



JAVIER RODRÍGUEZ PABLOS
Ingeniero Técnico Industrial-Mecánico
Universidad Politécnica de Valladolid

Análisis de la influencia del mal estado de los amortiguadores en la eficacia de la frenada (*)

SUMARIO

La ingeniería asistida por ordenador o CAE surge como una nueva forma de trabajo capaz de predecir el comportamiento de un sistema real, mediante el empleo de modelos de simulación virtuales. «ADAMS» forma parte de esta tecnología CAE, y ha encontrado una aplicación creciente en el mundo del automóvil. El estudio dinámico de un vehículo juega un importante papel para su controlabilidad, y predecir su comportamiento significa un incremento en la seguridad dinámica.

ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) es un potente programa con el que se puede simular de forma rápida y precisa el comportamiento operativo de un sistema mecánico. Permite realizar el estudio del modelo, bajo condiciones de operación variables, además de proporcionar una visualización del modelo mediante una animación y una gran disponibilidad de información en forma de resultados. Dicho programa ha sido utilizado por el autor para la realización de la beca de investigación.

Palabras clave: Seguridad vial, amortiguadores, eficacia de frenada.

INTRODUCCIÓN

El análisis de ingeniería surge con el propósito de resolver cualquier proyecto, tanto como sea posible inicialmente sobre el papel, debido a que en términos de capacidad humana, tiempo, equipamiento y coste ninguna organización posee suficientes recursos para evaluar cualquier idea o cuestión teórica solamente mediante la realización de test o ensayos. Cuando no se encuentre una solución analítica satisfactoria o con la precisión adecuada para un análisis de ingeniería, será necesaria la utilización de una herramienta de análisis capaz de predecir el comportamiento completo del sistema. Como respuesta

(*) Este artículo es el resumen del trabajo presentado a la Fundación MAPFRE, como resultado final de la investigación desarrollada durante 1996, a raíz de una beca concedida en su convocatoria 1995/96.

surge una nueva forma de trabajo: «la ingeniería asistida por ordenador o CAE».

«ADAMS» forma parte de esta tecnología CAE, y ha encontrado una aplicación creciente en el mundo del automóvil, especialmente en el análisis de las suspensiones y el estudio de la dinámica vehicular.

El estudio dinámico de un vehículo juega un importante papel para su controlabilidad, y predecir su comportamiento significa un incremento en la seguridad dinámica.

Para la realización de este trabajo de investigación se cuenta con los medios informáticos disponibles en el centro CIMAO. Dicho centro es una unidad operativa del Instituto de Investigación y Desarrollo Tecnológico Industrial (ITI), y está integrado en el sistema de Red de Centros Tecnológicos Asociados de Castilla y León. Es un centro de ingeniería dedicado a la investigación y realización de proyectos, que cuenta con numerosos e importantes medios informáticos, programas de CAD, CAE, CAM, tales co-

mo ADAMS, I-DEAS, ABACUS, Unigraphics, VERICUT, que necesitan un poderoso soporte informático consistente en un conjunto de estaciones de trabajo que funcionan bajo UNIX.

El comportamiento de un sistema de suspensión debe ser tal que ha de combinar un alto nivel de confort con una elevada estabilidad dinámico-vehicular, sin embargo, tanto los amortiguadores como los elementos propios de la suspensión son componentes dinámicos sujetos a desgaste, de los que depende no sólo el confort de los ocupantes del vehículo, sino lo que es más importante, su seguridad.

La seguridad de un vehículo se puede evaluar a la hora de realizar una determinada trayectoria circular o a la hora de aplicar una frenada, de esta forma se obtienen los parámetros que proporcionan una valoración directa de la estabilidad de éste.

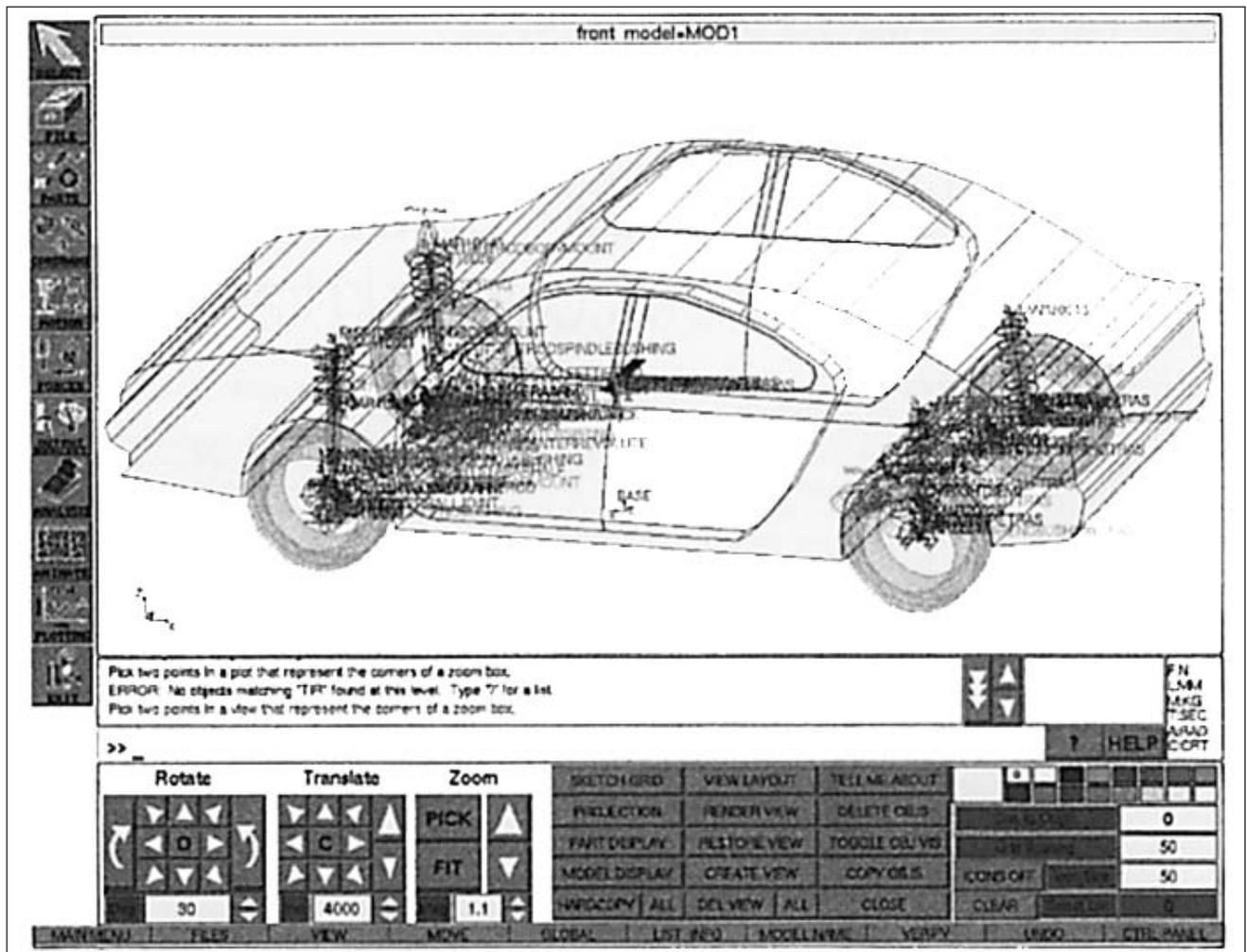
La valoración de los parámetros que indican la estabilidad de un vehículo en función del estado de los amortiguadores a la hora de aplicar una frenada en favor de la seguridad

activa, justifican la realización de este proyecto de investigación.

El estudio de un automóvil se ha convertido en una tarea tan compleja que se requiere la utilización de herramientas informáticas. Dentro de la ingeniería asistida por ordenador, existen fundamentalmente dos tipos de herramientas informáticas; en primer lugar los programas que realizan el cálculo y análisis de componentes y estructuras utilizando el Método de los Elementos Finitos FEM, y más recientemente los programas de Simulación de Sistemas Mecánicos MSS, entre los que se encuentra el **ADAMS**, que es el software base de esta investigación.

ADAMS (*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*) es un potente programa que permite diseñar de forma rápida y sencilla un prototipo virtual del sistema mecánico y simular su comportamiento operativo. Es capaz de realizar el análisis de las fuerzas y movimientos de un sistema mecánico, proporcionando información sobre los eslabones, pares cine-

FIGURA 1. El programa ADAMS.



máticos y restricciones que lo componen. Por otra parte, la calidad de los resultados y la fiabilidad del sistema está contrastada a lo largo del tiempo por sus creadores norteamericanos.

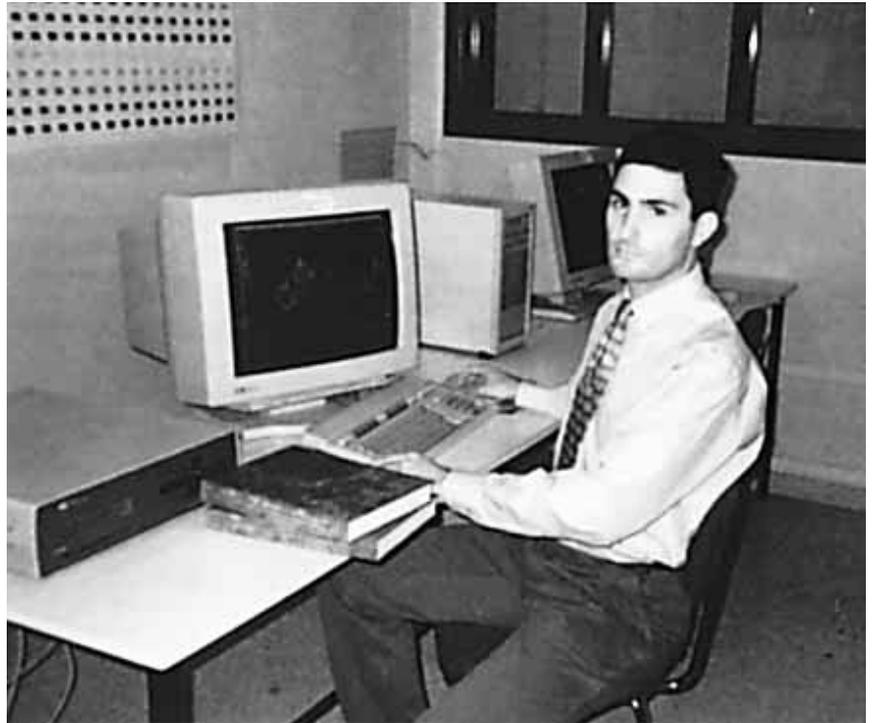
Ventajas del método empleado

- Se trabaja con un modelo de simulación del que se conoce su comportamiento antes de la construcción del modelo real, lo cual implica una reducción del tiempo de prueba durante el proceso de diseño y, por lo tanto, una disminución del coste.
- Estudio del modelo bajo condiciones de operación variables. Facilidad de cambiar parámetros de diseño o geometría para la optimización del mismo.
- Posproceso estandarizado. Rapidez y precisión al obtener los resultados. Visualización del modelo mediante una animación 3D. Disponibilidad de información.
- No existe limitación en cuanto a la forma matemática de la ecuación del movimiento del sistema mecánico. Soluciona problemas dinámicos no lineales.
- Mediante el programa se pueden calcular los picos de carga en los elementos del modelo, para utilizarlos posteriormente en un análisis mediante elementos finitos. En definitiva, es capaz de relacionarse con otras tecnologías CAD, CAE...

Desventajas del método empleado

- Necesita un amplio y variado conjunto de datos para la construcción del modelo.
 - Se necesita un esfuerzo para construir el primer modelo completo. La simplificación del modelo es una difícil tarea ya que es un proceso creativo en el cual se debe aplicar el ingenio y la experiencia.
 - Cuanto más complejo sea el sistema mecánico que se pretende analizar, mayor debe ser el dominio de los conceptos teóricos que corresponden a la materia en cuestión, pues de lo contrario, primero, el usuario no será capaz de realizar un esquema cinemático del mecanismo lo suficientemente sencillo como para trabajar cómodamente con él, y segundo, no será capaz de interpretar correctamente los resultados.
- ADAMS utiliza el sistema de ecuaciones de movimiento de Euler-Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right] - \frac{\partial L}{\partial q_j} = Q_j$$



Ecuación de Lagrange para la coordenada generalizada q_j , donde Q_j es el término de las fuerzas generalizadas y L es el término de la energía o potencial cinético.

El sistema de ecuaciones algebraicas y ecuaciones diferenciales requiere sofisticados métodos de cálculo numéricos para encontrar su solución. Los análisis de sistemas mecánicos por métodos numéricos proporcionan la posibilidad de realizar operaciones con gran exactitud y en tiempo mínimo, para ello se utilizan unos algoritmos integradores que implementados en un ordenador producen este resultado.

Para este trabajo se utilizan los programas ADAMS/View, ADAMS/Solver y el subprograma ADAMS/Vehicle, todos forman parte del programa principal ADAMS.

El ADAMS/View se encarga de realizar el PREPROCESO y POSPROCESO.

El PREPROCESO se ocupa de la construcción del modelo. Se realiza una descomposición del modelo en componentes más básicos: eslabones, restricciones y fuerzas aplicadas. No es necesario definir las fuerzas de inercia y las fuerzas de reacción, pues las calcula el programa. En el POSPROCESO se obtiene la respuesta del sistema, mediante la visualización de los resultados en gráficas y tablas.

El programa ADAMS/Solver es el programa de CÁLCULO, en el cual se plantean y resuelven las ecuaciones

algebraicas y diferenciales que rigen el comportamiento del sistema mecánico. Un análisis es una predicción de cómo se va a comportar el modelo mecánico. Los tipos de análisis que el programa ejecuta son: estático, cuasiestático, cinemático y dinámico.

ADAMS/Vehicle es un subprograma interactivo que permite realizar el análisis de diseño de una suspensión, ya sea delantera o trasera. También permite crear un modelo de un vehículo completo combinando ambos sistemas de suspensión. Mediante esta herramienta se pueden realizar tres tipos de análisis sobre el modelo, pudiéndose evaluar para cada uno de ellos hasta 32 características de diseño. El primero consiste en un análisis de movimientos verticales (RIDE) de la suspensión a través de un rango de alturas definidas por el usuario, el segundo es un análisis del balanceo (ROLL) de la suspensión en un determinado rango de ángulos de balanceo y el tercero realiza un análisis de dirección para suspensiones delanteras (STEER) en el que se simula el movimiento de dirección para un determinado rango de desplazamientos de la cremallera de dirección.

DEFINICIÓN DEL MODELO, SU DESCRIPCIÓN

El vehículo a partir del cual se realiza el modelo de simulación está compuesto por los siguientes sistemas de

suspensión y de dirección de tal forma que se corresponde con un vehículo de gama media.

- Suspensión delantera: McPherson
- Sistema de dirección: piñón-cremallera
- Suspensión trasera: semiejes oscilantes

Suspensión delantera y sistema de dirección

Dentro de las opciones que presenta el programa ADAMS/Vehicle sobre suspensiones delanteras se ha escogido el tipo McPherson A-Arm, pues es la más utilizada para vehículos turismos de gama media. También se selecciona un sistema de dirección, en este caso se utiliza el sistema Piñón-cremallera (Rack & Pinion).

Para la construcción del modelo se deben reproducir todas las características físicas de los elementos del sistema de suspensión y de dirección. Así para cada eslabón se define su geometría, se localiza su centro de masas y se introduce el valor de su masa e inercias. Se pueden aplicar características cinemáticas iniciales.

Todos los eslabones o partes de la suspensión delantera tienen una restricción en sus movimientos, para ello se utilizan los pares cinemáticos, que relacionarán unos eslabones con otros.

La columna rígida, el eje completo y el brazo inferior son los eslabones que principalmente determinan la geometría característica del sistema McPherson. La columna se une por su parte superior al vehículo mediante una junta universal, mientras que por su parte inferior se realiza la unión del amortiguador a través de un par cilíndrico. El brazo inferior se une al eje mediante la rótula esférica de suspensión, mientras que con un par de revolución se une al vehículo.

El sistema de dirección está compuesto por dos eslabones, uno es la propia dirección y otro la biela de dirección. Ambos elementos están unidos mediante una junta universal. Mediante la rótula de dirección se une la biela de dirección con el eje. Para simular el sistema piñón-cremallera se introduce un par prismático entre la dirección y el vehículo, a través del cual se puede aplicar el movimiento de dirección.

También se definen los elementos que conforman la barra estabilizadora, el conjunto amortiguador-resorte y la rueda.

Suspensión trasera

ADAMS/Vehicle contiene algunos tipos de suspensiones traseras de los cuales se ha escogido una suspensión de semitrenes independientes, Semi-Trailing Arm.

Es una suspensión fácil de construir, pues sólo tiene cuatro elementos: semieje o brazo, barra estabilizadora, conjunto amortiguador-resorte y rueda.

Mediante un par de revolución se une el semieje con el vehículo.

Elementos comunes a la suspensiones delantera y trasera

Sobre ambos sistemas de suspensión existirán un conjunto de fuerzas semejantes, que pueden estar aplicadas por determinados elementos o fuerzas exteriores, tales como Barras estabilizadoras y Uniones elásticas, Neumáticos y pista, Resortes y Amortiguadores de suspensión, Momentos de frenada y Fuerza aerodinámica.

Barras estabilizadoras

Se construye un elemento que simula la barra estabilizadora. Éste es-

tación con su correspondiente rigidez de torsión KT y amortiguamiento CT.

Las uniones de la barra estabilizadora con el vehículo, con el brazo inferior de la suspensión delantera, o con el semitrén de la suspensión trasera, se realiza mediante elementos de unión elásticos. Éstos se simulan mediante coeficientes de rigidez y de amortiguamiento lineales y torsionales K, C, KT, CT.

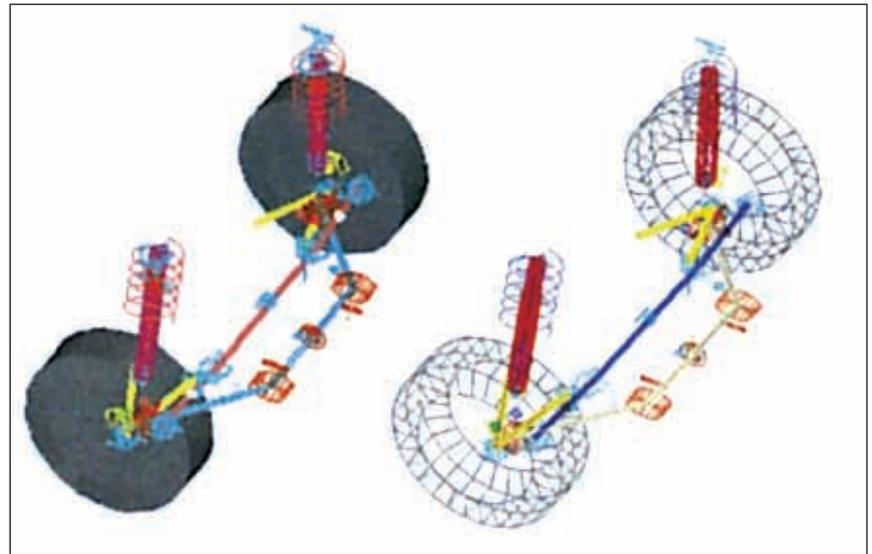
Neumáticos y pista

Existe un elemento de fuerza especial que simula el neumático. Es un elemento compuesto de otros, de tal forma que crea: una nueva parte o eslabón que será la rueda, un par cinemático de revolución entre el eje y el buje de la rueda, y un conjunto de fuerzas que simulan la interacción neumático-terreno.

El neumático que se utiliza es el modelo 185/65 R 14 Michelin.

Existe un fichero de propiedades del neumático (*.TPF) que genera las fuerzas y momentos que aparecen en el neumático. Hay que introducir los siguientes datos: radio libre, ancho del neumático, rigidez radial del neumático, rigidez de deslizamiento longitudinal, rigidez lateral del neumático

FIGURA 2. Aspecto de la suspensión delantera tipo McPherson en ADAMS.

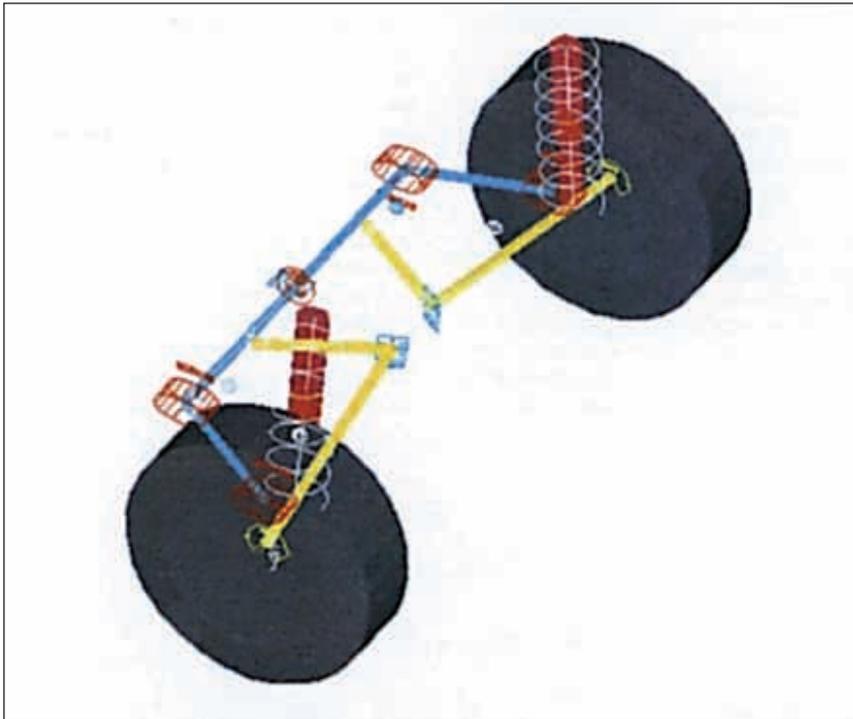


tará compuesto por dos eslabones simétricos que determinan la parte izquierda y derecha de dicha barra, mediante un par de revolución se realiza la unión de estas dos partes. Una barra estabilizadora trabaja a torsión y a flexión, se determina su rigidez total equivalente en el centro de la barra, de tal forma que se realiza la simulación mediante un resorte de ro-

devida al ángulo de inclinación camber, rigidez lateral del neumático debida al ángulo de deslizamiento o deriva δ , coeficiente del momento de resistencia al rodamiento, porcentaje de amortiguamiento radial, coeficiente de rozamiento (neumático-pista).

El coeficiente de adherencia global o coeficiente de fricción U es calculado por el programa mediante interpo-

FIGURA 3. Aspecto de la suspensión trasera de semiejes independientes oscilantes en ADAMS.



lación lineal entre U_0 (coeficiente de rozamiento estático) y U_1 (coeficiente de rozamiento cinético) en función de la velocidad de deslizamiento.

$$U = U_0 - (U_0 - U_1) \cdot V_{\text{deslizamiento}}$$

$$V_{\text{deslizamiento}} = \frac{V_{\text{vehículo}} - V_{\text{neumático}}}{V_{\text{vehículo}}}$$

También existe un fichero de datos del camino o pista (*.RDF). Éste define el perfil del camino en tres dimensiones, para ello se definen una serie de nodos o vértices que han de formar triángulos que son llamados elementos. En cada nodo se da una altura según las características de la pista.

Simulación del mal estado de los amortiguadores

Mediante resortes lineales se simularán los resortes de las suspensiones delantero y trasero, determinando su constante de rigidez y su longitud libre para la posición estática.

Para simular la fuerza ejercida por el amortiguador hay que crear una fuerza simple de traslación según la expresión de esta función:

$$\text{FUNC} = \text{CUBSPL} [\text{VR} (\text{E1}, \text{E2}), 0, \text{SPL1}]$$

La función FUNC se expresa según una función cúbica CUBSPL, cuya variable independiente es la velocidad relativa instantánea entre ambas partes del amortiguador en cualquier

momento de la simulación VR, y cuya variable dependiente es la curva característica del amortiguador F/V, introducida en una cúbica SPL definida mediante 20 puntos, donde X = Velocidades e Y = Fuerzas.

La curva característica del amortiguador F/V va disminuyendo a medida que se va deteriorando, la causa principal de esta caída es la fatiga del mismo, ya que está sometido a muchos ciclos de carga durante su funcionamiento. Por lo tanto para poder

Cuando se produce el bloque de un solo neumático, además de aumentarse la distancia de frenado, también se produce una desviación lateral del vehículo o una pérdida de dirección del mismo.

simular el mal estado de los amortiguadores bastará con provocar un descenso porcentual de su curva de amortiguamiento ideal o inicial del fabricante, es decir, un descenso porcentual del 30 por 100 en la curva de amortiguamiento implicará un funcionamiento del amortiguador al 70 por 100 de sus características iniciales.

Simulación de las condiciones de frenada

Se introducen los momentos de frenada según una función STEP, esto quiere decir que a la hora de aplicar la frenada se hace mediante una transición desde el valor 0 hasta el máximo $-M_f$. La aplicación de la frenada será más o menos brusca dependiendo del intervalo de tiempo en que se produzca dicha transición.

STEP (1.0, 0.0, 1.1, $-M_f$) ---valor máximo $-M_f$ en 0.1 seg.

Al frenar se produce una deceleración del vehículo y como consecuencia de ésta se produce una transferencia de cargas o transfer del eje trasero al delantero. Debido a la variación de las cargas dinámicas en los ejes, habrá que realizar una modificación de las fuerzas de frenado en función de la deceleración del vehículo.

$$\text{Transfer} = \text{Peso total} \cdot \text{Deceleración} \cdot \frac{H_0}{\text{Batalla}}$$

Cuando la fuerza de frenado sobrepasa la fuerza de adherencia máxima del neumático, comenzará el deslizamiento, y el vehículo frenará con la fuerza máxima que pueda transmitir el neumático. Si no se produce deslizamiento del neumático, la fuerza de frenado será máxima y frenará en menor distancia que si se desliza.

Otro factor a considerar es la efectividad de la frenada en función del deslizamiento de las ruedas. En teoría las fuerzas de frenado deberían provocar la equiaderencia de todos los neumáticos, pero en la práctica no es así. Por razones de estabilidad el tren delantero se debe bloquear antes que el trasero.

Sobre el vehículo hay que considerar la fuerza aerodinámica, es decir, introducir en el modelo la resistencia al movimiento producida por el aire. Esta fuerza se aplica en el centro de gravedad del vehículo con una determinada dirección y es función del coeficiente de penetración del vehículo, su sección, características del fluido y fundamentalmente del cuadrado de la velocidad del vehículo.

Vehículo completo

Se toma como sistema de referencia global en el vehículo el punto correspondiente al centro de gravedad del mismo, y a partir de éste se localizan los dos sistemas de referencia locales de los trenes delantero y trasero. Por lo demás el vehículo estaría perfectamente definido y tendría el aspecto de la figura 4.

Análisis de los parámetros de las suspensiones

La estabilidad directriz es una de las más importantes condiciones que

debe poseer el sistema de dirección de un vehículo. Para ello el eje del pivote deberá formar ciertos ángulos con los planos horizontal y vertical del vehículo.

Con ADAMS/Vehicle se pueden obtener parámetros tales como los ángulos de caída, avance, pivote, convergencia o divergencia, altura del centro de giro, distancia entre el centro de la rueda al centro instantáneo, deport al suelo, avance al suelo, geometría ackerman, ángulo de giro, radio de giro, etc.

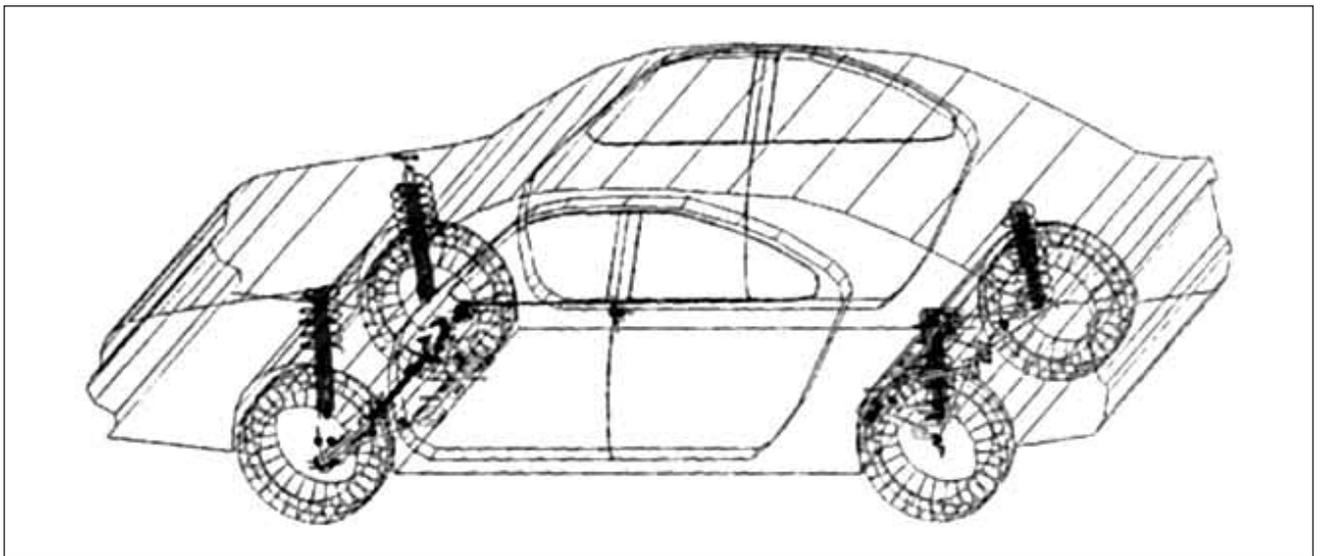
Para la suspensión delantera si se hace un análisis de movimiento vertical entre un rango de alturas de -80 a +80 mm con respecto del centro del

neumático, se obtienen las siguientes características que se aprecian en la gráfica 1.

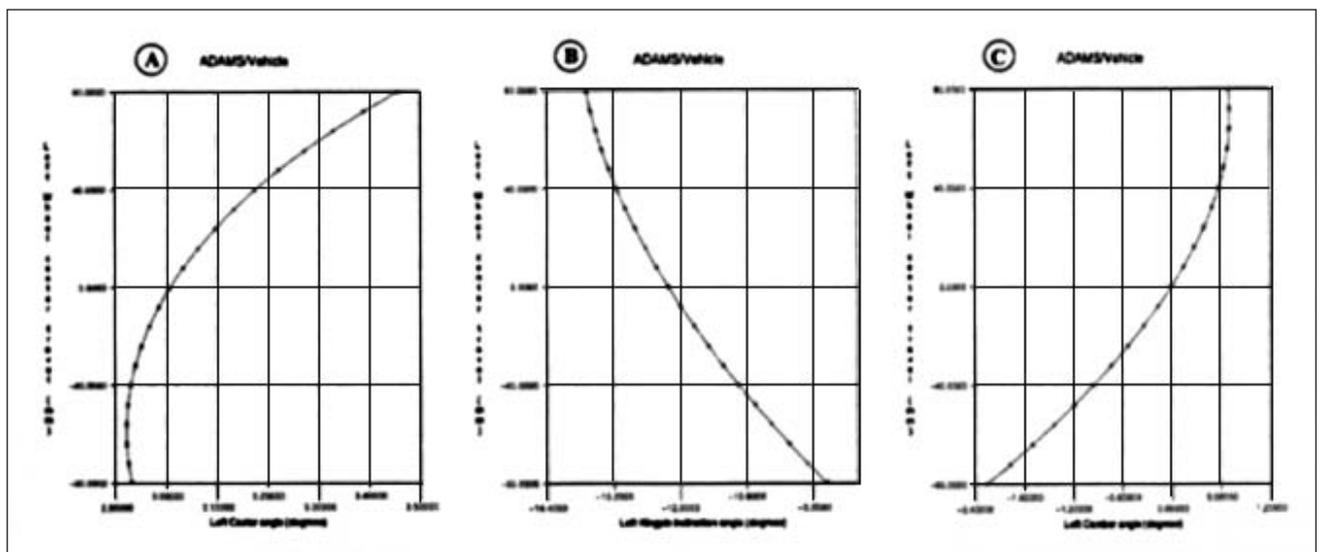
El ángulo de avance o CASTER, es el ángulo que en vista lateral forman el eje del pivote y la vertical. El efecto del avance es fundamental para volver a alinear las ruedas después de tomar una curva, esto es el efecto de autoalineación de la dirección. Un mayor avance ayuda a mantener la trayectoria del vehículo, aumentando su estabilidad en marcha.

Otro parámetro es el ángulo de inclinación del pivote en vista frontal o KINGPIN. El ángulo del pivote junto con el ángulo de caída darán un cierto valor al deport al suelo. Es favora-

FIGURA 4. Vehículo completo.



GRÁFICA 1. Ángulos de avance, pivote y caída (Caster, Kingpin y Camber). Para la posición inicial 0.0 mm se obtiene un ángulo de avance de valor 3.01 grados (figura A). El ángulo de inclinación del pivote toma un valor en la posición inicial de -12.3°, que varía entre -9.4° y -13.8° (figura B). El ángulo de caída que varía entre -2.1° y 0.9° (figura C). Todos estos resultados están ajustados al modelo real, teniendo en cuenta que se trata de una suspensión delantera del tipo McPherson.



ble una reducción del deport, pues provoca reacciones bruscas en el volante en cada choque del neumático con el terreno.

El ángulo de caída o CAMBER ANGLE es el formado en vista frontal entre el plano de la rueda y la vertical, un sistema McPherson trata de conseguir que el ángulo de caída tenga un valor muy pequeño. También se puede comprobar que el ángulo de caída varía muy poco con el ángulo de balanceo.

ESTUDIOS REALIZADOS Y SUS CONCLUSIONES

Se va a realizar el análisis de la frenada en un vehículo, con objeto de determinar la influencia del mal estado del amortiguador delantero izquierdo en la eficacia de la frenada del mismo. De tal forma que se le van a aplicar siempre las mismas condiciones de frenada, variando el amortiguamiento del amortiguador en mal estado, manteniendo el resto de amortiguadores al 100 por 100 de su capacidad amortiguadora.

Se establecen una serie de condiciones en el estudio. El vehículo parte a una velocidad de 120 Km/h. La frenada se realiza en una pista en estado limpio y seco, de tal forma que los coeficientes de rozamiento neumático-terreno tienen unos valores de $U_0=0.94$ y $U_1=0.74$.

Cuando se está aplicando un esfuerzo de frenado a un vehículo, se produce una variación de carga en sus ejes o tr nsfer de carga. Se aplicarán esfuerzos de frenado en cada eje proporcionales a la deceleración de frenado. Se aplican unos momentos de frenada constantes para las ruedas delanteras de valor $900.000 \text{ N} \cdot \text{mm}$ y $313.500 \text{ N} \cdot \text{mm}$ para las traseras. La aplicación del momento de frenada se realiza a partir del primer segundo de simulación según una transición desde 1.00 seg. hasta 1.10 seg.

Cuando el amortiguador delantero izquierdo se encuentra al 100 por 100 de su capacidad amortiguadora, todo el vehículo tiene sus amortiguadores en perfecto estado. La simulación tiene una duración de 5.157 seg, realizándose la frenada en 4.157 seg obteniendo un espacio total recorrido de 100.57 m y una distancia de frenado de 67.97 m. En definitiva se obtiene una deceleración de frenado en torno a los 7.838 m/s^2 . En los neumáticos delanteros se obtiene un pico en su adherencia que coincide con la aplicación del momento de frenado, que luego se estabiliza a un valor correspondiente al 20 por 100 de desliza-

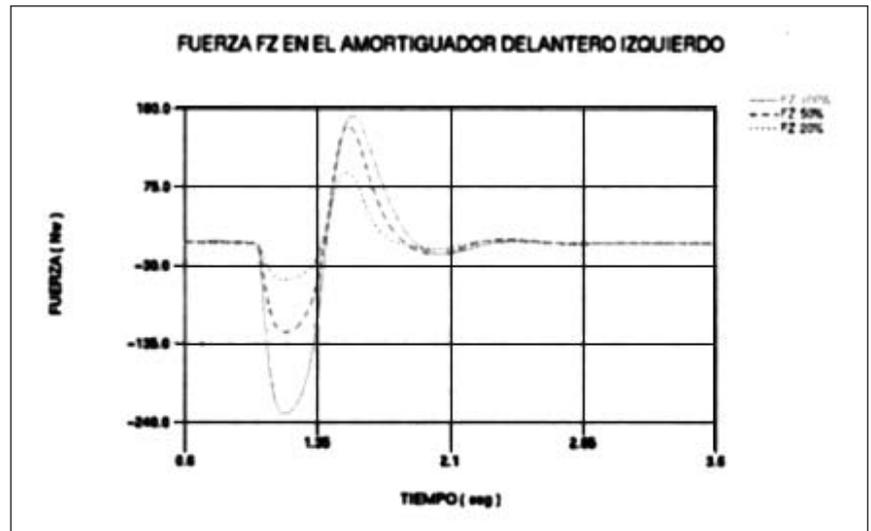
miento. En los neumáticos traseros el pico en la adherencia es menor, estabilizándose en un deslizamiento en torno al 5 por 100.

A medida que aumenta el deterioro del amortiguador aumenta el valor del pico en el coeficiente de rozamiento o adherencia global del neumático delantero izquierdo, al que corresponde el amortiguador deteriorado. En definitiva se aprecia un proceso en el

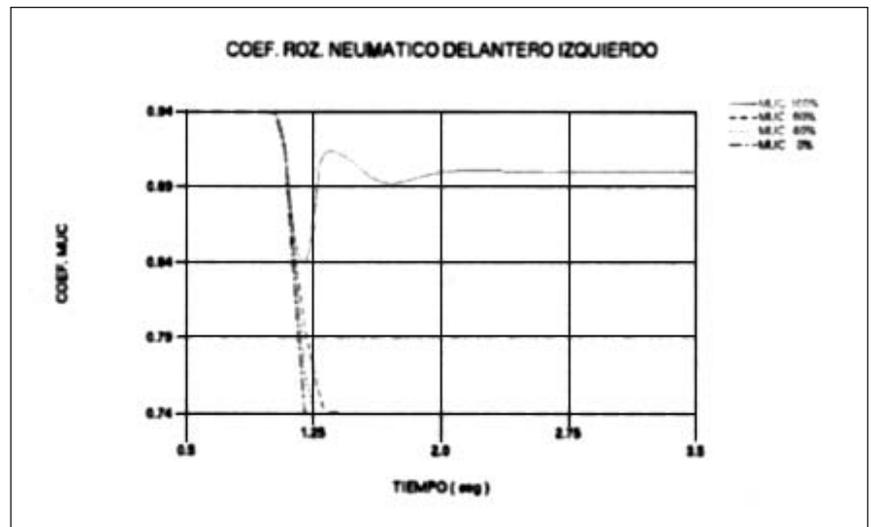
cual el neumático delantero izquierdo va perdiendo adherencia global, es decir, aumenta su deslizamiento, de tal forma que el vehículo va teniendo cada vez un comportamiento más inestable. No se producen grandes incrementos en la distancia de frenada del vehículo, pues no se llega a bloquear el neumático.

Así, cuando el amortiguador se encuentra al 60 por 100, el neumático

GRÁFICA 2. Fuerza Fz en el amortiguador delantero izquierdo. La fuerza ejercida en el amortiguador es función del coeficiente de amortiguamiento C y de la velocidad relativa con que se muevan sus extremos V. $F = C \cdot V$ El mal estado del amortiguador se simula mediante una reducción de su amortiguamiento. Se observa cómo disminuye la fuerza en dirección vertical Fz, cuando se reduce el amortiguamiento al 50 por 100 y al 20 por 100.



GRÁFICA 3. Coeficiente rozamiento neumático delantero izquierdo. Como es lógico, el neumático delantero izquierdo es el que primero se ve afectado por la falta de amortiguamiento. Así, se observa que cuando el amortiguador delantero izquierdo se encuentra al 60 por 100 de su estado inicial, se produce el bloqueo del neumático, pues se ha alcanzado el valor del coeficiente 0.74, correspondiente al deslizamiento del 100 por 100. A medida que disminuye el amortiguamiento, se produce antes el bloqueo, obteniéndose como consecuencia distancias de frenada más largas.



se bloquea 1.32 seg. y como consecuencia de esto se aumenta la distancia de frenado a 70.13 m (+2.16m) y el tiempo de frenado 4.282 seg. Como consecuencia del bloqueo de un solo neumático delantero, además se produce una pérdida direccional del vehículo que se mueve hacia su derecha 551 mm.

Se produce la frenada con una deceleración aproximada de 7.558 m/s². Se observa cómo influye el amortiguador defectuoso en los neumáticos del eje delantero, de tal forma que se aprecia cómo surge un segundo pico en la adherencia global del neumático delantero derecho. Los neumáticos traseros no varían de forma considerable sus adherencias.

Entre el 60 por 100 y el 40 por 100 del estado del amortiguador, lo único que ocurre es que se bloquea antes el neumático delantero izquierdo, y como consecuencia de ello se alarga un poco más la distancia de frenada y el desplazamiento lateral.

Cuando el amortiguador delantero se encuentra al 40 por 100 de su estado inicial, se produce el bloqueo de ambos neumáticos delanteros. El izquierdo lo hace a 1.26 seg y el derecho a 1.92 seg, aumentándose de forma considerable la distancia de frenada 72.09 m (+4.12m), así como el tiempo (4.425 seg). Sin embargo el desplazamiento lateral disminuye a 239 mm pues el bloqueo del segundo neumático hace disminuir la pérdida de dirección del primero. Se produce una deceleración en torno a los 7.265 m/s².

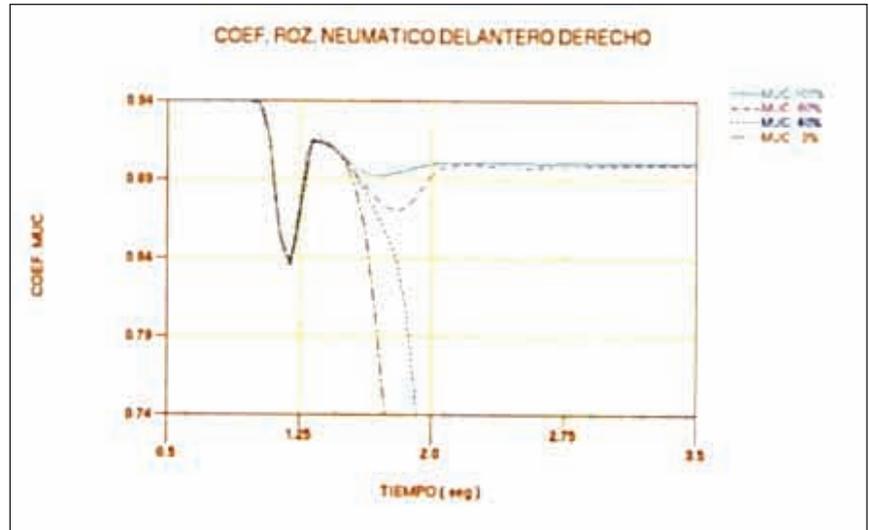
A medida que aumenta el mal estado del amortiguador, aumenta un poco la distancia de frenada, aunque disminuirá el desplazamiento lateral del vehículo, pues se realiza cada vez antes el bloqueo de ambos neumáticos delanteros.

Cuando el amortiguador delantero está roto, es decir, al 0 por 100 de su capacidad amortiguadora, se producen los bloqueos de ambos neumáticos un poco antes 1.20 seg y 1.74 seg, como consecuencia también se aumenta la distancia de frenada un poco más 72.34 m y se reduce el desplazamiento lateral 167 mm. Los neumáticos traseros están lejos de bloquearse.

Se puede representar la evolución de la velocidad del vehículo respecto del espacio recorrido y en función del estado del amortiguador.

Se puede representar de forma gráfica la relación entre la reducción porcentual del amortiguamiento del amortiguador con la distancia de la frenada del vehículo, así como con la desviación lateral del mismo.

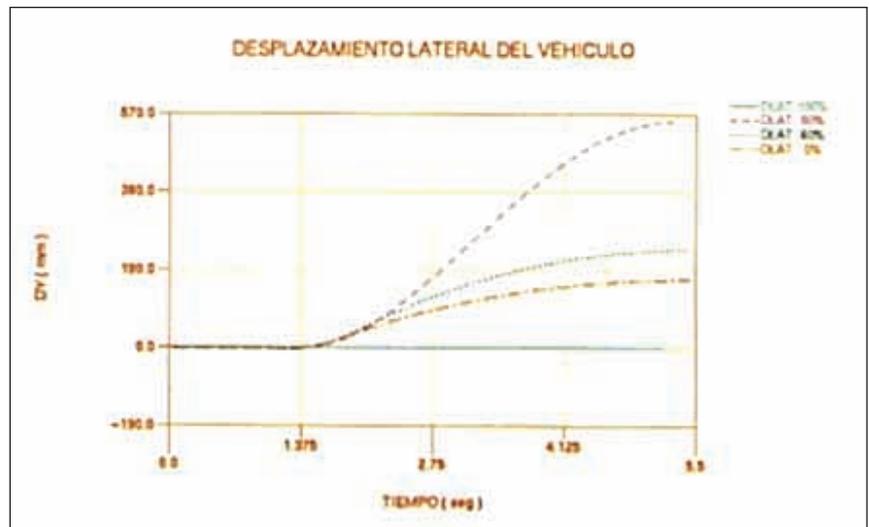
GRÁFICA 4. Coeficiente rozamiento neumático delantero derecho. Se puede observar la evolución de la forma de producirse el bloqueo del neumático delantero derecho en función del mal estado del amortiguador delantero izquierdo. Se aprecia que en el instante en que se aplica la frenada no se produce el bloqueo, sino que se produce posteriormente, esto ocurre cuando el amortiguador se encuentra al 40 por 100 de su estado inicial, de tal forma que ya estará bloqueado el otro neumático del mismo eje. El bloqueo simultáneo de ambos neumáticos delanteros hace incrementar ampliamente la distancia de frenado.



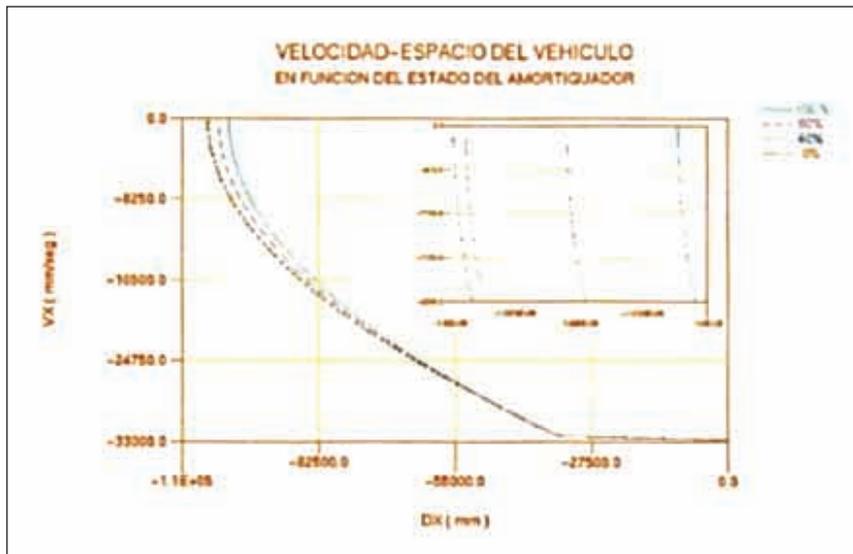
Se pueden sacar algunas conclusiones generales en cuanto al análisis de la influencia del mal estado de los amortiguadores en la eficacia de la frenada. El mal estado de los amortiguadores hace aumentar el deslizamiento de aquellos neumáticos más influidos por este defecto, hasta una determinada reducción porcentual del amortiguamiento en que se produce el bloqueo.

Cuando se produce el bloqueo de un solo neumático, además de aumentarse la distancia de frenado, también se produce una desviación lateral del vehículo o una pérdida de dirección del mismo. El bloqueo se produce como consecuencia de una carga variable producida por la actuación del conjunto amortiguador-resorte, ya que el movimiento del resorte se hace mayor a medida que dismi-

GRÁFICA 5. Desplazamiento lateral del vehículo. Se observa que al 60 por 100 se produce un desplazamiento lateral del vehículo como consecuencia del bloqueo de un solo neumático delantero, de tal forma que cuando el amortiguador en mal estado se encuentra al 40 por 100 ya se produce el bloqueo de ambos neumáticos delanteros y por consiguiente se reduce este desplazamiento lateral.



GRÁFICA 6. Velocidad-espacio del vehículo en función del estado del amortiguador. En esta gráfica se puede apreciar cómo aumenta el espacio recorrido por el vehículo en función del estado del amortiguador. Cuando el amortiguador se encuentra en perfecto estado el vehículo recorre 100.57 m de los cuales realiza frenando 67.97 m. Si el amortiguador se encuentra al 60 por 100 esta distancia de frenado se aumenta en +2.16 m. Al 40 por 100 esta distancia se aumenta en +4.12 m y cuando el amortiguador está roto se produce un aumento en la distancia de frenado de +4.37 m.

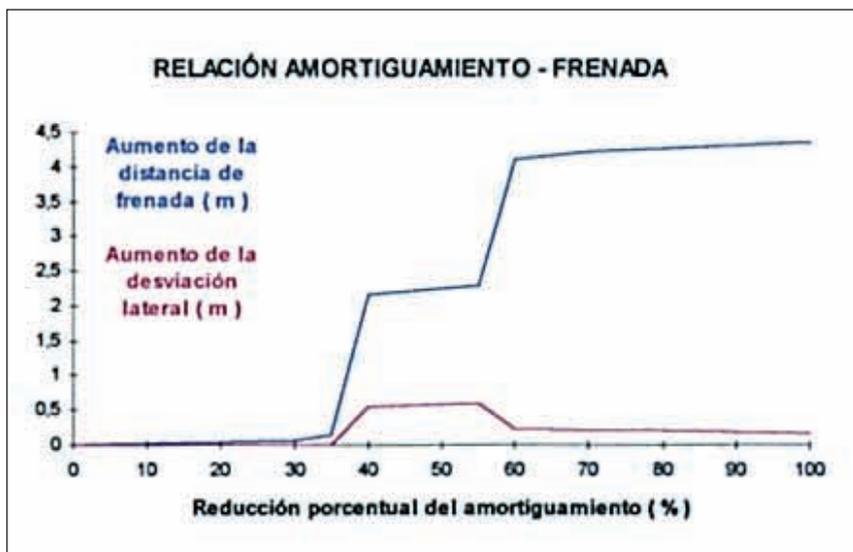


nuye la eficacia del amortiguador. El amortiguador en mal estado hace que el vehículo bote sobre el resorte, el cual debe soportar todo el esfuerzo de frenado o tr nsfer de carga. Se producen grandes oscilaciones o desplazamientos verticales, esto produce una pérdida de adherencia global, con lo cual será menor la fuerza lon-

gitudinal máxima (Flong) que pueda transmitir el neumático.

En esta situación, si la fuerza de frenado aplicada sobrepasa la fuerza de adherencia máxima del neumático, comenzará el deslizamiento, y en la situación de bloqueo el v hculo frenará con la fuerza máxima que pueda transmitir el neumático, es de-

GRÁFICA 7. Relación amortiguamiento-frenada. En la gráfica se observa la relación entre la reducción porcentual del amortiguamiento del amortiguador en mal estado con la distancia de la frenada del v hculo, así como con la desviación lateral del mismo. Con una reducción del 40 por 100 se produce el bloqueo del neumático correspondiente al amortiguador en mal estado. Cuando la reducción es del 60 por 100 se produce el bloqueo de ambos neumáticos delanteros.



cir, el esfuerzo de frenado real será menor al aplicado y, por lo tanto, aumentará la distancia de frenada.

$$F \text{ frenado aplicado} > F \text{ frenado real} = \\ = F_{\text{long}} = Q \cdot \mu$$

Se producirá una deceleración de frenado cuyo valor y forma dependerá del mal estado de los amortiguadores.

El potencial de adherencia de los neumáticos es global, tanto longitudinal como transversal. En una importante frenada en línea recta se solicitará mucho al neumático longitudinalmente, de tal forma que su rigidez de deriva también disminuye bastante. Cuando los amortiguadores están en mal estado, durante la frenada, se puede provocar un balanceo del v hculo debido a un reparto de cargas inadecuado, que, unido a una pérdida de zona de plena adherencia del neumático debido a que éste no apoya bien sobre el terreno, podría llegar a producir una deriva y por consiguiente un desplazamiento lateral del v hculo. Si estamos en el límite de adherencia longitudinal, cualquier esfuerzo lateral provocará el deslizamiento del neumático.

Cuando se produce el bloqueo de los dos neumáticos de un mismo eje, se aumenta aún más la distancia de frenado, al efectuarse éste se reduce el desplazamiento lateral del v hculo.

En el estudio de la influencia del mal estado de los amortiguadores en la eficacia de la frenada, cuando aparece una situación de bloqueo de neumáticos aumenta el riesgo de perder el control del v hculo y disminuye la estabilidad en marcha, lo que ocasiona una pérdida de la seguridad integral y del confort debido a los rebotes producidos en el v hculo.

El estado de la pista donde se realiza la frenada determina la amplitud de la frenada, así, para una pista húmeda y sucia el v hculo aumenta su distancia de frenada con respecto a la obtenida en una pista limpia y seca. Para un determinado estado de los amortiguadores el aumento en la distancia de frenada en ambas pistas tiene cierta proporcionalidad, independientemente del estado del terreno. De esta forma se pueden obtener unos resultados aproximadamente proporcionales para la siguiente relación: estado del amortiguador – eficacia de la frenada.

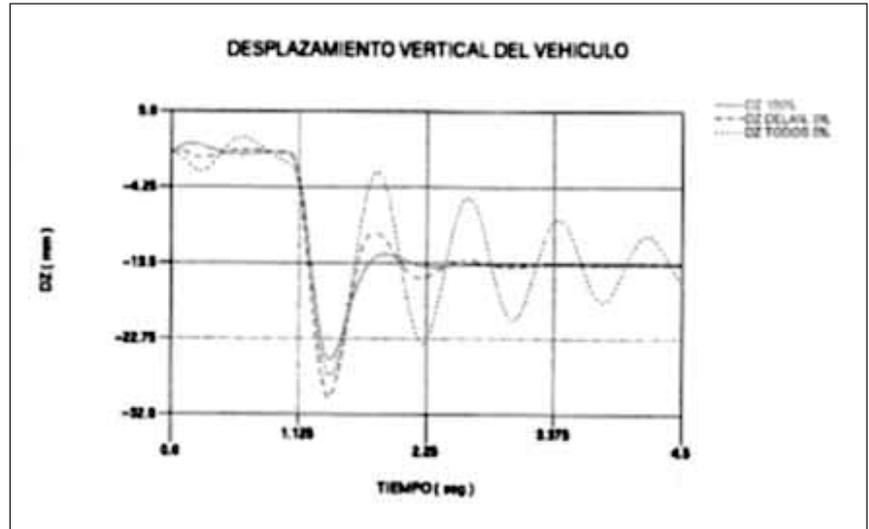
Teniendo en cuenta que la causa última de que se aumente la distancia de frenado es el bloqueo de los neumáticos, y considerando las mismas condiciones de frenada, se estudian una serie de casos, y en función de

los resultados obtenidos se hace una valoración para determinar qué caso es más o menos peligroso o en cuál se recortaría mas la seguridad a la hora de aplicar una frenada. Para ello se tiene en cuenta cuándo se produce el bloqueo de los neumáticos, en relación con una reducción menor del amortiguamiento de los amortiguadores en mal estado, es decir, será más peligroso aquel caso en que antes se produzca el bloqueo de los neumáticos en función del amortiguamiento de los amortiguadores en mal estado.

Los primeros cuatro casos se consideran más peligrosos, por ser más probable el bloqueo de algún neumático, pues éste se produce cuando los amortiguadores no están demasiado deteriorados. Sin embargo, para que se produzca bloqueo alguno en el resto de casos, los amortiguadores deben encontrarse en muy mal estado.

El caso 1º **delanteros + trasero** es el más peligroso, con una reducción del 30 por 100 en su capacidad amortiguadora se produce el bloqueo de un neumático delantero, aumen-

GRÁFICA 8. Desplazamiento vertical del vehículo. Cuando se tiene el amortiguador delantero en mal estado o incluso roto, se provoca en el vehículo una oscilación vertical durante la aplicación del esfuerzo de frenado de mayor amplitud que la correspondiente al vehículo con sus amortiguadores en perfecto estado. Si son todos los amortiguadores los que se encuentran en mal estado se producen grandes oscilaciones o desplazamientos verticales en el vehículo. Además de la pérdida de seguridad debido al bloqueo de los neumáticos en estas situaciones, se produce una pérdida del confort debido a la amplitud y frecuencia de los rebotes provocados.



ORDEN DE PELIGROSIDAD EN LOS CASOS ESTUDIADOS
CASOS MÁS PELIGROSOS

1º DELANTEROS+TRASERO > 2º LATERALES > 3º DELANTEROS > 4º DELANTERO

CASOS MENOS PELIGROSOS

5º TODOS > 6º TRASERO > 7º CRUZADOS > 8º TRASEROS+DELANTERO > 9º TRASEROS

una reducción en el amortiguamiento del 40 por 100(+2.16m), por lo tanto, la distancia de frenado aumenta menos que en el caso 3º Aparece un desplazamiento lateral del vehículo.

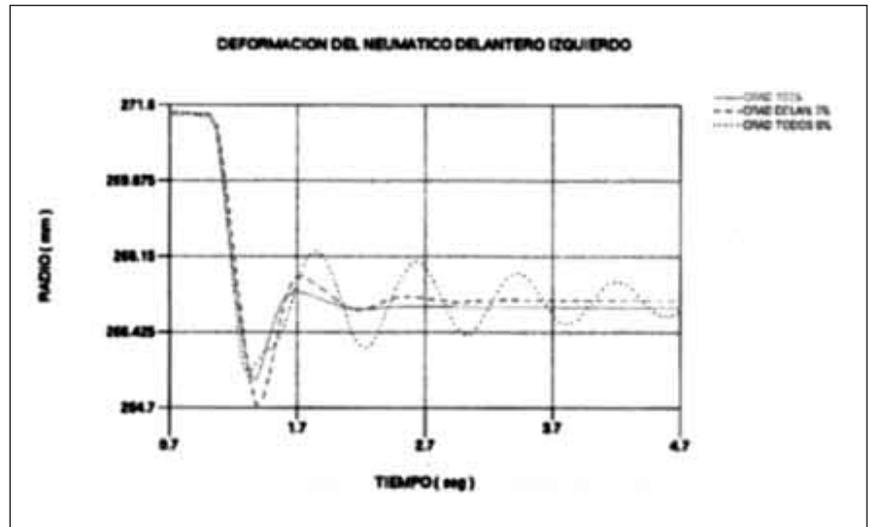
En el resto de casos, la influencia del estado de los amortiguadores es

tándose la distancia en +2.17m, además se produce el bloqueo de ambos neumáticos delanteros con una reducción del 45 por 100 (+3.96m). También para el 2º **laterales** se produce el bloqueo con una reducción del 30 por 100 (+2.15m), aunque para que se produzca el bloqueo de ambos neumáticos delanteros, será necesaria una reducción en amortiguamiento del 65 por 100 (+4.03m). Para estos dos primeros casos se tiene un sistema desequilibrado, pues la falta de amortiguamiento en un lateral del vehículo, provoca un balanceo y una desviación lateral del mismo hacia la derecha o izquierda de la calzada.

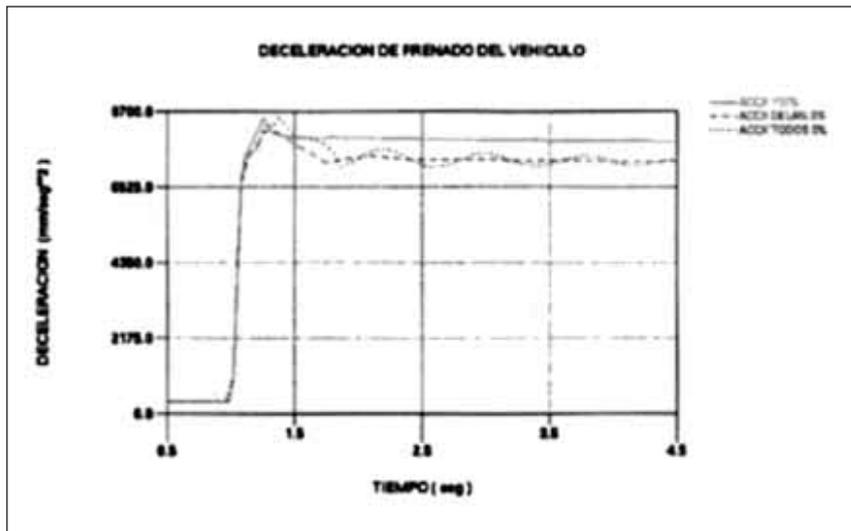
Para el caso 3º **delanteros** se obtiene que: el bloqueo simultáneo de ambos neumáticos delanteros se produce con una reducción del 40 por 100 en el amortiguamiento de los amortiguadores delanteros, de tal forma que se aumenta la distancia de frenado hasta +4.78m, aunque no se produce ningún desplazamiento lateral del vehículo, pues el estado de cargas está compensado lateralmente.

En el 4º **delantero**, el bloqueo de un sólo neumático se produce con

GRÁFICA 9. Deformación del neumático delantero izquierdo. Durante el frenado la carga del neumático aumenta debido a la transferencia de carga, de tal forma que disminuye el radio bajo carga CRAD. En el vehículo en perfecto estado se produce un pequeño rebote en el neumático a la hora de aplicar la frenada, pero cuando el amortiguador delantero está roto, se produce una oscilación de mayor amplitud al comprimirse, de tal forma que durante la frenada el CRAD DELAN, es mayor, esto produce una pérdida de adherencia global que tiene como resultado el bloqueo de dicho neumático. El vehículo con todos sus amortiguadores en mal estado, se producen grandes oscilaciones permanentes obteniendo un resultado similar al anterior.



GRÁFICA 10. Deceleración de frenado del vehículo. Para el vehículo con sus amortiguadores en perfecto estado se obtiene una deceleración de frenado en torno a 7.840 mm/seg², más o menos constante. Para el vehículo con un amortiguador delantero en mal estado la deceleración obtenida es menor 7.250 mm/seg², esto es debido al bloqueo de los neumáticos. De forma semejante cuando todos los amortiguadores están en mal estado se produce una deceleración de menor valor y de forma oscilante.

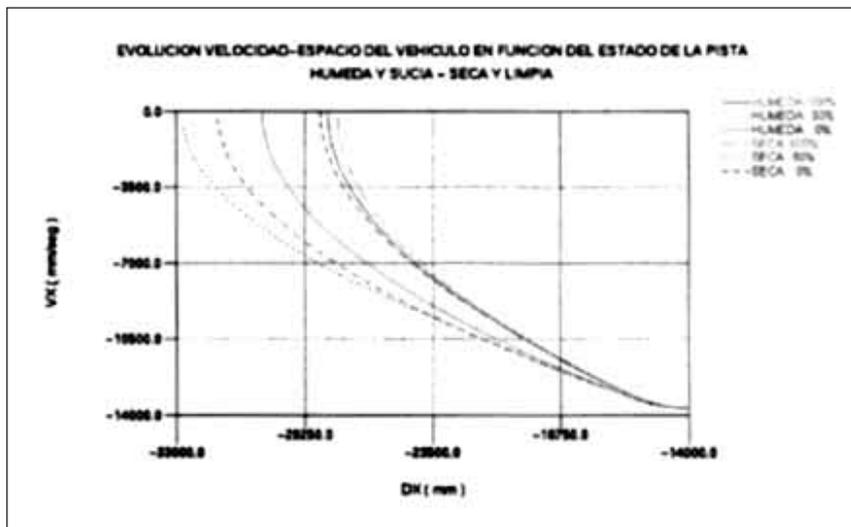


menor, de tal forma que para el caso 5º todos, se produce el bloqueo de los neumáticos delanteros, cuando el sistema de amortiguadores se encuentra al 25 por 100, aumentándose la distancia de frenada en +3.27 m sin desplazamiento lateral del vehículo.

En el análisis de la eficacia de la frenada, en relación con la diferencia de amortiguamiento entre los amortiguadores delanteros (los traseros se encuentran en perfecto estado), se puede decir que:

Con una diferencia de amortigua-

GRÁFICA 11. Evolución velocidad-espacio del vehículo en función del estado de la pista húmeda y sucia-seca y limpia. El vehículo parte con una velocidad de 50 km/h = 13.888 mm/seg, y a partir del primer segundo, cuando lleva recorridos 13.78 m se la aplica la frenada, éste sólo tendrá el amortiguador delantero izquierdo en mal estado. Para la pista seca y limpia los coeficientes de rozamiento son 0.94 y 0.74, mientras que para la pista húmeda y sucia tienen un valor de 0.80 y 0.45. Al 100 por 100 de la capacidad amortiguadora, en seco se obtiene una distancia de frenada de 13.25 m, en húmedo se aumenta esta distancia en +2.76 m, hasta 16.01 m. Al 50 por 100, en seco la distancia aumenta a 13.60 m y en húmedo 17.66 m. Al 0 por 100, en seco la distancia aumenta a 13.88 m y en húmedo 19.01 m.



miento del 0 por 100, se producen los bloqueos al 60 por 100 del estado de los amortiguadores. Para una diferencia del 2.5 por 100 se adelantan los bloqueos al 62.5 por 100. Para una diferencia entre el 5 por 100 y el 15 por 100 se produce el bloqueo del neumático correspondiente al amortiguador en peor estado entre el 62.5 por 100 y el 65 por 100. Entre una diferencia del 15 por 100 y el 25 por 100 es cuando más se adelanta el bloqueo en relación con el estado del amortiguador más defectuoso, pues se produce al 65 por 100. Para diferencias superiores al 25 por 100 a medida que aumenta la diferencia hasta el 40 por 100, se retrasa el bloqueo hasta el 62.5-60 por 100 del estado del amortiguador más defectuoso, pues el estado del otro amortiguador es muy bueno (>87.5 por 100), lo cual influye en que se retrase el bloqueo.

BIBLIOGRAFÍA

- (1) MECHANICAL DYNAMICS: *ADAMS/Solver Reference Manual. ADAMS/View User's Reference Manual. ADAMS/Vehicle Reference Manual.* Versión 7.0 de octubre de 1993
- (2) SAE J670e (junio 1978): *Vehicle Dynamics Terminology.* Society of Automotive Engineers. Inc.
- (3) ABAD DEL HOYO, J. (octubre 1993): *Frenado sobre vehículos M1, su control en los Frenómetros.* Fasa-Renault. IV Jornadas nacionales de ITV, Santiago.
- (4) CORTÉS GARCIA, JOSÉ (octubre 1993): *El neumático como elemento de seguridad activa.* Michelin. IV Jornadas nacionales de ITV, Santiago.
- (5) MORITA, TAKAO y TANAKA, TADAO: «Vehicle stability during braking and the influence of suspension characteristics». *Inc. J. of Vehicle Design*, vol. 10, nº4.
- (6) SANKAR, S.; GRUNTUR, R. y SANKAR, T. S.: *Effect of wheel slip on the stability and stopping ability of a road vehicle.*
- (7) VAN OOSTEN, JAN y LIDNER LARS: *Active suspension modeling using ADAMS.* Volvo Car Corporation.
- (8) STANTON, MARK: *Full Vehicle Simulation.* Ford Motor Co., GB.
- (9) WRIGHT M. S, CHRIS: *Case studies of advanced Tire/Vehicle dynamic using ADAMS.* The Goodyear Tire & Rubber Co.
- (10) ZARNOW, JÜRGEN: *Use of the Rigid Body Program ADAMS at PORSCHE.* Development Center Weissach, West Germany
- (11) RAI, N. S.; SOLOM, A. R y ANG, J. C.: *Computer simulation of suspension Abuse Test Using ADAMS.* Chevrolet Engineering Center Mechanical Dynamics
- (12) ORLANDEA, N. y CHACE, M. A.: *Simulation of a vehicle suspension with the ADAMS computer program.* Deere & Company. The University of Michigan.