mantas de pesaje.....	110
Figura 4.4. Equipo de grabación de alta velocidad e imagen del software TEMA empleado.....	111
Figura 4.5. Superposición de los desplazamientos captados con el sistema de adquisición de datos de la plataforma, Mr y Mc.....	112
Figura 4.6. Superposición de los desplazamientos “linealizados” de la plataforma, Mr y Mc.....	112
Figura 4.7. Desplazamiento de las masas principales del sistema de suspensión en el dominio de la frecuencia.....	115
Figura 5.1. Bloques resistor y compliance.....	119



Figura 5.2 Bloque inercia y transformer .....	120
Figura 5.3 Modelo de 2 GDL .....	121
Figura 5.4 Bond Graph de 2 GDL .....	121
Figura 5.5 Modelo de 2 GDL en Simulink .....	122
Figura 5.6 Modelo de 3 GDL .....	123
Figura 5.7 Bond Graph de 3 GDL .....	123
Figura 5.8 Modelo de 3 GDL en Simulink .....	124
Figura 5.9 Modelo de 4 GDL .....	125
Figura 5.10 Centros de masas modelo de 4 GDL .....	126
Figura 5.11 Bond Graph de 4 GDL .....	126
Figura 5.12 Modelo de 4 GDL en Simulink .....	127
Figura 5.13 Modelo de 6 GDL .....	128
Figura 5.14 Centros de masas modelo de 6 GDL .....	129
Figura 5.15 Bond Graph de 6 GDL .....	129
Figura 5.16 Modelo de 6 GDL en Simulink .....	130
Figura 5.17 Modelo de 7 GDL .....	131
Figura 5.18 Bond Graph de 7 GDL .....	132
Figura 5.19 Simulink de 7 GDL .....	133
Figura 5.20 Modelo de 9 GDL .....	134
Figura 5.21 Bond Graph de 9 GDL .....	135
Figura 5.22 Modelo de 9 GDL en Simulink .....	136
Figura 5.23 Excitación de la plataforma. Barrido de frecuencias en el dominio del tiempo 16-0 Hz, en 100 segundos. Semiамplitud de 3 mm. ....	138
Figura 5.24 <i>Peugeot 207</i> .....	139
Figura 5.25 Curvas de amortiguamiento en función del desgaste. ....	141
Figura 5.26 . Estudio de las simplificaciones del comportamiento del amortiguador [20] y [22] .....	141
Figura 5.27 Barrido de frecuencias en el dominio del tiempo en modelo de 2 GDL .....	143
Figura 5.28 Desplazamiento de masa no suspendida a frecuencia fija propia.....	144
Figura 5.29 Desplazamiento de masa suspendida a frecuencia fija propia.....	144
Figura 5.30 Barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia en modelo de 2 GDL.....	144
Figura 5.31 Transformada de Fourier con algoritmo en modelo de 2 GDL.....	146
Figura 5.32 Transformada de Fourier con algoritmo en modelo de 3 GDL.....	146
Figura 5.33 Superposición de desplazamientos masa suspendida y masa sobresuspendida en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio del tiempo. ....	147
Figura 5.34 Superposición de desplazamientos masa suspendida y masa sobresuspendida en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio del tiempo. Instantes iniciales. ....	148

Figura 5.35 Superposición de desplazamientos masa suspendida y masa sobresuspendida en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio del tiempo. Instantes finales.....	148
Figura 5.36 Superposición de desplazamientos masa suspendida y masa sobresuspendida en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio del tiempo. Instantes donde se produce el cambio de fase. ....	148
Figura 5.37 Ampliación del cambio de fase entre masa suspendida y sobresuspendida en barrido de frecuencias en el dominio del tiempo. ....	148
Figura 5.38 Modelo de 3 GDL con excitación simultánea de ambas ruedas equivalente al de 3 GDL ....	151
Figura 5.39 Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 1.000.000 N/m. ....	152
Figura 5.40 Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 500.000 N/m. ....	152
Figura 5.41 Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 300.000 N/m. ....	152
Figura 5.42 Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 250.000 N/m. ....	152
Figura 5.43. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 200.000 N/m. ....	153
Figura 5.44. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 180.000 N/m. ....	153
Figura 5.45. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 1.000.000 N/m. ....	154
Figura 5.46. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 500.000 N/m. ....	154
Figura 5.47. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 300.000 N/m. ....	154
Figura 5.48. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 250.000 N/m. ....	154
Figura 5.49. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 200.000 N/m. ....	154
Figura 5.50. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 180000 N/m. ....	154
Figura 5.51 Modelo de 6 GDL con excitación de una sola rueda.....	156
Figura 5.52. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 1.000.000 N/m. ....	157
Figura 5.53. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 500.000 N/m. ....	157
Figura 5.54. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 300.000 N/m. ....	157
Figura 5.55. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 250.000 N/m. ....	157
Figura 5.56. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 200.000 N/m. ....	157
Figura 5.57. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 180.000 N/m. ....	157
Figura 5.58. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 1.000.000 N/m. ....	159
Figura 5.59. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 500.000 N/m. ....	159
Figura 5.60 Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 300.000 N/m. ....	159
Figura 5.61. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 250.000 N/m. ....	159
Figura 5.62. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 200.000 N/m. ....	159
Figura 5.63. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 180.000 N/m. ....	159
Figura 5.64. Modelo de 1 GDL sometido a oscilación libre. ....	164
Figura 5.65. Vibración libre de un sistema de 1 GDL amortiguado. ....	164
Figura 5.66. Vibración libre sistema amortiguado con distintas rigideces. ....	167
Figura 5.67. Vibración libre sistema amortiguado con distintas rigideces. Imagen ampliada. ....	168



Figura 5.68 Vibración libre sistema amortiguado con rigideces en soportes de 500.000 N/m y 250.000 N/m y amortiguamiento en suspensión 1100 N·s/m .....	170
Figura 5.69 Vibración libre sistema amortiguado con rigideces en soportes de 500.000 N/m y 250.000 N/m y amortiguamiento en suspensión 1100 N·s/m ampliada. ....	170
Figura 5.70 Modelo de 1 GDL con excitación forzada .....	172
Figura 5.71 Modelo de 6 GDL con excitación forzada en plataforma .....	173
Figura 5.72 Fuerza sobre la plataforma en barrido de frecuencias en el dominio del tiempo con valores .....	174
Figura 5.73 Fuerza sobre la plataforma en barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia con valores $K_s=300.000$ N/m y $B_c=900$ N·s/m.....	174
Figura 5.74 Fuerza sobre la plataforma en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio de la frecuencia, amortiguamiento $B_c$ : 1200 N·s/m .....	175
Figura 5.75 Fuerza sobre la plataforma en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio de la frecuencia, amortiguamiento $B_c$ : 1200 N·s/m. Frecuencia propia masa no suspendida. Datos. ....	176
Figura 5.76 Fuerza sobre la plataforma en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio de la frecuencia, amortiguamiento $B_c$ : 1200 N·s/m. Frecuencia propia masa suspendida. ....	176
Figura 5.77 Ejemplo de toma de datos para el cálculo del coeficiente de amortiguamiento de la gráfica de la fuerza en barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia.....	179
Figura 5.78 Coeficientes de amortiguamiento calculados en torno a la frecuencia propia de la masa no suspendida. ....	180
Figura 5.79 Coeficientes de amortiguamiento calculados en torno a la frecuencia propia de la masa suspendida. ....	181
Figura 5.80 Modelo de 6 GDL con excitación forzada, tomando medidas en suspensión .....	185
Figura 5.81 Fuerza en la suspensión en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio de la frecuencia, amortiguamiento $B_c$ : 1100 N·s/m. ....	186
Figura 5.82 Fuerza en la suspensión en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio de la frecuencia, amortiguamiento $B_c$ : 1100 N·s/m. Frecuencia propia masa no suspendida.....	187
Figura 5.83 Fuerza en la suspensión en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio de la frecuencia, amortiguamiento $B_c$ : 1100 N·s/m. Frecuencia propia masa suspendida. ....	188
Figura 6.1 Banco de suspensiones Totaline de Ryme.....	194
Figura 6.2 Variador de frecuencia conectado al banco de ensayos. ....	195
Figura 6.3 Alimentación externa de cojines neumáticos del banco de ensayos. ....	195
Figura 6.4 Ejemplos de puntos donde se ha medido la cinemática vertical del vehículo ante oscilaciones forzadas .....	196
Figura 6.5 Soporte para acelerómetro atornillado a la masa no suspendida.....	196
Figura 6.6 Nivelación de la plataforma de la masa no suspendida. ....	196
Figura 6.7 Ejemplo de plataforma adherida a la masa suspendida.....	197

Figura 6.8 Instalación de la estructura fijada al motor.....	197
Figura 6.9 Soporte de motor en estado original.....	197
Figura 6.10 Soporte de motor deteriorado .....	197
Figura 6.11 Analizador y PC usados para la adquisición de datos.....	198
Figura 6.12 Acelerómetros fijados a la plataforma oscilante y la masa no suspendida.....	198
Figura 6.13 Posiciones fijadas sobre el motor para colocar los sensores.....	199
Figura 6.14 Ensayo de compresión.....	202
Figura 6.15 Datos del software:.....	202
Figura 6.16 Gráficas fuerza desplazamiento máquina de compresión.....	204
Figura 6.17. Desplazamientos de masas no suspendidas, a 3, 9 y 15 Hz.....	208
Figura 6.18. Desplazamientos de masas no suspendidas, a 3, 9 y 15 Hz.....	208
Figura 6.19. Desplazamientos del motor en los puntos 1-5, a 3, 9 y 15 Hz.....	209
Figura 6.20. Desplazamientos del motor en los puntos 1-5, a 3, 9 y 15 Hz.....	209
Figura 6.21. Barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia con soportes originales .....	213
Figura 6.22. Barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia con soportes deteriorados .....	215
Figura 6.23 Desplazamiento a frecuencia 3 Hz soportes de motor originales .....	218
Figura 6.24 Desplazamiento a frecuencia 3 Hz soportes de motor deteriorados .....	218
Figura 6.25 Desplazamiento a frecuencia 9 Hz soportes de motor originales .....	218
Figura 6.26 Desplazamiento a frecuencia 9 Hz soportes de motor deteriorados .....	218
Figura 6.27 Desplazamiento a frecuencia 10.8 Hz soportes de motor originales .....	219
Figura 6.28 Desplazamiento a frecuencia 10.8 Hz soportes de motor deteriorados .....	219
Figura 6.29 Desplazamiento a frecuencia 15 Hz soportes de motor originales .....	219
Figura 6.30 Desplazamiento a frecuencia 15 Hz soportes de motor deteriorados.....	219
Figura 7.1 Método de cálculo coeficiente de amortiguamiento como criterio de inspección.....	223
Figura 7.2 Barrido de frecuencias propuesto en el criterio planteado.....	224





## Índice de Tablas

Tabla 2.1 Criterio de valoración del estado de la suspensión según EUSAMA.....	55
Tabla 3.1 Criterio de aceptación y rechazo propuesto por Calvo.....	100
Tabla 5.1. Parámetros del modelo .....	140
Tabla 5.2. Desplazamientos máximos a frecuencia propia en MNS y MS en barrido de frecuencias temporal.....	143
Tabla 5.3. Desplazamientos frecuencia fija propia en MNS y MS. ....	144
Tabla 5.4 Desplazamientos máximos a frecuencia propia en MNS y MS en barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia. ....	144
Tabla 5.5 Cálculo del error en desplazamientos en MNS y MS en barrido de frecuencias en el dominio del tiempo y de la frecuencia. ....	145
Tabla 5.6 Comparativa entre 2 GDL y 3 GDL .....	146
Tabla 5.7. Desplazamiento de las distintas masas a su frecuencia propia variando la rigidez y sin variar amortiguamiento en los soportes, en el modelo de 3 GDL.....	153
Tabla 5.8. Desplazamiento de las distintas masas a su frecuencia propia variando la rigidez y amortiguamiento en los soportes, en el modelo de 3 GDL.....	155
Tabla 5.9: Desplazamiento de las distintas masas a su frecuencia propia variando la rigidez y sin variar amortiguamiento en los soportes en el modelo de 6 GDL.....	158
Tabla 5.10. Desplazamiento de las distintas masas a su frecuencia propia variando la rigidez y amortiguamiento en los soportes en los silentblocks en el modelo de 6 GDL.....	160
Tabla 5.11. Cálculo de coeficientes de amortiguamiento mediante oscilaciones libres.....	168
Tabla 5.12. Cálculo de coeficientes de amortiguamiento utilizando la fuerza en el dominio de la frecuencia.....	182
Tabla 5.13. Coeficiente de amortiguamiento en masa suspendida calculado en frecuencias propias de masa suspendida y no suspendida. Amortiguamiento en suspensión 1100 N·s/m. ....	188
Tabla 5.14. Coeficiente de amortiguamiento en masa suspendida calculado en frecuencias propias de masa suspendida y no suspendida. Amortiguamiento en suspensión 1200 N·s/m. ....	190
Tabla 6.1. Posiciones de los acelerómetros.....	199
Tabla 6.2. Relación entre presión de inflado y rigidez en neumático. ....	204
Tabla 6.3. Medición de rigidez total en el sistema de suspensión .....	205
Tabla 6.4. Resultados rigideces en resorte y neumático .....	206
Tabla 6.5. Desplazamientos máximos de distintos puntos del vehículo a frecuencia fija 3, 9 y 15 Hz. ...	210
Tabla 7.1.. Criterio de aceptación y rechazo propuesto por Calvo.....	223





# Capítulo 1. INTRODUCCIÓN, OBJETIVOS Y

## METODOLOGÍA.

### 1.1 Introducción.

Es un hecho que la sociedad cada vez es más sensible a los aspectos de seguridad que rodea al transporte por carretera, especialmente a vehículos automóviles, y esta preocupación ha sido bien recogida por las administraciones pertinentes, que llevan tiempo trabajando en diferentes aspectos para reducir el número de accidentes, mejorando los viales, condiciones de visibilidad y señalización, etc., y presionando a los fabricantes de automóviles para ir incorporando cada vez mayor número medidas de seguridad tanto en sistemas de seguridad activos como pasivos que eviten en la medida de lo posible trágicos accidentes.

Del mismo modo, es necesario el control del estado del parque automovilístico, puesto que el deterioro y envejecimiento de los distintos sistemas que engloba el automóvil puede repercutir aumentando el riesgo de accidente. Son sistemas claramente importantes y decisivos en la seguridad en la conducción la dirección, frenos, neumáticos, y por supuesto la suspensión, siendo este último el más olvidado y no por ello menos importante [49].

Esta Tesis se centrará en uno de los sistemas nombrados, el sistema de suspensión, y estudiará la influencia que tiene el estado de deterioro de los soportes del motor en el resultado del ensayo en bancos de medida de fuerza, del tipo I.T.V.

Se considera que el amortiguador es el elemento más sensible dentro del sistema de suspensión. Los ensayos de amortiguadores pueden clasificarse en tres categorías principales:

- Ensayos con equipos de parte o la totalidad del amortiguador.
- Ensayos en carretera del amortiguador en el vehículo.

- Inspecciones Técnicas Periódicas obligatorias.

Los ensayos con equipos de amortiguadores completos o sus partes separadas pueden ser estudiados bajo otras tres clasificaciones:

- Para medir prestaciones.
- Para comprobar la durabilidad.
- Para verificar y validar los modelos teóricos.

La validación de los modelos teóricos es necesaria para que puedan ser admitidos métodos de simulación y para dar confianza en el trabajo de diseño. Esto es probable que incluya pruebas de las partes individuales, de válvulas completas en un circuito de flujo estable, o el ensayo de amortiguadores completos para relacionar las características del amortiguador a las características de la válvula, para investigar pistón o los efectos del vástago y sus elementos de fricción, etc.

Se requieren ensayos de rendimiento para comprobar que prototipos o muestras de amortiguadores de producción cumplen sus especificaciones dentro de la tolerancia especificada, y son adecuadamente consistentes uno a otro. En competición, los ensayos de prestaciones se requieren para comprobar que la configuración de una válvula determinada da el comportamiento esperado y, de nuevo, que los amortiguadores son consistentes y en pares coincidentes. Los ensayos de consistencia son frecuentemente decepcionantes por sensibilidad de los amortiguadores debido a las pequeñas discrepancias dimensionales en las válvulas y presencia de pequeñas fugas en las vías. Los de tipo ajustable también resultan inconsistentes con frecuencia uno a otro en su respuesta a la configuración de ajuste. Por lo tanto, los ensayos pueden utilizarse para seleccionar pares o para refinar la fabricación y montaje hasta el nivel necesario.

Cuando se deja de pie, un amortiguador normal de doble tubo acumula aire en la cámara de extensión. El amortiguador puede ser puesto a punto correctamente realizando la carrera varias veces, proceso al que se le denomina purga. Esto forma una prueba básica: si es necesario más de tres carreras para purgar, esto es una señal



definitiva de un fallo. La purga incompleta se indica mediante una reducción considerable de fuerza de extensión cerca de la carrera completa.

Los ensayos de durabilidad se realizan a veces mediante pruebas bancos de ensayos, y esto puede ser útil para las pruebas iniciales de nuevos materiales o métodos de producción, pero las pruebas de durabilidad principal es mediante pruebas de carretera.

Las pruebas en carretera se pueden dividir en cuatro categorías principales:

- Pruebas de larga distancia de durabilidad en la vía pública.
- Pruebas de durabilidad de corta distancia en caminos de condiciones severas.
- Conducción y manejo en ensayos en la vía pública.
- Conducción y manejo en ensayos en carreteras especiales.

Los ensayos de larga distancia realizados en carretera, en general, son poco rentables, pero para que esto no sea así, se suele llevar a cabo conjuntamente con las pruebas de fiabilidad de todas las otras partes de vehículos completos. En las pruebas de durabilidad de corta distancia en caminos de condiciones severas de vehículos completos se utiliza a veces, la conducción sobre superficies tipo pavés adoquinado o similar. Debido a las grandes amplitudes de movimiento de suspensión, este tipo de prueba es muy severo sobre los amortiguadores que pueden fallar por rotura a fatiga de bajo ciclo en los soportes, por el sobrecalentamiento de las juntas, vaporización aceite, etc., con la consiguiente pérdida del efecto de amortiguación.

Los ensayos de conducción y manejo se llevan a cabo principalmente en circuitos especiales; por razones de seguridad, las vías públicas no son generalmente adecuadas para las pruebas extremas en curvas. Los ensayos sobre el vehículo completo pueden tener como objetivo evaluar la idoneidad de los amortiguadores propuestos para un vehículo particular, o para relacionar el comportamiento real del vehículo y las predicciones teóricas con el fin de validar la teoría de la dinámica del vehículo para fines de diseño [49].

La Inspección Periódica de Vehículos es obligatoria en algunos países. Los ensayos sobre los amortiguadores tienden a ser bastante superficiales. Normalmente, una prueba que realizan los talleres en la revisión de vehículos, a parte de la inspección visual, consiste en el impulso manual hacia abajo en cada una de las esquinas del vehículo para después observar el movimiento libre siguiente, en el cual, no deben observarse múltiples oscilaciones. Esto es esencialmente una prueba visual de la relación de amplitud de vibración natural que está estrechamente relacionada con la relación de la amortiguación del vehículo. Los amortiguadores también son inspeccionados para detectar signos de fugas de fluido, que es predictivo de la insuficiencia de amortiguación.

A la vista de lo expuesto, parece que lo máximo que se le puede solicitar a un amortiguador es que se sitúe dentro de las especificaciones del fabricante para no considerarse defectuoso. Las posibilidades encontrar defectos parecen interminables. A menudo, el resultado de las ensayos de marcas de buena reputación, muestran curvas de comportamiento inadecuadas y fallos de consistencia. De todo esto, se deduce que los amortiguadores deben ser cuidadosamente diseñados por ingenieros con conocimientos, y deben ser fabricados cuidadosamente si las prestaciones, la consistencia y la vida de este elemento sea satisfactoria. La precisión de los ensayos revela las deficiencias, pero, por doloroso que pueda ser, es mucho mejor para descubrir estos problemas antes de que los amortiguadores sean incorporados en el vehículo.

La entidad que lleva a cabo el control de inspecciones periódicas de los vehículos automóviles en España son las Estaciones de Inspección Técnica de Vehículos, en adelante I.T.V., las cuales examinan cada cierto tiempo los vehículos para garantizar que estos pueden circular en unas condiciones mínimas de seguridad.

Es reconocido que no hay un sistema perfecto para comprobar el buen funcionamiento de unos amortiguadores, salvo que se desmonten y ensayen en una máquina. Sin embargo, hay pautas para realizar una inspección visual fiable, tanto en talleres



especializados como en la I.T.V., donde cada año detectan alrededor de 50.000 turismos con fallos graves.

Este trabajo trata de estudiar y analizar el método de inspección del sistema de suspensión en bancos de ensayo en estaciones I.T.V., abrir una línea de investigación y futuros trabajos que puedan ayudar a determinar un criterio perfectamente válido para la inspección de este sistema.

La complejidad de este tema se ha tratado en diversas Tesis Doctorales y estudios, los cuales son citados en el presente trabajo.



## 1.2 Objetivos.

El objetivo principal de esta Tesis consiste en estudiar y analizar, la influencia del estado de deterioro de los soportes del grupo motopropulsor, en el resultado del ensayo del sistema de suspensión en bancos de I.T.V., así como proponer una metodología de inspección que pueda cumplir con los principios que se establecen en el manual de procedimientos de I.T.V., donde se establece que no se puede desmontar elementos del vehículo y las comprobaciones deben ser realizadas en un tiempo razonable.

Para cumplir este objetivo principal, se van a desarrollar los siguientes objetivos parciales:

- Realizar un análisis de los criterios empleados actualmente en los bancos de ensayos de suspensiones de I.T.V. establecidos en su Manual de Procedimientos.
- Analizar exhaustivamente los estudios realizados por otros autores, donde se llega a la conclusión que el criterio actual no es válido, y se proponen nuevos criterios de inspección, analizando las limitaciones de los métodos propuestos que hacen constar sus autores.
- Estudiar diversos modelos matemáticos, de menos a más complejos, sometidos a la excitación propia de los bancos de medida de fuerza de I.T.V., y estudiar el efecto que supone, el considerar o no, la masa del grupo motopropulsor, como una masa sobresuspendida independiente.
- Seleccionar el modelo matemático adecuado y realizar un análisis de sensibilidad, simulando el deterioro de los soportes del motor, en las condiciones del ensayo de I.T.V., modificando sus parámetros de rigidez y amortiguamiento.
- Analizar los resultados obtenidos y su influencia en los criterios de inspección propuestos por otros autores.





- Realizar ensayos experimentales sobre un vehículo con banco de pruebas del tipo I.T.V. instrumentado con acelerómetros. Analizar la cinemática del vehículo cuando se sustituyen los soportes del grupo motopropulsor por otros deteriorados y corroborar su relación con las simulaciones matemáticas.
- En base a los resultados anteriores, proponer una metodología de inspección del sistema de suspensión con criterios claros de aceptación y rechazo en vehículos automóviles.



### **1.3 Metodología.**

Partiendo de los objetivos establecidos, se plantea la siguiente metodología para llevarlos a cabo.

En primer lugar se estudia la normativa de obligado cumplimiento respecto a la inspección periódica de los vehículos automóviles en España. Se analiza el método de inspección del sistema de suspensión y de los soportes del grupo motopropulsor establecido en el Manual de Procedimientos de inspección en las Estaciones de I.T.V., su procedimiento y los criterios de aceptación y rechazo.

Se describe brevemente el sistema de suspensión y se hace especial hincapié en la descripción de los soportes del grupo motopropulsor y los efectos que sobre el vehículo pueden ocasionar en el caso de estar en un estado deficiente. Estos efectos nos permiten vislumbrar si los soportes elásticos del grupo motopropulsor pueden influir en un ensayo en banco de suspensiones de tipo I.T.V.

Partiendo, fundamentalmente, de las Tesis Doctorales realizadas por el Dr. Velasco [103] y el Dr. Calvo [14], donde ambos autores plantean sendos métodos alternativos de inspección en el sistema de suspensión, se analizan las propuestas de inspección realizadas. Analizadas las limitaciones que éstos ponen de manifiesto en ambos estudios, se traza la línea de investigación de esta Tesis, con el objetivo de abordar y resolver los problemas encontrados. Todo ello se desarrolla en el capítulo 3.

En el capítulo 4, se nombra y resume los trabajos publicados por el autor de esta Tesis, que sirven como punto de partida para completar esta Tesis Doctoral.

En el capítulo 5, se analiza la influencia de la masa del grupo motopropulsor como una masa independiente apoyada sobre unos soportes elásticos, se desarrollan los modelos matemáticos que contemplan esta masa sobresuspendida y se compara con los modelos clásicos que contemplan a esta como parte de la masa suspendida correspondiente a la carrocería. Se realiza un análisis de sensibilidad, dotando a dichos soportes de distintas rigideces y amortiguamientos simulando el deterioro paulatino de éstos.



Se adapta el modelo matemático al ensayo realizado en I.T.V., cuya entrada al sistema consiste en un barrido senoidal, de 16 Hz a 0 Hz, con una Semiamplitud de 3 mm.

Se compara los modelos de cuarto de vehículo, medio vehículo y vehículo completo contemplando la posibilidad de incluir o no incluir la masa del grupo motopropulsor como masa independiente con el fin de establecer el modelo matemático que ofrezca la suficiente validez.

Las simulaciones contemplan la variación del estado de los soportes del grupo motopropulsor, y de éstas se obtiene la siguiente información.

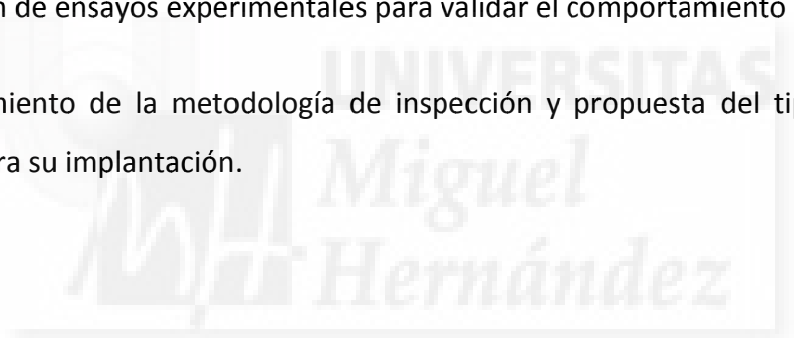
- Análisis de la evolución del desplazamiento de las masas en el dominio del tiempo y la frecuencia.
- Cálculo del coeficiente de amortiguamiento ante entrada escalón con oscilaciones libres amortiguadas.
- Análisis la evolución de la fuerza sobre la plataforma de excitación en el dominio del tiempo y la frecuencia.
- Cálculo del coeficiente de amortiguamiento a partir de las curvas de fuerza en el dominio de la frecuencia.

Se realiza ensayos experimentales utilizando un banco de ensayos de medida de fuerza, comúnmente utilizado en I.T.V. Se instrumenta el vehículo con acelerómetros, con el fin de obtener desplazamientos, velocidades y aceleraciones con un sistema de adquisición de datos. Se comparan los resultados obtenidos con los soportes del grupo motopropulsor en estado original y con soportes deteriorados y se observará la correspondencia de resultados con los modelos matemáticos planteados. Todo ello queda plasmado en el capítulo 6.

Con los resultados obtenidos en los capítulos 5 y 6, en el capítulo 7 se propone una metodología de inspección para su implantación.

De forma resumida, la metodología ha sido:

1. Estudio de los procedimientos de inspección periódica de los vehículos en cuanto al sistema de suspensión y soportes del grupo motopropulsor en estaciones de I.T.V.
2. Estudio y análisis de los criterios de inspección planteados hasta la fecha.
3. Desarrollo de los modelos matemáticos que contemplan la masa del motor como masa independiente y se compara con los modelos clásicos que la consideran integrada en la masa suspendida.
4. Se realiza un análisis de sensibilidad de los parámetros relativos la rigidez y amortiguamiento de los soportes del grupo motopropulsor.
5. Realización de ensayos experimentales para validar el comportamiento del modelo.
6. Establecimiento de la metodología de inspección y propuesta del tipo de banco necesario para su implantación.





## Capítulo 2. ESTADO DEL ARTE.

Comúnmente se utilizan modelos de sistemas dinámicos con objeto de predecir su funcionamiento. El modelado comienza con la descripción matemática de las características dinámicas del sistema, las cuales se suelen escribir en términos de ecuaciones diferenciales.

Para determinar un modelo razonablemente simplificado, se necesita decidir cuáles de las variables y relaciones físicas pueden despreciarse y cuales son cruciales en la exactitud del modelo, siendo habitual el uso de aproximaciones y suposiciones.

### 2.1 Modelos de dinámica vertical.

Existen multitud de estudios donde se pone de manifiesto la relación entre el estado de la suspensión y la seguridad en la conducción [53]. Es por ello que, a lo largo de las últimas décadas, se han desarrollado por parte de los investigadores, diversos modelos matemáticos para el estudio de la dinámica vertical. Dependiendo del problema a abordar, puede ser más conveniente un modelo muy simplificado, o bien puede ser necesario acudir a modelos que se pueden aproximar mucho a la realidad.

Estos modelos matemáticos suelen constar de, al menos, 2 parámetros principales, la masa asociada al cuerpo y la rigidez asociada al resorte. También es común la presencia del elemento amortiguador, cuando en el estudio a abordar, se considera que puede afectar al comportamiento del sistema de forma significativa. De este modo, cuando se modela un neumático formando parte de un sistema de suspensión, puede no ser considerado el amortiguamiento en éste, si el autor si así lo considera oportuno. Por otra parte, carece de sentido no considerar el amortiguamiento en un modelo matemático de un sistema de suspensión de un vehículo automóvil debido a la importancia que el amortiguador cobra en este sistema.

El modelo más simple utilizado para modelar un sistema de suspensión, es el de 1 grado de libertad, que representa un cuarto de vehículo, donde prácticamente queda

relegado al uso docente [38], [68], como introducción a la explicación de sistemas de dinámica vertical. En la figura 2.1 se puede observar este modelo dotado de rigidez y amortiguamiento.

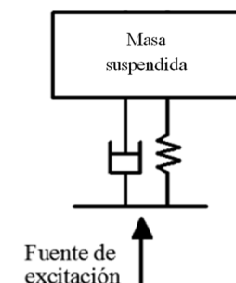


Figura 2.1. Modelo de 1 GDL.

Otro modelo más utilizado a nivel de investigación de sistemas dinámicos, es el de 2 grados de libertad, [5], [15], [63], [101], que representa a un cuarto de vehículo, dotado de dos masas principales, la masa no suspendida, correspondiente a la masa no apoyada en el sistema de suspensión, como ruedas, frenos, etc., y la masa suspendida, correspondiente al resto, carrocería, motor, etc. En los estudios donde se emplea este modelo se suele considerar que los giros producidos por el cabeceo y el balanceo prácticamente no influyen, y el movimiento resultante es prácticamente vertical.

En la figura 2.2 queda representado este modelo, incluyendo amortiguamiento en el neumático.

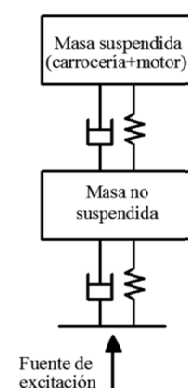


Figura 2.2. Modelo matemático de un cuarto de vehículo de 2 GDL con amortiguación del neumático.

Otros autores [3, 14, 80, 95], en sus estudios consideran más precisa la simplificación de 4 grados de libertad con medio vehículo de forma transversal o longitudinal, donde se incluye el giro de la masa suspendida como balanceo o cabeceo respectivamente. Este modelo, dependiendo de lo que se desee representar, ha sido utilizado en simulaciones de dinámica vertical, longitudinal o lateral. En este caso, se representa medio vehículo, dotado de 2 masas no suspendidas que representan a las ruedas y elementos contiguos, una masa suspendida que tiene incluida la masa del motor, y considera el giro de la masa suspendida. En la figura 2.3 queda representado dicho modelo dotado de rigideces y amortiguamiento en las ruedas y sistema de suspensión.

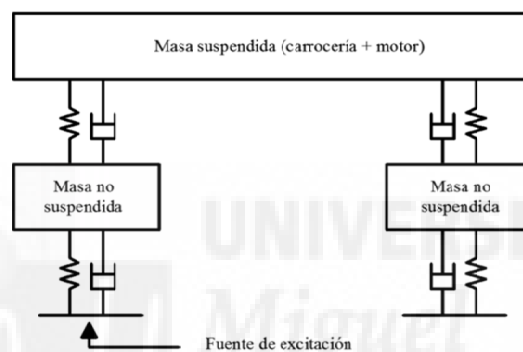


Figura 2.3. Modelo matemático de medio vehículo de 4 GDL con amortiguación del neumático.

Este modelo se podría considerar simétrico en el caso de representar el eje delantero o trasero y asimétrico si lo que se pretende modelar es medio vehículo longitudinal, modelo típico usado en el análisis simplificado de la dinámica longitudinal.

De la misma manera, se utilizan modelos de vehículo completo de dinámica vertical con 7 grados de libertad [49], [50], [51], [103], donde se modelan los giros en los dos ejes principales del vehículo. En este modelo se muestran cuatro masas no suspendidas correspondientes a las ruedas y elementos contiguos y una masa suspendida, correspondiente al resto de la masa. Este modelo se puede apreciar en la figura 2.4.

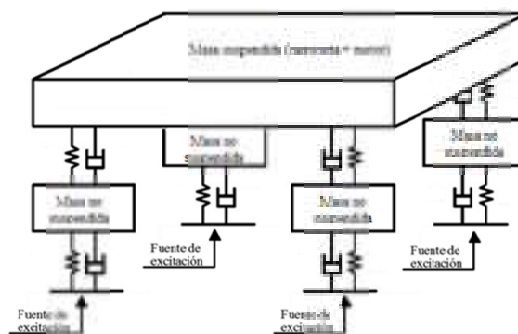


Figura 2.4. Modelo matemático de vehículo completo de 7 GDL con amortiguación del neumático.

Otros autores [38] han realizado el estudio del vehículo completo considerando también el tipo de suspensión. En el caso de eje rígido, el modelo quedaría con tres masas no suspendidas y una suspendida.

Un parámetro importante a tener en cuenta en los modelos de medio vehículo y vehículo completo de dinámica vertical es la distancia entre el centro de gravedad de la masa suspendida y la parte superior de las torretas de la suspensión se define en cada uno de los planos, desde la parte frontal y lateral del vehículo.

Cabe destacar que los modelos de dinámica vertical de 4 y 7 grados de libertad, representados en las figuras 2.3 y 2.4 han sido ampliamente estudiados por Velasco [103] y Calvo [14] en sus respectivas Tesis Doctorales donde se toma como fuente de excitación la plataforma vibrante del banco de ensayos de medida de fuerza del tipo que se emplea en I.T.V..

En el libro "Tratado sobre automóviles. Tomo IV. La dinámica del automóvil" de J. Font Mezquita y J. F. Dols Ruiz [38], donde se realiza una amplia descripción de los modelos de vehículos en cuanto a dinámica vertical, se dice: *"a bajas frecuencias, la carrocería, considerada como una porción de la masa suspendida del vehículo, se mueve como una unidad conjunta que forma parte integral de la suspensión. Este tipo de movimiento es típico de un cuerpo rígido. Los ejes y dispositivos asociados a las ruedas, o masas no suspendidas, también se mueven como cuerpos rígidos y consecuentemente transmiten fuerzas de excitación sobre las masas suspendidas. Si la pretensión es realizar un análisis más detallado y riguroso, deberemos observar los modos de vibración estructural y las resonancias de los subsistemas que forman parte del vehículo"*.



En esta cita, se pone de manifiesto, que para poder valorar el sistema de suspensión, es necesario excitarlo a su frecuencia propia, normalmente en el entorno de 1-2 Hz, para que lo que se considera masa suspendida pueda ser considerado un cuerpo rígido.

Esta reflexión servirá como punto de partida para cuestionar si los criterios de inspección del sistema de suspensión estudiados en esta Tesis pueden ser sometidos a juicio.

Fukushima, Hidaka e Iwata [40], estudian, las características óptimas del amortiguador en vehículos automóviles sometidos a distintas superficies de carretera. Para ello utilizan el modelo representado en la figura siguiente. En este estudio se pone en valor el estudio de la masa del grupo motopropulsor como una masa independiente sobresuspendida. Cabe destacar que este modelo puede ser apropiado para el estudio de la dinámica longitudinal y vertical simplificada. En este caso no se permite la configuración de la posición de los soportes del motor en anchura, premisa que resultará interesante como se observará en capítulos posteriores.

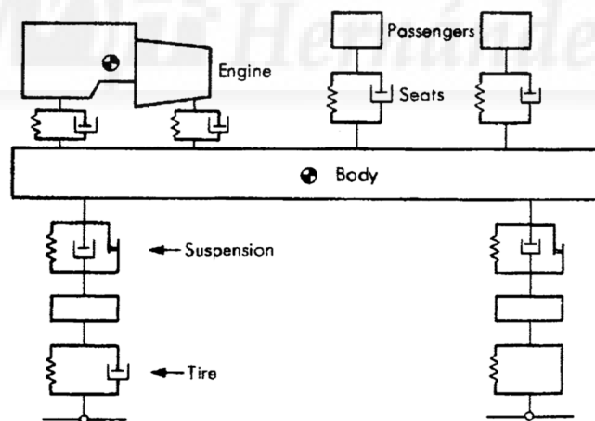


Figura 2.5. Modelo Fukushima contemplando la masa del grupo motopropulsor

A.R.Ohadi, Gh.Maghsoodi y V.Fakhari [1], Estudian realizan un estudio de simulación de las vibraciones del motor con soportes de motor hidráulicos no lineales en un modelo de vehículo completo. En este caso, colocan el motor, dotado de 6 grados de libertad, sobre el ya conocido modelo de 7 grados de libertad, obteniendo por tanto, un modelo de 13 grados de libertad, 6 de ellos correspondientes al motor. Tal como se

muestra en la figura 2.6. En este caso, se estudia el comportamiento del modelo en condiciones óptimas, y con el motor en marcha.

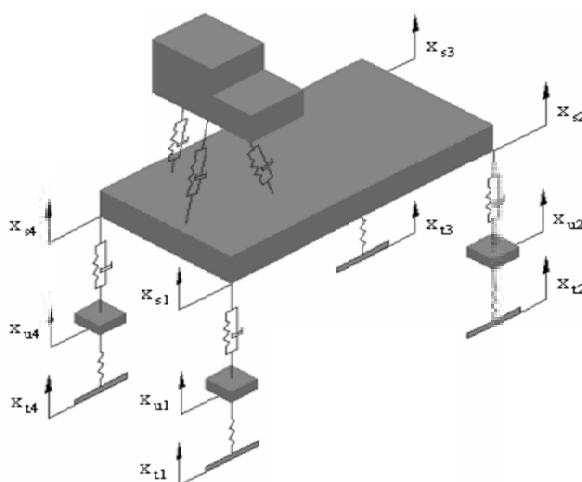


Figura 2.6. Modelo de 13 grados de libertad contemplando la masa del grupo motopropulsor

A diferencia de los estudios nombrados anteriormente, en esta Tesis se desarrolla un modelo matemático referido al sistema de suspensión de un vehículo automóvil, incluyendo la masa del grupo motopropulsor como una masa independiente, anclada elásticamente mediante soportes de motor o silentblocks. Será considerado como adecuado el modelo referido al estudio del eje que soporta mayoritariamente al grupo motopropulsor y se tratará de evaluar cómo influye el deterioro de estos apoyos en la dinámica vertical del vehículo en un banco de ensayos tipo I.T.V. La entrada al sistema se realizará mediante plataforma vibrante de medida de fuerza de amplitud fija y conocida en forma de desplazamiento vertical sobre la rueda excitada.

Dado que este estudio está basado en la excitación proporcionada por un banco de ensayos de plataforma vibrante de medida de fuerza, sólo se tendrán en cuenta las componentes verticales de desplazamientos, velocidades y aceleraciones. En este estudio no se pretende el desarrollo de un modelo más complejo donde se consideren también las componentes laterales debidas a la geometría de la dirección.



## 2.2 Reglamento General de Vehículos.

El reglamento General de vehículos [84], entre otras funciones, tiene la de ejecutar y desarrollar los requerimientos de la reglamentación técnica recogida en Directivas de la Unión Europea –y en los anexos derivados del Acuerdo relativo al cumplimiento de condiciones uniformes de homologación y reconocimiento recíproco de la homologación de equipos y piezas de vehículos de motor hecho en Ginebra el 20 de marzo de 1958-, que persiguen como uno de los objetivos prioritarios la armonización de las legislaciones de los Estados miembros de la Unión Europea relativas a la fabricación y uso de vehículos y de sus componentes y piezas, con el fin de lograr su aceptación recíproca entre todos los Estados miembros.

En su disposición final quinta se cita:

*“Todo vehículo que haya sufrido, como consecuencia de un accidente u otra causa un daño importante que pueda afectar a algún elemento de seguridad de los sistemas de dirección, suspensión, transmisión o frenado, o al bastidor o estructura autoportante en los puntos de anclaje de alguno de estos órganos, deberá ser presentado a inspección antes de su nueva puesta en circulación, en la que se dictamine sobre la aptitud del vehículo para circular por las vías públicas...”*

En el cuanto a Homologación e Inspección Técnica cita:

*“Todos los vehículos de motor, sus remolques y semirremolques, como condición indispensable para su matriculación ordinaria o turística, deberán corresponder a tipos previamente homologados según la reglamentación que se recoge en el anexo I. En particular, deberán estar homologados en España de acuerdo con el Real Decreto 2140/1985, de 9 de octubre, o en la Unión Europea conforme a las Directivas 70/156/CEE, 74/150/CEE o 92/61/CEE, o en el Espacio Económico Europeo cuando éstas les sean de aplicación.”*

Asimismo, también cita que los vehículos: *“deben disponer de un sistema de suspensión elástica que facilite la adherencia y la estabilidad durante la marcha.”*

El Reglamento General de Vehículos (RGV) aprobado mediante el Real Decreto 2822/98 del 23 de diciembre del citado año, en su artículo 10, “Inspecciones Técnicas de Vehículos” dice textualmente:

*“Los vehículos matriculados o puestos en circulación deberán someterse a inspección técnica en una de las estaciones ITV al efecto autorizadas por el órgano competente en materia de industria en los casos y con la periodicidad, requisitos y excepciones que se recoge en el anexo I.*

*La inspección técnica, una vez comprobada la identificación del vehículo, versará sobre las condiciones del vehículo relativas a seguridad vial, protección del medio ambiente, inscripciones reglamentarias, reformas y, en su caso, vigencia de los certificados para el transporte de mercancías peligrosas y perecederas”.*





### **2.3 Inspección Técnica periódica.**

Los párrafos anteriores dan una idea general del contenido de la inspección técnica y de qué vehículos están sometidos a inspección.

El Real Decreto 750/2010, de 4 de junio, por el que se regulan los procedimientos de homologación de vehículos de motor, en su artículo 1, indica que la homologación regulada en el mismo es la autorización administrativa previa a que hace mención el artículo 1 del RGV.

Asimismo, se ha aplicado lo dispuesto en la Directiva 2014/45/UE de 3 de abril de 2014 relativa a las inspecciones técnicas periódicas de los vehículos de motor y de sus remolques, y por la que se deroga la Directiva 2009/40/CE, sobre la evaluación de los defectos detectados en las inspecciones técnicas efectuadas según las citadas directivas. En ésta se cita que "la inspección que deba efectuarse durante el ciclo de utilización del vehículo, debe ser relativamente simple, rápida y barata, a la par que efectiva a la hora de alcanzar los objetivos de la presente Directiva".

Por otra parte el actual proceso de acreditación por parte de ENAC de las empresas que realizan inspección de vehículos, según lo previsto en el Real Decreto 224/2008, hace que, en la medida que sea posible, se contemplen las recomendaciones de este organismo, así como los de la norma UNE-EN-ISO/IEC 17020:2004. Dado que se trata de un manual de inspección, debe tenerse muy en cuenta la definición que la norma citada anteriormente da del término inspección: "examen de un diseño de producto, servicio, proceso o instalación y la determinación de su conformidad con requisitos específicos o bien con requisitos generales, en base a un juicio profesional", y es precisamente la introducción del concepto juicio profesional lo que permite y da validez a la posible dualidad de la calificación de un defecto, en el caso en el que no exista un criterio objetivo de valoración (valor numérico de una medida u otro parámetro o aspecto que se pueda objetivar).

### **Principios de la Inspección Técnica de Vehículos [70].**

A continuación, se citan los puntos que pueden verse afectados por este estudio:

- Las comprobaciones durante el proceso de inspección deben ser lo más simples, directas y posibles.
- Durante el proceso de inspección no se efectuará desmontaje alguno de los elementos y piezas del vehículo.
- Los equipos y herramientas que se utilicen en la inspección serán los necesarios para la comprobación del sistema del vehículo de que se trate.
- La inspección técnica del vehículo deberá poder realizarse en un tiempo limitado.
- La inspección de un elemento, órgano o sistema no presupone que tenga que ser realizada por completo o en una sola operación parcial.

### **Operaciones parciales de inspección.**

Todas las operaciones de inspección, salvo las de identificación, tienen como finalidad fundamental detectar anomalías que afecten a los órganos esenciales del vehículo y a la calidad del medio ambiente, aumentando su nivel de seguridad vial y de calidad ambiental.

Estas operaciones parciales de inspección se han agrupado en capítulos y están desarrollados en el Manual para los distintos tipos de vehículos, indicándose en cada punto las especificaciones generales, el método de inspección a seguir, la reglamentación de referencia, general y particular, y por último la calificación de los defectos.

### **Método de Inspección.**

Los métodos utilizados en la inspección del vehículo a fin de realizar las operaciones parciales de inspección referidas, son los siguientes:



### Inspección visual

Es aquella inspección que se realiza mediante observación de los órganos o elementos de que se trate, y en su caso de su funcionamiento, atendiendo a probables ruidos o vibraciones anormales, holguras o fuentes de corrosión, soldaduras incorrectas o no autorizadas en determinados órganos o elementos, taladros o cualquiera otras operaciones de mecanizado o plegado incorrectas o no autorizadas en determinados órganos o elementos, etc., que puedan dar lugar a probables causas de peligro para la circulación o el medio ambiente.

Estas inspecciones visuales estarán sujetas a los principios generales establecidos anteriormente y a los condicionantes que de ellos se derivan.

### Inspección mecanizada

Es aquella inspección que se realiza con ayuda de alguno de los equipos de los que debe estar dotada la estación.

### **Calificación de defectos**

Conforme a lo dispuesto en el Real Decreto 224/2008, los defectos se clasifican en:

**DL:** Defectos leves.

**DG:** Defectos graves.

**DMG:** Defectos muy graves.

### Defectos leves (DL):

Defectos que no tienen un efecto significativo en la seguridad del vehículo o protección del medio ambiente y con los que el vehículo puede circular temporalmente.

Vienen señalados en la primera columna de las tablas de calificación y son defectos que deberán repararse lo antes posible. No exigen una nueva inspección para

comprobar que han sido subsanados, salvo que el vehículo tenga que volver a ser inspeccionado por haber sido calificada la inspección como desfavorable o negativa.

#### Defectos graves (DG):

Defectos que disminuyen las condiciones de seguridad del vehículo, ponen en riesgo a otros usuarios de las vías públicas o a la protección del medio ambiente.

Vienen señalados en la segunda columna de las tablas de calificación y son defectos que inhabilitan al vehículo para circular por las vías públicas excepto para su traslado al taller, o en su caso, para la regularización de su situación y vuelta a la Estación ITV para nueva inspección en un plazo no superior a dos meses, procediéndose conforme al art.11 punto 2 del Real Decreto 2042/94. La inspección técnica será calificada como desfavorable.

#### Defectos muy graves (DMG):

Defectos que constituyen un riesgo directo e inmediato para la seguridad vial.

Vienen señalados en la tercera columna de las tablas de calificación. Si en una inspección técnica desfavorable el vehículo acusara defectos de tal naturaleza que la utilización del vehículo constituyese un peligro para sus ocupantes o para los demás usuarios de la vía pública, la estación ITV calificará el defecto como muy grave (DMG), y la inspección como negativa. En este supuesto, el eventual traslado del vehículo desde la estación hasta su destino se realizará por medios ajenos al propio vehículo. Una vez subsanados los defectos, se deberá presentar el vehículo a inspección en un plazo no superior a dos meses, procediéndose conforme al art. 11 puntos 2 y 3 del Real Decreto 2042/94.

Los procedimientos de inspección se ordenan según los siguientes capítulos:

1. IDENTIFICACIÓN.
2. ACONDICIONAMIENTO EXTERIOR, CARROCERÍA Y CHASIS.
3. ACONDICIONAMIENTO INTERIOR.





4. ALUMBRADO Y SEÑALIZACIÓN.
5. EMISIONES CONTAMINANTES.
6. FRENOS.
7. DIRECCIÓN.
8. EJES, RUEDAS, NEUMÁTICOS Y SUSPENSIÓN.
9. MOTOR Y TRANSMISIÓN.
10. OTROS.



## 2.4 Planteamiento del problema.

Tanto la Directiva 2007/46/CE como en el Reglamento (UE) 214/2014, regulan el marco para la homologación de los vehículos de motor y de los remolques, sistemas, componentes y unidades técnicas independientes destinados a dichos vehículos. En ambos actos reglamentarios quedan perfectamente claros la lista de requisitos que se le solicita a un vehículo para obtener la homologación de tipo CE.

Los ensayos para verificar cada uno de los requisitos de homologación son técnicamente complejos, económicamente elevados y se emplea un tiempo sustancial, razón por la cual, en las estaciones de I.T.V., no se verifica la totalidad de los ensayos que se citan en los actos reglamentarios de homologación, sino que en ocasiones, dichos ensayos son adaptados a la realidad de las estaciones de I.T.V., de este modo, son verificados los dispositivos de alumbrado y señalización o el sistema de frenado entre otros.

Tanto el Reglamento General de Vehículos, como diversos estudios, ponen de manifiesto la importancia del sistema de suspensión en la seguridad en la conducción, pudiendo intervenir los parámetros que lo caracterizan, indirectamente en los resultados de ciertos ensayos, como podría ser el de frenado.

Obviamente, en los ensayos de homologación en vehículos turismo, los componentes instalados son nuevos y se encuentran en perfecto estado, pero después de 4 años, con la primera inspección periódica, es muy probable que los elementos disipativos de energía mediante fluido hidráulico, por ejemplo, los amortiguadores, se hayan deteriorado con la fatiga sufrida por el uso y cambios de temperatura entre otras causas. En este supuesto, si se repitieran los ensayos iniciales de homologación de frenado, muy posiblemente verían alterados los resultados.

Cabe destacar que no existe ninguna Directiva o Reglamento de obligado cumplimiento en el proceso de homologación de un vehículo turismo que obligue al fabricante a comunicar los parámetros mínimos y/o máximos referentes al sistema de



suspensión para poder asegurar que el vehículo se encuentra en condiciones seguras de circulación.

Puesto que en este estudio se trata de analizar el efecto de la masa del grupo motopropulsor en un ensayo mecanizado para verificar el estado de la suspensión en un vehículo, se cree necesario observar el método de inspección empleado por una parte, en el sistema de suspensión, especialmente al amortiguador y por otra en los soportes del motor, como se explicará más adelante en este estudio.

#### **2.4.1 Inspección del sistema de suspensión.**

El **Manual de Procedimientos en estaciones de I.T.V.**, indica:

Como especificación general: “Los vehículos de motor, remolques y semirremolques deben disponer de un sistema de suspensión elástica que facilite la adherencia y la estabilidad durante la marcha.”

Método: Mediante inspección visual, se comprobará, en su caso, el estado y la fijación de los diferentes componentes de la suspensión, resortes (muelles, ballestas), topes, amortiguadores, barras de torsión y estabilizadoras, articulaciones, tirantes, brazos y rótulas que incorpore el vehículo, prestando especial atención a:

- Operatividad de la suspensión.
- El estado de las fijaciones al chasis y holguras.
- Presencia de fisuras.
- Existencia de reparaciones mediante soldadura.
- Presencia de daños o deformaciones.
- Síntomas de corrosión.
- Desgaste o juego excesivo.
- La existencia de dispositivos de amortiguación (amortiguadores o elementos equivalentes en los sistemas de suspensión neumática, oleoneumática o hidrodinámica).
- La existencia de fugas de aceite.

- Estado de las articulaciones de goma, casquillos, silentblock, abrazaderas, abarcones, etc.
- Estado de las hojas de las ballestas.

Destacando en la parte de interpretación de defectos los siguientes puntos:

- Estado/fijación defectuoso de los dispositivos de amortiguación o ausencia de alguno de ellos. Defecto Grave.
- Pérdida de aceite u otro fluido. (Defecto Leve) Defecto Grave.

\*Cabe destacar que según la última revisión del Manual de Procedimientos de Inspección en I.T.V., el mal estado de los amortiguadores puede ser calificado como falta grave en la inspección del vehículo, con lo que el vehículo podrá ser rechazado, debiendo de subsanar el defecto y pasar de nuevo inspección.

Además, en la DIRECTIVA 2014/45/UE de 3 de abril de 2014 relativa a las inspecciones técnicas periódicas de los vehículos de motor y de sus remolques, y por la que se deroga la Directiva 2009/40/CE, en el punto 5.3.2. Amortiguadores, dice:

Método de inspección: “Inspección visual con el vehículo sobre foso o en plataforma elevada o utilización de equipos especiales, si se dispone de ellos.”

#### Causas de rechazo:

- a) Amortiguadores mal sujetos al chasis o al eje. DL o DG.
- b) Amortiguador suelto. DG

Asimismo introduce el punto 5.3.2.1. Prueba de la eficacia de la amortiguación(X)<sup>2</sup>.

Método: Utilícese un equipo especial y compárense las diferencias del lado izquierdo y lado derecho.

- a) Diferencia significativa entre lado izquierdo y derecho. Defecto Grave.
- b) No se alcanzan los valores mínimos indicados. Defecto Grave.

(X)<sup>2</sup> identifica aquellos puntos que están relacionados con el estado del vehículo y su aptitud para circular pero que no se consideran esenciales en una inspección técnica de vehículos.



No deja de ser curioso que en este último punto, relativo al criterio de rechazo mediante bancos de ensayo no se dejen claros aspectos tan fundamentales como “diferencia significativa”, lo que deja a criterio del inspector que el vehículo sea rechazado con un defecto grave, o bien no se “alcancen los valores mínimos indicados”, no dilucidando quién establece dichos valores.

Por esta razón diversos autores han estudiado con profundidad para intentar conseguir un criterio de rechazo claro y objetivo [14].

#### **2.4.2 Inspección de los soportes del grupo motopropulsor.**

El Manual de **Procedimientos en estaciones de I.T.V.**, en los capítulos 9.1. y 9.4., relativos al estado general del motor y la transmisión, se indica que el método de inspección se realiza mediante inspección visual del compartimento motor, primero a través del capot delantero y posteriormente en un foso o elevador, se comprobará, entre otros los anclajes del motor con especial atención a efectos de oxidación, corrosión, grietas, etc., considerando los defectos de estado en los anclajes como leves o graves, en función si se deduce que existe o no riesgo de desprendimiento.

Igualmente, en la DIRECTIVA 2014/45/UE de 3 de abril de 2014 relativa a las inspecciones técnicas periódicas de los vehículos de motor y de sus remolques, y por la que se deroga la Directiva 2009/40/CE, en los puntos 6.1.7. Transmisión y 6.1.8 Anclajes del motor, cuyo método de inspección se realiza visualmente y no necesariamente realizada en foso o plataforma elevada, las causas de rechazo son debidas a:

- Juntas flexibles deterioradas. Riesgo muy grave de que se suelten o agrieten.
- Anclajes deteriorados, clara y evidentemente dañados. Anclajes flojos o rotos.

Pudiendo calificarse de graves o peligrosos según la gravedad.

Además, cabe destacar, que según los principios de inspección de I.T.V., las comprobaciones se han de realizar lo más simple, directa posible, sin desmontar elementos y en un tiempo limitado.

Bajo estas premisas, y teniendo en cuenta por razones técnicas, de seguridad o de imagen, los motores se carenan cada vez más tanto por la parte superior como la inferior, en algunos vehículos puede resultar prácticamente imposible la inspección adecuada de estos elementos.



## 2.5 Bancos de inspección del sistema de suspensión.

En la actualidad, de forma opcional, se emplea el tipo de banco de plataforma vibrante, donde el vehículo se sitúa con uno de los ejes encima de las plataformas de ensayo y el otro apoyado en el suelo, de manera que se mantenga horizontal, para evitar transferencias de carga entre los ejes.

A continuación, la plataforma de una de las ruedas comienza a oscilar verticalmente, mientras que la otra permanece inmóvil. Esta oscilación se realiza con una amplitud constante o no constante, dependiendo del tipo de banco, pero variando la frecuencia entre unos valores suficientes para excitar las frecuencias propias del sistema de suspensión. Esto se realiza acelerando el sistema y luego dejando desacelerar de forma libre por la propia inercia del conjunto.

Tanto la frecuencia como la amplitud de la oscilación dependen del fabricante del banco en cuestión. La principal diferencia en el diseño de los bancos de plataforma está en el parámetro que se mide y sobre el que se aplica el criterio de validación.

En los bancos de fuerza, la amplitud de la oscilación es constante y se analiza la fuerza entre el neumático y la plataforma. En el caso de los bancos de desplazamiento, el parámetro utilizado es el desplazamiento de la plataforma a lo largo del ensayo, en este caso, variable.

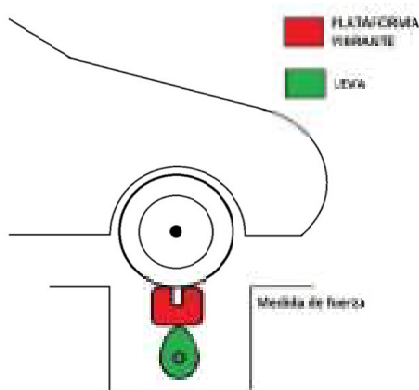


Figura 2.7. Banco de medida de fuerza

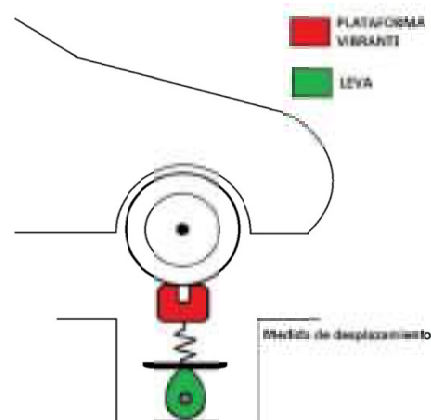


Figura 2.8. Banco de medida de desplazamiento

### 2.5.1 Tipos de bancos.

#### 2.5.1.1 Bancos de medida de fuerza.

El diseño de este tipo de bancos está condicionado por las recomendaciones del documento técnico elaborado, en 1976, por la Asociación Europea de Fabricantes de Amortiguadores, EUSAMA (European Shock Absorbers Manufacturer's Association) [34]. Esta asociación ya no existe, sin embargo se sigue empleando el denominado criterio EUSAMA.

Según la recomendación mencionada, el banco de inspección, la plataforma vibrante tiene un desplazamiento vertical de amplitud constante y frecuencia variable, que se consigue mediante una leva, accionada por un motor eléctrico, que gira excéntrica y solidaria en todo momento a la plataforma. La frecuencia máxima de excitación, depende del fabricante del banco, pero oscila entre 25-16 Hz y la amplitud de oscilación es de 6 mm de pico a valle, para a continuación cortar la energía al motor que acciona la plataforma y permitir que el sistema se amortigüe, en un tiempo más o menos largo, pasando por todas las frecuencias, desde la frecuencia máxima 25-16 Hz a 0 Hz. Durante este periodo de deceleración en el que se realiza el barrido en frecuencia, la amplitud de respuesta de la fuerza sobre la plataforma varía debido a las oscilaciones de la suspensión del vehículo, ya que la amplitud de desplazamiento de la plataforma es constante y se está produciendo una variación de la frecuencia de oscilación. En este periodo de deceleración señalado, se realiza la medición de la fuerza vertical mínima del vehículo sobre la plataforma, que teóricamente, se produce cuando la masa suspendida o la no suspendida del vehículo se encuentra cerca de su frecuencia propia, fenómeno que sucede a una frecuencia inferior a 4 Hz o de 9 a 14 Hz, respectivamente.

Se muestran imágenes de un ensayo ejemplo de este tipo de bancos para mejorar la comprensión. En la figura 2.10 se puede observar la curva completa de fuerza vertical sobre la plataforma. Inicialmente hay un periodo de arranque de la oscilación de la plataforma, detallado en figura 2.11; seguidamente un periodo de oscilación con amplitud y frecuencia constante de la plataforma, y por tanto resulta una fuerza



vertical y también de amplitud constante. Por último, cesa la alimentación de energía al motor que mueve la plataforma y se inicia el periodo de ensayo en el que se produce una disminución progresiva de la frecuencia de oscilación de la plataforma manteniendo constante la amplitud durante este periodo, mientras que la amplitud y frecuencia de oscilación de la respuesta del banco (fuerza vertical medida) varían considerablemente.

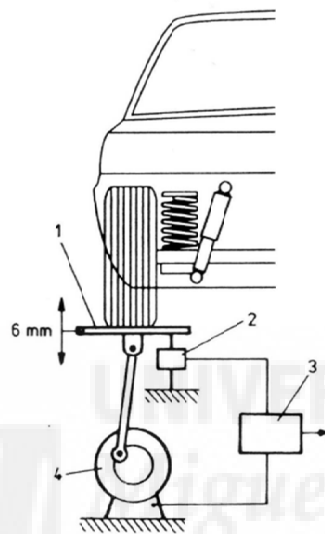


Figura 2.9. Esquema de funcionamiento de banco de fuerza.

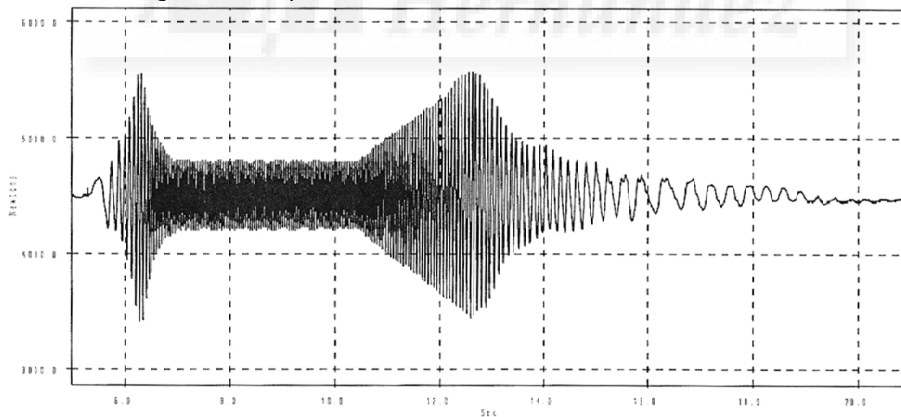


Figura 2.10. Curva de fuerza vertical medida en un banco de medida de fuerza

En la curva experimental de fuerza vertical medida expuesta, hay que destacar que el mínimo valor se produce a una frecuencia aproximada de 11 Hz, figura 2.11 (c), y que solamente aparece una frecuencia de resonancia. Aparentemente no se ha producido un aumento de la oscilación de la fuerza a frecuencias inferiores a 4 Hz, es decir, al final del ensayo. Este fenómeno se comentará más adelante en este estudio.

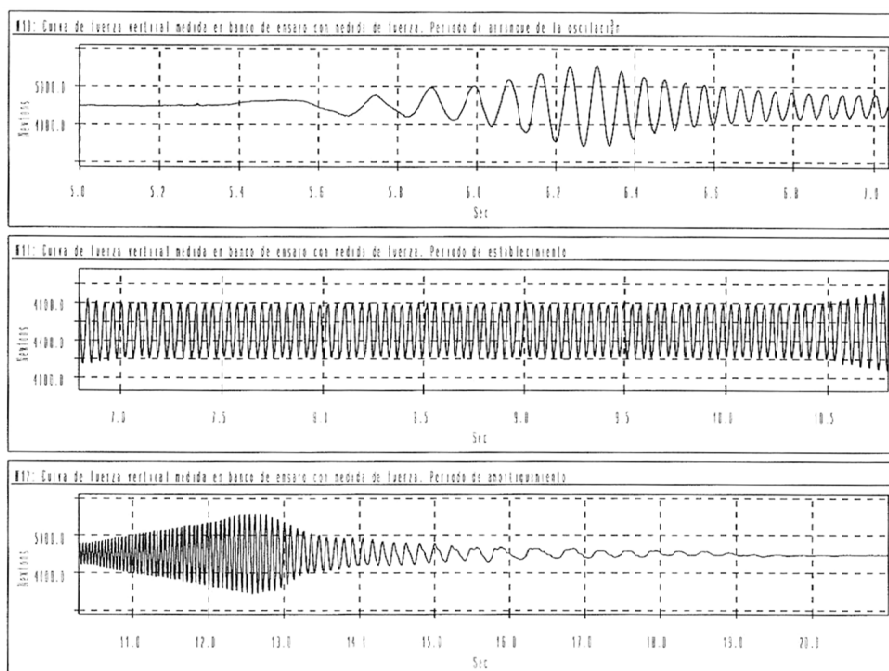


Figura 2.11. Detalles de la fuerza vertical sobre la plataforma:  
(a) inicio, (b) establecimiento y (c) amortiguamiento.

La oscilación vertical en este tipo de bancos se puede observar en la figura 2.12.

En la figura 2.13 se puede observar cada uno de los periodos indicados anteriormente: arranque, establecimiento y amortiguamiento; y se puede comprobar que la amplitud de oscilación es constante durante todo el ensayo, excepto en la parada de la plataforma, al final del periodo de amortiguamiento, debido a que la leva de la plataforma no llega a dar una vuelta completa.

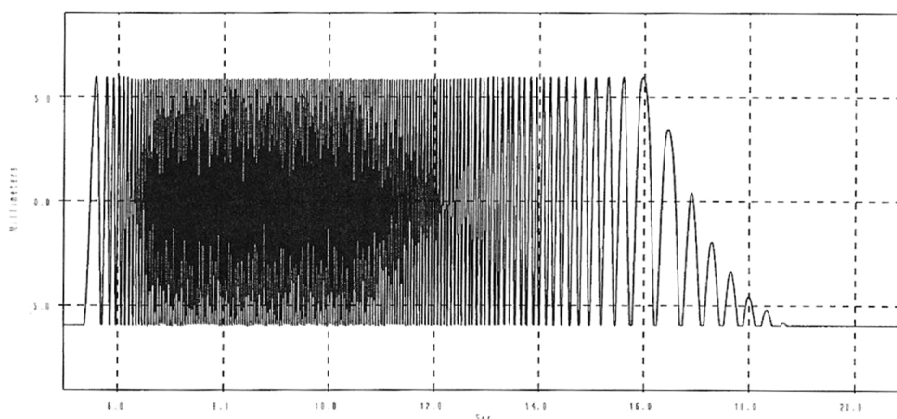


Figura 2.12. Curva de desplazamiento vertical de la plataforma en bancos con medida de fuerza.

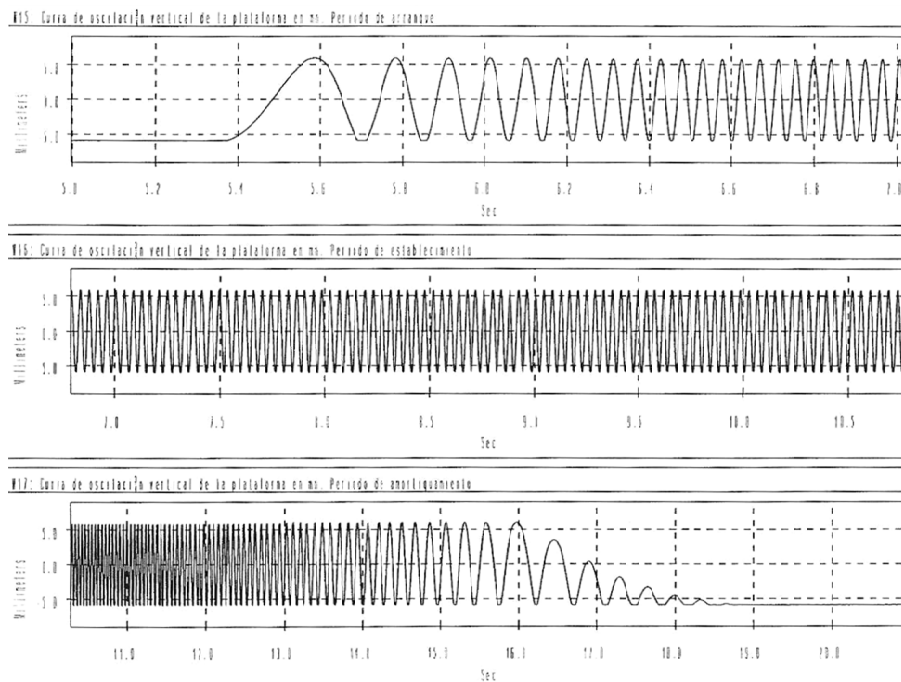


Figura 2.13. Desplazamiento vertical de la plataforma en los periodos de inicio (a), establecimiento (b) y amortiguamiento (c).

El desplazamiento vertical de la plataforma,  $X_p$ , se puede expresar de la siguiente manera:

$$X_p = A \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (2.1)$$

Siendo:

A: la amplitud, de valor 3 mm

$\omega$ : la frecuencia de excitación, inicialmente a 25-16 Hz, y variable hasta 0 Hz.

La mayoría de los bancos de ensayo de suspensiones que miden fuerza, tienen una  $X_p$  con amplitud  $A = 3 \text{ mm}$  y frecuencia inicial de excitación  $\omega = 25-16 \text{ Hz}$ . Todos estos bancos de ensayo siguen el mismo criterio de inspección, EUSAMA [34].

Los fabricantes de este tipo de bancos advierten la posibilidad de obtener resultados negativos en vehículos nuevos pero con poco peso, sobre todo en el eje trasero. Es, por tanto, evidente que el criterio empleado en este tipo de bancos no es objetivo, ya que los propios fabricantes reconocen que en ciertos vehículos el criterio de inspección utilizado no discrimina adecuadamente si el estado de la suspensión es correcto, no siendo, en ese caso, los resultados del ensayo fiables.

Además, algunos fabricantes añaden al criterio EUSAMA, el criterio de *velocidad máxima de circulación segura*, ideado por *Altus* (fabricante de bancos de suspensiones) y que se comentará más adelante. En cuanto a este criterio, sus detractores, indican que en los vehículos de carácter deportivo, con suspensiones muy rígidas y nuevos, resultan rechazados a una velocidad máxima inferior a los 100 km/h, siendo capaces de superar los 200 km/h con buenas condiciones de estabilidad. Parece, por tanto, que este criterio de inspección resulta también significativamente subjetivo.

### **2.5.1.2 Bancos de medida de desplazamiento.**

La característica fundamental de este tipo de banco es la colocación de un resorte, o elemento elástico, de rigidez vertical de cinco a seis veces inferior a la del neumático, entre la plataforma y la leva o mecanismo de excitación. Según el fabricante, el resorte minimiza el efecto provocado por el neumático, ya que al llevar la plataforma un muelle más elástico, nunca se produce un despegue de la rueda y la placa puede acompañar todo el movimiento producido por la rueda: siempre existe contacto neumático-placa y sin variaciones de fuerza en dicho contacto. Esta argumentación, empleada por el fabricante, es errónea según demuestra el Dr. Velasco en su Tesis Doctoral.

El parámetro medido por el banco es el desplazamiento de la plataforma, que no es constante y depende del tipo y estado de la suspensión del vehículo ensayado. El principio de funcionamiento pretende garantizar que la fuerza entre rueda y plataforma sea constante, siendo el desplazamiento de la plataforma el parámetro que caracteriza el estado de la suspensión.

Se pueden encontrar bancos de medida de desplazamiento con levas de amplitud  $A = 3 \text{ mm}$  y frecuencia  $\omega$  de 15 Hz y levas con amplitud  $A = 4,5 \text{ mm}$  y frecuencia  $\omega$  de 16 Hz, siendo este último tipo los más abundantes en cuanto a número de fabricantes y bancos instalados.



El resultado que proporciona el banco no es directamente el desplazamiento de la plataforma expresado en milímetros. Se pueden presentar dos tipos de resultados asociados a dos criterios diferentes:

- Evaluación en amplitud (Mm: Mahameters).
- Evaluación porcentual (%).

Los Mm (Mahameters) son unidades especiales definidas por un fabricante (Maha) que según sus indicaciones *corresponde al desplazamiento de las placas de medición multiplicado por un factor de corrección lineal. Los valores así obtenidos se comparan con los de un vehículo nuevo de iguales características. Un valor bajo en Mm, será indicativo de un estado más favorable del amortiguador, o de un amortiguador de carácter más deportivo. Sin embargo, un valor en Mn inferior al correspondiente al vehículo nuevo será indicativo de un posible agarrotamiento del amortiguador.*

La aplicación del criterio de evaluación de amplitud en Mahameters, exige disponer de una base de datos de todos los vehículos, en la que figure el valor de los Mm de la suspensión del vehículo nuevo y el umbral de rechazo. Este tipo de información debería estar disponible y actualizada en todas las estaciones de ITV para poder realizar la inspección correctamente, con la dificultad que eso supone. Además hay que considerar la posibilidad de que el dueño del vehículo ensayada haya sustituido por un recambio no original algún componente de la suspensión (muelle, amortiguador,...) pudiendo entonces variar el umbral de rechazo y el valor de Mm de la suspensión nueva.

Para conseguir una medida totalmente independiente de tablas, la firma M.B.H. Mascinenbau Haldenwang desarrolló la evaluación porcentual en este tipo de bancos. Que no es otra cosa que el cociente entre los milímetros de desplazamiento mínimos en el ensayo (proporcionales a los Mm) y los correspondientes al peso del vehículo. Este criterio es una adaptación del definido para los bancos de medida de fuerza, si se considera que la carga vertical en este tipo de bancos corresponde a la rigidez del

muelle de la plataforma multiplicada por el desplazamiento de la misma. Si bien, esta consideración es errónea como se verá más adelante.

### **2.5.2 Criterios de rechazo existentes en la actualidad.**

A partir de los resultados obtenidos con los diferentes tipos de bancos, se establecen unos criterios que permiten validar el estado del sistema de suspensión. Estos criterios deben ser objetivos, y deben garantizar una repetibilidad y reproducibilidad aceptables, de forma que los vehículos inspeccionados sean aceptados cuando el sistema de suspensión está en buen estado y rechazados en caso contrario.

La excitación que la carretera realiza sobre el sistema de suspensión tiene carácter aleatorio y varía entre 0 y 30 Hz según diversos autores. Dado que la frecuencia de resonancia de la masa suspendida se encuentra en torno a 1 Hz y la de la masa no suspendida alrededor de los 10 Hz, es obvio que la carretera excitará a estas frecuencias propias.

Los bancos de suspensiones de plataforma vibrante, se basan en excitar la suspensión en una gama de frecuencias tal, que se produzca la resonancia de la suspensión para obtener la máxima amplitud de respuesta del sistema. De esta forma aseguramos que hacemos trabajar al sistema en las condiciones más desfavorables desde el punto de vista dinámico.

Independientemente del tipo de banco que se trate, el resultado de la prueba utiliza un criterio en función del punto de máxima amplitud en la respuesta, considerando este como el caso más desfavorable.

El valor obtenido en la medición se relaciona, según el tipo de banco, con la carga vertical estática del vehículo o el desplazamiento estático de la plataforma con el vehículo encima, también relacionado con el peso a través de la rigidez del elemento elástico. El resultado del ensayo se expresa porcentualmente respecto del valor estático. De la misma forma, es importante conocer el valor del desequilibrio entre una



rueda y la otra o entre un eje y el contrario para tener una valoración global del estado de la suspensión.

Los **bancos de medida de fuerza**, siguen el criterio de inspección EUSAMA [34], para ello la plataforma debe seguir una oscilación vertical de frecuencia máxima de 25-16 Hz y de amplitud constante de  $\pm 3$  mm. El parámetro medido es la carga vertical sobre la plataforma. El resultado del ensayo se expresa de la forma siguiente:

$$Eficacia (\%) = 100 \cdot \frac{F_{min}}{F_{estática}} \quad (2.2)$$

La interpretación de este resultado se realiza mediante la siguiente tabla:

Eficacia de la suspensión (%)	Resultado
100 – 60	Óptimo
60 – 45	Bueno
45 – 30	Escaso
30 – 20	Insuficiente
20 – 10	Peligroso
0	Despegue del suelo

Tabla 2.1. Criterio de valoración del estado de la suspensión según EUSAMA

Para que la suspensión no sea rechazada, debe tener una eficacia superior al 45% con un desequilibrio máximo las ruedas del mismo eje inferior al 25%.

Los fabricantes de este tipo de bancos de suspensiones indican que en los ejes traseros de vehículos de pequeño tamaño, se pueden medir valores inferiores al 45% siendo el sistema de suspensión completamente nuevo y recomiendan adaptar el sistema de inspección a medida que se vaya adquiriendo experiencia.

Precisamente por este tipo de comentario se deduce que el criterio no tiene suficiente objetividad como para establecer la aceptación o rechazo del vehículo con garantía suficiente, por lo tanto, parece obvio que es necesario seguir trabajando en el sentido de encontrar un criterio con validez suficiente para todo tipo de vehículos, en función de las propias características del sistema de suspensión empleado.

El criterio Altus de velocidad de circulación segura, se basa en obtener la velocidad máxima que el vehículo podría alcanzar en una pista de pruebas que tuviera irregularidades equidistantes esquematizadas en la figura 2.14, considerando la curva de respuesta de la carga vertical obtenida en el banco de suspensiones. Los detractores de este criterio le achacan que en vehículos deportivos, de muy alta potencia, las velocidades de circulación segura máximas suelen ser inferiores a 100 km/h con el vehículo nuevo. Este criterio no ha tenido gran aceptación, y actualmente se encuentra como opción en algunos bancos de suspensiones.

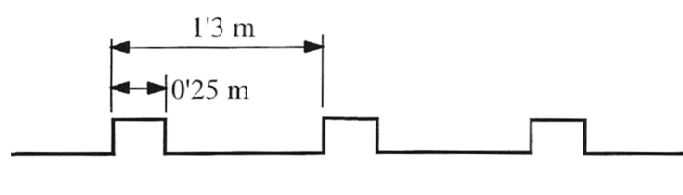


Figura 2.14. Perfil de la carretera ideado por el criterio Altus

La pista ficticia correspondiente al ensayo según el criterio de velocidad máxima, tiene una irregularidad cada 1'3 metros, lo que equivale a una frecuencia de 25,6 Hz si se circula a una velocidad de 120 km/h. Resulta obvio observar, que partiendo de la excitación planteada con frecuencia de 25 Hz de otros criterios, se ha pretendido evaluar la velocidad máxima del vehículo considerando una pista que produjese una excitación determinística sobre la suspensión con esa frecuencia. El criterio consiste en relacionar la frecuencia de mayor amplitud de respuesta en el ensayo, con la velocidad de circulación equivalente según la pista descrita, y en función del valor de amplitud obtenido en ese punto de resonancia, determinar se es segura la circulación del vehículo a esa velocidad. El punto de medida coincide con el del criterio EUSAMA y el umbral de amplitud de la respuesta (fuerza vertical sobre la plataforma) para determinar si la velocidad de circulación más desfavorable es o no insegura, también es el mismo que en criterio EUSAMA.

Este criterio no tiene consistencia puesto que la excitación real que sufre la suspensión es tipo aleatorio, y el perfil de la carretera propuesto es completamente irreal. Este perfil de pista de ensayo sí resultaría adecuado para ensayos de fatiga de la suspensión y de la dirección del vehículo.





Los bancos que miden desplazamiento de la plataforma siguen un criterio desarrollado específicamente por el fabricante del banco, en el que se encuentran tabulados los valores de desplazamiento de la plataforma (o un valor proporcional) mínimo aceptable para un gran cantidad de marcas y modelos de vehículos (Mahameters)

La aplicación de este criterio tiene la ventaja de poder determinar adecuadamente si la suspensión del vehículo está en condiciones de seguridad, siempre que se disponga de datos de referencia y se mantengan las características originales establecidas por el fabricante del vehículo. Sin embargo, este criterio tiene el problema de actualización de la base de datos, como es obvio, y una dificultad añadida, pues no considera la posibilidad de que un vehículo no tenga instalados recambios originales del fabricante. Los amortiguadores, los muelles de la suspensión y los neumáticos y llantas, pueden ser diferentes a los inicialmente instalados por el fabricante y por tanto podría variar el umbral de rechazo.

Otro aspecto fundamental es que para la aplicación correcta del criterio, aparte de disponer del dato del vehículo original, hay que establecer el umbral particular para cada vehículo a partir del cual la suspensión no sería válida. La obtención de este dato supondría que para todo vehículo en circulación debería estar caracterizado el deterioro de la suspensión del mismo, a fin de poder determinar a partir de qué valor del resultado del ensayo, la suspensión está excesivamente deteriorada.

Este dato debería ser aportado por el fabricante del vehículo o por el fabricante del banco, en todo caso sería consecuencia de un programa de ensayos de deterioro de la suspensión. Actualmente, al no existir una normativa que obligue a un mínimo de prestaciones del sistema de suspensión, como se ha señalado en apartados anteriores, los fabricantes de vehículos no realizan este estudio y los fabricantes de bancos de ensayo tampoco, dado lo costoso que sería. Por tanto, se considera que si bien el criterio basado en Mahameters podría ser apropiado para discriminar adecuadamente si la suspensión de un vehículo está en estado aceptable, la aplicación correcta del criterio resulta muy complicada técnica y económicamente, y en consecuencia inviable.

Los bancos que miden desplazamiento también indican el resultado de inspección según un criterio similar a EUSAMA, mediante evaluación porcentual. El valor de eficacia de la suspensión se obtiene hallando el cociente entre el desplazamiento mínimo de la plataforma en el ensayo y el correspondiente al peso del vehículo. La aplicación del criterio de eficacia de suspensión se realiza mediante la expresión:

$$Eficacia(\%) = 100 \cdot \frac{\text{Desplazamiento}_{\text{mínimo}}}{\text{Desplazamiento}_{\text{estático}}} \quad (2.3)$$

Donde el *Desplazamiento estático* se entiende el valor de desplazamiento de la plataforma con el vehículo encima y antes de iniciarse la excitación, y por *Desplazamiento mínimo* el valor de desplazamiento de la plataforma obtenido en el punto de medida, cuando la suspensión del vehículo entra en resonancia.

Esta expresión no se corresponde al criterio EUSAMA, puesto que se basa en que la carga vertical que ejerce la rueda sobre la plataforma es proporcional a la constante de rigidez del muelle que soporta a la plataforma, lo cual sólo es cierto en condiciones estáticas, cuando la plataforma no se mueve. En condiciones dinámicas, no se puede hacer tal afirmación, puesto que la carga vertical es igual a la expresión:

$$F = K_p \cdot (X_0 - X_p) - M_p \cdot X_p' - M_p \cdot g \quad (2.4)$$

Siendo:

F: carga vertical.

$K_p$ : rigidez vertical del resorte de la plataforma.

$M_p$ : masa de la plataforma.

$X_p$ : desplazamiento de la plataforma.

$X_0$ : desplazamiento de la leva del banco.

Esta expresión resulta de la aplicación del equilibrio dinámico en la plataforma, es decir, el producto de la masa por la aceleración se iguala al sumatorio de fuerzas que actúan sobre la plataforma. En el esquema de la ilustración siguiente, se puede comprobar que las fuerzas que actúan sobre la plataforma son: la debida al muelle de rigidez  $K_p$ , el peso propio de la plataforma y la fuerza vertical del vehículo sobre la misma.

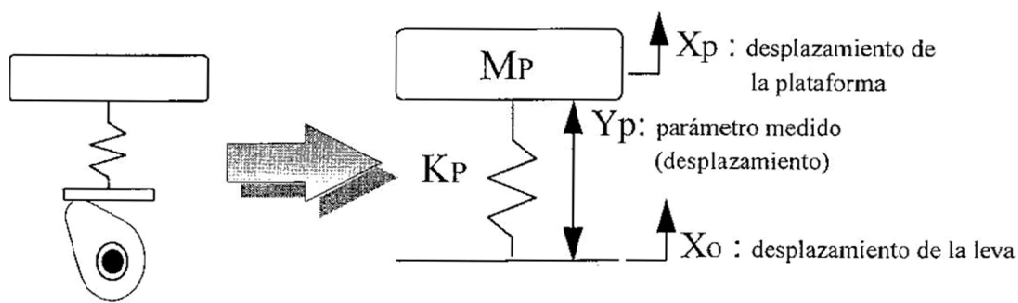


Figura 2.15. Modelo banco de ensayos de desplazamiento variable.

El criterio porcentual, definido en la expresión (2.3), establece como umbral de rechazo el 40%. Basado en este criterio, el fabricante del banco indica que en vehículos nuevos, el valor de la eficacia se cifra en un 90% para automóviles deportivos, y en un 70% para automóviles con suspensión confortable, haciendo también mención a la posibilidad de rechazar un vehículo estando en condiciones aceptables, cuando el peso por rueda es bajo.

En definitiva, los criterios de inspección actuales, en cualquier tipo de banco, no permiten evaluar objetivamente el estado de la suspensión de una parte importante del parque de vehículos, hecho que los fabricantes de bancos de inspección ponen de manifiesto en sus manuales. Como consecuencia, sólo existe un país europeo donde sí es obligatorio el uso de bancos de suspensiones para la inspección equivalente a la ITV española, Bélgica. El criterio de rechazo que se emplea en Bélgica está basado en la recomendación EUSAMA, con un umbral de rechazo del 25% de eficacia, calculado según la expresión(2.3), y no del 45% que establece el fabricante del banco. Esto implica que los vehículos de alta gama (valor alto de masa suspendida) ha de estar muy deteriorada la suspensión para superar el umbral del 25%.

## 2.6 El sistema de suspensión en un vehículo turismo

### 2.6.1 Breve descripción del sistema de suspensión de un vehículo

Los primeros estudios sobre los sistemas de suspensión fueron realizados por los fabricantes de carruajes en Europa, hacia el siglo XVI, que trataron de hacer más cómodos estos vehículos. Los caminos empedrados eran seguramente una tortura para los ocupantes de los antiguos carros de tracción animal, pues cada hoyo o piedra que las ruedas pasaran se registraba exactamente en los asientos de los ocupantes y en la misma magnitud.

El primer éxito consistió en separar el cuerpo del carro de los ejes y suspenderlo mediante unas correas de cuero (sopandas). Se dice que es la ciudad húngara de Koczi la que dio nombre a este tipo de cómodos vehículos. El “vagón” de Koczi se hizo popular en Europa como Kutsche, Koets, Coach, Coche, etc.. El lujo que suponía la suspensión hizo más fáciles los viajes y a partir de entonces, se construyeron diversos tipos de carruajes.

El resultado fue que, aunque algunos golpes eran parcialmente absorbidos por este sistema, favorecía los continuos movimientos de cabeceo y balanceo. Se puede decir que en este momento nació el sistema de suspensión. Un sistema enteramente elástico era conducido sin amortiguadores.

Los primeros amortiguadores telescópicos fueron desarrollados por la demanda continua de los conductores, los cuales solicitaban incrementar el confort.

Ese tipo de amortiguador consistía en un dispositivo hidráulico, que consta de un pistón que se desliza por el interior de un cilindro lleno de aceite. En el pistón se localizaban unos orificios, con sus válvulas correspondientes, que permitían pasar los fluidos entre las dos partes del cilindro, amortiguando de este modo la oscilación del muelle.

La resistencia del amortiguador es mayor cuanto mayor es el esfuerzo que se le exige; y ofrece más resistencia en el ciclo de extensión que en el de compresión



pretendiendo con esto absorber las desigualdades del terreno sobre el que se desplaza, a la vez que mantiene las ruedas en contacto con el pavimento. Del mismo modo, este efecto proporcionaba a los pasajeros un adecuado confort y seguridad en marcha y protegiendo la carga y las piezas del automóvil y también evitaba inclinaciones excesivas en los movimientos de balanceo y cabeceo, es decir, una inclinación excesiva de la carrocería durante los virajes e inclinación excesiva en la parte delantera durante el frenado.

Las características del manejo de un automóvil dependen del chasis y del diseño de la suspensión. En un extremo se encuentra la suspensión diseñada para proporcionar un suave movimiento, el cual se suele apreciar en automóviles de lujo, en el otro extremo se encuentra la suspensión diseñada para proporcionar un movimiento firme y rígido como la suspensión de un automóvil deportivo.

En el diseño de la suspensión del automóvil la diferencia entre el peso suspendido y el no suspendido es importante. El peso suspendido es la totalidad del peso soportado por los resortes del automóvil, lo cual incluye la carrocería, estructura, motor, componentes de transmisión y todos lo que estos contienen. El peso no suspendido es el de las partes entre los resortes y la superficie de la calzada, lo cual incluye llantas, neumáticos, frenos, partes de la dirección y montaje del eje trasero.

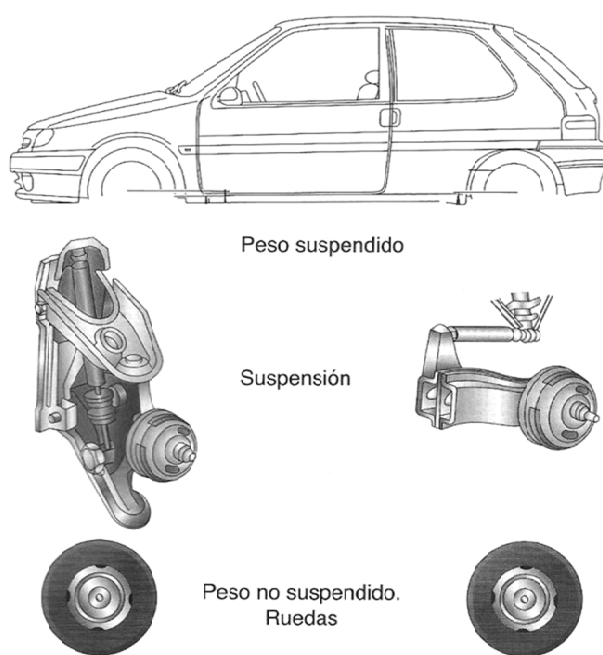


Figura 2.16. Peso suspendido, suspensión y peso no suspendido

El sistema está compuesto por un elemento elástico (muelle helicoidal, ballesta, barra de torsión, barra estabilizadora, “muelle” de caucho, gas o aire, etc.) y un elemento de amortiguación, cuya misión es neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida originada por el elemento elástico al adaptarse a las irregularidades del terreno.

Los elementos más comunes encontrados en los sistemas de suspensión son:

Resortes, cuya misión será la de soportar la masa suspendida.

Tirantes o estabilizadores longitudinales, cuya labor es la de unir longitudinalmente la suspensión al chasis para absorber los desplazamientos longitudinales y esfuerzos de reacción en las frenadas y aceleraciones del vehículo.

Barras estabilizadoras, con la tarea de mantener el vehículo paralelo al suelo, sobre todo al tomar una curva, ya que tiende a inclinarse con el consiguiente peligro de vuelco y molestia para los ocupantes.

Brazos de suspensión, cuya misión en vehículos con suspensiones independientes es realizar la unión entre bastidor y ruedas, y sirven de elemento soporte para el resorte y el amortiguador.

Neumático, que es el único punto de apoyo del vehículo sobre el suelo. Soporta la carga, asegura la transmisión de fuerza, dirige la maniobrabilidad del vehículo y favorece la estabilidad en curva.

Amortiguadores, cuyo cometido será absorber las acciones producidas por el peso y la rueda, así como las reacciones del resorte.

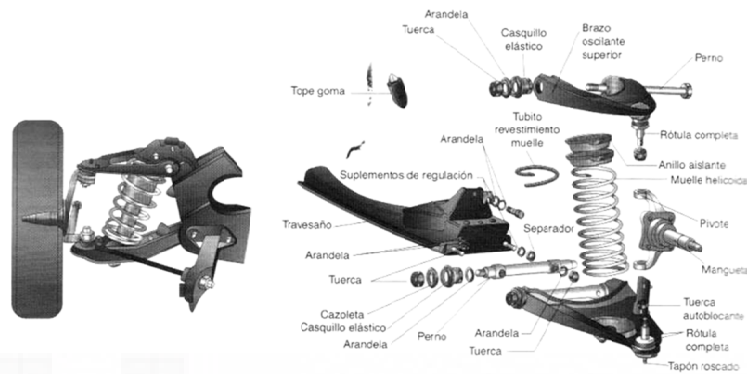


Figura 2.17. Ejemplo de componentes del sistema de suspensión.

El deterioro o envejecimiento de cualquiera de estos elementos afecta al comportamiento del conjunto, influyendo en la seguridad en la conducción.

Cualquier tipo de resorte destinado a soportar el peso suspendido del vehículo que haya perdido rigidez por fatiga afectará a su altura, geometría de la dirección, desgaste irregular de neumáticos, desequilibrio de las ruedas, etc.

La función de un amortiguador es conseguir un equilibrio entre máxima seguridad y confort. Su adecuado funcionamiento es esencial para el control del vehículo, especialmente a altas velocidades y en situaciones de riesgo.

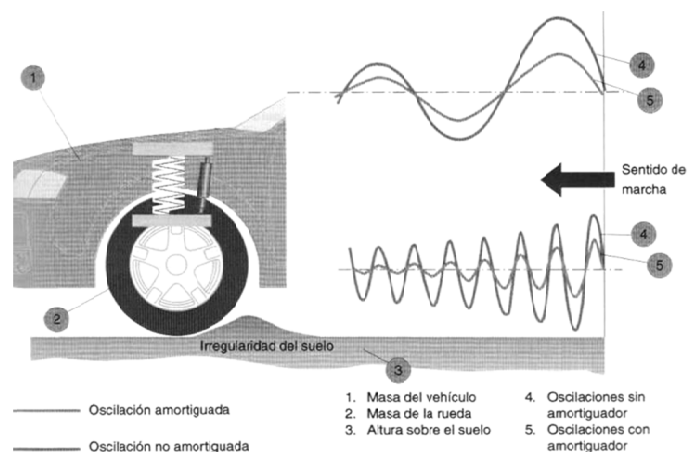


Figura 2.18. Función del amortiguador.

### 2.6.2 Influencia del estado del sistema de suspensión en la dinámica vehicular

El correcto funcionamiento de un amortiguador depende de diversos factores, como el estado de la carretera, la carga del vehículo, el kilometraje y efectos de desgaste como el frío, el calor y la humedad. En consecuencia, la acción de estos factores hace que el efecto del amortiguador se reduzca paulatinamente, hasta que deja de funcionar correctamente. Al no tratarse de un desgaste perceptible, se considera aconsejable realizar revisiones periódicas cada 20.000 kilómetros [53].

El papel de los amortiguadores es fundamental para la seguridad en la conducción ya que su principal misión consiste en mantener los neumáticos en contacto con la carretera y controlar los movimientos oscilatorios de la carrocería producidos por los elementos elásticos de la suspensión (brazos, muelles o ballestas, barras...), encargados de la absorción de impactos.

Unos amortiguadores en buen estado garantizan la adherencia de los neumáticos a la carretera y proporcionan seguridad y comodidad durante la conducción. Además, su adecuado funcionamiento evita riesgos en la conducción.

Las principales causas de siniestralidad en las carreteras españolas son la distracción, la somnolencia y una velocidad inadecuada. Sin embargo, los conductores desconocen cómo influyen los amortiguadores en la seguridad de la conducción.

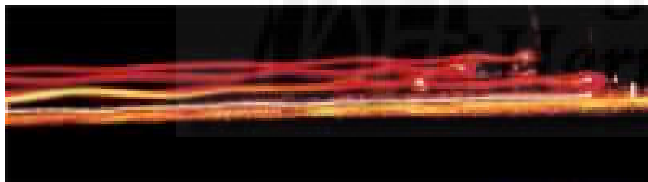


Los amortiguadores son elementos esenciales para el control y la estabilidad de un vehículo. Estas importantes piezas forman parte del sistema de suspensión de un vehículo y junto con los frenos y los neumáticos, forman el denominado Triángulo de la Seguridad del Automóvil.

La función principal de un amortiguador es establecer un equilibrio óptimo entre máxima seguridad y comodidad. Por un lado, evitan las vibraciones y rebotes de un vehículo cuando transcurre por una calzada irregular, ya que los amortiguadores retienen y controlan los movimientos de la carrocería del vehículo. Por otro lado, permite al conductor una conducción más segura porque mantiene en permanente contacto a los neumáticos con la calzada. Esto permite al conductor controlar los movimientos del vehículo, especialmente en curvas y giros bruscos.



Estela con amortiguadores en buen estado.



Estela con amortiguadores defectuosos.

Figura 2.19. Estela de faros con amortiguadores en buen estado y defectuoso respectivamente.

El desgaste casi imperceptible de estas piezas o el inadecuado mantenimiento de las mismas resultan fatales para la conducción, ya que provocan la pérdida de control del vehículo, aumentando el peligro de siniestros.

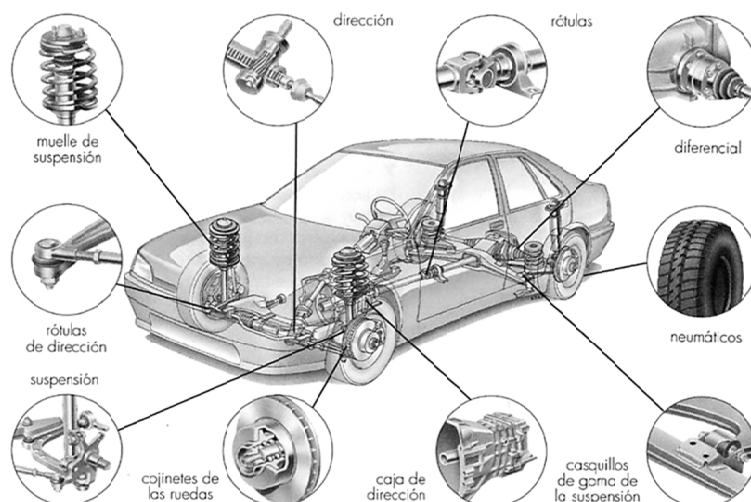


Figura 2.20. Piezas más afectadas por el mal estado de los amortiguadores

Todos los elementos que intervienen en la seguridad en la conducción son importantes, pero en el caso de los amortiguadores queda constatado que su importancia es vital puesto que ayuda a evitar de manera efectiva muchos de los peligros que se encuentran en la carretera. Y es muy importante tener en cuenta que, a pesar de ser las piezas del sistema de suspensión con más desgaste, son las más olvidadas [53].

### 2.6.3 Riesgos más comunes por el uso de amortiguadores en mal estado [53]

#### Vibración del volante

Al ser los amortiguadores los responsables de una buena adherencia a la calzada, si están defectuosos, producen un bamboleo constante del volante, debido a que las ruedas rebotan constantemente, pudiendo incluso despegarse de la carretera. En estos casos, el vehículo se comporta de manera imprecisa e inestable. Igualmente, unos amortiguadores desgastados producen el deterioro de los otros elementos de la suspensión (muelle y barra estabilizadora) y rótulas.

#### Desgaste de los neumáticos y aumento de la distancia de frenado

Los neumáticos son otros elementos que resultan perjudicados por su mal funcionamiento, llegando a desgastarse hasta reducir su vida útil en un 20%. Si se unen unos neumáticos desgastados con unos amortiguadores en mal estado en el momento



de frenado de un vehículo circulando a 100 Km/h, la distancia puede aumentar en 3 metros. Es aún más peligroso si el vehículo tiene el sistema de frenado ABS, aumentando hasta 5 metros el recorrido de frenado. Esto es debido a que en estos casos, el neumático rebota y salta, perdiendo el contacto con el asfalto.

#### Balanceo y deslizamiento lateral

Las curvas y los virajes bruscos son otras situaciones en las que se debe contar con unos amortiguadores en perfecto estado de mantenimiento, ya que aportan mayor seguridad. En situaciones críticas, es fundamental mantener el control del vehículo y asegurar el agarre al asfalto. El balanceo, el desplazamiento lateral y la pérdida del rumbo del vehículo son efectos que pueden corregirse si se tiene unos amortiguadores en perfectas condiciones.

#### Aquaplaning

Igualmente, el Aquaplaning, cuya causa es la mala adherencia a la calzada en situaciones de lluvia o pavimento húmedo, puede corregirse o hacer que aparezca a mayor velocidad, ya que se evita que se forme una película de agua entre el neumático y la carretera.

#### Errores en los Sistemas de Seguridad

Actualmente, se ha generalizado el uso de sistemas de seguridad como el TSC y ESP, cuya función es actuar de manera automática en casos de inestabilidad, descontrol del vehículo, etc. Si los amortiguadores no están en óptimas condiciones, el vehículo no actúa correctamente, por lo que estos sistemas malinterpretan las señales que emite el coche.

#### **2.6.4 Sistema de suspensión sometido a estudio. Eje delantero. Eje trasero.**

En la actualidad existen múltiples sistemas de suspensión, variando tanto sus geometrías como los elementos presentes.

Para poder desarrollar esta estudio, se ha contado con el vehículo Peugeot 207, completamente nuevo sin desgaste alguno. Dispone de eje delantero con un sistema de suspensión independiente McPherson, mientras que para el eje trasero un sistema semirrígido de brazo tirado, con eje transversal de torsión.



Figura 2.21. Utilitario Peugeot 207 con detalle de suspensiones.

Los conceptos de suspensión rígida, semirrígida o independiente vienen dados por la afectación que sufre una rueda cuando se genera un movimiento en la rueda contraria del mismo eje. De este modo, una suspensión independiente trata de conseguir que el movimiento producido en una rueda no se transmita a la otra rueda del mismo eje.

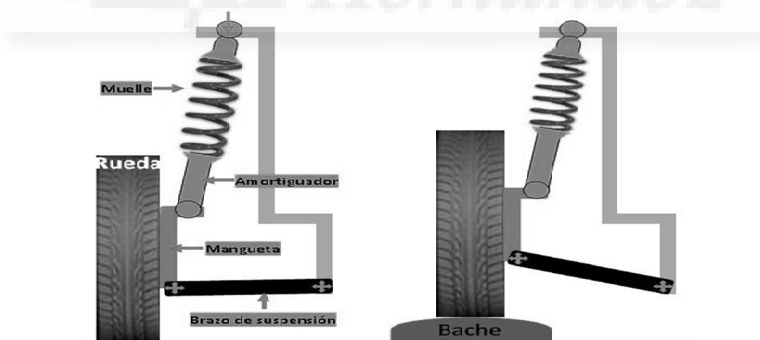


Figura 2.22. Esquema de suspensión independiente en eje delantero

El sistema McPherson es uno de los sistemas de suspensión más extendidos por su sencillez, economía de montaje y eficacia en marcha. Consiste en un elemento telescópico apoyado en su parte superior en la carrocería y unido al buje de la rueda en su parte inferior, al que también se une un brazo transversal.



Figura 2.23. Suspensión tipo Mc Pherson

Para el eje trasero, este vehículo emplea suspensión de brazo tirado, que consiste en un brazo de suspensión articulado para cada rueda, unido por un lado al bastidor y por el otro a la mangueta de la rueda. Este sistema suele ser utilizado en el eje trasero, aunque también puede encontrarse en el eje delantero de algún modelo antiguo.



Figura 2.24. Suspensión de tipo brazo tirado.

## 2.7 Soportes del grupo motopropulsor

### 2.7.1 Introducción. Función.

La función de los soportes del motor es la de sustentar al grupo motopropulsor del vehículo absorbiendo los choques y vibraciones entre éste y el bastidor, evitando la transmisión de ruidos y vibraciones al habitáculo y carrocería, actuando como medio aislante mecánico y acústico.

Se constituye habitualmente de placas de fijación de metal, acero y aleación de aluminio, fijadas al bastidor y motor respectivamente, utilizando un bloque de caucho como elemento de unión.

Según se puede apreciar en la figura 2.24, el motor dispone de 6 grados de libertad [1], por lo que es usual encontrar 3 soportes distribuidos adecuadamente en el bastidor para absorber los desplazamientos y giros que este produce en su arranque, parada, régimen de funcionamiento normal en circulación, respondiendo a las sollicitaciones dinámicas laterales, longitudinales y verticales que se puedan producir.

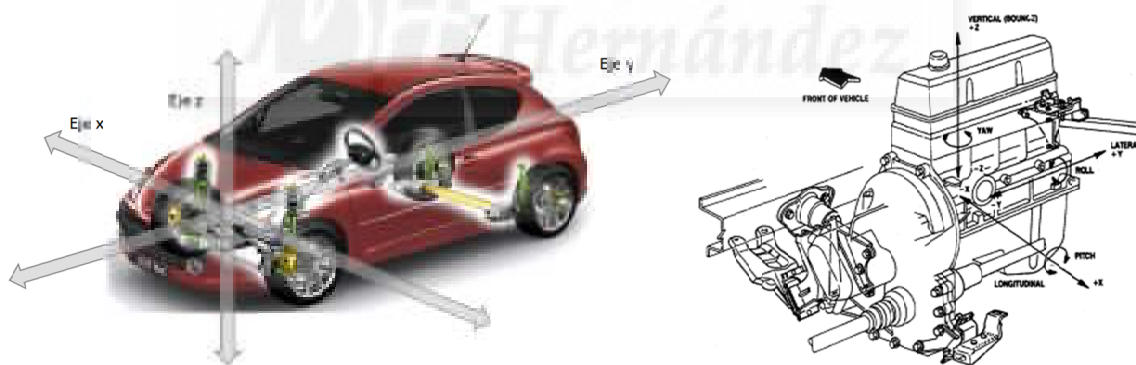


Figura 2.25. Principales direcciones de acción de los soportes del motor

Para los motores de 4 tiempos de 4 cilindros, las frecuencias fundamentales del motor se consideran de segundo orden, situándose el rango de frecuencias en el entorno de 20 a 200 Hz, para una velocidad angular del motor de 600 a 6000 rpm. Para un motor de 8 cilindros, la frecuencia del motor es considerada de cuarto orden y el rango de frecuencias de se sitúa entre los 40 y 400 Hz, a las mismas velocidades del motor antes comentadas [106].

Algunos vehículos disponen de soportes de motor con cámaras huecas que contienen glicol o fluido hidráulico contenidos en una cámara toroidal para disipar parte de la energía debida a la vibración evitando que se transmita a la carrocería y habitáculo. Este tipo de soportes con amortiguación es menos frecuente en motores con mayor número de cilindros, ya que éstos transmiten menos vibraciones.

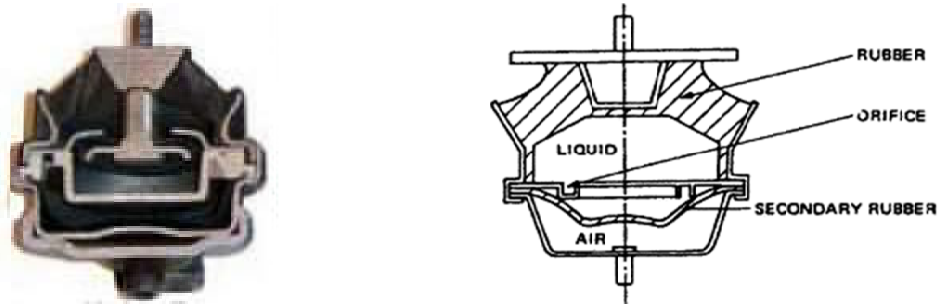


Figura 2.26. Soporte con amortiguación

Existen también montajes de soportes de motor “activos” de última generación con válvulas internas y/o un solenoide para cambiar las características de amortiguación a diferentes regímenes para mejorar la atenuación de las vibraciones no deseadas. Marcas como Lexus, Toyota y Honda han abundado en este tema. En estos casos, la computadora del motor suministra energía al solenoide para aplicar vacío del motor a una cámara interna dentro de los soportes del motor, proporcionando amortiguación adicional a las vibraciones del motor, generalmente a bajo régimen [49].

Delphi ha desarrollado recientemente soportes de motor magneto-reológicos, llamados "MagneRide ", que utilizan un fluido magnético para variar las características de amortiguación. Los soportes contienen un fluido que tiene partículas de hierro en suspensión dentro del fluido. Cuando se aplica una corriente eléctrica al fluido, las partículas se alinean y aumentan la viscosidad (rigidez) del fluido. Esto hace que el montaje más firme.

### **2.7.2 Síntomas de un estado deficiente de los soportes del motor**

Los soportes de motor están diseñados para conectar el motor del vehículo al bastidor del propio vehículo. El objetivo de todos los soportes del motor es el mismo, y su número varía en función del automóvil.

Dadas las sollicitaciones a las que están expuestos, los soportes del motor pueden, eventualmente, dañarse o romperse por la fatiga sufrida, aproximadamente a los 100.000 km.

Si los soportes del motor están dañados, se podrá observar uno o varios síntomas de los que se reflejan a continuación:

#### Deterioro a piezas cercanas:

En casos graves, el colector del escape puede ser doblado o arrancado del bloque del motor debido a un montaje que falla. En los automóviles de tracción delantera, la dirección puede resultar muy afectada. En algunos casos extremos, el bloque del motor se moverá lo suficiente como para dañar otras piezas móviles y causar averías críticas en el automóvil mientras está en movimiento.

#### Transmisión de vibraciones al habitáculo:

Los soportes del motor ayudan a mantener el motor de un vehículo anclado firmemente en el interior del compartimiento del motor. Los soportes defectuosos de un motor, especialmente aquellos que están rotos, con frecuencia permiten que el motor de un vehículo se mueva o agite excesivamente, causando la vibración excesiva del motor, que a menudo se transmite en el compartimiento de pasajeros del vehículo.

#### Bloque del motor desalineado:

El motor de un vehículo está soportado y alineado por los soportes del motor, que aseguran que todos los lados del motor de un vehículo sean iguales en altura. Cuando los soportes del motor están deteriorados, a menudo se rompen y permiten que un





lado del motor de un vehículo se hunda o incline, a veces en exceso, en relación con el lado opuesto.

#### Daños del motor:

En casos extremos, los soportes defectuosos del motor pueden perder totalmente su integridad estructural y permitir que el motor de un vehículo cambie excesivamente a un lado, especialmente durante la aceleración rápida del motor o en altas tasas de velocidad, que puede permitir que diversas partes mecánicas del motor, que incluyen bombas, poleas y diafragmas entren en contacto con el bastidor del vehículo y se rompan.

#### Correas/manguitos rotos:

Además de las piezas del motor rotas, unos soportes defectuosos del motor pueden causar daño a las correas y a los manguitos de un motor. Si el soporte defectuoso permite el movimiento excesivo del motor o la inclinación, las correas del ventilador del motor o los manguitos del radiador pueden dañarse o romperse, especialmente durante la aceleración del motor cuando el movimiento del motor es más brusco.

#### Ruido excesivo del motor:

Muchas veces los soportes deteriorados o rotos harán que el ruido del motor sea fuerte o excesivo, generalmente con ruidos de golpes o sonidos metálicos secos. Estos tipos de ruidos de motor son generalmente el resultado de un bloque del motor que golpea o choca contra los soportes del motor rotos o dañados que hayan perdido su buen ajuste contra el motor.

### **2.7.3 Control en taller. Inspección de soportes del motor en ITV.**

Normalmente, los soportes de motor rara vez se comprueban a menos que haya un problema evidente, e incluso pueden ser pasados por alto si va a cambiar el motor o la transmisión.

Se considera recomendable que se verifiquen si en el motor aparece más ruido de lo normal o pueden sentirse las vibraciones del motor dentro del vehículo. Los soportes

del motor también deben ser inspeccionados cuando se realiza cualquier tarea de motor o transmisión, o cuando se sustituya un embrague, semiárboles o un árbol de transmisión.

Los soportes de motor pueden ser inspeccionados visualmente para observar posibles grietas, soportes rotos o sueltos, tornillos flojos o pérdidas de fluido. Con una palanca se puede utilizar para comprobar si hay soportes separados o rotos.

Actualmente, según el Manual de Procedimiento de Inspección en las estaciones de I.T.V., la examinación de los soportes queda recogida el punto 9 “Motor y Transmisión”, cuyo método de inspección para los soportes del motor podría resumirse en una inspección visual del compartimento motor, primero a través del capó delantero y posteriormente en un foso o elevador, donde se comprueban los anclajes del motor y de la transmisión con especial atención a efectos de oxidación, corrosión, grietas, etc., principalmente mediante inspección visual.

Además, cabe destacar, que según los principios de inspección de I.T.V., las comprobaciones se han de realizar lo más simple, directa posible, sin desmontar elementos y en un tiempo limitado.

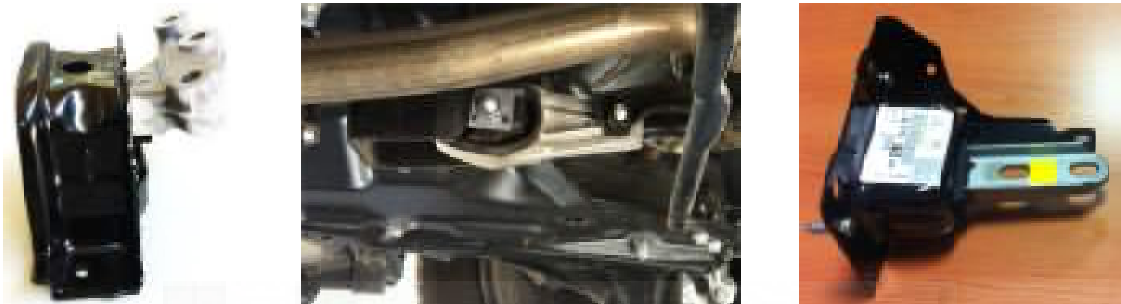
Bajo estas premisas, y teniendo en cuenta por razones técnicas, de seguridad o de imagen, los motores se carenan cada vez más tanto por la parte superior como la inferior, en algunos vehículos puede resultar prácticamente imposible la inspección adecuada de estos elementos.

#### **2.7.4 Descripción de los soportes del motor que emplea el vehículo objeto de este estudio.**

El vehículo objeto de este estudio incorpora 3 soportes del grupo motopropulsor tal como se muestra en las siguientes imágenes.



Figura 2.27. Vista general del motor



Vertical eje z

Longitudinal eje y

Transversal eje x

Dado que este estudio se centra en el comportamiento vertical del vehículo, se describe a continuación el soporte del motor que trabaja fundamentalmente en el eje vertical.

Se trata de un soporte de motor, constituido por una carcasa de acero, formada por un arco perimetral y una base donde se sujeta al bastidor mediante 2 tornillos. Una pieza de aleación de aluminio con 3 orificios donde se sujeta el motor de modo que queda “colgado” de este soporte mediante 3 tornillos tipo Torx. Un cuerpo de caucho rígido que envuelve a la pieza de aluminio y la fija a la carcasa exterior de acero y una base de material plástico donde queda encapsulado el fluido hidráulico que aporta amortiguación al soporte.



Depósito de fluido hidráulico



Dirección fundamental del movimiento del motor

Figura 2.29. Soporte de motor eje "z".



## Capítulo 3. ESTUDIOS ANTERIORES REALIZADOS

### 3.1 Tesis del Dr. Velasco. “Criterio de inspección en bancos de ensayo del sistema de suspensión de un vehículo automóvil”[103].

Analiza y desarrolla el modelo teórico de los bancos de ensayo actuales en función de los parámetros que miden y criterios que emplean, caracterizando la masa suspendida del vehículo como un sólido rígido con tres grados de libertad correspondientes al movimiento vertical, giro asociado al balanceo y giro asociado al cabeceo del vehículo y lo completa con la suspensión en cada rueda, compuesta por la masa no suspendida, esto es, sistema de suspensión: muelle y amortiguador, y la modelización del comportamiento vertical del neumático mediante una rigidez y un amortiguamiento viscoso. En consecuencia, el modelo inicialmente propuesto tiene 7 grados de libertad.

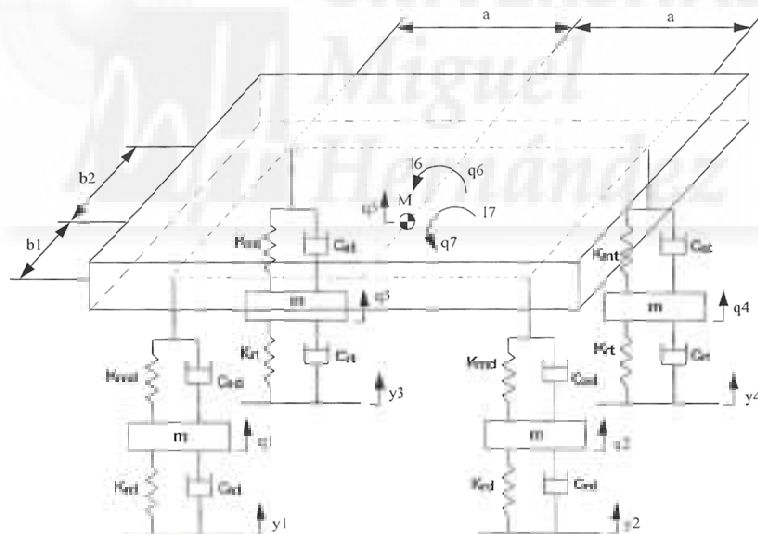


Figura 3.1. Modelo tridimensional del vehículo de 7 grados de libertad.

Define como parámetro que permite caracterizar las prestaciones de la suspensión de un vehículo la “Capacidad Adherente”, definida como el cociente entre la fuerza vertical en el contacto neumático-suelo del vehículo en circulación en toda la gama de frecuencias, y el peso estático.

$$\mu_{adh} = \frac{Peso - F^*(\omega)}{Peso} \quad (3.1)$$

Siendo  $F^*(\omega)$  la amplitud de oscilación de la fuerza vertical, en torno al peso estático, en el contacto neumático-suelo del vehículo en circulación, expresado en el dominio de la frecuencia.

Utiliza tanto en experimentos como en simulaciones un banco que mide fuerza vertical sobre la plataforma y el parámetro, eficacia de la suspensión, utilizado para aplicar el criterio de aceptación-rechazo, empleado en la expresión anterior, parece resultar adecuado para evaluar la capacidad adherente del vehículo.

A continuación, propone un nuevo banco de ensayos con movimiento vertical de la plataforma según la gráfica siguiente, con suficiente par como para excitar en toda la gama de frecuencias.

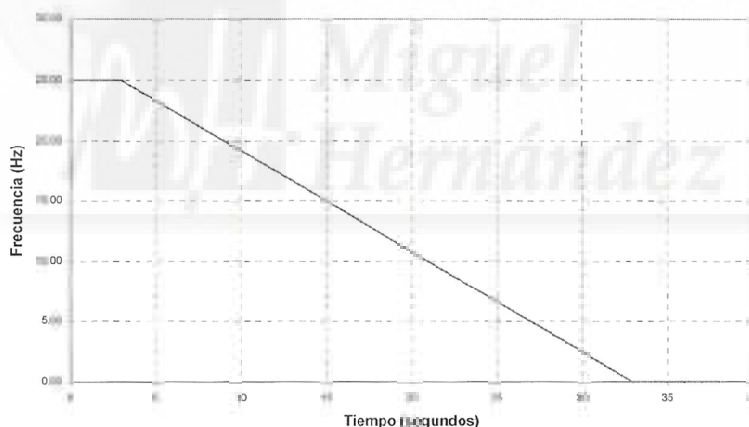


Figura 3.2. Propuesta de modificación de rampa de frecuencia – tiempo en banco de fuerza.

La función que describe es una senoide, con amplitud de oscilación constante, con un primer tramo de 3 segundos y oscilación a 25 Hz. A partir de este punto, se produce una disminución lineal de la frecuencia hasta 0 de duración 30 segundos.

Esta modificación la lleva a cabo tanto en el banco de pruebas como en el modelo de simulación.

## SIMULACIÓN CON LA NUEVA PROPUESTA DE BANCO

Con la modificación propuesta sí aparece la resonancia a baja frecuencia correspondiente a la masa suspendida, y se obtiene un valor diferente para la resonancia a la frecuencia más alta. En definitiva, se obtiene una caracterización adecuada de la suspensión del vehículo ensayado, con los valores de amplitud correctos en toda la gama de frecuencias.

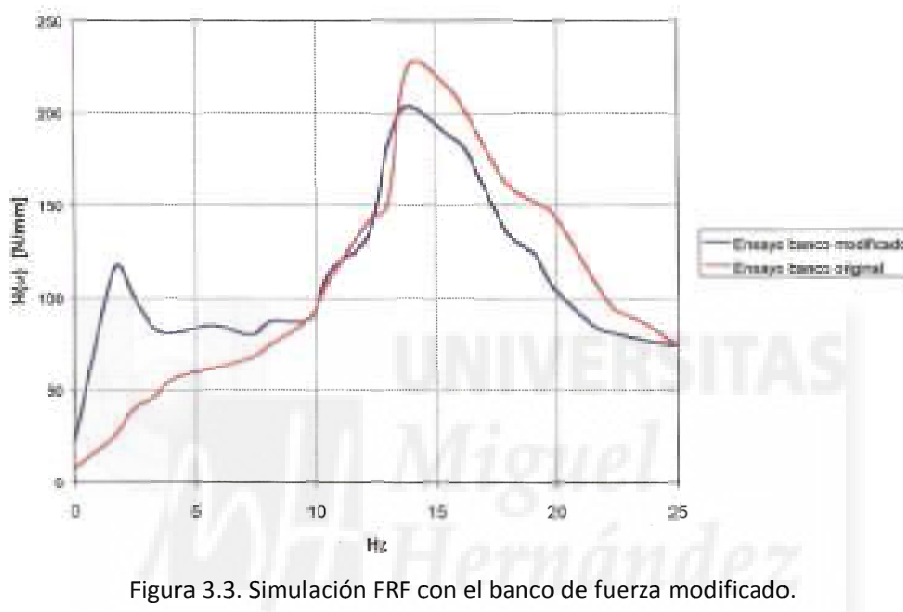


Figura 3.3. Simulación FRF con el banco de fuerza modificado.

A continuación, propone la metodología, en las fases necesarias para obtener el resultado del ensayo, es decir, la capacidad adherente de la suspensión del vehículo, que son:

1. Realización del ensayo en el banco, con el tipo de oscilación antes citado, midiendo la carga vertical sobre la plataforma.
2. Obtención de las expresiones  $Y(w)$  y  $F(w)$ , correspondientes al movimiento de la plataforma y fuerza vertical del vehículo sobre la misma, considerando el espectro de amplitudes en el dominio de la frecuencia, calculado del resultado de la FFT de dichas funciones, y calculando el valor absoluto de la función compleja resultante como:

$$Y(\omega) = \text{ABS} \{ \text{FFT} [ Y(t) ] \} \quad (3.2)$$

$$F(\omega) = \text{ABS} \{ \text{FFT} [ F(t) ] \} \quad (3.3)$$

Representando  $F(\omega)$  valores de descarga de la rueda para cada frecuencia e  $Y(\omega)$  el valor constante de la amplitud de oscilación de la plataforma.

3. Cálculo de la expresión  $H(\omega)$  como cociente de los parámetros calculados anteriormente.

$$H(\omega) = \frac{F(\omega)}{Y(\omega)} \quad (3.4)$$

4. Cálculo de la fuerza vertical sobre el suelo del vehículo en circulación,  $F^*(\omega)$ , mediante la expresión:

$$F^*(\omega) = H(\omega) \cdot Y^*(\omega) \quad (3.5)$$

donde  $Y^*(\omega)$ , es la función de amplitudes de la excitación de la carretera. De esta forma relaciona la amplitud de oscilación de la plataforma con la frecuencia de excitación de la carretera, obteniendo diferentes puntos de la curva buscada. A continuación interpola el siguiente polinomio de cuarto orden para caracterizar  $Y^*(\omega)$ , ( $\omega$  en Hz).

$$Y^*(\omega) = 15,662 - 2,802 \cdot \omega + 0,2005 \cdot \omega^2 - 6,8 \cdot 10^{-3} \cdot \omega^3 + 7,4 \cdot 10^{-5} \cdot \omega^4 \quad (3.6)$$

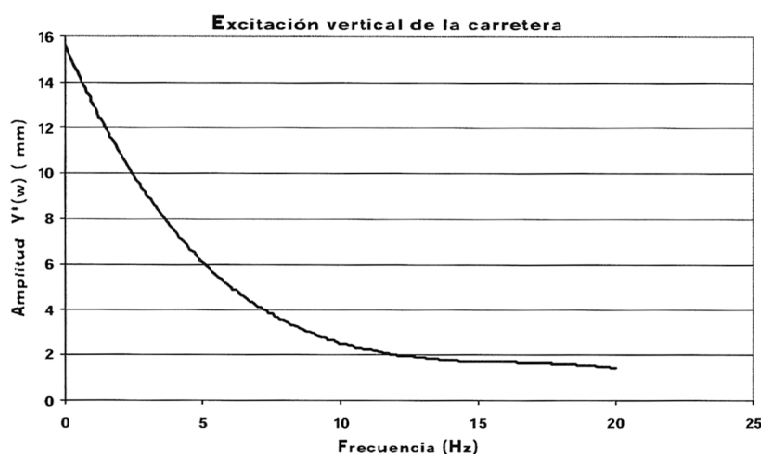


Figura 3.4. Amplitudes de movimiento vertical de la carretera.



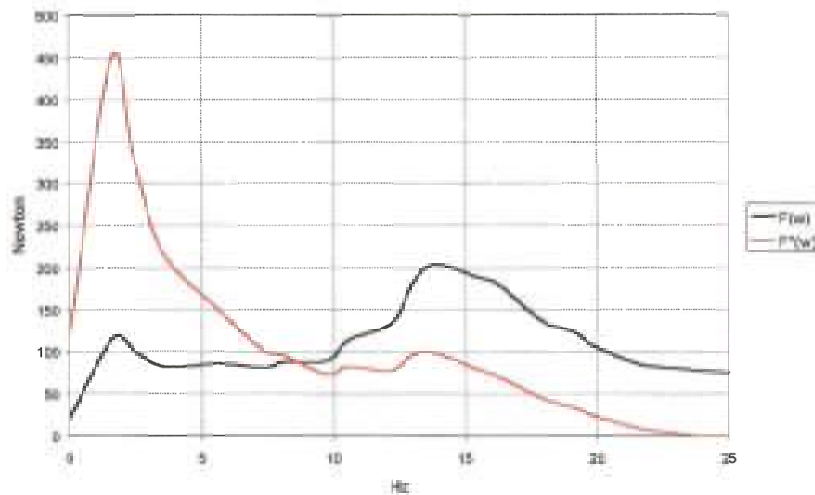


Figura 3.5. Fuerza vertical de la suspensión del vehículo Opel Corsa, sobre el suelo, en circulación y sobre el banco de ensayo.

Se puede observar la diferencia existente entre la fuerza vertical obtenida en el banco de ensayo,  $F(\omega)$ , y la correspondiente al vehículo en circulación  $F^*(\omega)$ . Los niveles de descarga de la rueda, es decir, las amplitudes de las funciones representadas, son mayores a baja frecuencia que a frecuencias altas, en este caso concreto.

5. Con el dato del peso, obtiene la capacidad adherente de la suspensión del vehículo en toda la gama de frecuencias que encuentra el vehículo circulando.

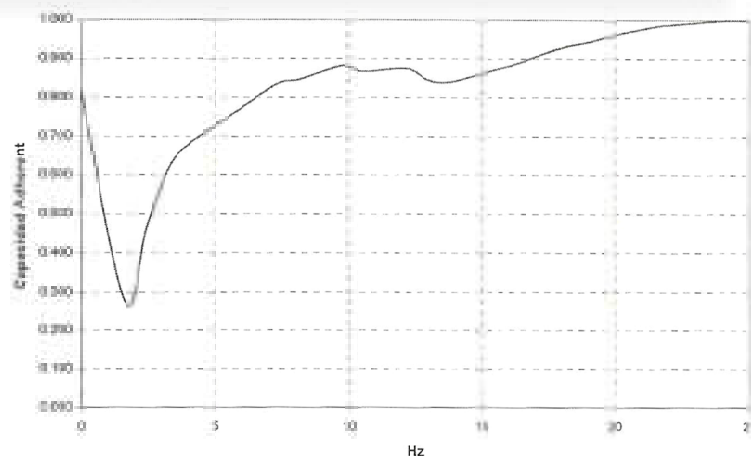


Figura 3.6. Curva de capacidad adherente del vehículo Opel Corsa ensayado.

La curva de capacidad adherente representa las condiciones de adherencia de la suspensión en toda la gama de frecuencias que el vehículo se va a encontrar

circulando. Por tanto, se obtiene un parámetro que permite evaluar de manera objetiva cual es la capacidad adherente de un vehículo en circulación.

El doctor Velasco, plantea aplicar esta metodología a cada rueda del vehículo por separado, proponiendo comprobar el desequilibrio entre ruedas del mismo eje para que no sea admisible una descompensación de más del 25%.

#### MÉTODO DE ENSAYO Y CRITERIO DE INSPECCIÓN.

El autor de la Tesis propone optar por un criterio de rechazo objetivo basado en condiciones de seguridad en la circulación, considerando la capacidad de frenado máxima como la mejor estimación de la demanda de adherencia del vehículo en circulación, apoyándose en:

- Existe normativa de homologación y de inspección de vehículos altamente contrastada y objetiva para evaluar la capacidad de frenado de un vehículo.
- En todas las estaciones de ITV se dispone de un banco de fuerza de frenado, que permite determinar la fuerza máxima de frenado en cada rueda por vehículo.

A continuación define el parámetro Adherencia utilizada como:

$$\mu_{utilizada} = \frac{F_f}{P} \quad (3.7)$$

Que permitirá contrastar si la adherencia disponible obtenida en el banco de suspensiones, será suficiente.

La capacidad máxima de frenado, se realiza en el banco de fuerza de frenado, midiendo la fuerza máxima de frenado por rueda y dividiéndola por el peso.

A continuación, menciona que para la aplicación de este criterio, el sistema de frenos del vehículo ha de estar en estado aceptable, con una eficacia de frenado superior al 40%, teniendo en cuenta que esta eficacia se ha de calcular como cociente entre la suma de fuerzas de frenado del vehículo y el peso total del mismo.



El autor señala que para que una suspensión sea aceptada, siempre ha de ser mayor la adherencia disponible que la utilizada, en toda la gama de frecuencias que el vehículo pueda encontrar en circulación.

$$\mu_{adherente} \geq \mu_{útil} \quad (3.8)$$

Concluye indicando que este criterio es objetivo, puesto que contrasta la demanda y la oferta de prestaciones de la suspensión, obtenidas ambas de manera objetiva.



### **3.2 Tesis del Dr. Calvo. “Determinación de un criterio de inspección para verificar el comportamiento dinámico del sistema de suspensión de un vehículo automóvil” [14].**

Esta Tesis parte básicamente de las mismas premisas y dificultades que la anterior e intenta mejorar algunas carencias que tenía el método expuesto por el Dr. Velasco. Según el Dr. Calvo con el criterio expuesto en la Tesis anterior, algunos vehículos nuevos que se utilizaron en los ensayos de validación experimental del modelo deberían ser rechazados, sobre todo en los resultados del eje trasero, ya que la masa del sistema tiene una influencia muy importante en los resultados de los ensayos.

Del mismo modo, el Dr. Calvo, menciona que en el estudio anterior sólo se tiene en cuenta el comportamiento dinámico resultante de la frecuencia de resonancia de la masa suspendida, y sugiere que es necesario tener en cuenta el comportamiento dinámico de la masa no suspendida para evaluar de forma completa el sistema de suspensión.

Partiendo de esta situación, esta Tesis da un paso más en cuanto a la búsqueda de un criterio de validación del sistema de suspensión más objetivo, permitiendo discriminar claramente si el sistema está en condiciones funcionales o no, con independencia del tipo de vehículo que se esté analizando y por lo tanto, que el parámetro de discriminación utilizado dependa del amortiguamiento del sistema y no de otros aspectos dinámicos como la masa o la rigidez.

#### **MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN**

El Dr. Calvo, apoyándose en una conclusión del Dr. Velasco, en principio trabajará en adelante con un modelo de  $\frac{1}{2}$  vehículo, ya que según Velasco, la transferencia de carga entre eje delantero y trasero durante el ensayo es mínima.

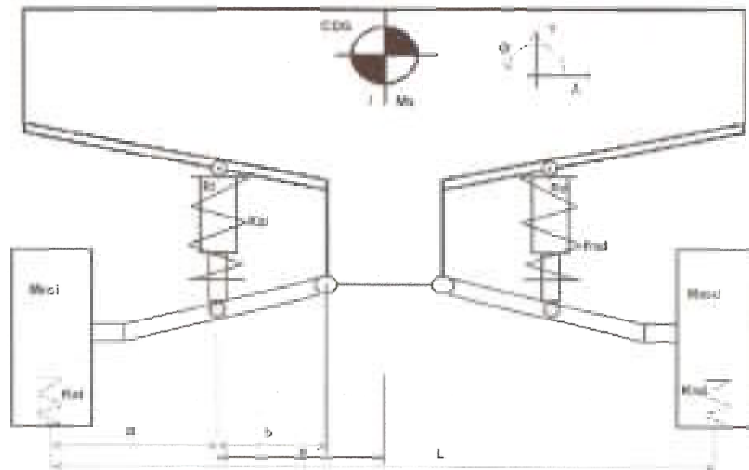


Figura 3.7. Modelo de cuatro grados de libertad.

Analiza en primer lugar el comportamiento ante una excitación tipo impacto, para analizar el comportamiento ante vibraciones libres del sistema, lo que le proporciona toda la información dinámica. En segundo lugar, somete el modelo a las excitaciones que le produciría el banco de suspensiones, es decir, una excitación senoidal de amplitud constante y frecuencia variable.

Basándose en un sistema de un grado de libertad,

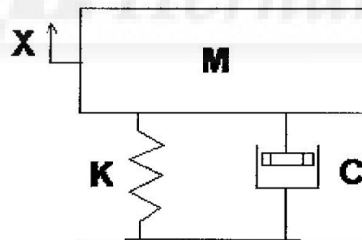


Figura 3.8. Modelo de 1 grado de libertad

Y la ecuación que define el movimiento de este sistema,

$$M \frac{d^2x(t)}{dt^2} + c \frac{dx(t)}{dt} + kx(t) = f(t) \quad (3.9)$$

y dejando vibrar libremente la masa, se obtiene:

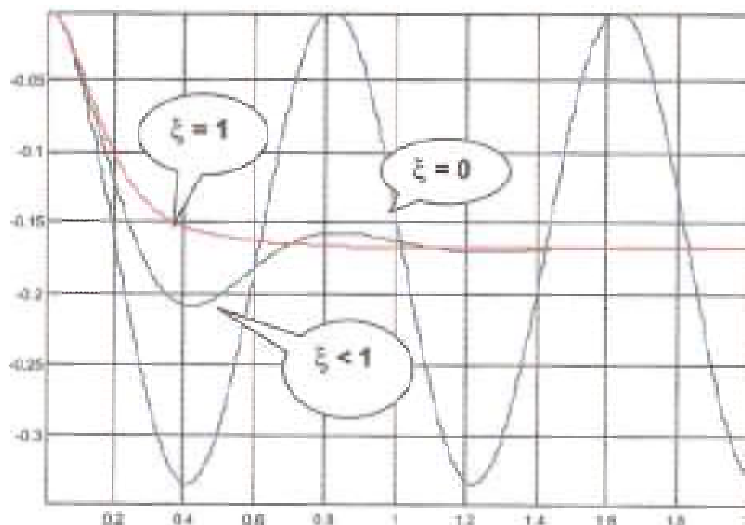


Figura 3.9. Coeficiente de amortiguamiento con oscilaciones libres 1 GDL.

Analizando la evolución temporal de la posición ( $x$ ), obtiene los parámetros dinámicos ( $M$ ,  $K$  y  $C$ ), quedando definido el sistema de suspensión como se explica a continuación.

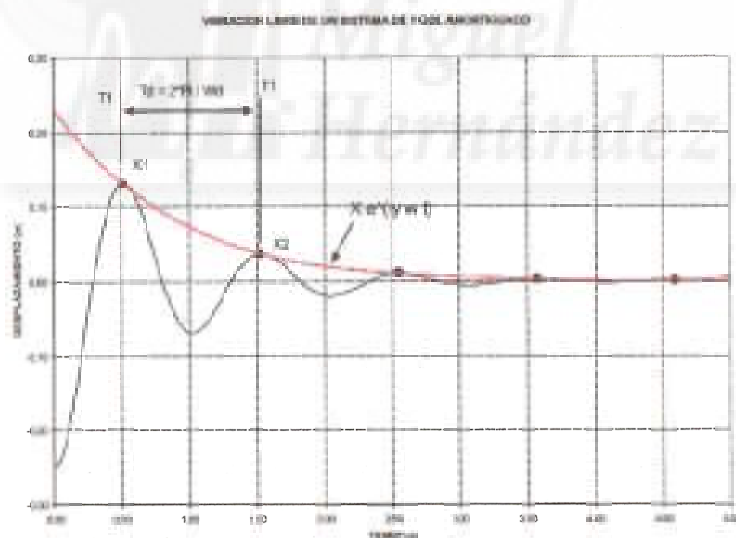


Figura 3.10. Evolución temporal de la posición en un sistema de 1 GDL.

Partiendo de los datos:  $M$ ,  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $X_1$  y  $X_2$ .

La frecuencia del sistema amortiguado,  $F_{am}$ , se calcula como:

$$F_{am} = \frac{1}{T} \tag{3.10}$$



Con los datos de la curva obtiene el decremento logarítmico ( $\delta$ ) como:

$$\delta = Ln\left(\frac{X_1}{X_2}\right) \quad (3.11)$$

Con este dato se determina el coeficiente de amortiguamiento ( $\xi$ ):

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}} \quad (3.12)$$

Con este dato, calcula la frecuencia de resonancia ( $F_n$ ) del sistema:

$$F_{am} = \sqrt{1 - \xi^2} \cdot F_n \quad F_n = \frac{F_{am}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \quad (3.13)$$

Obtenido este dato, y sabiendo la masa ( $M$ ) del sistema, se determina la rigidez:

$$K = (2\pi \cdot F_n)^2 \cdot M \quad (3.14)$$

Conociendo ( $K$ ), se puede hallar el amortiguamiento crítico:

$$C_{crítico} = 2 \cdot \sqrt{K \cdot M} \quad (3.15)$$

Y por último calcular el amortiguamiento del sistema  $C$  como:

$$\xi = \frac{C}{C_{crítico}} \quad C = C_{crítico} \cdot \xi \quad (3.16)$$

Posteriormente, demuestra con un ejemplo el cálculo del amortiguamiento de un sistema de suspensión de 2 grados de libertad, exponiendo posteriormente que los resultados obtenidos con los sistemas de 1 grado de libertad son extrapolables a los de 2 grados de libertad (con un error entorno a un 5%) como el que se muestra en la figura adjunta.

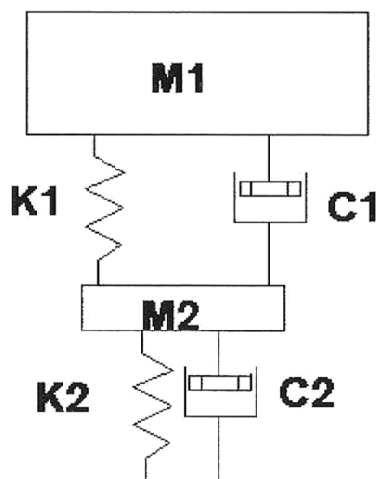


Figura 3.11. Modelo de 2 grados de libertad

Cálculo del coeficiente de amortiguamiento cuando se somete a la acción de fuerzas exteriores que actúan excitándolo.

La forma que emplea para plantear el sistema es un diagrama de bloques, en el que el movimiento es la salida y la entrada la fuerza de excitación, aplicando la transformada de Fourier para la resolución del problema. Función compleja que dará la función de respuesta en frecuencia (FRF).

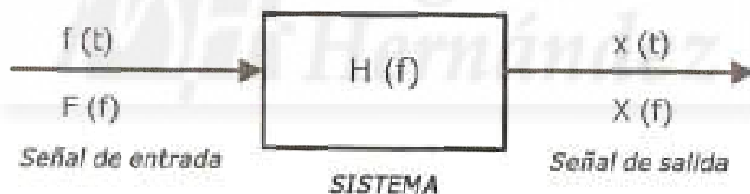


Figura 3.12. Diagrama de bloques aplicando la FRF.

Como indica anteriormente, el término disipativo de la ecuación de movimiento hace que las oscilaciones disminuyan en amplitud en cada ciclo, es efecto lo denomina resistencia del sistema, que no es más que una fuerza que se opone al movimiento y depende de la velocidad.

Deduce que la potencia instantánea, será el producto de la fuerza impulsora por la velocidad, y que si no existiesen efectos disipativas, la potencia media resultaría nula para un sistema de régimen estacionario.



A continuación relaciona la potencia media absorbida en función del coeficiente de amortiguamiento, poniendo este último en función de (Q) lo que llama factor de calidad.

$$Q = \frac{1}{2\xi} \quad (3.17)$$

Siendo:

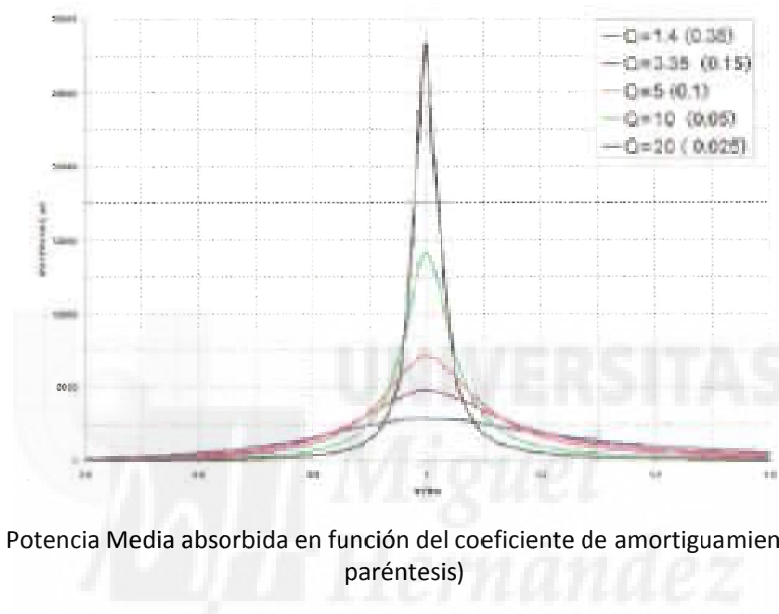


Figura 3.13. Potencia Media absorbida en función del coeficiente de amortiguamiento (valor entre paréntesis)

En la gráfica se observa que la potencia es máxima cuando la frecuencia de excitación coincide con la frecuencia de resonancia del sistema.

A continuación deduce que se puede llegar a determinar el coeficiente de amortiguamiento del sistema a partir de la Función de Respuesta en Frecuencia del mismo. Para ello, sabiendo la frecuencia natural del sistema amortiguado ( $F_n$ ) y dos frecuencias  $F_1$  y  $F_2$ , de forma que el valor de la respuesta para  $F_1$  y  $F_2$  sea el valor de la respuesta a  $\frac{F_n}{\sqrt{2}}$ . Tal como se muestra en la figura 3.14.

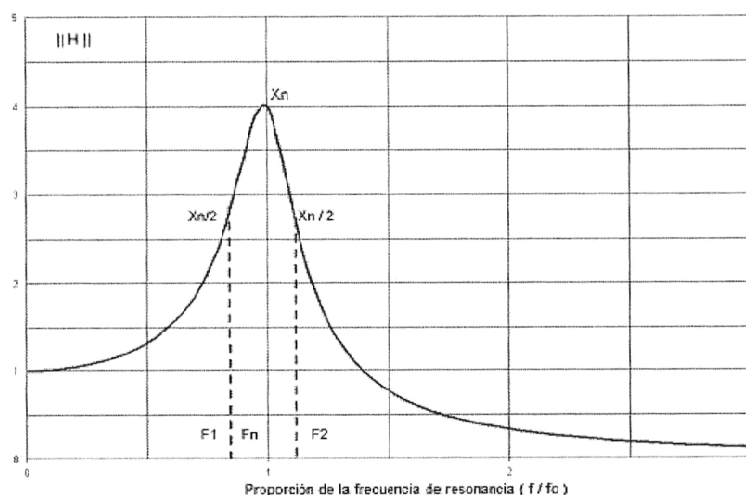


Figura 3.14. Determinación del coeficiente de amortiguamiento. Función de respuesta en frecuencia

De esta forma, deduce que el coeficiente de amortiguamiento se puede expresar como:

$$\xi = \frac{(2\pi \cdot F_2)^2 - (2\pi \cdot F_1)^2}{4 \cdot (2\pi \cdot F_n)^2} \quad (3.18)$$

Y posteriormente demuestra que el error que se produce al utilizar la Función de respuesta en frecuencia es de aproximadamente un 5%, similar al que se comete cuando se estima el amortiguamiento del sistema mediante la curva de respuesta temporal. Error que considera de precisión suficiente.

#### PROPUESTA DEL NUEVO BANCO DE ENSAYO DE SUSPENSIONES

A nivel de simulación sobre el banco de suspensiones, realiza varios ensayos simulados con software específico con el fin de conseguir excitar con suficiente energía tanto a la masa suspendida como a la no suspendida, llegando a la conclusión de que la excitación correcta debe partir desde 25 Hz, y reducir progresivamente la frecuencia hasta 0 Hz en 135 s, es decir, bajando 0.18 Hz/s, la excitación del banco modificada según la figura 3.15 con excitación senoidal, de amplitud constante de  $\pm 3$  mm y frecuencia variable según la figura adjunta.

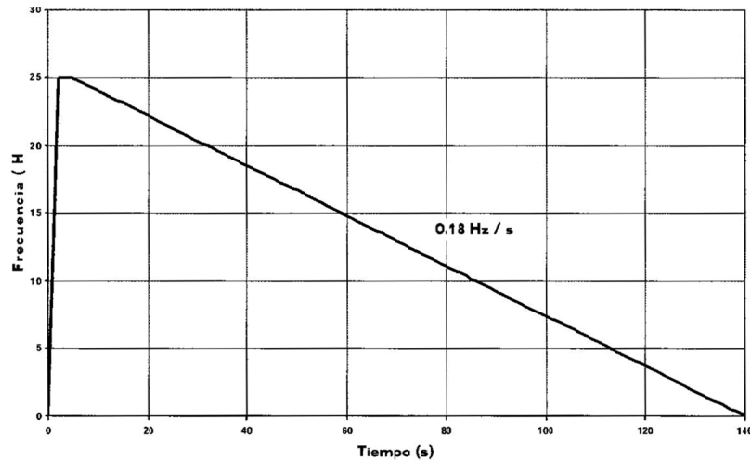


Figura 3.15. Simulación de rampa de frecuencia del banco de ensayos modificado

Con esta rampa de frecuencias se obtiene una función de respuesta en frecuencia adecuada, de modo que se ve claramente como entra en resonancia la masa suspendida, en torno a 1,5 Hz, y la masa no suspendida, en torno a 12,5 Hz aproximadamente.

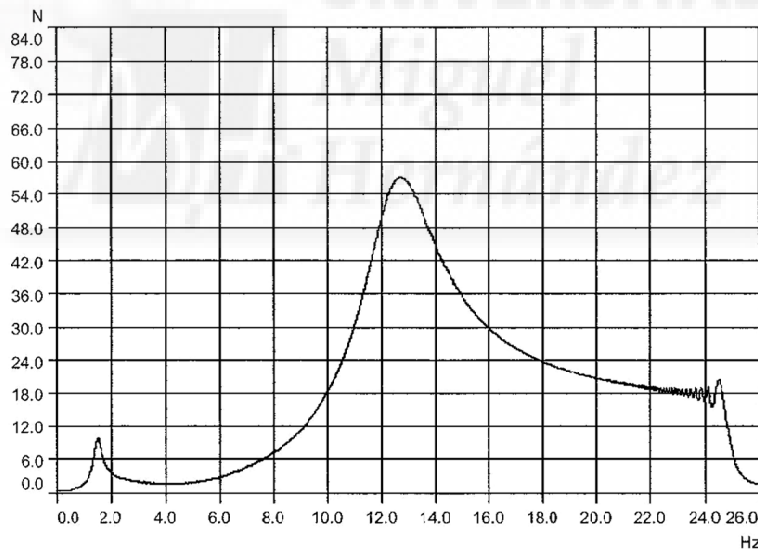


Figura 3.16. FFT de la Fuerza en el neumático con la rampa de frecuencia modificada

### SIMULACIÓN CON LAS MODIFICACIONES PLANTEADAS EN EL BANCO DE ENSAYOS.

A continuación se propone llegar a determinar cuál es el coeficiente de amortiguamiento mínimo que asegure un comportamiento dinámico del vehículo seguro ante excitaciones de la carretera.

Analiza a continuación la respuesta del sistema frente a la fuerza en el neumático, desplazamiento de la masa suspendida y aceleración de la masa suspendida según se indica en las gráficas siguientes:

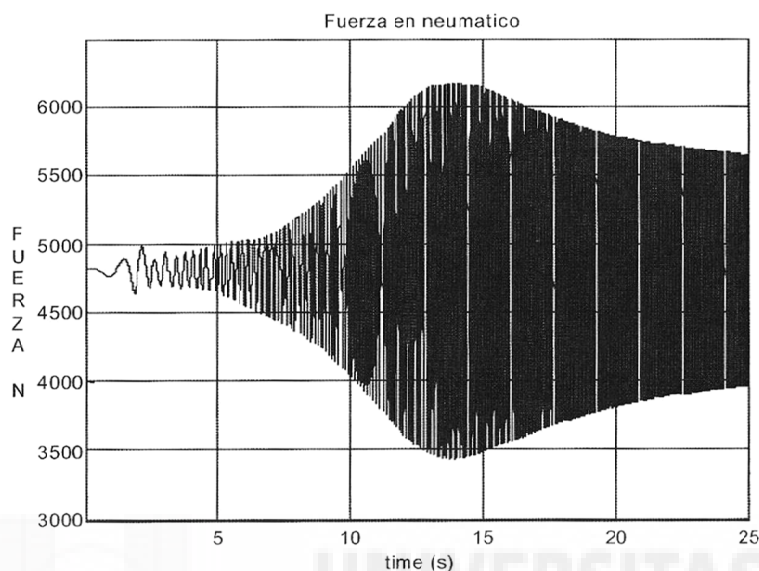


Figura 3.17. Respuesta temporal de la Fuerza en el neumático

Y también lo analiza desde el punto de vista de la respuesta en frecuencia

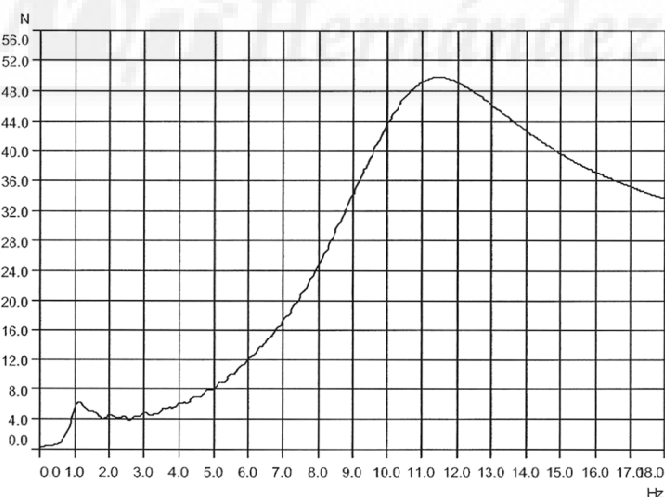


Figura 3.18. Espectro en frecuencia de la Fuerza en el neumático

De estas gráficas encuentra que los valores de la frecuencia de resonancia del sistema amortiguado es para la masa suspendida 1.08 Hz, para la masa no suspendida 10.95 Hz y un coeficiente de amortiguamiento de 0.26, valores que difieren un máximo de un 5%.

Analizando ahora el comportamiento del sistema de suspensión con la curva que representa la excitación de la carretera en cuanto a desplazamiento en función de la frecuencia:

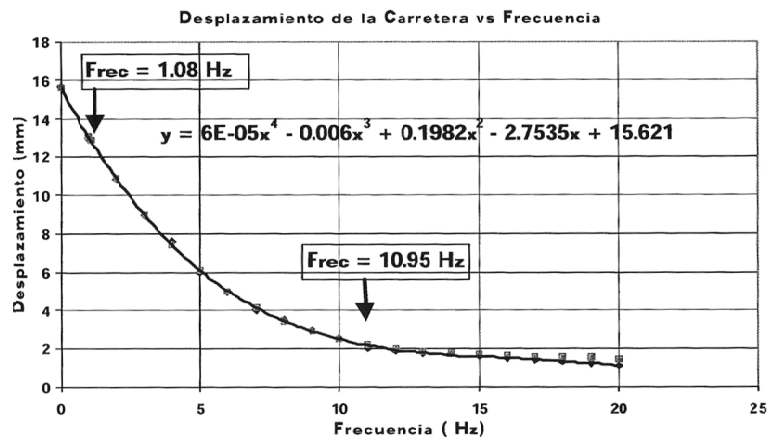


Figura 3.19. Variación de la excitación de la carretera con la frecuencia

Calvo concluye que desde el punto de vista de seguridad, la resonancia de la masa no suspendida produce una mayor descarga entre el neumático y la calzada y por lo tanto disminuyen los esfuerzos que se pueden llegar a transmitir.

En la siguiente figura se observa el comportamiento del amortiguador en el banco de suspensiones para una amplitud de  $\pm 3$  mm, apreciándose las resonancias de las dos masas. Calvo, observa que cuando entra en resonancia la masa suspendida, el amortiguador sufre un desplazamiento de  $\pm 7,4$  mm, mientras que para la masa no suspendida es de un valor ligeramente inferior,  $\pm 6,5$  mm.

Concluye que la velocidad del vástago en la frecuencia de resonancia de la masa no suspendida es del orden de 7 veces mayor que en la de la masa suspendida, y por lo tanto los esfuerzos que se están produciendo son mucho mayores, lo que indica que el amortiguador se ve sometido a mayores esfuerzos dinámicos en el caso de trabajar en la zona de resonancia de la masa no suspendida, por lo que no sería necesario excitar la resonancia de la masa suspendida para determinar el estado del amortiguador.

Distingue claramente 3 zonas; la zona 3, con  $\xi > 0,3$ , donde las variaciones de este coeficiente no hace variar de forma significativa a fuerza adherente, y se estabiliza entorno a un 80%, zona de vehículos deportivos o de competición; la zona 2, se aprecia

variación del peso adherente respecto a la variación del coeficiente, zona de vehículos con compromiso de confort y comportamiento dinámico. A medida que se acerca a 0,2 el  $\xi$ , se hace más confortable el vehículo; la zona 1, para valores de  $\xi < 0,15$ , se manifiesta una pérdida adherente a medida que disminuye el  $\xi$  de forma dramática. A partir de este punto, el amortiguador ha perdido el 50% de sus cualidades disipativas.

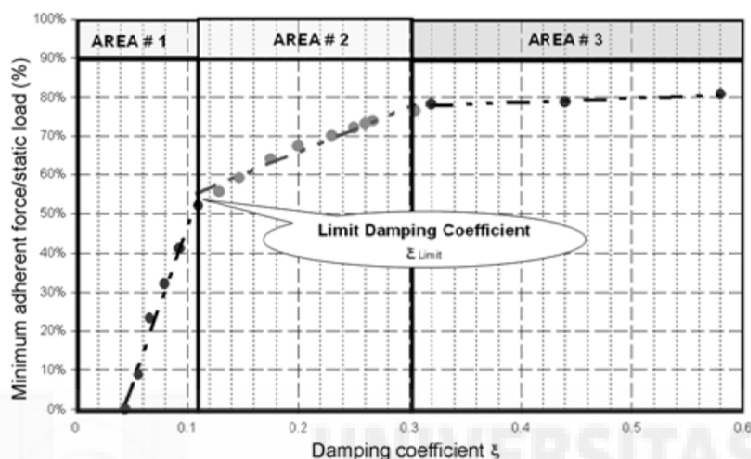


Figura 3.20. Distinción de zonas en función de la fuerza adherente – coeficiente de amortiguamiento

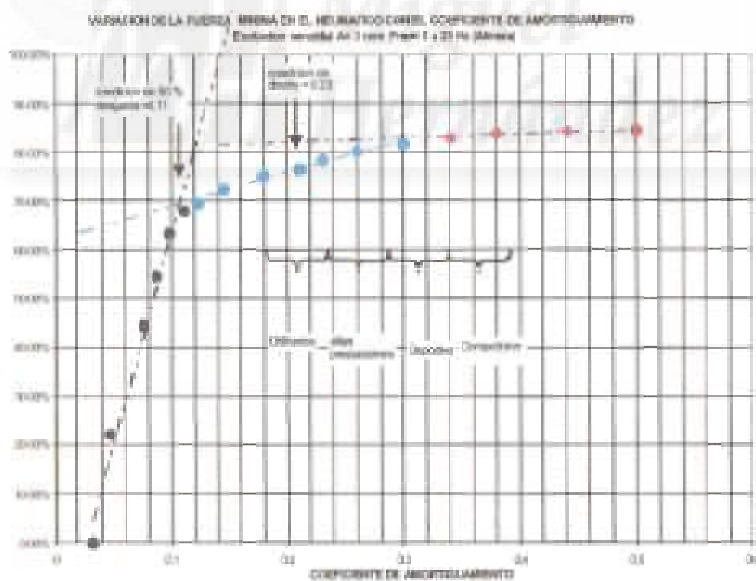


Figura 3.21. Comportamiento del amortiguamiento – fuerza adherente en función del tipo de vehículo

A continuación, compara 3 vehículos de distintos segmentos, con variaciones de masas suspendidas apreciables, concluyendo que el punto de inflexión que toma la curva que define si un amortiguador está en condiciones adecuadas o no, se encuentra en valores de coeficiente de amortiguamiento similares, lo cual le permite establecer

como parámetro de control un coeficiente de amortiguamiento crítico ( $\xi$  crítico) por debajo del cual se hace conveniente la sustitución.

Con todo lo anterior deduce que es posible encontrar un coeficiente de amortiguamiento mínimo, exigible al vehículo, por debajo del cual la pérdida de prestaciones dinámicas en cuanto a fuerza adherente se hace muy acusada y puede inducir a una reducción drástica en la condiciones de seguridad del vehículo.

### Ensayos experimentales

Este vehículo está dotado de un amortiguador variable enguanto a la carga en extensión que es capaz de proporcionar, por lo que variando el orificio de la válvula, consigue una respuesta más “dura” o más “blanda”. Los ensayos los realiza con las dos configuraciones mencionadas, según se muestra en la figura adjunta.

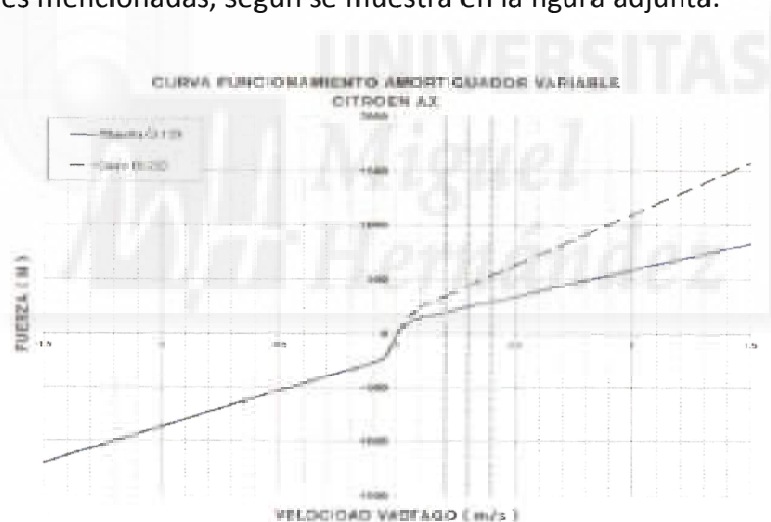


Figura 3.22. Curva de amortiguador variable.

Los ensayos más representativos los realiza sobre la rueda delantera izquierda. Analiza y compara las curvas de fuerza-tiempo tanto en el modelo como en el ensayo experimental para los dos casos de amortiguadores, concluyendo que los valores de fuerza son algo mayores en el modelo que en el ensayo experimental.

A continuación realiza un análisis espectral, trabajando en el dominio de la frecuencia obteniendo las gráficas que se muestran a continuación.

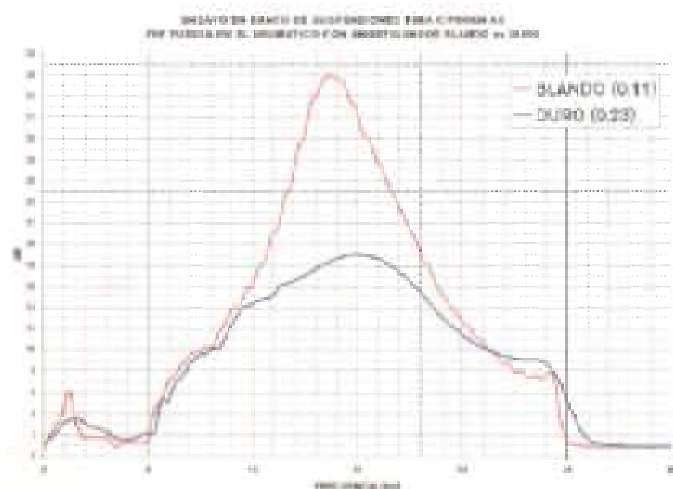


Figura 3.23 .Espectro en frecuencia de los ensayos experimentales

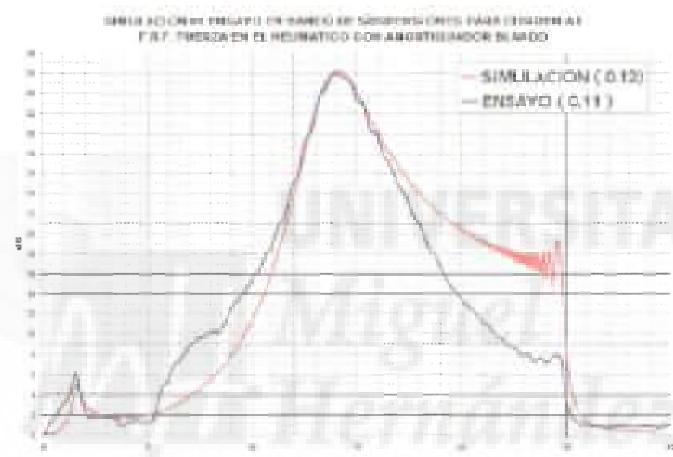


Figura 3.24. Espectro en frecuencia comparando el resultado experimental con los valores del modelo. Amortiguador blando.

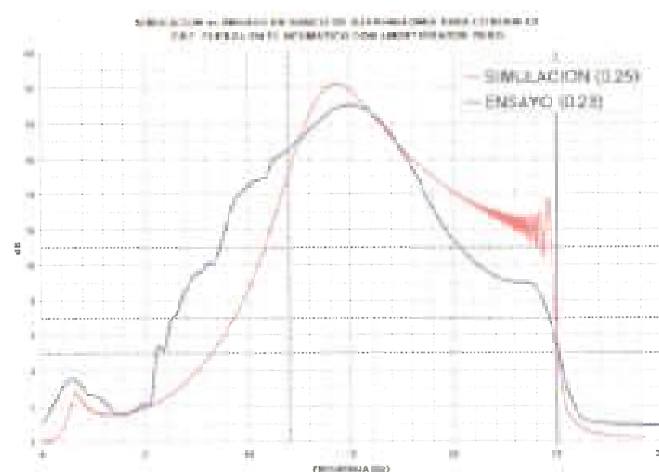


Figura 3.25. Espectro en frecuencia comparando el resultado experimental con los valores del modelo. Amortiguador duro.



En la figura 3.26 se presentan los resultados experimentales obtenidos en la curva: Fuerza adherente-coeficiente de amortiguamiento, la cual muestra la bondad de los resultados obtenidos.

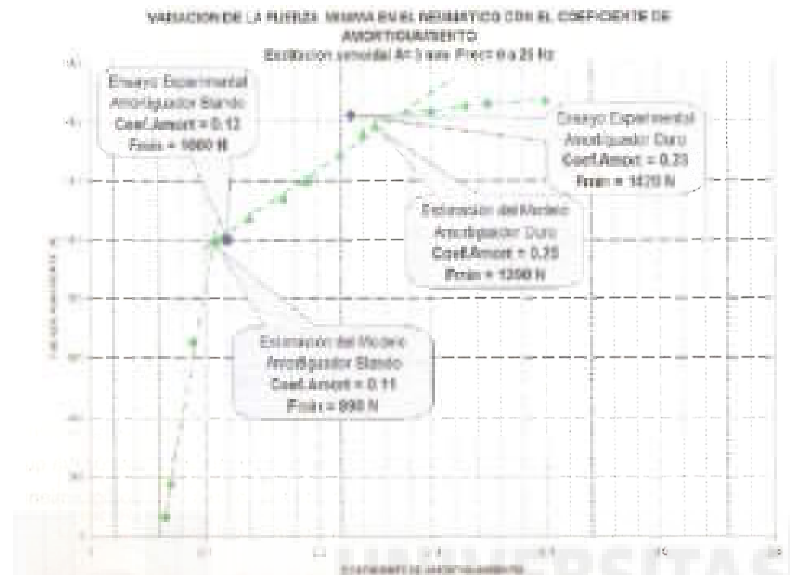


Figura 3.26. Resultados experimentales comparados con los del modelo

A la vista de los resultados concluye mencionando que:

- El modelo matemático para simular el comportamiento del banco de ensayos proporciona resultados muy aceptables.
- La determinación del coeficiente de amortiguamiento a partir de la FRF de la fuerza en el neumático a través de la respuesta del sistema para la resonancia del segundo modo con precisión suficiente.
- Los resultados son más precisos cuando se trabaja con valores de amortiguamiento bajos.
- El coeficiente de amortiguamiento calculado tiene suficiente fiabilidad para establecer un umbral mínimo que permita determinar el estado del sistema de suspensión en condiciones dinámicas.

## MÉTODO DE ENSAYO Y CRITERIO DE INSPECCIÓN

1º.- Verificación de la presión de los neumáticos y regularlos dentro de los valores recomendados por el fabricante.

2º.- Situar el vehículo con las ruedas delanteras en las plataformas de medida del banco y centrado de los neumáticos en cada una de las placas.

3º.- Determinación del peso estático del vehículo para cada una de las ruedas.

4º.- Excitación del sistema de suspensión, primero haciendo vibrar una de las ruedas, y cuando termina se procede con la otra.

5º.- Durante el ensayo se registra la fuerza de reacción sobre las placas del banco.

6º.- Una vez finalizado el eje delantero, se procede del mismo modo con el trasero.

7º.- Durante las medidas, el sistema de adquisición de datos realizará todas las medidas, tanto temporales como en el dominio de la frecuencia. El equipo analiza las señales registradas durante el test, determina la fuerza mínima del neumático y realiza el cálculo del coeficiente de amortiguamiento crítico con las FRF de la misma señal de fuerza. Finalmente compara el valor obtenido con el criterio de validación propuesto, dando como resultado si el sistema de suspensión es aceptable o debe ser rechazado.

- Mediante el equipo de adquisición y procesado, se obtendrá la transformada de Fourier de la señal temporal de fuerza, promediada durante el ensayo. Una vez conocida, se determina el pico máximo de amplitud correspondiente a la Frecuencia de resonancia de la masa no suspendida ( $F_R$ ).
- Conocido el valor de la Frecuencia de resonancia de la masa no suspendida ( $F_R$ ), se determina el valor de la fuerza para dicho pico ( $F_{m\acute{a}x}$ ).

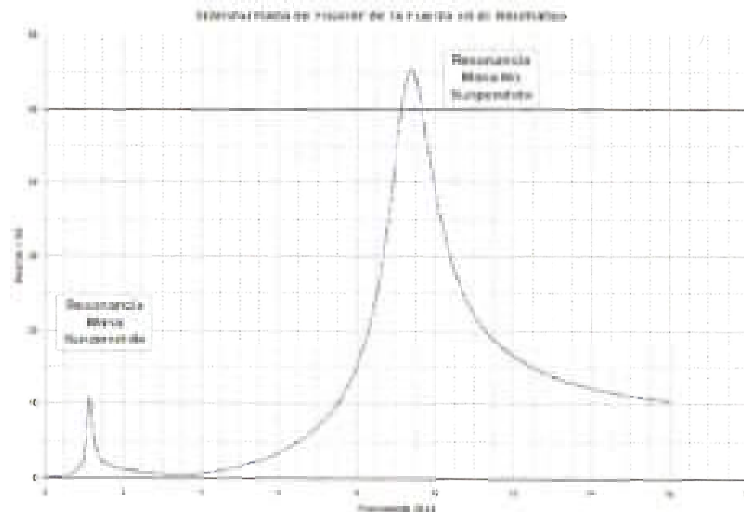


Figura 3.27. Transformada de Fourier de la Fuerza en el neumático

- Se determinan las frecuencias para las que la potencia pasa a ser la mitad que en el punto máximo. Para ello divide por  $\sqrt{2}$  el valor de la fuerza en el pico máximo ( $F_{\text{máx}} / \sqrt{2}$ ). Se buscan las frecuencias correspondientes a esos valores de fuerza  $F_1$  y  $F_2$ .

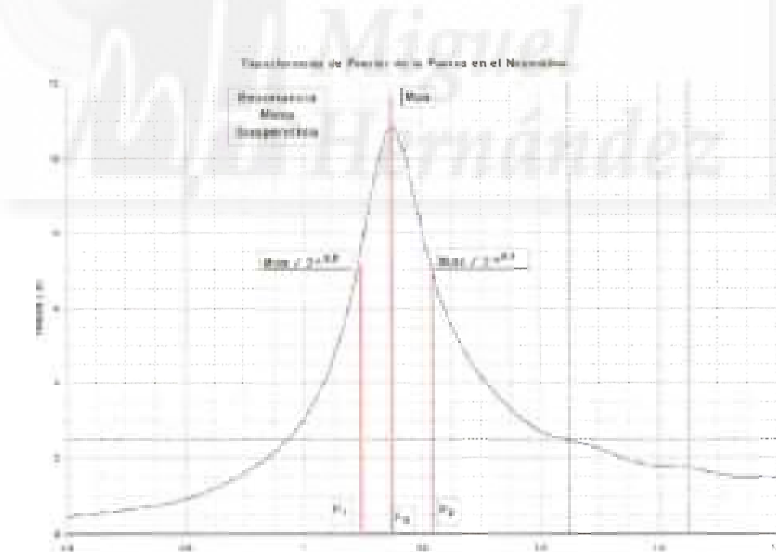


Figura 3.28. Determinación del coeficiente de amortiguamiento

Se determina el coeficiente de amortiguamiento mediante la expresión:

$$\xi = \frac{(2\pi \cdot F_2)^2 - (2\pi \cdot F_1)^2}{4 \cdot (2\pi \cdot F_n)^2} \quad (3.19)$$

Se compara el coeficiente de amortiguamiento calculado con el coeficiente de amortiguamiento crítico y se procede a decidir si el sistema es aceptable o rechazable.

Criterio	Juicio
$\xi_{\text{medido}} \geq \xi_{\text{crítico}}$	Aceptable
$\xi_{\text{medido}} \leq \xi_{\text{crítico}}$	Rechazable
$\xi_{\text{derecho}} \geq 25\% \xi_{\text{izquierdo}}$	Rechazable

Tabla 3.1. Criterio de aceptación y rechazo propuesto por Calvo.

No se admitirá una diferencia de más del 25% del coeficiente de amortiguamiento entre ruedas del mismo eje.

Coeficiente de amortiguamiento crítico $\xi_{\text{crítico}}$	
Eje delantero $\xi_{\text{crítico}} = 0.12$	Eje trasero $\xi_{\text{crítico}} = 0.15$

La excitación del sistema se llevará a cabo mediante el movimiento vertical de amplitud constante ( $A = \pm 3$  mm) y frecuencia variable, variada esta por el propio equipo mediante una rampa de frecuencia con valor de 0.18 Hz/s en bajada, partiendo de 25 Hz durante 135 s.

En las condiciones en que se realiza esta Tesis, el banco no es capaz de excitar la frecuencia propia de la masa suspendida para vehículos con una masa superior a 250 kg por rueda.

Cabe destacar que los valores absolutos de fuerza adherente medida no tienen una importancia decisiva a la hora de determinar el coeficiente de amortiguamiento, ya que en la ecuación se trabaja con los valores relativos al pico máximo. Por lo tanto, teniendo una buena resolución de la transformada de Fourier, se podrá determinar con exactitud el coeficiente de amortiguamiento del sistema.



### 3.3 Análisis crítico de los estudios anteriores

#### CRÍTICA DE LA TESIS DEL DR. VELASCO.

En la Tesis realizada por Dr. Velasco, “Criterio de inspección en bancos de ensayo del sistema de suspensión de un vehículo automóvil” [103] se desarrolla un análisis exhaustivo de los bancos de suspensiones existentes en el mercado y los criterios de aceptación o rechazo que se están utilizando hasta este momento, estableciendo una serie de causas por las cuales, tanto el método de ensayo como los criterios de inspección que se están empleando, no son objetivos ni válidos para determinar el estado del sistema de suspensión de un vehículo, proponiendo un criterio objetivo para evaluar el estado del sistema de suspensión mediante bancos de plataforma vibrante.

Velasco desarrolló su Tesis Doctoral tratando de buscar un criterio más objetivo, que permitiese evaluar el estado del sistema de suspensión, a través de los bancos de plataforma vibrante de medida de fuerza.

Para ello, desarrolló un modelo matemático que permitía simular el comportamiento del vehículo en el banco de ensayo de suspensiones y obtener conclusiones a partir de los resultados obtenidos en dicho modelo.

En este trabajo, Velasco demuestra que el modelo matemático desarrollado se considera válido para simular el comportamiento del vehículo en el banco de suspensiones, ya que los resultados obtenidos fueron validados con ensayos experimentales.

Finalmente, Velasco afirma que los criterios utilizados en la actualidad así como los bancos de ensayos no son objetivos para determinar el estado del sistema de suspensión de un vehículo, por lo que propone una modificación del banco de suspensiones y un nuevo criterio basado en la combinación de los resultados con los obtenidos en el banco de inspección del sistema de frenado.

El criterio propuesto permite determinar de forma más objetiva la validez del sistema de suspensión del vehículo analizado. La metodología desarrollada, se puede implementar en una línea I.T.V. actual con modificaciones mínimas.

En su estudio, Velasco pone de manifiesto que los bancos actuales no son capaces de excitar la frecuencia propia de la masa suspendida, ya que a baja frecuencia, la plataforma no transmite suficiente energía al sistema para conseguir este efecto. Por ello, propone modificar el banco de ensayo de forma que se pueda controlar la energía de excitación a baja frecuencia adaptando un variador de frecuencia en el motor eléctrico. De esta forma, y modificando la curva de excitación, se consigue la excitación completa del sistema en sus dos frecuencias propias (masa suspendida y masa no suspendida).

A continuación, desarrolla una metodología, basándose en la función de transferencia del sistema en el dominio de la frecuencia.

En la fase experimental, Velasco, mediante el variador de frecuencia aplicado al motor que provoca las excitaciones para conseguir una rampa de variación frecuencial adecuada, se da cuenta que el motor del banco, a las frecuencias típicas de resonancia de la masa no suspendida de los vehículos no tiene suficiente par, tan sólo pudiendo realizar experimentos sobre vehículos cuyo peso por rueda no supere los 250 kg. Esto limita su fase experimental, ya que sólo puede validar su Tesis con un solo modelo de vehículo utilitario.

Calvo afirma que, con el criterio propuesto por el Dr. Velasco, alguno de los vehículos “nuevos”, es decir, con el sistema de suspensión tal y como sale de fábrica, que se utilizaron en los ensayos de validación experimental del modelo deberían ser rechazados, sobre todo en los resultados del eje trasero, ya que la masa suspendida del sistema tiene una influencia muy importante en el resultado del ensayo.

Cabe destacar que Velasco sólo tiene en cuenta el comportamiento dinámico resultante de la frecuencia de propia de la masa suspendida, sin embargo, para evaluar de forma completa el sistema de suspensión, es necesario tener en cuenta el



comportamiento dinámico para la frecuencia propia de la masa no suspendida, ya que el estado del sistema de suspensión influye de forma muy diferente en el comportamiento dinámico de cada una de las masas, como demuestra el Calvo [14] en su Tesis posterior.

#### CRÍTICA DE LA TESIS DEL DR. CALVO.

En la Tesis realizada por Dr. Calvo, “Determinación de un criterio de inspección para verificar el comportamiento dinámico del sistema de suspensión de un vehículo automóvil” [14], parte de la base desarrollada por el Dr. Velasco, y desarrolla un modelo de simulación dinámica basada en el estudio de un eje, es decir de 4 grados de libertad.

El Dr. Calvo, en una de sus conclusiones finales señala que uno de los factores que más influyen en el valor del coeficiente de amortiguamiento crítico,  $\xi_{\text{crítico}}$ , valor necesario para el criterio propuesto, es la rigidez del neumático, por lo que sugiere controlar este punto para asegurar resultados fiables, verificando la correcta presión de inflado de cada neumático antes del ensayo.

Sería interesante por tanto, estudiar la posibilidad de independizar el efecto de la presión del neumático sobre el estado del amortiguador en el criterio de inspección.

Quizá el punto más discutible de la Tesis del Dr. Calvo sea el periodo de muestreo por rueda. Este propone que sea de 135 segundos, esto supone, que en un vehículo completo, con 4 ruedas, tarde 9 minutos sólo en la adquisición de datos, lo que supone una frecuencia de paso de vehículos por la línea de 6 vehículos/hora como máximo, tiempo excesivo para una sola parte de la I.T.V.

Estos dos últimos puntos chocan, al menos, indirectamente con los 4 requisitos fundamentales de la I.T.V., esto es:

- Las comprobaciones durante el proceso de inspección debe ser lo más simples y directas posibles.

- Durante el proceso de inspección no se efectuará desmontaje alguno de los elementos y piezas del vehículo.
- Los equipos y herramientas que se utilicen en la inspección serán los necesarios para la comprobación del sistema del vehículo de que se trate.
- La inspección técnica del vehículo deberá poder realizarse en un tiempo limitado.

Además nombra que pueden existir un porcentaje de vehículos (entorno a un 8%) que, por su enorme masa suspendida y baja rigidez del neumático, pudiesen ser rechazados en el proceso de inspección a pesar de que, por sus características dinámicas, podría funcionar de forma segura por debajo de los coeficientes de amortiguamiento crítico que propone como umbral de rechazo.

Este porcentaje de rechazo provoca cierta preocupación y la inquietud de buscar otro método de inspección de mayor precisión.

De un modo semejante, reconoce que el modelo utilizado para la simulación del comportamiento del sistema de suspensión en el banco de ensayos tiene un margen de error inferior al 10%.



### 3.4 Otras investigaciones

Un punto de partida en el que se apoya Calvo es una publicación de Tsymbberov, A., [99] en el que se analiza el comportamiento del sistema de suspensión en bancos de ensayos mediante un modelo de 2 grados de libertad haciendo referencia al amortiguamiento del sistema.

Según este autor, tanto los sistemas basados en el análisis temporal de la respuesta del sistema, como los basados en la respuesta frecuencial sólo tienen en cuenta el criterio de peso adherente, por lo que no determina objetivamente el estado del sistema de suspensión y las prestaciones de los amortiguadores.

Tsymbberov, A. propone un criterio basado en la determinación del ángulo de fase, entendiendo como tal, la diferencia angular entre la posición absoluta del desplazamiento senoidal de la plataforma ( $x_3$ ) del banco de ensayo y la fuerza vertical de contacto entre el neumático ( $x_{23}$ ) como se muestra en la siguiente figura.

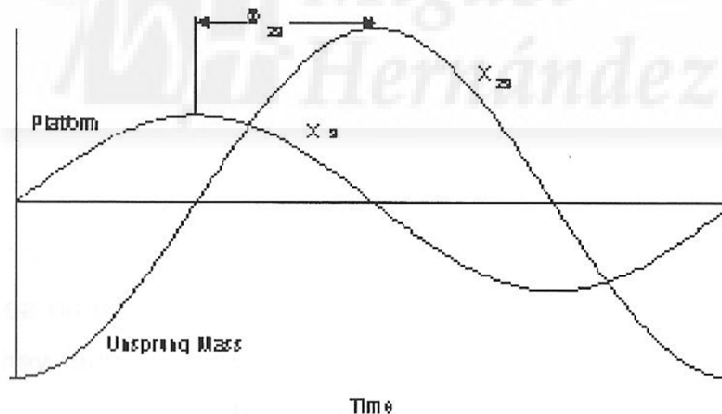


Figura 3.29. Desfase entre desplazamiento senoidal de la plataforma y fuerza de contacto con el neumático

Se puede deducir que el desplazamiento  $x_{23}$  entre la masa no suspendida y la plataforma del banco de suspensiones es proporcional a la fuerza de contacto vertical entre ellos.

A la frecuencia propia de la masa no suspendida, si no existe amortiguamiento, el ángulo de fase  $\Phi_{23}=0$  y el desplazamiento  $x_{23}$  es máximo y por lo tanto la fuerza de contacto entre el neumático y la plataforma mínima.

A medida que aumenta el amortiguamiento se reduce el desplazamiento y por lo tanto aumenta la fuerza de contacto y se reduce el ángulo de fase  $\Phi$  23, por lo que se puede deducir que este ángulo de fase es un indicativo del amortiguamiento del sistema.

El autor de este artículo no llega a proponer un criterio para un ángulo de fase por debajo del cual el sistema de suspensión no sea seguro, ni tampoco hace referencia a ensayos experimentales que verifiquen estos resultados.

Dado que de los elementos que forman parte del sistema de suspensión, es el amortiguador el que tiene mayor desgaste con el tiempo, el Dr. Calvo, basándose en las premisas explicadas desarrolla su Tesis.





## **Capítulo 4. ESTUDIOS PREVIOS RELACIONADOS**

### **REALIZADOS POR EL AUTOR DE ESTA TESIS**

#### **4.1 Estudio y análisis del criterio de inspección del sistema de suspensión en vehículos automóviles en bancos de ensayo de estaciones de I.T.V. [73].**

Este trabajo, realizado por el autor de esta Tesis, y dirigido por el Dr. Velasco en octubre de 2009, formó parte de los estudios de tercer ciclo conducentes a la obtención del D.E.A., Diploma de Estudios Avanzados, dentro del Programa de Doctorado de Tecnologías Industriales y de la Telecomunicación, siendo por tanto, el Trabajo de Investigación solicitado para la obtención del título mencionado.

En este trabajo se toma como punto de partida 2 Tesis Doctorales, escritas en la Universidad Carlos III de Madrid, que desacreditan los datos que se obtienen por los bancos de ensayo de las estaciones I.T.V., y plantean un criterio de inspección en un tipo de banco de ensayo del sistema de suspensión para vehículos automóviles, escritas respectivamente por el doctor Velasco y el doctor Calvo.

Se analiza el alcance de estas 2 Tesis Doctorales y artículos varios escritos con este objeto, con la pretensión de abrir una línea de investigación y futuros trabajos que puedan ayudar a determinar un sistema mediante el cual se establezcan unos criterios de aceptación o rechazo al estado del sistema de suspensión de un vehículo automóvil.

Este trabajo se puede ver resumido en el punto 2 de esta Tesis Doctoral.

## **4.2 Modelo matemático y ensayos experimentales del sistema de suspensión de un automóvil en bancos de ensayo de I.T.V.**

A partir del trabajo mencionado en el punto anterior, se reabrió la línea de investigación para intentar perfeccionar los métodos de inspección planteados en los estudios anteriores.

En el Proyecto Fin de Carrera titulado “MODELO MATEMÁTICO Y ENSAYOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN AUTOMÓVIL EN BANCOS DE ENSAYO DE I.T.V.”, realizado por la alumna, Sofía Sánchez Mateo y dirigido por el autor de esta Tesis, en septiembre de 2012 se trató de determinar las prestaciones del sistema de suspensión.

Se trató de buscar un método donde los resultados de los ensayos no fueran alterados significativamente por algunos factores como la presión de inflado de los neumáticos, el valor de la masa suspendida y la masa no suspendida, factores que afectaban a los criterios propuestos tanto por Velasco como por Calvo. En este trabajo se propuso un método para determinar las características fundamentales del sistema de suspensión de un vehículo, es decir, la rigidez y amortiguación de la suspensión. Este método también se podía aplicar sin el desmontaje de cualquier parte durante la inspección en I.T.V. y en un tiempo razonable. Por lo tanto, los valores de las masas, las condiciones, tipo de neumático o de la presión de inflado de los neumáticos no afectarían el resultado de la prueba.

La novedad de este trabajo se basaba en la metodología de recopilación de datos. En las propuestas o criterios anteriores relacionados con la inspección del sistema de suspensión mediante bancos de ensayos se plantea un barrido progresivo de frecuencias para obtener las frecuencias de resonancia de resorte y amortiguador, donde el dato recogido era la fuerza sobre la plataforma a lo largo de dicho barrido. En este trabajo, los ensayos se realizan a frecuencia constante y a cualquier frecuencia que el banco de ensayos, no estando por tanto limitados por la potencia del banco a bajas frecuencias, y se puede demostrar matemáticamente, que no es necesario hacer

un barrido progresivo de frecuencias para caracterizar el amortiguador. Por lo tanto, se puede reducir la duración de la prueba.

#### 4.2.1 El modelo matemático.

El modelo empleado es de  $\frac{1}{4}$  de vehículo simplificado, sin considerar el amortiguamiento del neumático y considerando el comportamiento del amortiguador como lineal tanto en extensión como en compresión. Con el modelo matemático / algebraico propuesto, los datos relacionados con el desplazamiento, velocidad y aceleración de la plataforma vibratoria, la masa suspendida y la masa no suspendida se consideran parámetros de entrada, y como parámetros de salida, se obtienen los propios de la suspensión, en este caso, el amortiguamiento de la suspensión y las rigideces de la suspensión y del neumático.



Figura 4.1. Modelo de 2 grados de libertad

- $M_c$ : masa suspendida
- $K_c$ : rigidez del resorte de la suspensión
- $B_c$ : amortiguamiento de la suspensión
- $M_r$ : masa no suspendida
- $K_r$ : rigidez del neumático
- $X_2$ : desplazamiento de la masa suspendida
- $X_1$ : desplazamiento de la masa no suspendida
- $U$ : desplazamiento de la plataforma

$A = \begin{pmatrix} \ddot{x}_1(t_1) & 0 & \dot{x}_1(t_1) - \dot{x}_2(t_1) & x_1(t_1) - x_2(t_1) & x_1(t_1) - u(t_1) \\ 0 & \ddot{x}_2(t_1) & \dot{x}_2(t_1) - \dot{x}_1(t_1) & x_2(t_1) - x_1(t_1) & 0 \\ \ddot{x}_1(t_2) & 0 & \dot{x}_1(t_2) - \dot{x}_2(t_2) & x_1(t_2) - x_2(t_2) & x_1(t_2) - u(t_2) \\ 0 & \ddot{x}_2(t_2) & \dot{x}_2(t_2) - \dot{x}_1(t_2) & x_2(t_2) - x_1(t_2) & 0 \\ g & g & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>u</math> = entrada senoidal</li> </ul>	$B = \begin{pmatrix} Mr \\ Mc \\ Bc \\ Kc \\ Kr \end{pmatrix}$ $C = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ M \cdot g \end{pmatrix}$
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>x_1</math> = desplazamiento masa no suspendida</li> </ul>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>\dot{x}_1</math> = velocidad masa no suspendida</li> </ul>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>\ddot{x}_1</math> = aceleración masa no suspendida</li> </ul>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>x_2</math> = desplazamiento masa suspendida</li> </ul>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>\dot{x}_2</math> = velocidad masa suspendida</li> </ul>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>\ddot{x}_2</math> = aceleración masa suspendida</li> </ul>	

Esta matriz es de tipo  $A \cdot B = C$ , donde se despejará  $B$  para ser calculada.

Se calcularon experimentalmente los parámetros del sistema de suspensión, utilizando un vehículo Peugeot 207, propiedad del Laboratorio de Vehículos de la Universidad Miguel Hernández. Para las masas se trabajó con mantas de pesaje y para las rigideces, se calculó la del neumático mediante una máquina de ensayos tracción-compresión, y la del resorte con diferentes incrementos de peso frente al desplazamiento vertical sobre la torreta, midiéndolos con un reloj comparador de precisión.



Figura 4.2 Ensayo de compresión del neumático



Figura 4.3 Esquema de situación de los instrumentos: 1 Display; 2 y 3 mantas de pesaje.

Como conclusiones se obtuvo que los modelos matemático y algebraico se validan, independientemente de la presión de inflado, de la frecuencia y de los instantes a los que se tomen las salidas, además se reduce el tiempo de ensayo.

Este trabajo relacionado con el modelo matemático dio lugar a un artículo [75] en el Congreso Internacional EUCOMES, con título, "Proposal of a method to determine shock absorber conditions on a motor vehicle", Navarro, S. Sánchez, E. Velasco, M. Paricio, M. Sánchez. European Conference on Mechanism Science, Santander, Spain, (2012).

#### 4.2.2 Ensayos experimentales

Por otra parte se realizaron ensayos experimentales mediante una cámara de alta velocidad en un vehículo sobre un banco de ensayos de suspensiones de I.T.V., regulado mediante un variador de frecuencia, y se compararon las salidas experimentales con las del modelo matemático esperando validarlas con el modelo algebraico mencionado anteriormente.



Figura 4.4 Equipo de grabación de alta velocidad e imagen del software TEMA empleado.

En los ensayos se utilizaron dianas y focos para conseguir las condiciones óptimas para el tratamiento de datos posterior, realizado con el software Tema v2.0, y se ensayó a tres frecuencias diferentes, 3 Hz, 9 Hz y 15 Hz.

Tras el procesamiento de las grabaciones se linealizaron las gráficas obtenidas para implementar los datos en el modelo algebraico. A continuación se observa un ejemplo

de las mismas a 2.7 Hz del desplazamiento de la plataforma, masa no suspendida y suspendida.

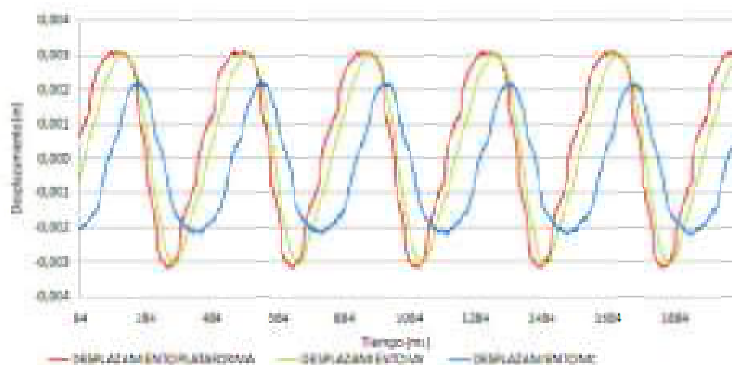


Figura 4.5. Superposición de los desplazamientos captados con el sistema de adquisición de datos de la plataforma, Mr y Mc.

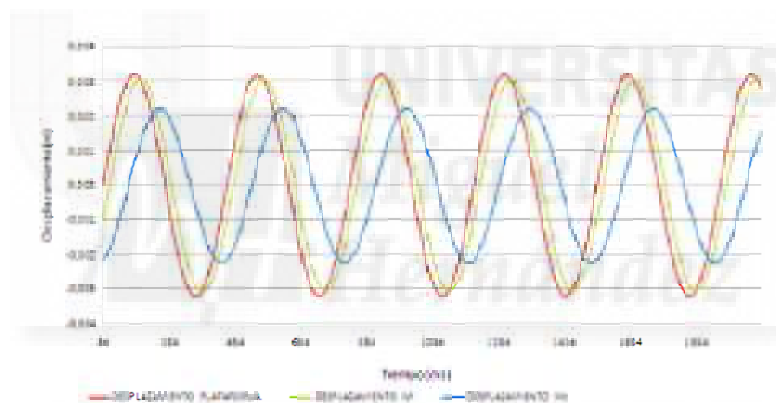


Figura 4.6 Superposición de los desplazamientos "linealizados" de la plataforma, Mr y Mc.

Finalmente se concluyó que el modelo matemático refleja el movimiento real del sistema de suspensión con diferencias notables a la hora de la validación algebraica, las cuales pueden ser debidas a diversos factores como: la variación de la amplitud en la excitación de la plataforma en función de la frecuencia, posiblemente debido a la sujeción del banco en su emplazamiento; el comportamiento no lineal del amortiguador, la simplificación respecto a la no consideración del amortiguamiento del neumático y al cuarto de vehículo y el error pertinente a la resolución del sistema de adquisición de datos.

Esta experiencia fue puesta en conocimiento en [76] el **Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Castellón, España, (2012), "Metodología experimental para**





**determinar el coeficiente de amortiguamiento del sistema de suspensión de un vehículo", A. Navarro, E. Velasco, S. Sánchez, M. M. Paricio, M. Sánchez.**

Por estas razones, se continuó investigando en este sentido, esta vez sustituyendo el sistema de adquisición de datos basados en la cámara de alta velocidad, por un sistema más convencional utilizando acelerómetros y su posterior procesado.

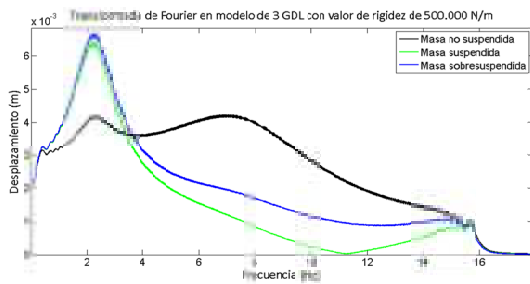


### **4.3 Análisis de la influencia de la masa del motor en la dinámica vertical de un vehículo turismo.**

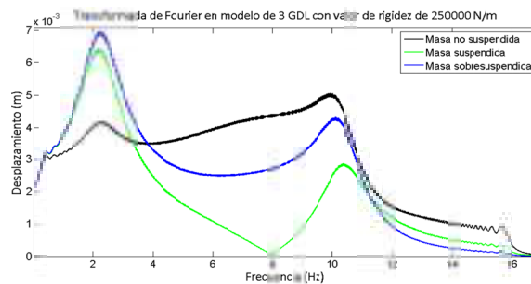
Como consecuencia de los estudios previos se instrumentó un vehículo mediante acelerómetros con el fin de obtener datos que facilitasen la comprensión de la dinámica vertical de los vehículos turismo en bancos de ensayos de suspensiones de I.T.V.. Durante la ejecución de los primeros ensayos, se observó que la cinemática vertical del grupo motopropulsor en un ensayo de I.T.V., a ciertas frecuencias, era claramente diferente a la de la carrocería del vehículo, por lo que se planteó tratar la masa del motor como un elemento independiente apoyado sobre los soportes elásticos del motor (silentblocks).

En el Trabajo Fin de Máster, realizado por la alumna, Sofía Sánchez Mateo y dirigido por el autor de esta Tesis, "ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE LA MASA DEL MOTOR EN LA DINÁMICA VERTICAL DE UN VEHÍCULO TURISMO" en marzo de 2015, se trató de realizar un modelo matemático referido al sistema de suspensión de un vehículo automóvil, incluyendo la masa del grupo motopropulsor como una masa independiente, anclada elásticamente mediante silentblocks, y se trató de evaluar cómo influye el deterioro de estos apoyos en la dinámica vertical del vehículo en un banco de ensayos tipo ITV con excitación al sistema mediante plataforma vibrante de medida de fuerza de amplitud fija y conocida. Todo ellos se tomó como base para la confección del punto de esta Tesis referido a la modelización del sistema de suspensión.

Como conclusión principal de este trabajo, se puede deducir que el sistema de suspensión no solamente se ve afectado por el estado de resortes, amortiguadores y neumáticos, sino que el estado de los soportes elásticos del motor influyen significativamente dado que soportan una masa muy elevada (grupo motopropulsor), pudiendo afectar a la adherencia del neumático, y por tanto, en la seguridad en la conducción.



Simulación con soportes en perfecto estado



Simulación con soportes deteriorados

Figura 4.7 Desplazamiento de las masas principales del sistema de suspensión en el dominio de la frecuencia

Este estudio [74] fue expuesto en el **Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Málaga, España, (2015)**. "Influencia de la masa del motor sobre la masa suspendida de medio vehículo, en relación con el sistema de suspensión", A. Navarro, S. Sánchez, E. Velasco.







# Capítulo 5. MODELIZACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN SOMETIDO A CONTROL EN BANCO DE ENSAYO

## 5.1 Introducción

En esta Tesis se desarrolla un modelo matemático referido al sistema de suspensión de un vehículo automóvil, incluyendo la masa del grupo motopropulsor como una masa independiente, anclada elásticamente mediante soportes de motor o silentblocks, y se trata de evaluar cómo influye el deterioro de estos apoyos en la dinámica vertical del vehículo en un banco de ensayos tipo ITV con excitación al sistema mediante plataforma vibrante de medida de fuerza de amplitud fija y conocida.

Dado que este estudio está basado en la excitación proporcionada por un banco de ensayos de plataforma vibrante de medida de fuerza, sólo se tendrán en cuenta las componentes verticales de desplazamientos, velocidades y aceleraciones. No se pretende el desarrollo de un modelo más complejo donde se consideren también las componentes laterales debidas a la geometría de la dirección.

Coincidiendo con las consideraciones de Calvo [14] en su Tesis Doctoral, los grados de libertad del modelo estudiado serán los movimientos verticales de las masas no suspendidas asociadas a ruedas y elementos asociados a éstas, el movimiento vertical y giro respecto de su c.d.g. de la masa suspendida o carrocería y el movimiento vertical y giro respecto de su c.d.g. del grupo motopropulsor o masa sobresuspendida.

No se considerará la posición del centro instantáneo de rotación del movimiento de la masa suspendida y sobresuspendida (centros de balanceo) y su variación en altura, dado que se deduce que no influirá en los movimientos verticales del sistema de suspensión, suponiendo que coincide con el c.d.g.

En esta Tesis se estudiarán los modelos matemáticos correspondientes a un cuarto de vehículo y medio vehículo. Se comparará con los resultados obtenidos de los mismos modelos matemáticos incluyendo la masa del grupo motopropulsor como masa sobresuspendida a los modelos hasta ahora ampliamente estudiados.

No se estudiará el modelo matemático de vehículo completo, tomando como base a Velasco [103], dado que llega a la conclusión de que la influencia en los resultados al considerar medio vehículo frente al vehículo completo es despreciable. En el caso objeto de este estudio, tomar esta simplificación es más evidente dado que se trata de estudiar con detenimiento los soportes del motor, que normalmente se encuentran sobre el eje delantero.

Además, cabe destacar que se han realizado ensayos experimentales donde se ha verificado que la excitación de una rueda del eje delantero influye de forma muy poco significativa en los movimientos verticales de las masas nos suspendidas del otro eje como se puede observar en el capítulo 6.

Al igual que los autores citados anteriormente, se utilizará la técnica del Bond Graph implementándolo con Matlab/Simulink ya que permite realizar modificaciones en el sistema con facilidad y modelar subsistemas independientes.

Este estudio comienza analizando los modelos clásicos que se han propuesto en modelado de la dinámica vertical en vehículos sin considerar la masa del grupo motopropulsor como independiente del resto, para posteriormente añadir la masa del motor sobre la carrocería como masa sobresuspendida independiente.

Cabe destacar que como condición de simulación, se ha considerado que el motor está parado y vehículo estático, coincidiendo con las condiciones de ensayo de I.T.V.

## 5.2 Metodología empleada para su desarrollo. Bond Graph y Simulink

Simulink es una aplicación de Matlab que permite simular sistemas dinámicos. Esta herramienta es muy útil ya que se puede ver de forma clara el esquema del sistema, variar fácilmente los parámetros utilizados y obtener gráficas y datos del ensayo.

Bond Graph es una técnica que consiste en representar flujos de potencia entre sistemas y sus elementos mediante bond, en las que la punta indica el sentido. La potencia es el resultado del producto de las variables en el tiempo flujo y esfuerzo.

La forma de crear los esquemas se basa en la bibliografía [15], [17], [80] y [104]. En este caso se parte de diferentes tipos de bloques para la modelización del sistema: *resistor*, *compliance*, *inertia* y *transformer*.

El bloque *resistor* modeliza un amortiguamiento viscoso y el bloque *compliance* las rigideces. En las siguientes figuras se muestra el bloque comprimido y desglosado, donde se puede observar como cumplen las ecuaciones relativas a su comportamiento.

Fuerza del resorte  $Fk = K \cdot \Delta x$  (5.1)

Fuerza del amortiguador lineal  $Fb = R \cdot v$  (5.2)

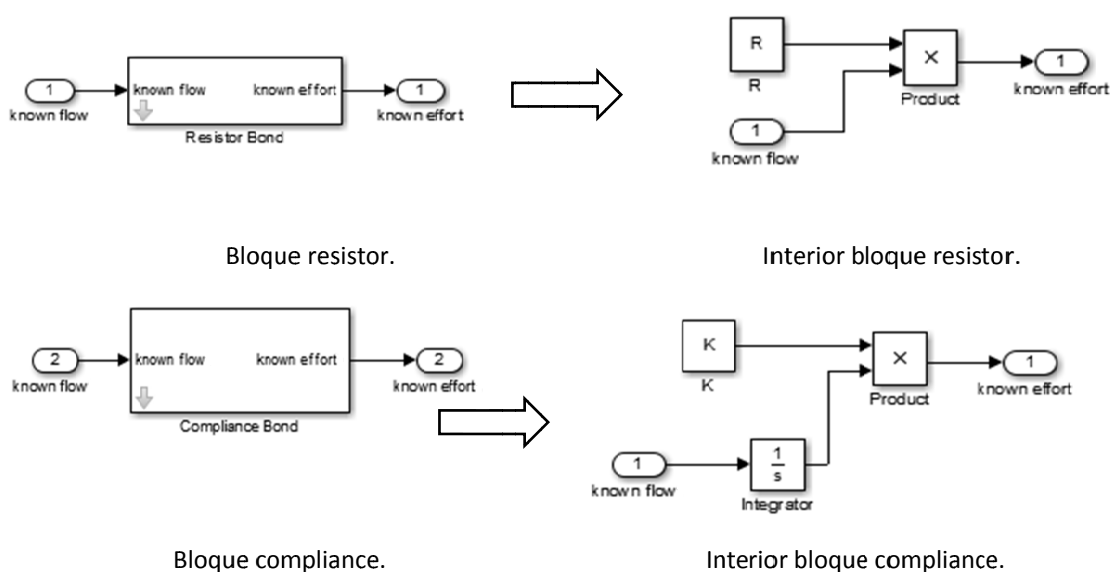


Figura 5.1 Bloques resistor y compliance

El bloque inercia está asociado a las masas, aunque también a las inercias, y el bloque transformer multiplica el flujo por una constante. En este trabajo, el bloque transformer se utiliza sobre todo para calcular velocidades lineales a partir de velocidades angulares.

*Fuerza*  $F = M \cdot a$  (5.3)

*Ejemplo de transformer*  $Vt = T \cdot \omega$  (5.4)

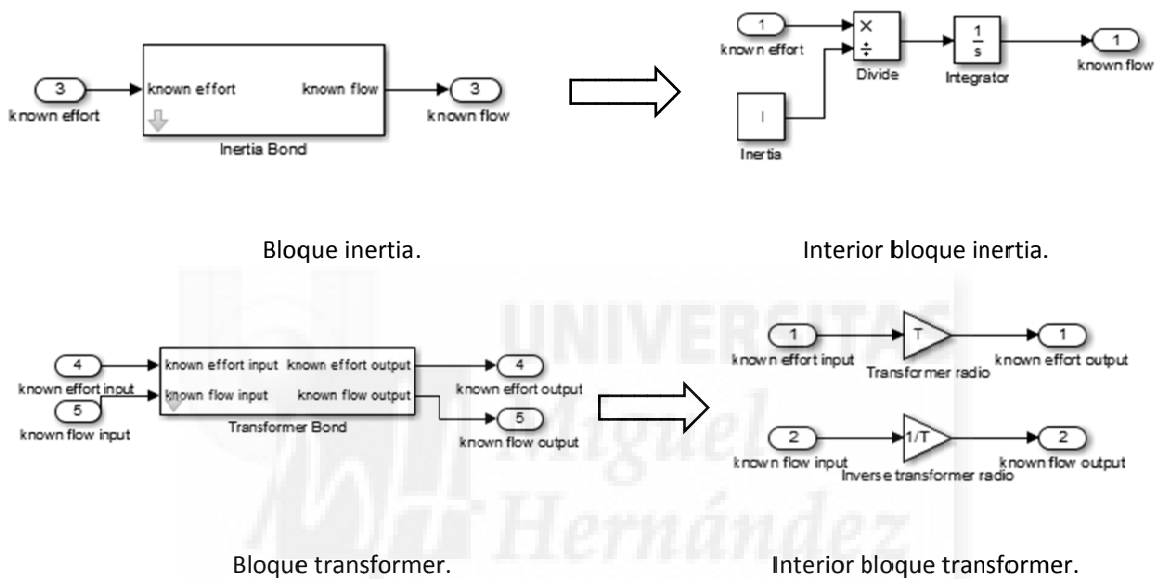


Figura 5.2 Bloque inercia y transformer

### 5.2.1 Modelo de un cuarto de vehículo. 2 GDL y 3 GDL

#### Consideraciones en el modelo de 2 GDL.

El primer modelo consiste en un cuarto de vehículo de 2 GLD, compuesto por dos masas que se unen mediante resorte y amortiguador.

La masa no suspendida se corresponde con rueda y elementos asociados a éstas (brazos, rótulas, tirantes, etc.), posee una rigidez y amortiguamiento. Esta masa no suspendida se apoya en la plataforma que excita a todo el sistema de suspensión.

La masa suspendida se corresponde a la masa que descansa sobre el sistema de suspensión (resorte + amortiguador), considerada normalmente como carrocería.



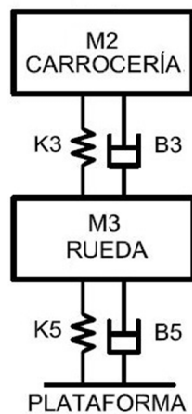


Figura 5.3 Modelo de 2 GDL

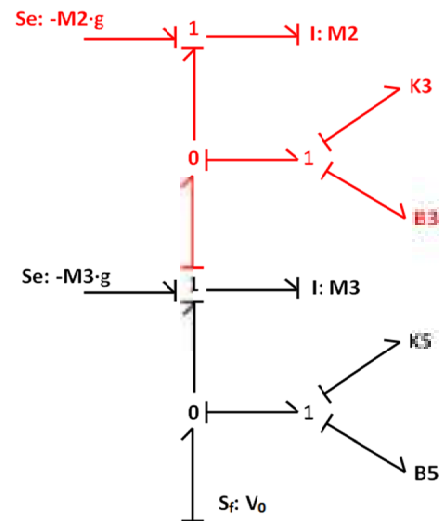


Figura 5.4 Bond Graph de 2 GDL

En la figura 5.4 se indica en negro las líneas de flujo correspondientes a la masa no suspendida y en rojo, a la masa suspendida, cuyas conexiones hacia la derecha representan la rigidez ( $K3$  y  $K5$ ) y amortiguamiento ( $B3$  y  $B5$ ) del sistema de suspensión y del neumático.

En el esquema de la figura 5.5, se puede observar que la entrada al sistema, que se sitúa en la parte inferior izquierda. A su derecha se muestran las salidas con el desplazamiento, velocidad y aceleración. En rojo se muestran las salidas de la masa no suspendida y en verde las de la masa suspendida. En esta Tesis, la entrada al sistema se considerará la excitación a la rueda, que vendrá dada distintos algoritmos dependiendo lo que se desee obtener del sistema. De este modo se realizarán simulaciones con entrada escalón, excitación senoidal de frecuencia y amplitud fija, y excitación senoidal de frecuencia decreciente de 16Hz a 0 Hz y amplitud fija simulando la excitación del banco de suspensiones utilizado en I.T.V.

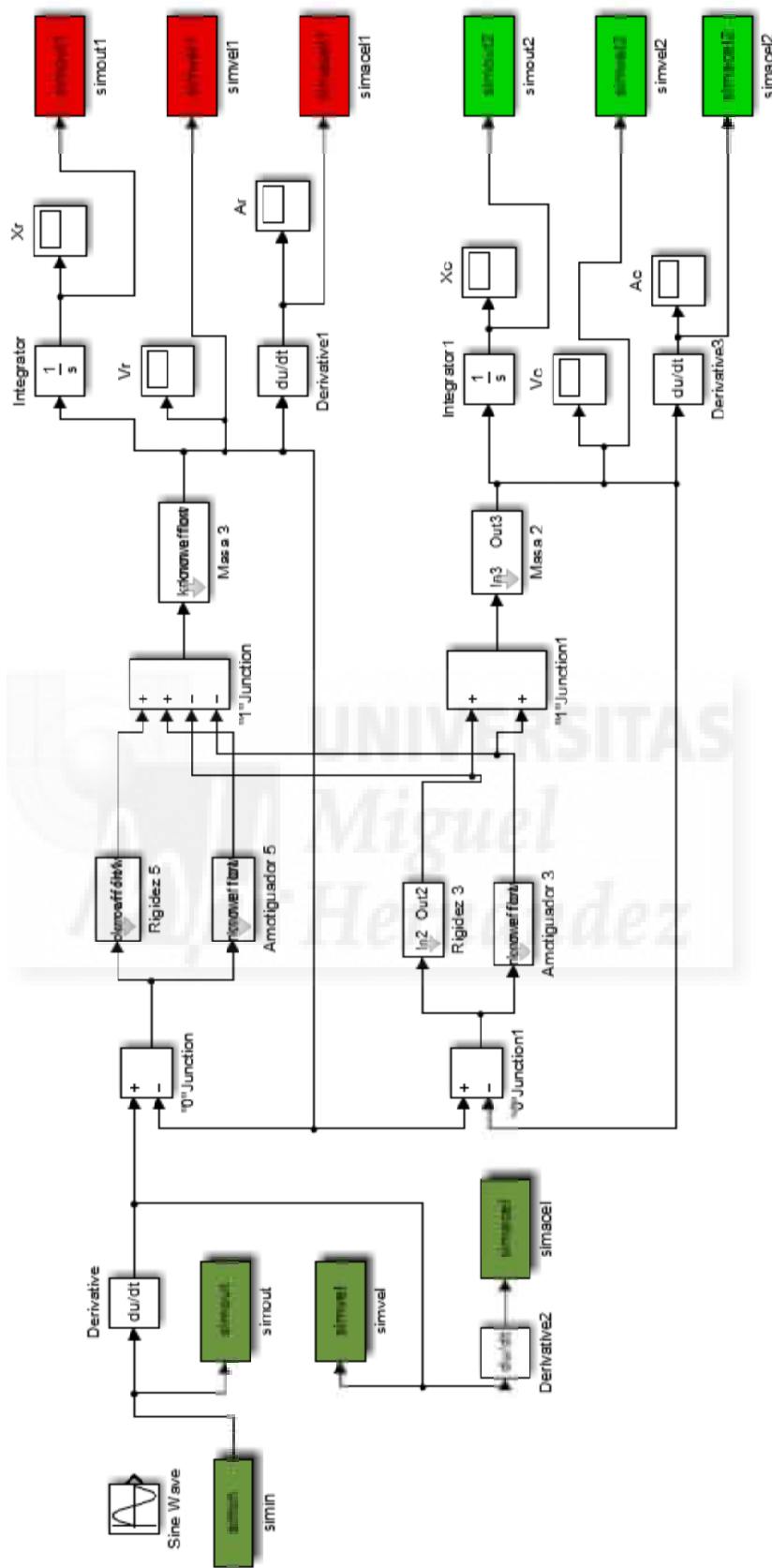


Figura 5.5 Modelo de 2 GDL en Simulink

### Consideraciones en el modelo propuesto de 3 GDL.

Gracias a la técnica sistemática de Bond Graph, la inclusión en el modelo de una masa más no se considera tediosa, añadiendo un grado de libertad al sistema, siendo finalmente de 3 GDL.

La masa sobresuspendida (grupo motopropulsor) se apoya sobre los soportes de motor o silentblocks, que a su vez de apoyan sobre la masa suspendida. Se ha considerado incluir el parámetro de amortiguamiento debido a que algunos modelos de soportes incorporan medio viscoso y al propio amortiguamiento de material.

El siguiente modelo se construye de forma similar al anterior, con la incorporación de una masa más en la parte superior. Se puede observar en la figura 5.7 la masa sobresuspendida en color azul, manteniendo el mismo esquema que el de cada una de las masas inferiores.

De la misma manera se añade en azul las salidas de la masa sobresuspendida en el esquema de Simulink, manteniendo la misma distribución que en el modelo anterior.

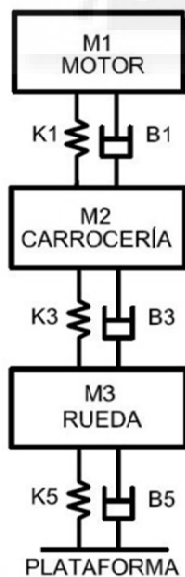


Figura 5.6 Modelo de 3 GDL

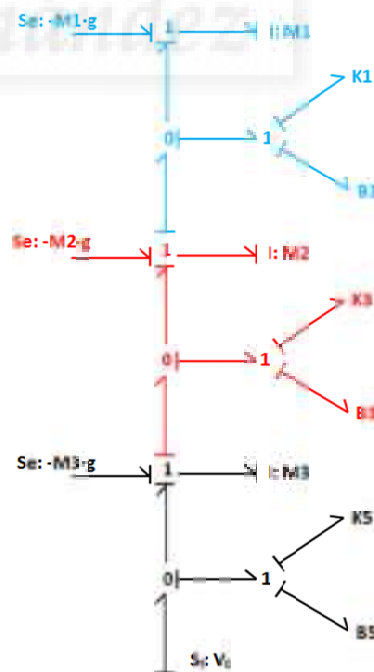


Figura 5.7 Bond Graph de 3 GDL

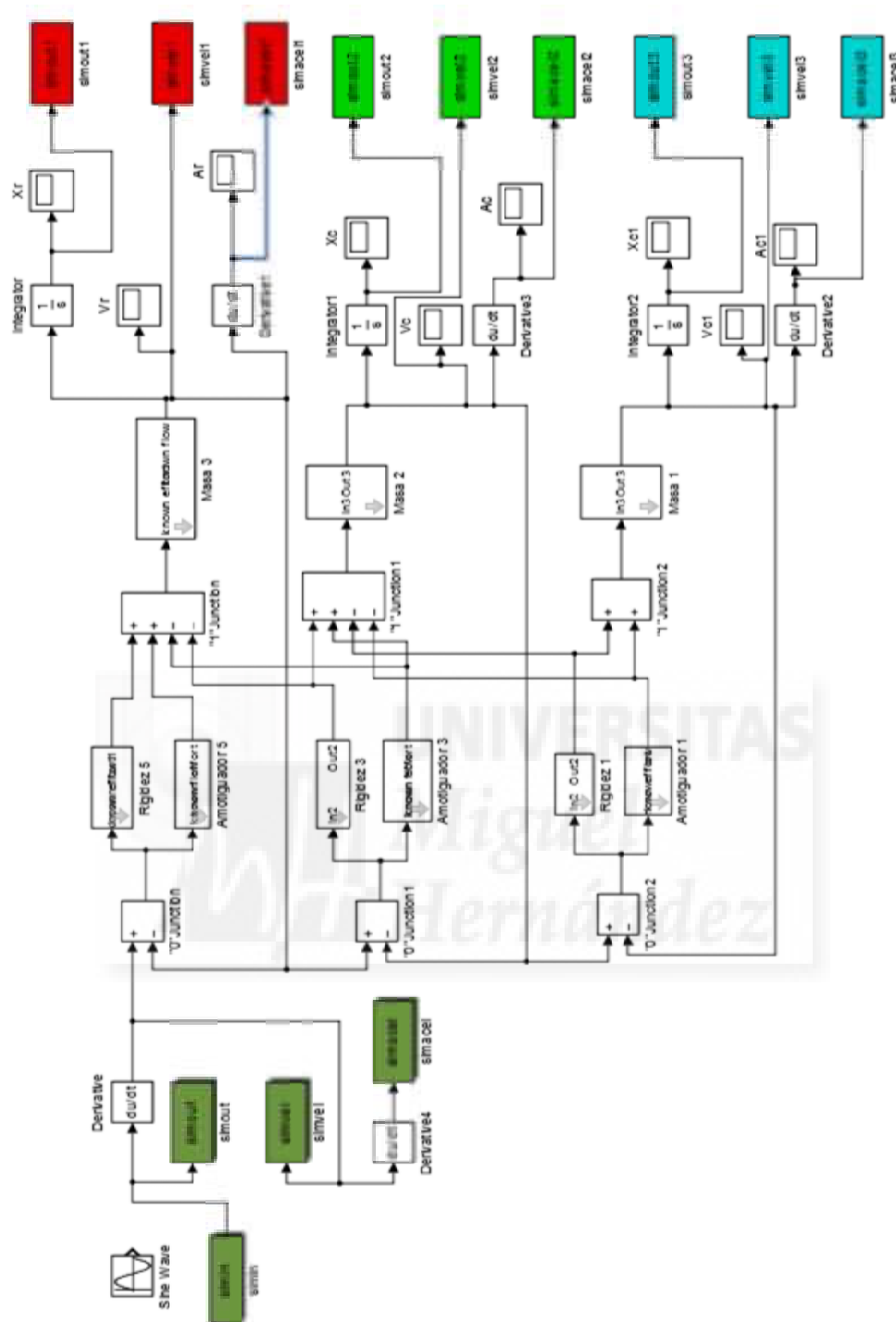


Figura 5.8 Modelo de 3 GDL en Simulink

En el esquema de la figura 5.8, se puede observar que con respecto al sistema anterior se ha añadido la parte de la derecha, la masa del grupo motopropulsor, como masa independiente sobresuspendida con sus respectivas salidas de desplazamientos, velocidades y aceleraciones.

### 5.2.2 Modelo de medio vehículo. 4 GDL y 6 GDL.

Los siguientes modelos corresponden al modelo medio vehículo, modelizados siguiendo el mismo procedimiento mencionado.

#### Consideraciones en el modelo de 4 GDL.

Como se puede observar en las figuras siguientes, la masa suspendida se une a las dos masas no suspendidas mediante el sistema de suspensión compuesto por resortes (K3 y K4) y amortiguadores (B3 y B4). Del mismo modo, las masas no suspendidas se unen a la plataforma mediante las componentes de rigidez y amortiguamiento (K5, K6, B5 y B6). En este modelo de 4 GDL se ha añadido la inercia que generada por la carrocería.

Como se puede observar en la figura 5.10, las distancias e y f, permiten cierta configuración en la ubicación del sistema de suspensión respecto al c.d.g. de la carrocería.

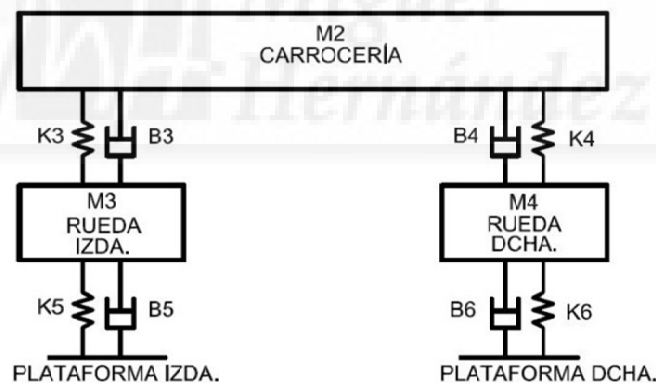


Figura 5.9 Modelo de 4 GDL

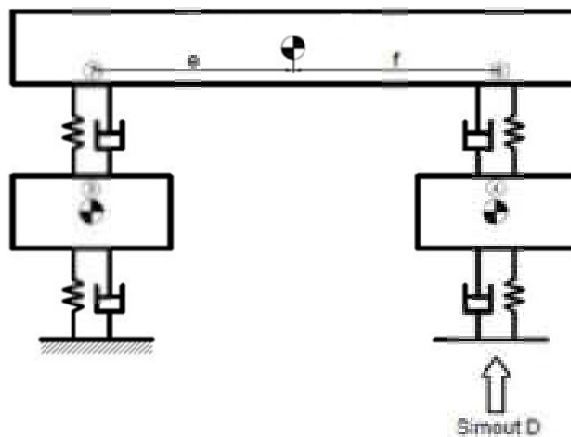


Figura 5.10 Centros de masas modelo de 4 GDL

En la figura 5.11, se representa en color negro la masa no suspendida y en rojo la masa suspendida. Se puede observar que las dos masas no suspendidas se unen en el centro por la masa suspendida, la cual incluye un bloque inercia además del bloque peso.

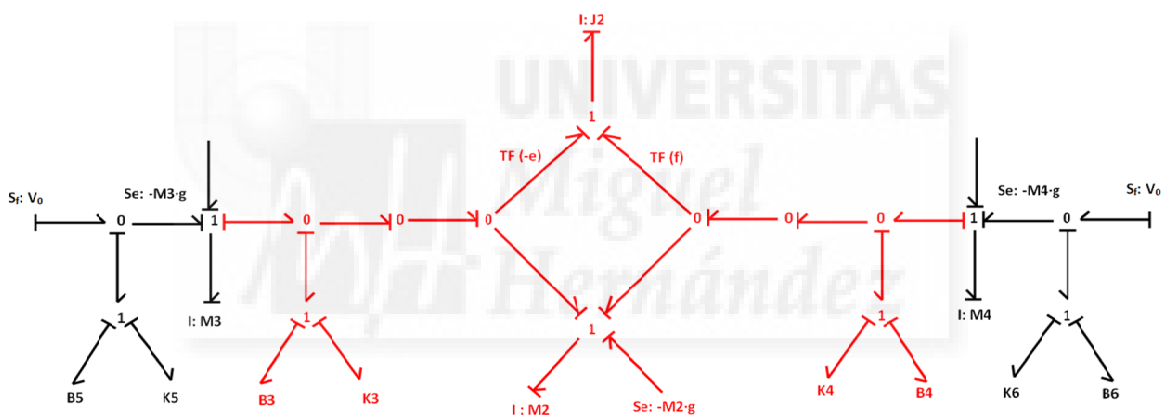


Figura 5.11 Bond Graph de 4 GDL

Para facilitar su visión e interpretación, los parámetros correspondientes a subconjuntos (resorte + amortiguador) se han agrupado en un solo bloque, de este modo, este modelo queda:

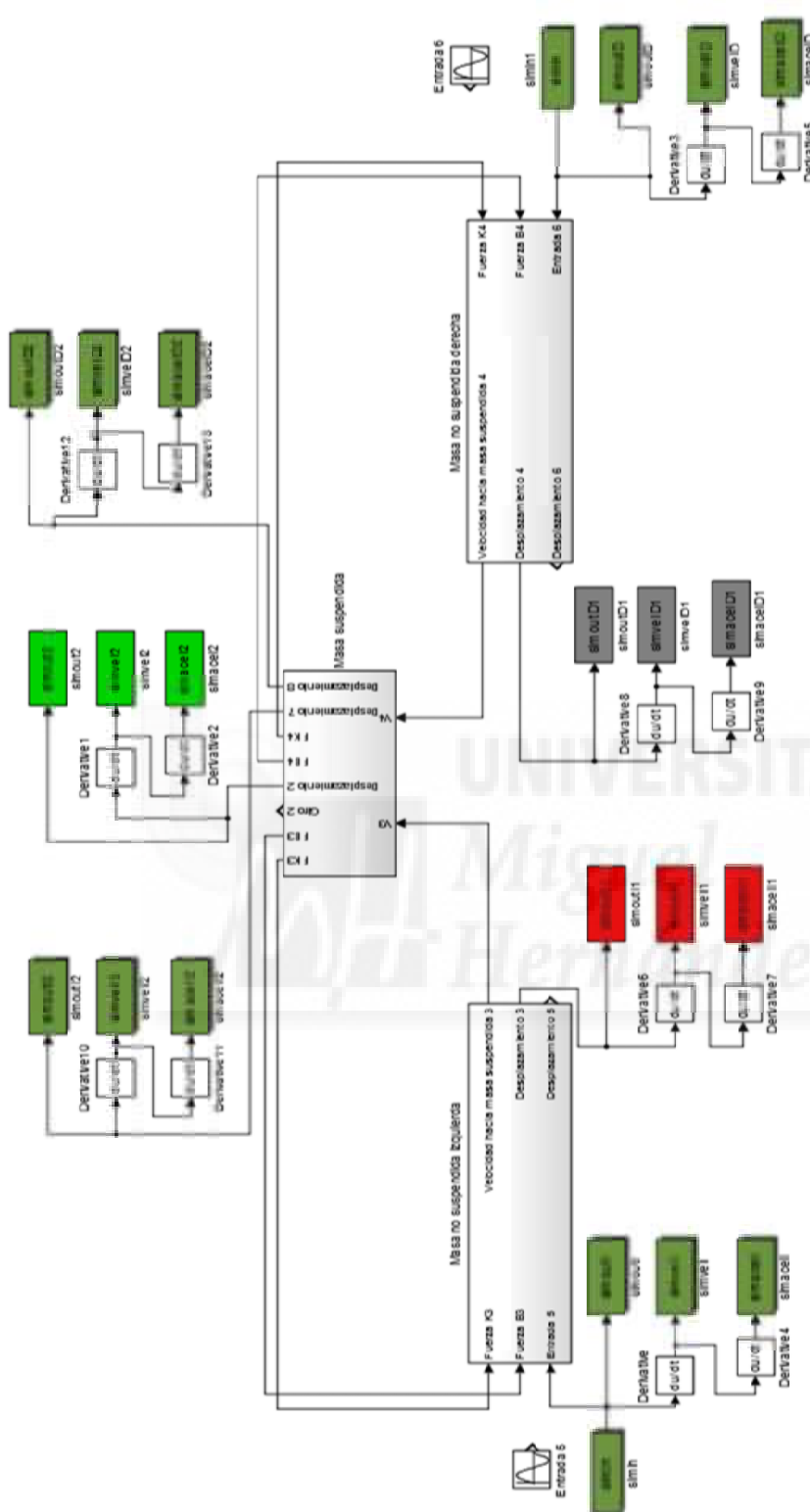


Figura 5.12 Modelo de 4 GDL en Simulink

Como se ha mencionado anteriormente, en el esquema de Simulink del modelo de 4 GDL se han creado bloques englobando los sistemas, por lo que visualmente no se asemeja al de 2 y 3 GDL.

La excitación entra al modelo desde los extremos laterales en color verde. En color rojo se indica las salidas correspondientes a desplazamiento, velocidad y aceleración de la masa no suspendida izquierda, y de la misma manera en color gris las salidas de la masa no suspendida derecha.

Ambas masas no suspendidas se unen en la masa suspendida cuya salida se indica en color verde claro. Las salidas en color verde oscuro de los extremos corresponden al lado izquierdo y derecho de la carrocería.

### Consideraciones en el modelo de 6 GDL.

Por último se ha añadido la masa del motor al modelo de medio vehículo siguiendo el mismo procedimiento, resultando de este modo un sistema de 6 GDL.

Se ha modelizado el motor anclado mediante 2 apoyos, separados de su c.d.g. por dos distancias  $a$  y  $b$  respectivamente.

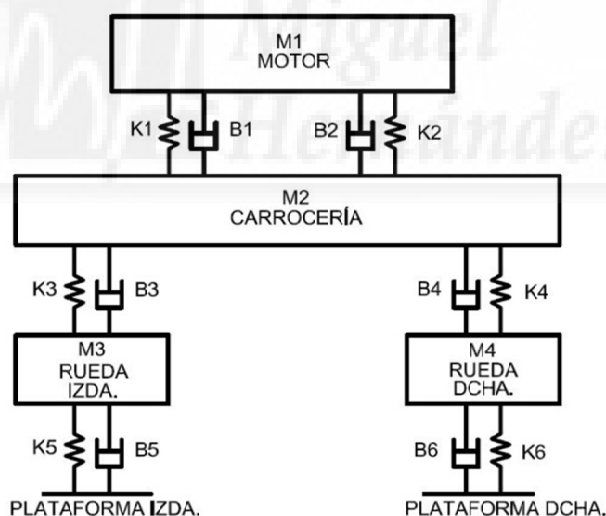


Figura 5.13 Modelo de 6 GDL



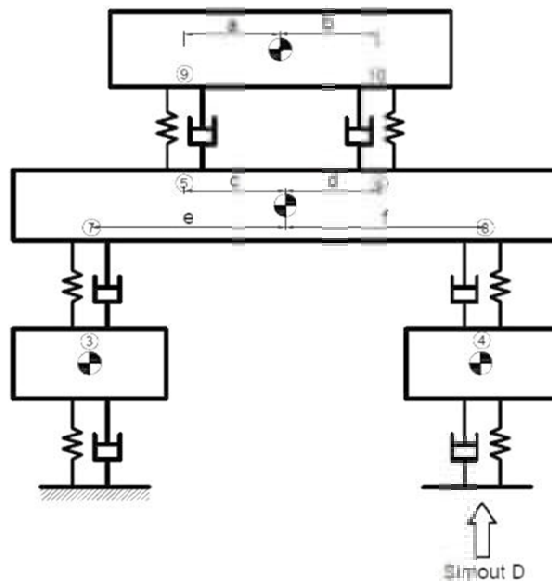


Figura 5.14 Centros de masas modelo de 6 GDL

Siguiendo la técnica de Bond Graph se llega al modelo representado en la figura 5.15. Como se puede observar, es similar al anterior, con la adhesión de la masa sobresuspendida en color azul en la parte superior del dibujo.

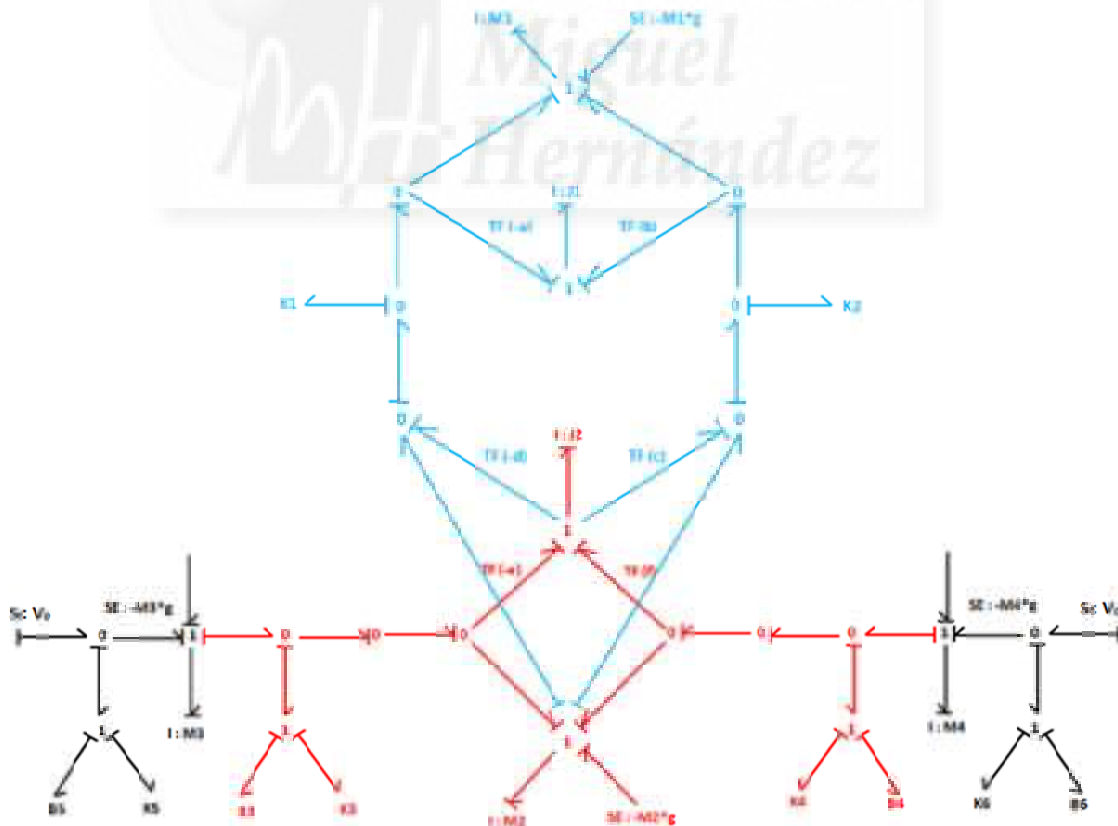


Figura 5.15 Bond Graph de 6 GDL

En el modelo de Simulink se muestra, en color azul las salidas de la masa sobresuspendida y en color verde oscuro las salidas de los extremos del bloque motor.

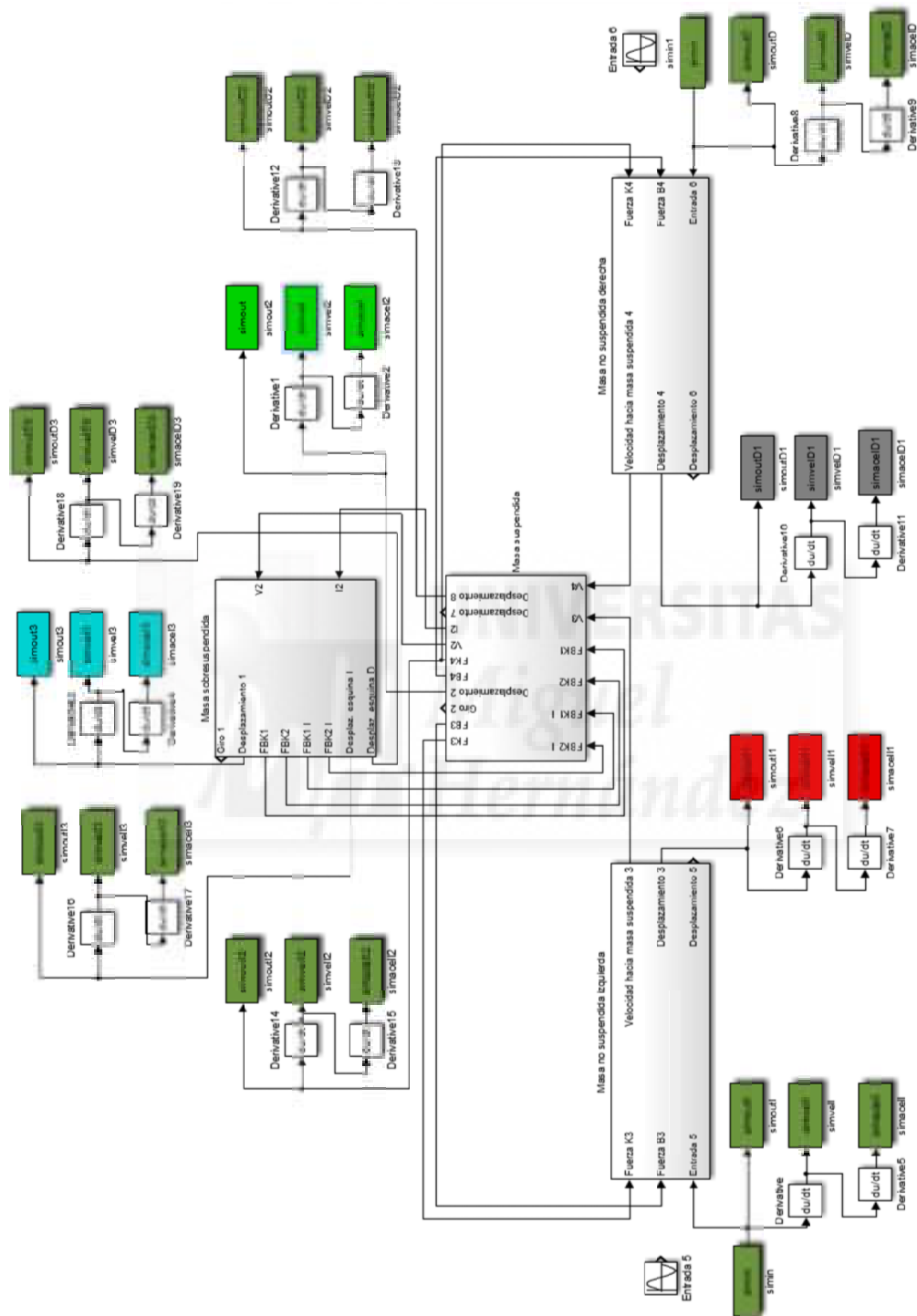


Figura 5.16 Modelo de 6 GDL en Simulink

### 5.2.3 Modelo de vehículo completo. 7 GDL y 9 GDL.

Aunque ya se ha comentado en el punto 5.1 que no se estudiará el modelo de vehículo completo, en base a las conclusiones de Velasco [103] en su Tesis Doctoral, y a los ensayos experimentales realizados, sí se ha considerado interesante plasmar, mediante la técnica de Bond Graph y su implementación en Simulink, cómo quedaría el modelo de vehículo completo, tratando las diferencias entre el modelo clásico de 7 GDL y el nuevo planteado de 9 GDL con la masa del grupo motopropulsor como una masa sobresuspendida independiente.

Los siguientes modelos corresponden al modelo de vehículo completo tridimensional, modelizados siguiendo el mismo procedimiento mencionado.

#### Consideraciones en el modelo de 7 GDL.

El modelo estudiado se corresponde con un vehículo de suspensiones independientes en ambos ejes. La masa suspendida se une a las cuatro masas no suspendidas mediante el sistema de suspensión compuesto por resortes y amortiguadores. Del mismo modo, las masas no suspendidas se unen a la plataforma mediante sus componentes de rigidez y amortiguamiento.

Como se puede observar en la figura (Bond Graph), se ha añadido las inercias correspondientes a cada uno de los giros de la masa suspendida.

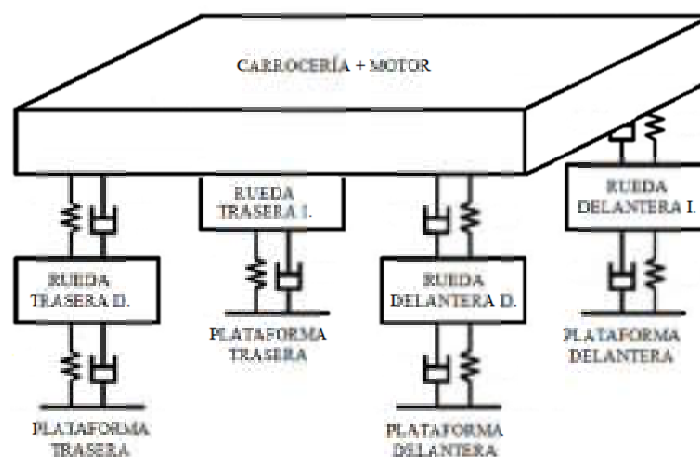


Figura 5.17 Modelo de 7 GDL

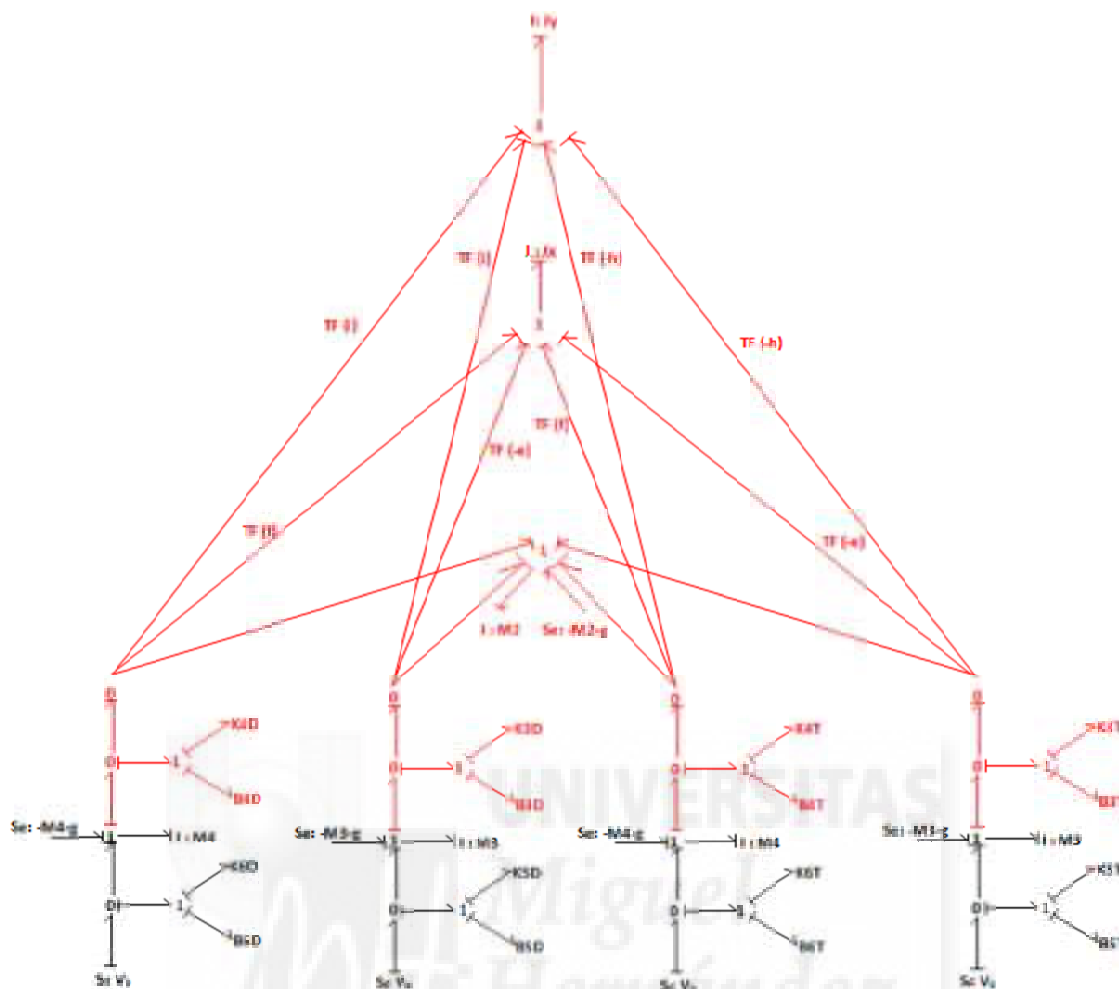


Figura 5.18 Bond Graph de 7 GDL

Como se indicaba anteriormente, en color negro se distinguen las cuatro masas no suspendidas, cuya excitación entra desde la parte inferior del dibujo, y en color rojo el flujo correspondiente a la masa suspendida. Dado que es un modelo tridimensional y posee dos momentos de inercia además del peso (indicados en nudos "1" centrales), de cada una de las ruedas, se unen líneas de flujo hasta los tres nudos "1".

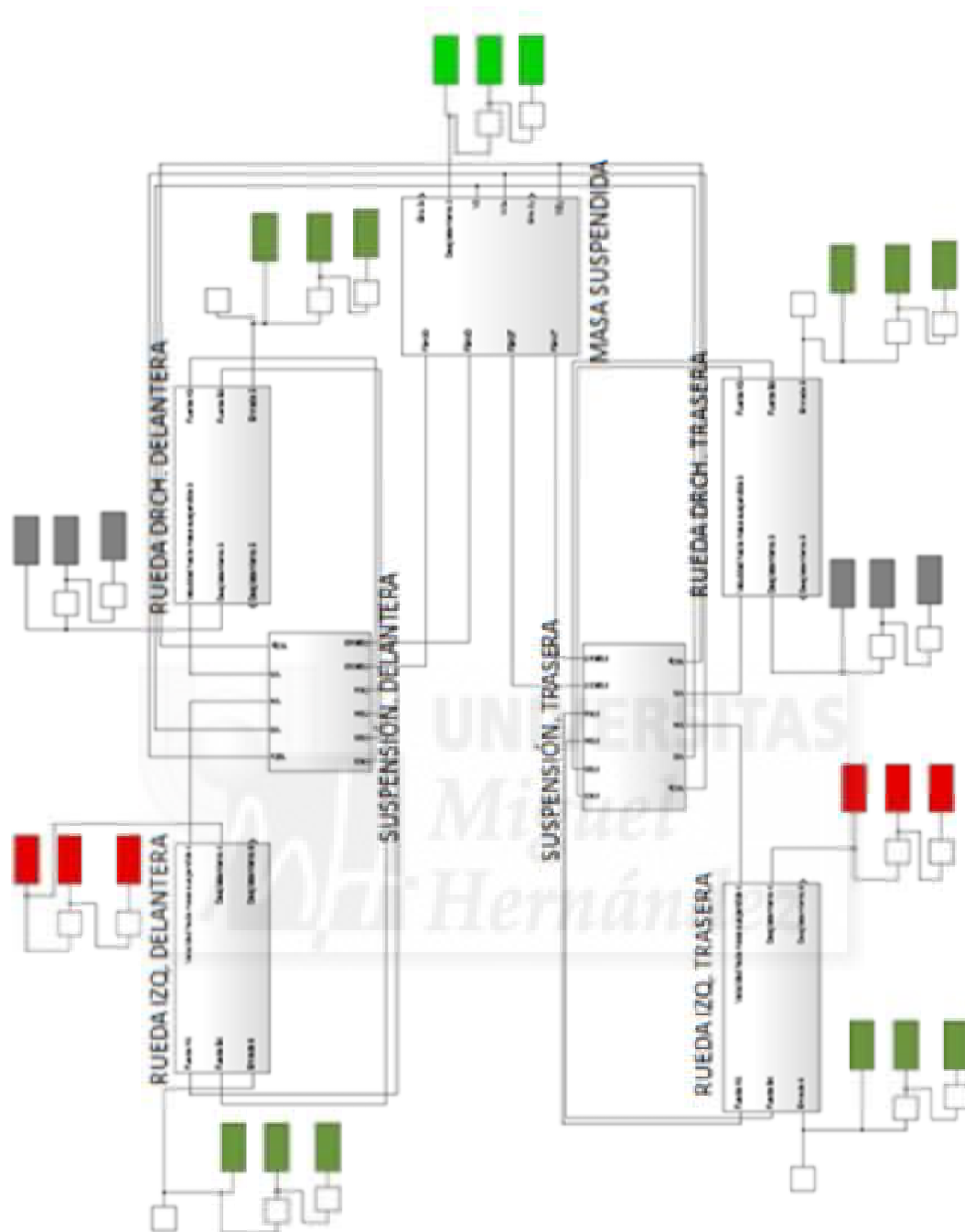


Figura 5.19 Simulink de 7 GDL

En el modelo de Simulink de la figura 5.19 aparecen las masas no suspendidas y la masa suspendida indicada igual que en el modelo de 6 GDL, aunque en este modelo se duplican las ruedas y la suspensión de cada uno de los ejes, para unirse en la masa suspendida.

### Consideraciones en el modelo de 9 GDL.

Por último se ha añadido la masa del motor al modelo de vehículo completo siguiendo el mismo procedimiento, resultando de este modo un sistema de 9 GDL.

Se ha modelizado el motor anclado mediante 2 apoyos, en este caso alineados con el eje delantero.

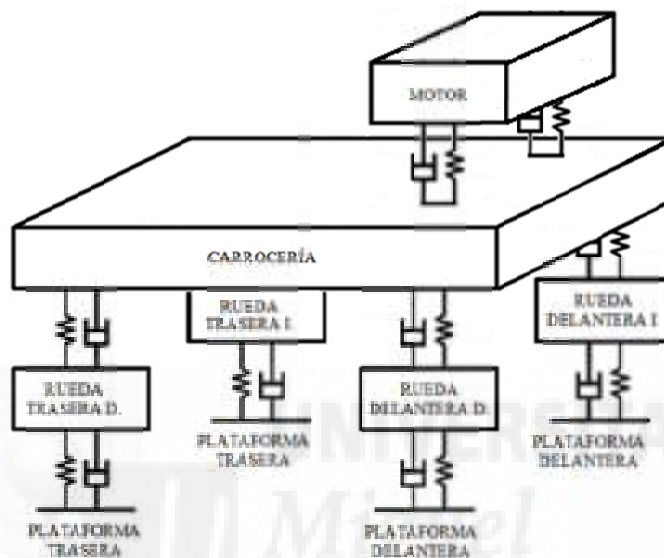


Figura 5.20 Modelo de 9 GDL

El esquema de Bond Graph correspondiente al modelo de 9 GDL de la figura 5.21, añade en azul la masa sobresuspendida, conservado el esquema del modelo anterior de 7 GDL. El esquema de la masa sobresuspendida es similar al del modelo de 6 GDL, con una línea más que deriva de la inercia.

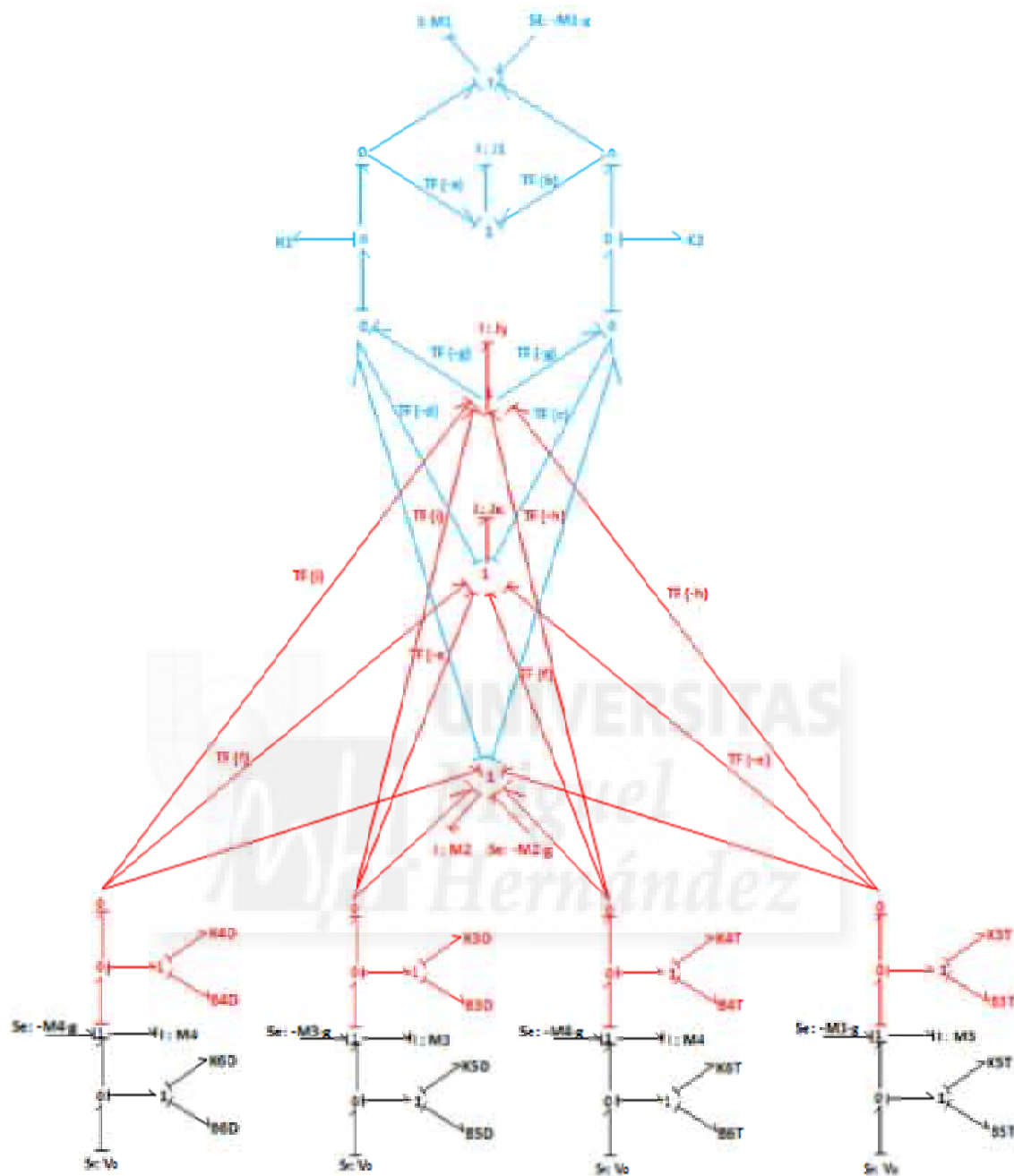


Figura 5.21 Bond Graph de 9 GDL

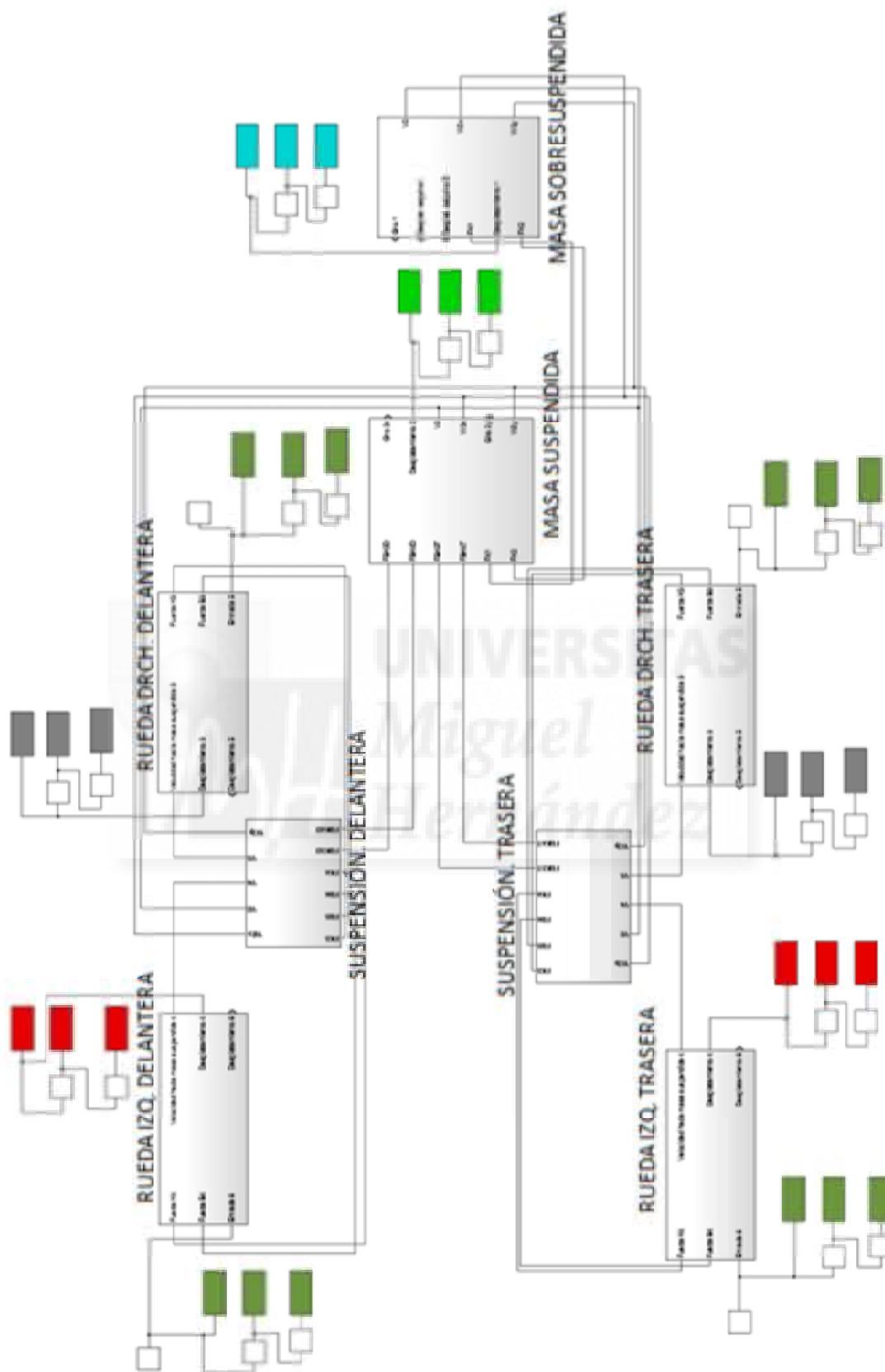


Figura 5.22 Modelo de 9 GDL en Simulink





### **5.3 Elección y justificación del modelo empleado.**

Considerando las apreciaciones de Velasco [103] donde concluye que la transferencia de carga entre eje delantero y trasero durante el ensayo en el banco de suspensiones es mínima y por tanto, la influencia en los resultados al considerar el modelo medio vehículo frente al vehículo completo, en dinámica vertical, es despreciable.

Teniendo en cuenta que Calvo [14], también toma como modelo de dinámica vertical de estudio medio vehículo y lo valida en su Tesis Doctoral.

Basándose en los resultados obtenidos en el capítulo 6, donde se explica la realización de un ensayo de vehículo instrumentado con acelerómetros y se llega a la conclusión de que la influencia de la excitación de una de las ruedas del eje delantero sobre el trasero es poco significativa en cuanto a la dinámica vertical del vehículo.

Y basándose en que en la mayoría de los vehículos sitúan el grupo motopropulsor aproximadamente sobre uno de sus ejes, en la mayoría de los casos, el delantero, elegir el modelo simplificado de dinámica vertical de medio vehículo resulta adecuado, dado que se trata de estudiar cómo influye el estado de los soportes del motor en el ensayo del sistema de suspensión en bancos de I.T.V.

Tomando como fundamento que este estudio está enfocado como complemento al ensayo de suspensiones en bancos de ensayos de ITV, donde por operatividad se excitan las ruedas de un solo eje, se considera más adecuado para profundizar en este estudio el modelo matemático de medio vehículo de 6 grados de libertad.

#### **5.3.1 Entrada al sistema**

Como se ha mencionado anteriormente, este trabajo está referido al ensayo del sistema de suspensión en bancos de ITV, por tanto, la señal de excitación será la correspondiente a una plataforma vibratoria de un banco de medida de fuerza de I.T.V. que ejerce sobre una de las ruedas del vehículo.

Las simulaciones propuestas en esta Tesis están basadas en las características del banco de ensayos que posee el Área de Ingeniería Mecánica.

Características del banco de ensayos del que se ha utilizado para los ensayos experimentales realizados en esta Tesis son:

- Semiamplitud de excitación: 3 mm.
- Frecuencia máxima de excitación: 16 Hz.
- Tiempo de barrido de frecuencia: En banco de ensayos, aproximadamente 8 segundos.

El barrido de frecuencias en el banco de ensayos se realiza de 16 Hz a 0 Hz, que es efectuado al desconectar el motor de la corriente y dejando que oscilar libremente la plataforma hasta su parada. Esta deceleración sucede en aproximadamente 8 segundos dependiendo de las características propias del vehículo ensayado.

En las simulaciones con modelo matemático se modificarán las condiciones de ensayo, de modo que el barrido frecuencial de 16 Hz a 0 Hz se realice en 100 segundos. Este tiempo de barrido se considera adecuado según Simms [93], para poder caracterizar correctamente la función de respuesta en frecuencia de un sistema amortiguado a través de una función senoidal e amplitud constante y frecuencia variable. La excitación se puede observar en la figura 5.23.

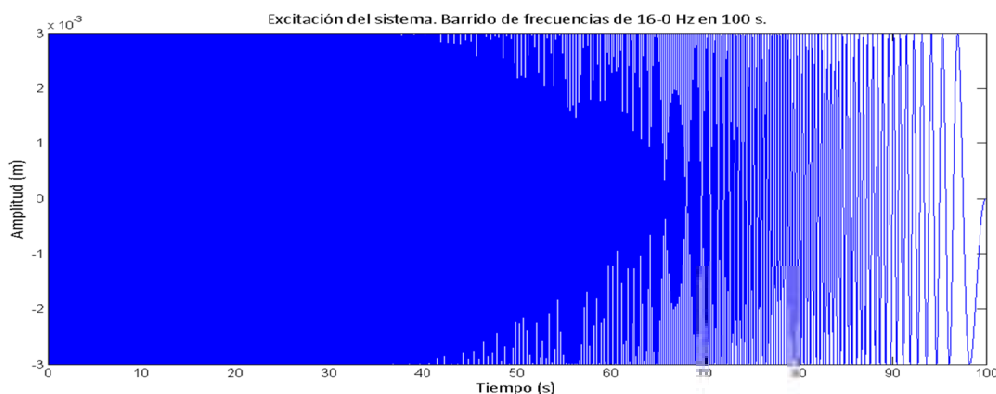


Figura 5.23 Excitación de la plataforma. Barrido de frecuencias en el dominio del tiempo 16-0 Hz, en 100 segundos. Semiamplitud de 3 mm.

Partiendo de las expresiones correspondientes a la excitación del banco de suspensiones ya estudiadas en [102], se tiene:

$$x = A \cdot \sin(\omega \cdot t); \quad (5.5)$$

$$x = 0.003 \cdot \text{sen}(\omega \cdot t)$$

Donde la frecuencia,  $\omega$ , varía de 16 Hz a 0 Hz en un tiempo,  $t$ , de 100 segundos con una semi-amplitud fija,  $A$ , de 3 mm.

Para poder implementar estas ecuaciones en software empleado Matlab/Simulink, y obtener suficiente resolución la simulación se realizará con un tiempo de muestreo ( $t$ ) de 0.001, de modo que se obtendrá un total de 100.000 datos en cada barrido de frecuencias.

### 5.3.2 Parámetros del modelo

Los modelos matemáticos empleados en este estudio se basan en un vehículo Peugeot 207 propiedad del Área de Ingeniería Mecánica de la Universidad Miguel Hernández.



Figura 5.24 Peugeot 207

Con el fin de ajustar lo mejor posible los resultados del modelo a la realidad, se han medido experimentalmente el máximo número de parámetros. Los que no ha sido posible medir de forma empírica, se han calculado, estimado o tomado de bibliografía existente de vehículos similares [71].

Parámetro	Valor
Amortiguamiento neumático	B5 = B6 = 150 N·s/m
Rigidez neumático	K5 = K6 = 228600 N/m
Amortiguador suspensión	B3 = B4 = 3000 N·s/m
Rigidez suspensión	K3 = K4 = 50000 N/m
Rigidez soporte motor	K1 = K2 = 500000 N/m
Amortiguamiento soporte motor	B1 = B2 = 170 N·s/m

Masa del grupo motopropulsor	$M1 = 200 \text{ kg}$
Inercia masa motor	$I1 = 20 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Masa de la carrocería	$M2 = 220 \text{ kg}$
Inercia masa carrocería	$I2 = 80 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Masa no suspendida asociada a cada rueda	$M3 = M4 = 100 \text{ kg}$
Masa de la carrocería + el motor (5 GDL)	$M5 = 420 \text{ kg}$
Inercia de la carrocería + el motor (5 GDL)	$I5 = 160 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Distancia silentblock izquierdo al c.d.g. motor	$a = 0.5 \text{ m}$
Distancia silentblock derecho al c.d.g. motor	$b = 0.5 \text{ m}$
Distancia silentblock izquierdo al c.d.g. carrocería	$c = 0.5 \text{ m}$
Distancia silentblock derecho al c.d.g. carrocería	$d = 0.5 \text{ m}$
Distancia torreta suspensión izq. al c.d.g. carrocería	$e = 0.7 \text{ m}$
Distancia torreta suspensión dcha. al c.d.g. carrocería	$f = 0.7 \text{ m}$

Tabla 5.1. Parámetros del modelo

En este estudio, el amortiguamiento propio del neumático se ha considerado lineal, considerando la simplificación realizada en los modelos mostrados en [3], [14] y [94].

Igualmente, se ha estimado amortiguamiento lineal en los soportes del motor. Es reseñable que existen estudios donde se analiza la optimización del aislamiento del motor sin considerar amortiguamiento alguno en dichos soportes [94], y otros estudios que han abundado en el estudio del comportamiento no lineal de dichos soportes [37], [97], [101], [103].

Por otra parte, es conocido que el comportamiento del amortiguador en el sistema de suspensión, para que sea el adecuado en cuanto al compromiso entre confort y cualidades dinámicas, debe trabajar de forma diferente a tracción y a compresión, por lo que se deduce, que la mayoría de estos elementos montados en vehículos se comportan de forma no lineal a lo largo de su recorrido.

En la figura 5.25, puede apreciarse las curvas pertenecientes a 5 amortiguadores que simulan, de forma muy aproximada, el comportamiento real del amortiguador [103].

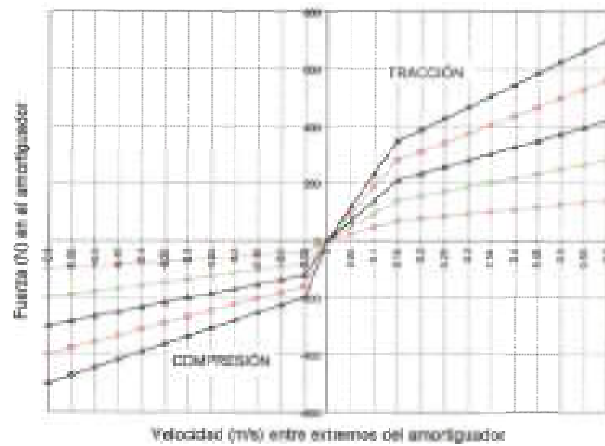


Figura 5.25. Curvas de amortiguamiento en función del desgaste.

Calvo [20] y [22], realiza un estudio sobre la influencia del modelo de amortiguador en la simulación del sistema de suspensión de un vehículo. En éste analiza la influencia de considerar el modelo más simple, totalmente lineal, al más complejo y semejante a la realidad, tal como se muestra en las imágenes siguientes.

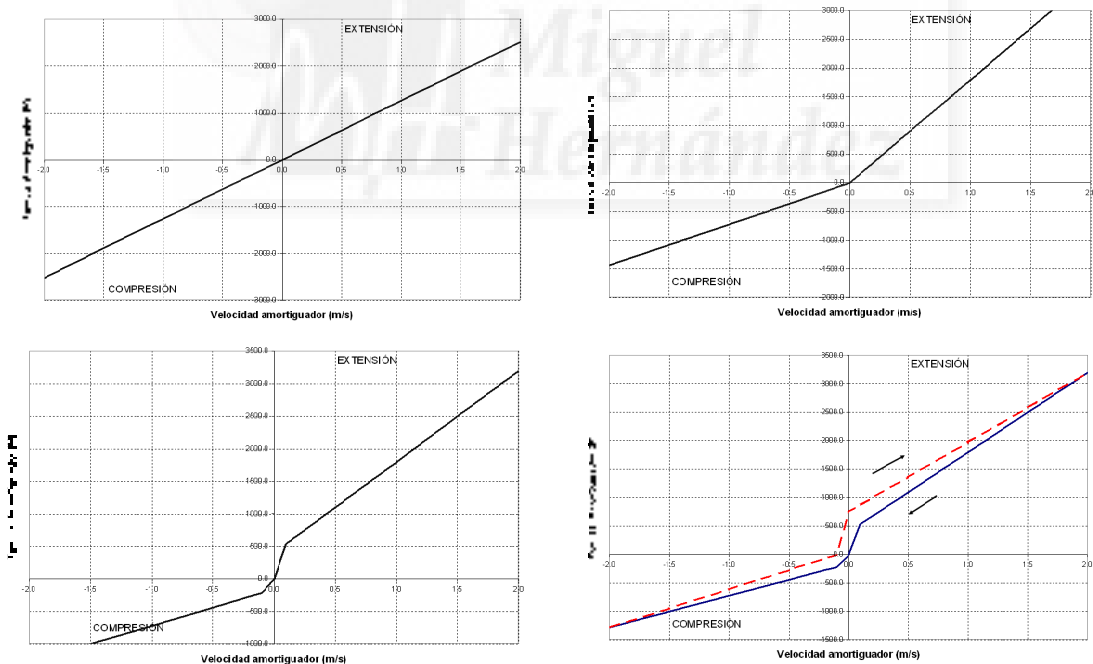


Figura 5.26 . Estudio de las simplificaciones del comportamiento del amortiguador [20] y [22]

Y llega a la conclusión de que desde el punto de vista de la seguridad, no es necesario utilizar modelos complejos, ya que los resultados obtenidos con modelos simples son prácticamente los mismos. Si bien, al analizar el confort de conducción, los modelos

simples no son capaces de reproducir el comportamiento del sistema con precisión suficiente.

Tomando esta deducción, en esta Tesis, los modelos matemáticos de dinámica vertical también consideran el comportamiento del amortiguador lineal, tanto en tracción, como en compresión, siendo constante su relación fuerza y velocidad a lo largo de su recorrido máximo y mínimo.

Hay que destacar que en este trabajo se pretende analizar la influencia del estado de los soportes del grupo motopropulsor sobre el resultado del ensayo en bancos de ensayos del tipo I.T.V., por lo que se deduce, que sea considerado lineal o no, el amortiguamiento en la suspensión, no debería influir de forma significativa en el resultado, dado que es un parámetro que se mantendrá fijo en las simulaciones, siendo sometido a análisis de sensibilidad, fundamentalmente, los parámetros relacionados con los soportes del grupo motopropulsor.

### **5.3.3 Análisis del muestreo tomado en simulación.**

En este punto se analizan las simulaciones obtenidas del modelo matemático y los algoritmos utilizados en un modelo simplificado de 2 grados de libertad, con el fin de tener la certeza de que el muestreo empleado en la simulación es la adecuada a los resultados que se pretenden obtener. Se analizará tanto la frecuencia propia de las masas como los desplazamientos máximos en dichas frecuencias.

Para ello se realiza:

Un barrido de frecuencias en el dominio del tiempo adecuado a la excitación del banco de ensayos del sistema de suspensión, nombrado en el punto 5.3.1 para obtener los desplazamientos de la plataforma de excitación, masa no suspendida y masa suspendida, identificando la frecuencia propia de la masa no suspendida y masa suspendida.

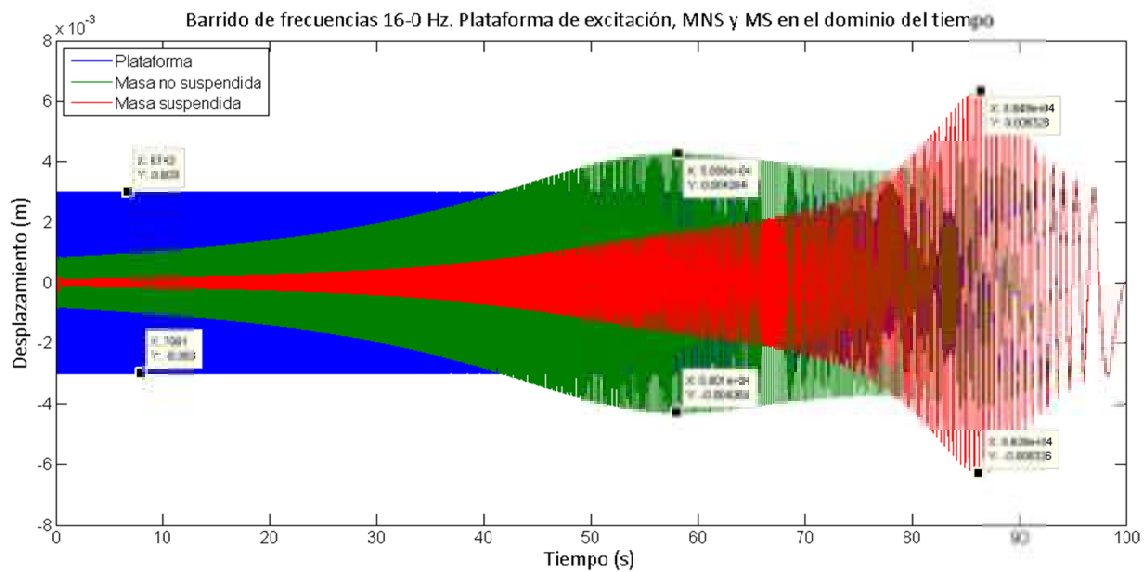


Figura 5.27. Barrido de frecuencias en el dominio del tiempo en modelo de 2 GDL.

Se hallará la frecuencia propia de la masa suspendida y no suspendida aplicando la siguiente expresión:

$$Frec. evento = \frac{(tiempo muestreo - tiempo evento) \cdot frecuencia máx.}{tiempo total} \quad (5.6)$$

		Desplazamiento máx. en barrido (mm)
<b>Frecuencia propia de masa no suspendida</b>	$\frac{(100 - 58.08) \cdot 16}{100} = 6.7072 \text{ Hz}$	4.264
<b>Frecuencia propia en masa suspendida</b>	$\frac{(100 - 86.49) \cdot 16}{100} = 2.1616 \text{ Hz}$	6.327

Tabla 5.2. Desplazamientos máximos a frecuencia propia en MNS y MS en barrido de frecuencias temporal

A continuación se excita el modelo de simulación utilizando la función senoidal a la frecuencia propia fija de cada una de las masas, con la misma amplitud que la simulación anterior, 3 mm, obteniendo los desplazamientos a dichas frecuencias.

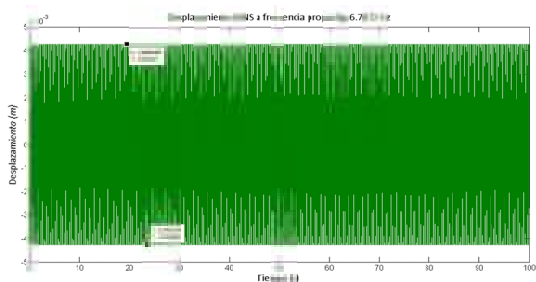


Figura 5.28. Desplazamiento de masa no suspendida a frecuencia fija propia.

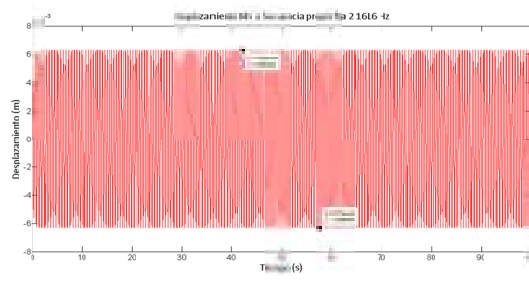


Figura 5.29. Desplazamiento de masa suspendida a frecuencia fija propia.

Masas	Frecuencia (Hz)	Desplazamiento (mm)
Masa no suspendida	6.7072	4.261
Masa suspendida	2.1616	6.305

Tabla 5.3. Desplazamientos frecuencia fija propia en MNS y MS.

Por último, se realizará la un barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia mediante el algoritmo FFT, Fast Fourier Transform, serán obtenidos tanto los desplazamientos máximos de cada una de las masas, así frecuencia propia a la que ocurren dichos eventos.

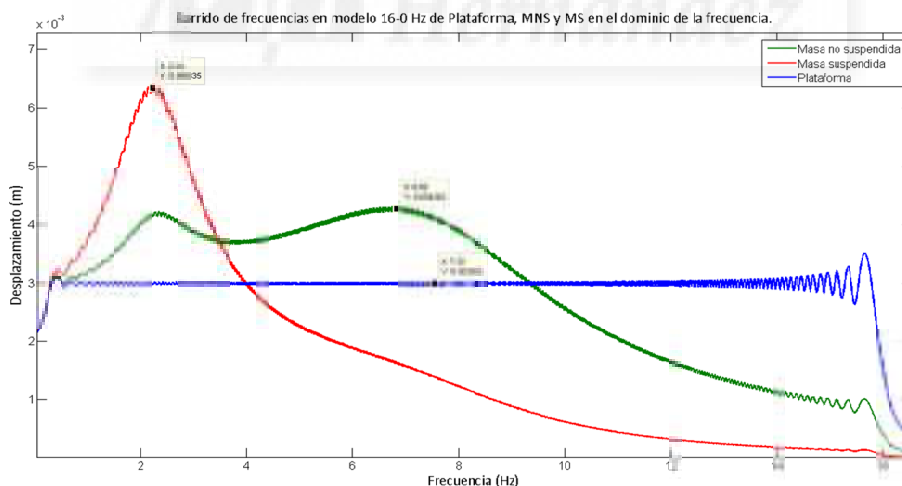


Figura 5.30. Barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia en modelo de 2 GDL.

Masas	Frecuencia (Hz)	Desplazamiento (mm)
Masa no suspendida	6.85	4.262
Masa suspendida	2.24	6.335

Tabla 5.4. Desplazamientos máximos a frecuencia propia en MNS y MS en barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia.



Obtenidos estos datos se calcula el error asumido en los desplazamientos en la simulación debido a los barridos frecuenciales en el dominio del tiempo y de la frecuencia.

	Frec. fija	Barrido temp.	Barrido freq.	Error temp (%)	Error barrido frecuencial (%)
<b>MNS</b>	4.261	4.264	4.262	0.07%	0.02%
<b>MS</b>	6.305	6.327	6.335	0.35%	0.48%

Tabla 5.5. Cálculo del error en desplazamientos en MNS y MS en barrido de frecuencias en el dominio del tiempo y de la frecuencia.

### Conclusión:

A la vista de los resultados de los errores hallados, se deduce el error que se puede llegar a obtener en los resultados de las simulaciones, en barridos de frecuencias, tanto en el dominio del tiempo como en el dominio de la frecuencia, muy poco significativo, por lo que se puede deducir que muestreo empleado en la simulación es adecuado a los resultados que se pretenden obtener.

### 5.3.4 Comparativa entre modelo de cuarto de vehículo de 2 GDL y 3 GDL

Una vez comprobado algoritmo y muestreo a utilizar, resulta más práctica la obtención de las frecuencias propias en modelos más complejos.

Partiendo de los parámetros iniciales medidos experimentalmente, calculados, estimados y obtenidos de bibliografía para un vehículo en buen estado, se realizan las simulaciones en los modelos de 2 GDL y 3 GDL para observar las diferencias del comportamiento en la dinámica vertical de ambos modelos.

En las siguientes gráficas, utilizando el algoritmo FFT, se muestra el desplazamiento de las masas consideradas a lo largo de un barrido de frecuencias según se describe en el punto 5.3.1, es decir, con excitación del tipo de banco de ensayo de I.T.V.

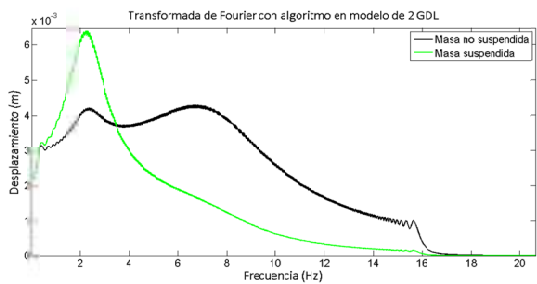


Figura 5.31. Transformada de Fourier con algoritmo en modelo de 2 GDL

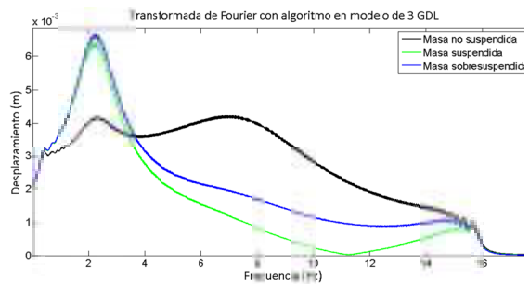


Figura 5.32. Transformada de Fourier con algoritmo en modelo de 3 GDL

En la siguiente tabla se compara los resultados obtenidos de ambos modelos, observando que la masa suspendida y no suspendida prácticamente coincide y aparece un nuevo máximo correspondiente a la frecuencia natural de la masa sobresuspendida.

Masa		2 GDL	3 GDL
<b>Masa no suspendida</b>	Amplitud	4.3075 mm	4.2425 mm
	Frecuencia	6.75 Hz	6.96 Hz
<b>Masa suspendida</b>	Amplitud	6.395 mm	6.42 mm
	Frecuencia	2.22 Hz	2.22 Hz
<b>Masa sobresuspendida</b>	Amplitud	-	1.103 mm
	Frecuencia	-	14.82 Hz

Tabla 5.6. Comparativa entre 2 GDL y 3 GDL

Como primeras conclusiones, comparando los datos obtenidos en común por ambos modelos se obtiene una diferencia de 0.4% en los resultados para las amplitudes de masas suspendidas y no suspendidas, lo cual se considera no relevante.

Cabe destacar dos aspectos en esta nueva gráfica obtenida con el motor como una masa sobresuspendida:

- La frecuencia propia del grupo motopropulsor, se observa alrededor de 14,82Hz, provoca un impulso del resto de las masas detrás de ella. Este fenómeno plantea la posibilidad de máximos en las masas aún sin estar en su modo de vibración, lo cual se estudiará en el siguiente punto.
- El valor de frecuencia propia de la masa no suspendida se ve ligeramente afectada, pasando a 6.96 Hz, lo que supone un aumento del 3%.

- De la misma manera, en la masa suspendida, en color verde, se puede apreciar un mínimo entre 10 y 12 segundos. Este mínimo pertenece a un cambio de fase de  $180^\circ$  entre el motor y la carrocería, dato que parece interesante de estudiar ya que en los modelos que no consideran la masa del motor como un elemento independiente, este cambio no existe.

#### 5.3.4.1 Estudio del cambio de fase entre desplazamientos de la masa suspendida y masa sobresuspendida

Realizando un barrido de frecuencias de 16Hz a 0Hz en el dominio del tiempo, y superponiendo las gráficas de desplazamiento entre la masa suspendida y sobresuspendida se puede observar en la figura 5.33 que alrededor del segundo 30, el valor del desplazamiento de la masa suspendida es prácticamente cero.

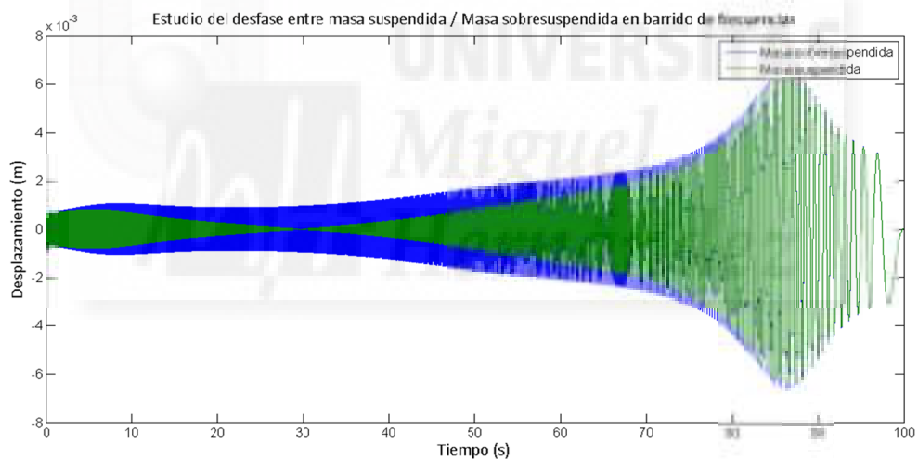


Figura 5.33. Superposición de desplazamientos masa suspendida y masa sobresuspendida en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio del tiempo.

En la figura 5.34 Como se puede observar, en los primeros segundos, cuando la frecuencia es próxima a 16 Hz, la masa sobresuspendida se mueve en contrafase con la masa no suspendida a prácticamente  $180^\circ$ .

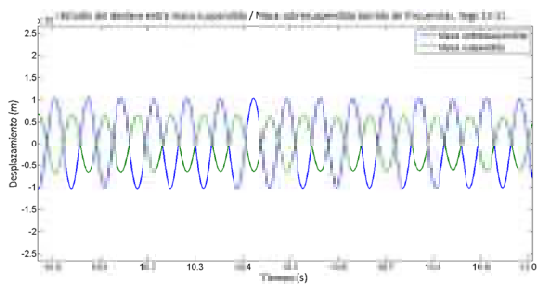


Figura 5.34. Superposición de desplazamientos masa suspendida y masa sobresuspendida en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio del tiempo. Instantes iniciales.

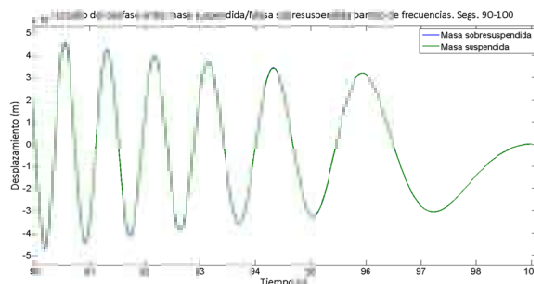


Figura 5.35. Superposición de desplazamientos masa suspendida y masa sobresuspendida en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio del tiempo. Instantes finales.

Como era de esperar, en los últimos segundos, cuando la frecuencia es próxima a la frecuencia propia de la masa suspendida, la masa del grupo motopropulsor, prácticamente se mueve en fase con la masa suspendida, tal como se aprecia en la figura 5.35.

Ampliando la gráfica en la zona de mínimo desplazamiento de la masa suspendida, donde sucede el cambio de fase, figura 5.36, se observa que este cambio sucede aproximadamente en el segundo 30.

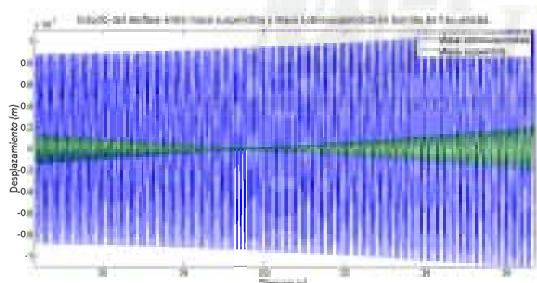


Figura 5.36. Superposición de desplazamientos masa suspendida y masa sobresuspendida en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio del tiempo. Instantes donde se produce el cambio de fase.

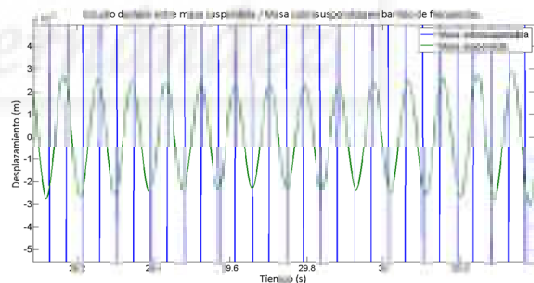


Figura 5.37. Ampliación del cambio de fase entre masa suspendida y sobresuspendida en barrido de frecuencias en el dominio del tiempo.

Aplicando la expresión (5.6), se obtiene la frecuencia a la cual sucede el cambio de fase:

$$\frac{(100 - 30) \cdot 16}{100} = 11,2 \text{ Hz}$$

Se puede comprobar, que dicha frecuencia, coincide con el mínimo obtenido en el barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia de la figura 5.32.



En esta gráfica se muestra el desplazamiento mínimo de la masa suspendida, aproximadamente  $2 \cdot 10^{-5}$  mm, valor próximo a cero, donde el desfase es de  $90^\circ$ .



## 5.4 Estudio de desplazamientos de las masas en el dominio de la frecuencia.

El objetivo del análisis en este punto es comprobar cómo afecta el deterioro de los soportes del grupo motopropulsor al comportamiento del sistema.

Es conocido que los soportes del motor, inicialmente, poseen una rigidez equivalente muy alta comparada con el resto de elementos elásticos del sistema de suspensión, y en ocasiones, disponen de un depósito con un fluido viscoso que aporta amortiguamiento. Este elemento, que se deteriora gradualmente, suele ser reemplazado de rotura del elemento elástico o derrame del líquido.

Con el objeto de comprobar, si con un modelo sencillo respecto a otro más complejo, es posible apreciar los cambios en el comportamiento del sistema, se han estudiado 2 modelos que contemplan la masa del grupo motopropulsor como una masa sobresuspendida, uno simplificado de cuarto de vehículo de 3 grados de libertad y otro más complejo de medio vehículo de 6 grados de libertad. En el punto 5.4.3 se analizará si en este caso,

Ambos modelos son estudiados realizando un análisis de sensibilidad con variando la rigidez de los soportes con valores inicialmente altos, 1.000.000 N/m hasta valores de rigidez de 180.000 N/m.

Por otra parte, ambos modelos, en un primer análisis, han sido analizados considerando la amortiguación asignada originalmente, de 170 N·s/m. Seguidamente han sido simulados con pérdida de amortiguación, asignado el valor de 10 N·s/m, con el fin de poder observar lo que sucede en el comportamiento del sistema cuando no existe fluido del soporte.

La excitación al sistema será comentada en el punto 5.3.1, correspondiente a la excitación de un banco de ensayos de medida de fuerza de tipo I.T.V. sin variar el resto de parámetros no comentados.

### 5.4.1 Modelo de cuarto de vehículo de 3 grados de libertad.

En este punto se estudia la evolución de los desplazamientos a lo largo de un barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia de un modelo de cuarto de vehículo, realizando un análisis de sensibilidad con variando la rigidez de los soportes con valores inicialmente altos, 1.000.000 N/m hasta valores de rigidez de 180.000 N/m.

En el punto 5.4.1.1 se considerará que los soportes del motor mantienen su amortiguamiento original, el siguiente punto, 5.4.1.2, se repetirá el ensayo modificando este parámetro, simulando la pérdida de líquido y por tanto de su amortiguamiento, consignando un valor muy bajo de 10 N·s/m.

Al final de cada serie de gráficas se muestra una tabla resumen con los datos más relevantes de cada simulación y se comentan los aspectos más relevantes.



Figura 5.38. Modelo de 3 GDL con excitación simultánea de ambas ruedas equivalente al de 3 GDL

#### 5.4.1.1 Simulación variando rigidez de soportes manteniendo amortiguación inicial.

A continuación se muestran 6 barridos de frecuencias de 16 Hz a 0 Hz, donde se puede apreciar el desplazamiento de la masa no suspendida excitada (color negro), masa suspendida (color verde) y masa sobresuspendida (color azul).

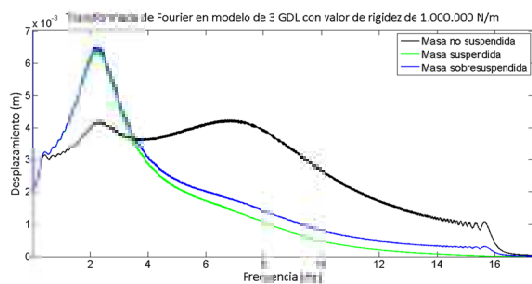


Figura 5.39. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 1.000.000 N/m.

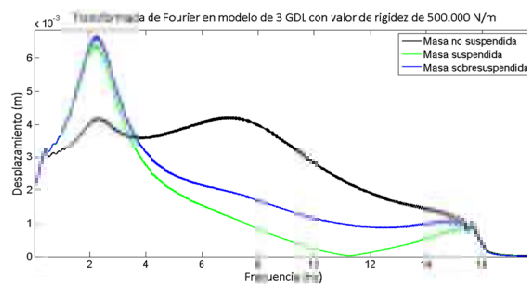


Figura 5.40. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 500.000 N/m.

Con valores de rigidez en torno a 1.000.000 N/m – 500.000 N/m, el sistema funciona de la forma esperada, observándose a menor rigidez un mayor crecimiento en el pico del valor de la frecuencia natural de la masa sobresuspendida (valores cercanos a 15 Hz), que se va desplazando hacia la izquierda, situándose a una frecuencia más baja que la anterior, debido, como se puede deducir, al menor valor de rigidez de los soportes.

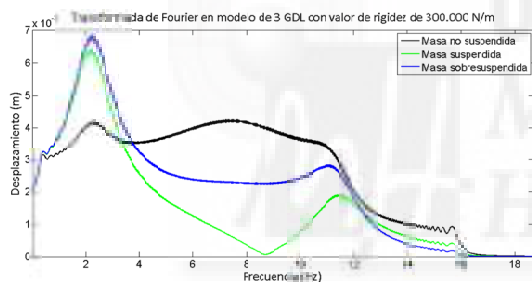


Figura 5.41. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 300.000 N/m.

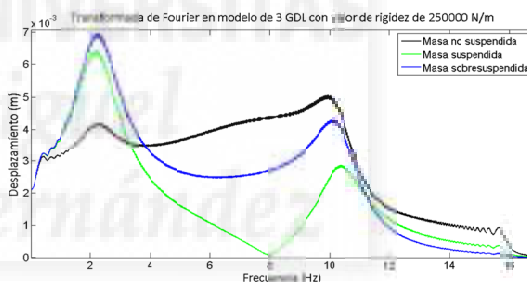


Figura 5.42. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 250.000 N/m.

Posteriormente, con 300.000 N/m el pico de la frecuencia natural de la masa sobresuspendida comienza a crecer notablemente. Con este valor de rigidez, el sistema no parece afectar significativamente a los valores máximos de la masa suspendida y no suspendida, sin embargo se puede ver entre la gráfica con rigidez de 300.000 N/m y 500.000 N/m que el mínimo de la masa suspendida ocurre a menor frecuencia. Como ya se comentó en el punto anterior, este mínimo corresponde a un cambio del comportamiento del motor, de estar desfasado 180° respecto a la carrocería a estar en fase con ella.



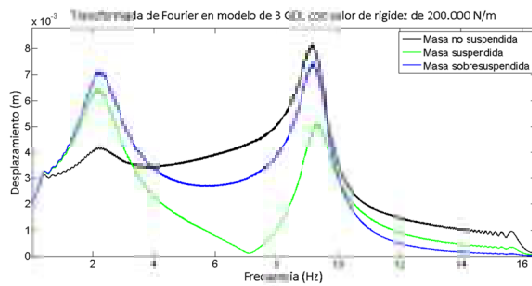


Figura 5.43. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 200.000 N/m.

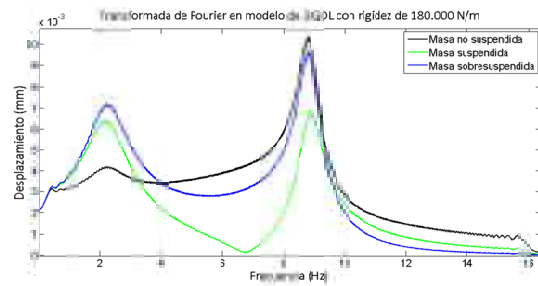


Figura 5.44. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 180.000 N/m.

### Conclusiones:

A la vista de la tabla-resumen mostrada a continuación se concluye cuando el valor de la rigidez de los soportes del motor disminuye:

- En la masa no suspendida, el valor frecuencia propia aumenta ligeramente.
- En la masa suspendida no se ve afectado su comportamiento prácticamente
- En la masa sobresuspendida, la amplitud máxima a su frecuencia propia aumenta, ocurriendo este evento a menor frecuencia.
- Con valores de rigidez por debajo de 250.000 N/m, la masa no suspendida y suspendida obtienen un nuevo pico fuera del entorno de su frecuencia propia, debido a que la masa sobresuspendida, en su frecuencia propia, ejerce una influencia muy notable sobre resto.

Masa	Rigidez 1.000.000	Rigidez 500.000	Rigidez 300.000	Rigidez 250.000	Rigidez 200.000	Rigidez 180.000
<b>MNS</b>						
<b>Amplitud (mm)</b>	4.27	4.24	4.26	4.37	No apreciable	No apreciable
<b>Frecuencia (Hz)</b>	6.82	6.96	7.47	7.66		
<b>MS</b>						
<b>Amplitud (mm)</b>	6.41	6.42	6.43	6.44	6.44	6.44
<b>Frecuencia (Hz)</b>	2.22	2.22	2.22	2.22	2.22	2.22
<b>MSS</b>						
<b>Amplitud (mm)</b>	0.31	1.10	2.84	4.33	7.49	9.63
<b>Frecuencia (Hz)</b>	15.65	14.82	11.09	10.11	9.18	8.81

Tabla 5.7. Desplazamiento de las distintas masas a su frecuencia propia variando la rigidez y sin variar amortiguamiento en los soportes, en el modelo de 3 GDL.

### 5.4.1.2 Simulación variando rigidez de soportes con variación de amortiguación a 10 N-s/m

A continuación se muestran 6 barridos de frecuencias de 16 Hz a 0 Hz, donde se puede apreciar el desplazamiento de la masa no suspendida excitada (color negro), masa suspendida (color verde) y masa sobresuspendida (color azul).

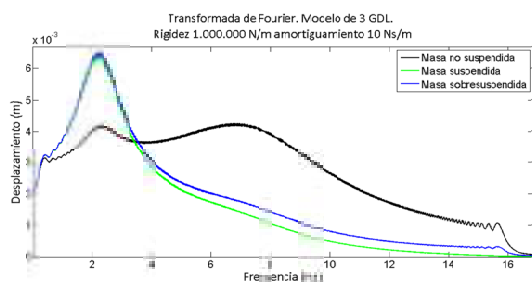


Figura 5.45. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 1.000.000 N/m

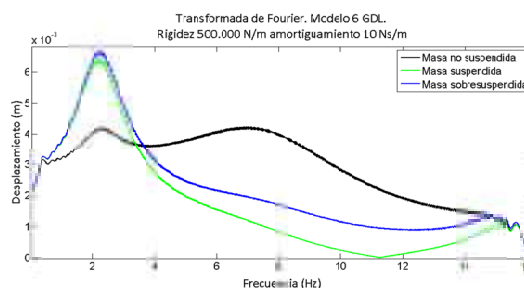


Figura 5.46. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 500.000 N/m.

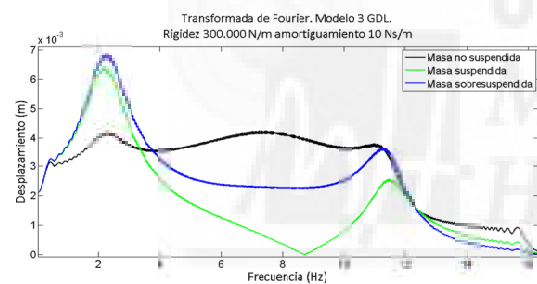


Figura 5.47. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 300.000 N/m.

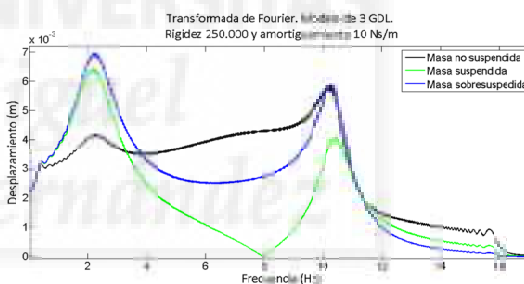


Figura 5.48. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 250.000 N/m.

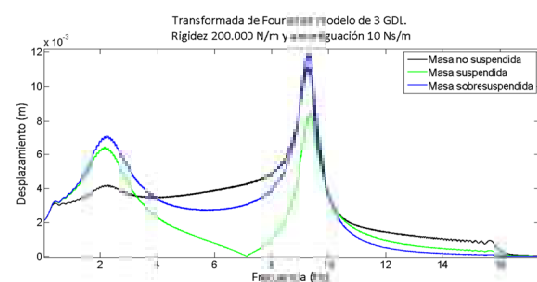


Figura 5.49. Transformada de Fourier en modelo de 3 GDL con valor de rigidez de 200.000 N/m.

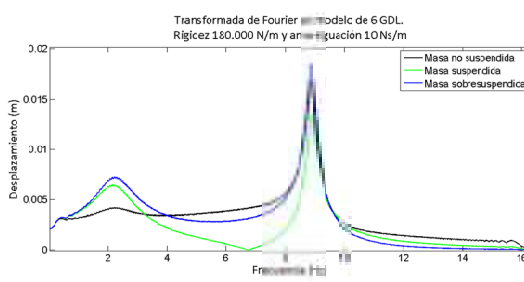


Figura 5.50. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 180.000 N/m



Conclusiones:

A la vista de los resultados mostrados en las gráficas y tabla-resumen mostrada a continuación se concluye cuando el valor de la rigidez de los soportes del motor disminuye:

- En la masa no suspendida, al igual que en el caso anterior, el valor frecuencia propia aumenta ligeramente.
- En la masa suspendida, se puede decir que no se ve afectado su comportamiento al variar los soportes del motor.
- En la masa sobresuspendida, la amplitud máxima a su frecuencia propia aumenta, ocurriendo este evento a menor frecuencia.
- Al igual que en la simulación anterior, con valores de rigidez por debajo de 250.000 N/m, la masa no suspendida y suspendida obtienen un nuevo pico fuera del entorno de su frecuencia propia, debido a que la masa sobresuspendida, en su frecuencia propia, ejerce una influencia muy notable sobre resto. En este caso, al carecer de amortiguación los soportes, esta influencia es mayor.

Masa	Rigidez 1000000	Rigidez 500000	Rigidez 300000	Rigidez 250000	Rigidez 200000	Rigidez 180000
<b>MNS</b>						
Amplitud (mm)	4.26	4.24	4.23	No apreciable	No apreciable	No apreciable
Frecuencia (Hz)	6.80	6.96	7.34			
<b>MS</b>						
Amplitud (mm)	6.41	6.42	6.43	6.44	6.45	6.45
Frecuencia (Hz)	2.22	2.22	2.22	2.22	2.22	2.22
<b>MSS</b>						
Amplitud (mm)	0.31	1.37	3.64	5.91	12.25	18.59
Frecuencia (Hz)	15.67	14.96	11.29	10.25	9.30	8.88

Tabla 5.8. Desplazamiento de las distintas masas a su frecuencia propia variando la rigidez y amortiguamiento en los soportes, en el modelo de 3 GDL.

**5.4.2 Modelo de medio vehículo de 6 grados de libertad.**

En este punto se estudia le evolución de los desplazamientos a lo largo de un barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia de un modelo de medio vehículo

transversal, de 6 GDL, excitando una sola rueda, resultando un ensayo muy similar al que se realiza en I.T.V., tal como se muestra en el modelo siguiente.

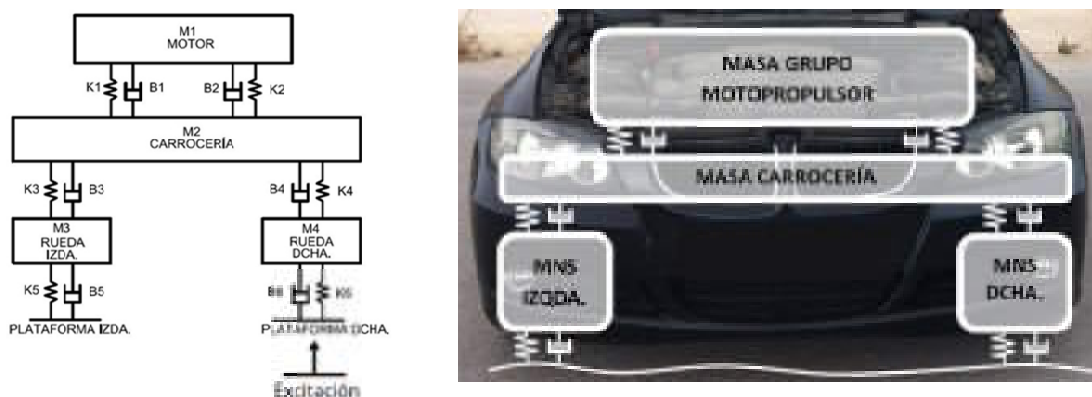


Figura 5.51. Modelo de 6 GDL con excitación de una sola rueda

Cabe destacar que los desplazamientos representados se corresponden con los de las masas no suspendidas, y desplazamientos de la parte derecha de la masa suspendida y la sobresuspendida, dado que la excitación proviene de la plataforma derecha.

Al igual que en los puntos anteriores, se realiza un análisis de sensibilidad variando la rigidez de los soportes con valores inicialmente altos, 1.000.000 N/m hasta valores de rigidez de 180.000 N/m.

En el punto 5.4.2.1 se considerará que los soportes del motor mantienen su amortiguamiento original, el siguiente punto, 5.4.2.2, se repetirá el ensayo modificando este parámetro, simulando la pérdida de líquido y por tanto de su amortiguamiento, consignando un valor muy bajo de 10 N·s/m.

Al final de cada serie de gráficas se muestra una tabla resumen con los datos más relevantes de cada simulación y se comentan los aspectos más relevantes.

#### 5.4.2.1 Simulación variando rigidez de soportes manteniendo amortiguación inicial 170 N·s/m.

A continuación se muestran 6 barridos de frecuencias de 16 Hz a 0 Hz, donde se puede apreciar el desplazamiento de la masa no suspendida excitada (color negro), masa no suspendida no excitada (color rojo), masa suspendida (color verde) y masa sobresuspendida (color azul).

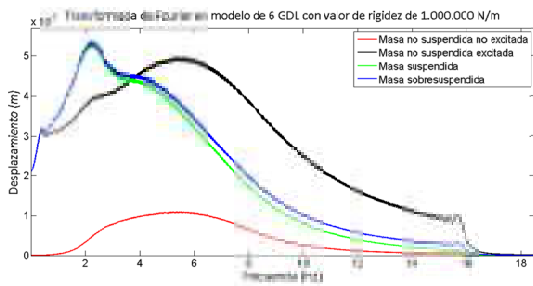


Figura 5.52. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 1.000.000 N/m.

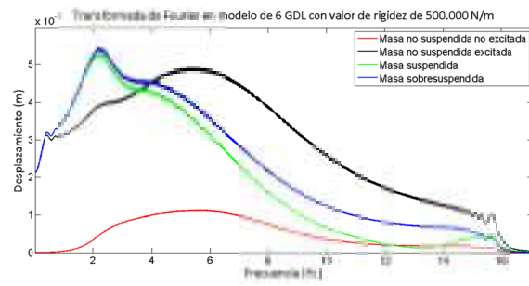


Figura 5.53. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 500.000 N/m.

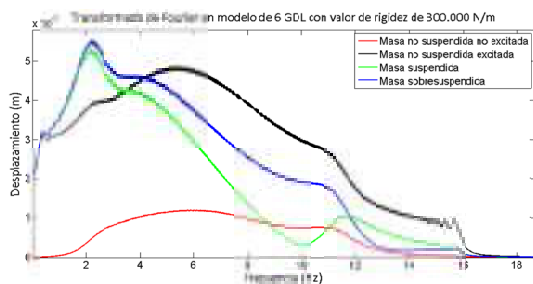


Figura 5.54. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 300.000 N/m.

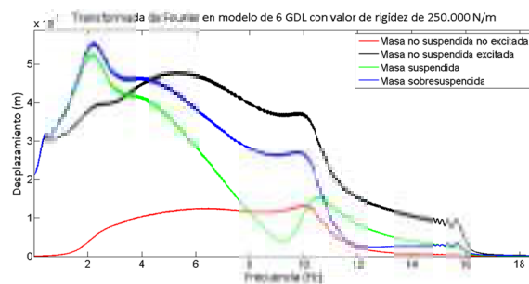


Figura 5.55. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 250.000 N/m.

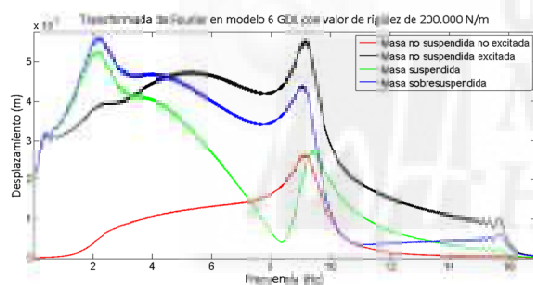


Figura 5.56. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 200.000 N/m.

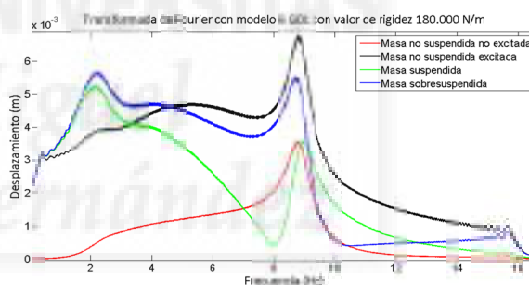


Figura 5.57. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 180.000 N/m.

### Conclusiones:

A la vista de los resultados mostrados en las gráficas anteriores y la tabla-resumen mostrada a continuación se concluye cuando el valor de la rigidez de los soportes del motor disminuye:

- En la masa no suspendida, el valor frecuencia propia no varía y tampoco su amplitud en esta frecuencia.

- En la masa suspendida, se puede decir que no se ve afectado su comportamiento al variar los soportes del motor. Se aprecia que a partir de 250000 N/m, la frecuencia propia varía de forma muy poco significativa.
- En la masa sobresuspendida, la amplitud máxima a su frecuencia propia aumenta, ocurriendo este evento a menor frecuencia.
- Al igual que en la simulación anterior, con valores de rigidez por debajo de 250.000 N/m, la masa no suspendida y suspendida obtienen un nuevo pico fuera del entorno de su frecuencia propia, debido a que la masa sobresuspendida, en su frecuencia propia, ejerce una influencia muy notable sobre resto. En este caso, al carecer de amortiguación los soportes, esta influencia es mayor.

Masa	Rigidez 1000000	Rigidez 500000	Rigidez 300000	Rigidez 250000	Rigidez 200000	Rigidez 180000
<b>MNS</b>						
Amplitud (mm)	4.97	4.92	4.85	4.82	4.77	4.74
Frecuencia (Hz)	5.38	5.38	5.35	5.35	5.38	5.35
<b>MS</b>						
Amplitud (mm)	5.31	5.30	5.29	5.29	5.28	5.28
Frecuencia (Hz)	2.22	2.22	2.22	2.15	2.15	2.15
<b>MSS</b>						
Amplitud (mm)	0.33	0.69	1.88	2.7	4.42	5.52
Frecuencia (Hz)	15.63	14.36	10.56	9.74	9.04	8.70

Tabla 5.9. Desplazamiento de las distintas masas a su frecuencia propia variando la rigidez y sin variar amortiguamiento en los soportes en el modelo de 6 GDL.

#### 5.4.2.2 Simulación variando rigidez de soportes con variación de amortiguación a 10 N·s/m

A continuación se muestran 6 barridos de frecuencias de 16 Hz a 0 Hz, donde se puede apreciar el desplazamiento de la masa no suspendida excitada (color negro), masa no suspendida no excitada (color rojo), masa suspendida (color verde) y masa sobresuspendida (color azul).

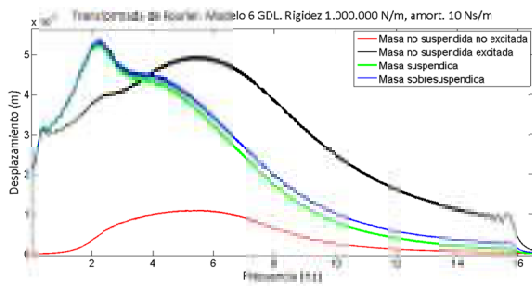


Figura 5.58. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 1.000.000 N/m

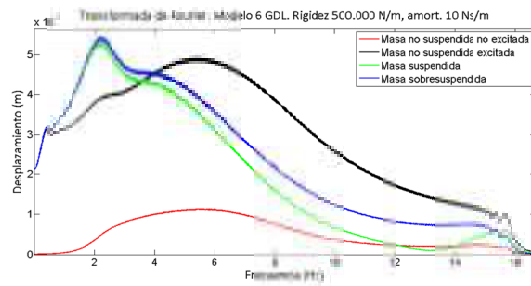


Figura 5.59. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 500.000 N/m.

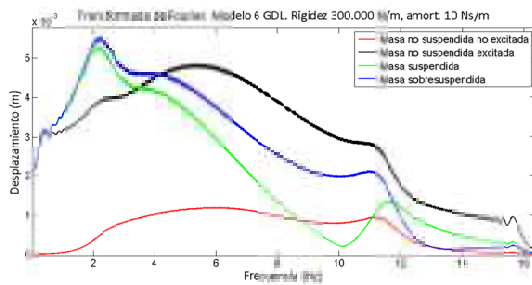


Figura 5.60 Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 300.000 N/m.

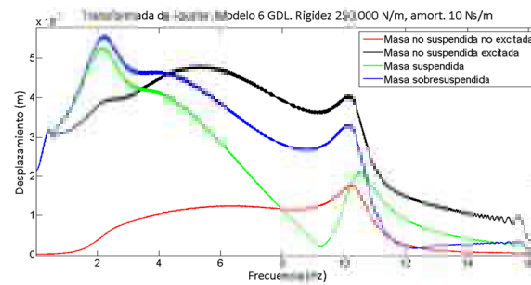


Figura 5.61. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 250.000 N/m.

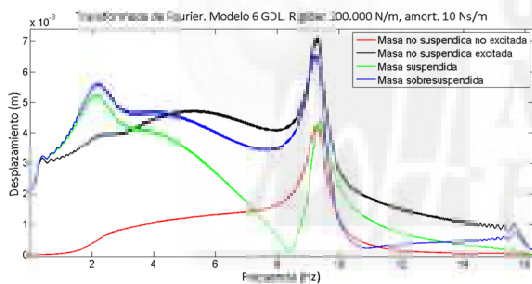


Figura 5.62. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 200.000 N/m.

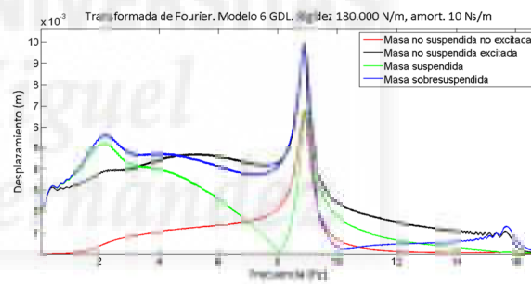


Figura 5.63. Transformada de Fourier en modelo de 6 GDL con valor de rigidez de 180.000 N/m.

### Conclusiones:

A la vista de los resultados mostrados en las gráficas anteriores y la tabla-resumen mostrada a continuación se concluye cuando el valor de la rigidez de los soportes del motor disminuye:

- En la masa no suspendida, el valor frecuencia propia, al igual que su amplitud en esta frecuencia, varía ligeramente, bajando su valor conforme la rigidez de los soporte también baja, pero de forma poco significativa.
- En la masa suspendida, se puede decir que no se ve afectado su comportamiento al variar los soportes del motor.
- En la masa sobresuspendida, la amplitud máxima a su frecuencia propia aumenta, ocurriendo este evento a menor frecuencia.
- Al igual que en la simulación anterior, con valores de rigidez por debajo de 250.000 N/m, la masa no suspendida y suspendida obtienen un nuevo pico fuera del entorno de su frecuencia propia, debido a que la masa sobresuspendida, en su frecuencia propia, ejerce una influencia muy notable sobre resto. En este caso, al carecer de amortiguación los soportes, esta influencia es mayor.

Masa	Rigidez 100000	Rigidez 50000	Rigidez 30000	Rigidez 25000	Rigidez 20000	Rigidez 18000
<b>MNS</b>						
Amplitud (mm)	4.97	4.92	4.85	4.82	4.76	4.73
Frecuencia (Hz)	5.38	5.38	5.35	5.35	5.32	5.32
<b>MS</b>						
Amplitud (mm)	5.31	5.30	5.29	5.29	5.29	5.28
Frecuencia (Hz)	2.22	2.22	2.22	2.15	2.15	2.15
<b>MSS</b>						
Amplitud (mm)	0.14	0.60	2.13	3.35	6.59	9.70
Frecuencia (Hz)	15.64	15.64	10.99	10.11	9.25	8.86

Tabla 5.10. Desplazamiento de las distintas masas a su frecuencia propia variando la rigidez y amortiguamiento en los soportes en los silentblocks en el modelo de 6 GDL

### 5.4.3 Conclusiones.

Según se puede apreciar en las gráficas representadas en el punto 5.4.1 y 5.4.2, y la compilación de tablas al final de este punto, se puede llegar a las siguientes conclusiones:

#### En la masa no suspendida:

- La frecuencia natural se ve afectada de forma significativa al considerar 3 GDL o 6 GDL, alrededor de un 25 %.





- Las amplitudes máximas en el entorno de su frecuencia propia por considerar amortiguamiento o no considerarlo en los silentblocks no se ve afectada.
- La variación en la amplitud por considerar el modelo de 3 GDL o 6 GDL se ve afectado en un valor próximo al 12 %.

En la masa suspendida:

- La frecuencia natural no se ve afectada en ningún caso, manteniéndose constante a lo largo de todas las simulaciones en 2,22 Hz.
- Las amplitudes en su frecuencia propia varía de forma significativa (17%) al considerar un cuarto de vehículo o medio vehículo.
- Sin embargo, el amortiguamiento en los soportes no parece afectar a su amplitud en 3 GDL y 6 GDL.

En la masa sobresuspendida:

- El amortiguamiento en los soportes influye de manera muy significativa en los desplazamientos de esta masa.
- Igualmente, al comparar los desplazamientos de las masas entre el modelo de 3 GDL o 6 GDL, también se aprecian diferencias significativas.
- Como cabía esperar, la frecuencia propia de los soportes del motor, es menor conforme la rigidez disminuye su valor, variando desde 15.65 Hz hasta 8,70 Hz.

Cabe destacar, que en el momento en el que la masa sobresuspendida encuentra su frecuencia propia, lógicamente, influye de forma muy significativa en el resto de las masas alterando las amplitudes máximas de estas, con valores por encima de los propios a su frecuencia propia. Este fenómeno, es aún mayor si se considera un valor de amortiguamiento suficiente en los soportes del grupo motopropulsor.

Como se ha podido comprobar, existen diferencias significativas ente el uso del modelo de dinámica vertical de cuarto de vehículo de 3 grados de libertad y el modelo de dinámica vertical de medio vehículo de 6 grados de libertad, por lo que en esta Tesis, los estudios siguientes son abordados con este modelo.

Para poder extraer mejores conclusiones, se estudiará en los puntos siguientes la influencia del estado de los soportes del grupo motopropulsor en la fuerza que ejerce la masa no suspendida sobre la plataforma de excitación. Con esta forma de proceder se podrán conseguir datos similares a los que se obtienen en las pruebas realizadas al sistema de suspensión en bancos de ensayo de medida de fuerza del tipo de I.T.V.





Se muestra a continuación las tablas de apoyo a las conclusiones realizadas.

Masa	Rigidez 1.000.000	Rigidez 500.000	Rigidez 300.000	Rigidez 250.000	Rigidez 200.000	Rigidez 180.000
<b>MNS</b> Amplitud (mm) Frecuencia (Hz)	4.27 6.82	4.24 6.96	4.26 7.47	4.37 7.66	No apreciable	No apreciable
<b>MS</b> Amplitud (mm) Frecuencia (Hz)	6.41 2.22	6.42 2.22	6.43 2.22	6.44 2.22	6.44 2.22	6.44 2.22
<b>MSS</b> Amplitud (mm) Frecuencia (Hz)	0.31 15.65	1.10 14.82	2.84 11.09	4.33 10.11	7.49 9.18	9.63 8.81

Tabla 5.7. Desplazamiento de las distintas masas a su frecuencia propia variando la rigidez y sin variar amortiguamiento en los soportes, en el modelo de 6 GDL /3 GDL.

<b>MNS</b> Amplitud (mm) Frecuencia (Hz)	4.26 6.80	4.24 6.96	4.23 7.34	No apreciable	No apreciable	No apreciable
<b>MS</b> Amplitud (mm) Frecuencia (Hz)	6.41 2.22	6.42 2.22	6.43 2.22	6.44 2.22	6.45 2.22	6.45 2.22
<b>MSS</b> Amplitud (mm) Frecuencia (Hz)	0.31 15.67	1.37 14.96	3.64 11.29	5.91 10.25	12.25 9.30	18.59 8.88

Tabla 5.8. Desplazamiento de las distintas masas a su frecuencia propia variando la rigidez y amortiguamiento en los soportes, en el modelo de 6 GDL /3 GDL.

<b>MNS</b> Amplitud (mm) Frecuencia (Hz)	4.97 5.38	4.92 5.38	4.85 5.35	4.82 5.35	4.77 5.38	4.74 5.35
<b>MS</b> Amplitud (mm) Frecuencia (Hz)	5.31 2.22	5.30 2.22	5.29 2.22	5.29 2.15	5.282 2.15	5.281 2.15
<b>MSS</b> Amplitud (mm) Frecuencia (Hz)	0.33 15.63	0.69 14.36	1.88 10.56	2.7 9.74	4.42 9.04	5.52 8.70

Tabla 5.9. Desplazamiento de las distintas masas a su frecuencia propia variando la rigidez y sin variar amortiguamiento en los soportes en el modelo de 6 GDL.

<b>MNS</b> Amplitud (mm) Frecuencia (Hz)	4.97 5.38	4.92 5.38	4.85 5.35	4.82 5.35	4.76 5.32	4.73 5.32
<b>MS</b> Amplitud (mm) Frecuencia (Hz)	5.31 2.22	5.30 2.22	5.29 2.22	5.29 2.15	5.29 2.15	5.28 2.15
<b>MSS</b> Amplitud (mm) Frecuencia (Hz)	0.14 15.64	0.60 15.64	2.13 10.99	3.35 10.11	6.59 9.25	9.70 8.86

Tabla 5.10. Desplazamiento de las distintas masas a su frecuencia propia variando la rigidez y amortiguamiento en los soportes en los silentblocks en el modelo de 6 GDL

## 5.5 Cálculo de coeficiente de amortiguamiento ante vibraciones libres.

En el caso un sistema de 1 grado de libertad, sometido a vibraciones libres, se puede determinar perfectamente los parámetros del sistema, rigidez y amortiguamiento, a partir de la curva de respuesta ante oscilaciones libres.

Tomando esta base, Calvo [14] realiza la comparativa entre 1 grado de libertad y 2 grados de libertad, exponiendo posteriormente que los resultados obtenidos con los sistemas de 1 grado de libertad son extrapolables a los de 2 grados de libertad, con un error entorno a un 5%.

Dada esta circunstancia, en este trabajo se estudia también como influye el estado de los soportes del motor en el cálculo del amortiguamiento frente a oscilaciones libres utilizando el modelo de 6 grados de libertad planteado en el apartado anterior.

En un modelo de 1 grado de libertad, excitado mediante entrada escalón, y dejándolo vibrar libremente, se tiene:

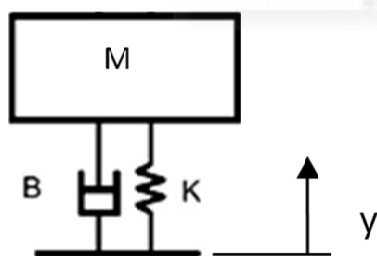


Figura 5.64. Modelo de 1 GDL sometido a oscilación libre.

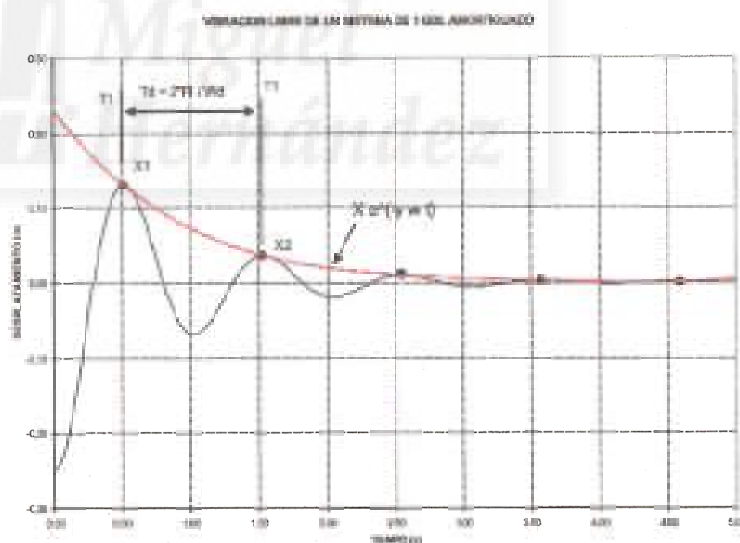


Figura 5.65. Vibración libre de un sistema de 1 GDL amortiguado

Para obtener los parámetros característicos del sistema, es suficiente determinar la frecuencia propia del sistema, midiendo el periodo de la onda en cuestión sobre la simulación, y calcular su inversa.

$$F_{am} = \frac{1}{T} \quad (5.7)$$



Si se conoce la masa  $M$ , es posible calcular su rigidez, despejando de la siguiente expresión:

$$F_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (5.8)$$

$$K = (2\pi \cdot F_n)^2 \cdot M \quad (5.9)$$

Y calcular posteriormente el amortiguamiento crítico:

$$B_{crítico} = 2 \cdot \sqrt{K \cdot M} \quad (5.10)$$

Se puede expresar la frecuencia natural de un sistema amortiguado  $F_d$  en función del coeficiente de amortiguamiento tal que:

$$F_{am} = F_n \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad (5.11)$$

Si se define “coeficiente de amortiguamiento  $\xi$ ” como:

$$\xi = \frac{B_c}{B_{crítico}} \quad (5.12)$$

Otra de forma de conocer el coeficiente de amortiguamiento,  $\xi$ , es analizando la curva envolvente de los picos de onda mencionada del sistema conociendo previamente el “decremento logarítmico  $\delta$ ” de una vibración libre amortiguada entre dos amplitudes consecutivas.

Por tanto, con los datos de la curva simulada se puede calcular el “decremento logarítmico  $\delta$ ”, como:

$$\delta = Ln \left( \frac{y_1}{y_2} \right) \quad (5.13)$$

Y el coeficiente de amortiguamiento  $\xi$  como:

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}} \quad (5.14)$$

Conociendo la frecuencia del sistema amortiguado  $F_{am}$ , se puede calcular la frecuencia natural del sistema no amortiguado como:

$$F_n = \frac{F_{am}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \quad (5.15)$$

Con este dato y la masa del sistema es posible determinar la rigidez como:

$$K = (2 \cdot \pi \cdot F_n)^2 \cdot M \quad (5.16)$$

Con el valor de la rigidez se puede calcular el valor del amortiguamiento crítico:

$$B_{crítico} = 2 \cdot \sqrt{K \cdot M} \quad (5.17)$$

Y el valor del amortiguamiento del sistema a partir de:

$$B_c = B_{crítico} \cdot \xi \quad (5.18)$$

$$\xi = \frac{C}{C_{crítico}} \quad (5.19)$$

Partiendo de estos conceptos, se procederá al cálculo del coeficiente de amortiguamiento  $\xi$ , realizando una simulación con el modelo matemático de dinámica vertical de 6 grados de libertad, excitando únicamente una rueda, con una entrada escalón y analizando los desplazamientos de la masa no suspendida correspondiente, mediante las expresiones (5.13) y (5.14).

Decremento logarítmico

Coefficiente de amortiguamiento  $\xi$

$$\delta = Ln \left( \frac{y_1}{y_2} \right)$$

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}}$$

### 5.5.1 Cálculo del coeficiente de amortiguamiento ante entrada escalón manteniendo amortiguamiento en la suspensión y variando rigidez de los soportes del motor.

En este apartado se somete a ensayo el modelo de dinámica vertical de 6 grados de libertad elegido en esta Tesis ante una entrada escalón, es decir, se someterá al modelo a un impulso y se dejará vibrar libremente. Después se analizará la curva resultante de la masa suspendida y con ello el decremento logarítmico. Finalmente, se calculará el coeficiente de amortiguamiento del sistema.

Se mantendrán todos los parámetros de origen nombrados en el punto 5.3.2 a excepción de la rigidez en los soportes del motor. Se realiza un análisis variando la rigidez de dichos soportes de 500.000 N/m a 250.000 N/m y se estudia la influencia de la variación de este parámetro sobre el coeficiente de amortiguamiento.

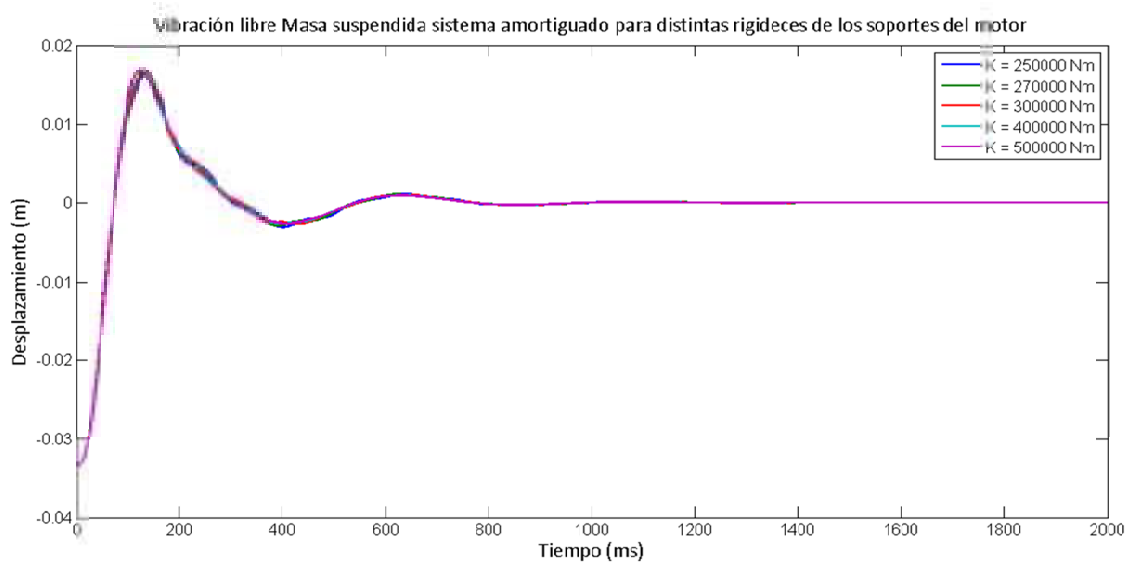


Figura 5.66. Vibración libre sistema amortiguado con distintas rigideces

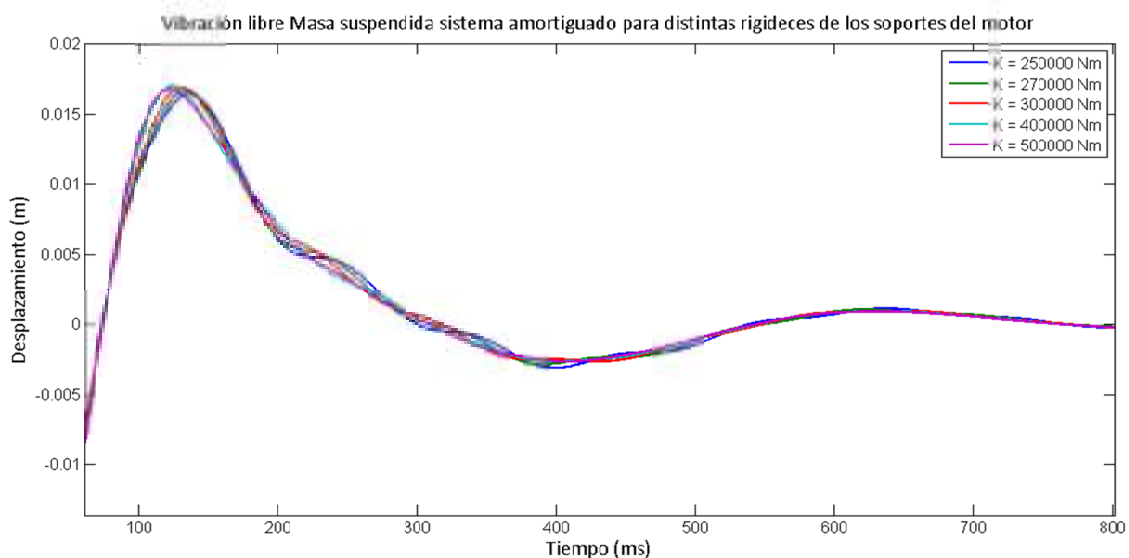


Figura 5.67. Vibración libre sistema amortiguado con distintas rigideces. Imagen ampliada.

En la imagen 5.67, se puede observar que, a pesar de haber modificado la rigidez de los soportes en la simulación, en las trayectorias descritas por la masa suspendida en el modelo de 6 grados de libertad, no existen a priori, diferencias significativas.

En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos del cálculo del decremento logarítmico y el coeficiente de amortiguamiento.

Simulaciones con distintas rigideces de soporte de motor manteniendo amortiguamiento original en amortiguador 3000 N·s/m	Decremento logarítmico $\delta = Ln\left(\frac{y_1}{y_2}\right)$	Coef. Amortiguamiento $\xi$ $\xi = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}}$
500.000 N/m	2.6617	0.27
400.000 N/m	2.8781	0.27
300.000 N/m	2.8627	0.27
270.000 N/m	2.7518	0.26
250.000 N/M	2.8873	0.26

Tabla 5.11. Cálculo de coeficientes de amortiguamiento mediante oscilaciones libres

**Conclusión:**

Observando la figura 5.67 y la tabla 5.11, se llega a una conclusión muy clara, y es que cuando el modelo de dinámica vertical empleado de 6 grados de libertad, ante oscilaciones libres, el parámetro relacionado con rigidez de los soportes del motor, prácticamente no afecta al coeficiente de amortiguamiento del sistema.





Esta conclusión parece coherente, dado que cuando el sistema es sometido a una entrada escalón comienza a vibrar en torno a la frecuencia propia del sistema de suspensión, estando ésta muy alejada del rango de frecuencias propias de los soportes del motor.

Además coinciden perfectamente con las conclusiones extraídas del punto 5.4.3, donde a bajas frecuencias, efectivamente, el sistema se comporta prácticamente igual en las simulaciones realizadas.

### 5.5.2 Estudio de la variación del coeficiente de amortiguamiento cuando este se encuentra cerca del umbral de rechazo frente a cambios en la rigidez de los soportes del motor.

En el estudio anterior, se ha calculado el coeficiente de amortiguamiento dando como resultado 0.26-0.27, coeficiente que puede ser considerado como óptimo para el tipo de vehículo simulado en el modelo matemático

Calvo [14] en su Tesis, después de un exhaustivo estudio, llega a la conclusión de que el criterio de rechazo para el eje delantero se debe establecer a partir de valores inferiores para  $\xi=0.12$ .

En este punto se estudia la posible variación del coeficiente de amortiguamiento, cuando éste se encuentra cerca del umbral de rechazo, en este caso, cerca del valor 0.12, valor a partir del cual, se podrían considerar como rechazados según el criterio de Calvo [14].

Para obtener el valor cercano al coeficiente de amortiguamiento, 0.12, que es considerado el umbral de rechazo, se ha realizado una simulación manteniendo todos los parámetros originales del modelo a excepción del amortiguamiento en el sistema de suspensión, al que se le ha asignado un valor  $B_c=1.100 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ .

Simulaciones con 500.000 N/m de rigidez en los soportes del grupo motopropulsor	Coef. Amortiguamiento $\xi$ $\xi = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}}$
$B_c = 1100 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$	0.126

Una vez obtenido el coeficiente buscado, en este caso 0.126, se reintroducen los parámetros en el modelo de dinámica vertical de 6 grados de libertad, esta vez con

amortiguamiento en el sistema de suspensión  $B_c=1.100$  N·s/m, modificando la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor, asignando una rigidez de 250.000 N/m excitando el sistema con la misma entrada escalón anterior.

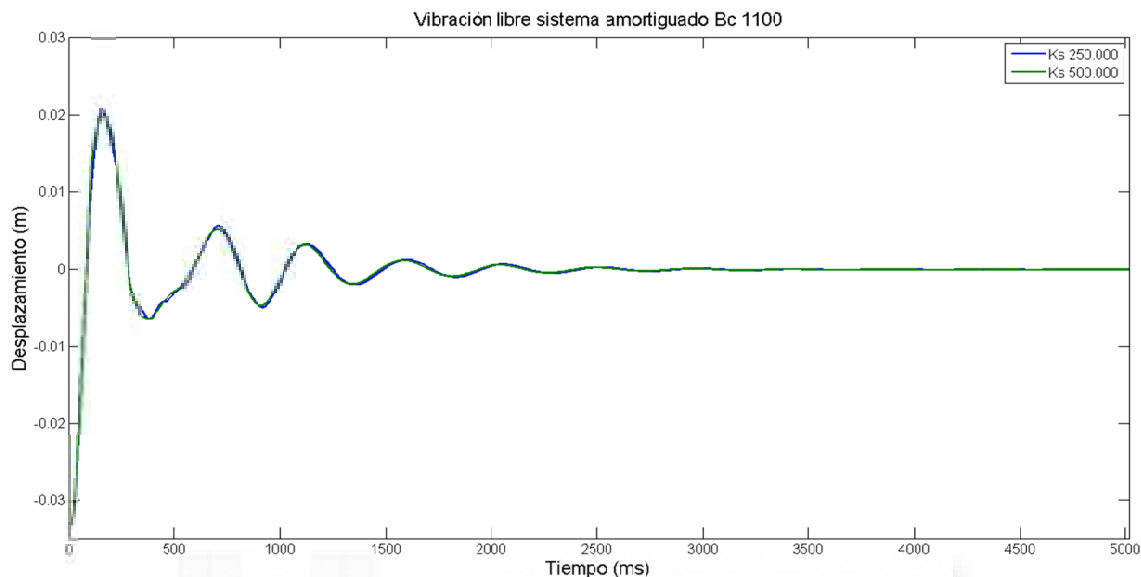


Figura 5.68. Vibración libre sistema amortiguado con rigideces en soportes de 500.000 N/m y 250.000 N/m y amortiguamiento en suspensión 1100 N·s/m

En la figura 5.68 y 5.69 se muestran las superposiciones de las gráficas buscadas. Como se puede observar, las diferencias entre los desplazamientos de la masa suspendida ante entrada escalón son muy poco significativas. A penas se observa una diferencia de máximo desplazamiento para la simulación cuyos soportes poseían menor rigidez.

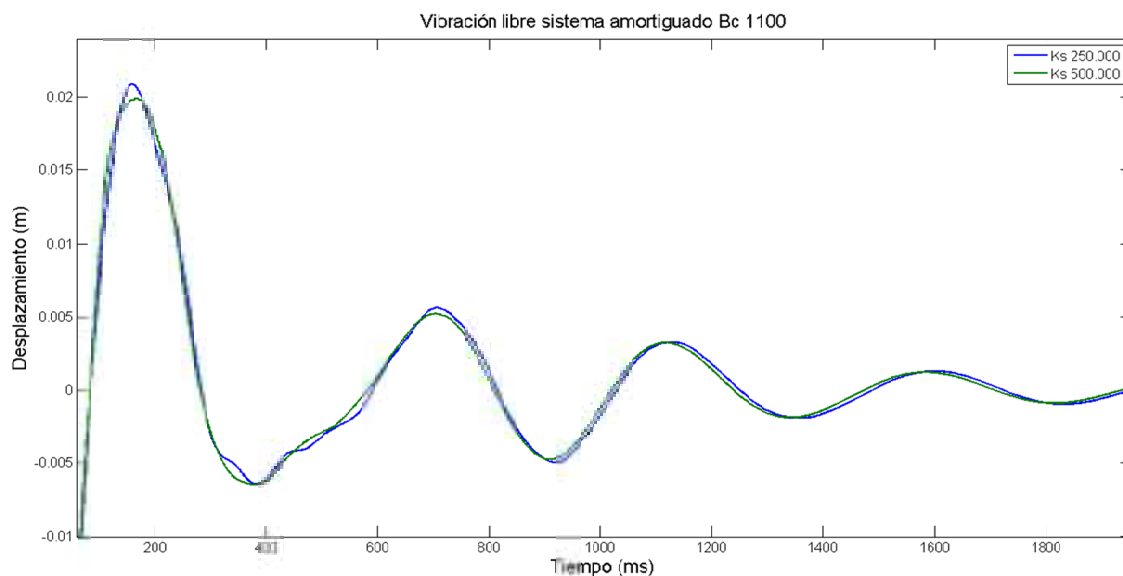


Figura 5.69. Vibración libre sistema amortiguado con rigideces en soportes de 500.000 N/m y 250.000 N/m y amortiguamiento en suspensión 1100 N·s/m ampliada.

En la tabla siguiente se muestra el resultado del cálculo del coeficiente de amortiguamiento en ambos casos.

<b>Simulaciones con <math>B_c = 1100 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}</math></b>	<b>Coef. Amortiguamiento <math>\xi</math></b>	$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}}$
$K_c = 500.000 \text{ N}/\text{m}$	0.126	
$K_c = 250.000 \text{ N}/\text{m}$	0.123	

Conclusión:

Con los valores obtenidos en esta simulación, se confirma que la rigidez de los soportes del motor, prácticamente no afecta al coeficiente de amortiguamiento del sistema, ni siquiera cuando éste se encuentra cerca del umbral de rechazo.



## 5.6 Estudio de la fuerza sobre la plataforma en bancos de ensayo de I.T.V. en el dominio de la frecuencia.

Es conocido que un tipo de banco de ensayo de suspensiones utilizado en I.T.V. se basa en la medida de fuerza sobre la plataforma sobre la que descansa la rueda excitada.

En el punto 3.4 se ha demostrado que cuando la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor baja por debajo de 250.000 N/m los desplazamientos máximos de la masa no suspendida y suspendida aumentan, dado que la masa sobresuspendida se afecta significativamente al comportamiento del sistema, hecho que hace pensar que la fuerza sobre la plataforma puede verse afectada y por tanto influir a los resultados del ensayo en I.T.V. para valorar el estado del amortiguador.

En los puntos sucesivos se estudia la evolución de la fuerza en un ensayo de barrido de frecuencias en las mismas condiciones iniciales de excitación del punto 3.4.

### 5.6.1 Método de cálculo.

El objetivo de este punto es definir la metodología para el cálculo de los incrementos y decrementos de fuerza que se aplican sobre la plataforma del banco de ensayos de suspensiones cuando éste excitada al sistema.

Es importante señalar, que no se mide o calcula la fuerza total, ya que esta comprendería al peso propio, sino que sólo mide la fuerza extra que el sistema devuelve a la plataforma de excitación al ser excitado.

En un modelo de 1 GDL como el mostrado en la figura adjunta:

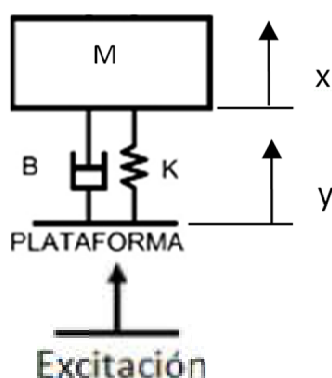


Figura 5.70. Modelo de 1 GDL con excitación forzada

A partir del principio de d'Alembert se puede deducir:

$$\sum \text{Fuerzas externas y de inercia} = 0 \quad (5.20)$$

$$M \cdot \ddot{x} + B \cdot \dot{x} + K \cdot x - (B \cdot \dot{y} + K \cdot y) = 0$$

Y este razonamiento puede ser extendido al modelo de 6 GDL:

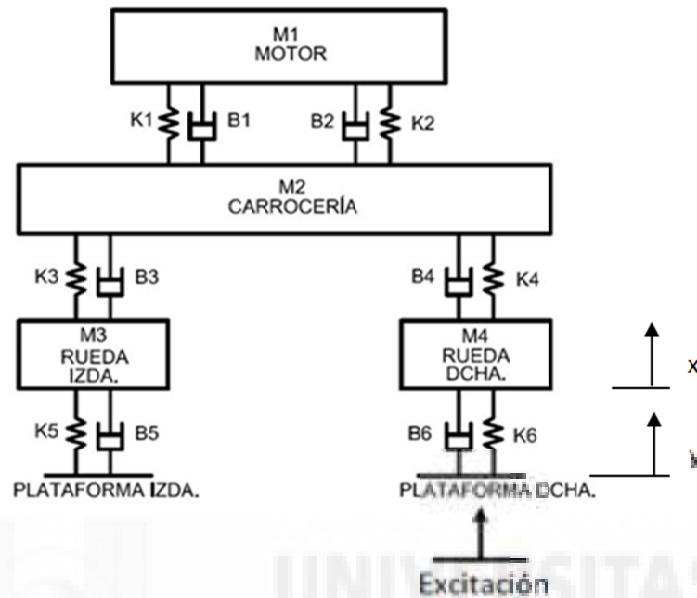


Figura 5.71. Modelo de 6 GDL con excitación forzada en plataforma

De modo que la fuerza de excitación, para el caso del ensayo sobre la rueda derecha, sería:

$$B6 \cdot \dot{y} + K6 \cdot y = M_{eq} \cdot \ddot{x} + B_{eq} \cdot \dot{x} + K_{eq} \cdot x \quad (5.21)$$

Siendo la masa, amortiguamiento y rigidez equivalentes, las proporcionales al cuarto de vehículo estudiado, teniendo en cuenta las masas, amortiguamientos y rigideces por encima de la masa no suspendida.

Gracias al modelo matemático, es posible obtener la fuerza sobre la plataforma mediante la siguiente expresión:

$$\text{Fuerza sobre plataforma: } B6 \cdot (\dot{x} - \dot{y}) + K6 \cdot (x - y) \quad (5.22)$$

Dado que se puede obtener de las simulaciones las diferencias de desplazamientos y velocidades entre plataforma y masa no suspendida, que multiplicados por los factores correspondientes al amortiguamiento y rigidez del neumático considerados, a lo largo de un barrido de frecuencias, se puede obtener por tanto, la fuerza sobre la

plataforma a lo largo del barrido de frecuencias para poder observar, si realmente influye o no el estado de los soportes del motor sobre ésta.

En la gráfica siguiente se muestra la evolución de la fuerza sobre la plataforma, en un barrido de frecuencias de 16 Hz a 0 Hz el dominio del tiempo, utilizando el modelo de dinámica vertical de 6 GDL para una rigidez de soportes del grupo motopropulsor  $K_s=300.000$  N/m y un amortiguamiento en la suspensión  $B_c=900$  N·s/m.

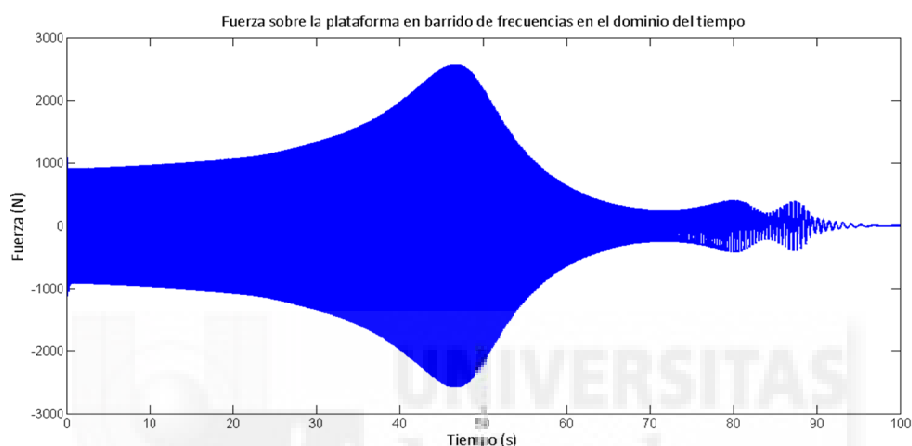


Figura 5.72. Fuerza sobre la plataforma en barrido de frecuencias en el dominio del tiempo con valores  $K_s=300.000$  N/m y  $B_c=900$  N·s/m.

Partiendo de la gráfica obtenida en el dominio del tiempo, y aplicando el algoritmo FFT, es posible la obtención de la evolución de la fuerza sobre la plataforma, en un barrido de frecuencias de 16 Hz a 0 Hz el dominio de la frecuencia.

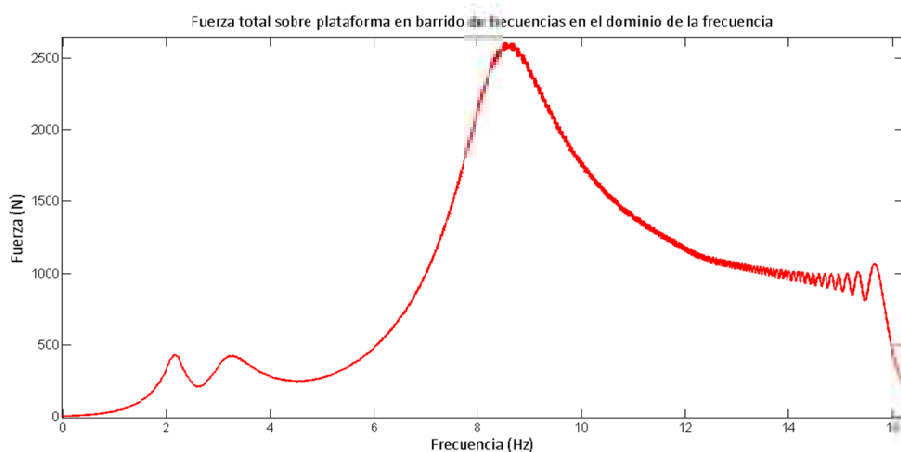


Figura 5.73. Fuerza sobre la plataforma en barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia con valores  $K_s=300.000$  N/m y  $B_c=900$  N·s/m.

### 5.6.2 Estudio de la variación de la fuerza sobre la plataforma simulando el deterioro de los soportes del grupo motopropulsor.

Para saber si la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor puede afectar o no a la fuerza sobre la plataforma, se somete al modelo matemático a un barrido de frecuencias variando únicamente la  $K_s$ , desde 500.000 N/m hasta 150.000 N/m. Con el fin de conseguir valores del coeficiente de amortiguamiento,  $\xi$ , cercanos al umbral de rechazo, 0.12, el amortiguamiento de la suspensión se fija en 1.200 N·s/m.

Realizando una composición de las evoluciones de las fuerzas a lo largo del barrido de frecuencias configurado, se obtiene las siguientes gráficas superpuestas, en función de la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor empleada.

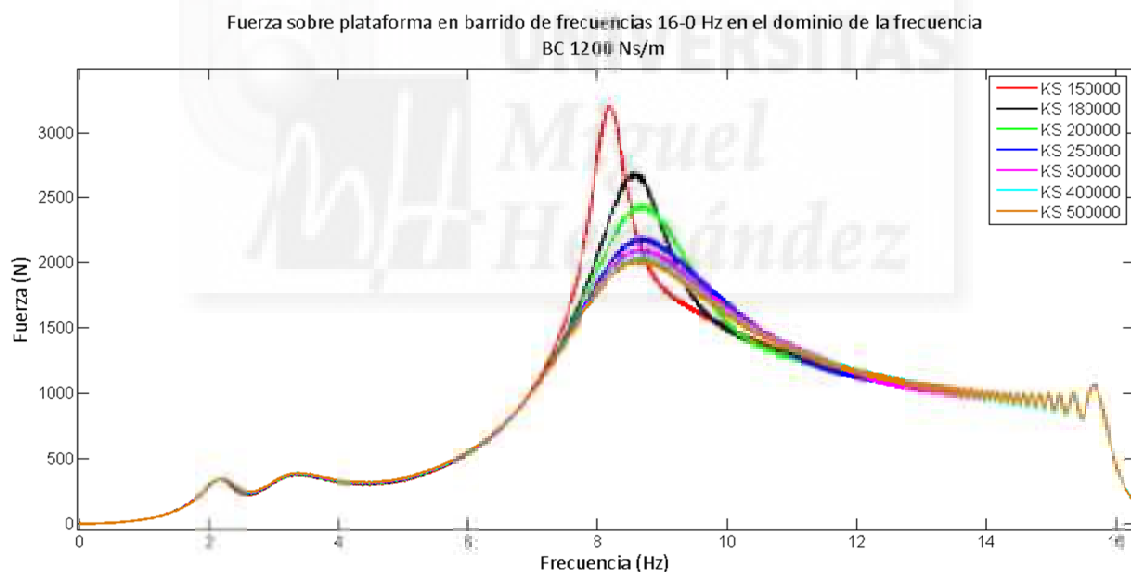


Figura 5.74. Fuerza sobre la plataforma en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio de la frecuencia, amortiguamiento  $B_c$ : 1200 N·s/m

A la vista de gráfica mostrada, se puede apreciar rápidamente, que la fuerza sobre la plataforma sí se ve afectada de forma significativa en función de los soportes del grupo motopropulsor, sobre todo en el entorno de los 7 Hz y 10 Hz, zona frecuencias donde se conoce que la masa no suspendida muestra su frecuencia propia.

En la gráfica siguiente se puede muestra de forma ampliada la zona mencionada.

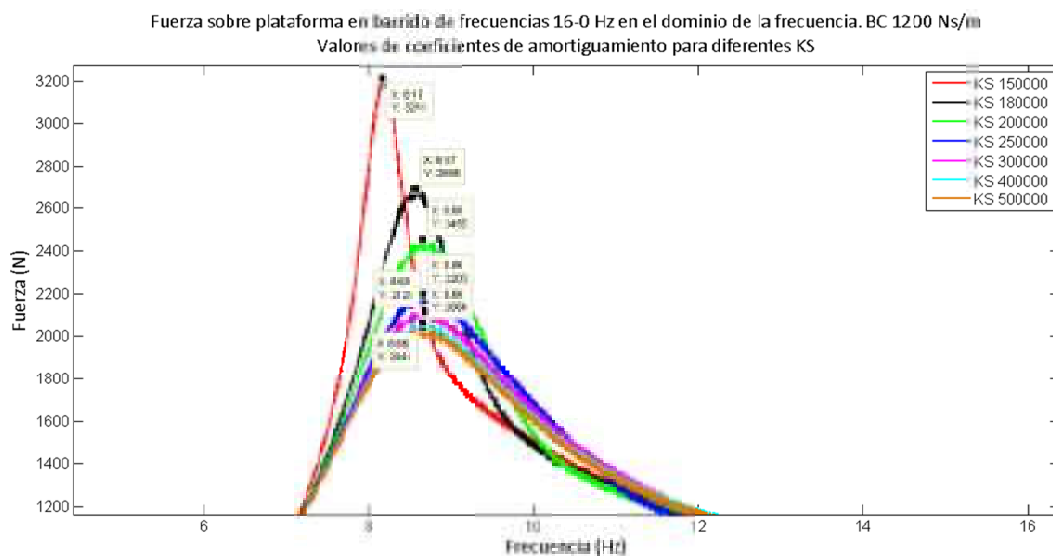


Figura 5.75. Fuerza sobre la plataforma en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio de la frecuencia, amortiguamiento Bc: 1200 N-s/m. Frecuencia propia masa no suspendida. Datos.

Se puede apreciar que la fuerza sobre la plataforma varía de 3.211 N para Ks: 150.000 N/m hasta 2.041 N para Ks: 500.000 N/m, por lo que se deduce que el estado de los soportes del grupo motopropulsor sí afecta de forma significativa en los resultados de este ensayo situándose para este caso en un 36% de variación de la fuerza total máxima.

En la gráfica siguiente se muestra la zona de frecuencia propia de la masa suspendida.

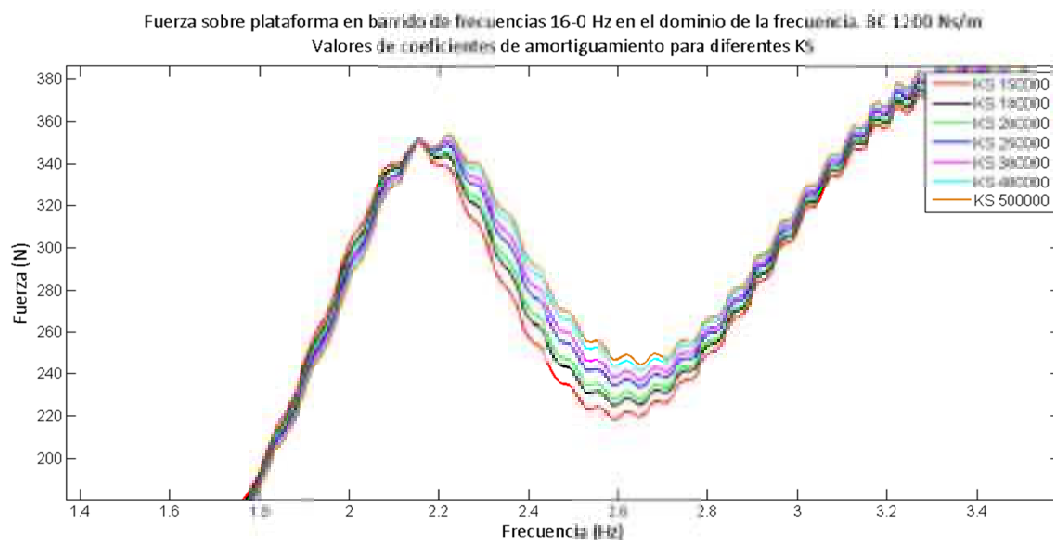


Figura 5.76. Fuerza sobre la plataforma en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio de la frecuencia, amortiguamiento Bc: 1200 N-s/m. Frecuencia propia masa suspendida.





Sin embargo, en la zona de la frecuencia propia de la masa suspendida apenas parece verse afectada la fuerza máxima sobre la plataforma. Solamente se puede apreciar una diferencia de 4 N entre la fuerza obtenida con los soportes del grupo motopropulsor más rígidos y menos rígidos, lo cual se considera no significativo.

Se estima necesario detallar, que el parámetro amortiguamiento de los soportes del grupo motopropulsor 170 N·s/m ha sido considerado en todas las simulaciones en los puntos 5.5 y 5.6.

Al margen de lo plasmado en esta Tesis, se han efectuado simulaciones variando el amortiguamiento de dichos soportes obteniendo una variación del 2% con respecto a las simulaciones plasmadas. Se concluye por tanto que, realizar un análisis de sensibilidad del parámetro amortiguamiento de los soportes, no tiene demasiado sentido por la poca influencia respecto a la variación obtenida con la variación de la rigidez de dichos soportes.

### **5.6.3 Cálculo del coeficiente de amortiguamiento, $\xi$ .**

Como se ha comentado anteriormente, Calvo [14], en su Tesis Doctoral, establece como umbral de rechazo, un coeficiente de amortiguamiento en el eje delantero menor de 0.12, y demuestra que este coeficiente puede ser obtenido tanto de la curva de fuerza sobre la plataforma en la frecuencia de la masa no suspendida como de la propia de la masa suspendida.

En sus ensayos experimentales con banco de suspensiones, Calvo [14] menciona que con los actuales equipos no es posible excitar a la frecuencia propia del sistema de suspensión a no ser que el vehículo sea extremadamente ligero, para lo cual propone aplicar su método de cálculo del coeficiente de amortiguamiento en el entorno de la frecuencia propia de la masa no suspendida, donde los equipos sí tienen par suficiente de excitación.

En este punto se va a estudiar la metodología empleada por Calvo [14] para la obtención del coeficiente de amortiguamiento,  $\xi$  a partir de las curvas de fuerza sobre la plataforma en el dominio de la frecuencia y cómo éste puede verse afectado en el

entorno de las frecuencias propias de las masas suspendidas y no suspendidas variando la rigidez de los soportes del motor.

La intención de este estudio es poder analizar si el criterio planteado por Calvo es lo suficientemente sólido frente a cambios de rigidez en los soportes de la masa sobresuspendida.

En un barrido de frecuencias de un sistema amortiguado el coeficiente de amortiguamiento puede obtenerse como:

$$\xi = \frac{F_2^2 - F_1^2}{4 \cdot F_R^2} \quad (5.23)$$

Siendo:

$F_R$ : Frecuencia de resonancia de la masa suspendida

$F_1$  y  $F_2$  son las frecuencias para las cuales la potencia pasa a ser la mitad que en el punto máximo,  $\frac{F_{m\acute{a}x}}{\sqrt{2}}$ , para buscar las frecuencias correspondientes a esos valores de fuerza  $F_1$  y  $F_2$ .

Como ejemplo de cálculo se puede tomar la siguiente gráfica, obtenida con un amortiguamiento  $B_c$ : 1.200 N·s/m, y  $K_s$ : 250.000 N/m, manteniendo el resto de parámetros originales del modelo.

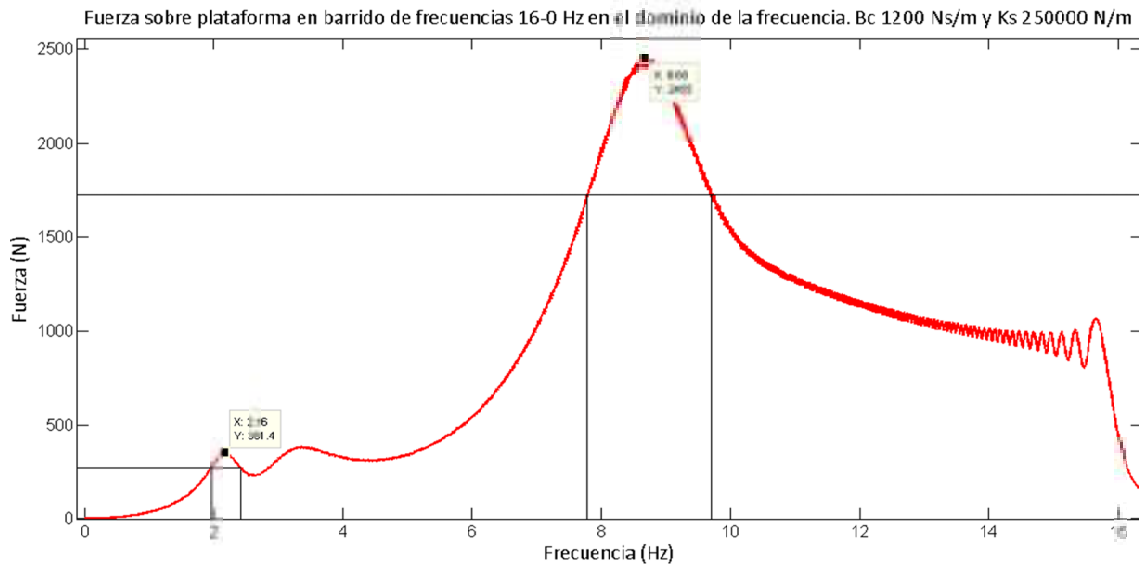


Figura 5.77. Ejemplo de toma de datos para el cálculo del coeficiente de amortiguamiento de la gráfica de la fuerza en barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia.

Los datos obtenidos para calcular  $\xi$  son en masa suspendida:

$$F_R: 2,16 \text{ Hz} \quad F_1: 1,92 \text{ Hz} \quad F_2: 2,55 \text{ Hz} \quad F_{\text{máx}}: 351,5 \text{ N} \quad \frac{F_{\text{máx}}}{\sqrt{2}}: 250 \text{ N}$$

Obteniendo un valor para el coeficiente de amortiguamiento:

$$\xi = \frac{F_2^2 - F_1^2}{4 \cdot F_R^2} = 0,15$$

Los datos obtenidos para calcular  $\xi$  son en masa no suspendida:

$$F_R: 8,68 \text{ Hz} \quad F_1: 7,81 \text{ Hz} \quad F_2: 9,68 \text{ Hz} \quad F_{\text{máx}}: 2.455 \text{ N} \quad \frac{F_{\text{máx}}}{\sqrt{2}}: 1.736 \text{ N}$$

Obteniendo un valor para el coeficiente de amortiguamiento:

$$\xi = \frac{F_2^2 - F_1^2}{4 \cdot F_R^2} = 0,12$$

### Conclusión inicial:

Teniendo en cuenta esta primera aproximación, ya se puede observar que el coeficiente de amortiguamiento calculado puede variar sin cambiar el valor del amortiguamiento de la suspensión.

#### **5.6.4 Análisis del coeficiente de amortiguamiento, $\xi$ , cuando varía la rigidez del grupo motopropulsor.**

Siguiendo con el mismo ejemplo anterior, se calcula ahora el coeficiente de amortiguamiento,  $\xi$ , sometiendo al modelo matemático a un barrido de frecuencias según el punto 5.3.1 variando en los parámetros originales del modelo, únicamente, la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor,  $K_s$ , desde 500.000 N/m hasta 150.000 N/m y fijando el amortiguamiento de la suspensión 1.200 N·s/m.

Este análisis se llevará a cabo en dos entornos diferentes, en el de la frecuencia propia de la masa no suspendida y el de la masa suspendida, con el fin de valorar las diferencias encontradas.

En el entorno de la frecuencia de la masa no suspendida se obtienen las siguientes gráficas con sus respectivos coeficientes de amortiguamiento,  $\xi$ , según la figura 5.78.

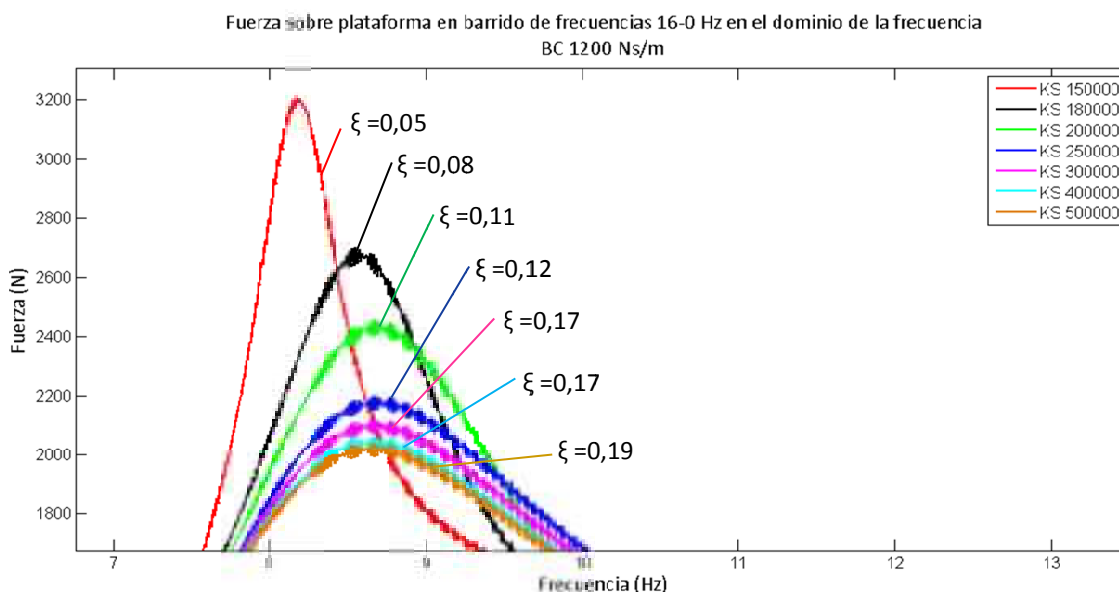


Figura 5.78. Coeficientes de amortiguamiento calculados en torno a la frecuencia propia de la masa no suspendida.

### Conclusión:

A la vista de los resultados, se puede deducir que el valor del coeficiente de amortiguamiento,  $\xi$ , se ve afectado de forma significativa con la variación de la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor.

Es de destacar que el valor de  $\xi$ , disminuye notablemente para valores de rigidez de los soportes del motor por debajo de 250.000 N/m.

Este hecho se podía intuir cuando fueron valoradas las gráficas de la evolución de la fuerza sobre la plataforma a lo largo del barrido de frecuencias mencionado en el punto 5.6.2.

En el entorno de la frecuencia de la masa suspendida se obtienen las siguientes gráficas con sus respectivos coeficientes de amortiguamiento,  $\xi$ , según se muestra en la figura 5.79.

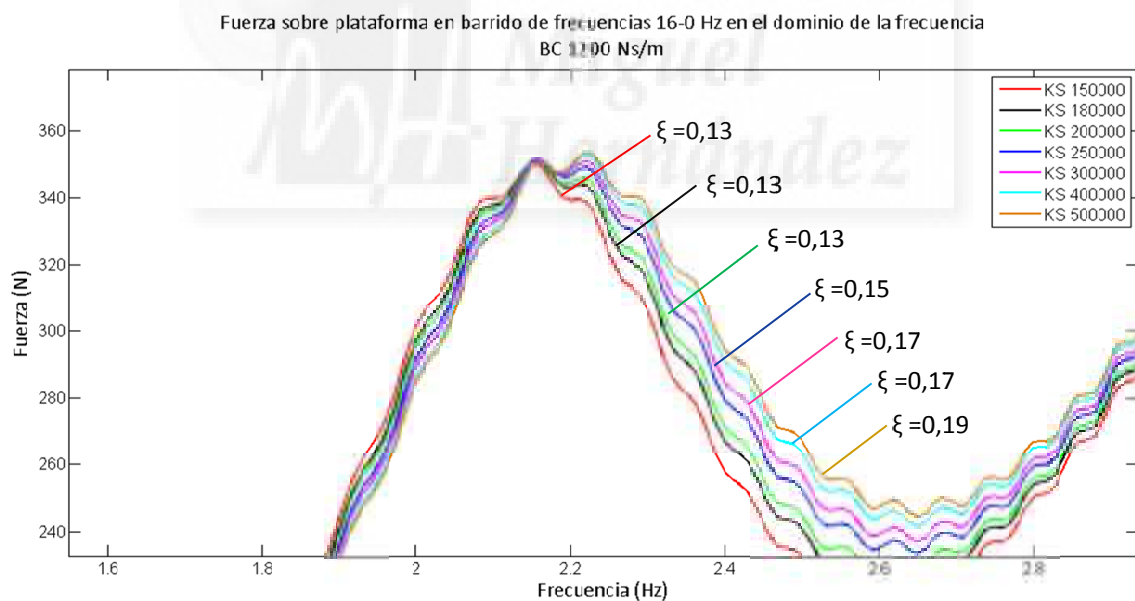


Figura 5.79. Coeficientes de amortiguamiento calculados en torno a la frecuencia propia de la masa suspendida.

### Conclusión:

En este análisis, se puede deducir que el valor del coeficiente de amortiguamiento,  $\xi$ , se ve menos afectado con la variación de la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor que en el entorno de la masa no suspendida.

El valor de  $\xi$ , disminuye de forma progresiva, de 0.19 a 0.15, para valores de rigidez de los soportes del motor entre 500.000 N/m y 250.000 N/m. Para valores de rigidez por debajo de 250.000 N/m, los valores de  $\xi$ , se estabilizan en el valor 0.13, no viéndose afectado por la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor.

Se muestra a continuación una tabla con los valores de  $\xi$  obtenidos para distintas rigideces del grupo motopropulsor.

Rigidez soportes masa sobresuspendida (N/m)	$\xi$ en frecuencia de masa no suspendida	$\xi$ en frecuencia de masa suspendida
150.000	0,05	0,13
180.000	0,08	0,13
200.000	0,11	0,13
250.000	0,12	0,15
300.000	0,17	0,17
400.000	0,17	0,17
500.000	0,19	0,18

Tabla 5.12. Cálculo de coeficientes de amortiguamiento utilizando la fuerza en el dominio de la frecuencia

### **Conclusiones:**

De los valores de esta simulación se puede deducir lo siguiente:

- Cuando los soportes del motor están en muy buen estado, es decir, con una rigidez igual o superior a 300.000 N/m, se puede observar la coincidencia de resultados en el cálculo del coeficiente de amortiguamiento en ambos entornos de frecuencia.
- Cuando la rigidez de los soportes es igual o inferior a 250.000 N/m, los resultados del ensayo se ven muy afectados, sobre todo si se inspecciona en el



- entorno de la frecuencia de la masa no suspendida, donde los vehículos podrían ser rechazados con el criterio planteado por Calvo [14], dado que los valores obtenidos para  $\xi$  son inferiores a 0,12.
- Se observa que el coeficiente de amortiguamiento se ve menos afectado cuando se calcula en el entorno de la frecuencia de la masa suspendida. Se aprecia que para valores de rigidez por debajo de 250.000 N/m, los valores de  $\xi$ , se estabilizan en el valor 0.13, no viéndose afectado por la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor. En este caso, con el criterio planteado por Calvo [14], todos los amortiguadores, independientemente del estado de los soportes de la masa sobresuspendida, sería dados por aptos.

De este análisis, se puede deducir que es posible la existencia de amortiguadores en buen estado y que podrían resultar rechazados si se analiza en el entorno de la frecuencia propia de la masa no suspendida con el criterio planteado en la Tesis Doctoral de Calvo [14]

Bajo estas circunstancias, se propone en el Capítulo 6 una adaptación del criterio de inspección del sistema de suspensión en I.T.V. propuesto por Calvo.

## **5.7 Estudio de la fuerza en el sistema de suspensión en bancos de ensayo de I.T.V. en el dominio de la frecuencia.**

En el estudio realizado en el punto 5.6 se ha obtenido el coeficiente de amortiguamiento, a través del cálculo de la fuerza de contacto sobre la plataforma, que era hallada indirectamente en el modelo con los valores de los desplazamientos y velocidades de la plataforma de excitación y de la masa no suspendida.

El método explicado en el punto 5.6.1, podría ser aplicable, de forma casi directa, en bancos de ensayo del sistema de suspensión que están basados en la medida de fuerza, y se podría desarrollar una metodología para establecer la aceptación y rechazo del ensayo de suspensiones, como se verá en el capítulo 7.

Para saber el estado de un amortiguador en un vehículo, es decir, sus características dinámicas, es necesario disponer de un banco específico de ensayos, para lo cual, es necesario su desmontaje [53], obteniendo las curvas típicas del amortiguamiento de este elemento [29].

Este punto no se desarrolla, en principio, con una clara vocación para ser comparado con bancos de ensayo de suspensiones, si bien, se cree conveniente el análisis matemático del sistema para el cálculo del coeficiente de amortiguamiento, ya que en el caso planteado, la influencia de la presión de los neumáticos no influirá para determinar el coeficiente de amortiguamiento del sistema.

Este estudio toma como datos de partida el desplazamiento y velocidad de la masa no suspendida y la masa suspendida, dejando de lado lo que ocurre en la cinemática entre plataforma y masa no suspendida, tal como se muestra en la figura siguiente.

De este modo, partiendo de los parámetros rigidez y amortiguamiento, y sabiendo la diferencia de desplazamientos y velocidades a lo largo de un barrido de frecuencias, es posible la obtención de la fuerza en el sistema de suspensión a lo largo de dicho barrido.



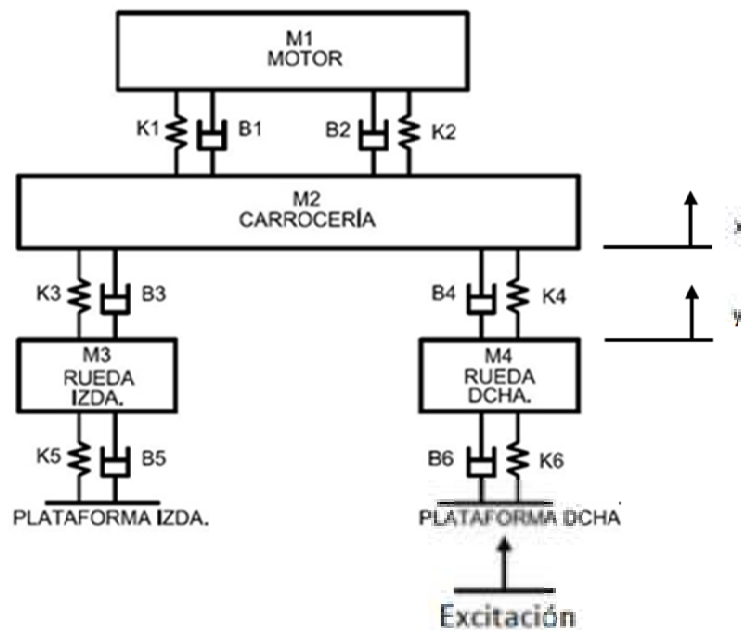


Figura 5.80. Modelo de 6 GDL con excitación forzada, tomando medidas en suspensión

### 5.7.1 Cálculo de coeficientes de amortiguamiento en el entorno de las frecuencias propias de la masa suspendida y no suspendida variando la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor.

- Estudio con amortiguamiento en la suspensión 1100 N·s/m.

En este primer estudio se mantendrán todos los parámetros del modelo originales a excepción de la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor, que variará de 500.000 N/m a 150.000 N/m, y el valor de amortiguamiento de la suspensión, al que se le ha asignado un valor de 1.100 N·s/m.

El valor del amortiguamiento en la suspensión ha sido fijado en 1.100 N·s/m con el objeto de obtener un coeficiente de amortiguamiento cercano a 0.12, (correspondiendo este valor con el umbral de rechazo propuesto por Calvo [14] en su Tesis Doctoral) para observar cómo se ve afectado este valor con los cambios de rigidez en los soportes del motor.

Finalmente se comparará los resultados obtenidos en el coeficiente de amortiguamiento obtenido por este método, con el obtenido mediante el análisis del decremento logarítmico estudiado en el punto 5.2.2.

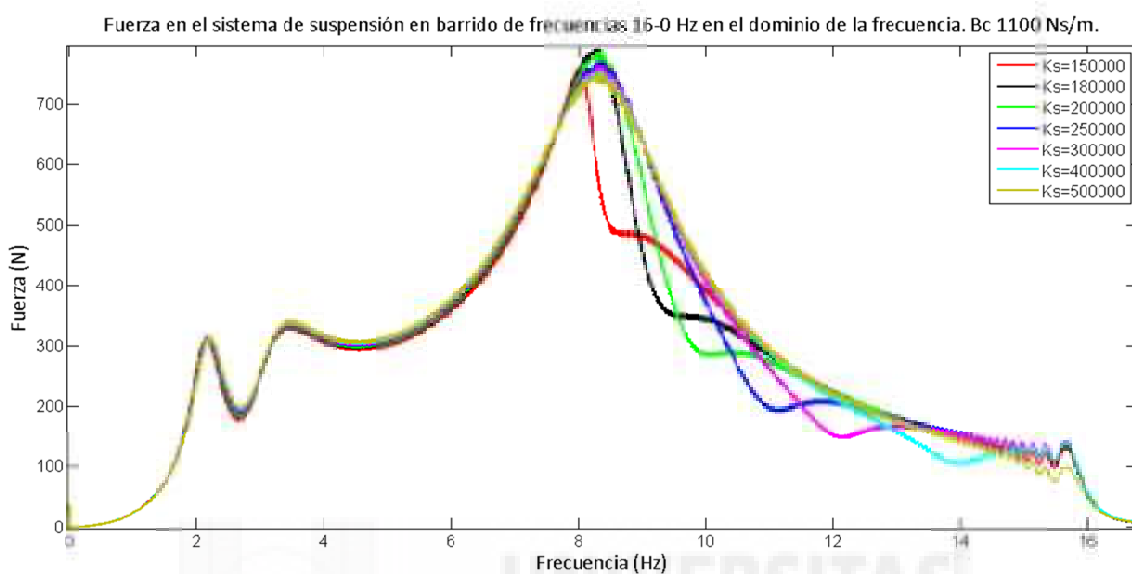


Figura 5.81. Fuerza en la suspensión en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio de la frecuencia, amortiguamiento  $B_c$ : 1100 N·s/m.

A la vista de gráfica mostrada en la figura 5.81, se puede apreciar, que la fuerza en el sistema de suspensión sí se ve afectada de forma significativa en función de los soportes del grupo motopropulsor, sobre todo en el entorno de los 7 Hz y 14 Hz, es decir en el entorno de la frecuencia propia de la masa no suspendida.

En la figura 5.82 se puede muestra de forma ampliada correspondiente a la frecuencia propia de la masa no suspendida.

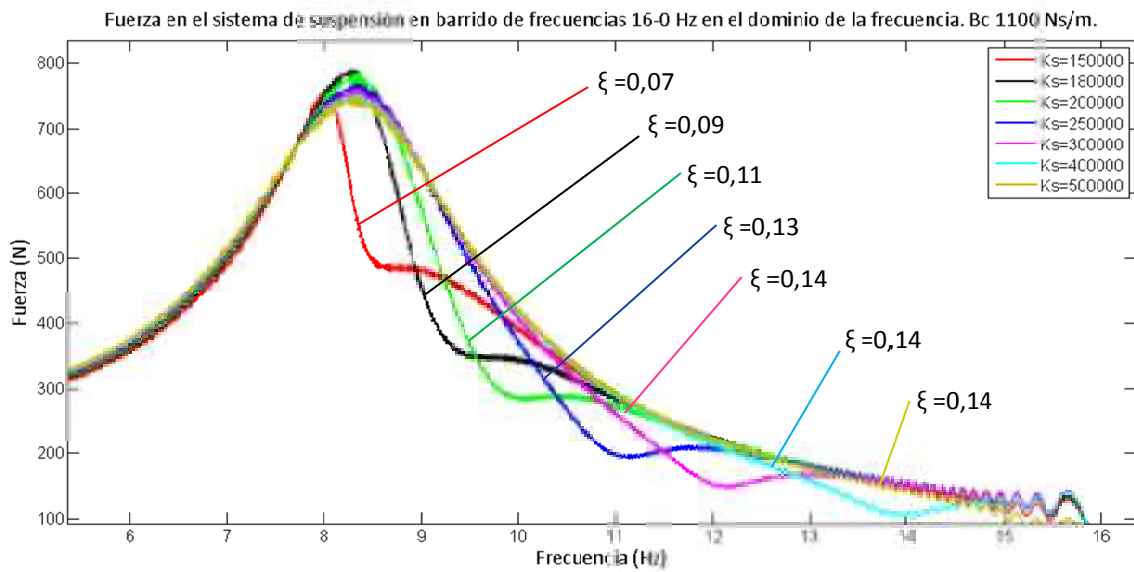


Figura 5.82. Fuerza en la suspensión en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio de la frecuencia, amortiguamiento Bc: 1100 N·s/m. Frecuencia propia masa no suspendida.

A la vista de los resultados de las gráficas, se puede deducir que el valor de la fuerza en el punto estudiado se ve afectado de forma significativa con la variación de la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor.

Este hecho se podía coincide prácticamente cuando fueron valoradas las gráficas de la evolución de la fuerza sobre la plataforma a lo largo del barrido de frecuencias mencionado en el punto 5.6.2. y 5.6.4.

En el entorno de la frecuencia de la masa suspendida se obtienen las siguientes gráficas con sus respectivos coeficientes de amortiguamiento,  $\xi$ , según se muestra en la figura 5.83.

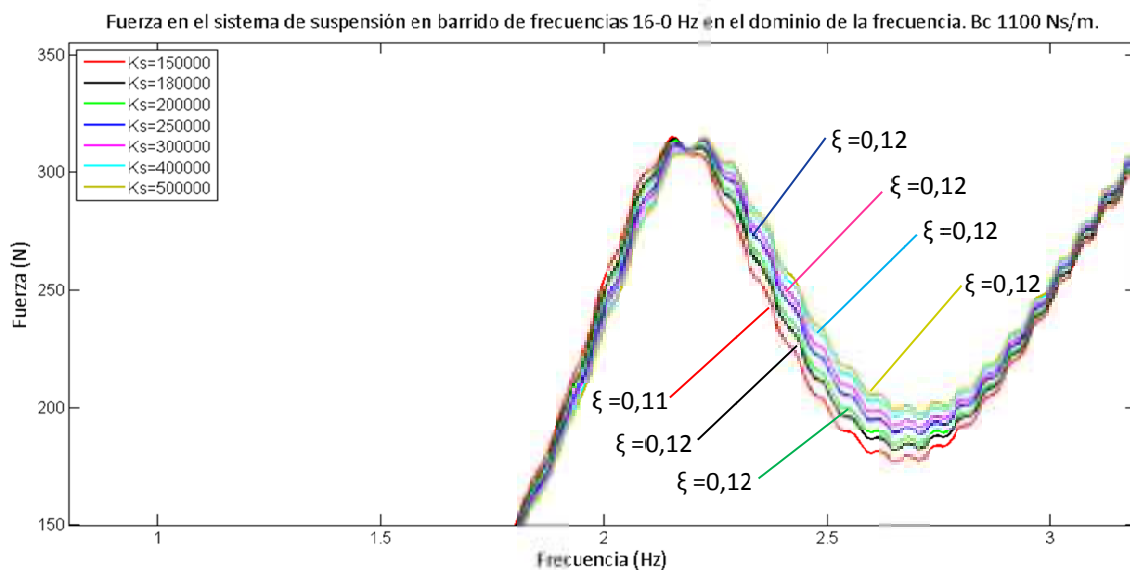


Figura 5.83. Fuerza en la suspensión en barrido de frecuencias 16-0 Hz en el dominio de la frecuencia, amortiguamiento Bc: 1100 N·s/m. Frecuencia propia masa suspendida.

En este análisis, se puede deducir que el valor de la fuerza en este punto se ve menos afectado con la variación de la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor que en el entorno de la masa no suspendida.

En base a los datos obtenidos en las gráficas anteriores, los coeficientes de amortiguamiento han sido calculados en los dos entornos de las frecuencias propias de la masa suspendida y no suspendida, obteniendo la siguiente tabla de valores:

Rigidez soportes masa sobresuspendida (N/m)	$\xi$ en frecuencia de masa no suspendida	$\xi$ en frecuencia de masa suspendida
150.000	0,07	0,11
180.000	0,09	0,12
200.000	0,11	0,12
250.000	0,13	0,12
300.000	0,14	0,12
400.000	0,14	0,12
500.000	0,14	0,12

Tabla 5.13. Coeficiente de amortiguamiento en masa suspendida calculado en frecuencias propias de masa suspendida y no suspendida. Amortiguamiento en suspensión 1100 N·s/m.

**Conclusiones:**



En este caso, se puede mostrar que, el coeficiente de amortiguamiento,  $\xi$ , medido en la frecuencia propia de la masa no suspendida varía de forma significativa frente a cambios en la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor.

Sin embargo, dicho coeficiente de amortiguamiento, medido en el entorno de la frecuencia propia de la masa suspendida, prácticamente no sufre cambio en su valor.

Cabe destacar, que los valores de este modo obtenidos, son prácticamente idénticos a los calculados mediante entrada escalón en el punto 5.2.2., lo que pone de manifiesto su coincidencia con método empleado.

Simulaciones con $B_c = 1100 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$	Coef. Amortiguamiento $\xi$	$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}}$
$K_c = 500.000 \text{ N}/\text{m}$	0.126	
$K_c = 250.000 \text{ N}/\text{m}$	0.123	

▪ **Estudio con amortiguamiento en la suspensión 1200 N·s/m.**

Siguiendo el mismo procedimiento anterior, se realiza el cálculo del coeficiente de amortiguamiento  $\xi$ , en los entornos de la frecuencia propia de la masa suspendida y no suspendida

En este segundo estudio se mantendrán todos los parámetros del modelo originales a excepción de la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor, que variará de 500.000 N/m a 150.000 N/m, y el valor de amortiguamiento de la suspensión, al que se le ha asignado un valor de 1.200 N·s/m.

El valor del amortiguamiento en la suspensión ha sido fijado en 1.200 N·s/m con el objeto de obtener un coeficiente de amortiguamiento cercano a 0.12, (correspondiendo este valor con el umbral de rechazo propuesto por Calvo [14] en su Tesis Doctoral) para observar cómo se ve afectado este valor con los cambios de rigidez en los soportes del motor.

Finalmente se comparará los resultados del coeficiente de amortiguamiento obtenido por este método, con el conseguido analizando la fuerza sobre la plataforma según lo visto en el punto 5.6.4.

Tras realizar el cálculo del coeficiente de amortiguamiento con el valor de 1200 N·s/m en la suspensión se obtienen los datos mostrados en la siguiente tabla:

Rigidez soportes masa sobresuspendida (N/m)	$\xi$ en frecuencia de masa no suspendida	$\xi$ en frecuencia de masa suspendida
150.000	0,08	0,13
180.000	0,10	0,13
200.000	0,12	0,14
250.000	0,14	0,14
300.000	0,15	0,14
400.000	0,15	0,14
500.000	0,16	0,15

Tabla 5.14. Coeficiente de amortiguamiento en masa suspendida calculado en frecuencias propias de masa suspendida y no suspendida. Amortiguamiento en suspensión 1200 N·s/m.

### Conclusiones:

De los valores de esta simulación se puede deducir lo siguiente:

- El valor del coeficiente de amortiguamiento,  $\xi$ , se ve menos afectado cuando éste es estudiado en el entorno de la frecuencia propia de la masa suspendida, lo que hace que la metodología resulte más estable que en el entorno de la masa no suspendida.
- Cuando los soportes del motor se consideran en buen estado, es decir, con una rigidez igual o superior a 300.000 N/m, se puede observar coincidencia de resultados en el cálculo del coeficiente de amortiguamiento tanto en el entorno de la masa suspendida como de la masa no suspendida.
- Cuando la rigidez de los soportes es igual o inferior a 250.000 N/m, los resultados del ensayo se ven muy afectados en el entorno de la frecuencia de la masa no suspendida, donde los vehículos podrían ser rechazados con el criterio planteado por Calvo [14], dado que los valores obtenidos para  $\xi$  son inferiores a



- 0,12. Sin embargo, si este análisis se realiza en el entorno de la masa suspendida, se estabilizan en 0.13, no viéndose afectado por la rigidez de los soportes del grupo motopropulsor, resultando aptos con el criterio mencionado.
- Se puede observar una gran similitud de resultados en el cálculo de  $\xi$ , con los obtenidos en el punto 5.6.4, calculados tomando como dato el valor de la fuerza sobre la plataforma. Es de destacar, que en ambas simulaciones, en el entorno de la frecuencia propia de la masa suspendida, cuando los soportes disponen de baja rigidez, (150.000-250.000 N/m), existe coincidencia de resultados, en este caso,  $\xi=0.13$ , mientras que cuando se analiza en el entorno de la frecuencia propia de la masa no suspendida, los valores de  $\xi$  pueden llegar hasta 0.05-0.08.

De este análisis, se puede deducir, que es posible la existencia de amortiguadores que estando en estado aceptable, podrían resultar rechazados debido al mal estado de los soportes del grupo motopropulsor, si este ensayo es realizado en el entorno de la frecuencia propia de la masa no suspendida.

Bajo estas circunstancias, se propone en el Capítulo 6 una adaptación del criterio de inspección del sistema de suspensión en I.T.V. propuesto por Calvo [14], que reducir este error.







## **Capítulo 6. ENSAYOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN AUTOMÓVIL EN BANCOS DE ENSAYO DE I.T.V.**

### **6.1 Descripción del banco de ensayos y modificaciones realizadas**

Para el estudio realizado resulta necesario generar una excitación sobre el sistema de suspensión que permita valorar el correcto funcionamiento del mismo. En este caso, la generación de esta señal de entrada se ha llevado a cabo mediante un banco de ensayos de suspensión de la marca Ryme, modelo Totaline.

Se trata de un banco compacto con el cual se realizan 3 inspecciones mecanizadas: Alineamiento al paso, frenado y suspensión. En el ensayo tipo del fabricante del banco utilizado sigue la siguiente secuencia: Inicialmente el vehículo se deja caer entre un par de rodillos, a continuación se realiza una verificación de la dirección con la prueba de “alineación al paso” y posteriormente se realiza un ensayo de “frenado”. A continuación, las ruedas que estaban apoyadas entre los rodillos son elevadas por una plataforma mediante unos cojines neumáticos, para posteriormente hacerla vibrar y registrar los datos referentes a la fuerza sobre la plataforma para verificar el “sistema de suspensión”.

Este banco de suspensiones es un banco de medida de fuerza. Los bancos de ensayos de este tipo están condicionados a las recomendaciones del documento técnico elaborado por la Asociación Europea de Fabricantes de Amortiguadores [34], EUSAMA (European Shock Absorber Manufacturers Association) y aunque esta asociación fue disuelta, el criterio EUSAMA sigue siendo utilizado. La medida tomada por este tipo de máquinas es la fuerza vertical que se ejerce sobre la plataforma, encargada de transmitir un movimiento de vibración al vehículo.

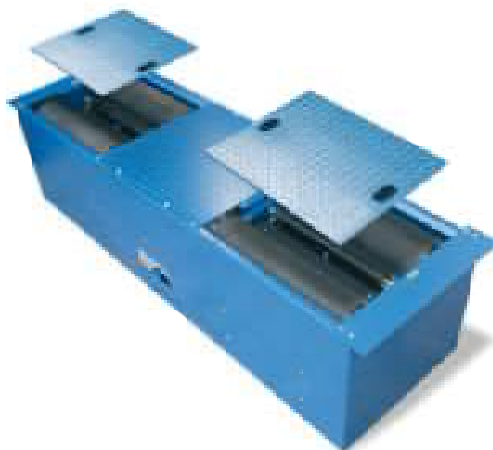


Figura 6.1. Banco de suspensiones Totaline de Ryme.

Las características básicas de este banco son:

- Carga máxima de prueba: 2 Tn.
- Potencia motor 2,2 kW.
- Frecuencia de excitación 16 Hz.
- Semiамplitud de la excitación generada: 3 mm.

La frecuencia de excitación máxima de este banco ensayos es de 16 Hz. Posteriormente, mediante software, quedan desconectados de la corriente el motor de alimentación de la excitación, de manera que éste sigue girando por la propia inercia hasta que se para, en un movimiento desacelerado que dura aproximadamente 8 segundos. Diversos estudios demuestran que una desaceleración como la que plantea de serie este banco de ensayos, 2 Hz/s, es insuficiente para excitar cada una de las masas en su frecuencia propia.

Realizar ensayos de esta forma resulta insuficiente para el objetivo de este estudio, por ello se ha incluido un variador de frecuencias vectorial de la marca Toshiba. Este elemento nos permite generar diferentes frecuencias de vibración realizando variaciones sobre la alimentación eléctrica de los motores de la máquina.

Este proceso se realiza de forma automática durante un ensayo tipo ha sido necesario anular las electroválvulas y alimentar directamente el circuito neumático que permite elevar la plataforma.

Dado que este estudio se centra en el ensayo de suspensiones, se han modificado las conexiones, de modo que se alimentan los cojines de elevación de forma manual, y accediendo a la alimentación de los motores con el variador se es capaz de controlar la excitación.



Figura 6.2. Variador de frecuencia conectado al banco de ensayos.



Figura 6.3. Alimentación externa de cojines neumáticos del banco de ensayos.

## 6.2 Descripción del vehículo ensayado y modificaciones realizadas

El vehículo ensayado es un Peugeot 207, que ha sido instrumentado en diferentes puntos con el fin de obtener los valores correspondientes a la cinemática vertical en las partes más representativas del vehículo.



Figura 6.4. Ejemplos de puntos donde se ha medido la cinemática vertical del vehículo ante oscilaciones forzadas

La fijación de los sensores al vehículo se ha realizado mediante unos soportes fabricados específicamente y atornillados a éste, tal como se muestra en las imágenes siguientes.



Figura 6.5. Soporte para acelerómetro atornillado a la masa no suspendida.



Figura 6.6. Nivelación de la plataforma de la masa no suspendida.



Figura 6.7. Ejemplo de plataforma adherida a la masa suspendida.



Figura 6.8. Instalación de la estructura fijada al motor.

Con el fin de evaluar la afectación en el ensayo sobre el sistema de suspensión en bancos de I.T.V., se modificará el soporte del motor que trabaja fundamentalmente en el eje vertical, situado en la parte derecha del vehículo. Se duplicará por tanto el número de ensayos y se compararán los resultados obtenidos.



Figura 6.9. Soporte de motor en estado original



Figura 6.10. Soporte de motor deteriorado

Las modificaciones efectuadas en dicho soporte han consistido en:

- Extracción del fluido viscoso de la cámara interna, simulando una gran pérdida de amortiguamiento.
- Calentar mediante soplete el caucho, con el fin de simular, al menos en parte, fatiga térmica.
- Y por último, eliminación de parte del caucho en los topes superior e inferior, simulando una pérdida de parte de éste por el propio envejecimiento del material.

### 6.3 Sistema y método de adquisición de datos.

Los datos obtenidos se han adquirido con un analizador LMS SCADAS RECORDER de la marca LMS International utilizando dos canales con dos acelerómetros. El analizador se conecta mediante un cable de ethernet a un PC que tiene instalado el programa LMS Test.Xpress.



Figura 6.11. Analizador y PC usados para la adquisición de datos.



Figura 6.12. Acelerómetros fijados a la plataforma oscilante y la masa no suspendida.

Este sistema de adquisición da una frecuencia de muestreo 51,2 kHz. Esto significa que para el tiempo de ensayo establecido de 4 segundos capturamos 204.800 datos. De estos 4 segundos de tiempo de captación, se desechan los 2 primeros segundos, ya que este tiempo es el que necesita el sistema para estabilizarse y calcular las integrales de la aceleración que nos dan la velocidad y la posición.

Cabe mencionar se han calibrado los acelerómetros y verificado que son aptos para el rango de frecuencias que se van a medir en estos ensayos.

Los ensayos realizados contemplan la toma de datos del vehículo completo, suponiendo un total de 20 posiciones distintas. Para estudiar el comportamiento de la suspensión en el vehículo analizado se ha decidido estudiar en 3 frecuencias lo más alejadas entre ellas para observar la cinemática vertical a través de los datos captados por el sistema. La realización de la toma de datos se ha dispuesto de dos sensores, uno de ellos siempre posicionado en la plataforma oscilante para ser usado como punto de referencia y el otro en el punto a estudiar.

Las posiciones de los acelerómetros vienen recogidas en la siguiente tabla.

Número	Posición	Número	Posición
1	Banco de suspensiones	11	MNS izquierda eje trasero
2	MNS derecha eje delantero	12	MNS derecha eje trasero.
3	MS derecha zona delantera	13	Motor posición 1
4	Plataforma no excitada	14	Motor posición 2
5	MNS izquierda eje delantero	15	Motor posición 3
6	MS izquierda zona delantera	16	Motor posición 4
7	MS derecha zona media	17	Motor posición 5
8	MS derecha zona trasera	18	MS zona delantera central
9	MS izquierda zona media	19	MS maletero del vehículo
10	MS izquierda zona trasera	20	MS techo del vehículo

Tabla 6.1. Posiciones de los acelerómetros.

Las posiciones del motor numeradas del 1 al 5 son las siguientes:



Figura 6.13. Posiciones fijadas sobre el motor para colocar los sensores.

Mediante el este exhaustivo estudio, se ha verificado experimentalmente que no es estrictamente necesario el uso de un modelo matemático de vehículo completo para comprobar la influencia del estado de los soportes del motor sobre la fuerza de contacto en el eje contrario al estudiado.

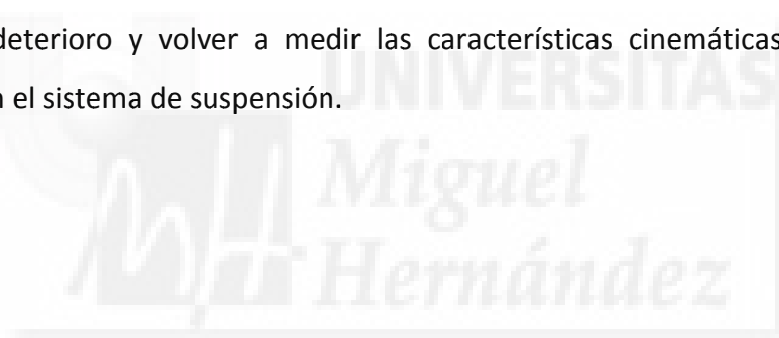
Se ha podido comprobar que el desplazamiento que provoca la rueda excitada en las ruedas del eje contrario no es significativo, por lo que se puede deducir, que la fuerza

sobre la calzada tampoco se vería afectada de forma significativa. Este ensayo corrobora las simplificaciones en los modelos utilizados por Velasco y Calvo.

Con el fin observar la concordancia con el modelo matemático se estudia con mayor profundidad los puntos correspondientes a la zona excitada, es decir, el cuarto de vehículo derecho delantero, de modo que las gráficas siguientes representan:

- Plataforma derecha excitada.
- Masa no suspendida derecha delantera.
- Masa suspendida derecha delantera.
- Masa sobresuspendida, punto 1 del motor, situado más a la derecha.

El objeto de haber estudiado el punto derecho delantero es por ser el punto más cercano al soporte del motor que trabaja en el eje vertical, para posteriormente simular un deterioro y volver a medir las características cinemáticas y valorar su afectación en el sistema de suspensión.







## 6.4 Cálculo de rigideces del neumático y del sistema de suspensión

En el modelo matemático de dinámica vertical, los parámetros utilizados han sido medidos experimentalmente, otros se han calculado, estimado o tomado de bibliografía existente de vehículos similares.

En este punto se explica la metodología empleada para la obtención de las rigideces del neumático y del sistema de suspensión.

### 6.4.1 Obtención de la rigidez del neumático.

Por teoría básica de mecánica, se conoce que la ley de Hooke dice que *“el alargamiento unitario que experimenta un material elástico es directamente proporcional a la fuerza aplicada sobre el mismo”*.

Y en forma de expresión matemática podría quedar como:

$$F = -k_{total} \cdot x \quad (6.1)$$

donde:

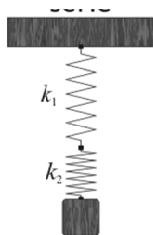
$x$ : fuerza aplicada.

$k$ : constante del resorte.

$x$ : deflexión

Se conoce que esta ley, se cumple en materiales puramente elásticos, no siendo aplicable, a priori, a elementos que utilizan el aire como medio elástico, que no siguen un comportamiento perfectamente lineal.

En caso de un ensayo a compresión sobre el neumático, habría que considerar el cálculo como 2 muelles en serie, por lo que la expresión quedaría como:



$$\frac{1}{k_{total}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \quad (6.2)$$

Donde:

$K_{total}$ : rigidez resultante del cálculo con los datos obtenidos en máquina de compresión.

$K_n$ : rigidez del neumático

Para calcular la rigidez del neumático se ha utilizado una máquina de ensayos tracción-compresión del Laboratorio de Materiales de la UMH. El neumático que se ha ensayado es un Michelin Radial XSE Pilot primacy 195/55 R16 87V, de dibujo asimétrico de dureza Shore A= 69-70 y Shore D= 21.

El neumático se ha inflado a una presión de 2,9 bares y se ha ensayado a diversas presiones controlando la presión con un manómetro.



Figura 6.14. Ensayo de compresión

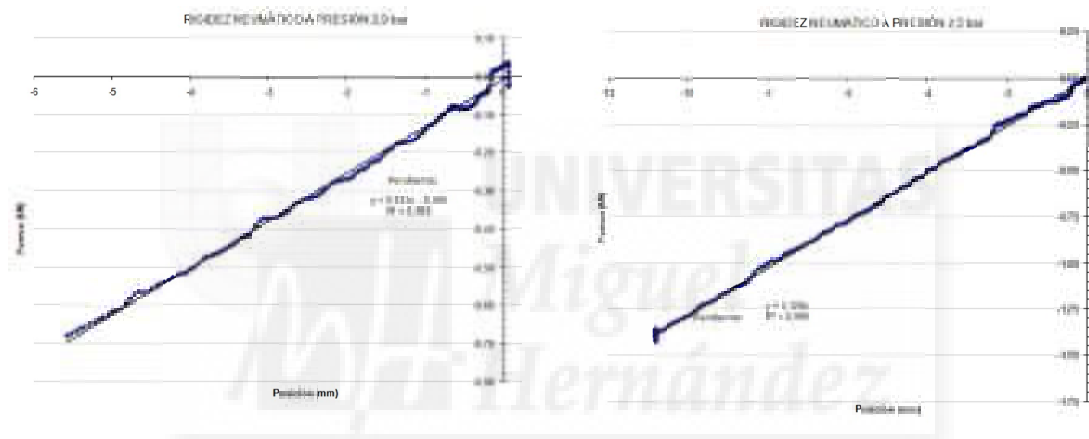


Figura 6.15. Datos del software:  
1.- Fuerza en kN; 2.- Posición en milímetros

A la máquina está conectado un ordenador con un software de adquisición de datos que registra todos los datos del ensayo y parámetros que se requieran.

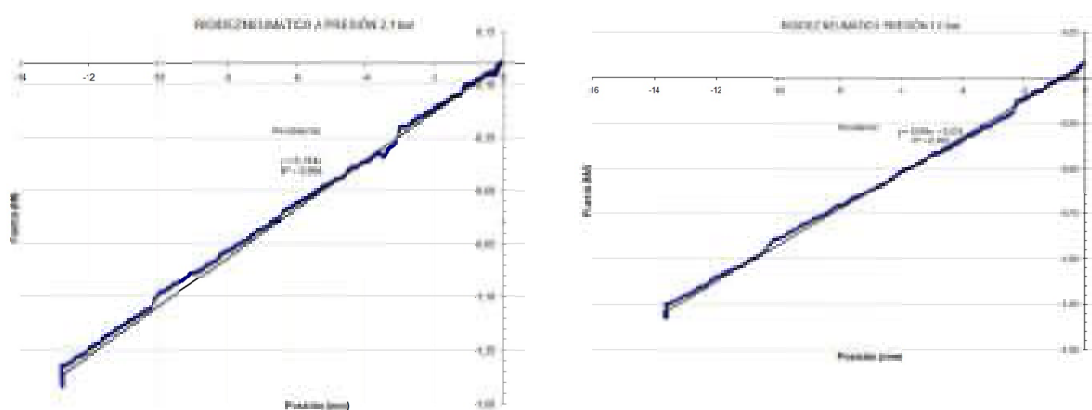
Se ha procedido a realizar el ensayo a compresión y se han tomado como datos una gráfica con la fuerza y el desplazamiento obtenido. La carga máxima con la que se ha ensayado ha sido de 1,5 kN y una velocidad de 50N/s, dentro de los rangos seguros para el neumático.

El neumático ha sido ensayado a la presión que indica el fabricante (2.1 bar) del vehículo como presión recomendada, y valores de presión más altos y más bajos respectivamente. Han sido obtenidas cinco gráficas a las presiones (2.9, 2.5, 2.1, 1.6, 1.2 bar) de las cuales la pendiente de cada una de ellas, es la rigidez del neumático a dicha presión.



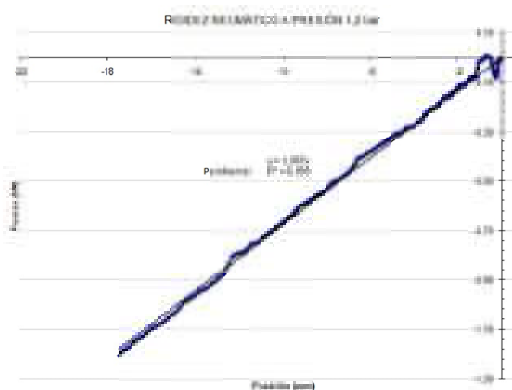
Presión 2,9 bar,  $K= 0.123$  kN/mm

Presión 2,5 bar,  $K= 0.128$  kN/mm



Presión 2,1 bar,  $K= 0.114$  kN/mm

Presión 1,6 bar,  $K= 0.099$  kN/mm



Presión 1,2 bar,  $K= 0.067$  kN/mm

Figura 6.16. Gráficas fuerza desplazamiento máquina de compresión

Los resultados obtenidos muestran un comportamiento muy lineal a las presiones ensayadas, por lo que se estima adecuada la aplicación de la ley de Hooke para calcular el parámetro de la rigidez en los neumáticos.

Presión (bar)	2,9	2,5	2,1	1,6	1,2
Rigidez k (N/mm)	123	128	114,3	99,8	67.4

Tabla 6.2. Relación entre presión de inflado y rigidez en neumático.

El dato que se utiliza en los ensayos experimentales es  $K=114,3$  N/mm, ya que la presión a la que se realizará el ensayo es a 2,1 bar, según recomendación del fabricante del vehículo.

En la práctica el neumático rueda apoyando una huella por lo tanto el resultado se ha calculado como dos resortes en serie.

Aplicando (6.2), se obtiene la rigidez del neumático.

$$\frac{1}{114,3} = \frac{2}{k_n} \qquad k_n = 228,6 \text{ N/mm}$$

#### 6.4.2 Obtención de la rigidez del sistema (cuarto de vehículo).

Para poder calcular la rigidez del sistema de suspensión se ha optado por medirlo directamente en el cuarto de vehículo.

Para obtener la rigidez del sistema de suspensión, se han tomado medidas del desplazamiento de la carrocería del vehículo con un reloj comparador, con objeto de obtener el desplazamiento vertical de la suspensión frente a un incremento de peso.

Se ha dispuesto el incremento de peso sobre la torreta de la suspensión y se ha medido su incremento con una manta de pesaje bajo la rueda.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Desplazamiento (mm)	Incremento de peso (N)	$k_s$ (N/mm)
4.90	200	40.8
9.70	400	41.2
<b>Rigidez media <math>\bar{x}</math>:</b>		41 N/mm

Tabla 6.3. Medición de rigidez total en el sistema de suspensión

A la vista de los resultados y obteniendo la media, se ha deducido que la rigidez total del cuarto de vehículo es  $K_t = 41$  N/mm.

#### 6.4.3 Obtención de la rigidez del resorte.

Disponiendo del valor de la rigidez del neumático, y la rigidez del sistema, para obtener la rigidez del resorte se ha aplicado (6.2) para el caso particular:

$$\frac{1}{k_t} = \frac{1}{k_n} + \frac{1}{k_s};$$

Donde:

$K_t$ : Rigidez del sistema cuarto de vehículo

$K_n$ : Rigidez del neumático

$K_s$ : Rigidez en la suspensión

Sabiendo que  $k_t = 41$  N/mm y  $K_n = 228,6$  N/mm

$$\frac{1}{41} = \frac{1}{228.6} + \frac{1}{k_s}$$

$$0,02439 = 0,00437 + \frac{1}{k_s}$$

$$K_s \approx 50 \text{ N/mm}$$

Finalmente se obtiene los valores de las rigideces del sistema:

Rigideces	N/mm
Rigidez del neumático (N/mm)	228,6
Rigidez del sistema de suspensión (N/mm)	50
Rigidez total (N/mm)	41

Tabla 6.4. Resultados rigideces en resorte y neumático



## **6.5 Medida de desplazamientos máximos en motor y masas no suspendidas a 3, 9 y 15 Hz con los soportes originales.**

La disposición del grupo motopropulsor, de forma general, se presenta longitudinal o transversal con respecto al eje longitudinal del vehículo. En el caso de disposiciones longitudinales es frecuente encontrar una pareja soportes del motor iguales que trabajen en el eje vertical, dispuestos de forma simétrica respecto al plano medio del vehículo. En disposiciones de grupo motopropulsor transversal, no existe simetría, y el soporte del motor que trabaja en el eje vertical se suele situar en uno de los lados, alejado ligeramente del plano medio del vehículo, lo cual puede provocar que el centro de balanceo del motor se pueda alejar del centro de gravedad, lo que previsiblemente puede provocar movimientos distintos de la masa sobresuspendida en los lados izquierdo y derecho, y por tanto podrá afectar en mayor o menor medida a los desplazamientos de las masas no suspendidas, pudiendo incidir en los resultados de los ensayos en los bancos de I.T.V..

Para comprobar esta hipótesis se han realizado ensayos de dos formas distintas con los soportes en estado original:

- Ensayo A: La plataforma oscilante genera la excitación sobre el sistema en la rueda delantera del lado del derecho, lado donde se encuentra el soporte del motor que trabaja en el eje vertical.
- Ensayo B: La plataforma oscilante genera la excitación sobre el sistema en la rueda delantera del lado del izquierdo.

A continuación se muestran los datos de las amplitudes máximas de las masas no suspendidas, asociados a las 4 ruedas del vehículo a las frecuencias 3, 9, y 15 Hz.



Figura 6.17. Desplazamientos de masas no suspendidas, a 3, 9 y 15 Hz. Ensayo A, excitando rueda derecha.

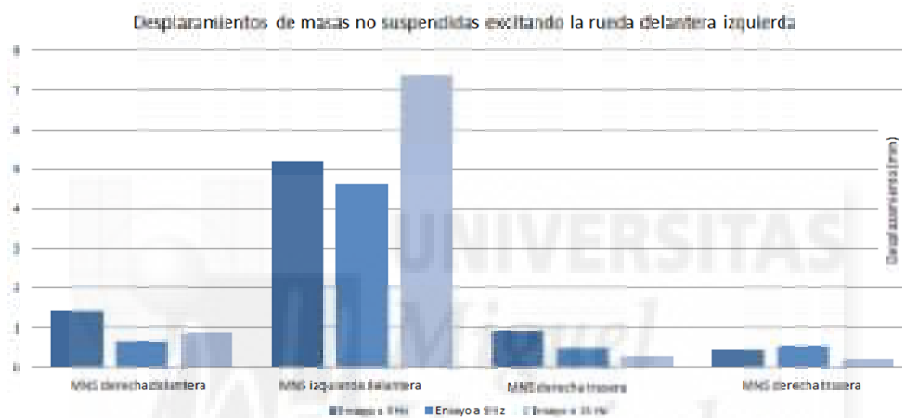


Figura 6.18. Desplazamientos de masas no suspendidas, a 3, 9 y 15 Hz. Ensayo B, excitando rueda izquierda.

En cuanto a los desplazamientos de las masas no suspendidas, se puede llegar a las siguientes conclusiones:

Independientemente del tipo de ensayo, A o B, se puede considerar que las masas no suspendidas traseras a penas se ven afectadas cuando son excitadas las delanteras, no alcanzando en ningún caso valores de desplazamientos superiores a 1 mm, hecho que confirma que el modelo de 6 GDL puede ser considerado apto para el estudio.

Es necesario señalar que a partir de 12 Hz, en el banco de ensayos aparece una vibración estructural, que posiblemente afectara al ensayo realizado a 15 Hz, mostrado en color azul claro, por lo que los datos de los desplazamientos sobre la masa no suspendida habrán de ser tomados con cautela.



A continuación se muestran los datos de las amplitudes máximas asociadas al motor, en 5 puntos, según se muestra en la figura 6.14 a las frecuencias 3, 9, y 15 Hz.

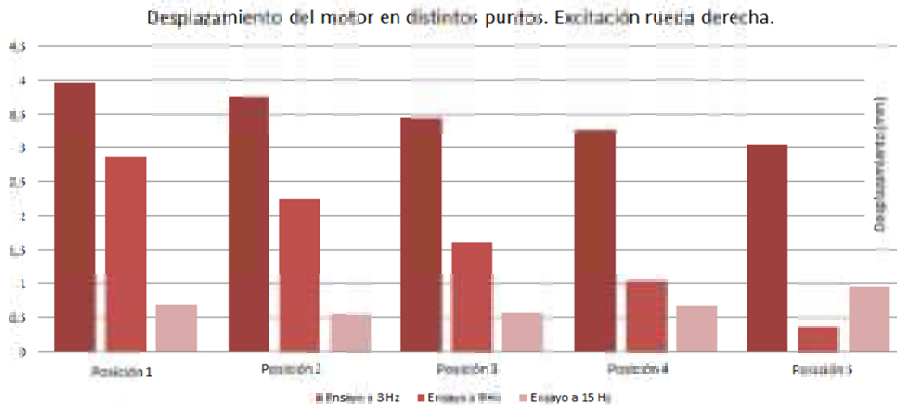


Figura 6.19. Desplazamientos del motor en los puntos 1-5, a 3, 9 y 15 Hz. Ensayo A, excitando rueda derecha.

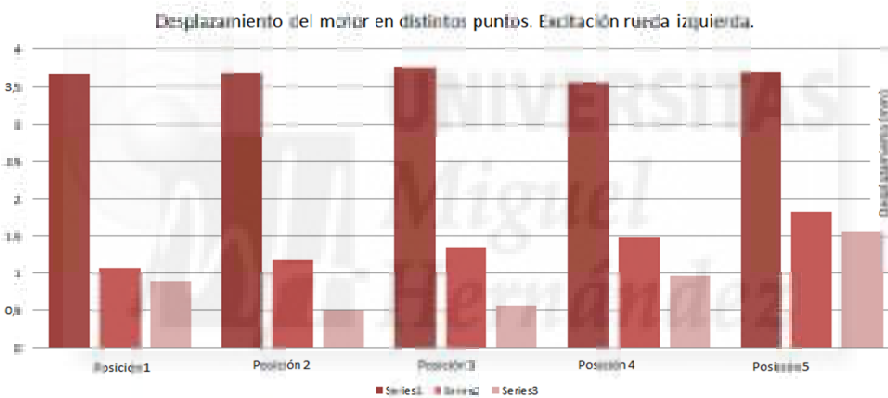


Figura 6.20. Desplazamientos del motor en los puntos 1-5, a 3, 9 y 15 Hz. Ensayo B, excitando rueda izquierda.

En cuanto a los desplazamientos asociados al motor, en 5 puntos, según se muestra en la figura 6.14, se puede llegar a las siguientes conclusiones:

En los datos aportados por el ensayo A, los desplazamientos del motor son mayores en el punto 1 y bajan progresivamente hasta el punto 5. Este comportamiento es claramente apreciable en el ensayo a 3 y 9 Hz. Esta dinámica es la esperable, dado que el soporte del motor que trabaja verticalmente se sitúa cerca del punto 1 del motor, en su lado derecho.

Sin embargo, cuando la excitación proviene de la rueda izquierda, ensayo B, el motor muestra un desplazamiento en sus 5 puntos con variaciones muy poco significativas a 3 Hz.

A 9 Hz, sin embargo, sí aparece un mayor desplazamiento en el punto 5 y baja progresivamente hasta el punto 1, pero de forma más gradual que en el caso anterior.

Analizando la tabla 6.5 que se muestra a continuación, se aprecia de forma numérica los resultados mostrados en los histogramas anteriores. Observando estos, se puede llegar a la siguiente conclusión:

La posición del soporte del motor que trabaja, de forma vertical, influye en los resultados de los desplazamientos de las masas no suspendidas. Por ejemplo, se puede apreciar que en el ensayo realizado a 9 Hz, cuando se excita la rueda derecha, en esta se obtiene un desplazamiento de 5.42 mm, mientras que cuando la excitada, a esa misma frecuencia, es la izquierda, el desplazamiento es de 4.63, siendo esta una diferencia significativa. Este mismo comportamiento se puede apreciar a 15 Hz. A 3 Hz, las diferencias son menos significativas, con lo que se puede concluir que a bajas frecuencias la influencia de los soportes es menos significativa.

Elemento estudiado	Ensayo A 3 Hz.	Ensayo B 3 Hz	Ensayo A 9 Hz	Ensayo B 9 Hz	Ensayo A 15 Hz	Ensayo B 15 Hz
MNS Derecha Delantera	5.30	1.42	5.42	0.66	9.22	0.87
MNS Izquierda Delantera	1.54	5.20	0.75	4.63	1.11	7.39
MNS Derecha Trasera	0.36	0.92	0.53	0.49	0.42	0.28
MNS Izquierda Trasera	0.89	0.45	0.37	0.53	0.54	0.2
Motor 1	3.97	3.67	2.86	1.07	0.69	0.88
Motor 2	3.76	3.69	2.24	1.18	0.56	0.49
Motor 3	3.46	3.76	1.62	1.35	0.57	0.56
Motor 4	3.28	3.56	1.04	1.48	0.68	0.96
Motor 5	3.04	3.7	0.37	1.83	0.95	1.56

Tabla 6.5. Desplazamientos máximos de distintos puntos del vehículo a frecuencia fija 3, 9 y 15 Hz.

Estas conclusiones, a pesar de que se han realizado con los soportes originales, confirman que el estado de los soportes del motor puede influir en el resultado del ensayo en el sistema de suspensión en bancos de I.T.V. de medida de fuerza, dado que



el desplazamiento de la masa no suspendida, en este caso, se deduce que tiene una influencia directa en el resultado de la medición de la fuerza.



## **6.6 Obtención experimental de los desplazamientos en el dominio de la frecuencia. Conclusiones.**

Con el fin de poder estudiar, de forma experimental sobre un vehículo, la influencia del estado de los soportes del motor en el resultado del ensayo del sistema de suspensión en bancos de I.T.V., se ha ensayado el vehículo mencionado anteriormente, excitando mediante plataforma vibrante en banco de ensayos de suspensiones, la plataforma correspondiente a la rueda derecha del vehículo, a lo largo de un barrido de frecuencias de 16 Hz a 0 Hz, con una semiamplitud de 3 mm, captando datos cada 0,5 Hz.

El vehículo mencionado ha sido instrumentado en su parte derecha mediante acelerómetros en siguientes puntos:

- Plataforma de excitación derecha.
- Masa no suspendida (centro de la llanta).
- Masa suspendida (aleta)
- Masa sobresuspendida (parte derecha del motor).

En el ensayo serán adquiridos los datos relativos a la aceleración de los puntos mencionados, posteriormente, el mismo software del sistema de adquisición de datos, proporcionará velocidades y desplazamientos mediante proceso de integración.

Dado que en el modelo matemático se ha trabajado, inicialmente, con desplazamientos en el barrido de frecuencias, en estos ensayos, serán representados también, los desplazamientos obtenidos en el barrido de frecuencias realizado durante el ensayo.

Para comprobar la influencia del estado de los soportes del grupo motopropulsor en los resultados del ensayo mencionado, se han realizado 2 barridos, un barrido de frecuencias con los soportes originales y otro con los soportes deteriorados, según se

ha mostrado en las figuras 6.18 y 6.19. El objetivo de este barrido será analizar las similitudes con los barridos realizados en el modelo matemático.

### 6.6.1 Barrido de frecuencias con los soportes originales.

Finalizado este primer ensayo, se obtiene la siguiente representación de los desplazamientos de la plataforma de excitación, masa no suspendida, masa suspendida y masa sobresuspendida a lo largo de un barrido de frecuencias de 16 Hz a 0 Hz con una semiamplitud de 3 mm.

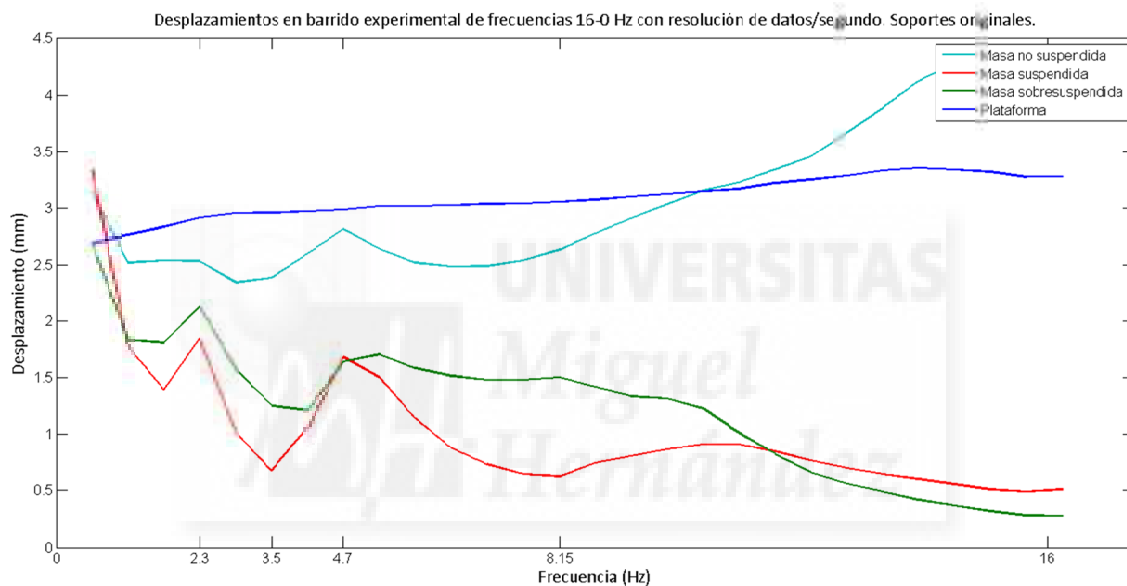


Figura 6.21. Barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia con soportes originales

Observando la figura 6.18 se puede llegar a las siguientes conclusiones:

- A muy bajas frecuencias el sistema no puede excitar con suficiente energía no siendo posible el registro de datos, pero se observa claramente la tendencia de la frecuencia propia de la masa suspendida, que como era de esperar, está en torno a 1 Hz.
- El segundo pico, 2.3 Hz, se corresponde con la frecuencia propia del movimiento del correspondiente al balanceo.
- El tercer pico, 4.7 Hz, se corresponde con la frecuencia propia de la masa no suspendida.

- A 8.15 Hz, la masa suspendida muestra un mínimo, punto en el cual la masa suspendida y sobresuspendida se empiezan a desfasar más de 90 °. Comportamiento éste muy similar a lo estudiado en el punto 5.3.4.1 donde se estudia el desfase en el modelo matemático.
- La frecuencia propia de la masa sobresuspendida no se aprecia con claridad, que puede ser debido a que queda alejada del rango de frecuencias observable, es decir, que esté por encima de 16 Hz, o bien, que el desplazamiento en su frecuencia propia sea tan poco significativo que no se puede apreciar, hecho que quedaba patente en el modelo matemático.
- Cabe destacar el incremento del valor del desplazamiento de la masa no suspendida conforme aumenta la frecuencia. Esto puede ser debido a que el propio banco de suspensiones a partir de los 12 Hz en adelante mostraba una vibración estructural. Por lo tanto, no se le dará importancia a los valores registrados por encima de 12 Hz.

#### **6.6.2 Barrido de frecuencias con los soportes deteriorados.**

Para comprobar cómo afecta el estado de los soportes del motor a los resultados de los desplazamientos en los puntos estudiados, se ha deteriorado en laboratorio el soporte que fundamentalmente trabaja en el eje vertical, según se puede apreciar en la figura 6.11.

Una vez sustituido el soporte original por el deteriorado, se procede al ensayo de la misma forma que en el caso anterior, obteniendo la siguiente representación.

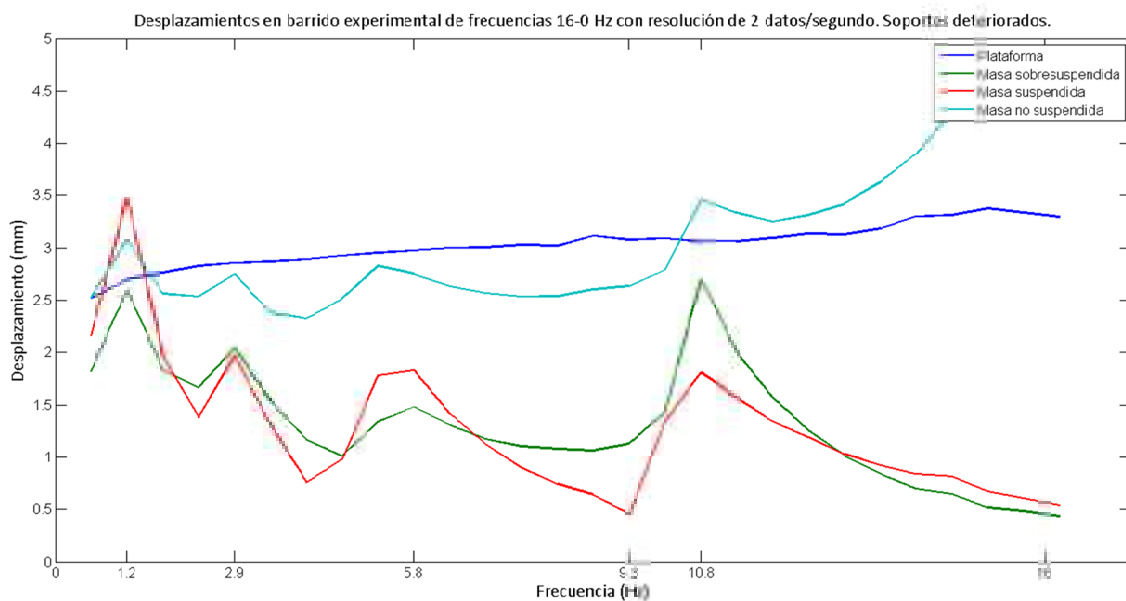


Figura 6.22. Barrido de frecuencias en el dominio de la frecuencia con soportes deteriorados

Observando la figura 6.19, con los soportes deteriorados, a diferencia del resultado anterior se puede llegar a las siguientes conclusiones:

- Se puede identificar la frecuencia a partir de la cual se produce el cambio de fase a más de  $90^\circ$ . Este evento sucede a la frecuencia 9.3 Hz, donde se puede observar que el cambio de fase sucede de forma más brusca que en el caso anterior a juzgar por el cambio de pendiente de la masa suspendida. En este ensayo también se aprecian las similitudes con el análisis realizado en el punto 5.3.4.1 donde se estudia el desfase en el modelo matemático.
- La influencia del estado de deterioro del soporte del motor sustituido queda patente y se puede observar claramente la frecuencia propia a los soportes del grupo motopropulsor, que se da a 10.8 Hz, donde la masa sobresuspendida alcanza su máximo desplazamiento, influyendo de forma muy significativa al resto de las masas estudiadas, provocando un pico máximo en la masa no suspendida.

Esta última apreciación pone de manifiesto que cuando los soportes del grupo motopropulsor están ciertamente deteriorados, la frecuencia propia de éstos puede

aparecer a menor frecuencia pudiendo afectar por tanto al desplazamiento de la masa no suspendida.

Si este efecto provoca desplazamientos mayores de la masa no suspendida, se deduce que la fuerza sobre la plataforma en este rango de frecuencias puede verse igualmente afectada de forma significativa, pudiendo por tanto influir en los resultados de los ensayos realizados en los bancos de ensayo de medida de fuerza en el banco de ensayos utilizado en I.T.V., e igualmente en el criterio propuesto por Calvo [14] en su Tesis Doctoral.







## **6.7 Estudio de los desplazamientos a frecuencia fija a 3, 9, 10.8 y 15 Hz. Estudio del desfase entre masa suspendida y sobresuspendida.**

En el punto anterior se han obtenido los datos de los desplazamientos correspondientes al “cuarto” de vehículo delantero derecho cuando éste era excitado a lo largo de un barrido de frecuencias de 16 Hz a 0 Hz, con una semiamplitud de 3 mm.

En este punto, se pretende corroborar lo apreciado en el punto anterior, analizando los resultados obtenidos de los desplazamientos de los puntos anteriormente mencionados, éstos son, plataforma de excitación, masa no suspendida, masa suspendida y masa sobresuspendida, pero a diferencia con lo anterior, en este apartado se analizará el comportamiento del vehículo cuando se excita a frecuencia fija.

Las gráficas dispuestas a continuación se disponen de la siguiente forma: En la parte izquierda se muestran los desplazamientos de los puntos de interés con los soportes originales, mientras que en la zona de la derecha se muestran los resultados con los soportes deteriorados.

Los colores que identifican a cada uno de los puntos son:

**Azul oscuro:** Masa no suspendida.

**Verde:** Masa suspendida.

**Rojo:** Masa sobresuspendida.

**Azul claro:** Plataforma de excitación.

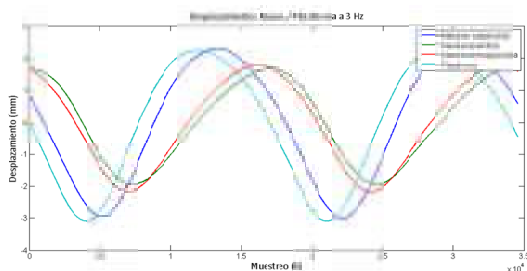


Figura 6.23. Desplazamiento a frecuencia 3 Hz soportes de motor originales

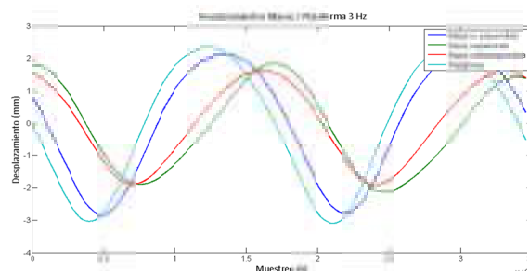


Figura 6.24. Desplazamiento a frecuencia 3 Hz soportes de motor deteriorados

A 3 Hz, las diferencias, como cabía esperar son poco significativas en los dos casos representados. Si bien cabe señalar, que con los soportes del motor deteriorados, la masa suspendida obtiene mayor amplitud en su desplazamiento.

A esta frecuencia, la masa suspendida y no suspendida poseen un desfase, muy similar en ambos casos, que en principio no parece significativo.

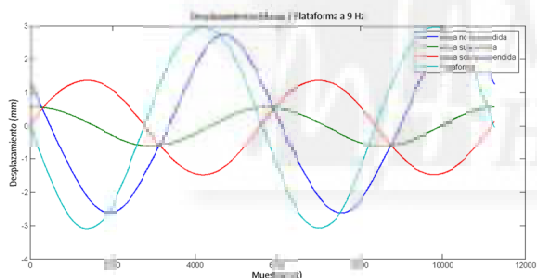


Figura 6.25. Desplazamiento a frecuencia 9 Hz soportes de motor originales

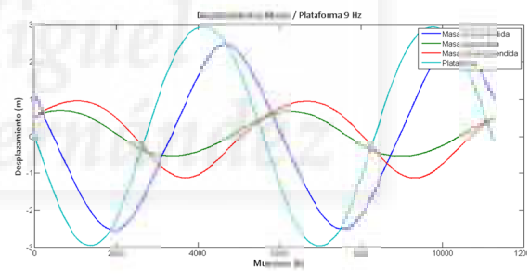


Figura 6.26. Desplazamiento a frecuencia 9 Hz soportes de motor deteriorados

A la frecuencia de 9 Hz, con los soportes originales, se puede destacar que amplitud de la masa sobresuspendida es mayor en este caso, tal como se mostraba en el barrido de frecuencias correspondiente. También se muestra un mayor desfase entre la masa suspendida y sobresuspendida.

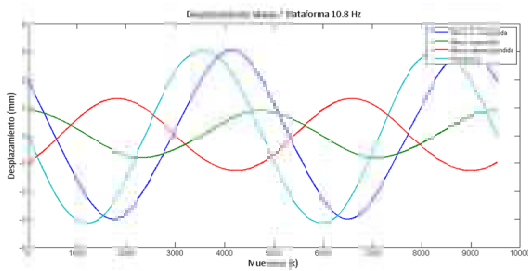


Figura 6.27. Desplazamiento a frecuencia 10.8 Hz soportes de motor originales

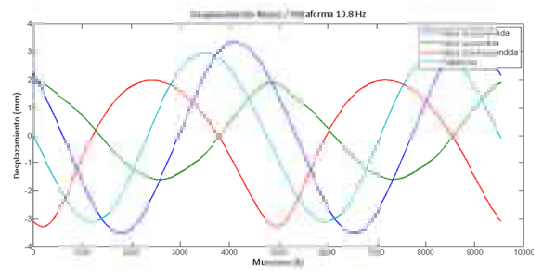


Figura 6.28. Desplazamiento a frecuencia 10.8 Hz soportes de motor deteriorados

A 10.8 Hz, con los soportes deteriorados, la masa sobresuspendida encuentra su frecuencia propia, y se manifiesta con las mayores amplitudes, tanto de la masa suspendida, como la sobresuspendida. También se aprecia el máximo desplazamiento de la masa no suspendida que se observaba en el barrido de frecuencias anterior. Hecho que indica que en esta frecuencia es donde puede afectar de forma más significativa al ensayo de medida de fuerza en bancos de ensayo del sistema de suspensión.

A demás, es posible visualizar perfectamente el desfase de 180° entre ambas, a su máxima amplitud.

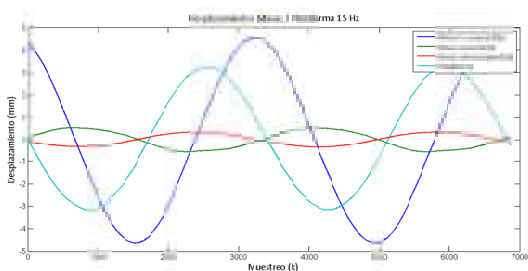


Figura 6.29. Desplazamiento a frecuencia 15 Hz soportes de motor originales

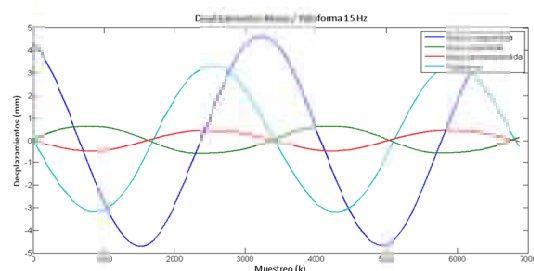


Figura 6.30. Desplazamiento a frecuencia 15 Hz soportes de motor deteriorados

A la frecuencia de 15 Hz, como se ha mencionado anteriormente, el dato relativo a la masa no suspendida no debería tomarse en cuenta debido a la vibración estructural que mostraba el banco, si bien, se puede observar, que el desfase entre masa suspendida y sobresuspendida sigue manteniéndose a 180°, pero con una amplitud mucho menor que en el caso anterior.





## Capítulo 7. CARACTERIZACIÓN DEL ENSAYO. METODOLOGÍA DE INSPECCIÓN.

Vistos los resultados de las simulaciones realizadas en capítulo 5 y los ensayos experimentales efectuados en el capítulo 6, se describe a continuación las características de la metodología propuesta para verificar el estado del sistema de suspensión, ensayado en un banco del tipo I.T.V. de medida de fuerza.

En este trabajo se ha ajustado el modelo matemático de dinámica vertical del sistema de suspensión a un modelo de medio vehículo de 6 grados de libertad, y la excitación en el modelo ha sido ajustada a la que ejerce un tipo de banco de ensayos de inspección del sistema de suspensión de un vehículo, del tipo utilizado en I.T.V., donde el dato que proporciona es la fuerza sobre la plataforma de excitación.

En el modelo matemático empleado, se ha podido obtener las oscilaciones de la fuerza en torno al peso sobre la plataforma de excitación, siendo este un parámetro muy adecuado para la metodología que se describe.

En el punto 3.2, se ha resumido la metodología y criterio de inspección del sistema de suspensión propuesto Calvo [14] en su Tesis Doctoral, cuyo procedimiento consiste en:

1. Verificar la presión de los neumáticos y ajustarlos a la presión recomendada por el fabricante.
2. Situación de las ruedas delanteras del vehículo en las plataformas de medida/excitación del banco de ensayos, centrando los neumáticos en sendas plataformas.
3. Obtención del peso estático para cada una de las ruedas.
4. Excitación de una de las ruedas, y posterior registro. A continuación con la siguiente. El registro consistirá en la toma de datos de la fuerza a lo largo del barrido de frecuencias efectuado por la plataforma de excitación.
5. Repetir los pasos 2, 3 y 4 para el eje trasero.

6. Durante cada una de las medidas, el sistema de adquisición de datos registrará la fuerza, tanto en el dominio del tiempo como en el dominio de la frecuencia. El equipo analiza los valores de la fuerza entre neumático y plataforma de excitación y con la gráfica obtenida del barrido de frecuencias de la fuerza en el dominio de la frecuencia, calcula del coeficiente de amortiguamiento.
7. Este valor se compara con el valor propuesto [14] y ofrece el resultado como aceptado o rechazado.

Los puntos del 1 al 7, son prácticamente los propuestos por Calvo.

Calvo es consciente de que con los bancos actuales no es posible excitar, en la mayoría de los casos, a la frecuencia propia de la masa suspendida por falta de energía en los motores de la plataforma de excitación, por tanto propone el método excitando a la frecuencia de propia de la masa no suspendida, que habitualmente se encuentra en el rango de 8-12 Hz, donde los bancos de ensayos del mercado son capaces de excitar con solvencia.

Después del estudio realizado en esta Tesis, se ha demostrado que el estado de los soportes del grupo motopropulsor tiene una influencia muy significativa en el entorno de la frecuencia propia de la masa no suspendida cuando éstos están deteriorados.

Sin embargo también se ha demostrado que a las frecuencias propias de la masa suspendida, 1-2 Hz, la influencia del estado de los soportes mencionados es poco significativa.

Por ello, el criterio se planteado en esta Tesis para verificar el estado del amortiguador sólo estudiaría el entorno de la frecuencia propia de la masa suspendida, y utilizaría las herramientas de cálculo planteadas por Calvo.

El equipo registra la señal de la fuerza sobre la plataforma de la rueda excitada y se determina el valor del coeficiente de amortiguamiento, para poder compararlo con el coeficiente de amortiguamiento crítico establecido como valor de rechazo.

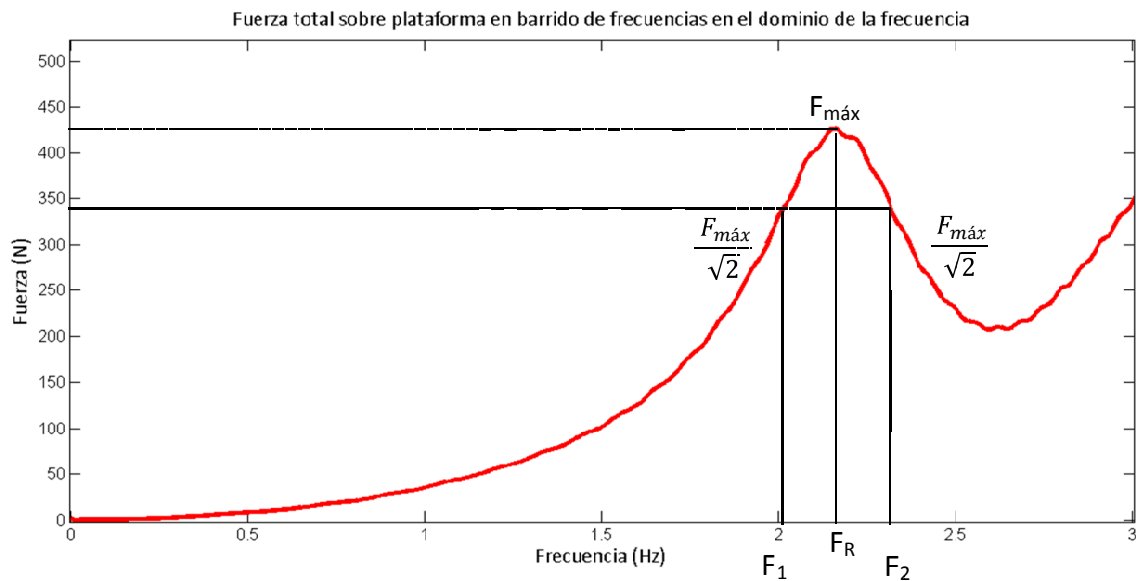


Figura 7.1. Método de cálculo coeficiente de amortiguamiento como criterio de inspección.

- De los datos obtenidos en el dominio de la frecuencia, se determina la frecuencia a la cual se produce el máximo valor relativo a la fuerza en el entorno de la frecuencia propia de la masa suspendida ( $F_R$ ).
- Se determina el valor de la fuerza  $F_{máx}$  a esa frecuencia  $F_R$ .
- Se determinan las frecuencias  $F_1$  y  $F_2$  para las cuales el valor pasa a ser la mitad que en el punto máximo,  $\frac{F_{máx}}{\sqrt{2}}$ .
- Se calcula el coeficiente de amortiguamiento mediante:

$$\xi = \frac{F_2^2 - F_1^2}{4 \cdot F_R^2} \quad (7.1)$$

- El valor obtenido se compara con el amortiguamiento crítico para poder decidir si es aceptado o rechazado.

Criterio	Decisión
$\xi_{medido} \geq \xi_{crítico}$	Aceptado
$\xi_{medido} < \xi_{crítico}$	Rechazado
$*\xi_{derecho} \geq 25\% \xi_{izquierdo}$	Rechazado

Tabla 7.1. Criterio de aceptación y rechazo propuesto por Calvo.

\*Tal como se indica en la DIRECTIVA 2014/45/UE relativa a las inspecciones técnicas periódicas de los vehículos de motor y de sus remolques, es necesario comparar los resultados en el lado izquierdo y derecho, pudiendo ser catalogado como defecto grave una diferencia significativa entre ruedas del mismo eje. Este desequilibrio se considerará grave, y por tanto rechazado, a partir el 25%.

### Excitación del sistema

Como ya se ha demostrado anteriormente, para inspeccionar el estado del sistema de suspensión, lo más adecuado es excitar a las frecuencias propias de la masa suspendida para evitar que los resultados sobre el cálculo del coeficiente de amortiguamiento se vean afectados.

Bajo esta premisa, ya no se estima necesario excitar el sistema más allá de los 3 Hz, dado que es conocido que la frecuencia propia del sistema de suspensión se encuentra en el entorno de 1-2 Hz, con lo que se deduce que el tiempo del ensayo puede ser acortado considerablemente, ajustándose a los principios de I.T.V. , donde se destaca que la inspección debe ser llevada a cabo en un tiempo limitado.

Dadas estas circunstancias, y partiendo de que una pendiente ideal para la determinación de la FRF de una función senoidal sería de 0.1 Hz/s y aceptable 0.2 Hz/s [93], la inspección por rueda podría verse reducida a un tiempo de 18 segundos, donde los 3 primeros serían de establecimiento de la excitación a 3 Hz, para desacelerar lentamente con una pendiente de 0.2 Hz/s hasta la parada de la excitación en los 15 segundos posteriores.

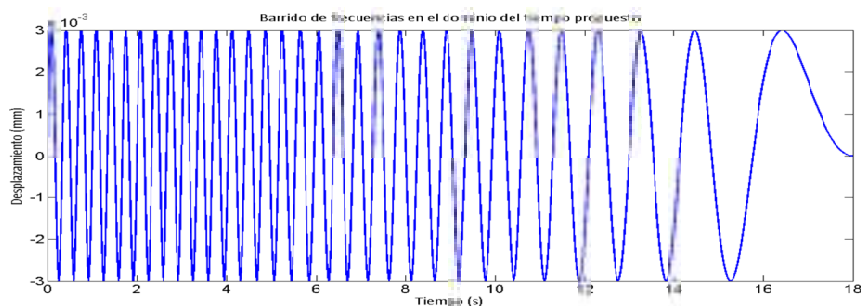


Figura 7.2. Barrido de frecuencias propuesto en el criterio planteado





## Capítulo 8. CONCLUSIONES

En esta Tesis Doctoral se ha desarrollado un análisis exhaustivo de los criterios de inspección del sistema de suspensión propuestos, sobre todo, en dos Tesis Doctorales, poniendo en valor las virtudes y poniéndose como objetivo la mejora en las limitaciones que éstos presentaban.

Se ha presentado un modelo matemático en varias configuraciones que contempla la masa del grupo motopropulsor como una masa sobresuspendida que descansa en sus soportes sobre la carrocería. A dichos soportes se les ha dotado de rigidez y amortiguamiento y se ha sometido el modelo a ensayo en banco de suspensiones de medida de fuerza, realizando un análisis de sensibilidad de estos parámetros.

En base al modelo matemático de dinámica vertical planteado, ha sido analizado el fenómeno del desfase que ocurre en los desplazamientos entre masa suspendida y sobresuspendida, lo cual ha mostrado su relación con la fuerza ejercida sobre la plataforma a lo largo del ensayo del barrido frecuencial planteado en este estudio.

Se ha confirmado en los ensayos experimentales, el fenómeno del desfase entre masa suspendida y sobresuspendida, que se obtenía en el modelo matemático planteado, obteniendo los máximos desplazamientos en contrafase en la frecuencia propia de la masa sobresuspendida, provocando un pico máximo en el desplazamiento de la masa no suspendida, hecho que confirma que el estado de los soportes del motor puede influir en el resultado del ensayo del sistema de suspensión en bancos de I.T.V.

Basándose en los criterios de aceptación y rechazo establecidos por Calvo en su Tesis Doctoral, se establece una adaptación de esta metodología, donde como novedades, se demuestra que el resultado del cálculo del coeficiente de amortiguamiento en el entorno de la frecuencia propia de la masa no suspendida puede verse afectado con el deterioro de los soportes del grupo motopropulsor, por lo que se insta a que para controlar el sistema de suspensión sólo se analice el entorno de las frecuencias propias

de la masa suspendida, ya que a estas frecuencias, la influencia del estado de los soportes es muy poco significativa.

Dado que el criterio de inspección contempla que un tiempo de excitación por rueda de 18 segundos puede ser suficiente para verificar el estado del amortiguador, se consigue un ahorro de tiempo respecto a otros criterios planteados de más de 120 segundos por rueda, lo que supone alrededor de 8 minutos por vehículo. Punto este muy importante, coincidiendo con los principios de inspección en Estaciones de I.T.V..

Finalmente, se pueden considerar satisfechos los objetivos planteados en el punto inicial de esta Tesis

### **8.1 Aportaciones y resultados obtenidos.**

Las principales aportaciones de esta Tesis en materia de Inspección Técnica de Vehículos en cuanto al sistema de suspensión y soportes del grupo motopropulsor, pueden resumirse en:

- Desarrollo de un modelo matemático, que contempla la masa del grupo motopropulsor como masa sobresuspendida independiente para la simulación del ensayo de un vehículo en un banco de suspensiones.
- Determinación de las características del banco de suspensiones necesario para poder excitar a las frecuencias propias del sistema de suspensión.
- Adaptación de un criterio de aceptación y rechazo basado en el coeficiente de amortiguamiento crítico en el rango de frecuencias propias de la masa suspendida.
- Valoración de los datos obtenidos en los ensayos experimentales, donde se ha podido observar la influencia del deterioro de los soportes del motor en la dinámica vertical del vehículo.



## 8.2 Líneas futuras de investigación

Partiendo de los resultados de esta Tesis Doctoral, se proponen las siguientes líneas de investigación:

- Desarrollar un prototipo de banco de ensayos del sistema de suspensión, basado en las amplitudes de la excitación de la carretera con la frecuencia, según figura 3.4, con objeto de determinar cuál sería la frecuencia viable más adecuada.
- Implantación de este criterio de inspección de forma experimental en una estación de I.T.V., que permita contrastar los resultados sobre una amplia población de vehículos.
- Utilizando la metodología desarrollada, plantear una sistemática para evaluar el estado de los soportes del grupo motopropulsor.
- Desarrollar una normativa de homologación y de inspección de la suspensión de vehículos basada en el criterio propuesto. Esto podría permitir establecer criterios de diseño de suspensiones para vehículos que garanticen unas cualidades dinámicas mínimas en vehículos nuevos.
- Investigar el modo de encontrar una metodología de inspección del sistema de suspensión que no se vea afectado por la presión de inflado de los neumáticos, tal como se ha desarrollado matemáticamente en el punto 5.7.
- Extender el estudio realizado a vehículos comerciales e industriales, analizando el comportamiento de dicho sistema.
- Del mismo modo, proponer un criterio de inspección del sistema de suspensión (hasta ahora inexistente) para vehículos de 2 y 3 ruedas.
- Dado que como se ha visto en el punto relativo a reglamentación, no existe ningún acto reglamentario que obligue a justificar unas prestaciones mínimas del sistema de suspensión en el proceso de homologación de un vehículo, resultaría muy difícil, legalmente, proponer la metodología planteada en esta Tesis Doctoral para el rechazo de vehículos en I.T.V.





## Capítulo 9. BIBLIOGRAFÍA

- [1] A.R.Ohadi, Gh.Maghsoodi and V.Fakhari. Simulation of engine vibration on nonlinear hydraulic engine mounts through full-vehicle model.14th International Congress on Sound and Vbration. 2007.
- [2] Alonso, M. Estudio del comportamiento térmico y dinámico de los amortiguadores para vehículos automóviles tipo turismo. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Terrasa. 2006.
- [3] Aparicio, F, Vera, C. J., & Díaz, V. Teoría de los vehículos automóviles. ETS Ingenieros Industriales. ISBN 9788474841091. 1995.
- [4] Arai, T., Kubozuka, T., & Gray, S. Development of an Engine Mount Optimization Method Using Modal Parameters. SAE Technical Paper 932898. 1993.
- [5] Arbeláez, J. J., Marín, J. P. Modelado multicuerpo de un cuarto de vehículo liviano, utilizando el software VisualNastran para ser evaluado, bajo los criterios de la norma EUSAMA en cuanto a la adhesión. Scientia et Technica Año XIII, No 35, pp 237 - 241. Universidad Tecnológica de Pereira. ISSN 0122-1701.2007.
- [6] Arbeláez, J. J., Marín, J. P., & Calle, G. Modelado, diseño y construcción de un banco de pruebas para el análisis de la adhesión en la evaluación en suspensiones de vehículos livianos bajo la norma European Shock Absorber Manufacturers Association (EUSAMA). 8º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Cuzco (Perú). 2007.
- [7] Arce, A., & Vianna, G. Manual de Simulink para la asignatura de teoría de sistemas. Departamento de Ingeniería de Sistemas y Automática. Universidad de Sevilla. 2009.
- [8] Basso, R. Experimental Characterization of Damping Force in Shock Absorbers with Constant Velocity Excitation. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vol. 30, No 6, pp 431-442. 1998.
- [9] Bastow, D., Whitehead, J. P., & Howard, G. Car Suspension and Handling, Fourth Edition. Wiley-Blackwell. 2004.

- [10] Breedveld, P. C. Modeling and simulation of dynamic systems using Bond Graphs. Control Systems, Robotics and Automation - Modeling and System Identification I. Encyclopedia of Life Support Systems, 18-4-1 , pp. 128-173, ISBN 9781848265936. 2008.
- [11] Bretl, J. Optimization of Engine Mounting Systems to Minimize Vehicle Vibration. SAE Technical Paper 931322. 1993.
- [12] Buczaj, M., Walusiak, S., & Pietrzyk, W. Diagnostic assessment of technical condition of the shock absorbers in automotive vehicles in a selected diagnostic station. Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa PAN 01/2007; Vol. 7, No 1, pp 59–66. 2007
- [13] Cafferty, S., Worden, K., & Tomlinson, G. Characterization of automotive shock absorbers using random excitation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering, Vol. 211, pp 181-203. 1997.
- [14] Calvo, J. A. Determinación de un criterio de inspección para verificar el comportamiento dinámico del sistema de suspensión de un vehículo automóvil. Tesis Doctoral. Universidad Carlos III de Madrid. 2003.
- [15] Calvo, J. A., Álvarez-Caldas, C., & San Román, J. L. Analysis of Dynamic Systems Using Bond Graph Method Through SIMULINK. Engineering Education and Research Using Matlab, Intech, ISBN 9789533076560. 2011.
- [16] Calvo, J. A., Diaz, V., San Román, J. L., & García-Pozuelo, D. Influence of shock absorber wearing on vehicle brake performance. International Journal of Automotive Technology, Vol. 9, No 4, pp 467-472. 2008.
- [17] Calvo, J. A., López, M. J. , San Román, J. L., & Olmeda, E. BONDSYM: SIMULINK-Based educational software for analysis of dynamic system. Computer Applications in Engineering Education. Vol. 18, No 2, pp 238–251. 2009.
- [18] Calvo, J. A., López, M. J., San Román, & García-Pozuleo, D. Aplicación de Simulink al Cálculo de las Prestaciones de un Vehículo Automóvil ( PRESCAR ). XVII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Gijón (España). 2008.
- [19] Calvo, J. A., López, M. J., San Román, J. L., & Olmeda, E. Aplicación de Simulink al



- Método de Bond Graph (BONDSYM). XVII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Gijón (España). 2008.
- [20] Calvo, J. A., López-Boada, B., San Román, J. L., & Gauchía, A. Influence of a shock absorber model on vehicle dynamic simulation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering Vol. 223, No 2, pp 189-203. 2009.
- [21] Calvo, J. A., San Román, J. L., Álvarez-Caldas, C. Procedure to verify the suspension system on periodical motor vehicle inspection. International Journal of Vehicle Design, Vol. 63, No 1. 2013.
- [22] Calvo, J.A., López, M. J., Olmeda, E., & San Román, J. L. Influencia del modelo de amortiguador en la simulación del sistema de suspensión de un vehículo. 8º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Cuzco (Perú). 2007.
- [23] Campbell, C. Automobile Suspensions. Chapman and Hall, ISBN 0-412-15820-5. 1981.
- [24] Castillo, J., Carabias, E., Simón, A., & Ezquerro, F. Evaluación del estado de los amortiguadores en vehículos automóviles mediante acelerómetros. Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Cádiz (España). 2002.
- [25] Chase, S. Automotive suspension parameter estimation using smart wireless sensor technology. Thesis of California Polytechnic State University. 2008.
- [26] Chudzikiewicz, A. Simulation of Rail Vehicle Dynamics in MATLAB Environment. Vehicle System Dynamics. Vol.33, No 2, pp 107-119. 2000.
- [27] CITA. Performance Based Suspension Testing in PTI. Int. Motor Vehicle Inspection Committee. 2010.
- [28] Damien, M. Combined Time and Frequency Domain Approaches to the Operational Identification of Vehicle Suspension Systems. Thesis of Dublin City University. 2011.
- [29] Dixon, J. C. The Shock Absorber Handbook. John Wiley & Sons, Ltd. ISBN 0-7680-0050-5. 2007.

- [30] Duym, S. Simulation tools, modelling and identification, for an automotive shock absorber in the context of vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 33, No. 4, pp. 261 – 85. 2000.
- [31] Duym, S., Stiens, R., & Reybrouck, K. Evaluation of shock absorber models. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 27, No. 2, pp. 109 – 127. 1997.
- [32] Echavarri, J., Nicolás, J., Lafont P., Muñoz, J. L., Muñoz-Guijosa, J. M., Díaz, A., Lorenzo H., & Muñoz, J. Modelado del comportamiento de diferentes aceites en ensayos dinámicos de amortiguadores de automóviles. XVII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Gijón (España). 2008.
- [33] Eishima, H., Hamano, K., Tanaka, Y., and Kamata, Y., "Method of Front Wheel Drive Car Body Shake Reduction at Engine Idling," SAE Technical Paper 870630, 1987.
- [34] EUSAMA. Recommendation for performance test specification of car vehicle suspension testing system stiffness constant. EUSAMA - TS - 02 - 76. 1976.
- [35] Félez, J., Vera, C., & Martínez, L. Bond Graph shock absorber simulation models. International Conference on Bond Graph Modeling and Simulation. Editors: Granda, J. J. and DauphinTanguy, G, pp.267-273. 1997.
- [36] Ferdinand Svaricek, Tobias Fueger, Hans-Juergen Karkosch, Peter Marienfeld and Christian Bohn. *Vibration Control, Automotive Applications of Active Vibration Control*. ISBN 978-953-307-117-6. 2010.
- [37] Flower, W., "Understanding Hydraulic Mounts for improved Vehicle Noise, Vibration and Ride Qualities," SAE Technical Paper 850975, 1985.
- [38] Font, J., & Dols, J. F. *Tratado sobre automóviles Tomo IV. La dinámica del automóvil*. Universidad Politécnica de Valencia. ISBN 9788483630204. 1997.
- [39] Font, J., & Dols, J. F. *Tratado sobre automóviles. Tomo II. Tecnología del automóvil*. Universidad Politécnica de Valencia. ISBN 9788477215011. 1997.
- [40] Fukushima, N., Hidaka, K., & Iwata, K. Optimum characteristics of automotive shock absorbers under various driving conditions and road surfaces. *JSAE Review*, pp62-69.





1983.

- [41] Fukushima, N., Iida, M., & Hidaka, K. Development of an Automotive Shock Absorber that Improves Riding Comfort Without Impairing Steering Stability. Proc. 20th FISITA Conf., pp 218-223. 1984.
- [42] Georgioua, G., & Natsiavas, S. Optimal selection of suspension parameters in large scale vehicle models. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vol. 47, No 9, pp 1147-1166. 2009.
- [43] Gillespie, T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers. ISBN of 978-1-56091-199-9 .1992.
- [44] Gobbi, M. , Guarneri, P., Rocca, G., & Mastinu, G. Test rig for characterization of automotive suspension systems. SAE Technical Paper Series, 2008-01-0692. 2008.
- [45] Grubisic, V. and Fischer, G., "Methodology for Effective Design Evaluation and Durability Approval of Car Suspension Components," SAE Technical Paper 970094, 1997.
- [46] Grubisic, V., & Fischer, G. Methodology for Effective Design Evaluation and Durability Approval of Car Suspension Components. SAE Technical Paper 970094. 1997.
- [47] Guijón, M. Estudio de la rigidez neumática de suspensiones para vehículos. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Terrasa. 2006.
- [48] Hamed, M., Tesfa, B., Gu, F., & Ball, A. D. A study of the influence of vehicle tyre pressure on suspension system response using a full car model. Computing and Engineering Researchers' Conference. West Yorkshire (UK). 2013.
- [49] Hamed, M., Tesfa, B., Gu, F., & Ball, A. D. A study of the Suspension System for the Diagnosis of Dynamic Characteristics. Proceedings of the 20th International Conference on Automation & Computing, Bedfordshire (UK). 2014.
- [50] Hamed, M., Tesfa, B., Gu, F., & Ball, A. D. Effects of Tyre Pressure on Vehicle Suspension Performance. World Symposium on Mechanics Engineering & Applied Physics. 2014.

- [51] Hamed, M., Tesfa, B., Gu, F., & Ball, A. D. Vehicle Suspension Performance Analysis Based on Full Vehicle Model for Condition Monitoring Development. *Vibration Engineering and Technology of Machinery Mechanisms and Machine Science*, Vol. 23, pp 495-505. 2014.
- [52] Jeong, S., & Suh, J. Prediction of Suspension Fundamental Mode Frequency with Extraction of Dynamic Properties of Automotive Shock Absorbers and Tire. SAE Technical Paper 2001-01-0498. 2001.
- [53] José Ignacio Rodríguez. *Amortiguadores*. DGT. 2000.
- [54] Kasprzak, J. and Floyd, R., "Use of Simulation to Tune Race Car Dampers," SAE Technical Paper 942504, 1994.
- [55] Kate, N. B., & Jadhav, T. A. Mathematical Modeling of an Automobile Damper. *International Journal of Engineering Research*, Vol. 2, No 7, pp 467–471. 2013.
- [56] Kim, C., & Ro, P. Reduced-order modelling and parameter estimation for a quarter-car suspension system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 214, No. 8, pp. 851 – 864. 2000.
- [57] Kim, C., Ro, P., & Kim, H. Effect of the Suspension Structure on Equivalent Suspension parameters. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 213, pp. 457–470. 1999.
- [58] Kim, J., Jho, S., and Yim, H., "Influence of Chassis Flexibility on Dynamic Behavior of Engine Mount Systems," SAE Technical Paper 942269, 1994.
- [59] Ko, Y., Heydinger, G., & Guenther, D. Evaluation of a shock model for vehicle simulation. SAE Technical Paper Series, 2007-01-0845. 2007.
- [60] Kowalski, D., Rao, M., Blough, J., & Gruenberg, S. Dynamic testing of shock absorbers under non-sinusoidal conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 216, No. 5, pp. 373 – 384. 2002.



- [61] Kowalski, D., Rao, M., Blough, J., Gruenberg, S., & Griffiths, D. The effects of different input excitation on the dynamic characterization of an automotive shock absorber. SAE 01NVC-120. 2001.
- [62] Kumagai, K., Abe, T., Bretl, J. L., Ishigaki, T., & Takgi, R. A Shock Absorber Vibration Analysis - High-Frequency and Low-Frequency. SAE Technical Paper 911068. 1991.
- [63] Kuo, C. M., Fu, C. R., & Chen, K. Y. Effects of Pavement Roughness on Rigid Pavement Stress. *Journal of Mechanics*, Vol. 27, No 01, pp. 1–8. 2011.
- [64] Lajqi, Sh., Gugler, J., Lajqi, N., Shala, A., & Likaj, R. Possible experimental method to determine the suspension parameters in a simplified model of a passenger car. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 13, No 4, pp 615-621. 2012.
- [65] Lee, J., Yim, H., and Kim, J., "Flexible Chassis Effects on Dynamic Response of Engine Mount Systems," SAE Technical Paper 951094, 1995, doi:10.4271/951094.
- [66] López, A. Diseño de una suspensión semiactiva mediante QFT. Ingeniería de Control Robusto, Master IMAC. 2010.
- [67] Luque, P., & Álvarez, D. Investigación de accidentes de tráfico estudio del automóvil. Universidad de Oviedo. ISBN 9788483173480. 2003.
- [68] Luque, P., Álvarez, D., & Vera, C. J. Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico. Editorial Paraninfo. ISBN-10: 8497322827. 2004.
- [69] Majjad, R. Estimation of suspension parameters. IEEE Conference on Control Applications - Proceedings, (Hartford, CT, USA), pp. 522 – 527. 1997.
- [70] Manual de procedimiento de Inspección de las estaciones I.T.V.. Ministerio de Industria, Energía y Turismo. 2012.
- [71] Martínez, E. N. Momentos de inercia para uso práctico en reconstrucción de accidentes. Ciencia energética n 101, COPIME, Buenos Aires. 1997.
- [72] Muller, M., Weltin, U., Law, D., Roberts, M. et al., "The Effect of Engine Mounts on the Noise and Vibration Behavior of Vehicles," SAE Technical Paper 940607, 1994.

- [73] Navarro, A. Estudio y análisis del criterio de inspección del sistema de suspensión en vehículos automóviles en bancos de ensayo de estaciones de I.T.V. Trabajo de investigación. Universidad Miguel Hernández. 2009.
- [74] Navarro, A., Sánchez, S., & Sánchez, E. Influencia de la masa del motor sobre la masa suspendida de medio vehículo, en relación con el sistema de suspensión. XX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. Málaga (España). 2014.
- [75] Navarro, A., Sánchez, S., Velasco, E., Paricio, M., & Sánchez, S. Proposal of a method to determine shock absorber conditions on a motor vehicle. 4th European Conference on Mechanism Science, Santander (Spain). 2012.
- [76] Navarro, A., Velasco, E., Sánchez, S., Paricio, M. M., & Sánchez, M. Metodología experimental para determinar el coeficiente de amortiguamiento del sistema de suspensión de un vehículo. XIX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. Castellón (España). 2012.
- [77] Nozaki, H., & Inagaki, Y. Technology for measuring and diagnosing the damping force of shock absorbers and the constant of coil springs when mounted on a vehicle. JSAE Review, Vol. 20, No. 3, pp. 413 – 419. 1999.
- [78] Olatunbosun, O. A., & Dunn, J. W. A Simulation Model for Passive Suspension Ride Performance Optimization. Automotive Simulation '91, pp 131-142. 1991.
- [79] P S Heyns. An optimization approach to engine mounting desing. Department of Mechanical and Aeronautical Engineering. University of Pretoria, pp. 1124-1129. 2002.
- [80] Parra, J. C., & Tornero, J. Modelo de dinámica lateral de vehículo mediante Bond Graph. Revista Ingeniería Industrial - Año 7, Vol. 2, pp 35–46. ISSN 0717-9103. 2008.
- [81] Pérez, C., & Gracia, L. I. Modelado de sistemas dinámicos. Aplicaciones. Editorial Club Universitario. ISBN 8484544222. 2005.
- [82] Rao, M., & Gruenberg, S. Measurement of equivalent stiffness and damping of shock absorbers. Experimental Techniques, Vol. 26, No. 2, pp 39 – 42. 2002.
- [83] Rao, S. Mechanical Vibrations 5th Edition. Addison-Wesley Reading , MA. ISBN-13: 978-



0132128193. 2010.

- [84] Real Decreto 2822/1998, de 23 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento General de Vehículos.
- [85] Reinhard Sonnenburg, Miinnerstad. Method for testing vibration dampers in motor vehicle. Patent NO.: US 7,191,637 B2. 2005.
- [86] Reybrouck, K. A Non Linear Parametric Model of an Automotive Shock Absorber, SAE International Congress, Detroit, Michigan, February 28- March 3, pp. 79-86. 1994.
- [87] Rivin, E. Passive Engine Mounts-Some Directions for Further Development. SAE Technical Paper 850481. 1985.
- [88] Romero, G. Procedimientos optimizados utilizando métodos simbólicos para la simulación de sistemas dinámicos mediante Bond-Graph. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Madrid. 2005.
- [89] Ruiping Wang. A study of vibration isolation of engine mount system. Thesis in The Department of Mechanical and Industrial Engineering. Concordia University. Montreal, Quebec, Canada. 2005.
- [90] Rutledge, D. C., Hubbard, M. , & Hrovat, D. A Two DOF Model for Jerk Optimal Vehicle Suspensions. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vol. 25, No 2. 1996.
- [91] Santamarina, P., & Santamarina, M. C. Vibraciones mecánicas en Ingeniería. Universidad Politécnica de Valencia. ISBN 9788477216544. 1998.
- [92] Senthil, M., & Vijayarangan, S. Analytical and experimental studies on active suspension system of light passenger vehicle to improve ride comfort. Vol. 3, No 3, pp 34–41, ISSN 1392 - 1207. 2007.
- [93] Simms, A., & Crolla, D. The Influence of Damper Properties on Vehicle Dynamic Behaviour. SAE Thechnical Paper Series 2002-01-0319, pp 69–80. 2002.

- [94] Snyman, J. A., Heyns, P. S. and Vermeulen P. J. "Vibration isolation of a mounted engine through optimization". *Mech. Math. Theory* Vol. 30, No. 1, pp. 109-118. 1995.
- [95] Thite, A. N., Banvidi, S., Ibicek, T., & Bennett, L. Suspension parameter estimation in the frequency domain using a matrix inversion approach. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 49, No 12, pp 1803–1822. 2011.
- [96] Thoma, J. U. *Introduction to Bond Graphs and their Applications*. Pergamon Press. 1975.
- [97] Thompson, A. G. Optimum damping in randomly excited non-linear suspension. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division*, Vol. 184, No 1, pp 169-184. 1969.
- [98] Tipler, P. A., & Mosca, G. *Física para la ciencia y la tecnología*. Editorial Reverte. ISBN 8429144110. 2006.
- [99] Tsymberev, A. Patent 5369974. Suspension tester and method. 1994.
- [100] Türkay, S. & Akçay, H. A study of random vibration characteristics of the quarter-car model. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 282, pp. 111–124. 2005.
- [101] Vargas, G. B. Determinación de la regularidad superficial del pavimento, mediante el cálculo del Índice de Regularidad Internacional (IRI). *Revista Infraestructura Vial*, Vol. 21, pp. 30–37. 2009.
- [102] Velasco, E, & Díaz, V. Inspección de suspensiones de vehículos en I.T.V mediante la utilización combinada de bancos de suspensiones y frenómetro. XII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Bilbao (España). 1997.
- [103] Velasco, S. Criterio de inspección en bancos de ensayo del sistema de suspensión de un vehículo automóvil. Tesis Doctoral. Universidad Carlos III de Madrid. 1997.
- [104] Vera, C., & Felez, J. *Dinámica vehicular basada en la técnica de Bond Graph*. ETS Ingenieros Industriales. ISBN 9788474840957. 1994.



- [105] Ward, D., Hanke, O., Bertram, T., Hiller, M., & Bardini, R. A Generic Suspension Model for Middle Class Passenger Vehicles. SAE Technical Paper 2001-01-1280. 2001.
- [106] Yu, Y., Naganathan, N. G., & Dukkipati, R. V. A literature review of automotive vehicle engine mounting systems. Mechanism and Machine Theory, Vol. 36, No 1, pp 123–142. 2001.
- [107] Zheng-Dong Ma and Chang Qi. Multidisciplinary Design Optimization of Elastomeric Mounting Systems in Automotive Vehicles. 10th Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference.2004.
- [108] Zhu, J., Krutz, G., and Haghghi, K., "Dynamic Analysis of an Engine Chassis Mount Bracket Using the Finite Element Method," SAE Technical Paper 881854, 1988. doi:10.4271/881854.







## Anexo I.

### Gráficas de resultados obtenidos en ensayos experimentales a frecuencia fija a 3, 9, 10.8 y 15 Hz.

Se muestra a continuación gráficas correspondientes a desplazamientos, velocidades y aceleraciones, correspondientes al “cuarto” de vehículo delantero derecho, excitado a diferentes frecuencias fijas, con una semi-amplitud de 3 mm, que han servido de apoyo para llegar a las conclusiones de esta Tesis Doctoral.

Los colores que identifican a cada uno de los puntos son:

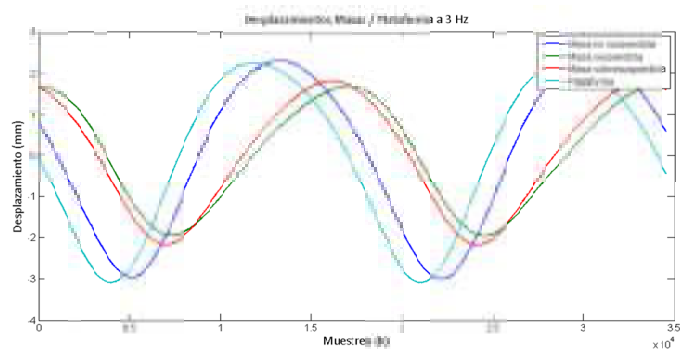
**Azul oscuro:** Masa no suspendida.

**Verde:** Masa suspendida.

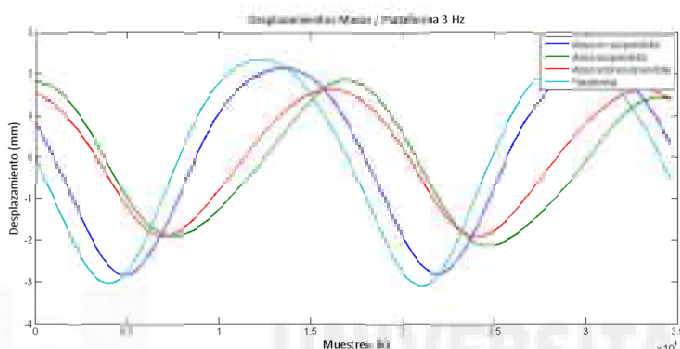
**Rojo:** Masa sobresuspendida.

**Azul claro:** Plataforma de excitación.

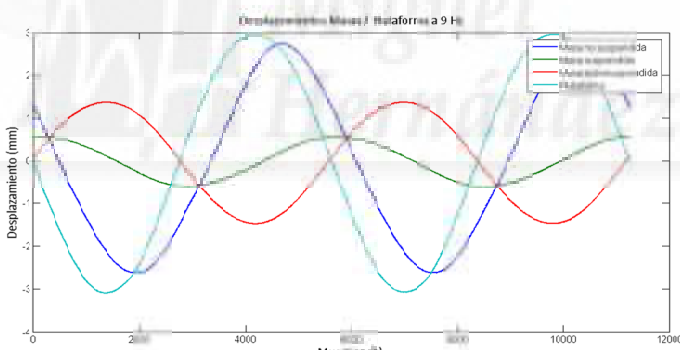




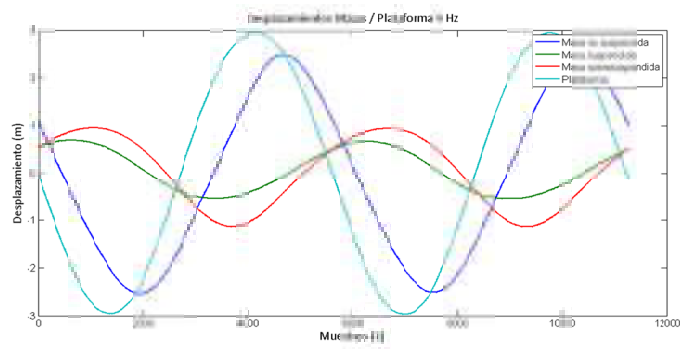
Desplazamiento a frecuencia 3 Hz soportes de motor originales



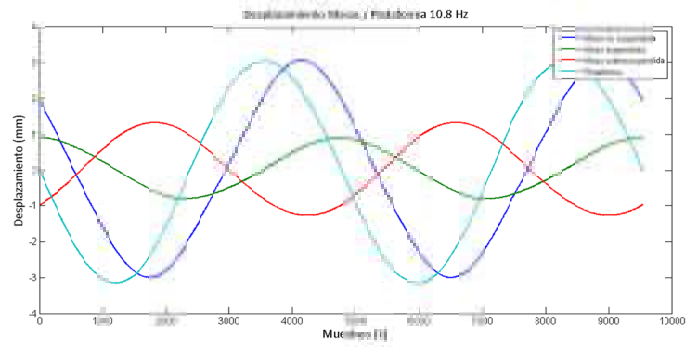
Desplazamiento a frecuencia 3 Hz soportes de motor deteriorados



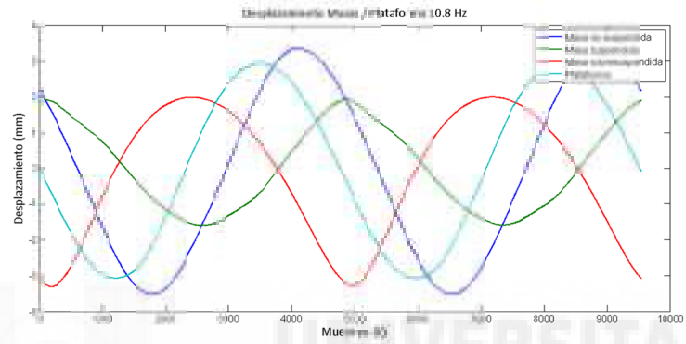
Desplazamiento a frecuencia 9 Hz soportes de motor originales



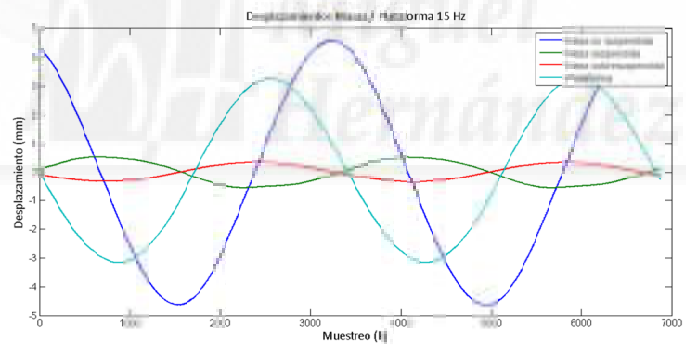
Desplazamiento a frecuencia 9 Hz soportes de motor deteriorados



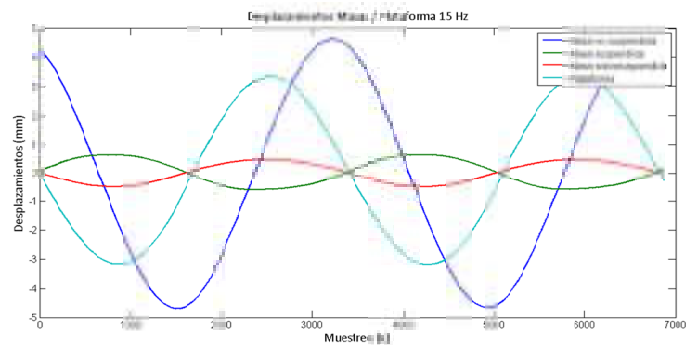
Desplazamiento a frecuencia 10.8 Hz soportes de motor originales



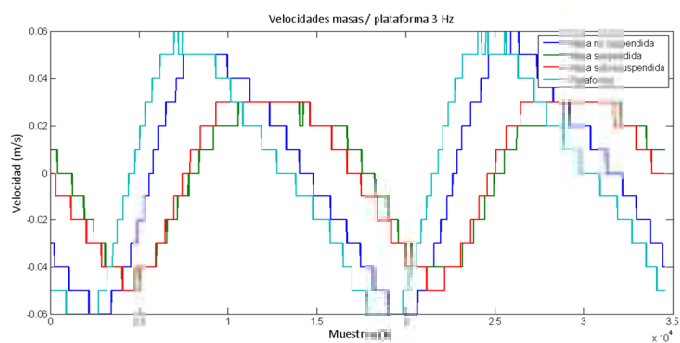
Desplazamiento a frecuencia 10.8 Hz soportes de motor deteriorados



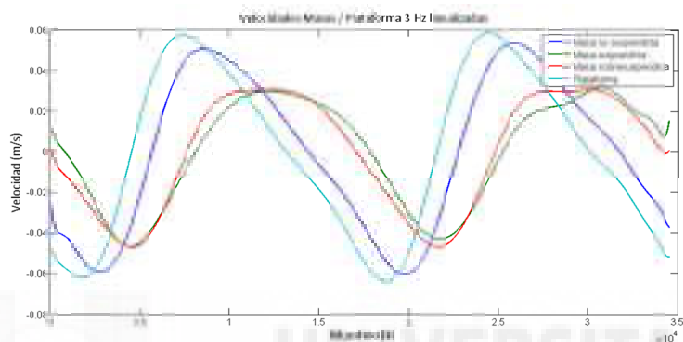
Desplazamiento a frecuencia 15 Hz soportes de motor originales



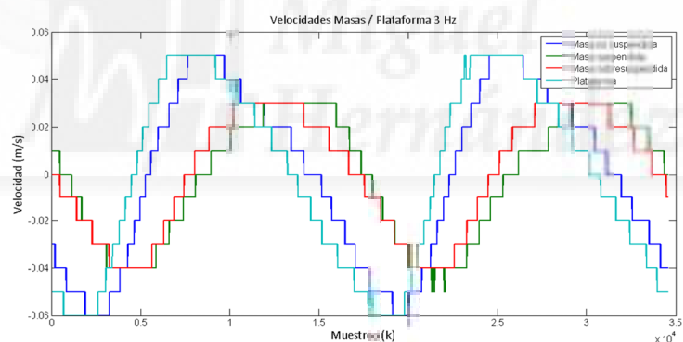
Desplazamiento a frecuencia 15 Hz soportes de motor deteriorados



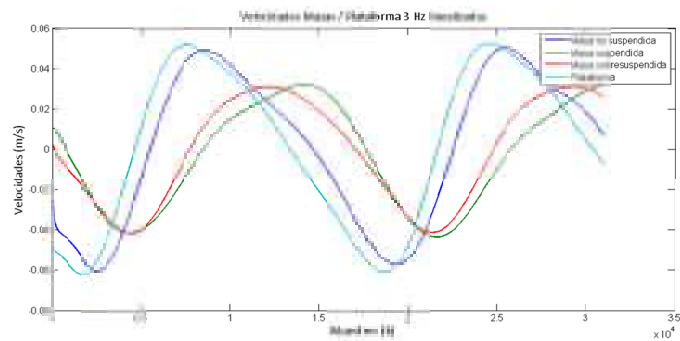
Velocidad a frecuencia 3 Hz soportes de motor originales



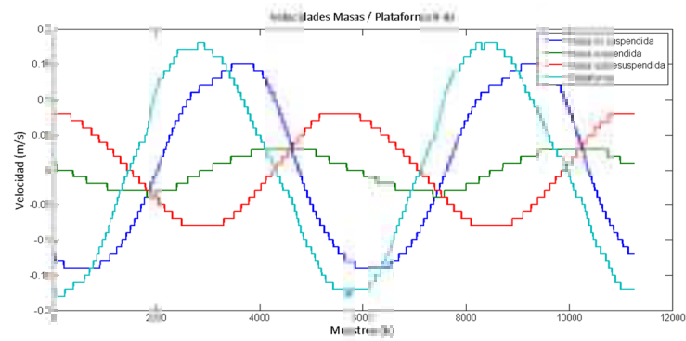
Velocidad linealizada a frecuencia 3 Hz soportes de motor originales



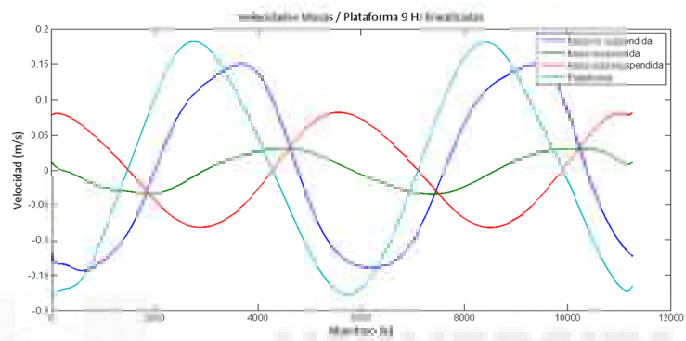
Velocidad a frecuencia 3 Hz soportes de motor deteriorados



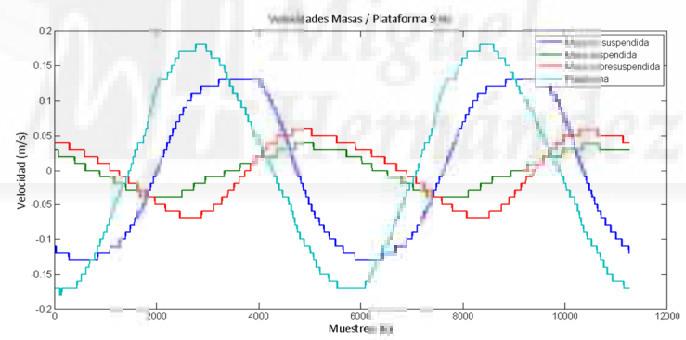
Velocidad linealizada a frecuencia 3 Hz soportes de motor deteriorados



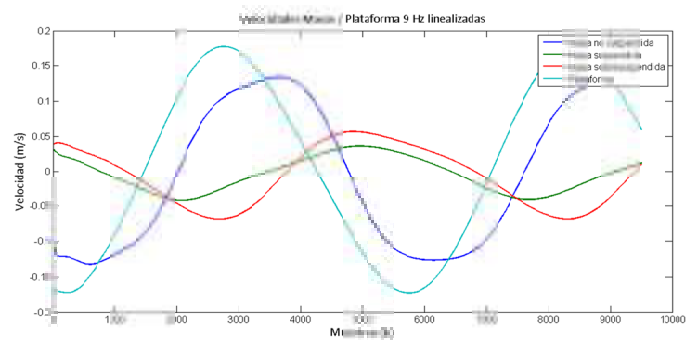
Velocidad a frecuencia 9 Hz soportes de motor originales



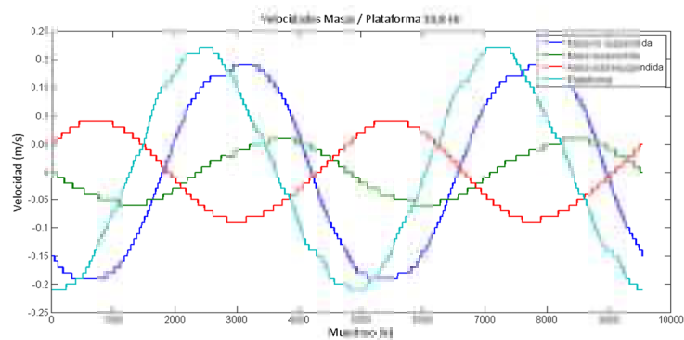
Velocidad linealizada a frecuencia 9 Hz soportes de motor originales



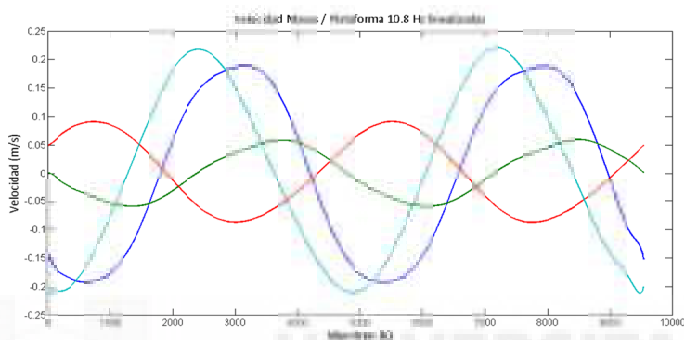
Velocidad a frecuencia 9 Hz soportes de motor deteriorados



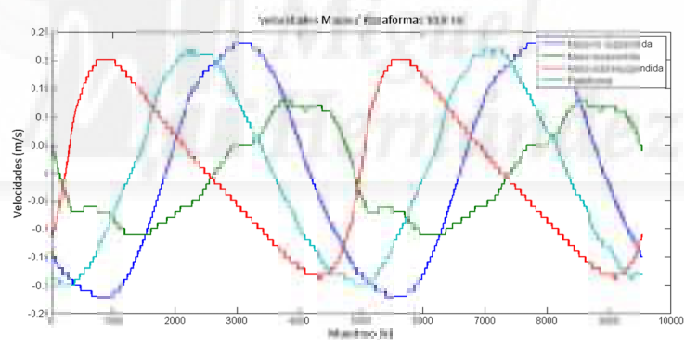
Velocidad linealizada a frecuencia 9 Hz soportes de motor deteriorados



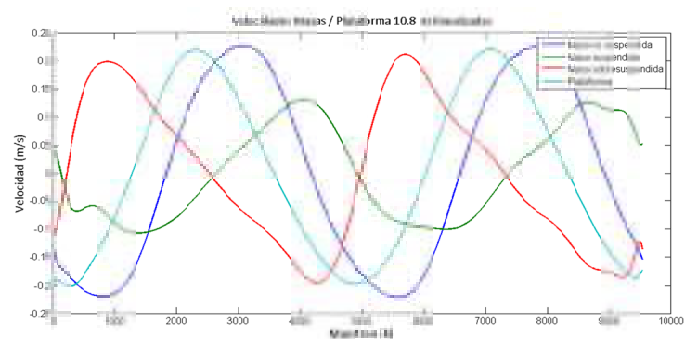
Velocidad a frecuencia 10.8 Hz soportes de motor originales



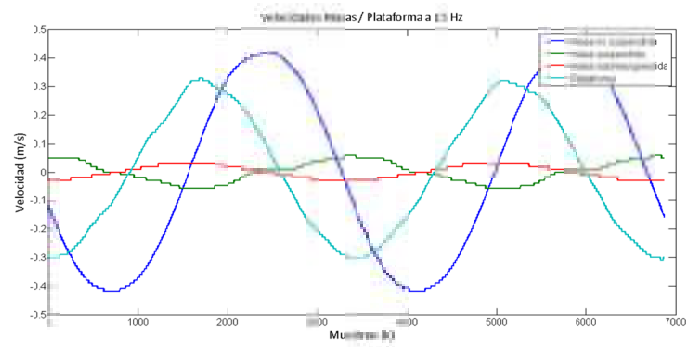
Velocidad linealizada a frecuencia 10.8 Hz soportes de motor originales



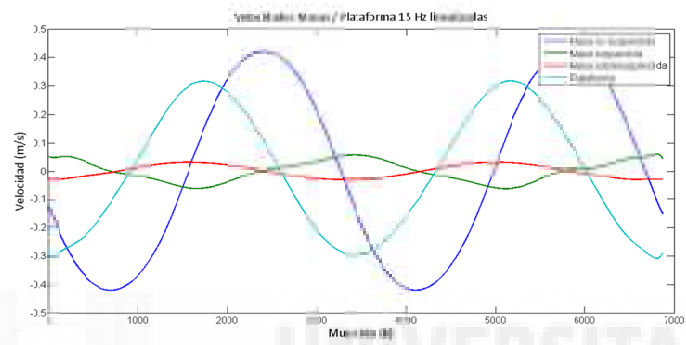
Velocidad a frecuencia 10.8 Hz soportes de motor deteriorados



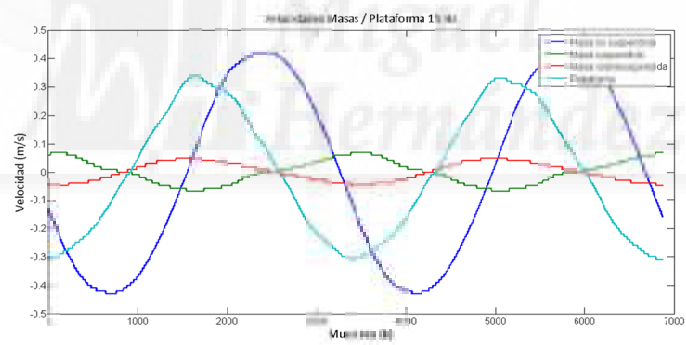
Velocidad linealizada a frecuencia 10.8 Hz soportes de motor deteriorados



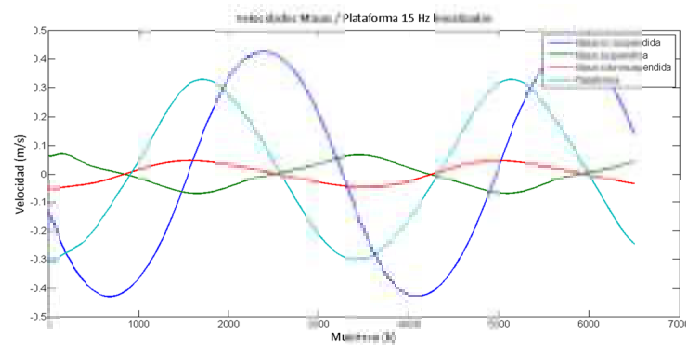
Velocidad a frecuencia 15 Hz soportes de motor originales



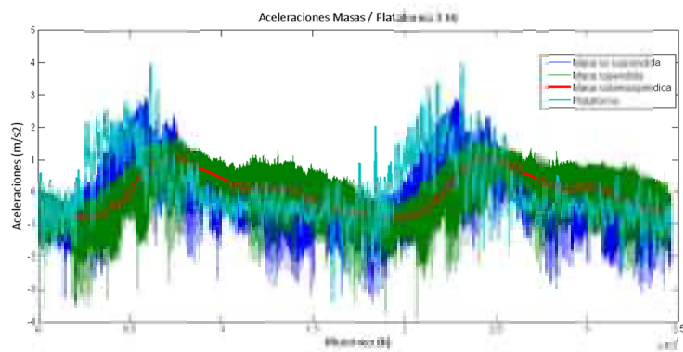
Velocidad linealizada a frecuencia 15 Hz soportes de motor originales



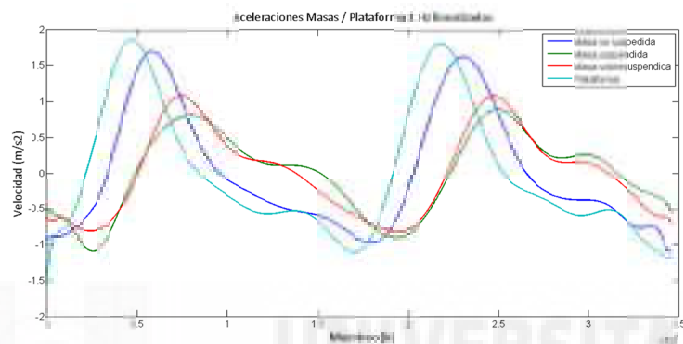
Velocidad a frecuencia 15 Hz soportes de motor deteriorados



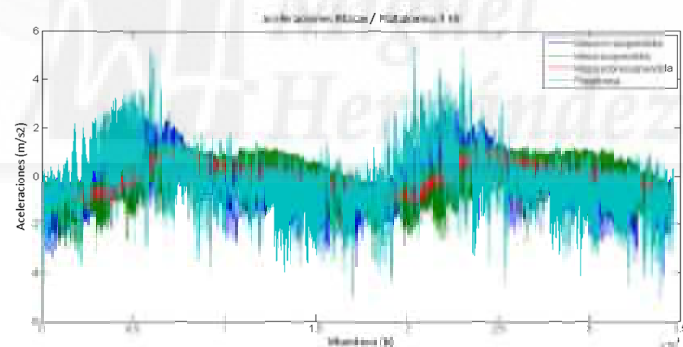
Velocidad linealizada a frecuencia 15 Hz soportes de motor deteriorados



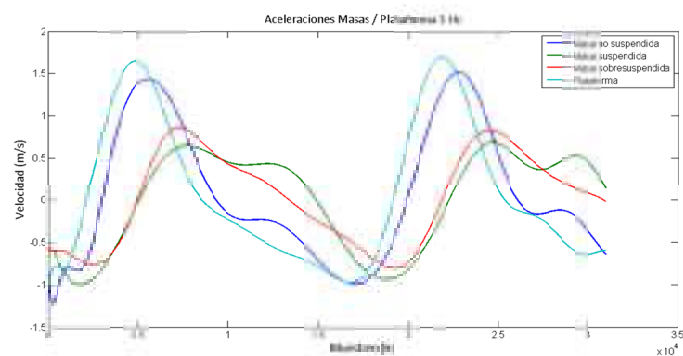
Aceleración a frecuencia 3 Hz soportes de motor originales



Aceleración linealizada a frecuencia 3 Hz soportes de motor originales

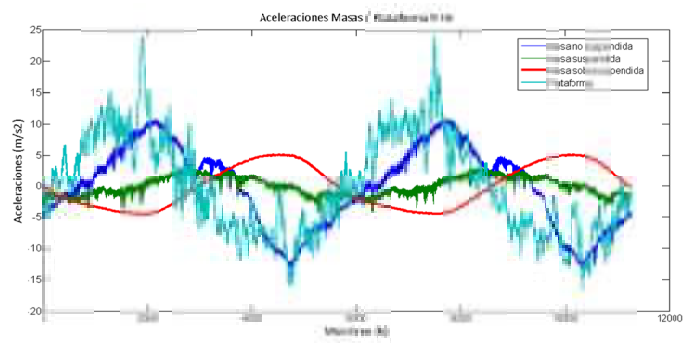


Aceleración a frecuencia 3 Hz soportes de motor deteriorados

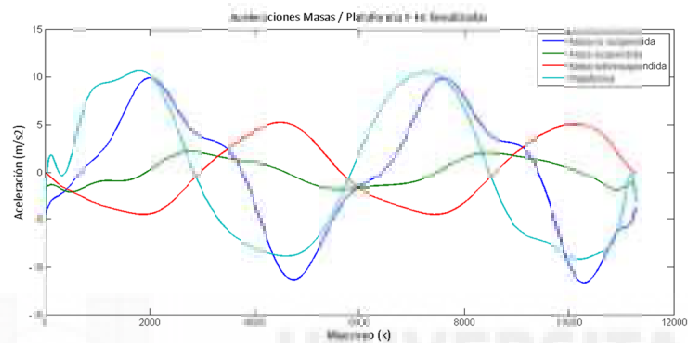


Aceleración linealizada a frecuencia 3 Hz soportes de motor deteriorados

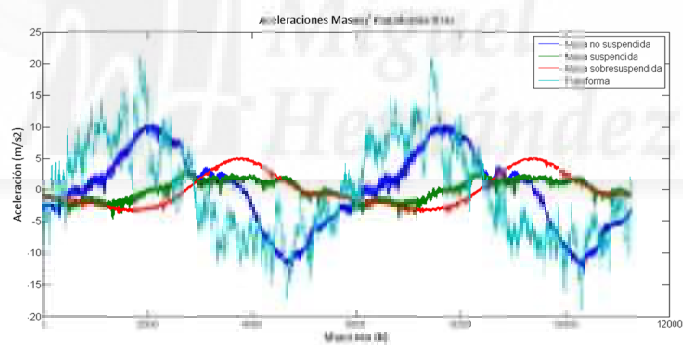




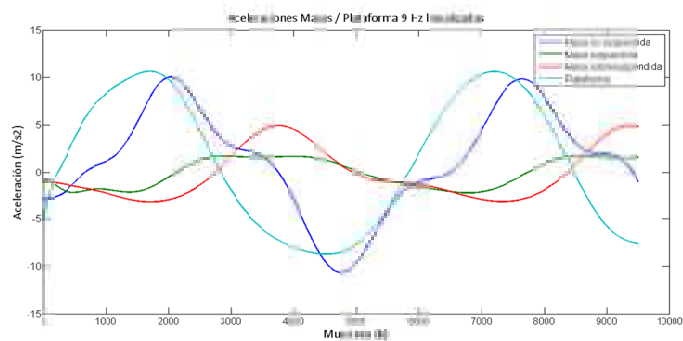
Aceleración a frecuencia 9 Hz soportes de motor originales



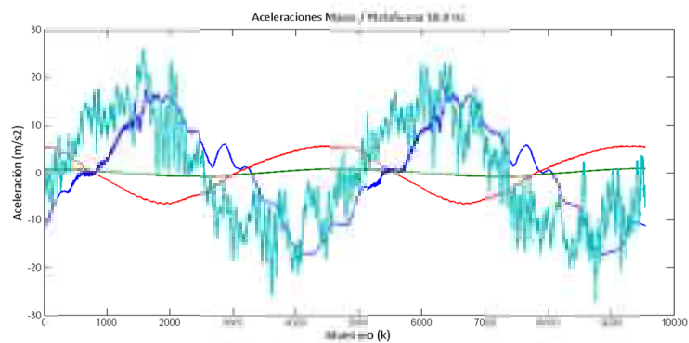
Aceleración linealizada a frecuencia 9 Hz soportes de motor originales



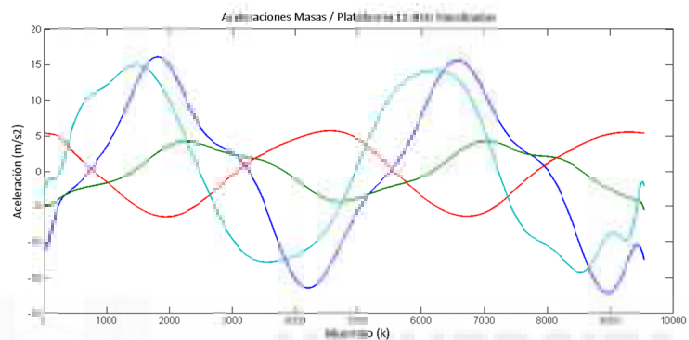
Aceleración a frecuencia 9 Hz soportes de motor deteriorados



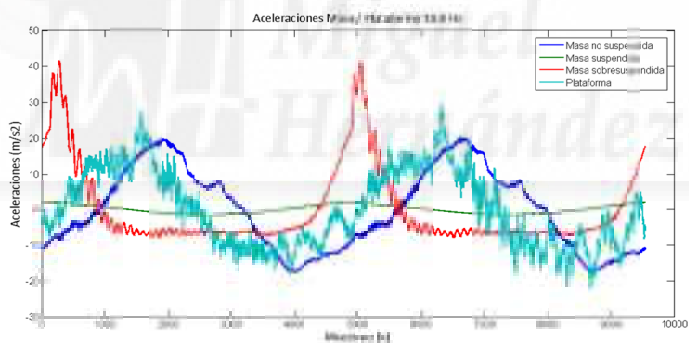
Aceleración linealizada a frecuencia 9 Hz soportes de motor deteriorados



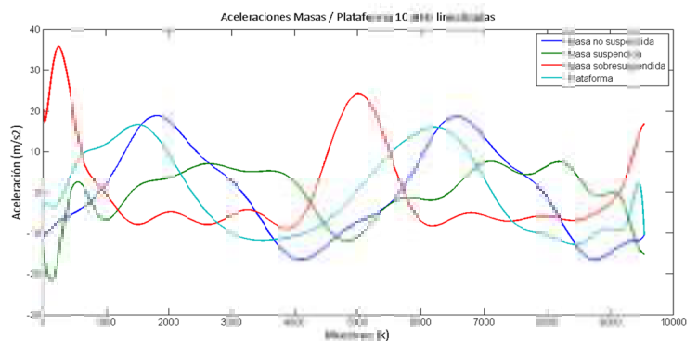
Aceleración a frecuencia 10.8 Hz soportes de motor originales



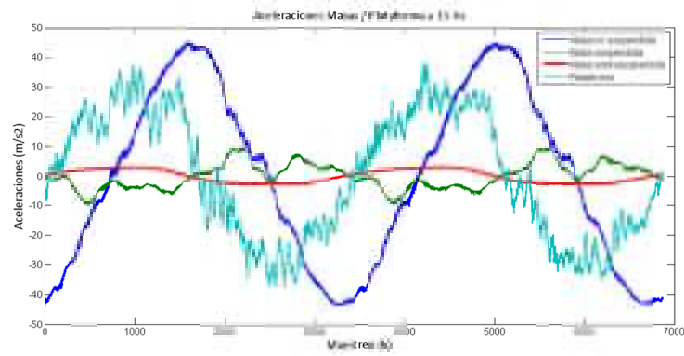
Aceleración linealizada a frecuencia 10.8 Hz soportes de motor originales



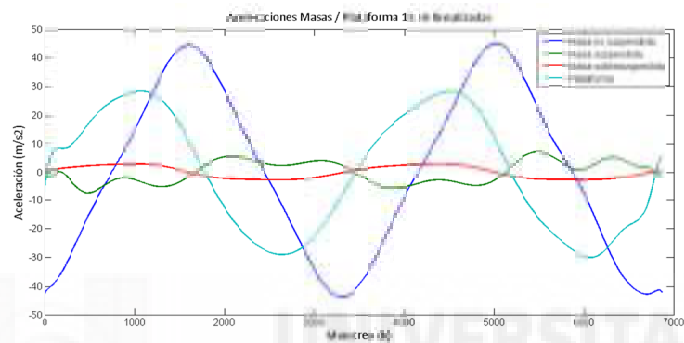
Aceleración a frecuencia 10.8 Hz soportes de motor deteriorados



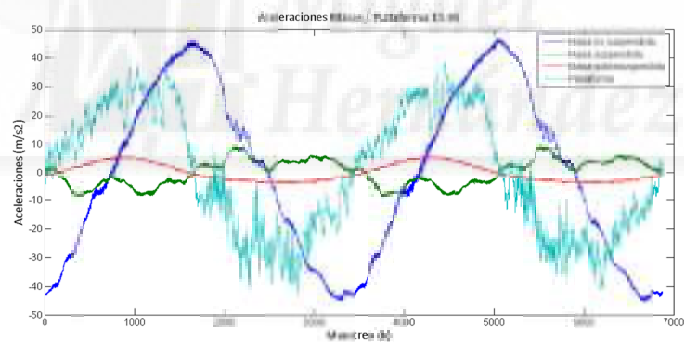
Aceleración linealizada a frecuencia 10.8 Hz soportes de motor deteriorados



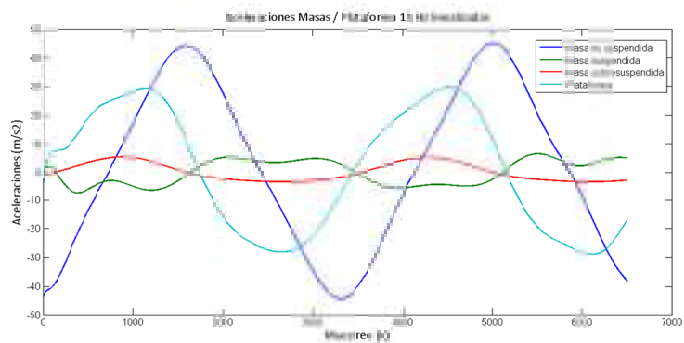
Aceleración a frecuencia 15 Hz soportes de motor originales



Aceleración linealizada a frecuencia 15 Hz soportes de motor originales



Aceleración a frecuencia 15 Hz soportes de motor deteriorados



Aceleración linealizada a frecuencia 15 Hz soportes de motor deteriorados