

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES

MODELO TEÓRICO
PARA LA RECONSTRUCCIÓN DE
ACCIDENTES DE TRÁFICO
POR ORDENADOR

TESIS DOCTORAL

JOSÉ ANTONIO LOZANO RUIZ
Ingeniero Industrial por la E.T.S. de
Ingenieros Industriales de Madrid

1996

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES

MODELO TEÓRICO
PARA LA RECONSTRUCCIÓN DE
ACCIDENTES DE TRÁFICO
POR ORDENADOR

TESIS DOCTORAL

Autor: JOSÉ ANTONIO LOZANO RUIZ
Ingeniero Industrial por la E.T.S. de
Ingenieros Industriales de Madrid

Director: CARLOS VERA ÁLVAREZ
Doctor Ingeniero Industrial

1996

Tribunal nombrado por el Mgfco. y Excmo. Sr. Rector de la Universidad Politécnica de Madrid, el día de de 19.....

Presidente D.
Vocal D.
Vocal D.
Vocal D.
Secretario D.

Realizado el acto de defensa y lectura de la Tesis el día
de de 19.....
en
Calificación:

EL PRESIDENTE

LOS VOCALES

EL SECRETARIO

A mis padres

A mi esposa e hija

AGRADECIMIENTOS

Expreso mi más sincero agradecimiento al profesor D. Carlos Vera Álvarez, Director de esta Tesis, cuyo continuo apoyo, estímulo y sus invalorables aportaciones han resultado fundamentales para la realización de este trabajo.

Deseo expresar también mi reconocimiento al profesor D. Jesús Félez Mindán por sus valiosas aportaciones y ayuda prestada.

Mi agradecimiento al profesor D. Francisco Aparico Izquierdo, Director del Instituto de Investigación del Automóvil (INSIA).

A mis compañeros del INSIA los profesores D. Vicente Díaz López, D. José Luis San Román García, D. Andrés García Gracia, y a los Ingenieros Industriales D. Luis Martínez y D. Javier Páez.

A mi buen amigo D. Manuel Martínez, Ingeniero de Obras Públicas, cuyas opiniones y experiencia en accidentología han servido de gran ayuda en la consecución de este trabajo.

Mi agradecimiento al INSIA cuyos medios e instalaciones han resultado fundamentales para la realización de esta Tesis.

A la Dirección General de Tráfico cuya financiación inicial ha sido fundamental para el desarrollo de este trabajo.

Por último, mi agradecimiento a los compañeros de trabajo en la Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial, los profesores D. Victoriano V. Vera Martínez y D. Manuel Fernández Benítez, por su apoyo y ánimo.

ÍNDICE

CAPÍTULO I : RESUMEN.....	1
CAPÍTULO II : ANTECEDENTES	5
2.1. Importancia de la reconstrucción de los accidentes de tráfico.....	6
2.2. Modelos teóricos para la reconstrucción de accidentes de tráfico.	9
2.2.1. Aspectos generales.....	9
2.2.2. Breve reseña histórica.	11
2.2.3. El modelo de choque SMAC.....	14
2.2.4. El modelo de choque CRASH.	16
2.2.5. El modelo de choque OLDMISS.....	17
2.3. Justificación del desarrollo de nuevos modelos teóricos de reconstrucción de accidentes de tráfico.	19
CAPÍTULO III : OBJETIVOS Y METODOLOGÍA.....	20
3.1. Objetivos.....	21
3.2. Metodología.....	22
CAPÍTULO IV : BLOVE. UN LENGUAJE PARA SIMULACIÓN	24
4.1. Introducción.....	25
4.2. Modelización de sistemas dinámicos con BLOVE.....	28
4.2.1. Modelos básicos de Bond Graph.	28
4.2.2. Modelos con Bond Graph y bloques.....	49
4.2.3. Modelos con puertas C, I o R de parámetros no constantes.	53
4.2.4. Modelos con elementos transformer y gyrator.....	58
4.3. La simulación.....	70
4.4. Bloques de BLOVE.....	74
4.4.1 Bloques básicos.	75
4.4.2 Bloques de operaciones trigonométricas.	77
4.4.3 Bloques de operaciones especiales.....	78
4.4.4 Bloques de Bond Graph.	81
4.4.5 Bloques lógicos.....	85
5. MODELO PARA LA SIMULACIÓN DEL VEHÍCULO.....	86

5.1. Hipótesis generales del modelo.	88
5.2. Modelización del chasis.....	92
5.3. Fuerzas gravitatorias sobre el chasis. Cambio de referencia.....	98
5.4. Modelo de comportamiento de la interacción entre un neumático y la superficie de rodadura.....	104
5.5. Modelo de simulación de cada rueda y del sistema de suspensión. 112	
6. CONDUCCIÓN DEL VEHÍCULO	133
6.1. Geometría de la calzada.....	134
6.2. Control direccional del vehículo.....	144
7. MODELO DE CHOQUE.....	154
7.1. Modelo de choque.	155
8. OPTIMIZACIÓN DE LA RECONSTRUCCIÓN DE ACCIDENTES	170
8.1. Introducción.	171
8.2. Algoritmo de optimización de la reconstrucción de accidentes.	172
9. SISTEMA INFORMÁTICO PARA LA RECONSTRUCCIÓN DE ACCIDENTES DE TRÁFICO.....	182
9.1. Introducción.	183
9.2. Datos necesarios para la reconstrucción de accidentes.....	184
9.3. Base de datos de vehículos.	186
9.4. El programa SINRAT.	191
10. VALIDACIÓN DE LOS MODELOS DE SIMULACIÓN.....	196
10.1. Introducción.	197
10.2. Validación con ensayos de choque entre dos turismos.	198
10.3. Validación con accidentes reales.	211
11. CONCLUSIONES.....	244
11.1. Introducción.	245
11.2. Aportaciones más importantes.	246
11.3. Futuras líneas de investigación.....	248
BIBLIOGRAFÍA.....	249

CAPITULO I

RESUMEN

1. RESUMEN

Una de las características destacables del siglo XX ha sido el gran desarrollo del vehículo automóvil. Este acontecimiento ha servido para multiplicar enormemente las comunicaciones entre los seres humanos, contribuyendo así al progreso de las sociedades y de los pueblos. Sin embargo, junto con sus evidentes aspectos positivos, los vehículos a motor han traído consigo una serie de graves problemas a los que es necesario dar solución: la contaminación, el ruido, la falta de espacio, la disminución de las reservas energéticas, los accidentes de circulación, etc.; siendo estos últimos especialmente destacables.

Los accidentes debidos al tráfico se han convertido, sin duda, en el problema de salud pública más grave y de mayor incremento en los últimos años, con el que han de enfrentarse las modernas sociedades. Es imprescindible dar todos los pasos necesarios para conocer las causas que originan los accidentes y las consecuencias de los mismos, a fin de poder, de esta manera, disminuir el dramático precio en vidas humanas, que año tras año pagan nuestras sociedades por su motorizada libertad de movimientos.

Existen en el mundo numerosas instituciones que realizan ensayos y estudios experimentales sobre la seguridad ante los accidentes de tráfico: algunas de las más importantes son la oficina de Seguridad de Carreteras Sueca (TSV) y el Instituto Sueco de Investigación de Tráfico y Carreteras (VTI), en Suecia; UTAC e INRETS, en Francia; la Universidad Técnica de Berlín y el Departamento de Ingeniería de Automóviles de HUK-Verland, en Alemania; el TRRL, en el Reino Unido.

Los elevados costes de preparación, ejecución e infraestructura necesarios para la realización de ensayos experimentales, añadido al desarrollo de los ordenadores que ha permitido el fácil acceso a potentes sistemas de cálculo con un coste relativamente bajo, ha posibilitado la creación de programas de simulación destinados a la reconstrucción de accidentes de tráfico, cada vez más complejos: EDCRASH, OLDMISS, LARM, SMAC, KRASH, MARC, NONSAP, DYCAST, NASTRAN, ANSYS, etc.

Considerando todo lo apuntado en los párrafos anteriores, junto a la escasez en España de instalaciones que posibiliten estudios experimentales, queda justificada la realización de estudios teóricos y el desarrollo de programas informáticos de simulación sobre reconstrucción de accidentes de tráfico. Este es el objetivo global de esta Tesis Doctoral.

En el capítulo II se hace una introducción sobre la importancia social de los accidentes de tráfico. A continuación, se muestran los antecedentes acerca de los modelos teóricos y programas informáticos de reconstrucción de accidentes de tráfico, existentes en el mundo y en nuestro país.

En el capítulo III se plantean los objetivos de esta Tesis, así como la metodología a seguir para alcanzar con buen fin dichos objetivos.

El capítulo IV se dedica al desarrollo y explicación de un lenguaje informático destinado a la simulación de sistemas dinámicos por ordenador, denominado Blove. Este lenguaje permite programar de manera directa modelos construidos mediante diagramas de bloques y mediante la técnica de Bond-Graph.

Una vez desarrollado el lenguaje Blove y explicada su utilización, queda concluida una herramienta que permite la construcción de los modelos vehiculares y de choque necesarios para la simulación de accidentes de tráfico. En el capítulo V se desarrolla el modelo de simulación de un vehículo rígido de dos ejes y cuatro ruedas. En el capítulo VI se estudia y resuelve el problema del control direccional del modelo de simulación vehicular, así como la representación de la geometría de la calzada sobre la cual se mueve.

En el capítulo VII se expone y desarrolla el modelo de choque entre dos de los vehículos modelizados en los dos capítulos V y VI.

La utilización de la informática como herramienta de cálculo supone un gran avance tecnológico. Pero lo más importante es que con ella se consigue un enorme ahorro de tiempo en la simulación de los sistemas dinámicos y en concreto en la reconstrucción de accidentes de tráfico. Para que estas simulaciones se realicen de una manera óptima, economizando al máximo los tiempos de cálculo, en el capítulo VIII se estudia y desarrolla un algoritmo de optimización de la reconstrucción de accidentes de tráfico. Este algoritmo permite obtener de manera automática la velocidad de los

vehículos en el instante de su colisión, en función de las consecuencias conocidas del accidente.

En el capítulo IX se trata el tema de la reconstrucción de accidentes de tráfico, abordando el problema de los datos necesarios para ello. Se hace una descripción y clasificación de los parámetros necesarios con la finalidad de estructurar las bases de datos necesarias. El capítulo se concluye con la descripción de un sistema informático de reconstrucción de accidentes de tráfico.

En el capítulo X se realiza la validación de los modelos de simulación desarrollados en esta Tesis, (modelo vehicular, modelo de control direccional, modelo de representación de la geometría de la calzada y modelo de choque), así como del algoritmo de optimización de la reconstrucción de accidentes de tráfico. Para esta validación, se utilizan los datos relativos a ensayos experimentales de choque realizados en laboratorio entre dos vehículos, y diversos accidentes de tráfico reales.

En el capítulo XI se muestran las conclusiones de esta Tesis y las futuras líneas de investigación que se pueden derivar de ella.

Por último, el capítulo XII incluye las referencias bibliográficas utilizadas para la realización de esta Tesis.

CAPITULO II
ANTECEDENTES

2. ANTECEDENTES

2.1. Importancia de la reconstrucción de los accidentes de tráfico.

El hombre, como ser vivo, siempre a sentido la necesidad de desplazarse. Independientemente del medio utilizado, el transporte realiza funciones de desplazamiento integrando comunidades y sociedades, mejorando la accesibilidad de los territorios, conectando los centros productivos con los de consumo, y sobre todo dando al hombre la sensación del dominio sobre el espacio y el tiempo. En este sentido, desde su aparición por primera vez en 1885, el vehículo automóvil cobra una gran importancia para el hombre como medio para dominar el medio y la naturaleza.

El enorme desarrollo del vehículo automóvil ha sido una de las características destacables del siglo XX. Este acontecimiento ha servido para multiplicar enormemente las comunicaciones entre los seres humanos, haciendo posible la difusión de la cultura de manera rápida, y contribuyendo así al progreso de las sociedades y de los pueblos. En el ámbito económico, su importancia ha llegado a ser de tal magnitud, que se calcula que más del veinticinco por ciento de las actividades económicas de los países desarrollados, están directa o indirectamente relacionadas con el mundo del motor: construcción de vías, transporte de mercancías y viajeros, extracción, transformación y venta de carburantes, talleres de venta y reparación, etc. [San Román, J.L., 1993]. A su vez, la industria del automóvil (que produce al año más de cincuenta millones de unidades) es una de las más florecientes y posiblemente una de las que más empleos genera.

La aparición del automóvil ha introducido un conjunto de cambios sociales y económicos que en tan solo un siglo, han supuesto un cambio radical en la vida de los seres humanos. El automóvil se ha convertido en algo más que un sistema de transporte. Es un símbolo de poder económico y de prestigio social.

Sin embargo, junto con sus evidentes aspectos positivos, el auge de los vehículos automóviles conlleva una serie de costes sociales y económicos: contaminación, ruido, impacto ecológico de la infraestructura de carreteras, disminución de las reservas energéticas, falta de espacio, accidentes de circulación, etc. De todos esos costes, los accidentes de circulación se han convertido en el problema de salud pública más grave y de mayor incremento en los últimos años, con el que han de enfrentarse las

modernas sociedades. Son más de trescientas mil las personas que mueren anualmente en el mundo por esta causa y cerca de veinte millones los heridos de mayor o menor consideración. En Europa cada año perecen 55.000 personas, y en el presente siglo, ha habido más de un millón de muertos por accidentes de tráfico. Detrás de estas cifras incuestionables, existe un mundo inconmensurable de derivaciones: en España más de 400.000 millones de pesetas por indemnizaciones y 70.000 invalideces permanentes anuales dan una mera idea del coste social, sanitario y económico que para nuestro país suponen los accidentes de tráfico.

Este dantesco panorama muestra que es imprescindible dar todos los pasos necesarios para conocer las causas que originan los accidentes y las consecuencias de los mismos, a fin de poder, de esta manera, disminuir el dramático precio en vidas humanas, que año tras año pagan nuestras sociedades por su motorizada libertad de movimientos.

Existen en el mundo numerosas instituciones que realizan ensayos y estudios experimentales sobre la seguridad ante los accidentes de tráfico: algunas de las más importantes son la oficina de Seguridad de Carreteras Sueca (TSV) y el Instituto Sueco de Investigación de Tráfico y Carreteras (VTI), en Suecia; UTAC e INRETS, en Francia; la Universidad Técnica de Berlín y el Departamento de Ingeniería de Automóviles de HUK-Verland, en Alemania; el TRRL, en el Reino Unido.

Los elevados costes de preparación, ejecución e infraestructura necesarios para la realización de ensayos experimentales, añadido al desarrollo de los ordenadores que ha permitido el fácil acceso a potentes sistemas de cálculo con un coste relativamente bajo, ha posibilitado la creación de programas de simulación destinados a la reconstrucción de accidentes de tráfico, cada vez más complejos. Algunos de los modelos de reconstrucción de accidentes de tráfico más conocidos son EDCRASH, OLDMISS, LARM, SMAC, etc. En general, abordan el problema con una representación plana y aplicando las ecuaciones de conservación de la energía, conservación del momento lineal, conservación del momento angular y la segunda ley de Newton.

Otros modelos, KRASH, MARC, NONSAP, DYCAST, ACTION, WHAM II, UMCVS, NASTRAN y ANSYS, se basan en métodos de elementos finitos y análisis

estructural. Pero, los parámetros necesarios para calcular estos modelos, los equipos informáticos precisos para ello y el elevado número de horas que hay que invertir en el proceso, hacen que estas herramientas sean totalmente inadecuadas para su uso con propósitos de reconstrucción de accidentes.

2.2. Modelos teóricos para la reconstrucción de accidentes de tráfico.

2.2.1. Aspectos generales.

Los modelos de choque para el análisis de accidentes de tráfico se agrupan básicamente en dos tipos, [Ishikawa, H., 1993], en función de las leyes físicas elementales usadas en la formulación del modelo:

- Modelos dinámicos, [McHenry, R.R., 1971], [Ishikawa, H., 1985].
- Modelos analíticos, [Day, T.D., Hargens, R.L., 1987], [Wooley, R.L., 1985], [Brach, R.M., 1977].

Los modelos de choque dinámicos, usan la integración numérica de la segunda ley de Newton aplicada en el punto de impacto y forman un sistema de ecuaciones diferenciales; mientras que los modelos analíticos usan la ley de conservación de la cantidad de movimiento, también aplicada en el punto de impacto, formando un conjunto de ecuaciones algebraicas simultáneas sin que aparezcan fuerzas y que se resuelven de forma inmediata.

Con los modelos de choque analíticos es posible aplicar el cálculo inverso y obtener una solución analítica del sistema. El cálculo inverso es importante en la reconstrucción de accidentes de tráfico, ya que se desconocen las condiciones iniciales previas a la colisión, siendo la postcolisión el punto de partida usual en el análisis de las colisiones. Desafortunadamente la hipótesis de colisión plástica en el punto de impacto hacen muy complicada la aplicación del cálculo inverso. Para salvar esa complicación se elimina dicha hipótesis introduciendo el concepto de coeficiente de restitución de Newton, (relación entre la energía restituida o devuelta por el choque y la energía total puesta en juego), y el coeficiente de fricción, (relación entre la energía disipada por fricción y la energía total del choque).

En el caso de un modelo de choque analítico plano, con tres componentes de velocidad por cada uno de los vehículos implicados, (dos componentes de velocidad lineal y una velocidad angular); son necesarias seis ecuaciones algebraicas para construir el modelo. Tres ecuaciones se obtienen a partir de la ley de conservación de la cantidad de movimiento, una a partir de la ley de conservación del momento angular

y las otras dos se definen a partir de las restricciones del punto de impacto. Como ya se ha mencionado, la hipótesis de deformación plástica en el punto de impacto hacen muy complicada la aplicación del cálculo inverso. La forma más usual de establecer las restricciones del punto de impacto es introduciendo los coeficientes de restitución.

Una limitación importante de los modelos de choque analíticos es que sólo se pueden aplicar durante la colisión.

Se han desarrollado numerosos modelos de choque analíticos, entre los cuales son más conocidos el CRASH, (en sus diferentes versiones EDCRASH, CRASH, CRASH3), SMAC y OLDMISS.

Los modelos dinámicos aplican la integración numérica en el tiempo, como los métodos de simulación por ordenador, avanzando desde la causa al efecto. La dificultad de estos métodos está en que en un accidente de tráfico lo que se conoce es el efecto no la causa. Por esto, la reconstrucción de accidentes por estos modelos exige aplicar métodos iterativos tanteando las condiciones iniciales de partida hasta llegar al efecto deseado.

Un modelo de choque dinámico plano con tres grados de libertad por cada uno de los vehículos, (dos desplazamientos lineales y un giro), y considerando que el punto de impacto es único y adimensional, (dos grados de libertad), posee un total de ocho grados de libertad. Las ecuaciones diferenciales de este modelo se obtienen aplicando la segunda ley de Newton sobre cada uno de los citados grados de libertad. Estas ocho ecuaciones permiten considerar el comportamiento elasto-plástico de las carrocerías de los vehículos implicados, convirtiéndose en ecuaciones diferenciales de coeficientes variables.

La mayor dificultad de los modelos dinámicos está en que para resolver el sistema de ecuaciones diferenciales de segundo orden y coeficientes variables, es necesario aplicar métodos numéricos complejos. El sistema de ocho ecuaciones diferenciales de segundo orden, se puede convertir en otro de dieciséis ecuaciones de primer orden.

En cambio, los modelos dinámicos poseen dos ventajas importantes frente a los modelos analíticos:

- Permiten considerar el comportamiento elasto-plástico de las carrocerías de los vehículos implicados.

- Se pueden complementar con modelos de simulación del comportamiento de los vehículos; con lo cual, además de la colisión, se puede simular el movimiento de los vehículos antes, (precolisión), y después de la colisión, (postcolisión). Esta es una facultad importante para el análisis de las causas que han motivado el accidente o colisión.

Hasta el momento, la mayor utilización de los modelos dinámicos se ha producido en la industria del automóvil, aplicando métodos de elementos finitos y modelos de análisis estructural con la finalidad de estudiar el comportamiento de las estructuras de los vehículos ante el choque. Los programas de este tipo más conocidos son ANSYS, KRASH y NASTRAN.

2.2.2. Breve reseña histórica.

Los primeros artículos sobre el tema de reconstrucción de accidentes de tráfico parecen ser los de Moore en 1965, E. Marquard en 1968 y de Emori en 1969 y 1970. Estos textos planteaban la reconstrucción como un problema de valor inicial utilizando el modelo analítico.

Emori, de la Universidad de California, utiliza en 1970 un modelo analítico para estudiar algunas configuraciones concretas de colisiones entre vehículos, estableciendo valores para los coeficientes de restitución de Newton y el coeficiente de fricción. Con ese estudio, se podía evaluar la energía perdida globalmente por los vehículos que intervienen en la colisión como consecuencia del choque, pero sin poder llegar a conocer el comportamiento estructural individual de cada uno de ellos, (deformaciones, energías consumidas, etc.).

Durante los primeros años de la década de los 70 aparecen las publicaciones de McHenry sobre un modelo analítico de reconstrucción de accidentes de tráfico. Este

modelo dio lugar en 1971 al programa informático SMAC (Simulation Model of Automobile Collisions), que permitía estimar la variación de velocidad que se produce en los vehículos durante la colisión, calculando las fuerzas de choque que permiten obtener las deformaciones ocurridas en los vehículos. Dentro de este grupo, durante 1974 se incorporan los trabajos de Marquard que incorporan al modelo de choque del programa SMAC la ley de conservación del momento angular.

En 1975, mediante trabajos más avanzados, el programa SMAC derivó en otro programa denominado CRASH (Cornell Reconstruction of Accident Speeds on the Highway). El programa calcula la variación de velocidad sufrida por los vehículos durante la colisión, estimando las energías absorbidas por las carrocerías de los vehículos. En un informe inicial sobre el progreso de los trabajos con el programa CRASH, se puso de manifiesto que este programa conducía a errores medios del 11,5% en la estimación de las velocidades iniciales de colisión de los vehículos. Después de las primeras publicaciones sobre el programa CRASH no aparecieron más con un tratamiento cuantitativo serio. McHenry no publicó más resultados; sólo se publicaron unos primeros datos empíricos de Marquard. Fonda en 1987 mencionó la necesidad de trabajos más avanzados.

Desde los años 70 se han ido desarrollando diversos métodos de elementos finitos y modelos de análisis estructural, creándose programas como KRASH, MARC, ANSYS, NONSAP, DYCAST, ACTION, WHAM II, UMCVS y NASTRAN. La industria del automóvil utiliza estos programas para estudiar el comportamiento de las estructuras de los vehículos ante el choque, [Brasche, 1985; Kurimoto, 1989; Okuyama, 1989; Schelkle, 1991; Gruber, 1991; Steyer, 1992]. Sin embargo, los parámetros necesarios para calcular estos modelos, los equipos informáticos precisos para ello y el elevado número de horas que hay que invertir en el proceso, convierten a esta herramienta en totalmente inadecuada para su uso con propósitos de reconstrucción de accidentes.

Ishikawa en 1985, desarrolló un programa denominado J2DACS (JARI 2 Dimensional Automobile Collision Simulator). Este programa utiliza un modelo dinámico en el que se combina un modelo de vehículo y un modelo de ocupante, siendo capaz de reproducir las marcas dejadas por los neumáticos, las maniobras de precolisión de los mismos, el comportamiento de los vehículos después del impacto, movimientos del

ocupante, deformaciones de los vehículos, etc. El modelo de colisión utilizado considera a los vehículos como sólidos rígidos con un comportamiento elasto-plástico en la zona de contacto. El comportamiento fuerza-deformación de la carrocería del vehículo se define mediante leyes lineales, distinguiendo un total de 9 zonas en el perímetro de la misma.

También en 1985, Trella desarrolló un modelo analítico para simular choques sobre el lateral de un vehículo. Para la simulación de las características estructurales del vehículo ante choque, utilizaba las curvas fuerza-deformación reales obtenidas mediante el ensayo de dicho vehículo. El objetivo de este modelo, es el de predecir las lesiones provocadas a los ocupantes en una colisión lateral.

Prasad, en 1991, desarrolló el programa OLDMISS. Este programa se plantea como una reformulación de los algoritmos utilizados por el programa CRASH. También utiliza un modelo analítico de choque y calcula las variaciones de velocidad sufridas por los vehículos durante la colisión, pero permite utilizar directamente los datos de deformaciones de la carrocería de uno de los vehículos implicados, cuando se desconocen los daños sufridos por el otro vehículo.

Similar al OLDMISS es el programa desarrollado por Limpert en 1991, denominado LARM (Linear and Rotational Momentum). Este programa también está basado en un modelo analítico de choque, formulando las leyes de conservación del momento lineal y el momento angular en la colisión. Utilizando como entrada al programa los daños sufridos por uno de los dos vehículos, o los ángulos girados por ambos vehículos desde el punto de impacto hasta sus respectivas posiciones finales, es capaz de calcular las velocidades de los vehículos antes del impacto.

Desde 1984 el GIVET (Grupo de Ingeniería de Vehículos y Transportes) de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Madrid, hoy día integrado en el INSIA (Instituto de Investigación del Automóvil); lleva desarrollando diversas investigaciones sobre la reconstrucción de accidentes de tráfico. Dichos trabajos dieron lugar a programas como el BONDYN, SINRAT, etc. BONDYN, desarrollado por Félez en 1990, es un programa que permite simular el comportamiento de sistemas dinámicos en general, aplicando la técnica de Bond Graph, y en concreto, se puede aplicar a la simulación de colisiones entre vehículos. El programa SINRAT es más

específico para la reconstrucción de accidentes de tráfico, e incluye los modelos tridimensionales de dos vehículos y un modelo dinámico de choque entre ambos. El modelo de choque fue desarrollado por San Román formando parte de su trabajo de Tesis Doctoral, (1993). En una simulación de choque entre dos vehículos SINRAT permite analizar los movimientos de precolisión, colisión y postcolisión.

2.2.3. El modelo de choque SMAC.

SMAC es un modelo analítico de choque que aplica las leyes de conservación de la cantidad de movimiento y de conservación del momento angular.

Para establecer las condiciones de contorno en el punto de impacto que permiten resolver el choque, el modelo considera a los vehículos como sólidos rígidos de un material homogéneo cuyo comportamiento elasto-plástico se expresa mediante:

$$FC = K_V C_T \tag{2.1.}$$

Donde:

FC es la fuerza de choque;

K_V es el parámetro de rigidez del vehículo;

y, C_T es la deformación total sufrida por el vehículo.

Para que ese modelo de comportamiento de la carrocería del vehículo permita modelizar adecuadamente los fenómenos de absorción de energía, la deformación total C_T se define en función de un coeficiente de restitución de energía c , (relación entre la energía devuelta y la energía total de choque) y de la deformación permanente del vehículo C_R :

$$c = \frac{E. \text{ restituída}}{E. \text{ total}} = \frac{1 - C_R}{C_T} \tag{2.2.}$$

$$C_T = \frac{C_R}{1 - c} \tag{2.3.}$$

Para el coeficiente de restitución de energía se utilizan las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned}
 c &= 4.606E^{-2} - 6.908E^{-2}C_T + 2.59E^{-2}C_T^2 & 0 \leq C_T \leq 1.778 \text{ m.} \\
 c &= 0 & C_T > 1.778 \text{ m.}
 \end{aligned}
 \tag{2.4.}$$

Con esas expresiones, la relación C_R/C_T toma valores entre 0.95 y 1, con energías restituidas al sistema menores del 5%. Estos valores no se ajustan adecuadamente a la realidad en el caso de choques con pequeñas deformaciones.

El modelo de choque SMAC está incluido en un programa informático junto a un modelo vehicular plano, denominado EDSMAC, que permite simular el comportamiento de los vehículos antes, durante y después del choque.

Para resolver una colisión con el programa SMAC primero se pone en funcionamiento el modelo de choque. Cuando se alcanza el valor máximo del esfuerzo de los resortes que representan el comportamiento de las carrocerías de los vehículos, se almacena el valor de la deformación total máxima C_T . Con este valor se calcula el coeficiente de restitución de energía c , dado por las expresiones (2.4.), y posteriormente la deformación permanente C_R , aplicando la expresión (2.3.). Así se continua iterando hasta que el valor de C_R calculado coincide con el valor de la deformación permanente que se haya producido en los vehículos.

2.2.4. El modelo de choque CRASH.

El modelo CRASH es el resultado de la evolución del modelo SMAC. La ecuación principal del CRASH desarrollado por McHenry es una cuadrática en función de las velocidades de los vehículos, planteada a partir de las leyes de conservación de la cantidad de movimiento y del momento angular. Desarrollos posteriores de Fonda conducen a una cuadrática similar, pero más simple expresada en función del tiempo de duración del impacto T :

$$T^2 + 2 B T - C = 0 \tag{2.5.}$$

Donde B y C son parámetros definidos en función de la geometría de la colisión y de las energías de deformación absorbidas por los vehículos. Las fuerzas máximas de colisión, FC, son directamente proporcionales a la deformación permanente C_R :

$$FC = A + B C_R \quad (2.6.)$$

La energía E absorbida por los vehículos se calcula por este modelo aplicando la siguiente expresión:

$$E = (A C_R + B \frac{C_R^2}{2} + G) L \quad (2.7.)$$

Donde A, B y G son parámetros que caracterizan el comportamiento de la carrocería de los vehículos; y L es el ancho máximo de contacto entre los vehículos durante la colisión.

La solución de la cuadrática (2.5.) es:

$$T = \sqrt{C + B^2} - B \quad (2.8.)$$

La variación de velocidad de los vehículos durante la colisión se obtiene como:

$$\Delta U = \frac{\alpha_5 S_S}{T} \quad (2.9.)$$

Donde α_5 y S_S son parámetros que dependen de la geometría de la colisión y de las características de los vehículos y la calzada.

El modelo de absorción de energía, (2.7.), tiende a sobreestimar la energía absorbida en deformación por los vehículos.

2.2.5. El modelo de choque OLDMISS.

Este modelo es una reformulación del modelo CRASH, con el objetivo de utilizarlo cuando se desconocen los daños sufridos por uno de los vehículos.

El programa estima la energía absorbida por el vehículo omitido, considerando el comportamiento general de las carrocerías de los vehículos, y bajo la hipótesis de que las fuerzas máximas de colisión de ambos vehículos son iguales y opuestas:

$$\begin{aligned} FC_1 &= FC_2 \\ A_1 + B_1 C_{R1} &= A_2 + B_2 C_{R2} \end{aligned} \tag{2.10.}$$

Donde A_i y B_i son parámetros que caracterizan el comportamiento de la carrocería de los vehículos; y C_{Ri} son las deformaciones permanentes ocurridas en cada vehículo.

La relación final entre las deformaciones permanentes de los vehículos, considerada por el modelo, resulta:

$$C_{R2} = \left(\frac{C_{f1} A_1 L_1}{C_{f2} A_2 L_2} - \frac{A_2}{B_2} \right) + \left(\frac{C_{f1} B_1 L_1}{C_{f2} A_2 L_2} \right) C_{R1} \tag{2.11.}$$

Siendo L_i los anchos máximos de contacto entre los vehículos que chocan; y C_{fi} son parámetros que dependen de la geometría de la colisión. A partir de aquí, el modelo OLDMISS calcula los incrementos de velocidad experimentados por los vehículos durante la colisión utilizando la misma formulación del modelo CRASH.

2.3. Justificación del desarrollo de nuevos modelos teóricos para la reconstrucción de accidentes de tráfico.

En España, a partir del enorme incremento de la accidentalidad ucurrido en el año 1988, surge la necesidad de mejorar los medios técnicos y humanos en materia de reconstrucción de accidentes. Estas mejoras deben servir para incrementar los estudios sobre las causas de provocan dichos accidentes, así como para perfeccionar las peritaciones de los mismos.

Los modelos de reconstrucción de accidentes descritos en los apartados anteriores no acaban de satisfacer las necesidades en el campo del estudio y peritación de los accidentes de tráfico. Estos modelos analíticos resultan demasiado sencillos y simplificados, y los modelos dinámicos exigen un trabajo de preparación de los datos del accidente excesivamente laborioso.

Los estudios experimentales sobre accidentología conllevan un elevado coste económico, que sólo pueden permitirse países con grandes recursos como Estados Unidos, Japón o Alemania. Ese elevado coste se debe a dos causas principales: al propio valor de los vehículos que se destruyen en el ensayo, y a la elevada inversión en la infraestructura técnica requerida.

Considerando todo lo apuntado en este y en los apartados anteriores, junto a la escasez en España de instalaciones que posibiliten estudios experimentales y de otros modelos teóricos sobre accidentología, queda justificada la realización de estudios teóricos y el desarrollo de programas informáticos de simulación y reconstrucción de accidentes de tráfico.

CAPITULO III

OBJETIVOS Y METODOLOGÍA

3. OBJETIVOS Y METODOLOGÍA

3.1. Objetivos.

Dada la importancia de las consecuencias de los accidentes de tráfico y la problemática de su estudio, los objetivos de la tesis son diversos:

1.- Desarrollar un lenguaje de simulación de sistemas dinámicos por ordenador, que permita construir modelos teóricos de comportamiento de vehículos automóviles y de reconstrucción de accidentes de tráfico.

2.- Implementar en un programa informático un modelo teórico de comportamiento de vehículos automóviles.

3.- Estudiar sistemas para el control de la trayectoria de vehículos, (en la fase previa a una colisión); así como estudiar la representación del perfil de la calzada sobre la que se moverán los vehículos.

4.- Implementar modelos teóricos de choque entre vehículos automóviles, para la simulación por ordenador de accidentes de tráfico.

5.- Estudiar y desarrollar algoritmos para la reconstrucción automática de los accidentes de tráfico.

6.- Permitir a los programas informáticos desarrollados, su empalme con bases de datos de vehículos, y con postprocesadores gráficos de salida de resultados.

7.- Contrastar los programas informáticos construidos. Utilizando datos experimentales disponibles en la bibliografía, se comprobará la similitud del comportamiento de los modelos teóricos de simulación con la realidad.

3.2. Metodología.

En este apartado se plantea la metodología a seguir para el cumplimiento de los objetivos de esta Tesis, enumerados en el apartado anterior.

En primer lugar se procede al estudio y desarrollo de un lenguaje de simulación de sistemas dinámicos por ordenador. Para ello se estudia la estructura de los modelos que se pretenden programar con dicho lenguaje, obteniéndose la técnica o procedimiento para programarlos. Estos modelos están contruidos básicamente utilizando la técnica de Bond Graph, la cual resulta especialmente útil para la simulación de sistemas dinámicos. (Sobre esta técnica se dispone de gran cantidad de material bibliográfico). Además, el lenguaje desarrollado permitirá la programación de diagramas de bloques junto con los modelos de Bond Graph. Los diagramas de bloques son muy útiles en la modelización de sistemas de control y procesamiento de datos.

A continuación se construye el programa informático que permite aplicar dicho lenguaje. Este programa consta de diferentes módulos de trabajo: entrada de datos de los modelos, simulación de los mismos, y análisis de los resultados de las simulaciones. Para la construcción de este programa informático se estudian diferentes algoritmos o métodos numéricos de simulación por ordenador, así como técnicas avanzadas para su programación.

Concluido el programa informático para la simulación de sistemas dinámicos por ordenador, ya se dispone de la herramienta necesaria para la construcción y programación de los modelos teóricos de comportamiento de vehículos automóviles y de reconstrucción de accidentes de tráfico.

Utilizando la técnica de Bond Graph, se estudia y construye el modelo de simulación de un vehículo, el sistema de control de la trayectoria del mismo, el sistema de representación de la geometría de la calzada sobre la cual se mueve el vehículo, y el modelo de colisión entre dos de los vehículos modelizados previamente. Estos modelos se construyen consultando y recopilando la extensa bibliografía existente sobre la aplicación de la técnica de Bond Graph en dinámica vehicular.

Una vez concluido el modelo que permite simular la colisión entre dos vehículos, se estudia la problemática que se plantea en la reconstrucción de accidentes de tráfico y se desarrolla un algoritmo matemático aplicable a la reconstrucción automática de accidentes de tráfico por ordenador.

Seguidamente, se hace un análisis y clasificación de los datos de partida necesarios en la reconstrucción de accidentes de tráfico, para definir las características de las bases de datos necesarias. Este análisis, junto con el del tipo de resultados que se pueden obtener de la simulación, y el de las necesidades de documentación sobre una reconstrucción de accidentes, permite definir las especificaciones que debe cumplir un programa de reconstrucción de accidentes de tráfico por ordenador.

A fin de realizar la validación de los modelos de simulación desarrollados en la Tesis, estos se incluyen dentro de un programa informático. Utilizando este programa, se realiza la reconstrucción de algunos ensayos experimentales de choque entre dos turismos obtenidos de la bibliografía disponible, y la de otros accidentes de tráfico reales facilitados por la cortesía de la Dirección General de Tráfico, (respetando en todo momento la confidencialidad de las personas implicadas en los sucesos). Los resultados de estas reconstrucciones permiten demostrar la validez de los modelos desarrollados y construidos en la Tesis, para su aplicación en la reconstrucción de accidentes de tráfico por ordenador.

Por último, se hace una síntesis de las conclusiones más importantes que se pueden obtener de los trabajos realizados en la Tesis, así como de las posibles líneas futuras de investigación que se abren.

CAPITULO IV

BLOVE. UN LENGUAJE PARA SIMULACIÓN

4. BLOVE. UN LENGUAJE PARA SIMULACIÓN

4.1. Introducción.

Todos los modelos de simulación que aparecen en esta Tesis se desarrollan utilizando el lenguaje BLOVE.

Los ingenieros y técnicos necesitan herramientas potentes para poder enfrentarse a la complejidad del modelado y simulación de la variedad de sistemas dinámicos con que deben trabajar.

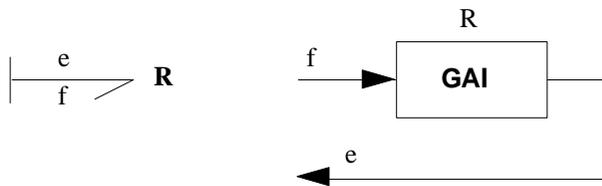
Para sistemas compuestos por procesos de almacenamiento y transferencia de energía, bien sean mecánicos, eléctricos, hidráulicos o térmicos, etc.; es usual utilizar el Bond Graph [Karnopp, D.; Margolis, D.; y R. Rosenberg; 1990]. Sin embargo, la gran mayoría de los sistemas reales incluyen además procesos de medida, realimentación y control. En todos los casos es posible trabajar con diagramas de bloques como herramientas de modelización. Combinando Bond Graph y los diagramas de bloques en una representación unificada, (llamada Sistema Gráfico o "System Graph"), se unen en un único modelo las ventajas de ambas herramientas, [Rosenberg, R. C.; Wang, Y.Y.; 1992].

El lenguaje Blove proporciona una herramienta para la simulación de sistemas dinámicos por ordenador, utilizando diagramas de bloques y diagramas de Bond Graph.

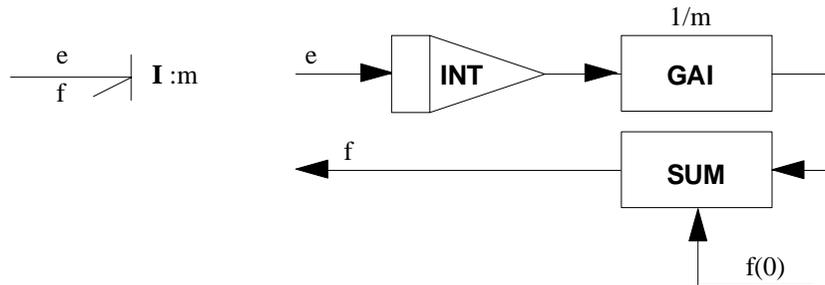
Existen múltiples formas de plantear y solucionar un problema de simulación: una puede ser programando y resolviendo directamente en el ordenador las ecuaciones diferenciales del sistema; otra a través de su función de transferencia; y otra utilizando técnicas de simulación como Bond Graph, o diagramas de bloques, ecétera.

Blove permite la simulación de sistemas dinámicos modelizados mediante diagramas de bloques, bien generados directamente a partir de sus ecuaciones diferenciales, o bien partiendo de su diagrama de Bond Graph.

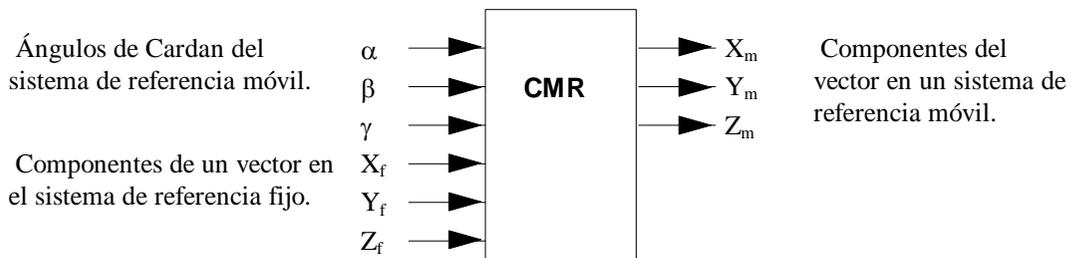
La obtención de las ecuaciones diferenciales de un sistema dinámico suele resultar, en la mayoría de los casos, un trabajo muy laborioso; cuando no es prácticamente imposible.



a) Elemento de Bond Graph y su bloque funcional asociado.



b) Elemento de Bond Graph y su bloque funcional compuesto asociado.



c) Macrobloque funcional.

Figura 4.1. Blques funcionales de Blove.

El Bond Graph es una representación gráfica, concisa y sistemática de los mecanismos de almacenamiento, disipación e intercambio de energía en sistemas dinámicos interactivos; de aplicación en múltiples dominios de la energía: mecánica, eléctrica, térmica, hidráulica, etc; [Vera, C.; Félez, J.; San José, I.; Cacho, R.; 1987]. Un procedimiento rápido y eficaz de abordar la simulación de un sistema dinámico, sin necesidad de obtener sus ecuaciones diferenciales, consiste en utilizar su diagrama de Bond Graph, considerando que cada elemento o puerta del mismo se comporta en el proceso de simulación como un bloque de función que realiza una determinada operación sobre la variable de entrada para obtener la de salida. Un Bond Graph con causalidad es una representación compacta de un diagrama de bloques, [Van Dixhoorn, J.J., 1977; Vera, C., 1994]. El símbolo de la causalidad de cada elemento

indica en un proceso de programación si la variable de entrada a una puerta o bloque, es el flujo y la salida el esfuerzo, o viceversa. Por ejemplo, en un elemento Resistencia como el mostrado en la figura 4.1.a., con la causalidad indicada, la variable de entrada es el flujo, la salida es el esfuerzo y la operación realizada es una multiplicación por una constante. En Blove, como en otros programas de simulación similares, esta función se denomina ganancia, 'GAIN'.

Otros elementos de Bond Graph, por ejemplo la puerta Inercia, necesitan bloques funcionales compuestos. El caso citado es una combinación de una integración, una multiplicación por una constante y una suma de un valor inicial, (figura 4.1.b.). Todos los elementos de Bond Graph se pueden programar como bloques funcionales.

Blove, además, admite la posibilidad de programar 'macrobloques', (figura 4.1.c.). Estos son bloques donde se realizan operaciones complejas, [Rosenberg, R.C., Wang, Y.Y., 1992]. En general, poseen múltiples variables de entrada y de salida, y su tipología es muy diversa, pudiendo incluir desde un conjunto de ecuaciones algebraicas, hasta las ecuaciones diferenciales de comportamiento de un determinado subsistema. A lo largo de esta Tesis irán apareciendo diversos ejemplos de los mismos.

Para la simulación de un modelo con Blove, se asigna un número a cada variable y se programa en forma de tabla de estructura. Cada línea de esta tabla representa una ecuación elemental del modelo.

Este capítulo se centra en la simulación de sistemas dinámicos utilizando su diagrama de Bond Graph entendido como diagrama de bloques; pudiendo añadir, eventualmente, algún conjunto de bloques auxiliar al mismo.

4.2. Modelización de sistemas dinámicos con BLOVE.

4.2.1. Modelos básicos de Bond Graph.

En la figura 4.2, se muestran dos masas suspendidas, en el caso de la superior mediante un muelle-amortiguador en paralelo, y en la inferior solamente con un muelle. El Bond Graph de este modelo se muestra en la figura 4.3, y puede observarse como el amarre del muelle inferior a tierra, se representa por medio de una fuente de flujo de valor cero que garantiza que este punto no se mueve a lo largo de toda la simulación.

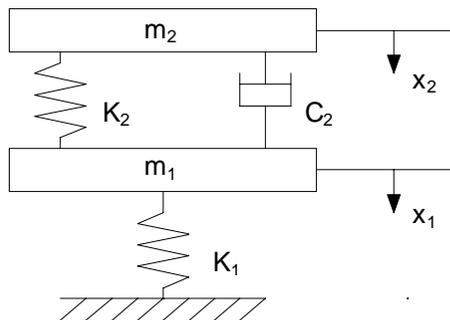


Figura 4.2. Modelo de dos masas suspendidas.

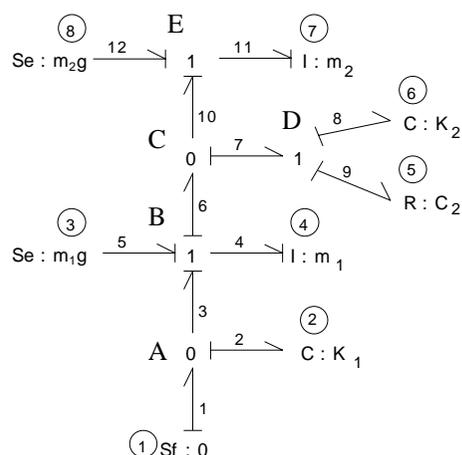


Figura 4.3. Bond Graph del modelo de dos masas suspendidas.

Para realizar la entrada de datos del diagrama de bloques de un modelo en Blove, se comienza por numerar todas las puertas en el Bond Graph, y los bloques

adicionales, sin ningún orden preestablecido. Una vez numerados se puede ejecutar la entrada de datos analizando cada una de las puertas o bloques.

El análisis de las puertas o bloques para determinar la entrada de datos del modelo se entenderá mejor con los ejemplos que se exponen en este y los siguientes subapartados del presente capítulo.

A continuación, para el modelo representado en la figura 4.2, se va a realizar el análisis de cada puerta y la entrada de datos. En este primer ejemplo se irán representando las puertas de Bond Graph en forma de bloques convencionales, como una forma más de representar la entrada de datos del modelo.

Comenzando por la puerta nº 1, se observa que se trata de una fuente de flujo de valor cero.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
1	SF	100		
100	CON		0	

Para dar más flexibilidad a la programación, se obliga a que el bloque SF lea el valor de otro bloque auxiliar, el bloque 100. Este bloque es un CON, que almacena un valor constante. No obstante, podría ser otro tipo de bloque que devolviese en cada paso de integración un valor variable, como se verá más adelante.

En forma de bloques la puerta 1 quedaría según muestra la figura 4.4.

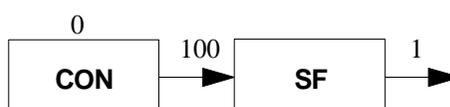


Figura 4.4. Puerta 1 representada en forma de bloques.

En cuanto se refiere a la puerta nº 2, se trata de una Compliance con causalidad de entrada a la puerta “Flujo conocido”. El flujo de este grafo proviene de la unión 0 señalada por A, en las figuras 4.3 y 4.5. Sobre este nudo entra el grafo de la fuente de

flujo y sale, además del de la Compliance, el que se dirige hacia la unión 1 de la Inercia nº 4, (figura 4.3.).

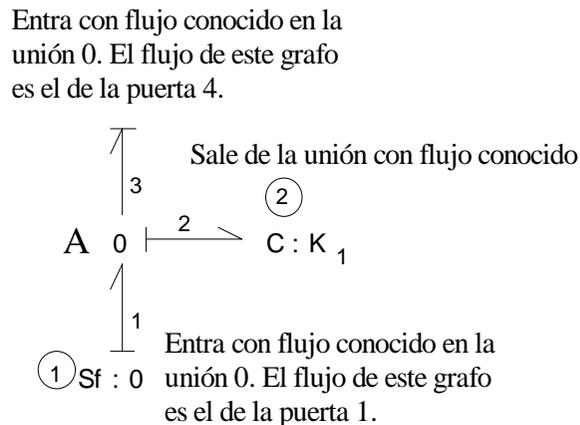


Figura 4.5. Planteamiento de causalidad sobre el nudo A.

Sobre el nudo A, al ser de tipo 0 se plantea que la suma de flujos de entrada es igual a la suma de flujos de salida:

$$f_1 = f_2 + f_3$$

El problema consiste en determinar el flujo de cada grafo, ya que en la entrada de datos hay que especificar el flujo que entra a la puerta Compliance nº 2.

En concreto, en este ejemplo, el flujo del grafo inferior viene definido por la fuente de flujo 1, y en cuanto se refiere al superior proviene de una unión tipo 1 que como es conocido significa igualdad de flujos. El flujo de todos los grafos que salen de esta unión vendrá definido por el del grafo que entra en la unión con flujo conocido. En este caso entra en la unión con flujo conocido el procedente de la puerta 4. El flujo que se dirige hacia la puerta 2 será el del grafo inferior, definido por la puerta 1, menos el del superior que es igual al flujo del grafo 4 definido a su vez por la puerta 4:

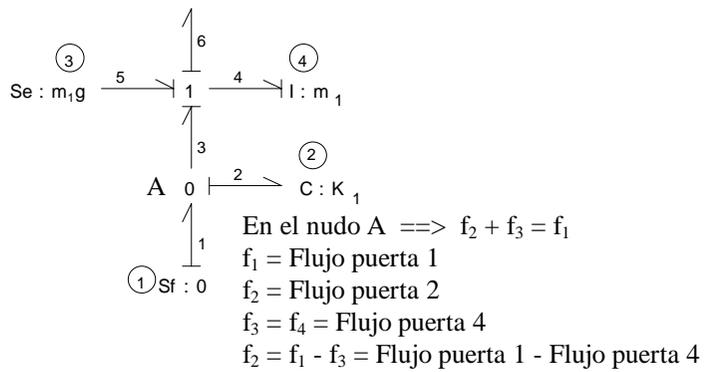
$$f_2 = f_1 - f_3 \quad \implies \quad f_2 = f_1 - f_4 = \text{Puerta 1} - \text{Puerta 4}$$

Por tanto, las entradas a la puerta 2 son la puerta 1 menos la puerta 4. En la figura 4.6, se muestra en esquema un resumen de lo expuesto anteriormente.

La entrada de datos de la puerta o bloque 2 queda:

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
2	C	1,-4	K_1	Esfuerzo inicial

Y su representación como bloque convencional aparece en la figura 4.7.



Nota : f_i hace referencia al flujo del grafo "i", no de la puerta "i".

Figura 4.6. Esquema de flujos en el nudo A.

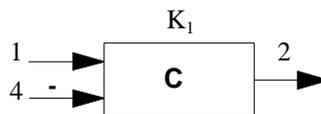


Figura 4.7. Puerta compliance nº 2 representada en forma de bloque.

Siguiendo con el ejemplo planteado en la figura 4.3, la nueva puerta a definir es la nº 3 que simplemente es una fuente de esfuerzo.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
3	SE	101		
101	CON		$m_1 \cdot g$	

Por la misma razón apuntada para el bloque SF, se obliga a que el bloque SE lea el valor de otro bloque auxiliar, el bloque 101, CON, el cual almacena el valor constante del peso de la masa 1. En la figura 4.8 se representa la puerta 3 en forma de bloques.

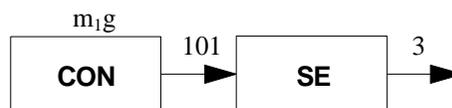


Figura 4.8. Puerta SE n° 3 representada en forma de bloques.

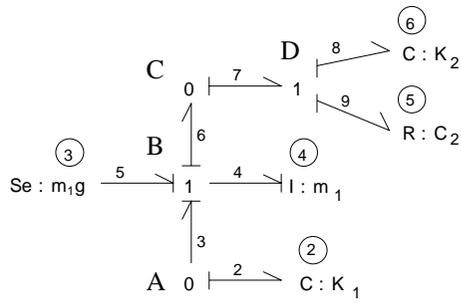
En cuanto se refiere a la puerta 4, la causalidad de entrada en esta puerta es “*esfuerzo conocido*” y proviene de una unión tipo 1, en donde se plantea que la suma de esfuerzos de entrada es igual a la suma de esfuerzos de salida.

Para ayudarnos en la siguiente explicación, nos fijaremos en las figuras 4.3 y 4.9. Como puede observarse en la figura 4.3, los grafos 3, 5 y 6, entran en la unión con esfuerzo conocido, mientras que el 4, sale de ella con esfuerzo conocido.

El grafo 3, sale de la unión 0 analizada anteriormente. En las uniones 0, todos los grafos menos uno salen de la unión con esfuerzo conocido, y el que queda es el que entra con causalidad esfuerzo y por lo tanto define el esfuerzo de la unión 0.

En la unión A, el grafo que define el esfuerzo de esta unión es el que entra de la puerta 2, y por lo tanto el esfuerzo del grafo 3 viene definido por la puerta 2.

El esfuerzo del grafo 5, viene de la puerta 3, y por último el del grafo 6 viene de la unión 0 superior. Al tratarse de una unión 0, el planteamiento es idéntico al realizado anteriormente, y se comienza averiguando el grafo que entra en la unión con causalidad esfuerzo que en este caso proviene de una unión 1 cuyo esfuerzo se define por la suma de las puertas 5 y 6.



En el nudo B se cumple: $e_4 + e_6 = e_3 + e_5$ (1)

En el nudo A: $e_3 = e_2$

En el nudo C: $e_6 = e_7$

En el nudo D: $e_7 = e_8 + e_9$

Luego, de (1) : $e_4 = e_3 + e_5 - e_6 = e_2 + e_5 - e_8 - e_9$

Además:

$e_2 =$ Esfuerzo puerta 2

$e_3 =$ Esfuerzo puerta 3

$e_8 =$ Esfuerzo puerta 6

$e_9 =$ Esfuerzo puerta 5

Por tanto:

$e_4 =$ Puerta 2 + Puerta 3 - Puerta 5 - Puerta 6

Figura 4.9. Esquema de esfuerzos en la unión 1 de la puerta 4.

En definitiva sobre la puerta 4, se tendrá:

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
4	I	2,3,-5,-6	m_1	Velocidad inicial

La figura 4.10, muestra la puerta 4 representada en forma de bloque.

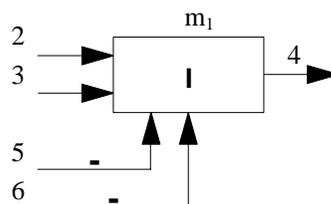


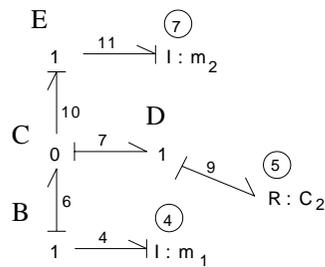
Figura 4.10. Puerta 4 representada en forma de bloque.

La siguiente puerta a introducir es la n^o 5 que se trata de una Resistencia con causalidad de entrada a ella "*Flujo conocido*". Este flujo proviene de una unión tipo 1, y el grafo que entra en esta unión con flujo conocido proviene de una unión 0, en donde es necesario plantear la ecuación de suma de flujos. En la figura 4.11, se van indicando los pasos a seguir para determinar el flujo del grafo que entra en al puerta 5. En definitiva se tendrá:

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
5	R	4,-7	C_2	

En cuanto se refiere a la puerta 6, procede de la misma unión 1 que la puerta 5, y por lo tanto el flujo que le entra es el mismo. La entrada de datos de la puerta o bloque 6, se define:

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
6	C	4,-7	K_2	Esfuerzo inicial



En el nudo D, por ser de tipo 1, se cumple: $f_9 = f_7$
 En el nudo C, se tiene: $f_7 + f_{10} = f_6$
 Por el nudo B, de tipo 1: $f_6 = f_4$
 Por el nudo E, tipo 1: $f_{10} = f_{11}$
 Además, en las puertas:
 f_4 = flujo de la puerta 4
 f_{11} = flujo de la puerta 7
 Luego el flujo entrante a la puerta 5, queda:
 $f_9 = f_6 - f_{10} = \text{Puerta 4} - \text{Puerta 7}$

Figura 4.11. Esquema de flujos que se dirigen a la puerta 5.

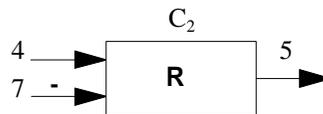


Figura 4.12. Puerta 5 representada en forma de bloque.

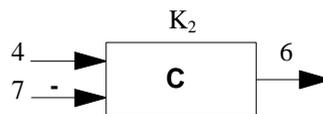


Figura 4.13. Puerta 6 representada en forma de bloque.

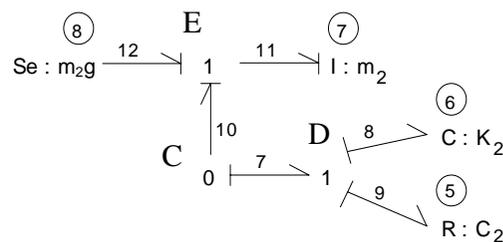
La puerta 7 es una Inercia con causalidad de entrada hacia ella “*esfuerzo conocido*”, y proviene de una unión 1 en donde será necesario plantear la suma de esfuerzos. Sobre esta unión entran dos grafos con causalidad esfuerzo, el que viene de

la puerta 8 y el que procede de la unión 0 inferior. Todos los grafos de esta última unión tienen el mismo esfuerzo y su valor depende del que entre en la unión con esfuerzo conocido. A su vez el grafo que entra en la unión 0, con esfuerzo conocido proviene de otra unión 1, en donde es necesario plantearse la suma de esfuerzos.

En la figura 4.14, se plantean los esfuerzos en estos grafos hasta llegar a la puerta nº 7.

En las uniones tipo 0, todos los esfuerzos son iguales tanto en su valor como en su signo, y por este motivo aunque los grafos entren o salgan de la unión se mantienen los signos de los esfuerzos.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
7	I	8,5,6	m_2	Velocidad inicial



En el nudo E, se cumple: $e_{11} = e_{10} + e_{12}$

Por el nudo C: $e_{10} = e_7$

Y, por el nudo D: $e_7 = e_8 + e_9$

Además, se tiene:

$e_{12} =$ Esfuerzo puerta 8

$e_8 =$ Esfuerzo puerta 6

$e_9 =$ Esfuerzo puerta 5

Por tanto, el esfuerzo entrante a la puerta 7, es:

$e_{11} =$ Puerta 8 + Puerta 5 + Puerta 6

Figura 4.14. Esquema de esfuerzos que se dirigen a la puerta 7.

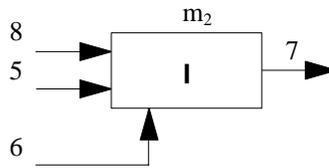


Figura 4.15. Puerta 7 representada en forma de bloque.

Por último la puerta 8, es una fuente de esfuerzo y se define directamente como:

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
8	SE	102		
102	CON		$m_2 \cdot g$	

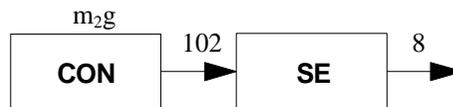


Figura 4.16. Puerta 8 representada en forma de bloques.

La entrada de datos completa del modelo es la que aparece en la tabla 4.1. En la figura 4.17 se muestra su diagrama de Bond Graph de la figura 4.3, añadiendo los bloques auxiliares necesarios para la entrada de datos. Ensamblando todos los bloques utilizados para representar cada puerta del Bond Graph, se llega al diagrama de bloques representado en la figura 4.18.

Tabla 4.1. Entrada de datos completa del sistema de la figura 4.3.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
1	SF	100		

2	C	1,-4	K_1	Esfuerzo inicial
3	SE	101		
4	I	2,3,-5,-6	m_1	Velocidad inicial
5	R	4,-7	C_2	
6	C	4,-7	K_2	Esfuerzo inicial
7	I	8,5,6	m_2	Velocidad inicial
8	SE	102		
100	CON		0	
101	CON		$m_1 \cdot g$	
102	CON		$m_2 \cdot g$	

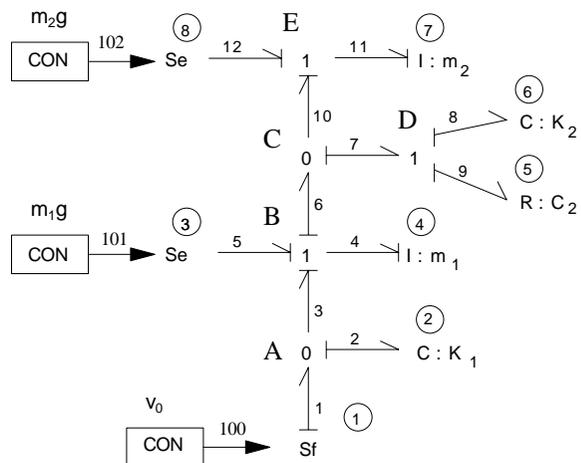


Figura 4.17. Diagrama de Bond Graph del sistema de la figura 4.2, con los bloques necesarios en la entrada de datos.

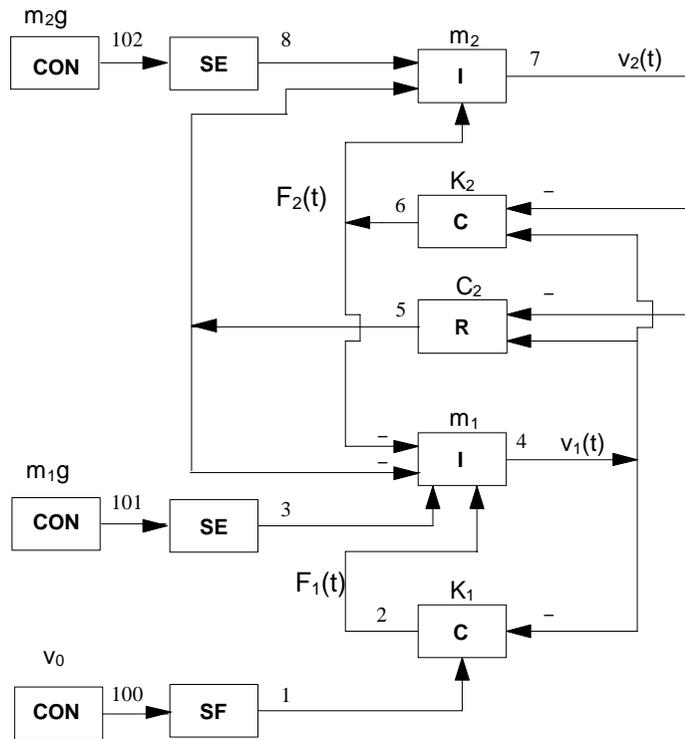


Figura 4.18. Diagrama de bloques completo del sistema de la figura 4.2.

Para mejor entender la entrada de datos y el planteamiento del programa Blove, se va a ver paso a paso las operaciones que efectúa el ordenador.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
1	SF	100		
100	CON		0	

Asocia al bloque nº 1, el valor de la fuente de flujo, definida por el bloque nº 100. A éste le asigna un valor constante dado por su parámetro.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
2	C	1,-4	K_1	Esfuerzo inicial

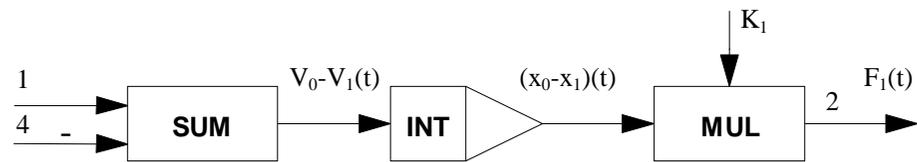


Figura 4.19. Esquema de bloques de las operaciones que hace el ordenador en la puerta 2.

Como se indica en la figura 4.19, cuando el ordenador se encuentra con una puerta tipo C, comienza por sumar los bloques de entrada que son las velocidades en los extremos del resorte, posteriormente integra esta suma y en consecuencia obtiene el desplazamiento relativo entre sus extremos. Por último, multiplica este desplazamiento por la rigidez K_1 del resorte, y de esta forma obtiene el esfuerzo en la puerta 2.

Es de destacar también el hecho de que sobre la puerta entran flujos y esta devuelve esfuerzo. Todas las puertas de Bond Graph reciben un tipo de causalidad, (flujo o esfuerzo), y devuelven la otra al sistema.

Efectivamente en la figura 4.20, puede observarse como el sistema informa a la puerta 2, de la diferencia de velocidades a la que trabaja el resorte y como este, devuelve al sistema el esfuerzo que se genera en él debido al desplazamiento entre sus extremos. El ordenador almacena en la puerta 2 el valor del esfuerzo calculado.

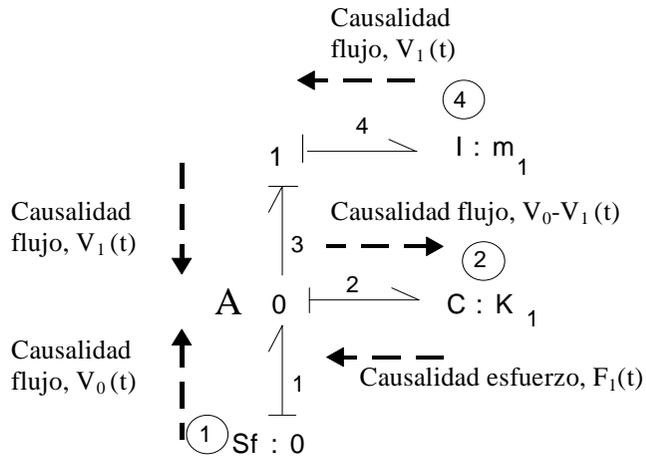


Figura 4.20. Causalidad hacia una puerta 2 y de ella hacia el sistema.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
3	SE	101		
101	CON		$m_1 \cdot g$	

Asocia al bloque nº 3 el valor de la fuente de esfuerzo SE, que está almacenado en el bloque 101.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
4	I	2,3,-5,-6	m_1	Velocidad inicial

Cuando el ordenador se encuentra con una puerta tipo inercia (I), sigue los pasos que se indican en la figura 4.21.

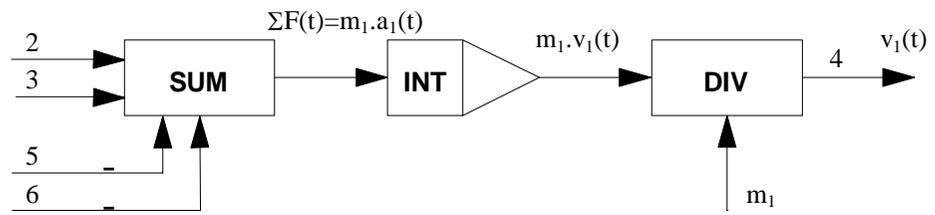


Figura 4.21. Esquema de bloques de las operaciones que hace el ordenador en la puerta 4.

El ordenador comienza sumando todos los bloques de entrada que traen información de esfuerzos. El sumatorio de esfuerzos lógicamente es igual al producto de la masa por la aceleración, y una vez integrado el resultado es igual a la masa por la velocidad. Si ahora se divide este resultado por el valor de la masa asociado a la puerta de inercia, se obtiene definitivamente la velocidad v .

En este caso el sistema informa a la puerta de los esfuerzos y en base a ellos se calcula la velocidad de la masa asociada a la puerta, y se almacena en ella su valor. Por este motivo cuando se llama a la puerta 4, se tiene la velocidad de la masa m_1 .

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
5	R	4,-7	C_2	

En la figura 4.23, se muestran esquemáticamente los pasos que sigue el ordenador cuando se encuentra con una puerta de tipo R.

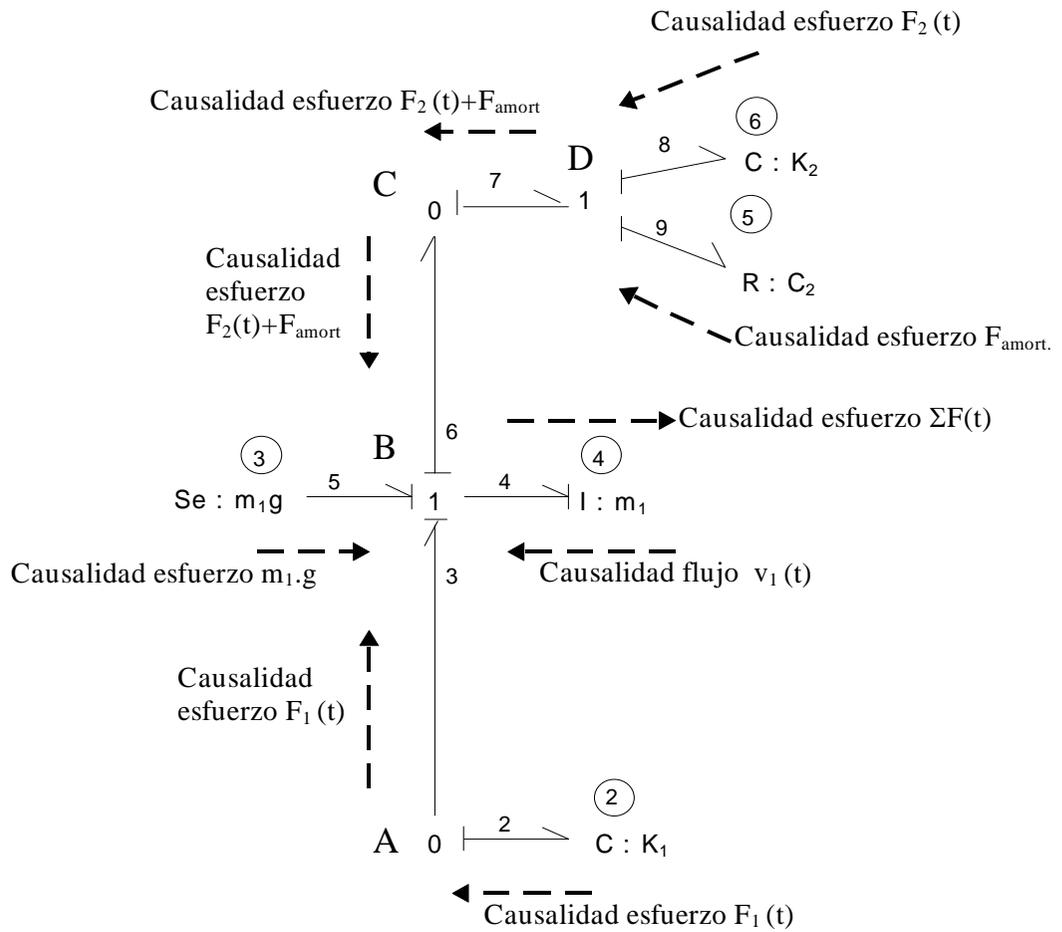


Figura 4.22. Causalidad hacia la puerta 4 y de ella al sistema.

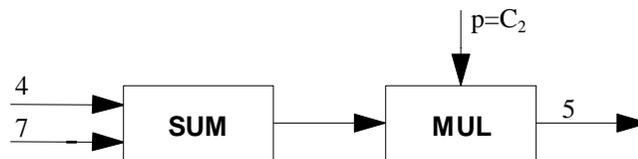


Figura 4.23. Esquema de bloques de las operaciones que hace el ordenador en la puerta 5.

Cuando la causalidad de entrada en una puerta R es el flujo, se plantea que el esfuerzo es igual al flujo de entrada multiplicado por el coeficiente del amortiguador. El

ordenador suma inicialmente los flujos de entrada, para después multiplicar el resultado por el coeficiente del amortiguador y almacena el esfuerzo obtenido en la puerta 5.

Si la causalidad de una puerta R fuese el esfuerzo, se plantea que el flujo es igual al esfuerzo dividido por el coeficiente del amortiguador. El ordenador sumará los esfuerzos de entrada y multiplicará por la razón o parámetro. Por esto, el parámetro que hay que indicar al ordenador será el inverso del coeficiente de amortiguación.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
6	C	4,7	K_2	Esfuerzo inicial

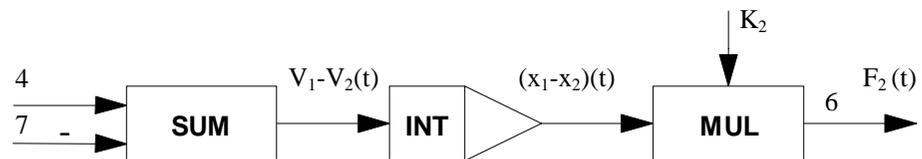


Figura 4.24. Esquema de bloques de las operaciones que hace el ordenador en la puerta 6.

El proceso de cálculo que ejecuta el ordenador en la puerta nº 6 se muestra en la figura 4.24, y al tratarse de una puerta C el planteamiento es el mismo que el realizado para la puerta 2 (figura 4.19).

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
7	I	8,5,6	m_2	Velocidad inicial

La puerta 7, nuevamente es una Inercia y las operaciones son las que se esquematizan en la figura 4.25.

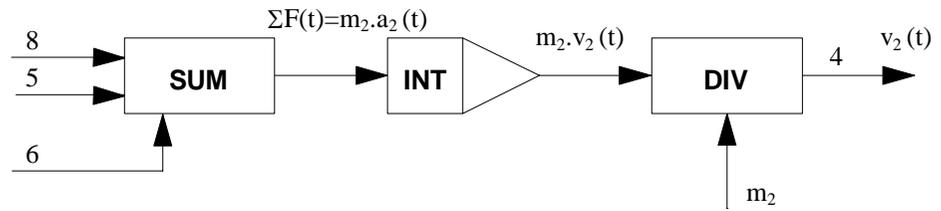


Figura 4.25. Esquema de bloques de las operaciones que hace el ordenador en la puerta 7.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
8	SE	102		
102	CON		$m_2 \cdot g$	

En la puerta nº 8 se asocia a ella el valor de la fuente de esfuerzo SE, dado por el bloque 102 que es donde se almacena un valor constante.

El ordenador archiva en cada puerta lo que causalmente suministra el sistema. En la tabla 4.2 se indica esquemáticamente el significado físico de los valores almacenados en cada bloque durante la simulación.

De esta forma para saber la velocidad vertical de la masa superior, bastará con solicitar en la respuesta el valor de la puerta 7, o el de la puerta 4 si la que se quiere es la de la masa inferior. Así mismo para obtener la carga del modelo sobre la base, basta con solicitar el valor de la puerta 2.

Tabla 4.2. Significado físico de los bloques del modelo.

Nº Puerta	Causalidad hacia el sistema	Causalidad desde el sistema	Significado físico
1	Flujo	Esfuerzo	Excitación exterior en velocidad

2	Esfuerzo	Flujo	Fuerza en el resorte K_1
3	Esfuerzo	Flujo	Peso propio de la masa m_1
4	Flujo	Esfuerzo	Velocidad de la masa m_1
5	Esfuerzo	Flujo	Fuerza en el amortiguador C_2
6	Esfuerzo	Flujo	Fuerza en el resorte K_2
7	Flujo	Esfuerzo	Velocidad de la masa m_2
8	Esfuerzo	Flujo	Peso propio de la masa m_2

Un ejercicio muy interesante consiste en interpretar físicamente la entrada de datos del modelo. Comenzando por la puerta 2 se tiene:

Nº Puerta	Significado físico	Entradas
2	Fuerza en el resorte K_1	1, velocidad de excitación de la base -4, velocidad de la masa m_1

El sistema informa de la diferencia de velocidades entre los extremos del resorte. Integrando en el tiempo dicha diferencia de velocidades, se obtiene la deformación entre los extremos del mismo. Y multiplicando la deformación por la rigidez del resorte, se obtiene el esfuerzo obtenido en el mismo.

En definitiva, desde el punto de vista mecánico, en las puertas Compliance se está resolviendo la ecuación diferencial consistente en que la diferencia de velocidades entre los extremos de un resorte es igual a la derivada temporal de su esfuerzo dividido por su rigidez.

Nº Puerta	Significado físico	Entradas
4	Velocidad de la masa m_1	2, esfuerzo en el resorte K_1 3, peso propio de la masa m_1 -5, esfuerzo en el amortiguador R_2 -6, esfuerzo en el resorte K_2

Como entradas de la puerta n° 4 están todas las fuerzas que actúan sobre la masa m_1 . En esta puerta se resuelve una nueva ecuación diferencial del modelo en donde se plantea que la suma de fuerzas es igual a la masa por la aceleración. En base a ella el ordenador calcula la velocidad de la masa m_1 y la almacena en la puerta 4.

Nº Puerta	Significado físico	Entradas
5	Esfuerzo en el amortiguador R_2	4, velocidad de la masa m_1 -7, velocidad de la masa m_2

Como entrada de la puerta n° 5 se encuentra la diferencia de velocidades entre los extremos del amortiguador, y como salida el esfuerzo en el amortiguador.

Nº Puerta	Significado físico	Entradas
6	Esfuerzo en el resorte K_2	4, velocidad de la masa m_1 -7, velocidad de la masa m_2

Al igual que el amortiguador, el resorte trabaja a la diferencia de velocidades entre sus extremos. Como resultado el ordenador calcula el esfuerzo en el resorte y lo almacena en la puerta 6. En esta puerta se plantea la tercera ecuación diferencial del modelo, de forma similar a como se ha hecho en la puerta n° 2.

Nº Puerta	Significado físico	Entradas
7	Velocidad de la masa m_2	5, esfuerzo en el amortiguador R_2 6, esfuerzo en el resorte K_2 8, peso propio de la masa m_2

En esta puerta se plantea la última ecuación diferencial del modelo, del mismo tipo a la planteada en la puerta nº 4. Como entradas están las fuerzas que actúan sobre la masa m_2 . En base a ellas el ordenador calcula la velocidad de la masa m_2 .

4.2.2. Modelos con Bond Graph y bloques.

En el apartado anterior se ha presentado un ejemplo formado únicamente por grafos, (excepto algún bloque auxiliar); y en este, se van a incluir en el mismo ejemplo bloques para simular una excitación de la base.

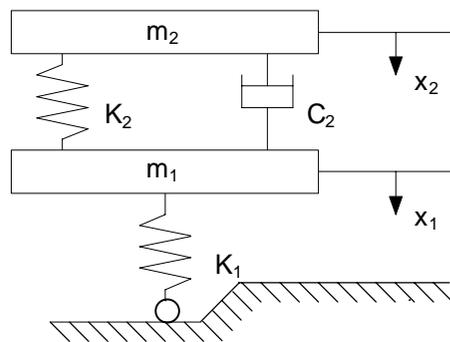


Figura 4.26. Modelo de dos masas suspendidas que se desplazan y suben una rampa.

El modelo planteado en la figura 4.26, coincide con el de la figura 4.2, excepto en lo referente a la base, que ahora excita a las masas mediante una rampa. En la figura 4.27, se muestra el Bond Graph del modelo así como los bloques necesarios para representar la excitación.

En la figura 4.28, se muestra la excitación de desplazamientos producidos por la rampa en función del tiempo, así como la derivada de estos desplazamientos, es decir la velocidad vertical a la que está sometido el punto inferior del resorte. Esta última constituye la excitación en Bond Graph.

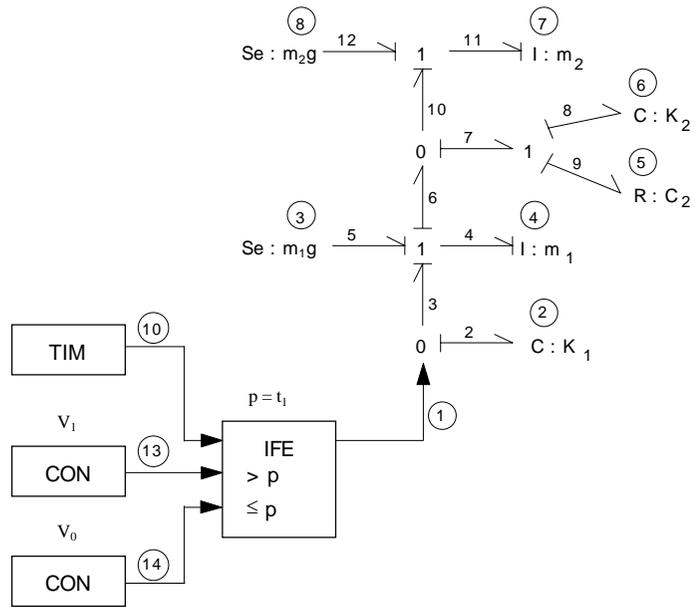


Figura 4.27. Bond Graph y bloques del modelo.

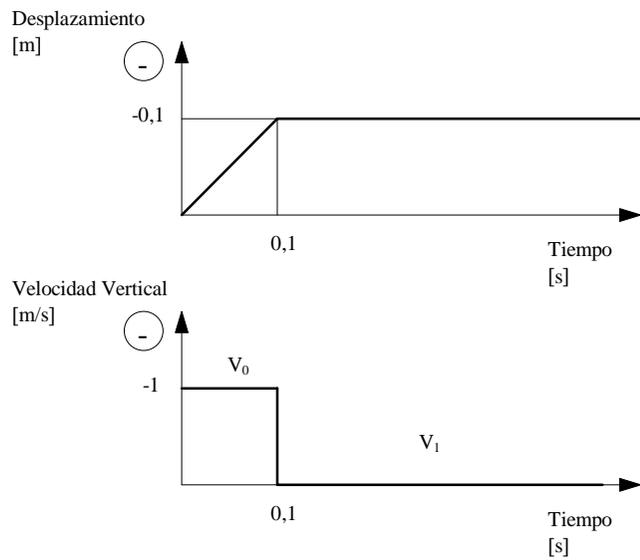


Figura 4.28. Desplazamiento y velocidad vertical en el punto inferior del resorte.

El bloque 10, es del tipo TIM y suministra el tiempo de integración de las ecuaciones diferenciales desde que comienza el proceso de simulación. Este bloque no recibe la entrada de ningún otro y solamente tiene una salida.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
10	TIM			

El bloque 13, es del tipo CON, y en este caso almacena la velocidad de excitación cuando el tiempo transcurrido es mayor de 0,1 segundos.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
13	CON		V_1	

El bloque 14, nuevamente es del tipo CON, y ahora almacena la velocidad vertical cuando el tiempo transcurrido es menor que los 0,1 segundos.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
14	CON		V_0	

Por último el bloque IFE, es un comparador que en función de que el valor de la primera señal de entrada, sea mayor o menor que el valor de su parámetro, da a la salida en el primer caso el valor de la segunda señal de entrada, y en el segundo caso el de la tercera. En el caso que nos ocupa, si el bloque 10-TIM, (tiempo transcurrido de simulación), es menor o igual que t_1 , el bloque 1-IFE da a la salida el valor del bloque 14, donde se almacena el valor de V_0 . Si no es así, la salida adquiere el valor del bloque 13, donde se almacena el valor de V_1 .

Como el bloque IFE, va a suministrar la misma información que daba anteriormente la puerta fuente de flujo nº 1, recibirá este mismo número. En cuanto se refiere al orden en que se introducen las entradas en los bloques IFE, en primer lugar se coloca la entrada que trae la información que se va a comparar con el parámetro del bloque; es decir, en este ejemplo el bloque 10; después el que suministra el valor que se quiere tomar cuando la comparación sea mayor que el parámetro, en este ejemplo el

bloque 13; y, por último, lo que se desea obtener cuando la comparación sea menor o igual que el parámetro, que en nuestro ejemplo es el bloque 14.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
1	IFE	10,13,14	t_1	

En cuanto se refiere a las puertas comprendidas entre 2 y 8, no existe modificación respecto al ejemplo del apartado anterior, y la entrada de datos es la misma.

Seguidamente se muestra la entrada de datos completa del modelo.

Tabla 4.3. Entrada de datos completa del sistema de la figura 4.27.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
1	IFE	10,13,14	t_1	
2	C	1,-4	K_1	Esfuerzo inicial
3	SE	101		
4	I	2,3,-5,-6	m_1	Velocidad inicial
5	R	4,-7	C_2	
6	C	4,-7	K_2	Esfuerzo inicial
7	I	8,5,6	m_2	Velocidad inicial
8	SE	102		
10	TIM			
13	CON		V_1	
14	CON		V_0	
101	CON		$m_1 \cdot g$	
102	CON		$m_2 \cdot g$	

Al mismo tiempo que se define cada puerta o bloque, indicando su tipo y los números de puertas o bloques que constituyen su entrada de información, se va a introducir también el parámetro de la puerta que no es otra cosa que el valor numérico asociado a la puerta. En este sentido, en lugar de t_1 , K_1 , m_1 , etc.; se teclearán los valores numéricos concretos asociados a cada tipo de bloque.

4.2.3. Modelos con puertas C, I o R de parámetros no constantes.

En los ejemplos anteriores, los valores de rigidez de los resortes o los coeficientes del amortiguador, son valores que permanecen constantes a lo largo de toda la simulación. Cuando por el motivo que sea, estos valores pueden variar, la entrada de datos debe modificarse ya que ninguna de las puertas de Bond Graph planteadas hasta ahora permite ser definida con parámetros no constantes.

Imaginemos que en el ejemplo que se está analizando, se sustituye el resorte K_2 por dos resortes de diferente longitud, de tal manera que al principio solamente actúa el más largo y a partir de un desplazamiento determinado comienzan a trabajar los dos. La rigidez del más largo se va a denominar K_2 y la del más corto K_3 . En la figura 4.29, se muestra un esquema del modelo que al igual que en el caso analizado en el apartado 2.1.1. inicial, no tiene otra excitación que los pesos propios.

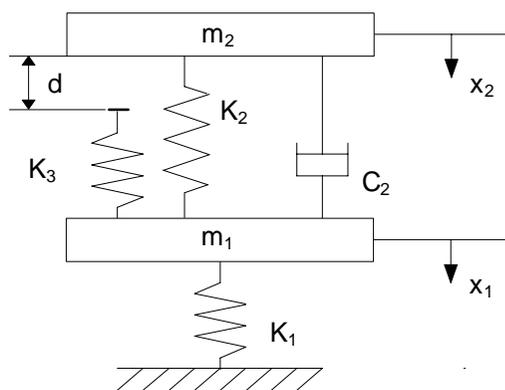


Figura 4.29. Modelo de dos masa suspendidas con doble resorte entre masas.

En la figura 4.30, se encuentra el Bond Graph del modelo, así como los bloques necesarios para simular el comportamiento variable del resorte entre masas. Como se observa en esta figura, se ha hecho desaparecer la puerta C, que representa este resorte, y en su lugar se han colocado la información procedente de los bloques.

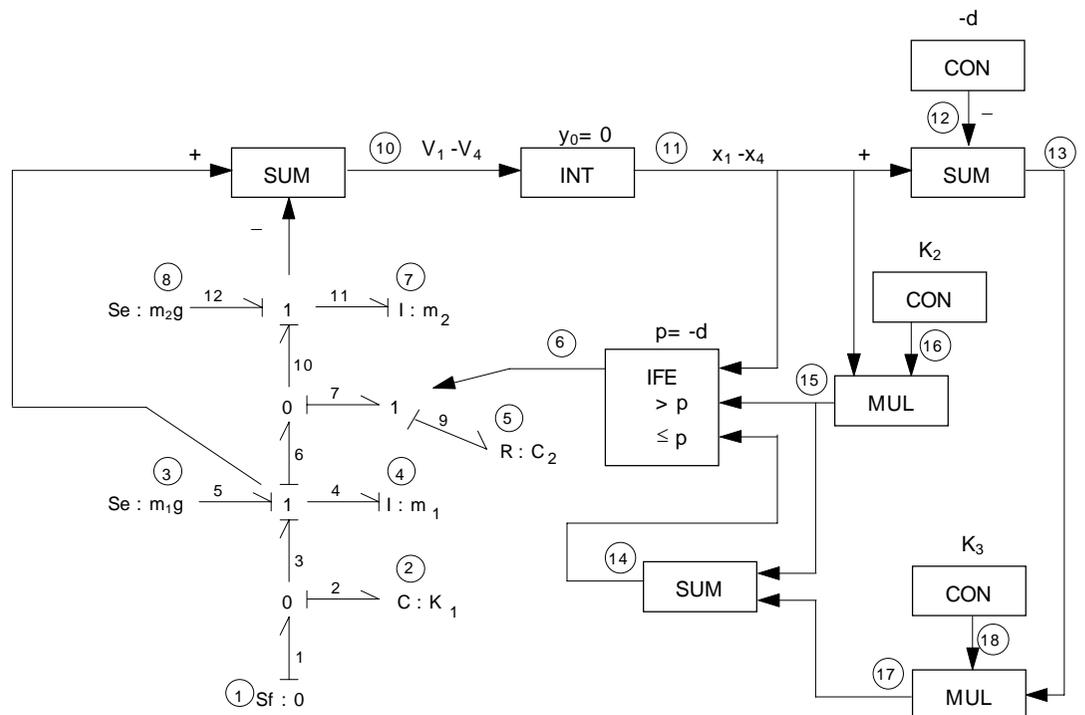


Figura 4.30. Bond Graph y bloques del modelo de dos masas y doble resorte entre ellas.

El bloque 10 es del tipo SUM, y está encargado de restar las velocidades de las masas, es decir, que en este bloque se va a obtener la velocidad relativa entre los extremos del resorte K_2 .

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
10	SUM	4,-7		

El bloque 11, es el INT, que da a la salida la integración en el tiempo de la información que le llega. Como la entrada es la velocidad entre los extremos del resorte, a la salida se tiene el desplazamiento relativo entre ellos.

Con el criterio de signos utilizado para los movimientos de las masas m_1 y m_2 , (ver figura 4.29), cuando estas se alejan, el bloque 10 dará una diferencia de velocidades positiva y el bloque 11 registrará valores positivos para el desplazamiento relativo entre las masas. Es decir, valores positivos del bloque 11 significan alargamiento en el resorte.

Por el contrario, cuando se produzca acortamiento o compresión de los resortes, el bloque 10 registrará diferencias de velocidades negativas, y el bloque 11 dará valores negativos.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
11	INT	10		Deform. inicial =0

En el bloque 15, MUL, se calcula el esfuerzo en el resorte largo como el producto del desplazamiento relativo entre sus extremos, que obtiene el bloque 11, por la rigidez K_2 que se almacena en el bloque 16, CON.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
15	MUL	16,11		
16	CON		K_2	

El bloque 12, CON, es donde se va a almacenar la distancia “d” que debe acortarse la separación entre ambas masas, para que empiece a trabajar el resorte K_3 . Como es un acortamiento, se almacenará un valor negativo, para que sea coherente con el criterio de signos de los desplazamientos relativos del bloque 11.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
12	CON		-d	

El bloque 13, es del tipo SUM, y en él se le va a restar al desplazamiento relativo entre extremos del resorte K_2 , la distancia -d, (acortamiento). De esta forma, cuando el acortamiento producido sea mayor que d, el bloque 13 dará un resultado negativo, cuyo significado será el acortamiento del resorte K_3 . En caso contrario devolverá un resultado positivo, significando que el resorte K_3 no se comprime y, por tanto, no trabajará.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
13	SUM	11,-12		

El esfuerzo en el resorte corto K_3 , se obtiene multiplicando en el bloque 17, MUL, su rigidez almacenada en el bloque 18, por el desplazamiento relativo entre sus

extremos obtenido en el bloque 13. El resultado del bloque 17 sólo tiene sentido físico cuando se produce un acortamiento del resorte K_2 mayor que d . Es decir, cuando el bloque 11 devuelve un valor menor que $-d$, en cuyo caso el bloque 13 da un valor negativo, significando un acortamiento del resorte K_3 .

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
17	MUL	13,18		
18	CON		K_3	

El bloque 14-SUM es el encargado de sumar los esfuerzos que se producen en ambos resortes, K_2 y K_3 , cuando el acortamiento es mayor que d ; (es decir, cuando el bloque 11 devuelve un valor menor que $-d$).

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
14	SUM	15,17		

Por último, el bloque 6, es del tipo IFE, y sustituye a la puerta C que tenía este número en los ejemplos anteriores. En él se decide la fuerza en los resortes K_2 y K_3 , en función de que el acortamiento producido entre las masas sea mayor o menor que d , ya que en el primer caso están actuando los dos resortes, mientras que en el segundo sólo actúa el largo. El parámetro del bloque IFE es $-d$ pues la información utilizada en la comparación es la del bloque 11, el cual es menor que $-d$ cuando el acortamiento es mayor que d , y mayor que $-d$ en caso contrario. En el primer caso el bloque 6 devolverá la información del bloque 14, que es el esfuerzo de los dos resortes K_2 y K_3 sometidos a compresión; y en el segundo caso la del bloque 15 que es el esfuerzo del resorte largo K_2 trabajando solo.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
6	IFE	11,15,14	0	

Hay que recordar el orden en que se introducen los bloques de entrada, el primero es el que lleva la información que debe compararse con el parámetro, el segundo el valor que se debe obtener cuando la comparación es mayor que el

parámetro, y el tercer bloque, es el que introduce el valor que se quiere obtener cuando la comparación es igual o menor que el parámetro.

En la tabla 4.4 se muestra el listado completo de la entrada de datos del ejemplo tratado en los párrafos anteriores, (figura 4.29). Los bloques 1 a 8 y 100 a 102, (excepto el número 6, según se ha visto), se mantienen iguales a los del modelo resuelto en el subapartado 2.1.1.

Tabla 4.4. Entrada de datos completa del sistema de la figura 4.29.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
1	SF	100		
2	C	1,-4	K_1	Esfuerzo inicial
3	SE	101		
4	I	2,3,-5,-6	m_1	Velocidad inicial
5	R	4,-7	C_2	
6	IFE	11,15,14	-d	
7	I	8,5,6	m_2	Velocidad inicial
8	SE	102		
10	SUM	4,-7		
11	INT	10		Deform. inicial =0
12	CON		-d	
13	SUM	11,-12		
14	SUM	15,17		
15	MUL	16,11		
16	CON		K_2	
17	MUL	13,18		
18	CON		K_3	
100	CON		0	
101	CON		$m_1 \cdot g$	
102	CON		$m_2 \cdot g$	

4.2.4. Modelos con elementos transformer y gyrator.

Hay que tener una especial atención al determinar la entrada de datos de los elementos transformer, ya que al principio de la utilización de este programa se suelen producir errores por equivocaciones en las entradas de datos de estos elementos.

En la figura 4.31, se muestra un modelo que en su Bond Graph incorpora elementos transformer.

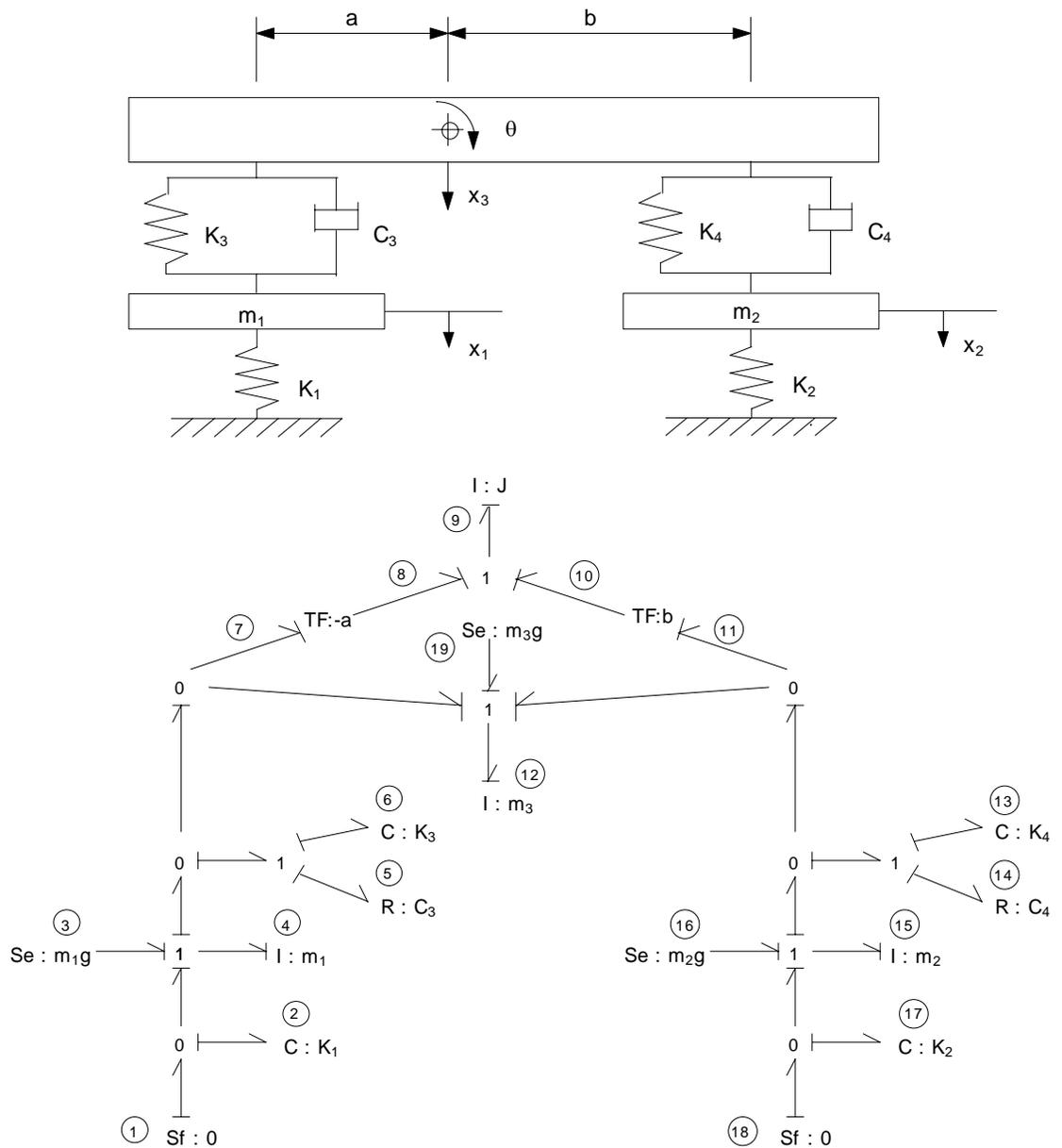


Figura 4.31. Modelo de tres masas suspendidas.

Antes de entrar a explicar las peculiaridades de los elementos transformer, se va a utilizar este nuevo modelo para repetir los pasos que deben realizarse durante la entrada de datos.

La puerta 1, no ofrece ningún problema porque se trata de una fuente de flujo, y en cuanto se refiere a la 2 es una Compliance a la que le entra flujo. Como este flujo proviene de la salida de una unión 0, es necesario sumar los flujos de entrada en esta unión, para de esta forma determinar el que le entra a la Compliance. Dentro de la unión 0, el flujo que entra por la parte inferior procede de la fuente de flujo 1, mientras que el que entra por la parte superior viene de una unión 1. En este caso, todos los flujos de la unión tienen el mismo valor, que viene definido por el grafo que entra en la unión con flujo conocido.

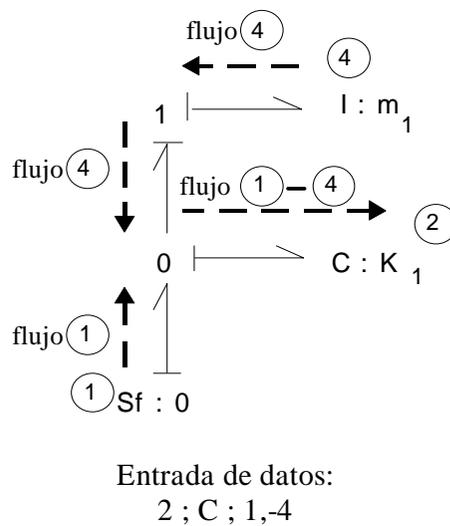


Figura 4.32. Flujos sobre la puerta 2.

La puerta 3, no ofrece ninguna duda ya que se trata de una fuente de esfuerzo, y no tiene ninguna entrada.

A la puerta 4 le entra esfuerzo que procede de una unión 1, en donde es necesario proceder a la suma de todos los esfuerzos que entran. El grafo inferior entra a la unión con esfuerzo conocido procedente de la unión 0 inferior. Al salir de una unión 0 con esfuerzo conocido el valor de este esfuerzo es igual al de todos los grafos de la

unión, y viene definido por el que entra en la misma con esfuerzo conocido, en este caso el grafo de la puerta 2. En definitiva el esfuerzo de estos grafos es igual al definido por la puerta 2.

El grafo central de la unión 1 que se está estudiando procede de la fuente de esfuerzo, y por último el grafo superior viene de una unión 0, siendo el grafo que entra en la unión con esfuerzo conocido el central, que a su vez proviene de una unión 1 donde es necesario realizar la suma de esfuerzos procedentes del resorte K_3 y del amortiguador R_3 .

En la figura 4.33, se muestra en esquema la obtención del esfuerzo que entra en la puerta 4.

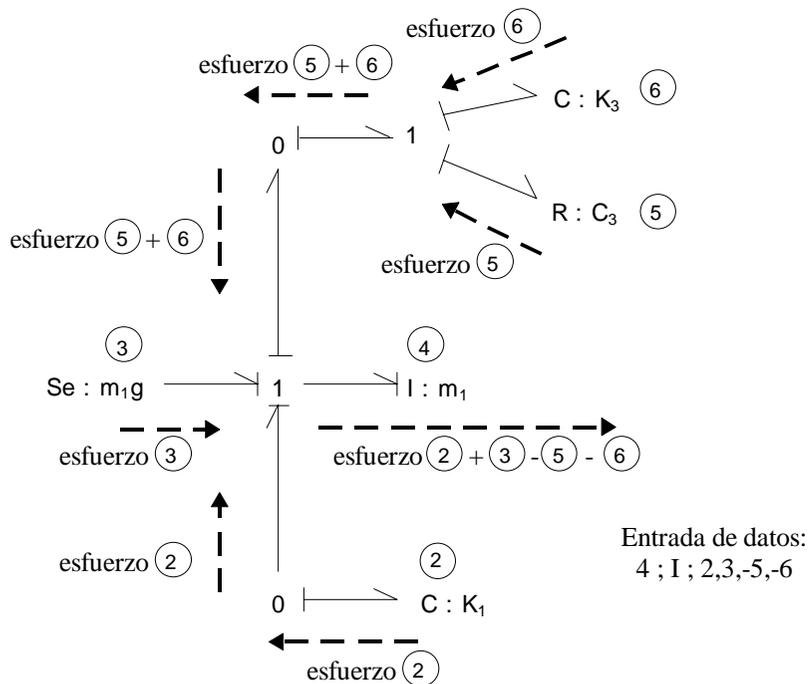


Figura 4.33. Esfuerzos sobre la puerta 4.

Volviendo sobre la causalidad de la puerta 4, queda claro que el sistema suministra a la puerta un esfuerzo conocido, y que esta devuelve al sistema un flujo conocido. En esta puerta, el ordenador suma los esfuerzos de todas las entradas, posteriormente los integra para obtener la suma de cantidades de movimiento, y por

último divide estos valores por la masa. El resultado es la velocidad de esta masa, y se ha cumplido con el hecho de que el sistema suministra a la puerta los esfuerzos, y a la inversa la puerta el flujo hacia el sistema.

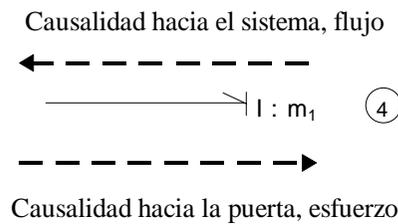


Figura 4.34. Causalidad hacia la puerta y de esta hacia el sistema.

Veamos ahora las peculiaridades del elemento transformer. Para empezar se numera doblemente con un número a cada lado del elemento, en nuestro ejemplo el 7 y 8. Seguidamente se sitúa mentalmente un tabique colodado encima del transformer, de tal forma que desde el número 7 se ve la parte anterior del sistema, y desde el 8 la posterior. A partir de este instante, se comienza a desarrollar la entrada de datos con el mismo planteamiento que se hacía para las puertas. En concreto sobre el 7, entra esfuerzo conocido que procede de una unión 0 cuyo esfuerzo viene definido por el grafo inferior, que a su vez proviene de otra unión 0 definida por los esfuerzos de 5 y de 6. (Ver la figura 4.35).

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
7	TF	5,6	-a	

Situándose ahora sobre el número 8 del transformer, y pensando que sobre este elemento existe un tabique a través del cual no puede mirarse, la causalidad que le entra es flujo y proviene de la unión 1 superior. Quien informa del flujo a las uniones 1, es el grafo que entra en la unión con flujo conocido que corresponde en este caso con el suministrado por la puerta 9. (Ver la figura 4.36).

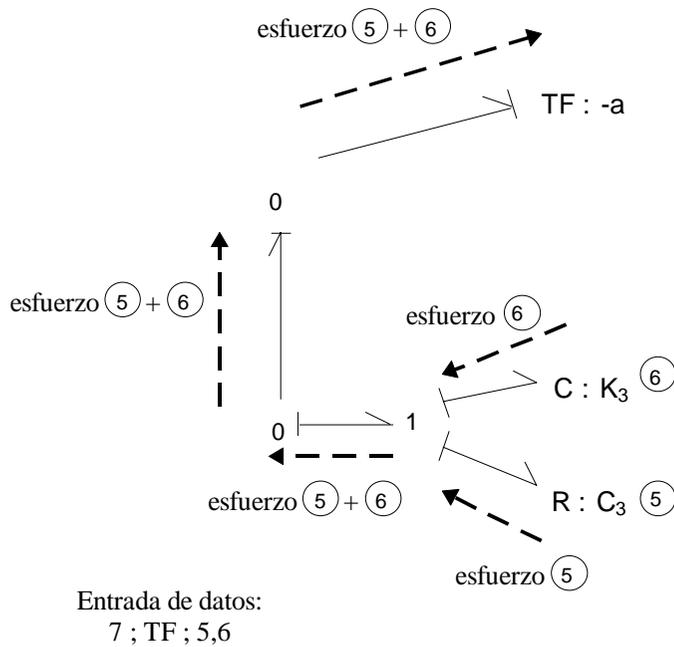


Figura 4.35. Esfuerzos sobre el elemento transformer.

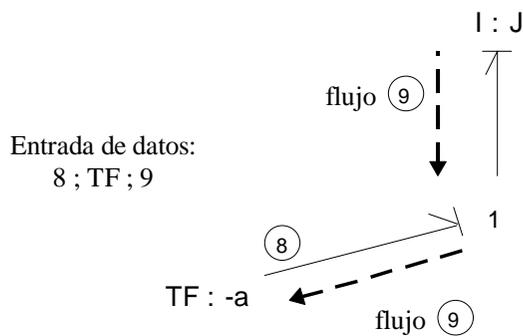


Figura 4.36. Flujos sobre el elemento transformer.

También a la hora de determinar el parámetro asociado al transformer, es necesario tener una atención especial. En el ejemplo concreto que se está analizando, el esfuerzo en 7, es la fuerza que el resorte K_3 y el amortiguador R_3 transmiten a la viga superior, y mediante el elemento transformer esta fuerza se convierte en el par que actúa intentando girar la barra. Como a la entrada del transformer hay fuerza y a la salida tiene que haber par, la razón del transformer es la distancia "a". Esta razón será negativa en la entrada de datos, pues un desplazamiento positivo de la masa m_1

provoca un esfuerzo positivo en el resorte K_3 , el cual debe producir un par negativo sobre la masa m_3 . (Ver el criterio de signos para los movimientos de las masas en la figura 4.31).

Esta razón es la misma tanto para la puerta 7 como para la 8. Efectivamente, si ahora se mira desde 8, al transformer le entra la velocidad angular " θ " de la barra, y a la salida tiene que tener la velocidad vertical del punto de unión al muelle-amortiguador K_3 , R_3 , por lo que nuevamente ahora la razón es " $-a$ ". Pues un giro positivo en la masa m_3 se debe corresponder con una velocidad negativa en el punto de unión al muelle-amortiguador.

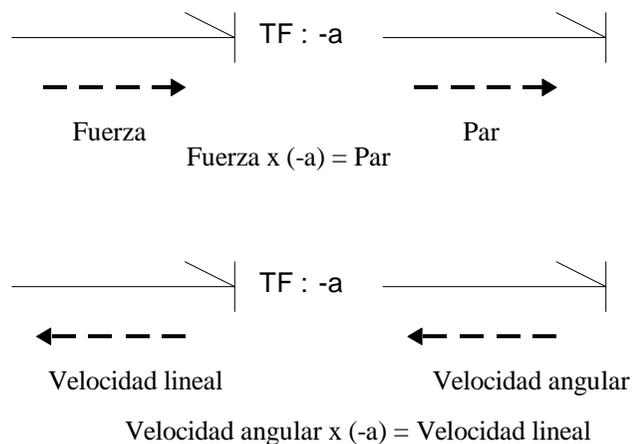


Figura 4.37. Determinación del parámetro en los transformer.

Con frecuencia, se definen los transformer como los elementos que dan a la salida el flujo de entrada multiplicado por la razón, lo cual implica que el esfuerzo a la salida sea el de entrada dividido por la razón. No obstante, lo que verdaderamente define al transformer es el hecho de que la potencia de entrada es igual a la potencia de salida, y en definitiva es tan válida la definición que se ha hecho de los flujos y esfuerzos como la contraria. El programa de ordenador no tiene un criterio establecido para determinar si el flujo a la salida, se obtiene multiplicando o dividiendo el de entrada por la razón. En este sentido la razón del tranformer debe colocarse estudiando el sentido físico como se ha hecho en este ejemplo.

Veamos ahora lo que el ordenador hace cuando se encuentra con un elemento de este tipo. Se tenía:

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
7	TF	5,6	-a	
8	TF	9	-a	

Inicialmente, suma la información de las entradas y el valor de esta suma lo multiplica por la razón a. Posteriormente el resultado de esta operación lo almacena en la puerta correspondiente.

En concreto, respecto a la puerta 7, suma los esfuerzos de 5 y 6, y los multiplica por -a, almacenando el resultado en 7. Si 5 y 6 son los esfuerzos que el amortiguador-resorte comunica a la barra y a es la distancia de actuación de estas fuerzas respecto al centro de gravedad de la barra, el producto de las fuerzas por la distancia a, no es otra cosa que el par comunicado a la barra y se almacena en la puerta 7.

En definitiva en la puerta 7 se encuentra almacenado el par sobre la barra, y observando la figura 4.38, puede verse que aunque el 7 está colocado en el lado de los esfuerzos, almacena el par, es decir, el esfuerzo del grafo a la salida del transformer.

El mismo análisis puede hacerse sobre la puerta 8, y se llega a la conclusión de que aunque está al lado de las velocidades angulares, almacena la velocidad vertical del punto de unión de la barra con el resorte-amortiguador.

El hecho de que las puertas esten situadas en un lado y almacenen el esfuerzo o el flujo del otro, trae consigo la posibilidad de cometer errores, principalmente cuando el usuario está empezando a familiarizarse con la utilización del programa.

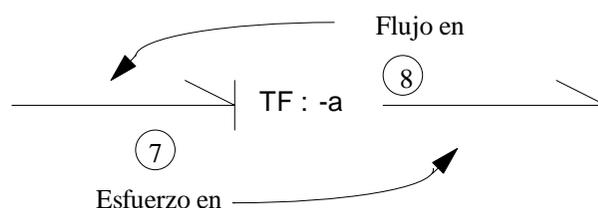


Figura 4.38. Variables almacenadas en las puertas 7 y 8.

El análisis de las variables que están almacenadas en las puertas 7 y 8, es imprescindible para poder seguir con el desarrollo de la entrada de datos. Como ejemplo, se van a determinar a continuación los bloques de entrada en la puerta 5, siguiendo esquemáticamente los pasos indicados en la figura 4.39.

En cuanto se refiere a la puerta 6, le entra flujo procedente de la misma unión 1 que la puerta 5, y en consecuencia sus bloques de entrada son los mismos que para la puerta 5.

Sobre la puerta 9, entra esfuerzo procedente de una unión 1, y esquemáticamente los pasos a realizar son los indicados en la figura 4.40.

- 1) La causalidad de entrada sobre la puerta 5 es flujo y a este grafo se le denomina "a".
- 2) El grafo "a" sale de una unión 1 con flujo conocido.
- 3) El grafo que define el flujo de la unión, es el que entra con causalidad flujo sobre la misma. Se le denomina grafo "b".
- 4) El grafo "b", sale de una unión 0 con flujo conocido.
- 5) El flujo del grafo "b" es igual al del grafo "c" menos el de "d".
- 6) El grafo "c", sale de una unión 1 con flujo conocido y el grafo que entra en esta unión con flujo conocido es el que sale de la puerta 4.
- 7) Luego el flujo de "c" es igual al flujo de 4.
- 8) El grafo "d" sale con flujo conocido de una unión 0, y por lo tanto su flujo es igual al de "e" más el de "f".
- 9) El flujo del grafo "e" es, teniendo en cuenta todo lo planteado para el elemento transformer, el almacenado en la puerta 8, (figura 38).
- 10) El flujo del grafo "f", proviene de una unión 1 definida por el flujo que le entra de la puerta 12.
- 11) Por lo tanto el flujo de "f" es igual al de la puerta 12.
- 12) Conocidos los flujos de "e" y "f", puede hallarse el de "d", que es igual al de "e" más el de "f".
- 13) Conocidos los flujos de "c" y "d", se halla el de "b" como la resta de "c"-"d".
- 14) Y por último el flujo de "a" es igual al de "b".

En definitiva se tiene:

- Flujo a = Flujo b
- Flujo b = Flujo c - Flujo d
- Flujo c = Flujo 4
- Flujo d = Flujo e + Flujo f
- Flujo e = Flujo 8
- Flujo f = Flujo 12

Y sustituyendo:

$$\text{Flujo a} = \text{Flujo 4} - \text{Flujo 8} - \text{Flujo 12}$$

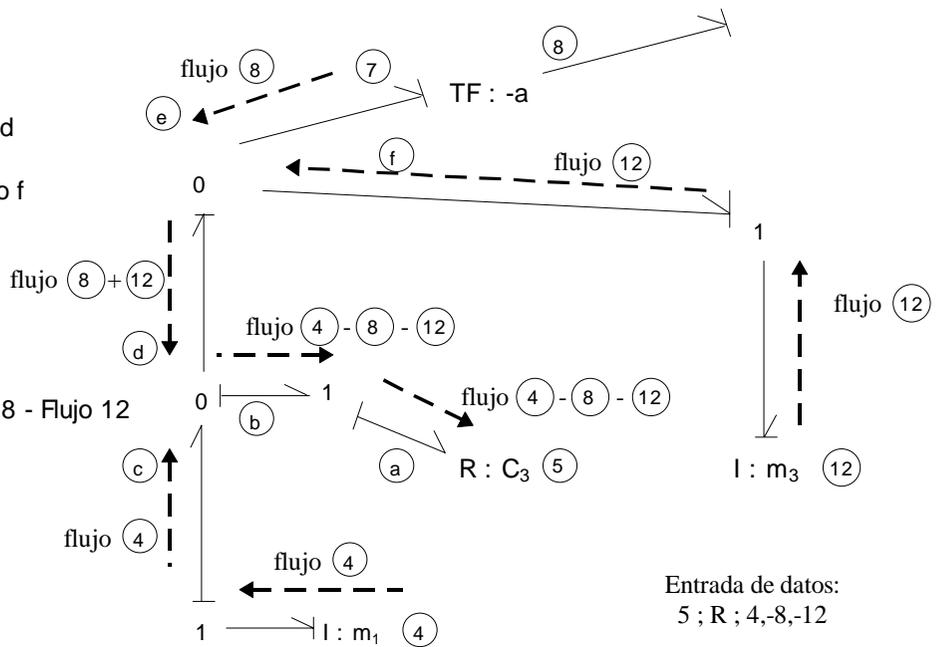


Figura 4.39. Flujos sobre la puerta 5.

- 1) Causalidad de entrada sobre la puerta 9, "esfuerzo" y se denomina a este grafo "a".
- 2) el grafo "a", sale con esfuerzo conocido de una unión 1.
- 3) En esta unión, se verifica que el esfuerzo de "a" es igual al de b más el de c.
- 4) El esfuerzo en b, es el de la puerta 7 (figura 38).
- 5) El esfuerzo en c, es el de la puerta 11, ya que al tratarse de un elemento transformer se vuelve a cumplir lo planteado en la figura 38.

En definitiva se tiene:

$$\text{Esfuerzo a} = \text{Esfuerzo b} + \text{Esfuerzo c}$$

$$\text{Esfuerzo b} = \text{Esfuerzo 7}$$

$$\text{Esfuerzo c} = \text{Esfuerzo 11}$$

Y sustituyendo

$$\text{Esfuerzo a} = \text{Esfuerzo 7} + \text{Esfuerzo 11}$$

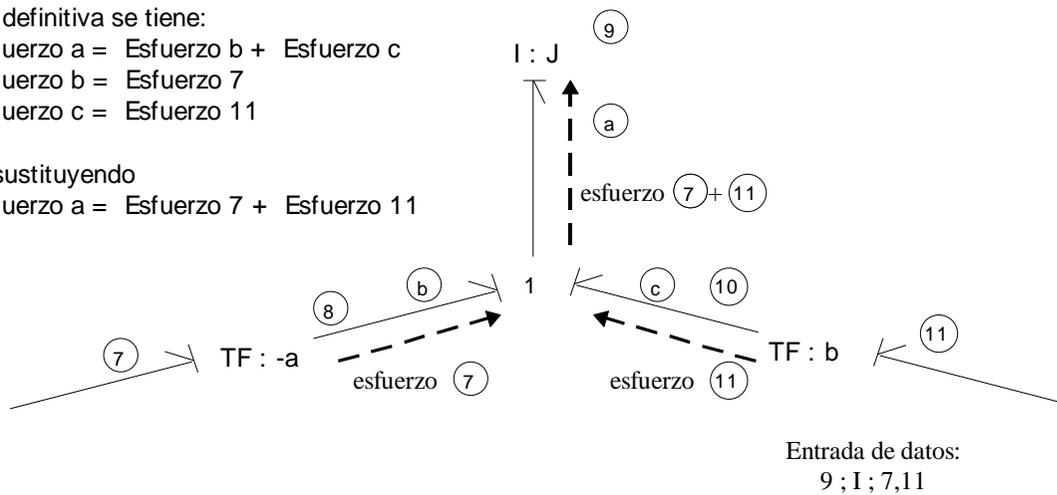


Figura 4.40. Esfuerzos sobre la puerta 9.

El resto de las puertas son repetitivas respecto a las planteadas hasta ahora, y, por lo tanto, se obtienen de forma análoga. La entrada de datos completa es la que se indica en la tabla 4.5.

En cuanto se refiere a la entrada de datos en los elementos Gyrator, el procedimiento es el mismo que el de los transformer y tiene idénticas peculiaridades. En la figura 4.41, se muestra un ejemplo.

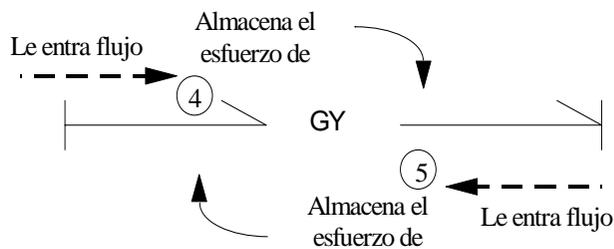


Figura 4.41. Causalidades y variables almacenadas en las puertas de un elemento Gyrator.

Tabla 4.5. Entrada de datos completa del modelo de la figura 4.31.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
1	SF	100		
2	C	1,-4	K_1	Esfuerzo inicial
3	SE	101		
4	I	2,3,-5,-6	m_1	Velocidad inicial
5	R	4,-8,-12	C_3	
6	C	4,-8,-12	K_3	Esfuerzo inicial
7	TF	5,6	-a	
8	TF	9	-a	
9	I	7,11	J	Vel. angular inicial
10	TF	9	b	
11	TF	13,14	b	
12	I	5,6,13,14,19	m_3	Velocidad inicial
13	C	15,-10,-12	K_4	Esfuerzo inicial
14	R	15,-10,-12	R_4	
15	I	17,16,-13,-14	m_2	Velocidad inicial
16	SE	103		
17	C	18,-15	K_2	Esfuerzo inicial
18	SF	102		
19	SE	104		
100	CON		0	
101	CON		m_1g	
102	CON		0	
103	CON		m_2g	
104	CON		m_3g	

Cuando los elementos transformer o gyrator son de razones variables (MTF, MGY), la definición de las puertas es la misma pero ahora la razón viene definida por un grupo de bloques donde se calcula en cada paso de integración su valor.

A la hora de introducir los datos, el número del bloque que define el valor de la razón, se introduce en primer lugar dentro de los bloques de entrada. En la figura 4.42,

se muestra un ejemplo. Como parámetros de estos elementos transformer o gyrator, no se introduce nada.

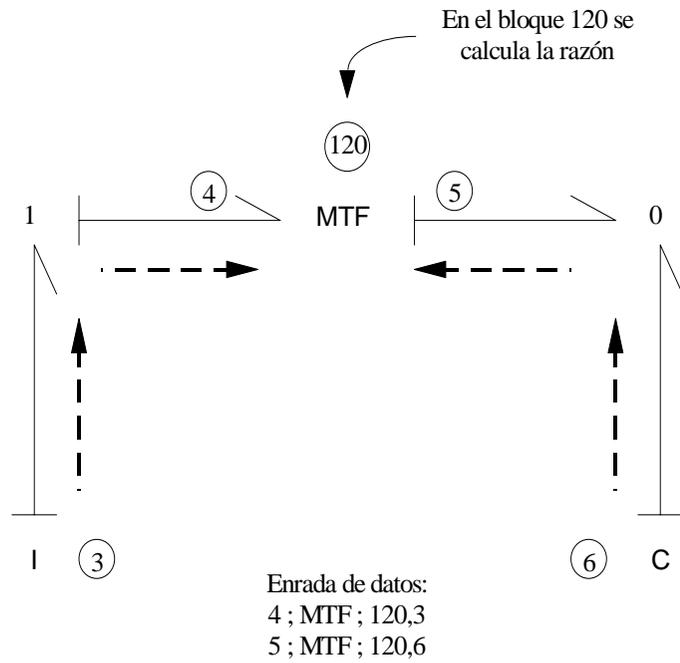


Figura 4.42. Entrada de datos para los elementos MTF y MGY.

4.3. La simulación.

Una vez concluida la entrada de datos completa del modelo: estructura, parámetros y valores iniciales de simulación; ya se está en disposición de realizar la simulación del modelo en función del tiempo.

Para la simulación, el ordenador necesitará conocer también la siguiente información:

- Paso de integración o simulación, h .
- Tiempo total de simulación, $T_{\text{máx}}$.

Previo a la simulación, la computadora ordenará la estructura de bloques del modelo para que estos se puedan ir calculando de forma adecuada. La lógica de ordenación parte del criterio de que para calcular un bloque es necesario haber calculado previamente sus bloques de entrada, en cada paso de integración. Sin embargo, no es exactamente así y para entender totalmente como se realiza dicha ordenación, es necesario comprender el algoritmo de simulación del modelo.

La estructura de bloques de un modelo es una representación simbólica de las ecuaciones diferenciales que expresan matemáticamente su comportamiento. Los bloques INT (Integrador), I (Inercia) y C (Compliance) son los que plantean y resuelven dichas ecuaciones diferenciales; pues en ellos se realiza una integración en función del tiempo. El resto de bloques lo que realizan son las operaciones matemáticas necesarias para calcular los términos o entradas de los bloques INT, I y C.

Por tanto, se deduce que realizar la simulación de un modelo en Blove es equivalente a resolver su sistema de ecuaciones diferenciales. Un sistema modelizado por bloques de Blove, con n grados de libertad, es equivalente a un sistema de $2n$ ecuaciones diferenciales de primer orden, como el siguiente:

$$\frac{dy_i}{dt} = f_i(t, y_1, \dots, y_{2n}) \quad \forall i = 1, \dots, 2n \quad ; (t \text{ es la variable del tiempo}). \quad (4.1.)$$

Las variables y_i son las salidas de los bloques INT, I y C. Los demás bloques son los diferentes términos que constituyen las ecuaciones diferenciales del modelo, (son los que forman los términos $f_i(t, y_1, \dots, y_n)$ de la expresión (4.1.)).

La simulación del comportamiento de un sistema dinámico, modelizado con Blove, se realiza en cada iteración k de la siguiente manera:

a) Los valores de todos los bloques que se van calculando, (tanto INT, I y C como los demás), se almacenan, por ejemplo, en una matriz indexada $B[i]$, donde i es el número del bloque.

b) Para la iteración k , se parte del valor del tiempo t_k , y de los valores iniciales $y_i(t_k)$, (con $i=1, \dots, 2n$), correspondientes a los bloques INT, I y C, almacenados en las posiciones correspondientes de la matriz $B[i]$.

c) Para calcular el valor de un bloque cualquiera se deberán haber calculado previamente los bloques que no sean de los tipos INT, I o C. Estos bloques se consideran ya calculados, pues se parte de sus valores $y_i(t_k)$.

d) Al calcular un bloque diferente de INT, I o C, se aplica la operación correspondiente sobre sus bloques de entrada, obteniendo su valor para el instante t_k . Este valor se almacena en la posición adecuada de la matriz $B[i]$.

e) Al llegar a los bloques INT, I y C, se suman las entradas, ya calculadas, con lo cual se obtienen los términos $f_i(t_k, y_1(t_k), \dots, y_{2n}(t_k))$ de la ecuación 4.1. Estos valores se almacenan en otra matriz auxiliar $K[i]$, donde i es el número de bloque INT, I o C.

f) Por último, se incrementará el tiempo con el paso de integración h , y se calcularán los valores $y_i(t_{k+1})$ de los bloques INT, I y C, aplicando el algoritmo de resolución de ecuaciones diferenciales adecuado. Estos valores se almacenan en la posición adecuada de la matriz $B[i]$, siendo los valores iniciales para efectuar la iteración $k+1$.

Una vez entendido como se realiza la simulación del modelo, ya es fácil entender que el criterio de ordenación de la estructura del modelo consiste en ir colocando los bloques de manera que sus bloques de entrada estén previamente calculados, excepto para los bloques de tipo INT, I y C.

En la tabla 4.6 aparece la estructura de bloques ordenados del modelo de dos masas suspendidas, (figura 4.2, pag. 28), cuya entrada de datos completa ya se mostró en la tabla 4.1, (pag. 38).

Tabla 4.6. Estructura de bloques ordenados del sistema de la figura 4.3.

Bloque	Tipo de bloque	Bloques de entrada	Parámetro	Valor inicial
100	CON		0	
1	SF	100		
2	C	1,-4	K_1	Esfuerzo inicial
101	CON		$m_1 \cdot g$	
3	SE	101		
5	R	4,-7	C_2	
4	I	2,3,-5,-6	m_1	Velocidad inicial
6	C	4,-7	K_2	Esfuerzo inicial
102	CON		$m_2 \cdot g$	
8	SE	102		
7	I	8,5,6	m_2	Velocidad inicial

Con los datos que aparecen en la tabla 4.7, con un paso de integración de 0.001 segundos y durante un tiempo total de simulación de 5 segundos, la velocidad vertical de la masa suspendida m_2 del sistema es la mostrada en la figura 4.43.

Con los datos considerados, el sistema modeliza aproximadamente el comportamiento vertical de un neumático y la suspensión de un vehículo turismo convencional. La simulación realizada equivale a tomar el vehículo elevado, sin carga en la suspensión ni neumático, y soltarlo dejando que apoye libremente sobre el suelo.

Tabla 4.7. Parámetros y valores iniciales de simulación del sistema de la figura 4.3.

Bloque	Parámetro	Valor inicial
1	-	-

2	150000	0
3	-	-
4	25	0
5	800	0
6	10000	0
7	250	0
8	-	-
100	0	-
101	245	-
102	2450	-

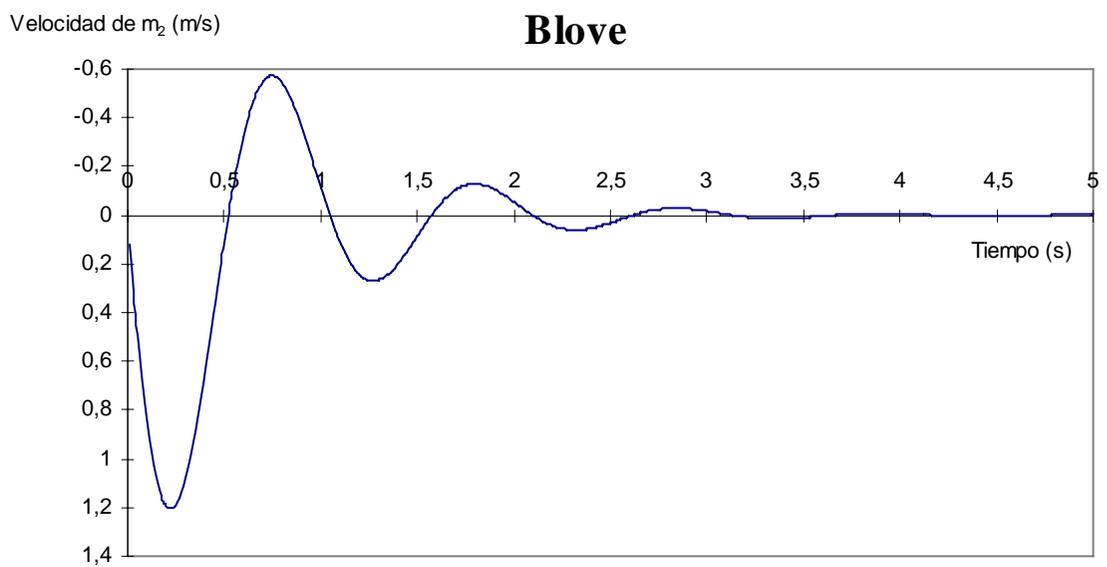


Figura 4.43. Velocidad vertical de la masa superior del sistema de la figura 4.2.

4.4. Bloques de BLOVE.

Para facilitar la exposición, los bloques de Blove se han clasificado en función del tipo de operaciones que realizan. De esta forma, se han considerado cinco tipos de bloques:

- a) Bloques básicos.
- b) Bloques de operaciones trigonométricas.
- c) Bloques de operaciones especiales.
- d) Bloques de Bond Graph.
- e) Bloques lógicos.

En la representación gráfica de los bloques se ha seguido la siguiente norma:

- 1) La variable de salida se nombra por la letra “ y ”.
- 2) Las variables de entrada se denominan por la letra “ x_i ”, con un subíndice “ i ” que identifica cada variable.
- 3) El parámetro asociado a cada bloque se denomina “ p ”.
- 4) El valor inicial de la variable de salida “ y ” al iniciar la simulación es “ $y(0)$ ”.

4.4.1. Bloques básicos.

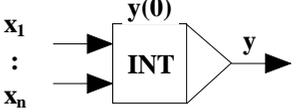
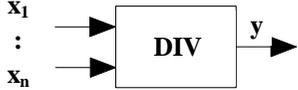
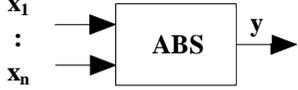
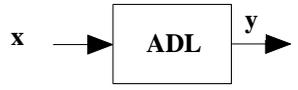
Estos bloques son los que realizan las operaciones matemáticas básicas o fundamentales. En las tablas 4.8.a. y 4.8.b. se describen de forma esquemática y clara los bloques considerados dentro de este tipo o clase.

Entre los bloques que aparecen en dichas tablas, cabe destacar el “ADL” como un bloque incluido para deshacer bucles de cálculo que pueden aparecer en el diagrama de bloques. Este tipo de bloque lo que hace es estimar el valor de la variable de entrada en función de su valor de la iteración anterior y de su derivada.

Tabla 4.8. a. Bloques de Blove. Bloques básicos.

NOMBRE	OPERACIÓN	SÍMBOLO
CON	$y = p$	
SUM	$y = \sum_{i=1}^n x_i$	
MUL	$y = \prod_{i=1}^n x_i$	
GAI	$y = p(\sum_{i=1}^n x_i)$	

Tabla 4.8. b. Bloques de Blove. Bloques básicos.

NOMBRE	OPERACIÓN	SÍMBOLO
INT	$y = \int_0^T (\sum_{i=1}^n x_i) dt + y(0)$	
DIF	$y = \frac{d}{dt} (\sum_{i=1}^n x_i)$	
DIV	$y = (\sum_{i=2}^n x_i) / x_1$	
ABS	$y = Abs(\sum_{i=1}^n x_i)$	
ADL	$y(t) = x(t-h) + h \frac{d(x(t-h))}{dt}$	

4.4.2. Bloques de operaciones trigonométricas.

Estos bloques, que realizan operaciones trigonométricas con las variables o bloques de entrada, son los que aparecen en la tabla 4.9..

Tabla 4.9. Bloques de Blove. Bloques trigonométricos.

NOMBRE	OPERACIÓN	SÍMBOLO
SIN	$y = \text{Sen}(\sum_{i=1}^n x_i)$	
COS	$y = \text{Cos}(\sum_{i=1}^n x_i)$	
TG	$y = \text{Tg}(\sum_{i=1}^n x_i)$	
ASN	$y = \text{Arc sen}(\sum_{i=1}^n x_i)$	
ACS	$y = \text{Arc cos}(\sum_{i=1}^n x_i)$	
ATN	$y = \text{Arctg}(\sum_{i=1}^n x_i)$	

4.4.3. Bloques de operaciones especiales.

Estos bloques recogen determinadas operaciones especiales o trascendentales: función exponencial, función logaritmo neperiano, potencia, etc.. Y otros, como el “FPL” y “GSL”, cuyas operaciones se podrían programar mediante bloques básicos, que facilitan el diseño y programación de los diagramas de bloques simplificándolos.

En las tablas 4.10.a. y 4.10.b. se describen de manera esquemática las operaciones que estos bloques realizan con las variables o bloques de entrada para obtener la variable de salida. En esta tabla no queda clara la funcionalidad del bloque “GSL”, (Generar Señal). En la tabla 4.11. se explica su funcionamiento, indicando la señal de salida generada en función del valor que se dé al parámetro “p”, y los bloques de entrada que se deben definir en cada caso, (en el orden indicado).

Tabla 4.10.a. Bloques de Blove. Bloques especiales.

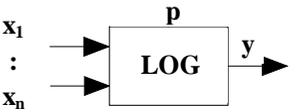
NOMBRE	OPERACIÓN	SÍMBOLO
EXP	$y = e^{\sum_{i=1}^n x_i}$	
LN	$y = Ln(\sum_{i=1}^n x_i)$	
POT	$y = (\sum_{i=2}^n x_i)^{x_1}$	
LOG	$y = Log_p(\sum_{i=1}^n x_i)$	

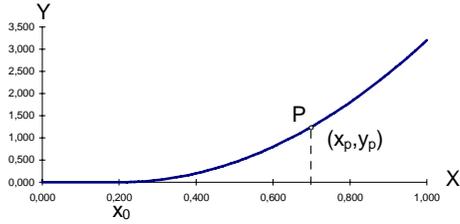
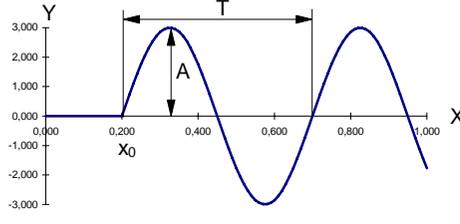
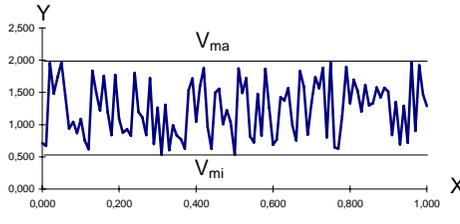
Tabla 4.10.b. Bloques de Blove. Bloques especiales.

NOMBRE	OPERACIÓN	SÍMBOLO
FPL	$y = a_0 + a_1x + a_2x^2 + \dots + a_px^p$	
GSL	Genera una señal impulso, escalón, rampa, parabólica, aleatoria, etc., en función del valor de p.	

Tabla 4.11.a. Opciones de programación del bloque GSL.

Valor del parámetro "p"	Señal generada	Bloques de entrada
1		x, x ₀ , x ₁ , A
2		x, x ₀ , x ₁ , x ₂ , x ₃ , A
3		x, x ₀ , E

Tabla 4.11. b.Opciones de programación del bloque GSL.

Valor del parámetro "p"	Señal generada	Bloques de entrada
4		x, x_0, x_p, y_p
5		x, x_0, A, T
6		V_{min}, V_{max}

4.4.4. Bloques de Bond Graph.

Para poder programar directamente en Blove sistemas modelados mediante la técnica de Bond Graph, se han creado los bloques que aparecen en la tabla 4.12.; los cuales se corresponden con las puertas típicas que utiliza dicha técnica.

Aunque es conocido que en la técnica de Bond Graph las variables de entrada y salida, y los parámetros de algunas puertas o bloques poseen un significado físico prefijado, a continuación se expone el significado físico de los mismos:

Bloque: I

Descripción: Bloque utilizado para programar una puerta de inercia de Bond-Graph. La variable de salida representa un flujo, (velocidad).

Bloques de entrada: Lista de bloques con causalidad esfuerzo, (fuerzas), que entran a la puerta inercia.

Parámetro: Característica de la inercia, (masa).

Valor inicial: Estado inicial de la inercia, (velocidad).

Bloque: C

Descripción: Bloque utilizado para programar una puerta de Compliance de Bond-Graph. La variable de salida representa un esfuerzo, (fuerza).

Bloques de entrada: Lista de bloques con causalidad flujo, (velocidades), que entran a la puerta inercia.

Parámetro: Característica de la Compliance, (rigidez de un resorte).

Valor inicial: Estado inicial de la Compliance, (precarga de un resorte).

Bloque: R

Descripción: Bloque utilizado para programar una puerta Resistencia de Bond-Graph, (disipación de energía). Esta puerta o bloque admite los dos tipos de causalidad como entrada, devolviendo la contraria como salida. Es decir, si posee causalidad de entrada flujo, devuelve causalidad de salida esfuerzo; y viceversa.

Bloques de entrada: Admite una lista de bloques de entrada, que sumará antes de operar con ellos.

Parámetro: Es la razón de la puerta.

Valor inicial: No es necesario.

Bloque: SF

Descripción: Bloque utilizado para programar una fuente de flujo de Bond-Graph, (restricción de velocidad). La variable de salida es el flujo, (velocidad), suministrado por la fuente.

Bloques de entrada: Como puerta de Bond Graph no tiene bloques de entrada. En Blove admite un bloque que define el flujo suministrado por la fuente.

Parámetro: No posee.

Valor inicial: No es necesario.

Bloque: SE

Descripción: Bloque utilizado para programar una fuente de esfuerzo de Bond-Graph, (fuerza exterior aplicada sobre el sistema). La variable de salida es el esfuerzo, (fuerza), suministrado por la fuente.

Bloques de entrada: Como puerta de Bond Graph no tiene bloques de entrada. En Blove admite un bloque que define el esfuerzo suministrado por la fuente.

Parámetro: No posee.

Valor inicial: No es necesario.

Bloque: TF

Descripción: Bloque utilizado para programar una puerta Transformer de Bond-Graph. Esta puerta o bloque admite los dos tipos de causalidad como entrada, devolviendo la misma como salida. Esta puerta produce una transformación en las magnitudes físicas sin cambiar su causalidad. Es decir, transforma fuerzas en pares, velocidades angulares en velocidades lineales, ecétera.

Bloques de entrada: Admite una lista de bloques de entrada, que sumará antes de operar con ellos.

Parámetro: Es la razón de transformación.

Valor inicial: No es necesario.

Bloque: MTF

Descripción: Este bloque opera de la misma manera que el bloque TF, pero en este caso la razón de transformación es variable.

Bloques de entrada: Admite una lista de bloques de entrada. El primer bloque será la razón variable de transformación. El resto de bloques de entrada los suma antes de operar con ellos.

Parámetro: No posee.

Valor inicial: No es necesario.

Bloque: GY

Descripción: Bloque utilizado para programar una puerta Gyrator de Bond-Graph. Esta puerta produce una transformación en las magnitudes físicas cambiando su causalidad, (admite los dos tipos de esta). Es utilizada para simular el efecto Hall en electromagnetismo o las fuerzas de inercia en cuerpos móviles en mecánica.

Bloques de entrada: Admite una lista de bloques de entrada, que sumará antes de operar con ellos.

Parámetro: Es la razón de transformación.

Valor inicial: No es necesario.

Bloque: MGY

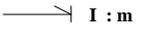
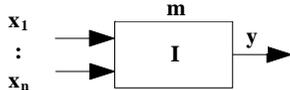
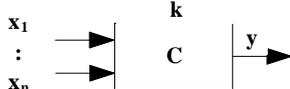
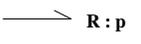
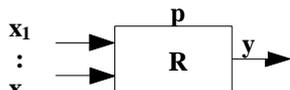
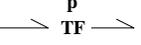
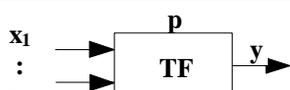
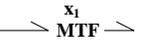
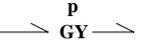
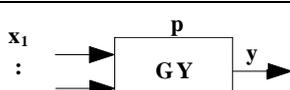
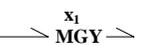
Descripción: Este bloque opera de la misma manera que el bloque GY, pero en este caso la razón de transformación es variable.

Bloques de entrada: Admite una lista de bloques de entrada. El primer bloque será la razón variable de transformación. El resto de bloques de entrada los suma antes de operar con ellos.

Parámetro: No posee.

Valor inicial: No es necesario.

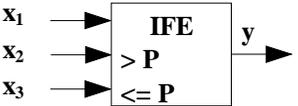
Tabla 4.12. Bloques de Blove. Bloques para Bond Graph.

NOMBRE	ELEMENTO BOND GRAPH	OPERACIÓN	BLOQUE BOND GRAPH
I	 I : m	$y = \frac{1}{m} \left(\int_0^T \left(\sum_{i=1}^n x_i \right) dt \right) + y(0)$	 m I x ₁ : x _n → y
C	 C : k	$y = k \left(\int_0^T \left(\sum_{i=1}^n x_i \right) dt \right) + y(0)$	 k C x ₁ : x _n → y
R	 R : p	$y = p \left(\sum_{i=1}^n x_i \right)$	 p R x ₁ : x _n → y
SF	 SF	$y = x$	 SF x → y
SE	 SE	$y = x$	 SE x → y
TF	 TF	$y = p \left(\sum_{i=1}^n x_i \right)$	 p TF x ₁ : x _n → y
MTF	 MTF	$y = x_1 \left(\sum_{i=2}^n x_i \right)$	 x ₂ : x _n → y
GY	 GY	$y = p \left(\sum_{i=1}^n x_i \right)$	 p GY x ₁ : x _n → y
MGY	 MGY	$y = x_1 \left(\sum_{i=2}^n x_i \right)$	 x ₂ : x _n → y

4.4.5. Bloques lógicos.

Como bloques lógicos, en principio, Blove sólo considera el bloque **IFE**, cuyo funcionamiento se esquematiza en la tabla 4.13., y ya se ha mencionado a lo largo del apartado 4.2.

Tabla 4.13. Bloques de Blove. Bloques lógicos.

NOMBRE	OPERACIÓN	SÍMBOLO
IFE	$\text{Si } x_1 > P \Rightarrow y = x_2$ $\text{Si } x_1 \leq P \Rightarrow y = x_3$	

CAPITULO V

MODELO PARA LA SIMULACIÓN DEL VEHÍCULO

5. MODELO PARA LA SIMULACIÓN DEL VEHÍCULO

En este capítulo se aborda la construcción y programación del modelo básico para la simulación del vehículo por ordenador. Este es el primer paso en la construcción de un modelo de simulación de colisiones entre dos vehículos.

El vehículo se concibe como un conjunto de elementos mecánicos conectados entre sí constituyendo un sistema dinámico que se mueve en el espacio. Especial complejidad presenta el comportamiento de los neumáticos en contacto con la superficie de rodadura. Además, dicho comportamiento afecta de manera importante a la dinámica del vehículo; pues es en la superficie de rodadura donde aparecen la fuerzas que lo mueven, frenan o sujetan.

Para la modelización del vehículo se utiliza la técnica de Bond-Graph, y la programación se realiza mediante el lenguaje Blove desarrollado en el capítulo anterior. En dicha modelización y programación se simultanean diagramas de Bond-Graph con diagramas de bloques.

Primeramente, se enuncian las hipótesis básicas que se utilizan para modelizar el vehículo. A continuación, en los diferentes apartados, se abordan las particularidades sobre la modelización de cada uno de sus elementos constituyentes, mostrando los diagramas de Bond-Graph y los bloques utilizados. A la vez, se va desarrollando la programación del modelo vehicular incluyendo la numeración de las puertas y bloques de los mencionados diagramas de Bond-Graph, para su mejor entendimiento durante la exposición.

5.1. Hipótesis generales del modelo

Para modelizar el vehículo se han considerado las siguientes hipótesis de partida:

- El chasis del vehículo se modeliza como un sólido rígido tridimensional con 6 grados de libertad: 3 desplazamientos lineales y 3 giros, sobre los ejes de referencia. Como se observa en la figura 5.2., el origen del sistema de referencia del chasis está situado en su centro de gravedad, y los ejes son los ejes principales de inercia del mismo. Se considera que el vehículo posee dos planos de simetría.

- Se trata de un vehículo de dos ejes y cuatro ruedas con sistemas de dirección y tracción que pueden ser delanteros, traseros, o a las cuatro ruedas. Sus parámetros dimensionales básicos son los que aparecen en la figura 5.1.

- El sistema de suspensión es independiente en las cuatro ruedas, consistente en mecanismos sin holguras, y cuyas deformaciones son debidas exclusivamente a la flexibilidad de los resortes y amortiguadores.

Por razones de simplificación, se puede considerar que el sistema de suspensión limita el movimiento de las ruedas a un desplazamiento vertical respecto del chasis. Esto permite reducir los mecanismos de suspensión a un resorte y amortiguador, (en paralelo), verticales respecto del chasis del vehículo, (figura 5.3.). Los esfuerzos longitudinales y transversales que se generen en las ruedas se transmitirán al vehículo directamente.

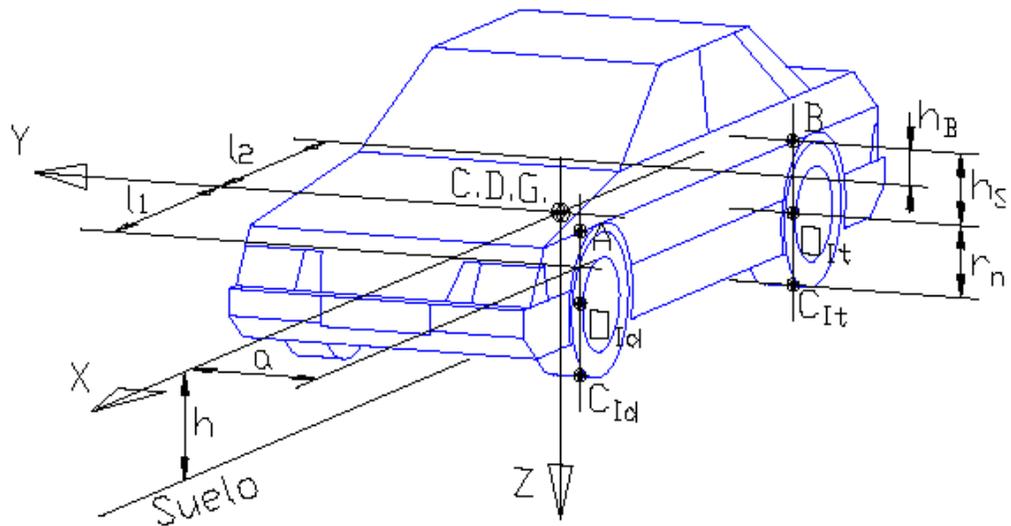
La simplificación de los mecanismos de suspensión, indicada en el párrafo anterior, deja indefinida la orientación de los neumáticos. Estos estarán fijados al extremo inferior del resorte y amortiguador de suspensión, (figura 5.3.), aceptando que su plano medio permanece paralelo al plano medio del chasis del vehículo, excepto para los neumáticos de dirección, en cuyo caso su plano medio podrá girar el ángulo de dirección en torno a un eje paralelo al eje vertical del chasis, (figura 5.3.).

Los neumáticos del vehículo se modelizarán como discos elásticos situados en su plano medio de simetría. El sistema de referencia ligado a cada neumático es el $X_i Y_i Z_i$ que aparece en la figura 5.3., con el origen situado en su centro de giro, el eje Y_i coincidente con su eje horizontal de giro, el eje Z_i paralelo al eje vertical del chasis, (éste será el eje de giro de dirección), y el eje X_i en su dirección y sentido de avance

completando el triedro de referencia. Por razones de modelización del contacto entre el neumático y la calzada, es necesario considerar el movimiento del neumático en torno a su eje horizontal de giro. Sin embargo, el sistema de referencia no seguirá al neumático en dicho movimiento.

Las fuerzas generadas en el contacto del neumático con la calzada vendrán definidas según el plano de contacto entre ambos. Para calcular dichas fuerzas se utiliza el sistema de referencia $X_C Y_C Z_C$ que se observa en la figura 5.3., donde el plano $X_C Y_C$ coincide con el plano de contacto del neumático con la calzada, y el eje X_C está contenido en el plano medio longitudinal del neumático.

- Se consideran las siguientes fuerzas exteriores actuantes sobre el vehículo:
- Las fuerzas de inercia sobre todas las masas del vehículo.
- Las fuerzas gravitatorias sobre el chasis y los neumáticos, actuando en el centro de gravedad de cada uno.
- Las fuerzas en el contacto de los neumáticos con la superficie de rodadura.
- Las fuerzas aerodinámicas aplicadas sobre el centro de gravedad del vehículo.



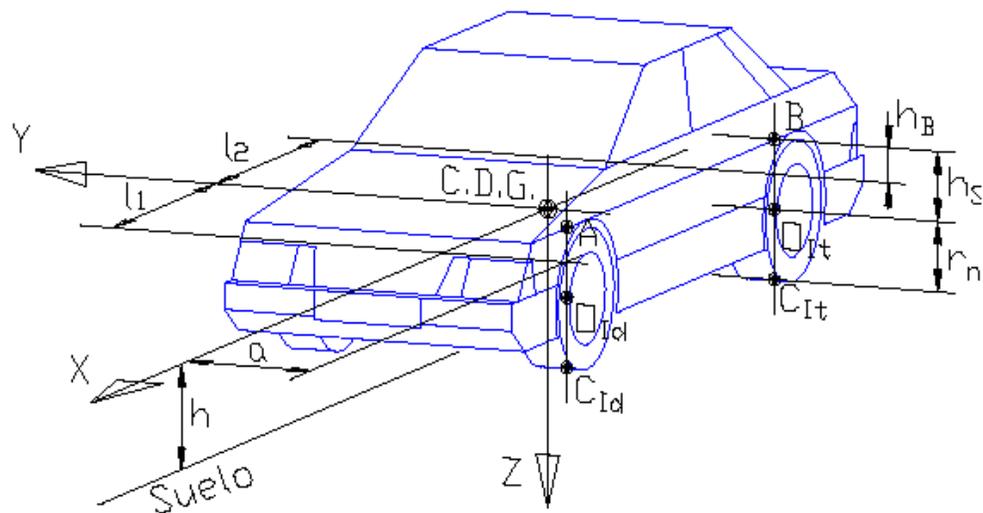
Los puntos A y B son los puntos de conexión de la suspensión de las ruedas al chasis.

Los puntos O_i son los centros de las ruedas, en su plano medio.

Los puntos C_i son los puntos de contacto de las ruedas, (en su plano medio), con la calzada.

Los elementos homólogos asociados a cada rueda se diferencian con los subíndices "ld", "lt", "Dd" y "Dt", correspondientes la rueda Izquierda-delantera, Izquierda-trasera, Derecha-delantera y Derecha-trasera, respectivamente.

Figura 5.1. Modelo del vehículo. Dimensiones.

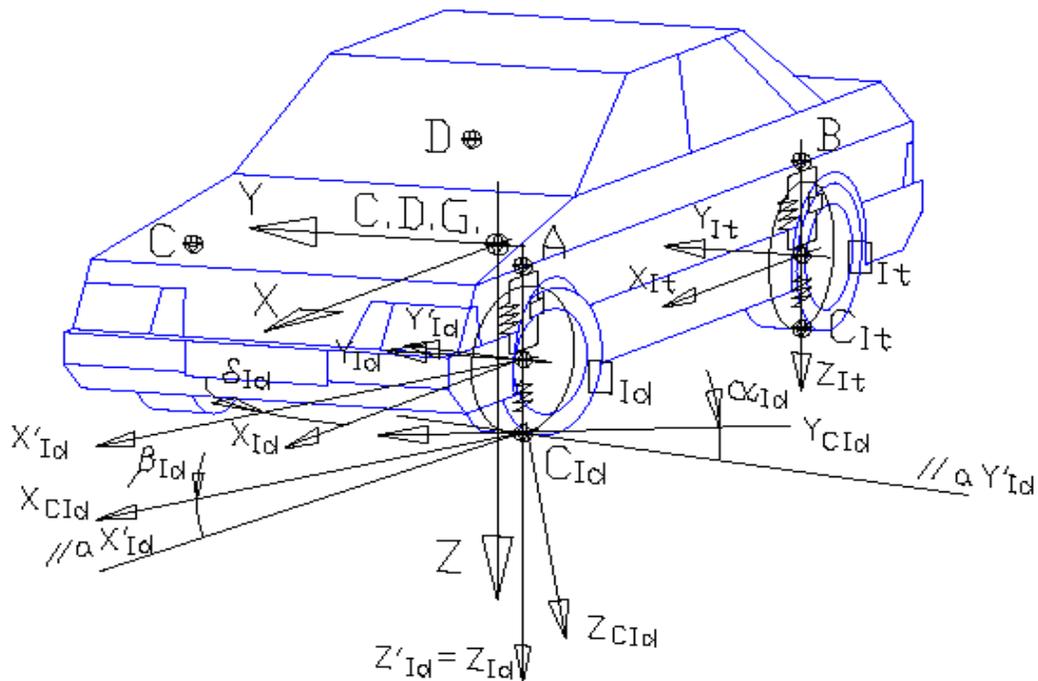


El sistema de referencia XYZ es solidario con el chasis del vehículo; expresándose las velocidades de éste de la forma:

- $\vec{V} = U\vec{i} + V\vec{j} + W\vec{k}$ para la velocidad lineal,

- y, $\vec{\Omega} = P\vec{i} + Q\vec{j} + R\vec{k}$ para la velocidad angular.

Figura 5.2. Modelo del vehículo. Sistema de referencia XYZ.



Las magnitudes que actúan en los puntos A, B, C y D, de conexión de la suspensión al chasis, se expresarán en el sistema de referencia del chasis.

Los sistemas de referencia $X_i Y_i Z_i$, ($i = "Id", "It", "Dd", "Dt"$), tienen su origen localizado en el centro de la rueda, en su plano medio, y son paralelos al sistema de referencia del chasis. Para las ruedas de dirección se añade un segundo sistema de referencia $X'_i Y'_i Z'_i$, partiendo del sistema de referencia anterior y girando el ángulo de dirección en torno al eje Z_i del mismo.

En el punto de contacto de la rueda, (en su plano medio), con la calzada se sitúa un sistema de referencia $X_{Ci} Y_{Ci} Z_{Ci}$, ($i = "Id", "It", "Dd", "Dt"$), con origen en dicho punto, y orientado de manera que el plano $X_{Ci} Y_{Ci}$ es tangente a la superficie de la calzada en el punto de contacto, y el eje X_{Ci} está contenido en el plano medio longitudinal de la rueda.

Figura 5.3. Modelo del vehículo. Sistema de referencia de los neumáticos.

5.2. Modelización del chasis.

Como ya se ha comentado el chasis del vehículo se considera como un sólido rígido tridimensional, con 6 grados de libertad: 3 desplazamientos lineales y 3 giros sobre los ejes de referencia, colocados éstos con origen en el centro de gravedad y coincidentes con los ejes principales de inercia.

Por tanto, el chasis se puede modelizar como un sólido rígido con forma prismática, según se muestra en la figura 5.4; siendo U, V y W las velocidades lineales, y P, Q y R las velocidades angulares, del mismo sobre los tres ejes de referencia considerados en la figura 5.2.

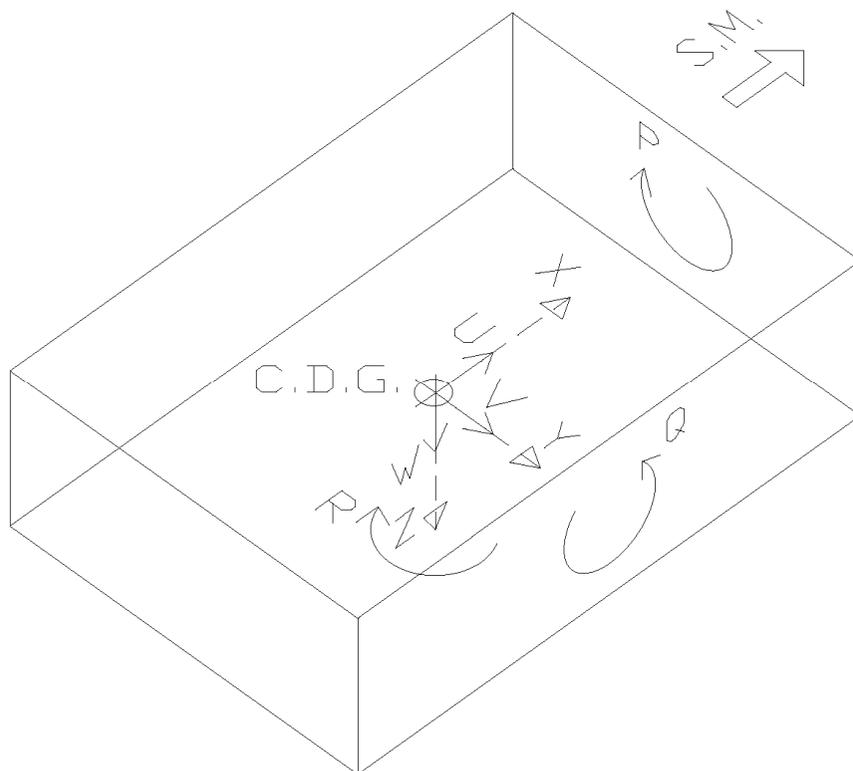


Figura 5.4. Modelización del chasis del vehículo.

Para obtener el diagrama de grafos en Bond-Graph, se plantea primeramente las ecuaciones de comportamiento dinámico del sólido rígido tridimensional, representado en la figura 5.4.

La aceleración del centro de gravedad del sólido es:

$$\bar{a}_G = \frac{d\bar{v}_G}{dt} + \bar{\Omega}_S \wedge \bar{v}_G \quad (5.1.)$$

Con:

$$\bar{\Omega}_S = \begin{bmatrix} P \\ Q \\ R \end{bmatrix} \quad y \quad \bar{v}_G = \begin{bmatrix} U \\ V \\ W \end{bmatrix}$$

$\bar{\Omega}_S$ = Velocidad angular del sistema de referencia unido al sólido.

\bar{v}_G = Velocidad lineal del centro de gravedad del sólido rígido.

Las ecuaciones de las fuerzas sobre el chasis son:

$$m \bar{a}_G = m \begin{bmatrix} \dot{U} + Q W - R V \\ \dot{V} + R U - P W \\ \dot{W} + P V - Q U \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_U \\ F_V \\ F_W \end{bmatrix} \quad (5.2.)$$

Para plantear las ecuaciones de los momentos aplicaremos el teorema del momento cinético:

$$\sum \bar{M}_{\text{ext}} = \frac{d(\bar{I} \bar{\Omega})}{dt} + \bar{\Omega} \wedge (\bar{I} \bar{\Omega}) \quad (5.3.)$$

En esta expresión \bar{I} es el tensor de inercia del sólido rígido, que en este caso, dado que los productos de inercia son nulos por considerar el chasis del modelo simétrico respecto a dos planos, será:

$$\bar{I} = \begin{bmatrix} I_U & 0 & 0 \\ 0 & I_V & 0 \\ 0 & 0 & I_W \end{bmatrix}$$

Como,

$$\bar{I} \bar{\Omega} = \begin{bmatrix} I_U & 0 & 0 \\ 0 & I_V & 0 \\ 0 & 0 & I_W \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P \\ Q \\ R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_U P \\ I_V Q \\ I_W R \end{bmatrix}$$

$$\bar{\Omega} \wedge \bar{I} \bar{\Omega} = \begin{bmatrix} P \\ Q \\ R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_U P \\ I_V Q \\ I_W R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_W R Q - I_V Q R \\ I_U P R - I_W R P \\ I_V Q P - I_U P Q \end{bmatrix}$$

Llegamos a que:

$$\sum \bar{M}_{\text{ext}} = \begin{bmatrix} I_U \dot{P} + I_W R Q - I_V Q R \\ I_V \dot{Q} + I_U P R - I_W R P \\ I_W \dot{R} + I_V Q P - I_U P Q \end{bmatrix}$$

(5.3.) bis.

Las ecuaciones 5.2 y 5.3.bis. constituyen las seis ecuaciones de comportamiento dinámico del chasis considerado como un sólido rígido. Estas ecuaciones se representan en Bond-Graph mediante el diagrama de grafos que aparece en la figura 5.5.

Utilizando la técnica de Bond-Graph, en una puerta de inercia se cumple que la suma de los esfuerzos en esta puerta es igual a la derivada del flujo (velocidad) en ella, multiplicada por el parámetro de la inercia, (masa o momento de inercia):

$$m \frac{dv}{dt} = \sum \text{Fuerzas} \quad \text{o} \quad I \frac{d\Omega}{dt} = \sum \text{Momentos}$$

De esta forma, en las puertas de inercia del diagrama de grafos representado en la figura 5.5, se pueden obtener las siguientes ecuaciones:

Puerta U :	$m U = F_u + m R V - m Q W$
Puerta V :	$m V = F_v + m P W - m R U$
Puerta W :	$m W = F_w + m Q U - m P V$
Puerta P :	$I_u P = M_p + I_v Q R - I_w Q R$

Puerta Q : $I_v Q = M_q + I_w P R - I_u P R$

Puerta R : $I_w R = M_r + I_u P Q - I_v P Q$

Las ecuaciones anteriores son idénticas a las que se han obtenido anteriormente 5.2 y 5.3.bis, y, por tanto, queda demostrada la validez del diagrama de grafos de la figura 5.5 para representar a un sólido rígido libre en el espacio (6 g.d.l.), que en este caso corresponderá al chasis del modelo del vehículo.

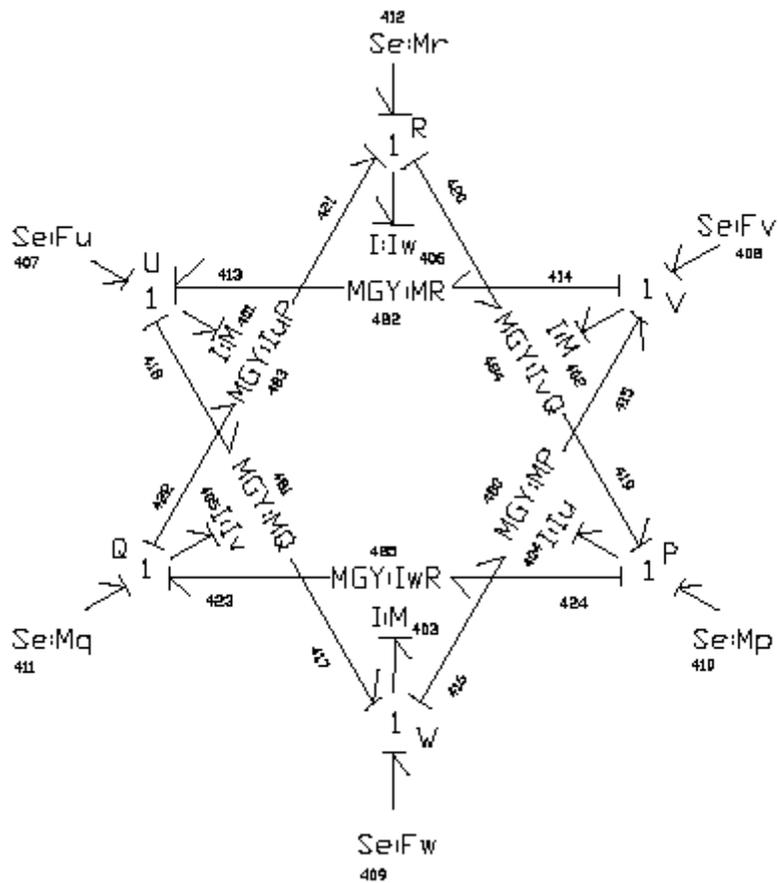


Figura 5.5. Representación en Bond-Graph de un sólido rígido libre en el espacio, (6 g.d.l.).
Modelo del chasis del vehículo.

Respecto al modelo del chasis del vehículo, (Bond Graph presentado en la figura 5.5), sólo queda comentar que las fuentes de esfuerzo SE, (números 407 a 412), son las previstas para aplicar las acciones exteriores sobre el chasis: fuerzas gravitatorias y aerodinámicas. Las fuerzas de inercia ya se han considerado mediante los elementos "Gyrator Variable, MGY".

Las fuerzas aerodinámicas que actúan sobre el vehículo se calculan mediante las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned}
 F_{Ua} &= \frac{1}{2} A_f \rho U^2 C_U \\
 F_{Va} &= \frac{1}{2} A_f \rho V^2 C_V \\
 F_{Wa} &= \frac{1}{2} A_f \rho U^2 C_W \\
 M_{Pa} &= \frac{1}{2} A_f \rho V^2 L C_P \\
 M_{Qa} &= \frac{1}{2} A_f \rho U^2 L C_Q \\
 M_{Ra} &= \frac{1}{2} A_f \rho V^2 L C_R
 \end{aligned}
 \tag{5.4.}$$

En las expresiones anteriores:

- U y V son las velocidades longitudinal y transversal del aire respecto del vehículo. Dado que el aire se considera en reposo, estas velocidades son, directamente, las velocidades longitudinal y transversal del vehículo, dadas por las puertas 401 y 402 del Bond Graph del chasis, (figura 5.5).

- ρ es la densidad del aire, $\rho = 1,225 \text{ Kg./m}^3$. en condiciones normales de $15,5^\circ\text{C}$ y 760 mmHg .

- L es la batalla del vehículo.

- A_f es el área frontal efectiva del vehículo.

- Y C_u , C_v , C_w , C_p , C_q y C_r son coeficientes obtenidos por ensayo del vehículo considerado.

En el modelo vehicular las fuerzas aerodinámicas se calculan aplicando las expresiones 5.4. mediante el diagrama de bloques que se muestra en la figura 5.6. Los valores de estas fuerzas aerodinámicas vienen dados por los bloques 566 a 571, actuando según el sistema de referencia mostrado en la figura 5.2. Este sistema de referencia es el utilizado en la modelización del chasis mediante el diagrama de Bond-Graph, ya comentado, de la figura 5.5. Por tanto, las fuerzas aerodinámicas dadas por

los bloques 566 a 571, (figura 5.6.), se aplican al modelo del chasis directamente a través de las Fuentes de Esfuerzo 407 a 412, respectivamente, (figura 5.5).

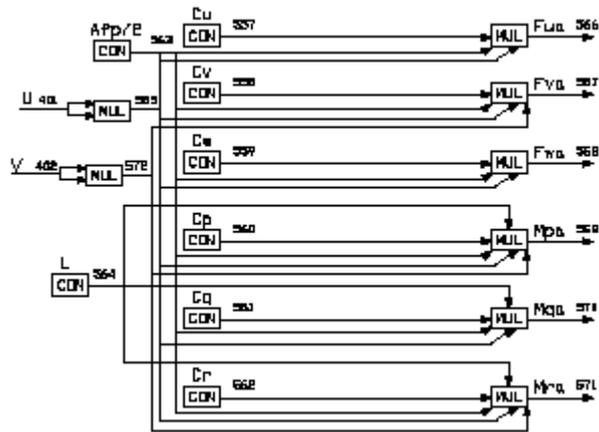


Figura 5.6. Diagrama de bloques de las fuerzas aerodinámicas.

La aplicación del peso del chasis es más complicada que en el caso de las fuerzas aerodinámicas. En el apartado siguiente se aborda este problema.

5.3. Fuerzas gravitatorias sobre el chasis. Cambio de referencia.

En este apartado se expone la forma de modelizar el peso del chasis del vehículo, debido a la acción del campo gravitatorio terrestre. Considerando la superficie terrestre como un plano infinito, y situando un sistema de referencia fijo a él, (según se indica en la figura 5.6 con el plano $X_a Y_a$ coincidente con la superficie terrestre y el eje vertical Z_a en sentido normal hacia abajo); el peso actúa siempre en sentido vertical positivo.

El vehículo se moverá sobre una calzada cuya geometría se definirá respecto del sistema de referencia fijo a la superficie terrestre, (figura 5.7).

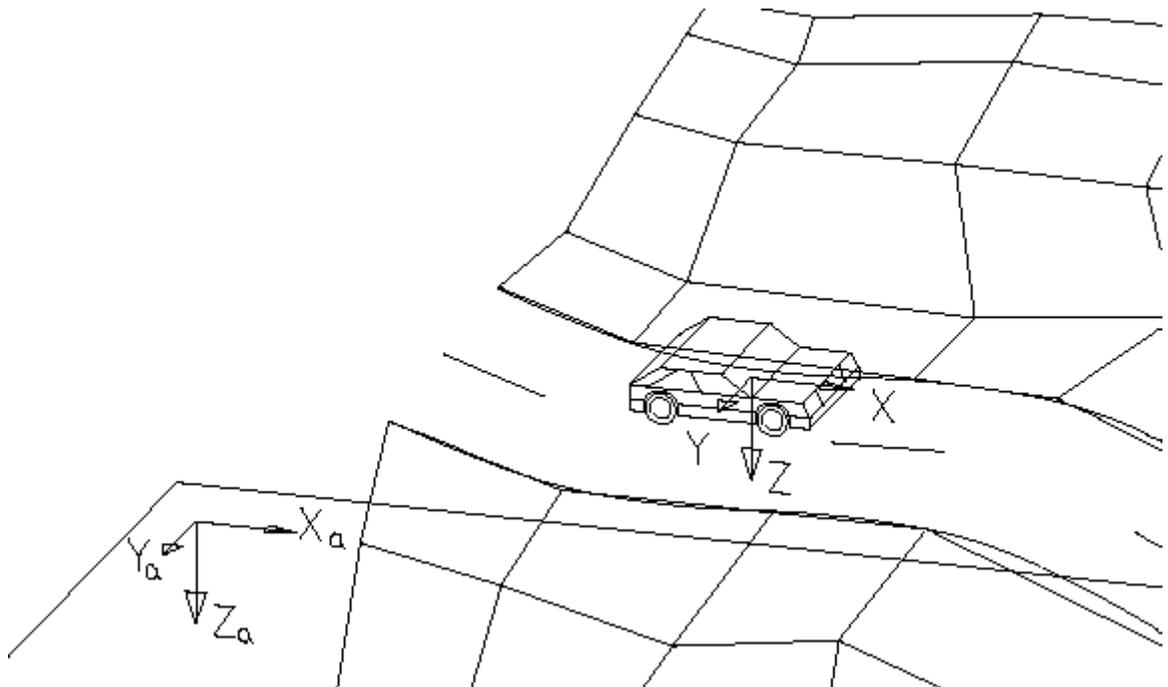


Figura 5.7. Movimiento de un vehículo respecto del sistema de referencia fijo absoluto.

El sistema de referencia utilizado para modelizar el movimiento del chasis, expuesto en el apartado 5.2., figura 5.2, es un sistema de referencia móvil solidario con dicho chasis. Además, todas las variables que describen el movimiento del chasis se han definido en el centro de gravedad del mismo y en las tres direcciones ortogonales coincidentes con sus direcciones principales. Esto ha permitido modelizar el movimiento del chasis utilizando las ecuaciones de Euler, obtenidas a partir de la primera ley de

Newton, y expresadas en función de las fuerzas y pares de giro en las direcciones principales.

Por este motivo, para aplicar la fuerza de gravedad o peso sobre el chasis del vehículo será necesario conocer su orientación exacta respecto al sistema de referencia fijo a la superficie terrestre, y aplicar un cambio de referencia sobre el peso desde dicho sistema de referencia fijo hasta el sistema de referencia móvil situado en el vehículo.

La orientación del sistema de referencia móvil se define respecto del sistema de referencia absoluto fijo por medio de los Ángulos de Cardan. Estos, permiten aplicar el cambio de referencia de una magnitud vectorial, desde el sistema de referencia absoluto, al sistema de referencia móvil considerado, mediante tres rotaciones: una primera respecto del eje X_a absoluto fijo, de valor α , otra respecto a un eje Y_1 intermedio, de valor β , y una final respecto al eje Z local, de valor γ . (Figura 5.8).

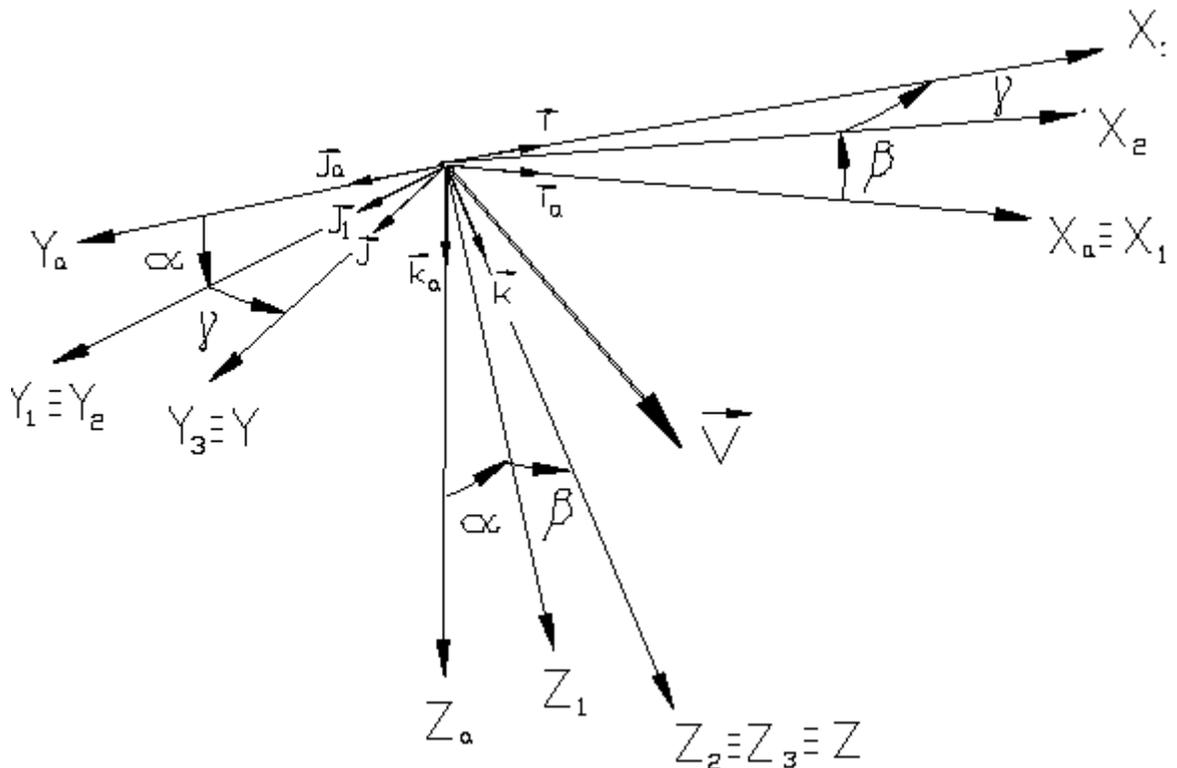


Figura 5.8. Movimiento de Cardan.

La velocidad angular de giro del chasis $\vec{\Omega} = P\vec{i} + Q\vec{j} + R\vec{k}$, (figura 5.2) nos permite obtener las velocidades de Cardan, (figura 5.8), mediante la siguiente expresión:

$$\vec{\Omega} = \dot{\alpha} \vec{i}_a + \dot{\beta} \vec{j}_1 + \dot{\gamma} \vec{k} \quad (5.5.)$$

Considerando que:

$$\vec{j}_1 = \begin{bmatrix} \text{sen } \gamma \vec{i} \\ \text{cos } \gamma \vec{j} \\ 0\vec{k} \end{bmatrix}$$

$$\vec{i}_a = \begin{bmatrix} \text{cos } \beta \text{ cos } \gamma \vec{i} \\ -\text{cos } \beta \text{ sen } \gamma \vec{j} \\ \text{sen } \beta \vec{k} \end{bmatrix}$$

Se obtienen las velocidades de Cardan:

$$\dot{\alpha} = \frac{P \text{ cos } \gamma - Q \text{ sen } \gamma}{\text{cos } \beta}$$

$$\dot{\beta} = P \text{ sen } \gamma + Q \text{ cos } \gamma$$

$$\dot{\gamma} = R - [P \text{ cos } \gamma - Q \text{ sen } \gamma] \frac{\text{sen } \beta}{\text{cos } \beta} \quad (5.6.)$$

Estas ecuaciones presentan una singularidad cuando $\beta=90^\circ$, pero un ángulo de cabeceo de ese valor sólo se puede dar en vuelo del vehículo.

Los ángulos de Cardan de un sistema de referencia se obtendrán por integración de las velocidades de Cardan calculadas.

El cambio de referencia de una magnitud vectorial $\vec{V} = V_{1a}\vec{i}_a + V_{2a}\vec{j}_a + V_{3a}\vec{k}_a$, desde el sistema de referencia fijo $X_a Y_a Z_a$ al sistema de referencia móvil XYZ, cuando esta gira los ángulos de Cardan α , β y γ , (figura 5.8); se calcula mediante las matrices de cambio de coordenadas en el siguiente orden:

a) Giro en torno al eje X_a :

$$\begin{bmatrix} V_{11} \\ V_{21} \\ V_{31} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & \text{sen } \alpha \\ 0 & -\text{sen } \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{1a} \\ V_{2a} \\ V_{3a} \end{bmatrix}$$

(5.7.)

b) giro en torno al eje Y_1 :

$$\begin{bmatrix} V_{12} \\ V_{22} \\ V_{32} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & -\text{sen } \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ \text{sen } \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{11} \\ V_{21} \\ V_{31} \end{bmatrix}$$

(5.8.)

c) giro en torno al eje Z :

$$\begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \gamma & \text{sen } \gamma & 0 \\ -\text{sen } \gamma & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{12} \\ V_{22} \\ V_{32} \end{bmatrix}$$

(5.9.)

En conjunto, el cambio de referencia se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \gamma \cos \beta & \cos \gamma \text{sen } \alpha \text{sen } \beta + \text{sen } \gamma \cos \alpha & -\cos \gamma \cos \alpha \text{sen } \beta + \text{sen } \gamma \text{sen } \alpha \\ -\text{sen } \gamma \cos \beta & -\text{sen } \gamma \text{sen } \alpha \text{sen } \beta + \cos \gamma \cos \alpha & \text{sen } \gamma \cos \alpha \text{sen } \beta + \cos \gamma \text{sen } \alpha \\ \text{sen } \beta & -\text{sen } \alpha \cos \beta & \cos \alpha \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{1a} \\ V_{2a} \\ V_{3a} \end{bmatrix} = A \begin{bmatrix} V_{1a} \\ V_{2a} \\ V_{3a} \end{bmatrix}$$

(5.10.)

Si la magnitud vectorial \vec{V} estuviese expresada en el sistema de referencia móvil, ($\vec{V} = V_1\vec{i} + V_2\vec{j} + V_3\vec{k}$), se podría obtener su expresión en el sistema de referencia fijo aplicando la ecuación que se muestra a continuación, obtenida a partir de la ecuación 5.10:

$$\begin{bmatrix} V_{1a} \\ V_{2a} \\ V_{3a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \gamma \cos \beta & -\sin \gamma \cos \beta & \sin \beta \\ \cos \gamma \sin \alpha \sin \beta + \sin \gamma \cos \alpha & -\sin \gamma \sin \alpha \sin \beta + \cos \gamma \cos \alpha & -\sin \alpha \cos \beta \\ -\cos \gamma \cos \alpha \sin \beta + \sin \gamma \sin \alpha & \sin \gamma \cos \alpha \sin \beta + \cos \gamma \sin \alpha & \cos \alpha \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \end{bmatrix} = A^T \begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \end{bmatrix} \quad (5.11.)$$

En el lenguaje Blove se ha implementado un bloque **CARDN**, que aplica las ecuaciones 5.6. Sus variables de entrada serán los ángulos de Cardan del sistema de referencia móvil respecto del fijo, y las componentes del vector velocidad angular del sistema de referencia móvil expresadas en él mismo. (Figura 5.9.). Sus variables de salida son las velocidades de Cardan.

También en Blove, se ha implementado el bloque **CMR**, de cambio de referencia que aplica la expresión 5.10. Las variables de entrada son los ángulos de Cardan y las componentes de la magnitud vectorial \vec{V} expresada en el sistema de referencia fijo, (figura 5.9.); y como variables de salida devuelve las componentes del vector \vec{V} expresado en el sistema de referencia móvil.

Además, se ha implementado otro bloque **CMRI**, (cambio de referencia inverso), que aplica la expresión 5.11., y que será necesario utilizar más adelante. En este caso las variables de entrada son los ángulos de Cardan y las componentes de la magnitud vectorial \vec{V} en el sistema de referencia móvil. Sus tres variables de salida son las tres componentes del vector \vec{V} expresado en el sistema de referencia fijo.

En la figura 5.9. se muestra el diagrama de bloques del cambio de referencia del peso del chasis del vehículo, (aplicado en su centro de gravedad), desde el sistema de referencia fijo hasta el sistema de referencia móvil del chasis. A partir de los ángulos de Cardan (bloques 553, 554 y 555) y de las componentes de la velocidad angular del chasis (bloques 404, 405 y 406), se calculan las velocidades de Cardan (bloques 550, 551 y 552). Integrando estas velocidades se obtienen los ángulos de Cardan.

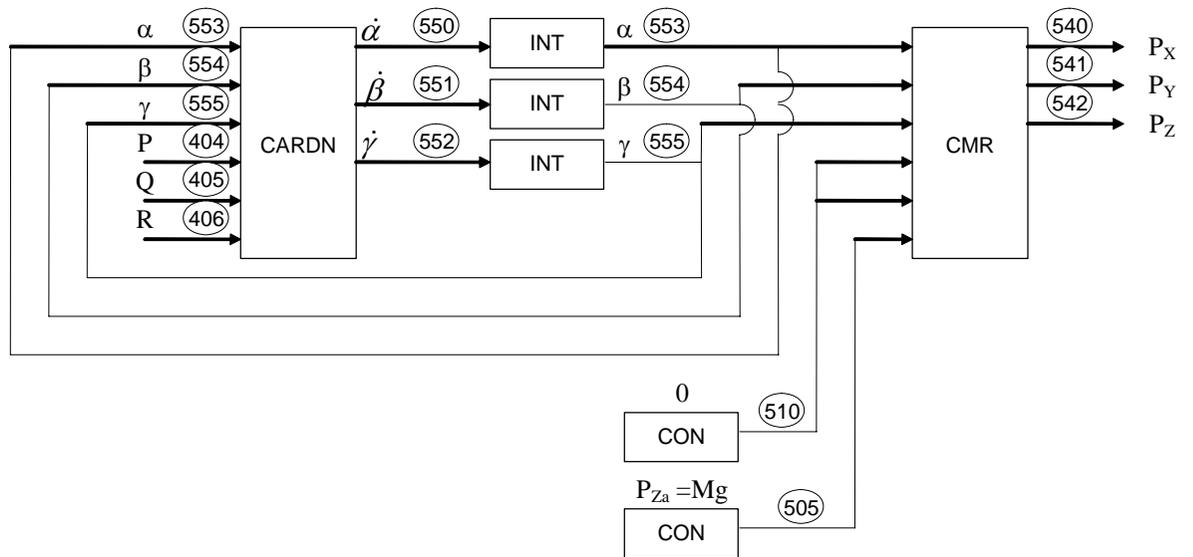


Figura 5.9. Diagrama de bloques del cambio de referencia sobre el peso del chasis.

Una vez calculados los ángulos de Cardan del chasis respecto del sistema de referencia fijo absoluto, se aplica el cambio de referencia sobre el peso del chasis del vehículo. Este es conocido en el sistema de referencia absoluto donde sólo posee componente vertical, $\vec{P} = Mg \vec{k}_a$, (siendo M la masa del chasis y g la aceleración de la gravedad). Aplicando el bloque **CMR** se obtienen las componentes del peso en el sistema de referencia del chasis: P_x , P_y y P_z , (bloques 540, 541 y 542 de la figura 5.9.). Estas tres componentes actuarán sobre el chasis a través de las fuentes de esfuerzo 407, 408 y 409, respectivamente, que ya aparecieron en la figura 5.5.

5.4. Modelo de comportamiento de la interacción entre un neumático y la superficie de rodadura.

A lo largo de este apartado se expondrá la manera de modelizar y calcular las fuerzas superficiales que aparecen en el contacto de los neumáticos con la superficie de rodadura.

Para analizar y modelizar el comportamiento del contacto del neumático con la calzada o superficie de rodadura, se utilizará el sistema de referencia que se representa en la figura 5.10, recomendado por SAE.

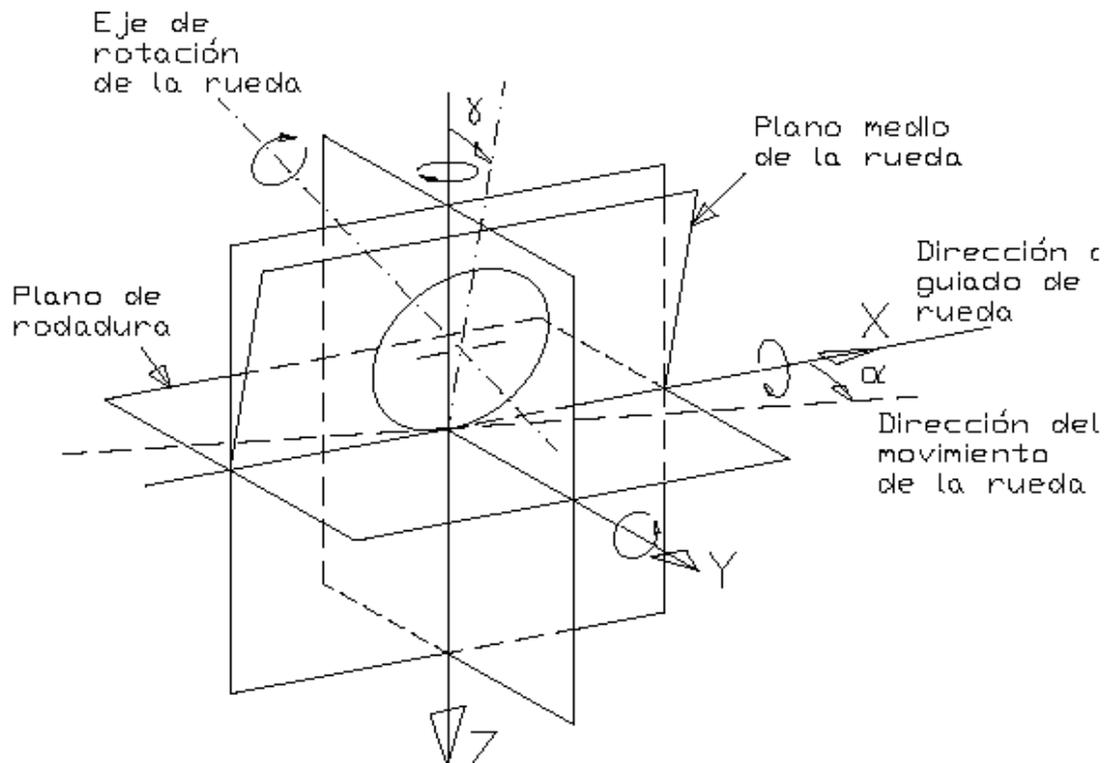


Figura 5.10. Sistema de referencia utilizado en el contacto neumático-calzada.

La complejidad de la estructura y comportamiento del neumático dificulta el desarrollo de una teoría que describa de manera completa sus características y funcionamiento. La manera en que se generan las fuerzas en el contacto de un neumático con la calzada es extremadamente complicada, y tampoco hay un modelo analítico que prediga con exactitud el fenómeno físico real que ocurre en dicho contacto. Sin embargo, es importante estudiar y modelizar con el mayor rigor posible

dicho fenómeno; pues todas las fuerzas exteriores que actúan sobre el vehículo, a excepción del peso y de las aerodinámicas, son aplicadas a través de los neumáticos.

Uno de los modelos para simulación de la interacción del neumático con la superficie de rodadura más admitidos, es el de Dugoff que contempla el comportamiento del neumático frente a esfuerzos longitudinales y laterales simultáneamente. Su desarrollo está realizado a partir del análisis clásico para neumáticos en rodadura libre de Fiala y presenta respecto a esta teoría algunas simplificaciones.

Los resultados de la simulación del comportamiento del neumático a través del modelo de Dugoff han sido comprobadas experimentalmente por el Highway Safety Research Institute de la Universidad de Michigan, en 1973.

Las hipótesis más importantes del modelo de Dugoff son:

- Se supone un área de contacto neumático-calzada de la forma vista en la figura 5.11.
- El neumático tiene un ángulo de caída nulo.
- La distribución normal de presiones es constante a lo largo de la longitud del área de contacto; hipótesis que es bastante aproximada excepto en las zonas extremas de la huella.

La línea 0-1-2 de la figura 5.11. es la línea ecuatorial del neumático sobre el área de contacto. Se toma como origen del sistema de coordenadas (x,y) el punto 0. La línea 3-4 es la línea central longitudinal de la carcasa del neumático, y se supone cada punto de esta línea unido elásticamente, tanto en sentido longitudinal como transversal, a la banda de rodadura del neumático (0-1-2). De esta forma, un punto de la banda de rodadura sigue la trayectoria de su homólogo en la carcasa, a menos que aparezca una fuerza cortante que lo aparte de ella.

El punto 1 corresponde al límite de deslizamiento, la zona de 0 a 1 es zona donde hay adherencia y de 1 a 2 existe deslizamiento de la goma del neumático sobre la

calzada, debido a que los esfuerzos a transmitir superan los valores máximos de adherencia.

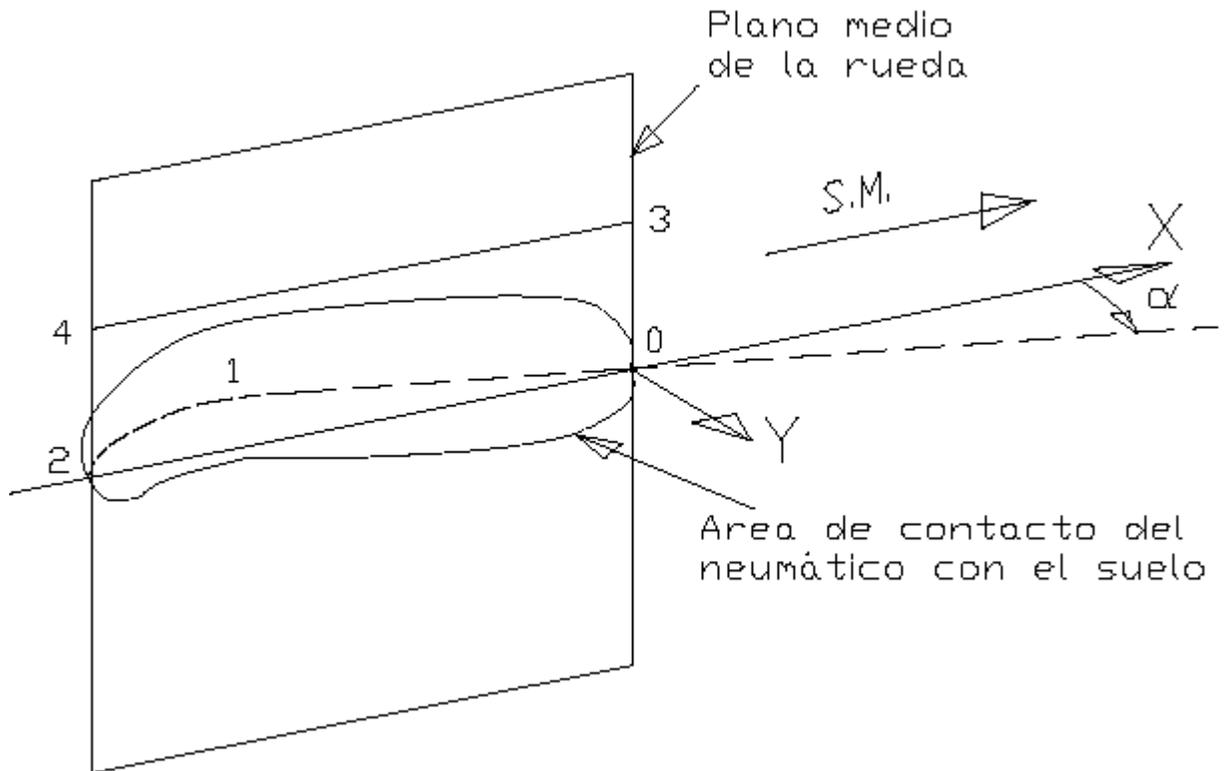


Figura 5.11. Forma del área de contacto neumático-calzada.

Con el modelo de Dugoff, las ecuaciones finales que se obtienen, para el caso de adherencia entre el neumático y la calzada, cuando el deslizamiento es inferior a uno, se expresan a continuación:

$$F_x = \frac{C_s s}{1 - |s|} f(\lambda)$$

$$F_y = \frac{C_\alpha \operatorname{tg} \alpha}{1 - |s|} f(\lambda)$$

(5.12.)

Donde:

F_x y F_y son los esfuerzos longitudinal y lateral que aparecen en el contacto del neumático con la calzada, respectivamente.

s es el Coeficiente de Deslizamiento definido por la siguiente expresión:

$$s = \frac{w_o r - U}{\max(|w_o r|, |U|)} \quad (5.13.)$$

Cuando se produzca tracción s tomará valores positivos, y si se produce frenada tomará valores negativos. Los valores absolutos de s deben ser menores que uno. Por esto, cuando $s > 1$ (tracción), se toma el valor $s = 1$; y cuando $s < -1$ (frenada), se toma el valor $s = -1$.

r es el radio del neumático correspondiente.

w_o es la velocidad angular de giro del neumático.

U es la velocidad lineal longitudinal del neumático, paralela al plano de contacto con la calzada.

α es el ángulo de deriva del neumático dado por la expresión:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{V}{U}\right) \quad (5.14.)$$

Siendo V la componente transversal de la velocidad de desplazamiento del neumático, en un plano paralelo al plano de contacto entre el neumático y la calzada, (figura 5.12).

C_s es el coeficiente de rigidez longitudinal del neumático:

$$C_s = \left. \frac{\delta F_x}{\delta s} \right|_{s=0} \quad (5.15.)$$

C_α es el coeficiente de rigidez transversal del neumático:

$$C_\alpha = \left. \frac{\delta F_y}{\delta \alpha} \right|_{\alpha=0} \quad (5.16.)$$

$f(\lambda) = 1$ si $\lambda \geq 1$.

$f(\lambda) = \lambda(2-\lambda)$ si $\lambda < 1$.

El valor de λ se obtiene de la expresión:

$$\lambda = \frac{\mu_a F_z (1 - |s|)}{2\sqrt{(C_s s)^2 + (C_\alpha \operatorname{tg} \alpha)^2}} \quad (5.17.)$$

F_z es la fuerza normal a la superficie de contacto entre el neumático y la calzada.

En las ecuaciones anteriores, el coeficiente de adherencia μ_a se puede calcular por la fórmula:

$$\mu_a = \mu_{a0}(1 - A_s V_s) \quad (5.18.)$$

Donde A_s es el factor de reducción de la fricción con un valor aproximado para un neumático convencional de 0,011 sg/m.; V_s es la velocidad de deslizamiento del neumático, y μ_{a0} el coeficiente nominal de adherencia a velocidad 0. V_s se calcula mediante la siguiente expresión, (figura 5.12):

$$V_s = U\sqrt{s^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha} \quad (5.19.)$$

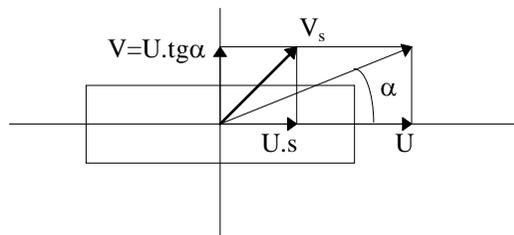


Figura 5.12. Velocidades del neumático en un plano paralelo al plano de contacto entre el neumático y la calzada

Para el caso de deslizamiento total entre el neumático y la calzada, $s=1$, los esfuerzos longitudinales y laterales se calculan mediante las expresiones:

$$\begin{aligned}
 F_x &= \frac{C_s \mu_a F_z}{\sqrt{C_s^2 + C_\alpha^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}} \\
 F_y &= \frac{C_\alpha \operatorname{tg} \alpha \mu_a F_z}{\sqrt{C_s^2 + C_\alpha^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}}
 \end{aligned}
 \tag{5.20.}$$

Más recientemente, en 1987, ha sido desarrollado por Bakker, Nyborg y Pacejka, un nuevo método para la representación del comportamiento de los neumáticos. Según estudios realizados de comparación entre los diferentes modelos existentes, este modelo es el que más se ajusta al comportamiento real de los neumáticos.

Este nuevo método ha sido desarrollado partiendo de numerosos ensayos realizados tanto con sollicitación aisladas, por ejemplo frenadas o respuestas en curva, como ante sollicitaciones combinadas de frenada y curva.

El método desarrollado consiste en hallar expresiones matemáticas con coeficientes que puedan identificarse con valores típicos de los neumáticos, tales como la rigidez longitudinal, o los valores pico de esfuerzos que se producen entre el neumático y el suelo. Las expresiones matemáticas alcanzadas son capaces de describir las características de las fuerzas longitudinales, fuerzas laterales y el par de autoalineación.

Utilizando el modelo de Bakker, Nyborg y Pacejka, se pueden calcular las rigideces longitudinales y transversales de los neumáticos.

La rigidez lateral del neumático se calcula mediante la expresión:

$$C_\alpha = a_3 \operatorname{sen} \left(a_4 \operatorname{arctg} \left(a_5 F_z \right) \right)
 \tag{5.21.}$$

Donde a_3 , a_4 y a_5 son coeficientes que dependen de cada neumático. Para un neumático normal de turismo, esos coeficientes toman los valores:

$$a_3 = 1078$$

$$a_4 = 1,82$$

$$a_5 = 0.208$$

Expresándose la carga vertical F_z en kN., el valor de C_α en la ecuación 5.21, se obtiene en Newton por grado. Si se quiere obtener C_α directamente en Newton partido por radián, introduciendo la carga F_z en Newton, se aplica la siguiente ecuación:

$$C_\alpha = 57,29578 a_3 \operatorname{sen} \left(a_4 \operatorname{arctg} \left(a_5 F_z / 1000 \right) \right) \quad (5.21.)\text{bis.}$$

La rigidez longitudinal del neumático se calcula mediante la expresión:

$$C_s = \frac{b_3 F_z^2 + b_4 F_z}{e^{b_5 F_z}} \quad (5.22.)$$

Donde b_3 , b_4 y b_5 son coeficientes que dependen de cada neumático. Para un neumático normal de turismo, esos coeficientes toman los valores:

$$b_3 = 49,6$$

$$b_4 = 226$$

$$b_5 = 0,069$$

Expresándose la carga vertical F_z en kN., el valor de C_s en la ecuación 5.22, se obtiene en Newton por deslizamiento medido en tanto por ciento. Para obtener C_s en Newton partido por deslizamiento unitario, introduciendo la carga vertical F_z en Newton, se utilizan los coeficientes:

$$b_3 = 4,96E-3$$

$$b_4 = 22,6$$

$$b_5 = 6,9E-5$$

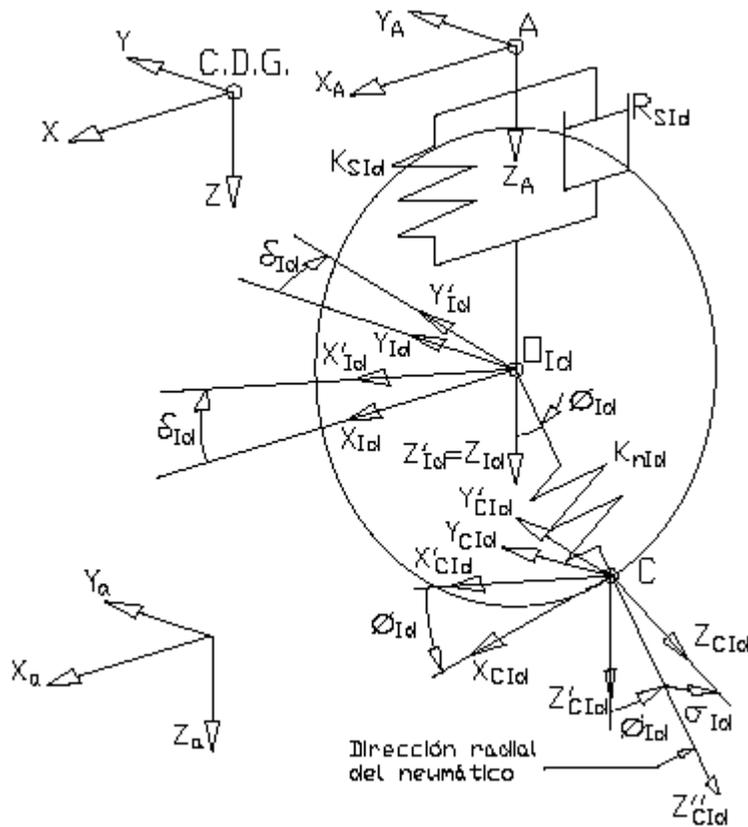
En relación con el comportamiento lateral del neumático, no se ha considerado la inclinación del plano medio de la rueda respecto de la normal a la superficie de contacto del neumático con la calzada, es decir, se ha considerado un ángulo de caída nulo. Esto está justificado pues en condiciones normales de funcionamiento los ángulos de

caída suelen ser muy pequeños. En caso de que los ángulos de caída sean importantes, (vuelco), estos van asociados con ángulos de deriva también muy importantes, resultando que la fuerza transversal debida al ángulo de caída es mucho más pequeña que la debida al ángulo de deriva.

Como conclusión, para modelizar las fuerzas longitudinal y transversal generadas en el contacto del neumático con el suelo, se utiliza un modelo mixto que en su planteamiento físico utiliza el modelo de Dugoff y para obtener los valores de las rigideces longitudinales y transversales, el modelo de Bakker, Nyborg y Pacejka.

5.5. Modelo de simulación de cada rueda y del sistema de suspensión.

A lo largo de este apartado se expondrá el modelo de simulación utilizado para cada rueda del vehículo y su suspensión. Se comienza abordando el contacto entre el suelo y cada neumático, para ir ascendiendo por la suspensión hasta llegar a la conexión de ésta con el chasis, (ya modelizado en apartados anteriores).



$X_a Y_a Z_a$ es el sistema de referencia fijo absoluto.

XYZ es el sistema de referencia ligado al chasis del vehículo. Paralelos a este son los sistemas de referencia $X_A Y_A Z_A$ y $X_{Id} Y_{Id} Z_{Id}$. El primero de ellos tiene su origen en el punto A de conexión de la suspensión al chasis; y el segundo tiene su origen en el centro de la rueda O_{Id} .

El sistema de referencia $X'_{Id} Y'_{Id} Z'_{Id}$, para las ruedas de dirección, se obtiene girando $X_{Id} Y_{Id} Z_{Id}$ el ángulo de dirección en torno al eje Z_{Id} .

$X_{Clid} Y_{Clid} Z_{Clid}$ es el sistema de referencia con origen en el punto de C de contacto entre el neumático, (en su plano medio), y la calzada. Su plano $X_{Clid} Y_{Clid}$ es tangente a la calzada en el punto C, y el eje X_{Clid} está contenido en el plano medio longitudinal del neumático o rueda. $X'_{Clid} Y'_{Clid} Z'_{Clid}$ es paralelo a $X'_{Id} Y'_{Id} Z'_{Id}$. $X_{Clid} Y_{Clid} Z_{Clid}$ se puede obtener a partir de $X'_{Clid} Y'_{Clid} Z'_{Clid}$ mediante un giro ϕ_{Id} en torno al eje Y'_{Clid} , y un posterior giro σ_{Id} en torno al eje X_{Id} .

Figura 5.13. Esquema de la rueda y suspensión izquierda delantera.

En la figura 5.13. se muestra el esquema utilizado para la modelización de la rueda y suspensión izquierda delantera “ld”; en el cual se ha tenido en cuenta lo mencionado en el punto 3 del apartado 5.1. del presente capítulo. Como resumen de dicho punto, los mecanismos de suspensión se reducen a un resorte y amortiguador en dirección vertical al chasis del vehículo, con las ruedas fijadas en su extremo inferior de manera que su plano medio permanezca paralelo al plano medio del chasis; (excepto para las ruedas de dirección, en cuyo caso su plano medio podrá girar el ángulo de dirección en torno a un eje paralelo al eje vertical del chasis). Todo ello se traduce en que las fuerzas horizontales que aparecen en la rueda, (en dirección de X_{ld} e Y_{ld} , de la figura 5.13), se transmiten directamente al chasis; y las verticales son las únicas que actúan a través de la suspensión.

La exposición se centra en la modelización y programación del comportamiento de la rueda y suspensión izquierda delantera “ld”, cuyo esquema es el que se ha dibujado en la figura 5.13.; y para el cual se reservan los bloques 1 a 100 de la programación. De idéntica manera se modelizarán el resto de ruedas del vehículo. Para la rueda y suspensión izquierda trasera “lt” se reserva la numeración del 101 al 200; para la derecha delantera “Dd” se reserva la numeración del 201 al 300; y para la rueda y suspensión derecha trasera “Dt” se reserva la numeración del 301 al 400. En todos los casos se seguirá la misma ordenación lógica en la numeración de los bloques.

Fuerzas generadas en el contacto del neumático con la calzada o superficie de rodadura.

Se denomina $\vec{F}_{Cld} = F_X \vec{i}_{Cld} + F_Y \vec{j}_{Cld} + F_Z \vec{k}_{Cld}$ a la fuerza que aparece sobre el neumático en su contacto con la calzada, expresada en el sistema de referencia $X_{Cld}Y_{Cld}Z_{Cld}$, que aparece en la figura 5.13.

En el apartado anterior se ha expuesto el modelo teórico para calcular las componentes F_X y F_Y , que aparecen en el contacto entre el neumático y la calzada. En Blove se han construido una serie de bloques especiales que calculan las expresiones 5.12 y 5.17 a 5.22. Combinando estos bloques, se puede construir el diagrama que se

muestra en la figura 5.14, para obtener las citadas componentes F_x y F_y , (en las variables de salida números 19 y 20).

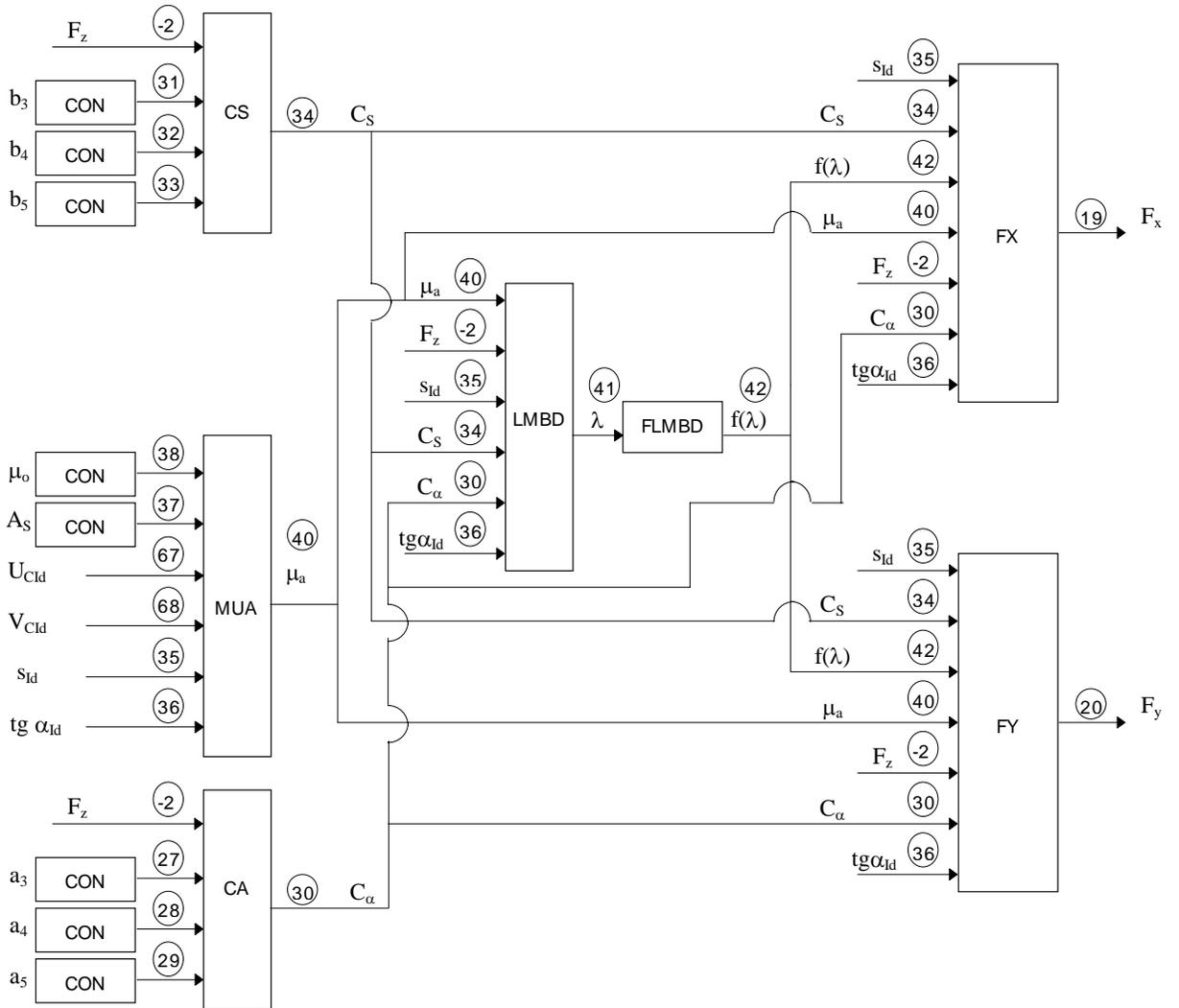


Figura 5.14. Diagrama de bloques de las fuerzas en el contacto neumático-calzada.

Las fuerzas F_x y F_y son función básicamente de las siguientes variables:

- F_z , fuerza normal a la superficie de contacto entre el neumático y la calzada;
- α_{Id} , ángulo de deriva del neumático;
- s_{Id} , coeficiente de deslizamiento longitudinal del neumático;

- U_{Cld} y V_{Cld} , velocidades longitudinal y transversal, respectivamente, del neumático en un plano paralelo al plano de contacto con la calzada.

Fuerza normal a la superficie de contacto entre el neumático y la calzada

La fuerza normal a la superficie de contacto entre el neumático y la calzada F_z , se calcula con el diagrama de bloques que aparece en la figura 5.16, a partir de la fuerza radial sobre el neumático, (figura 5.15), de acuerdo con la siguiente expresión:

$$F_z = F_{rn} \cos \alpha_{ld} \tag{5.23.}$$

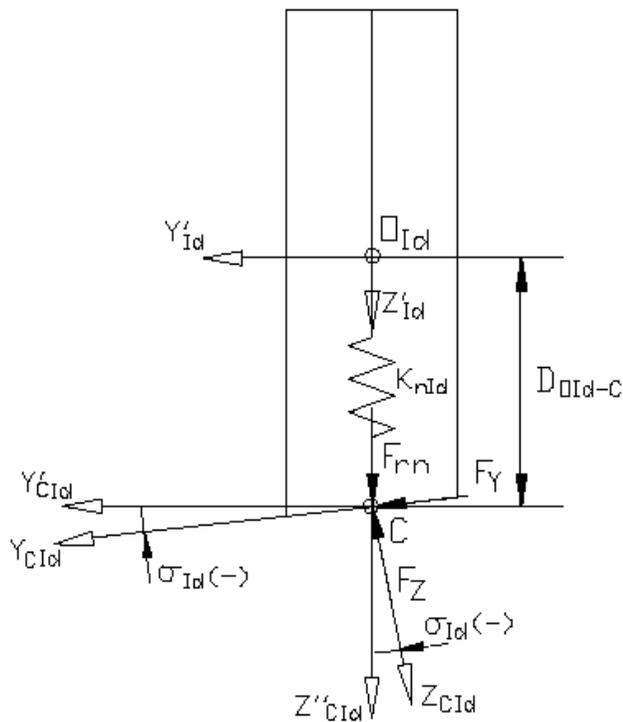


Figura 5.15. Contacto entre el neumático y la calzada.

La fuerza radial F_m se calcula como producto de la rigidez radial del neumático por su deformación radial, (el amortiguamiento radial de los neumáticos se suele despreciar):

$$F_{rn} = K_{rnd} (D_{OId-C} - r_{on})$$

(5.24.)

Donde D_{Old-C} es la distancia entre el centro de la rueda y el punto C de contacto con la calzada, (ver la figura 5.12); y r_{on} es el radio nominal del neumático. La rigidez radial del neumático se suele considerar constante, con un valor para los automóviles en el entorno de 150.000 N/m.

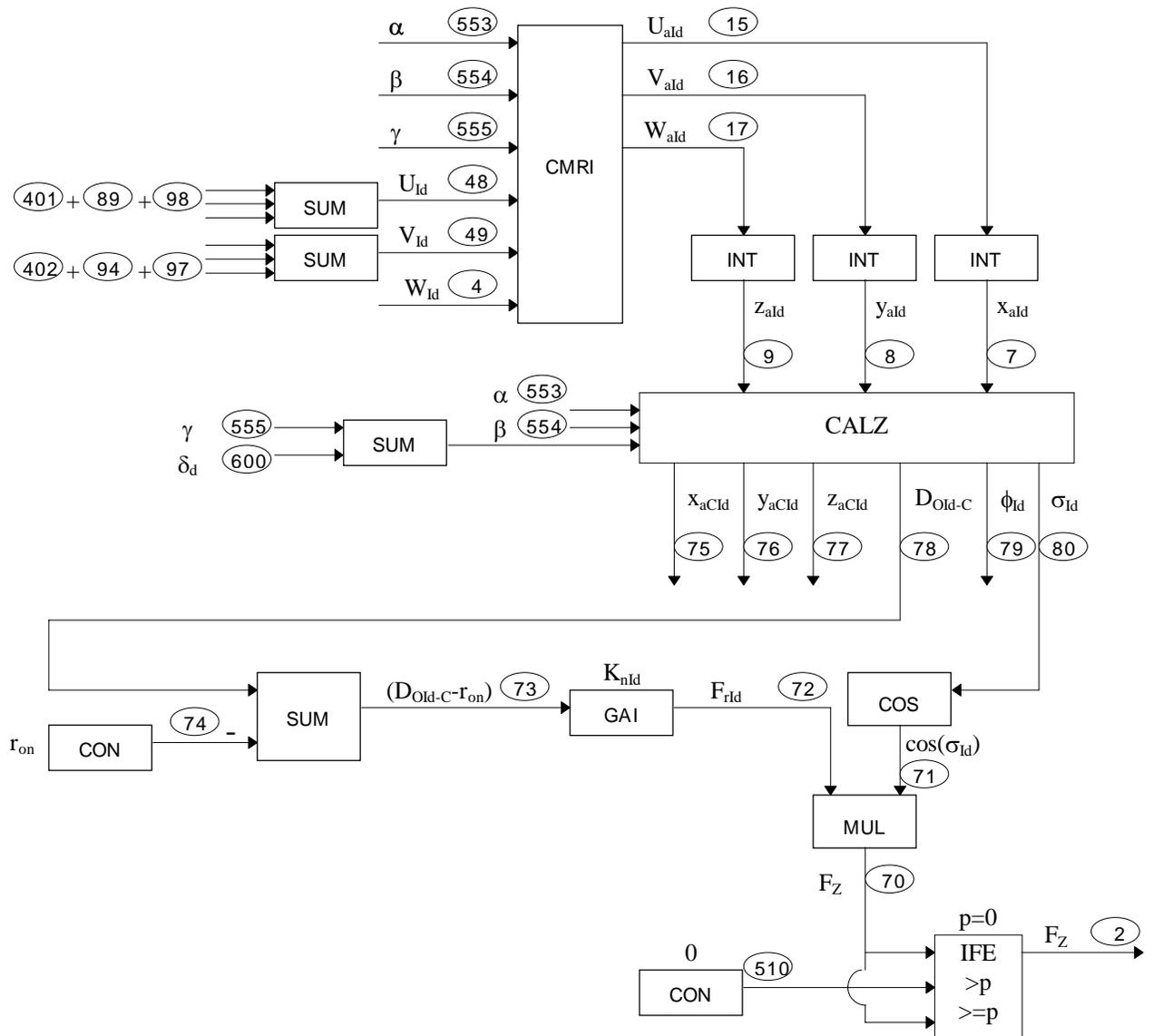


Figura 5.16. Cálculo de la fuerza normal a la superficie de contacto entre el neumático y la calzada. (Ver las figuras 5.13 y 5.15).

La distancia D_{Old-C} se calcula mediante el bloque especial **CALZ**. Este bloque tiene como información de entrada la geometría de la calzada, (mediante un fichero de

datos CALZADA.DAT); y la posición del centro de la rueda (x_{ald} , y_{ald} , z_{ald}) en el sistema de referencia absoluto. Como salidas devuelve las coordenadas del punto de contacto C, (x_{aCld} , y_{aCld} , z_{aCld}), la distancia $D_{O_{ld}-C}$ y los ángulos ϕ_{ld} y σ_{ld} de orientación del plano de contacto respecto del neumático, (figura 5.13). El funcionamiento del bloque **CALZ** se describirá con más detalle en el capítulo siguiente.

La posición absoluta del centro de la rueda, (x_{aOld} , y_{aOld} , z_{aOld}), (bloques 7 a 9 de la figura 5.16.), se calcula por integración de su velocidad absoluta $\vec{V}_{ald} = U_{ald}\vec{i}_a + V_{ald}\vec{j}_a + W_{ald}\vec{k}_a$, (bloques 15 a 17). Esta velocidad absoluta se obtiene por cambio de referencia de la velocidad del centro de la rueda $\vec{V}_{ld} = U_{ld}\vec{i} + V_{ld}\vec{j} + W_{ld}\vec{k}$ calculada respecto del sistema de referencia $X_{ld}Y_{ld}Z_{ld}$ paralelo al del vehículo XYZ, (figuras 5.13. y 5.16.). Este es un cambio de referencia inverso, (bloque **CMRI**), desde el sistema de referencia móvil del vehículo hasta el sistema de referencia absoluto. El primero está girado respecto del segundo los ángulos de Cardan α, β y γ , calculados en la figura 5.9.

Las componentes de la velocidad $\vec{V}_{ld} = U_{ld}\vec{i} + V_{ld}\vec{j} + W_{ld}\vec{k}$ de la rueda vienen dados por el Bond Graph que modeliza el comportamiento de la suspensión entre el punto A, (de conexión al chasis), y el punto O_{ld} , (centro de la rueda), mostrado en la figura 5.17; [Pacejka, H.B.; 1986],[Vera, C.; Félez, J.; San José, I.; Cacho, R.; 1987]. U_{ld} y V_{ld} se obtienen de los grafos 'a' y 'b', y W_{ld} de la puerta de Inercia 4:

$$\begin{aligned} U_{ld} &= U + Q (h_{Sld} - h_A) - R (-a); \\ V_{ld} &= V + R I_1 - P (h_{Sld} - h_A) \end{aligned} \tag{5.25.}$$

Estos valores se pueden comprobar en la figura 5.18.

$(h_{Sld} - h_A)$ es la distancia desde el centro de la rueda al punto de anclaje de la suspensión al chasis, dada por el bloque 82 de la figura 5.17.

Sobre la puerta de Inercia 4, que devuelve el valor de la velocidad vertical de la rueda W_{ld} , entran todos los esfuerzos que llegan a la rueda en sentido vertical:

- F_{Zld} , acción de la suspensión, (vertical), (grafo 'd' de la figura 5.17).
- $(m_{ld} \cdot g)_Z$, componente del peso de la rueda en sentido vertical al chasis,
- y $F_{Zldneumat.}$, reacción del suelo transmitida a través del neumático en sentido vertical al chasis.

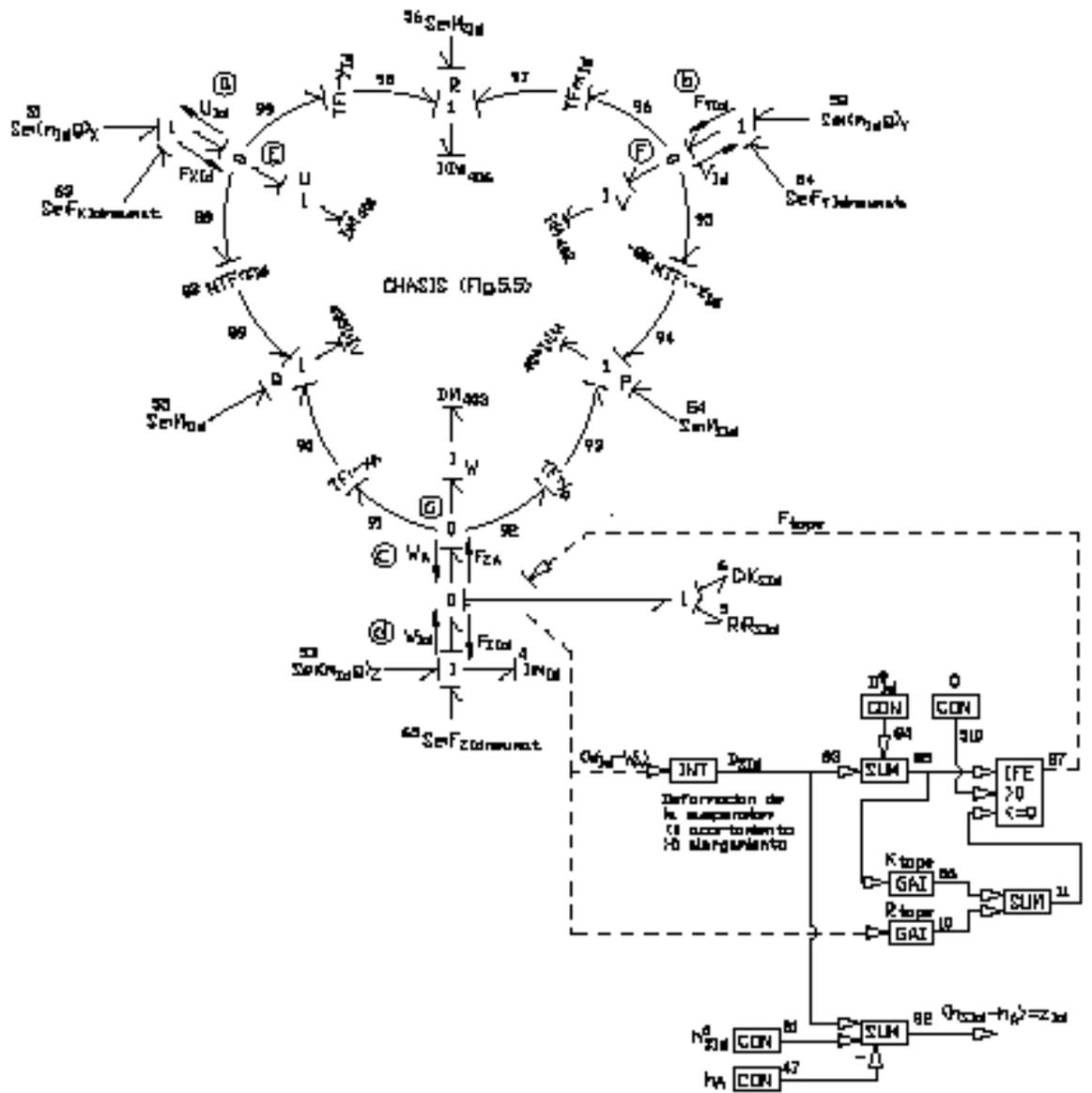
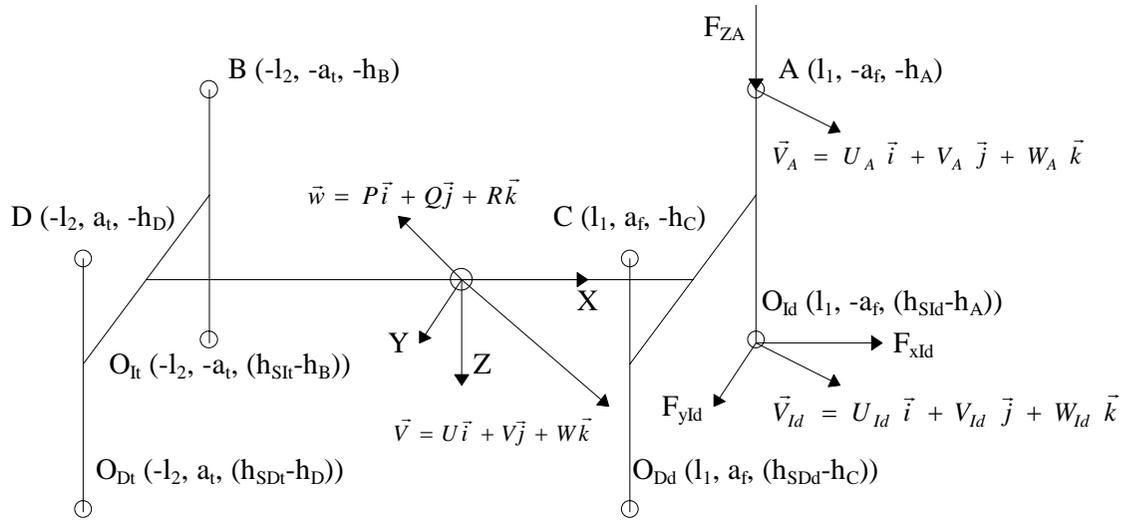


Figura 5.17. Bond Graph de la suspensión izquierda delantera.



$$\vec{V}_A = \begin{bmatrix} U_A \\ V_A \\ W_A \end{bmatrix} = \vec{V} + \vec{\omega} \wedge \vec{r}_A = \begin{bmatrix} U \\ V \\ W \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ P & Q & R \\ x_A & y_A & z_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U + Q z_A - R y_A \\ V + R x_A - P z_A \\ W + P y_A - Q x_A \end{bmatrix};$$

$$\vec{r}_A = \begin{bmatrix} l_1 \\ -a_f \\ -h_A \end{bmatrix};$$

$$W_A = W + P(-a_f) - Q l_1;$$

$$\vec{V}_{Id} = \begin{bmatrix} U_{Id} \\ V_{Id} \\ W_{Id} \end{bmatrix} = \vec{V} + \vec{\omega} \wedge \vec{r}_{Id} = \begin{bmatrix} U + Q z_{Id} - R y_{Id} \\ V + R x_{Id} - P z_{Id} \\ W + P y_{Id} - Q x_{Id} \end{bmatrix};$$

$$\vec{r}_{Id} = \begin{bmatrix} l_1 \\ -a_f \\ h_{SIId} - h_A \end{bmatrix};$$

$$U_{Id} = U + Q (h_{SIId} - h_A) - R (-a_f);$$

$$V_{Id} = V + R l_1 - P (h_{SIId} - h_A)$$

Figura 5.18. Puntos de conexión de la suspensión al chasis. (Ver la figura 5.1).

En el cálculo de la fuerza radial o vertical del neumático hay que tener en cuenta que el neumático sólo trabaja a compresión, cuando existe contacto con el suelo. De acuerdo con la expresión 5.24, mientras exista contacto del neumático con la calzada, el paréntesis $(D_{Old-C-r_{on}})$ y la fuerza radial del neumático serán negativos. De acuerdo con la expresión 5.23, la fuerza normal en el contacto de la calzada y el neumático tendrá el mismo signo que la fuerza radial de este.

Para considerar el posible despegue del neumático, (es decir, la imposibilidad de que existan esfuerzos radiales de tracción en el neumático); en el diagrama de bloques de la figura 5.16 se ha incluido el bloque IFE 2. Si la fuerza normal en el contacto, dada por el bloque 70, es nula o negativa, el bloque IFE acepta este valor y lo asigna a su variable de salida 2, (entendiendo que hay esfuerzos de compresión y, por tanto, contacto). Si dicha fuerza es positiva, el bloque IFE devuelve en su variable de salida nº 2 el valor nulo, (bloque 510), (entendiendo que es imposible que existan esfuerzos positivos o de tracción en el contacto entre el neumático y la calzada).

Ángulo de deriva del neumático y velocidades de contacto con la calzada.

La tangente del ángulo de deriva del neumático en el contacto con la calzada se calcula como el cociente de su velocidad transversal, V_{Cld} , entre su velocidad longitudinal, U_{Cld} , (ec. 5.14); calculadas ambas en un plano paralelo al de contacto con la superficie de rodadura, es decir, al plano $X_{Cld}Y_{Cld}$ de la figura 5.13. (Figuras 5.12 y 5.19).

$$tg \alpha_{ld} = \frac{V_{Cld}}{U_{Cld}}$$

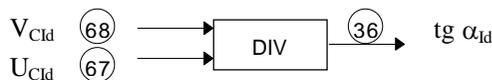


Figura 5.19. Cálculo de la tangente del ángulo de deriva del neumático Id.

Dichas velocidades se calculan por medio del cambio de referencia, partiendo de las velocidades del neumático U_{ld} , V_{ld} y W_{ld} , ya obtenidas en el diagrama de la figura 5.16, (o en el Bond Graph de la figura 5.17). Estas velocidades están referidas al sistema de coordenadas $X_{ld}Y_{ld}Z_{ld}$, (figura 5.13), debiendo expresarlas en el sistema de coordenadas $X_{Cld}Y_{Cld}Z_{Cld}$. Desde este último se llega al primero mediante un giro σ_{ld} en torno al eje X_{Cld} , (inicial), un giro ϕ_{ld} en torno al eje Y'_{Cld} , (intermedio), y un último giro δ_{ld} en torno al eje Z_{ld} , (final). Como se observa, los ángulos σ_{ld} , ϕ_{ld} y δ_{ld} cumplen la

definición de ángulos de Cardan del sistema de referencia $X_{ld}Y_{ld}Z_{ld}$, (“móvil”), respecto al sistema $X_{Cld}Y_{Cld}Z_{Cld}$, (“fijo”), tal y como se definieron en el apartado 5.3. Por tanto, aplicando el cambio de referencia inverso, (bloque **CMRI** de Blove), sobre las velocidades U_{ld} , V_{ld} y W_{ld} se pueden obtener las velocidades U_{Cld} , V_{Cld} y W_{Cld} . Este cambio de referencia se programa en el modelo con el diagrama de bloques que se muestra en la figura 5.20.

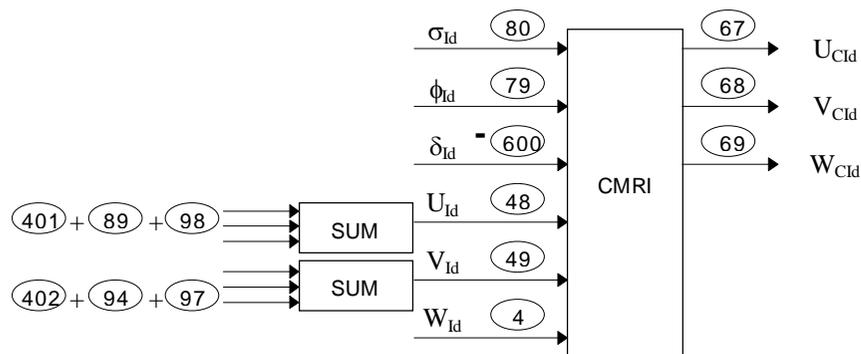


Figura 5.20. Cálculo de las velocidades del neumático Id, en el contacto con la calzada.

Los ángulos σ_{ld} y ϕ_{ld} se encuentran calculados por el bloque **CALZ** mostrado en la figura 5.16. El ángulo δ_{ld} es el ángulo de dirección para las ruedas directrices del vehículo, cuyos valores vendrán dados por el sistema de dirección en función de la maniobra realizada por el conductor.

Coeficiente de deslizamiento longitudinal del neumático.

Para el cálculo del deslizamiento longitudinal unitario, s_{ld} , del neumático sobre la calzada, se hace necesario modelizar el movimiento de giro del neumático sobre su eje. El Bond Graph que modeliza dicho movimiento es el que aparece en la figura 5.21. , mediante la puerta de Inercia 23; [Pacejka, H.B.; 1986]. Los esfuerzos que llegan a esta

puerta de inercia, son el par motor o de frenada suministrado por la fuente de esfuerzo Se 25; el par de resistencia a la rodadura (puerta 24), siempre opuesto al sentido de giro del neumático; y el par equilibrante que llega de la puerta Transformer 21 debido a la fuerza longitudinal en el contacto del neumático con la calzada, F_x , (introducida por la fuente de esfuerzo 66, cuyo valor viene dado por la variable 19 calculada en la figura 5.14). Como resultado, la puerta de Inercia 23 devuelve la velocidad angular del neumático izquierdo delantero del vehículo.

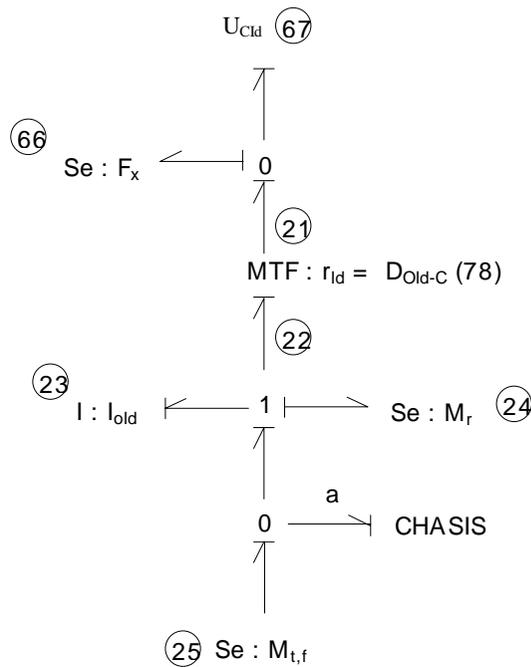


Figura 5.21. Bond Graph del neumático en contacto con la calzada.

Siguiendo con el Bond Graph de la figura 5.21, el grafo 67 se corresponde con la variable que posee la misma numeración en la figura 5.20. El elemento Transformer 22 multiplica la velocidad angular de la rueda por el radio del neumático para obtener su velocidad periférica. Esta velocidad menos la velocidad longitudinal dada por la variable 67, constituyen el numerador de la ecuación 5.13 que calcula el deslizamiento longitudinal unitario entre el neumático y la calzada. Este cálculo se hace en Blove mediante el bloque especial **S**, (figura 5.22, para el neumático Id); el cual ya tiene en

cuenta la acotación a uno del valor absoluto del deslizamiento, según se indica en el párrafo que sigue a la ecuación 5.13.

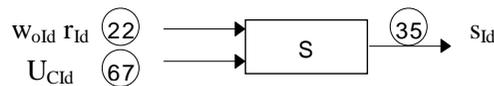


Figura 5.22. Cálculo del deslizamiento longitudinal unitario del neumático Id.

Respecto a los signos de la velocidad angular dada por la puerta de Inercia 23, (figura 5.21.), se produce una particularidad: “el criterio de signos es opuesto al que correspondería según el sistema de referencia $X'_{Id} Y'_{Id} Z'_{Id}$ de la figura 5.13”. Es decir, una velocidad angular que corresponde con el avance del vehículo, se considera positiva y, sin embargo, su sentido es opuesto al eje Y'_{Id} . Por este motivo, un par de tracción sobre el neumático es positivo, y uno de frenada es negativo.

Cabe comentar que un par positivo, ó de tracción, sobre un neumático provocará una reacción igual y opuesta sobre el chasis del vehículo en la dirección de cabeceo. Este par de reacción, dado el sistema de referencia utilizado, (figura 5.2), es positivo también sobre el chasis. De igual manera, un par negativo, ó de frenada, provocará un par de reacción negativo sobre el chasis. Este par se llevará directamente al grado de libertad de cabeceo en el modelo del chasis, (a través de la Fuente de Esfuerzo 55 de la figura 5.17).

El par de frenada o tracción se introduce al modelo como una señal externa definida por la maniobra que realice el conductor.

El cálculo de la resistencia a la rodadura en cada neumático realiza mediante el diagrama de bloques de la figura 5.23., que aplica la siguiente expresión:

$$M_r = R_r r_i = (f_r F_z) r_i \tag{5.26.}$$

Donde F_z es la carga vertical sobre el neumático, ya calculada en el bloque 2 de la figura 5.16; $r_i = D_{O_i-C}$ es el radio dinámico del neumático, también calculado en el bloque 78 de la figura 5.16; y f_r es el coeficiente de resistencia a la rodadura del neumático, que para los turismos puede calcularse por la ecuación:

$$f_r = f_o + f_s (U/100)^{2.5} \quad (U \text{ en Km./h.}) \quad (5.27.)$$

Para las presiones normales de inflado de los neumáticos de turismo, f_o y f_s suelen tomar los valores de 0,015 y 0,01, respectivamente.

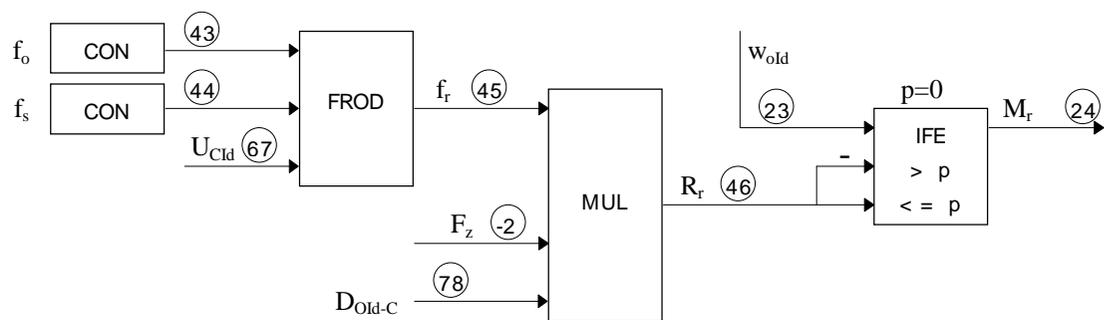


Figura 5.23. Diagrama de bloques de la resistencia a rodadura del neumático Id.

En el diagrama de bloques de la figura 5.23. aparece el bloque especial **FROD**, que calcula el coeficiente f_r , (ec. 5.27.), en función de la velocidad longitudinal del neumático, paralela al plano de rodadura, U_{Cld} , (variable 67 de la figura 5.20), y de los coeficientes f_o y f_s , constantes para cada tipo de neumático. Con el bloque multiplicador nº 46 se calcula el par de resistencia a rodadura dada por la expresión 5.26.

Al aplicar el par de resistencia a la rodadura sobre la puerta de Inercia 23 que modeliza el giro de la rueda, a través de la Fuente de Esfuerzo 24 del Bond-Graph de la figura 5.21, hay que tener un especial cuidado en el criterio de signos. El par calculado por el bloque 46 de la figura 5.23 es siempre positivo. Una velocidad angular de avance es positiva, siendo negativa en caso contrario. La Fuente de Esfuerzo 24 se reformula

como un bloque IFE en la figura 5.23. Este bloque IFE garantiza que el par de resistencia a rodadura sea siempre opuesto al sentido de giro del neumático. Si este giro es positivo, (avance), el bloque IFE 24 devuelve un par de resistencia a la rodadura negativo. Si el giro es negativo, (retroceso o marcha atrás), dicho bloque 24 devuelve un par de resistencia a la rodadura positivo.

Esfuerzos sobre el centro de la rueda.

Sobre el centro de la rueda actúa el peso de la misma, más los esfuerzos debidos al contacto del neumático con la calzada. Todos estos esfuerzos se expresan respecto del sistema de referencia $X_{ld}Y_{ld}Z_{ld}$, paralelo al sistema XYZ ligado al chasis, (figura 5.13).

El peso de la rueda se aplicará de forma similar a como se hizo para el chasis. Su valor $\vec{p}_{ld} = (m_{ld} g)\vec{k}_a$ expresado en el sistema de referencia fijo absoluto $X_aY_aZ_a$, (figura 5.7), hay que aplicarlo sobre el sistema de referencia $X_{ld}Y_{ld}Z_{ld}$ utilizado en el centro de la rueda. Como éste es paralelo al sistema XYZ ligado al chasis, ambos sistemas de referencia tienen los mismos ángulos de Cardan respecto del sistema de referencia fijo $X_aY_aZ_a$. Por tanto, el cambio de referencia se realizará como se muestra en la figura 5.24, sin más que aplicar el bloque **CMR**, (ya descrito en el apartado 5.3), y con los datos conocidos del cambio de referencia aplicado al peso del chasis en la figura 5.9.

Los esfuerzos que aparecen en el centro de la rueda debidos al contacto del neumático con la calzada son los que se obtienen trasladando a dicho centro la fuerza $\vec{F}_{Cld} = F_X\vec{i}_{Cld} + F_Y\vec{j}_{Cld} + F_Z\vec{k}_{Cld}$ que ya se calculó aplicada sobre el neumático en su contacto con la calzada.

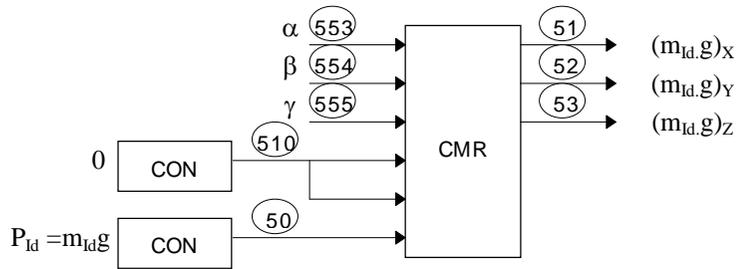


Figura 5.24. Diagrama de bloques del cambio de referencia sobre el peso de la rueda Id.

Al trasladar la fuerza \vec{F}_{Cld} al centro de la rueda se obtiene la fuerza $\vec{F}_{Idneumat} = F_{XIdneumat} \vec{i} + F_{YIdneumat} \vec{j} + F_{ZIdneumat} \vec{k}$, más el momento de \vec{F}_{Cld} respecto de dicho centro de la rueda, $\vec{M}_{Id} = M_{XId} \vec{i} + M_{YId} \vec{j} + M_{ZId} \vec{k}$. Ambas acciones se expresan en el sistema de referencia $X_{Id}Y_{Id}Z_{Id}$, (figura 5.13.).

Las componentes de la fuerza $\vec{F}_{Idneumat}$ se obtienen aplicando a las componentes F_X , F_Y y F_Z , el cambio de referencia desde el sistema de coordenadas $X_{Cld}Y_{Cld}Z_{Cld}$, (sobre el cual se han obtenido), al sistema de coordenadas $X_{Id}Y_{Id}Z_{Id}$, tal como se muestra en el diagrama de bloques de la figura 5.25. El sistema de referencia del centro de la rueda $X_{Id}Y_{Id}Z_{Id}$, (móvil), está girado los ángulos de Cardan σ_{Id} , ϕ_{Id} y δ_{Id} respecto del sistema de referencia $X_{Cld}Y_{Cld}Z_{Cld}$, (fijo).

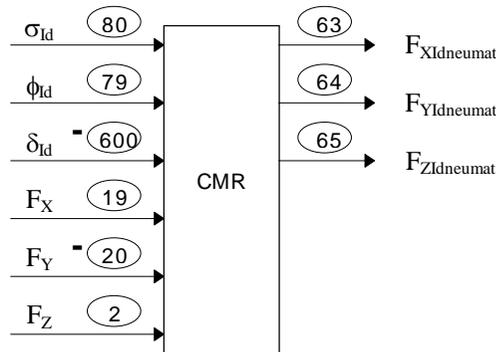


Figura 5.25. Obtención de la fuerza $\vec{F}_{Idneumat}$ sobre el centro de la rueda.

Para calcular el momento \vec{M}_{ld} , en el centro de la rueda, primero se obtendrá el momento $\vec{M}'_{ld} = M'_{xld} \vec{i} + M'_{yld} \vec{j} + M'_{zld} \vec{k}$ de la fuerza de contacto entre el neumático y la calzada, \vec{F}_{Cld} , respecto del centro de la rueda, referido al sistema de coordenadas $X_{Cld} Y'_{Cld} Z''_{Cld}$, (ver la figura 5.13 y 5.15); tal como se indica a continuación, (figura 5.26):

- De acuerdo con la figura 5.15, y teniendo en cuenta que, mientras existe contacto entre el neumático y la calzada, la fuerza F_z es negativa, (en caso contrario es nula); la componente M'_{xld} vale:

$$M'_{xld} = (F_y \cos(\sigma_{ld}) + F_z \text{sen}(\sigma_{ld})) D_{Old-C} \tag{5.28.}$$

- La componente M'_{yld} será el par de reacción al par de tracción o frenada, actuando sobre el chasis en la dirección del eje de la rueda, (dado por el grafo 'a' del Bond Graph de la figura 5.21).

- La componente M'_{zld} sería el par de autoalineamiento del neumático, que con las hipótesis aplicadas a la modelización, resulta nulo; (como se puede observar en la figura 5.15).

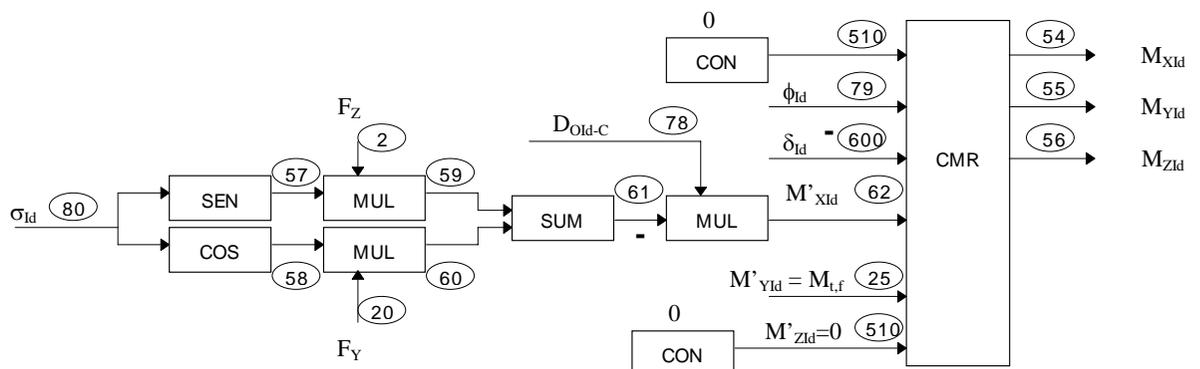


Figura 5.26. Obtención del momento \vec{M}_{ld} sobre el centro de la rueda.

El momento \vec{M}_{ld} se obtiene a partir del momento \vec{M}'_{ld} , por un cambio de referencia similar al aplicado para obtener la fuerza $\vec{F}_{ldneumat}$, con la diferencia de que ahora el ángulo σ_{ld} es nulo. Este cambio de referencia se muestra en la figura 5.26.

Aplicación de los esfuerzos de la rueda sobre el vehículo.

De acuerdo con lo comentado al inicio de este apartado, las fuerzas horizontales respecto al vehículo, que aparecen en la rueda: $(m_{ld}\cdot g)_X$, $(m_{ld}\cdot g)_Y$, $F_{Xldneumat}$ y $F_{Yldneumat}$, (en dirección de X_{ld} e Y_{ld} , de la figura 5.13); se transmiten directamente al chasis; y los verticales: $(m_{ld}\cdot g)_Z$, $F_{Zldneumat}$, son los que actúan a través de la suspensión.

Dichas componentes horizontales se transmiten al modelo del chasis a través de las Fuentes de Esfuerzo 51, 52, 63 y 64, respectivamente, (figura 5.17).

Las componentes en la dirección longitudinal del chasis se transmiten a él a través de la unión 0, denominada con la letra 'E' en el Bond Graph de la figura 5.17. Dichas componentes actúa directamente en la dirección longitudinal del chasis y crean los momentos de cabeceo y guiñada correspondientes.

Las componentes en la dirección transversal al chasis se transmiten a él a través de la unión 0, denominada con la letra 'F' en el Bond Graph de la figura 5.17. Dichas componentes actúan directamente en la dirección transversal del chasis y crean los momentos de balanceo y guiñada correspondientes.

Las componentes verticales del peso de la rueda y de la fuerza del neumático: $(m_{ld}\cdot g)_Z$, $F_{Zldneumat}$, se aplican al modelo, (figura 5.17.), a través de las Fuentes de Esfuerzo 53 y 67, respectivamente. Estas componentes actúan sobre la Puerta de Inercia 4 que modeliza el movimiento vertical de la rueda, y está conectada al sistema de suspensión de la misma. La puerta de Inercia 4 transmite el movimiento vertical a la suspensión y ésta genera el esfuerzo vertical F_{ZA} correspondiente sobre el chasis del vehículo.

El par $\vec{M}_{ld} = M_{xld}\vec{i} + M_{yld}\vec{j} + M_{zld}\vec{k}$ que actúa sobre el centro de la rueda se traslada directamente al chasis del vehículo. Sus componentes se aplica directamente al modelo del chasis, (figura 5.17), a través de las fuentes de esfuerzo números 54, 55 y 56.

Suspensión de cada rueda.

La suspensión está caracterizada por una rigidez vertical del resorte K_S , más un coeficiente de amortiguamiento del amortiguador R_S .

Para la rigidez del resorte de suspensión, K_S , se suele tomar un valor constante, calculado de manera que la frecuencia fundamental de la masa suspendida esté en el entorno de 1 Hz. Para que esto sea así se debe cumplir la siguiente expresión:

$$1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_S}{m_2}} \quad (5.29.)$$

$$K_S = 4 \pi^2 m_2 \quad (5.30.)$$

Donde m_2 es la masa suspendida correspondiente a cada rueda.

El coeficiente de amortiguamiento R_S de un amortiguador convencional obedece aproximadamente a la ley que aparece en la figura 5.27. Sin embargo, dada la falta de información relativa al comportamiento de los amortiguadores de la gran diversidad de vehículos automóviles existentes en circulación, el coeficiente de amortiguamiento R_S se toma constante. Este coeficiente se calcula como el 26 por ciento del amortiguamiento crítico del vehículo; en definitiva se utiliza:

$$R_S = 0.52 \sqrt{K_S m_2} \quad (5.31.)$$

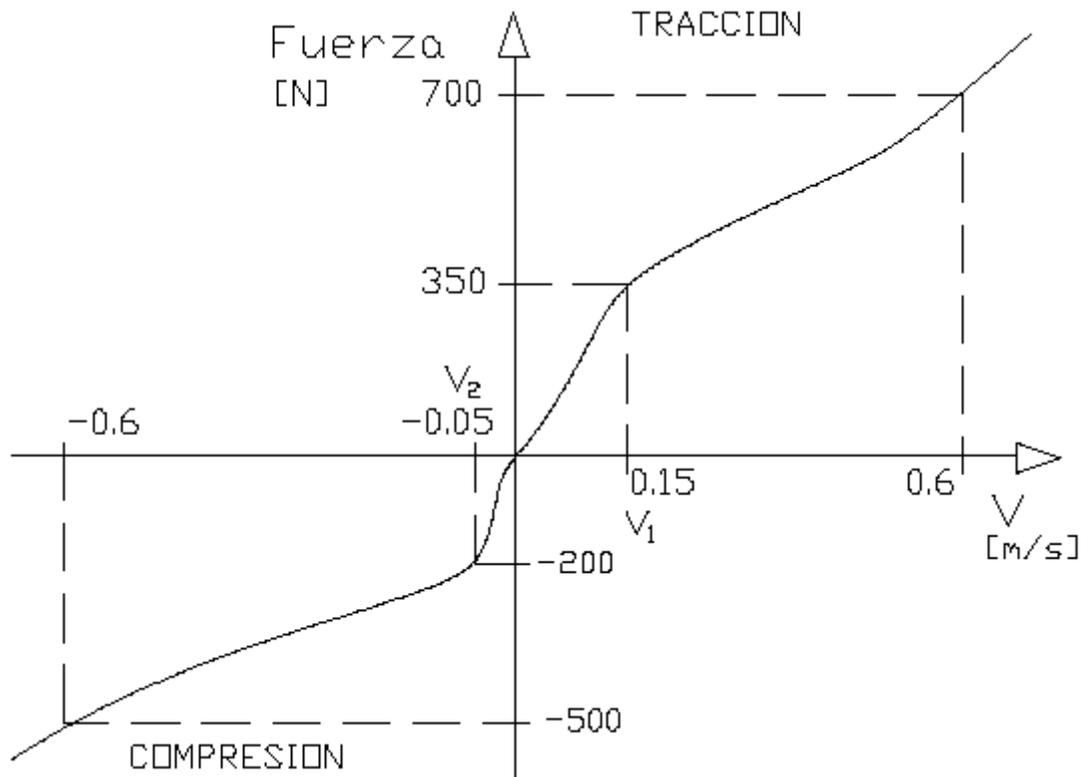


Figura 5.14. Ley de comportamiento de un amortiguador de suspensión convencional.

En el Bond-Graph de la suspensión, (figura 5.17.), la puerta Compliance 6 representa al resorte de rigidez K_{ld} , cuyo esfuerzo vale:

$$F_{\text{resorteld}} = K_{ld} \int (W_{ld} - W_A) dt \quad (5.32.)$$

Y la puerta Resistencia 5 representa al amortiguador de característica R_{ld} , para el cual el esfuerzo viene dado por la siguiente expresión:

$$F_{\text{amort.ld}} = R_{ld} (W_{ld} - W_A) \quad (5.33.)$$

En las dos expresiones anteriores, $(W_{ld}-W_A)$ es la velocidad relativa de los extremos del resorte y amortiguador de la suspensión.

W_A es la velocidad vertical del punto A, conocida a partir del movimiento del chasis del vehículo, (figura 5.18). En el Bond Graph de la figura 5.17 se comprueba como el valor de la velocidad vertical del punto A, dada por el grafo 'c' en función de la

velocidad del centro de gravedad del chasis, coincide con el valor calculado en la figura 5.18:

$$W_A = W + P y_A - Q x_A \quad (5.34.)$$

W_{id} es la velocidad vertical de la rueda, (izquierda delantera "Id"), respecto al chasis. Esta viene dada por la Puerta de Inercia 4 de la figura 5.17., ya mencionada con anterioridad.

En función de las velocidades W_A y W_{id} se calcula el esfuerzo vertical en la suspensión como suma del esfuerzo la puerta Resistencia 5, (amortiguador), más el de la puerta Compliance 6, (resorte).

También, se tiene en cuenta el tope de suspensión. Este tope se modeliza como un resorte de rigidez K_{tope} muy elevada, (la elasticidad del material). Además, se añade un amortiguamiento muy pequeño R_{tope} .

En el Bond Graph de la figura 5.17, se ha añadido el diagrama de bloques nº 83 a nº 87, para simular el tope de suspensión cuando la distancia libre de la suspensión hasta el mismo se hace igual o menor que cero. En dicho diagrama de bloques, primero se calcula el desplazamiento relativo entre los extremos de la suspensión, D_{Sld} (bloque 83), por integración de la velocidad relativa entre los mismos, $(W_{id}-W_A)$. A este desplazamiento, (negativo cuando hay acortamiento y positivo cuando hay alargamiento), se le suma la distancia libre inicial existente hasta el tope de suspensión, D^0_{id} (bloque 84); con lo cual se obtiene la distancia libre en cada instante de simulación, $D_{Sld} + D^0_{id}$ (bloque 85).

Si la distancia libre en la suspensión, $D_{Sld} + D^0_{id}$, es positiva el tope no entra en contacto. En este caso el esfuerzo de la suspensión, F_{ZA} , es sólo el del resorte 6 más el del amortiguador 5. Si la distancia libre es igual o menor que cero, significará que la suspensión ha tocado en el tope y, por tanto, ahora al esfuerzo de suspensión anterior se le suma el del tope, calculando éste como el producto del desplazamiento o acortamiento del tope, (bloque 85), por la rigidez del mismo, (bloque 86), añadiendo un pequeño amortiguamiento del material, (bloque 10).

El esfuerzo vertical total " F_{ZA} " existente en la suspensión, dado por el grafo 'c' del Bond-Graph de la figura 5.17, se transmite al chasis a través de la unión 0, denominada con la letra 'G' en la citada figura. Dicho esfuerzo actúa directamente en la dirección vertical del chasis; crea un momento de balanceo, (puerta TF: y_A número 92); y crea otro momento de cabeceo, (puerta TF: $-x_A$ número 91).

CAPITULO VI
CONDUCCIÓN DEL VEHÍCULO

6. CONDUCCIÓN DEL VEHÍCULO

6.1. Geometría de la calzada.

El vehículo consigue moverse gracias a las reacciones que se producen en el contacto de los neumáticos con la calzada. Por ello, la geometría de esta influye de manera importante en el comportamiento dinámico del mismo.

Este apartado se destina a describir cómo se representa la geometría de la calzada, para tenerla en cuenta durante la simulación del movimiento del vehículo. En concreto, se describe el funcionamiento del bloque **CALZ** mencionado en el apartado 5.5 del capítulo anterior.

Describir la calzada de manera que se refleje hasta la menor irregularidad resulta una tarea innecesariamente costosa. Sin embargo, sí es imprescindible describir su geometría de forma global: trazado en planta, rampas o pendientes, peraltes en curva, etc.

La Instrucción de Carreteras 3.1-IC, y Norma Complementaria sobre Trazado de Autopistas, editadas por el Centro de Publicaciones de la Secretaría General Técnica del Ministerio de Obras Públicas y Transportes, reúne las normas y especificaciones necesarias para proyectar el trazado de una carretera, e incluye los elementos básicos para el estudio del trazado, las prescripciones relativas a la planta, al alzado y la sección transversal, así como las normas generales que deben observarse para obtener una coordinación conveniente entre los elementos que constituyen la planta y el alzado.

No es objeto de este trabajo proyectar el trazado de las carreteras, pues la simulación del movimiento de los vehículos se realizará considerando el trazado de las carreteras existentes. Sin embargo, hacer un levantamiento topográfico de una zona de carretera destinada a la simulación, resultará un trabajo excesivo. Por tanto, se trata de reconstruir el trazado, alzado y sección transversal de la misma, partiendo de unos datos mínimos de su trazado. Para realizar dicha reconstrucción se considera que el tramo de carretera destinada a la simulación está correctamente proyectada y construida, de acuerdo con las normas recogidas en la mencionada Instrucción de Carreteras 3.1-IC.

Para la representación de la zona de calzada considerada en la simulación, se parte de los siguientes datos:

a) Datos globales:

- A_t , anchura total;

Por razones de simplificación, se considerará una calzada de ancho constante en todo su desarrollo. A_t tomará el máximo valor de ancho de la calzada, incluyendo los sobreeanchos en curva.

- V , velocidad específica en km/h.

- n , número de carriles;

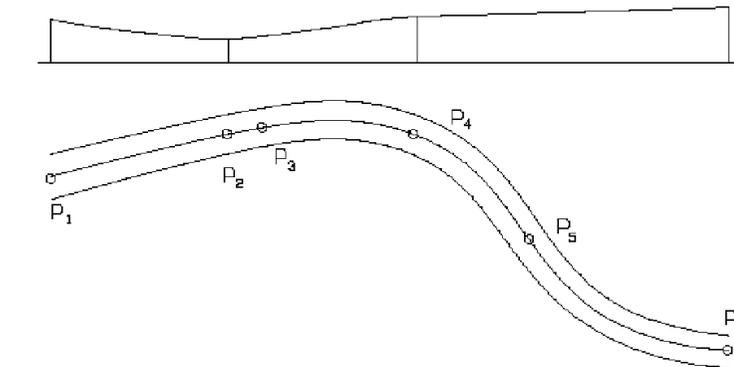
- f , coeficiente de rozamiento;

- A_{Sl} , sobreeancho lateral, que servirá para prolongar lateralmente la superficie de la calzada, de manera continua, fuera de sus límites.

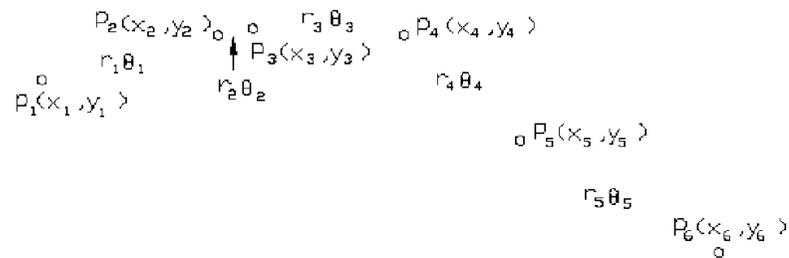
b) Coordenadas en planta de determinados puntos $p_i(x_i, y_i)$ del centro de la calzada, que marcan los límites entre tramos con diferente pendiente o curvatura. (Figura 6.1.b).

c) En todos los tramos de la calzada, (limitados por los puntos medios anteriores), se indicará el radio de curvatura, r_i , y la inclinación de la rasante, θ_i , en tanto por uno. (Figura 6.1.b).

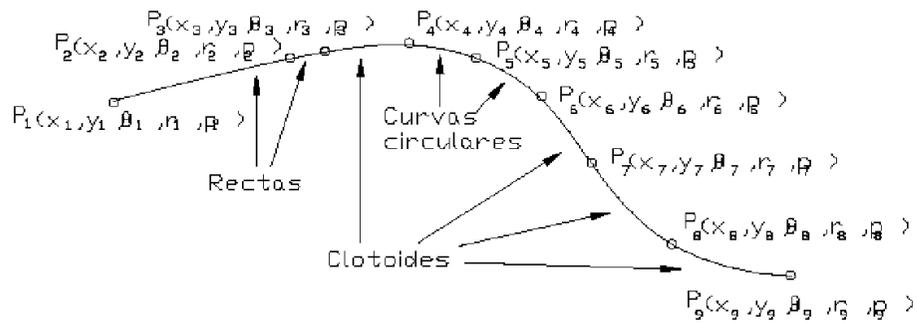
Partiendo de los datos anteriores se generará la superficie de la calzada, componiéndola por franjas superficiales de anchura A_t+2A_{Sl} , centradas con la línea media de la calzada, tal como se muestra en la figura 6.1.d.



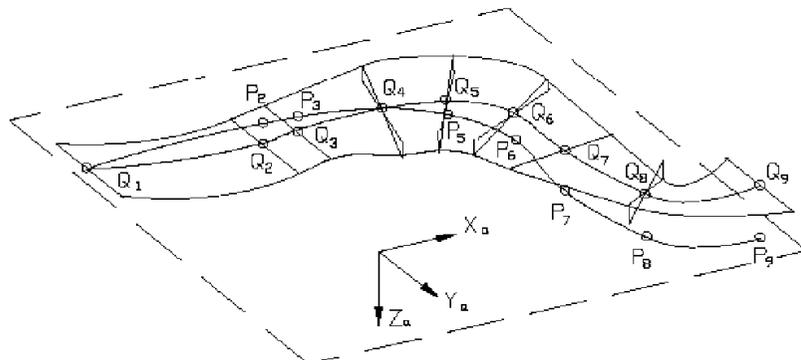
a) Zona de carretera destinada a la simulación.



b) Datos de partida para la representación de la calzada.



c) Generación en planta de la línea media de la calzada.



d) Generación de la calzada, por tramos.

Figura 6.1 Trazado de la calzada.

El primer paso es construir la línea media de la calzada en planta. (Figura 6.1.c)). Esta línea está definida por los puntos $P_i(x_i, y_i, \theta_i, r_i, p_i)$. Los valores x_i e y_i son las coordenadas del punto. Los valores θ_i, r_i, p_i son, respectivamente, la rampa, el radio y el peralte del tramo de carretera comprendido hasta el siguiente punto P_i . Los valores de las coordenadas x_i e y_i vienen dados por las coordenadas de los puntos $p_i(x_i, y_i)$ introducidos en la entrada de datos. El número de los puntos $P_i(x_i, y_i, \theta_i, r_i, p_i)$, en la figura 6.1.c), es mayor que el número de $p_i(x_i, y_i)$, de la figura 6.2.b), pues se calculan nuevos puntos P_i para delimitar exactamente los tramos de curva de acuerdo, (clotoides), entre los tramos rectos y curvos, o de curva con curva. Los valores de θ_i, r_i también vienen dados en la entrada de datos, (figura 6.1.b)). El cálculo de las curvas de acuerdo y de los valores de peralte p_i de cada tramo se realiza aplicando la Instrucción de Carreteras 3.1-IC.

Una vez construída en planta la línea media de la calzada, con la nueva distribución de tramos delimitados por los puntos $P_i(x_i, y_i, \theta_i, r_i, p_i)$, se procede a levantar en alzado dicha línea, (figura 6.1.d). Para esto se crea un nuevo conjunto de puntos $Q_i(x_i, y_i, z_i, \theta_i, r_i, p_i)$, idénticos a los puntos $P_i(x_i, y_i, \theta_i, r_i, p_i)$, excepto en la coordenada vertical z_i . Esta coordenada es nula para el primer punto Q_i . Para los Q_{i+1} sucesivos se calcula como la suma de la coordenada z_i del punto anterior Q_i , más el producto de la longitud $D(P_i, P_{i+1})$ de la línea media de la calzada entre los puntos P_i y P_{i+1} , (recta, curva o clotoide), por el ángulo de rampa del tramo, ($\theta_i > 0$ en subida, y $\theta_i < 0$ en bajada), cambiado de signo, dado el sistema de referencia absoluto utilizado, (figura 6.1.d):

$$z_{i+1} = z_i + D(P_i, P_{i+1}) \theta_i \tag{6.1.}$$

Cuando los puntos P_i y P_{i+1} poseen rampas diferentes, significa que al final del tramo considerado se produce un cambio de rasante. El perfil longitudinal de este cambio de rasante tiene forma parabólica, enlazando con el tramo de calzada siguiente.

La parábola se define por el valor en metros del parámetro K_V , que representa la longitud de curva por unidad de variación de pendiente. Para su cálculo se utilizan las siguientes fórmulas:

$$\begin{aligned} Z &= \frac{S^2}{2 K_V} \\ Z_V &= \frac{K_V \theta^2}{2} \\ T &= \frac{K_V \theta}{2} \\ d &= \frac{K_V \theta^2}{8} \end{aligned} \tag{6.2.}$$

En las que, (figura 6.2):

K_V : parámetro de la parábola en metros;

Z : coordenada vertical de la parábola en metros;

Z_V : variación total de la coordenada vertical, en la longitud total de la parábola;

S : coordenada horizontal de la parábola medida por la longitud de la línea media de la calzada, en metros;

T : longitud de la tangente en metros;

d : longitud de la bisectriz en metros;

θ : valor absoluto de la diferencia algebraica de las pendientes en tanto por uno, $\theta = |\theta_{i+1} - \theta_i|$.

Los valores mínimos del parámetro K_V se muestran en la tabla 6.1. Además, por razones de estética, la longitud de la curva de acuerdo, L_V , (en metros) cumplirá la condición en la que:

$$L_V = K_V \theta \geq V \quad \text{con } V \text{ en km/h.} \tag{6.3.}$$

Si no se cumple esta última condición, se determinará el valor de K_V por la expresión:

$$K_V \geq V / \theta \tag{6.4.}$$

En conclusión, cuando se da un cambio de rasante, la coordenada z_{i+1} , del punto final del tramo e inicial del tramo siguiente, se calcula mediante la expresión:

$$z_{i+1} = z_i + D(P_i, P_{i+1}) \theta_i + Z_V = z_i + D(P_i, P_{i+1}) \theta_i + K_V \theta^2 / 2 \tag{6.5.}$$

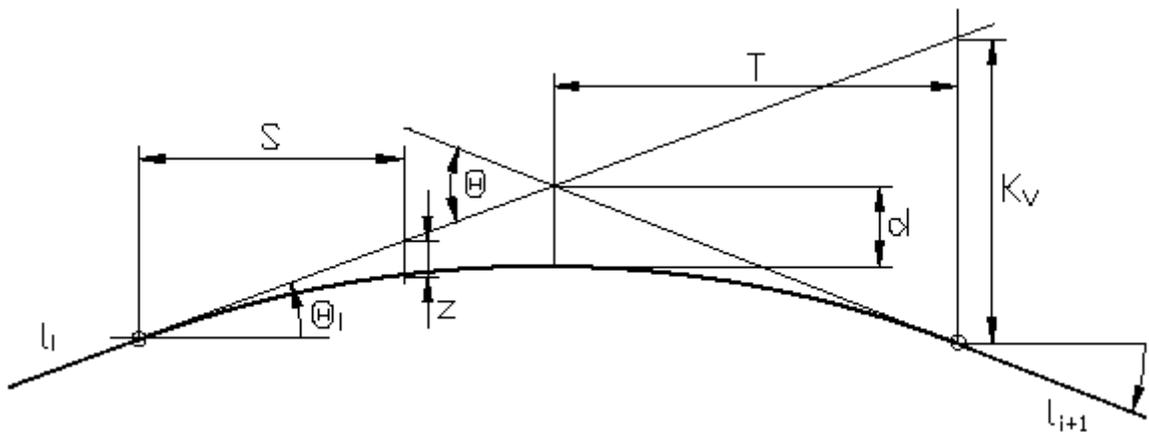


Figura 6.2. Acuerdos verticales.

Tabla 6.1. Valores mínimos del parámetro de las curvas de acuerdo entre rasantes, K_v .

V (km/h)	60	70	80	90	100	120
Dos, cuatro carriles, o calzadas separadas						
Acuerdos convexos	1.400	2.500	3.500	5.500	8.000	15.000
Acuerdos cóncavos	1.400	2.000	2.500	3.500	4.500	600
Tres carriles						
Acuerdos convexos	6.500	9.000	12.500	14.000	16.000	-

Calculada la línea media en alzado, la calzada se define por franjas superficiales de anchura A_t+2A_{S1} , centradas longitudinalmente en la línea media, con el peraltado adecuado, y limitadas por líneas transversales a la línea media que pasan por los puntos Q_i .

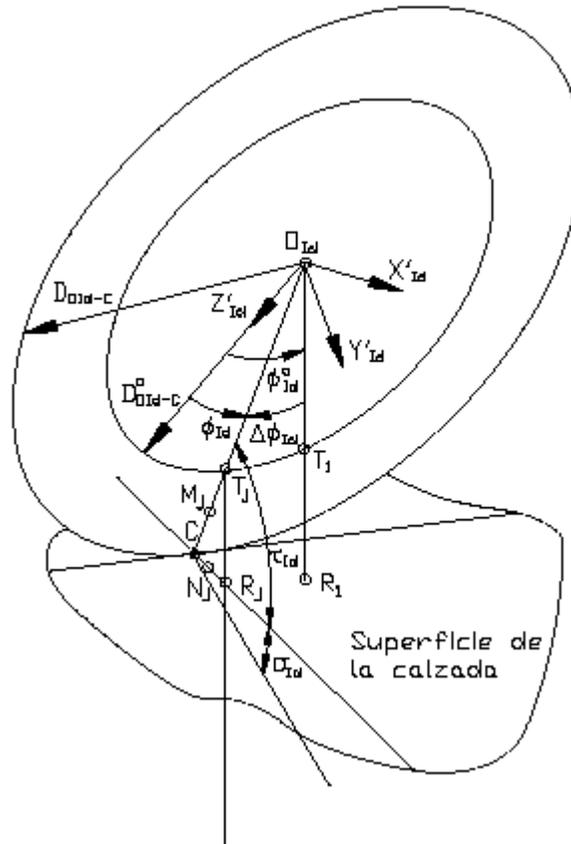


Figura 6.3. Cálculo del punto de contacto entre un neumático y la calzada, para el neumático izquierdo delantero Id.

A continuación se expone el funcionamiento del bloque CALZ, (Apdo. 5.5 del capítulo anterior), referido al neumático izquierdo delantero, Id, para su mejor entendimiento. Este bloque calcula el punto C de contacto del neumático con la calzada y la orientación del plano de contacto, (σ_{Id}, ϕ_{Id}) , (figura 6.3. y figuras 5.13, 5.15 y 5.16, del capítulo anterior), partiendo de los siguientes datos:

- Datos sobre la calzada: puntos Q_i, A_t, A_{sl}, V, n .
- Posición del centro O_{Id} de la rueda: $x_{ald}, y_{ald}, z_{ald}$.
- Orientación de la rueda, mediante los ángulos de Cardan respecto al sistema de referencia fijo absoluto, (figura 5.13, del capítulo anterior):

$$\alpha_{Id} = \alpha$$

$$\beta_{Id} = \beta$$

$$\gamma_{Id} = \gamma + \delta_d$$

- Además, en cada paso de cálculo se utilizan los datos D_{Old-C}^0 , (radio real del neumático), y ϕ_{ld}^0 , (ángulo de caída de la rueda respecto a la calzada), del paso de cálculo previo.

Conocidos los datos anteriores, el bloque CALZ comienza estimando un punto T_1 de contacto entre el neumático y la calzada, (figura 6.3). T_1 se proyecta sobre el plano horizontal $X_a Y_a$ obteniendo el punto A_1 , (figura 6.4.). Proyectando A_1 perpendicularmente sobre la línea media de la calzada en planta, se calcula el punto B_1 . Y, finalmente, conocido B_1 se haya el tramo de calzada en que se encuentra el neumático y se calcula el punto R_1 , (figuras 6.3. y 6.4.).

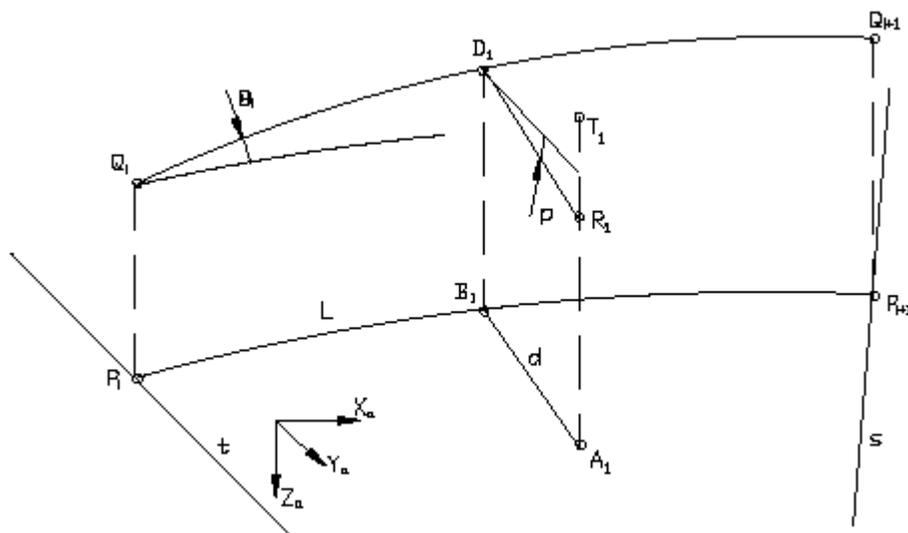


Figura 6.4. Determinación de la posición de un punto respecto de la calzada.

El punto R_1 tiene las mismas coordenadas x e y del punto T_1 , y su coordenada z se determina como muestran las expresiones que aparecen a continuación:

- Para un tramo de calzada de pendiente constante, (los ángulos de rampa θ_i y θ_{i+1} son iguales), (figura 6.4.):

$$z = z_i + L \theta_i - d p \tag{6.6.}$$

- Para un tramo de calzada con acuerdo entre rasantes al final del tramo, (los ángulos de rampa θ_i y θ_{i+1} son diferentes):

$$z = z_i + L \theta_i + Z - d p = z_i + L \theta_i + S^2 / (2 K_V) - d p \quad (6.7.)$$

Siendo:

$$S = L - (D(P_i, P_{i+1}) - L_V) = L - (D(P_i, P_{i+1}) - K_V \theta) = L - (D(P_i, P_{i+1}) - K_V | \theta_{i+1} - \theta_i |) \quad (6.8.)$$

Recordando, S es la coordenada horizontal de la parábola medida por la longitud de la línea media de la calzada, en metros; y L_V es la longitud de la parábola de acuerdo.

$D(P_i, P_{i+1})$ es la longitud de la línea media de la calzada entre los puntos P_i y P_{i+1} .

z_i es la coordenada z del punto Q_i que define el inicio del tramo de calzada correspondiente;

y p es el peralte de la calzada dado por la tabla 6.2., en función del radio de curva.

Una vez calculados los primeros puntos T_1 y R_1 , siguiendo el procedimiento descrito, se aplica un algoritmo iterativo variando el ángulo $\phi_{ld} = \phi_{ld}^0 \pm \Delta\phi_{ld}$ para calcular los puntos T_j y R_j , (figura 6.3.). Este algoritmo se detiene cuando se minimiza la distancia entre estos puntos. A continuación, se vuelve a aplicar otro algoritmo iterativo, que aplica el mismo proceso de cálculo descrito entre los puntos T_1 y R_1 , pero ahora se varía el radio del neumático $D_{Oid-C} = D_{Oid-C}^0 \pm \Delta D_{Oid-C}$, (figura 6.3.). Este algoritmo va calculando puntos M_j y N_j hasta que ambos coinciden en el punto C; (es decir, hasta que la diferencia entre sus coordenadas z se hace menor de un determinado error ε). Este punto C es el punto de contacto del neumático con la calzada.

Tabla 6.2. Radios y peraltes de alineaciones curvas, (Instrucción de Carreteras 3.1-IC).

R_o	p
Hasta 50 m.	0,100
Desde 50 m. a 70 m.	0,095
“ 70 m. a 90 m.	0,090
“ 90 m. a 110 m.	0,085
“ 110 m. a 140 m.	0,080
“ 140 m. a 170 m.	0,075
“ 170 m. a 210 m.	0,070
“ 210 m. a 260 m.	0,065
“ 260 m. a 320 m.	0,060
“ 320 m. a 390 m.	0,055
“ 390 m. a 460 m.	0,050
“ 460 m. a 560 m.	0,045
“ 560 m. a 660 m.	0,040
“ 660 m. a 780 m.	0,035
“ 780 m. a 940 m.	0,030
“ 940 m. a 1110 m.	0,025
“ 1110 m. a 4000 m.	0,020
Mayor de 4000 m.	Bombeo del 2%

En conclusión, los resultados que devuelve el bloque CALZ son, (figura 6.3.):

- Las coordenadas del punto C de contacto entre neumático y calzada.
- La distancia $D_{O_{id}-C}$ entre punto C y el centro de la rueda O_{id} , o radio real del neumático.
- El ángulo ϕ_{id} .
- El ángulo σ_{id} , de caída del neumático respecto de la superficie de la calzada.

6.2. Control direccional del vehículo.

El comportamiento direccional de un vehículo es función de la velocidad, entre otras muchas variables. Esta circunstancia provoca una dificultad importante cuando se simula el comportamiento direccional de un vehículo, pues si se desea que el vehículo siga una determinada trayectoria a cualquier velocidad, obliga a modificar constantemente la maniobra de dirección cuando se varía la velocidad del vehículo.

Por ello, se hace necesario diseñar e implementar en el modelo de simulación vehicular un sistema de control direccional, que consiga que el vehículo describa una trayectoria dada, sea cual sea la velocidad del vehículo.

El estudio del mencionado sistema de control direccional entra en el campo del estudio de la conducción automática. Dicho estudio no es objeto de este trabajo, sino que sólo se pretende dar solución a un problema puntual que se presenta en la simulación de vehículos, para conseguir que sigan una determinada trayectoria a cualquier velocidad de circulación. Lo mostrado en este apartado, puede ser la justificación para realizar estudios más profundos en los citados temas sobre el comportamiento humano en la conducción y sobre la conducción automática; temas muy actuales con la incorporación en los vehículos de los ordenadores de a bordo.

Para el guiado del vehículo, considerando que éste es simétrico respecto de su plano medio longitudinal, y con idéntico tipo de neumático en ambas ruedas de cada uno de sus ejes; basta con plantear y desarrollar el sistema de control direccional sobre un modelo simplificado del vehículo con dos ruedas. (Figura 6.5.).

Las hipótesis utilizadas para diseñar el **sistema de control direccional** son las siguientes:

- El conductor toma las decisiones de dirección del vehículo, mirando a una distancia D por delante del vehículo, (figura 6.5.). Esta distancia D será variable en función de la velocidad del vehículo.
- Se considera un conductor experto en la conducción de su vehículo, perfectamente conocedor de su comportamiento dinámico. Esto significa que el conductor es capaz de predecir el punto F donde se encontrará el vehículo cuando ha recorrido una distancia D desde una posición actual G , (figura 6.14). Así mismo, el

conductor sabe calcular el ángulo de dirección necesario para que el vehículo realice un determinado giro y alcance un punto F' deseado, a lo largo de la distancia D .

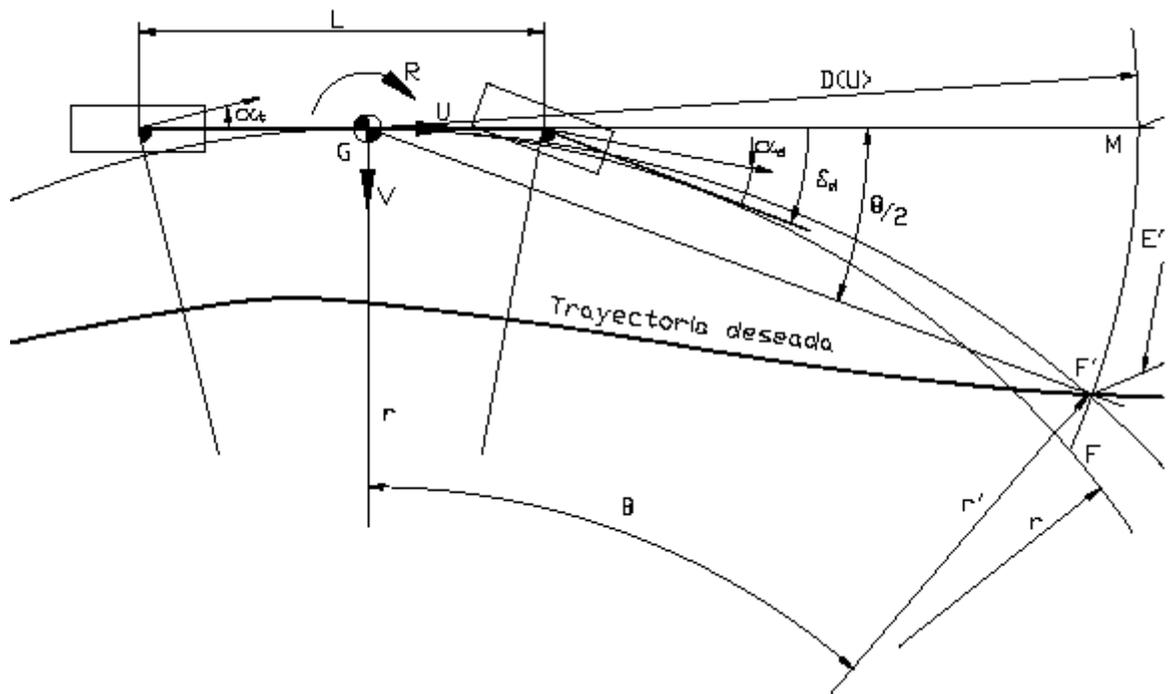


Figura 6.5. Esquema de vehículo de dos ruedas.

- Sólo se realizarán maniobras de dirección normales o usuales en la conducción de un vehículo en carretera.

- El diagrama de control direccional considerado es el que aparece en la figura 6.6. Se trata de un control realimentado que parte de la información de curvatura $1/r'$ necesaria en la trayectoria del vehículo, para alcanzar el punto F' . Dicha información se realimenta con la curvatura $1/r$ que el vehículo describe con las condiciones de comportamiento en el punto G. Con la información de la diferencia entre las curvaturas $1/r$ y $1/r'$, el conductor corrige el ángulo de dirección, $\Delta\delta_d$, actuando sobre el volante.

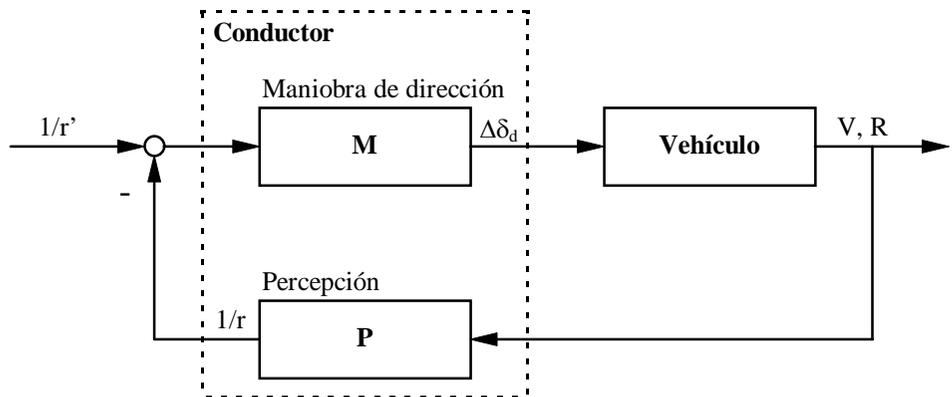


Figura 6.6. Diagrama del sistema de control direccional.

Para maniobras suaves con $r \gg L$, la ecuación de comportamiento lateral del vehículo se puede obtener de la figura 6.5.:

$$\frac{L}{r} = \delta_d + \alpha_t - \alpha_d \tag{6.9}$$

En la figura 6.7., se muestra el Bond Graph del modelo que se está realizando. Sus ecuaciones diferenciales de comportamiento lateral, son:

$$dP_3 = m \frac{dU}{dt} = m R V + \delta_d \frac{C_{\alpha d}}{U} (V + l_1 R - \delta_d U) \tag{a}$$

$$dP_2 = m \frac{dV}{dt} = -m R U - \frac{C_{\alpha t}}{U} (V - l_2 R) - \frac{C_{\alpha d}}{U} (V + l_1 R - \delta_d U) \tag{b}$$

$$dP_1 = J \frac{dR}{dt} = l_2 \frac{C_{\alpha t}}{U} (V - l_2 R) - l_1 \frac{C_{\alpha d}}{U} (V + l_1 R - \delta_d U) \tag{c}$$

$$(6.10.)$$

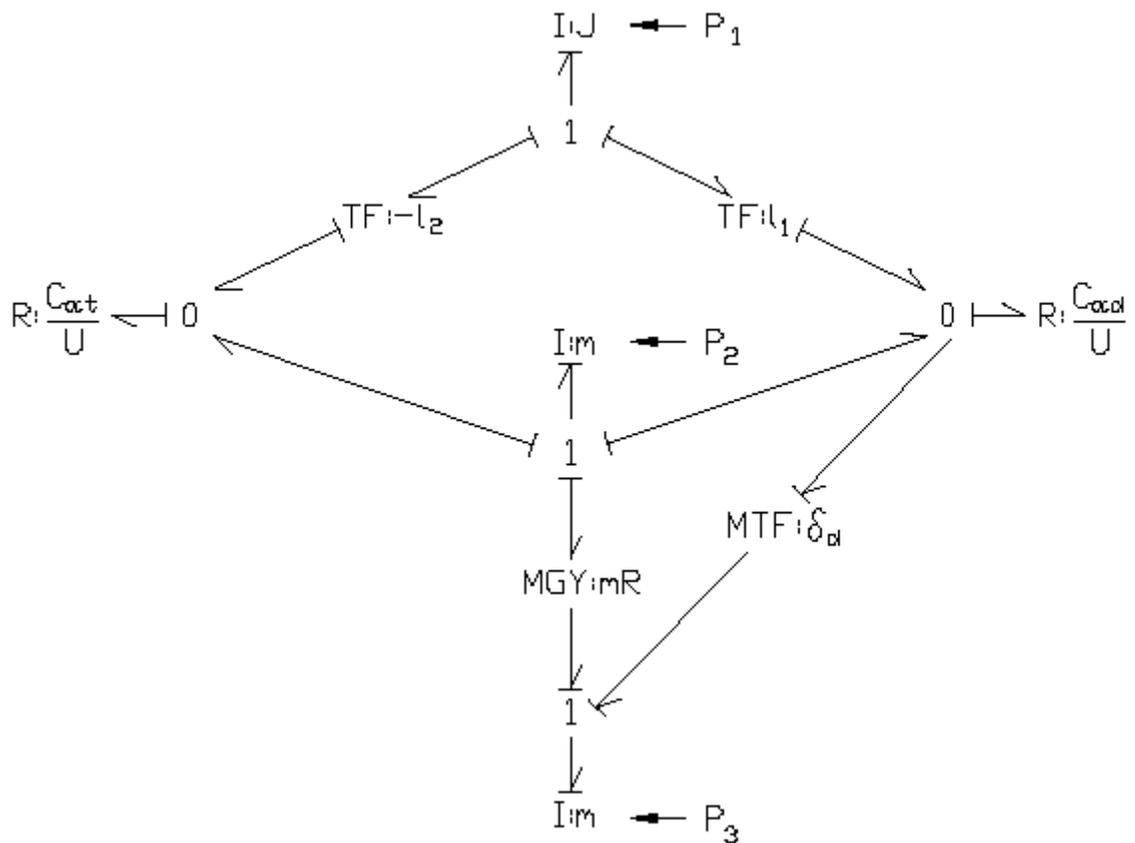


Figura 6.7. Bond Graph del vehículo de dos ruedas en comportamiento lateral.

Los ángulos de deriva de las ruedas valen:

$$\alpha_d = \frac{(V + l_1 R - \delta_d U)}{U}$$

$$\alpha_t = \frac{(V - l_2 R)}{U}$$

(6.11.)

Las ecuaciones 6.10. b) y c) se pueden escribir teniendo en cuenta las expresiones 6.11:

$$m \frac{dV}{dt} = -m R U - C_{at} \alpha_t - C_{ad} \alpha_d \tag{b}$$

$$J \frac{dR}{dt} = l_2 C_{at} \alpha_t - l_1 C_{ad} \alpha_d \tag{c}$$

(6.12.)

Si sólo se consideran maniobras de dirección suaves, los efectos transitorios serán pequeños. Estudiando el régimen permanente, ($dV/dt=0$ y $dR/dt=0$), las expresiones 6.12, se reducen a:

$$C_{\alpha t} \alpha_t + C_{\alpha d} \alpha_d = - m R U \quad (b)$$

$$l_2 C_{\alpha t} \alpha_t - l_1 C_{\alpha d} \alpha_d = 0 \quad (c)$$

(6.13.)

De las ecuaciones anteriores se pueden obtener los valores de los ángulos de deriva en las ruedas:

$$\alpha_d = - \frac{l_2 m R U}{L C_{\alpha d}}$$

$$\alpha_t = - \frac{l_1 m R U}{L C_{\alpha t}}$$

(6.14.)

En régimen permanente, con maniobras suaves no existen derrapes y la componente de velocidad transversal V será pequeña frente a la velocidad longitudinal U , (figura 6.5), en este caso puede ponerse:

$$U \approx R r$$

(6.15.)

Por tanto, las expresiones 6.14 quedan de la forma:

$$\alpha_d = - \frac{l_2 m U^2}{L C_{\alpha d} r}$$

$$\alpha_t = - \frac{l_1 m U^2}{L C_{\alpha t} r}$$

(6.16.)

Introduciendo los resultados de las ecuaciones 6.16 en la ecuación 6.9, se obtiene:

$$\frac{L}{r} = \delta_d + \frac{l_1 m}{L C_{\alpha t}} \frac{U^2}{r} - \frac{l_2 m}{L C_{\alpha d}} \frac{U^2}{r} \quad (6.17.)$$

O bien:

$$\delta_d = \left(L + \left(\frac{l_2 m}{L C_{\alpha d}} - \frac{l_1 m}{L C_{\alpha t}} \right) U^2 \right) \frac{1}{r} = (L + K U^2) \frac{1}{r} \quad (6.18.)$$

Donde K es el coeficiente de virage del vehículo:

$$K = \frac{l_2 m}{L C_{\alpha d}} - \frac{l_1 m}{L C_{\alpha t}} \quad (6.19.)$$

Un conductor experto es capaz de estimar la curvatura que describe el vehículo mediante la expresión aproximada siguiente:

$$\frac{1}{r} \approx \frac{R}{U} \quad (6.20.)$$

La función de transferencia P del diagrama de la figura 6.6 será:

$$P = \frac{1}{U} \quad (6.21.)$$

Por otro lado, el conductor estima la curvatura deseada para llegar al punto F' a partir de las distancias D y E', (figura 6.5):

$$\begin{aligned} \frac{\theta}{2} &\approx \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \approx \frac{E'}{D} = \frac{D}{2 r'} \\ \frac{1}{r'} &= \frac{2 E'}{D^2} \end{aligned} \quad (6.22.)$$

En función de la diferencia de curvaturas estimadas por el conductor, este corrige el ángulo de dirección de acuerdo con la expresión 6.18:

$$\Delta\delta_d = (L + K U^2) \left(\frac{1}{r'} - \frac{1}{r} \right) \quad (6.23.)$$

La función de transferencia M de la figura 6.6 queda:

$$M = L + K U^2 \quad (6.24.)$$

Teniendo en cuenta las expresiones 6.21 a 6.24, el diagrama de comportamiento del sistema de control direccional queda como se muestra en la figura 6.8.

No hay que olvidar que este trabajo no pretende realizar un estudio profundo sobre la conducción automática de vehículos, sino sólo dar solución a un problema puntual que se presenta durante la simulación de los mismos.

Como valor de la distancia de percepción del conductor D, se toma la siguiente expresión en función de la velocidad de circulación U:

$$D = 0.5U \quad (6.25.)$$

Donde D viene dada en metros y U es la velocidad de circulación en m/s. Cuando el vehículo está parado resulta una distancia de nula, y cuando circula a una velocidad de 150 Km/h. <>41,7 m/s. resulta una distancia de percepción de 20,8 metros.

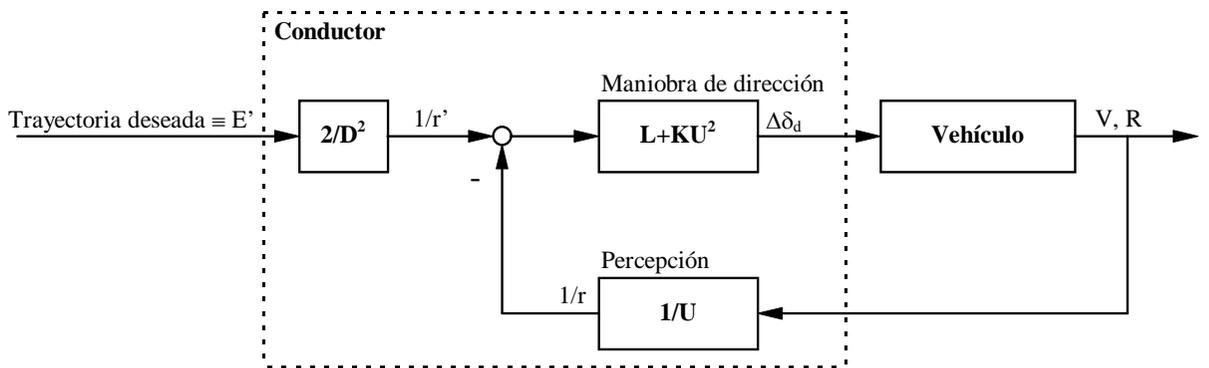


Figura 6.8. Diagrama del sistema de control direccional.

Los diagramas de bloques utilizados para la simulación del sistema de control direccional son los mostrados en las figuras 6.9 a 6.12.

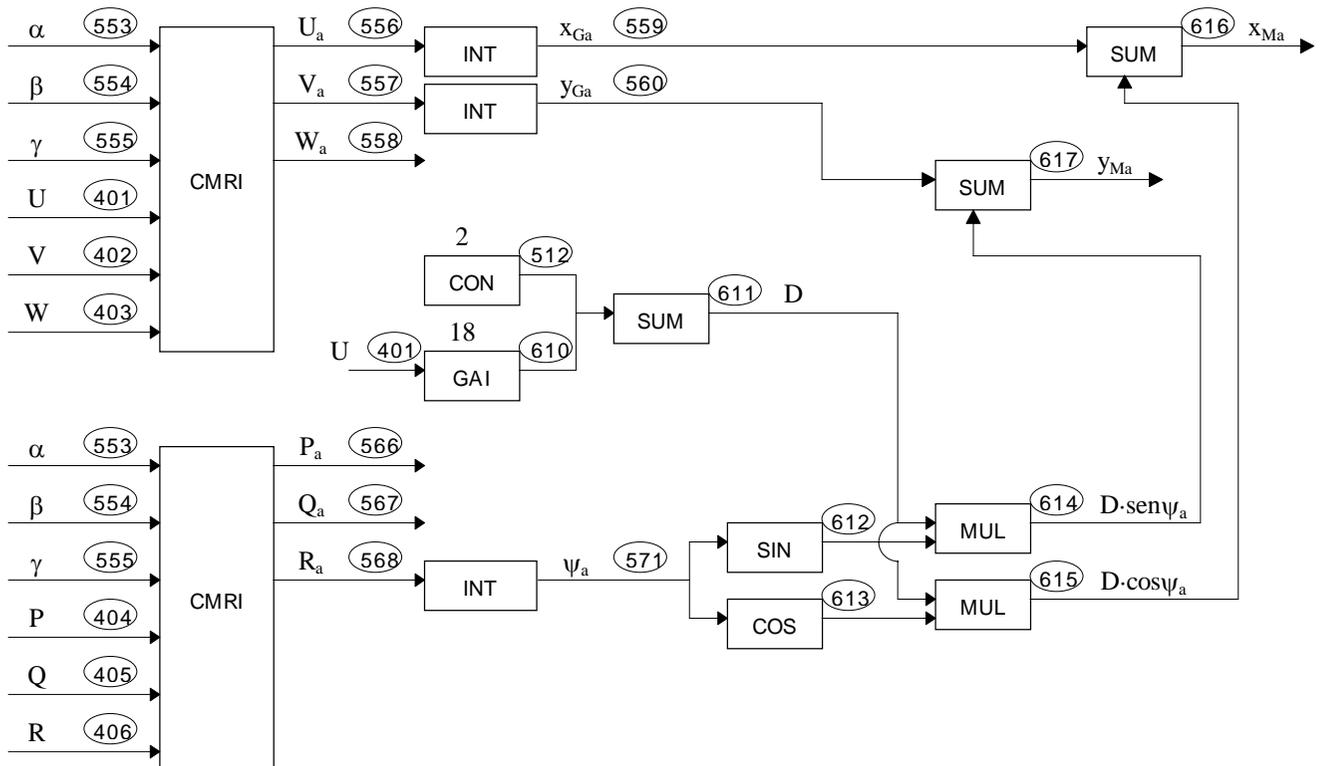


Figura 6.9. Cálculo de las coordenadas del punto de percepción D , (ver figura 6.5).

En la figura 6.9 se calculan las coordenadas del punto M de la figura 6.5, en el sistema de referencia fijo absoluto $X_a Y_a Z_a$, (mencionado en el apartado anterior, figura 6.1). Estas coordenadas se calculan a partir de las coordenadas absolutas del centro de gravedad del vehículo, de acuerdo con las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned} X_{Ma} &= X_{Ga} + D \cos \psi_a \\ Y_{Ma} &= X_{Ga} + D \operatorname{sen} \psi_a \end{aligned} \tag{6.26.}$$

Donde X_{Ga} e Y_{Ga} son las coordenadas del centro de gravedad del vehículo en el sistema de referencia absoluto $X_a Y_a Z_a$; y ψ_a es el ángulo de orientación del eje longitudinal del vehículo respecto al plano absoluto $X_a Y_a$.

En el bloque **TRYD**, que aparece en la figura 6.10, se almacena la trayectoria deseada en forma de un conjunto de puntos de la misma. Dicho bloque construye una curva “spline” cúbica con los mencionados puntos almacenados; y conocidas las coordenadas X_{Ma} e Y_{Ma} , calcula la distancia E' que aparece en la figura 6.5.

También, en la figura 6.10 se muestra el cálculo del error de curvatura estimado en la conducción, de acuerdo con las expresiones 6.20 y 6.22.

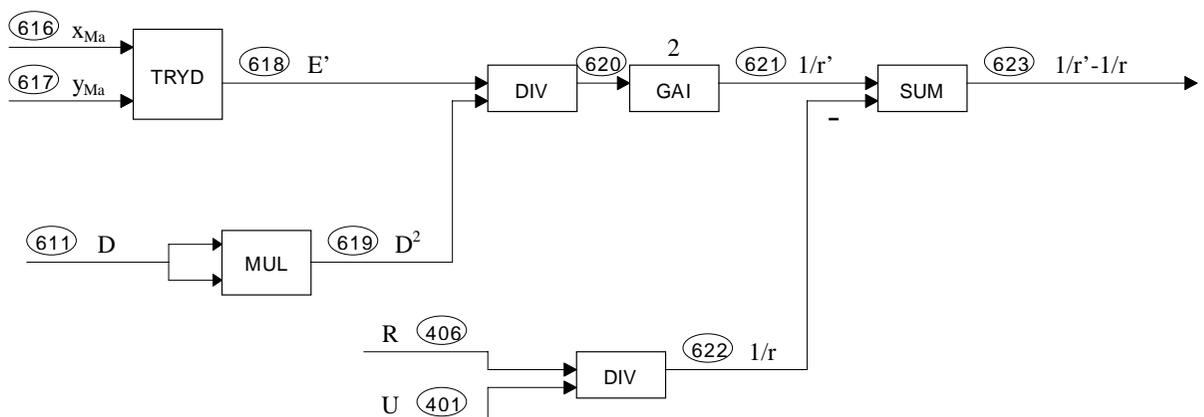


Figura 6.10. Cálculo del incremento de curvatura deseado.

Finalmente, en el diagrama de bloques de la figura 6.11 se calcula la función de transferencia $M=L+K U^2$, (ver las expresiones 6.19 y 6.24), y en la figura 6.12 se calcula el ángulo de dirección δ_d en cada instante, como suma del ángulo de dirección del

instante anterior más el incremento de ángulo estimado en cada instante o paso de integración. El bloque **ADL** almacena en cada paso de integración el valor de δ_d del paso anterior.

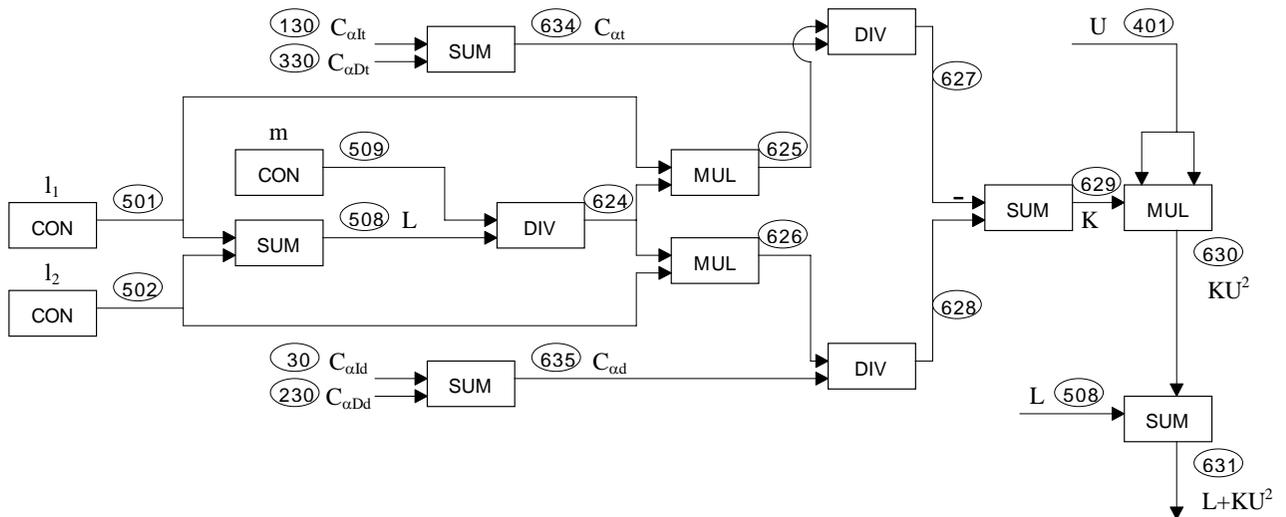


Figura 6.11. Cálculo de la función de transferencia $M=L+KU^2$, de las figuras 6.15 ó 6.17.

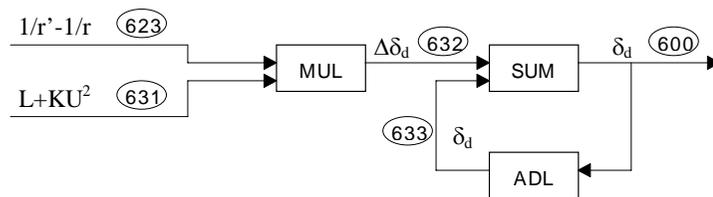


Figura 6.12. Cálculo del ángulo de dirección en rueda.

CAPITULO VII
MODELO DE CHOQUE

7. MODELO DE CHOQUE

7.1. Modelo de choque.

En este capítulo se desarrolla el modelo de choque entre dos vehículos de dos ejes y de chasis rígido, (es decir, no articulado). Para simular la colisión entre los dos vehículos, se parte de dos modelos completos como el definido en los capítulos anteriores, y se hacen funcionar simultáneamente.

Para la construcción del modelo de choque se hacen las siguientes consideraciones o simplificaciones, (figura 7.1):

- La colisión se produce en una zona reducida de la calzada, que se puede considerar plana. Además, su inclinación respecto al plano horizontal absoluto, $X_a Y_a$, es pequeña; puesto que las rampas y peraltes son inferiores al 8% y al 10%, respectivamente.

- El movimiento global de los vehículos en el momento de la colisión es, aproximadamente, un movimiento plano paralelo al plano de la calzada. (Los ángulos de cabeceo y balanceo en condiciones normales no son superiores a los 8 ó 10 grados).

- La geometría externa de los vehículos se puede aproximar por un prisma rectangular. El plano medio horizontal de dicho prisma será coincidente con el plano horizontal del vehículo que contiene su centro de gravedad.

- Considerando que la altura del centro de gravedad de los vehículos será parecida, el punto de colisión estará aproximadamente localizado en los planos horizontales medios de los prismas que los representan.

- Cuando se produce la colisión, en el punto de choque no se produce deslizamiento.

En conclusión, se puede construir un modelo de choque plano, que simule la colisión entre los dos vehículos en el plano medio de su movimiento, (plano que contiene los centros de gravedad de los vehículos).

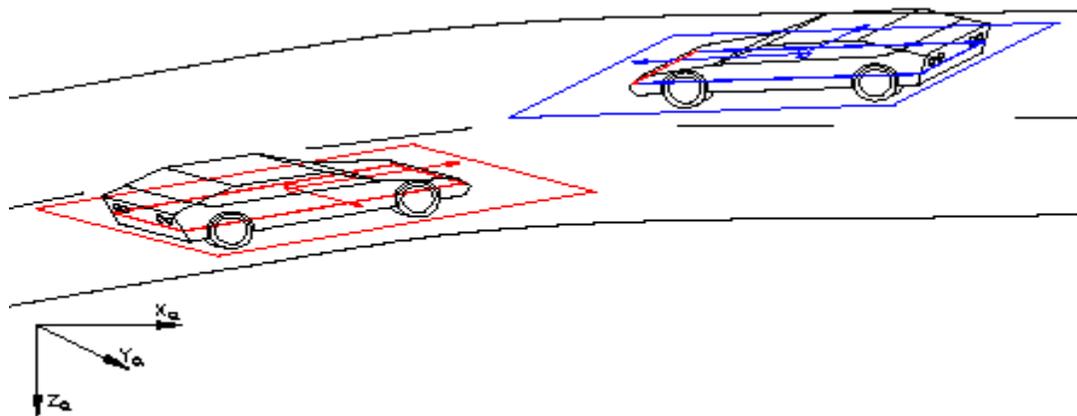


Figura 7.1. Movimiento de los vehículos.

El primer problema que se plantea es el de reconocer el posible contacto entre los vehículos. Esto se resuelve mediante un algoritmo que halla la posible interferencia entre los rectángulos medios de los vehículos, dentro del plano de movimiento. Dicho algoritmo opera de la siguiente manera, (figura 7.2):

- Se proyectan los rectángulos medios de los vehículos sobre el plano horizontal absoluto, $X_a Y_a$.
- Se hallan los puntos de intersección entre dichos rectángulos proyectados. Esto se hace calculando los puntos de intersección entre los segmentos que forman cada uno.
- El punto de colisión se sitúa en el centro geométrico de la intersección entre los rectángulos. (En el inicio del choque, los puntos de intersección de los rectángulos estarán situados muy juntos).
- Se calculan las distancias A'_i y L'_i , que son las proyecciones de las coordenadas relativas del punto de choque respecto de cada vehículo, A_i y L_i .
- Por último, se calculan A_i y L_i .

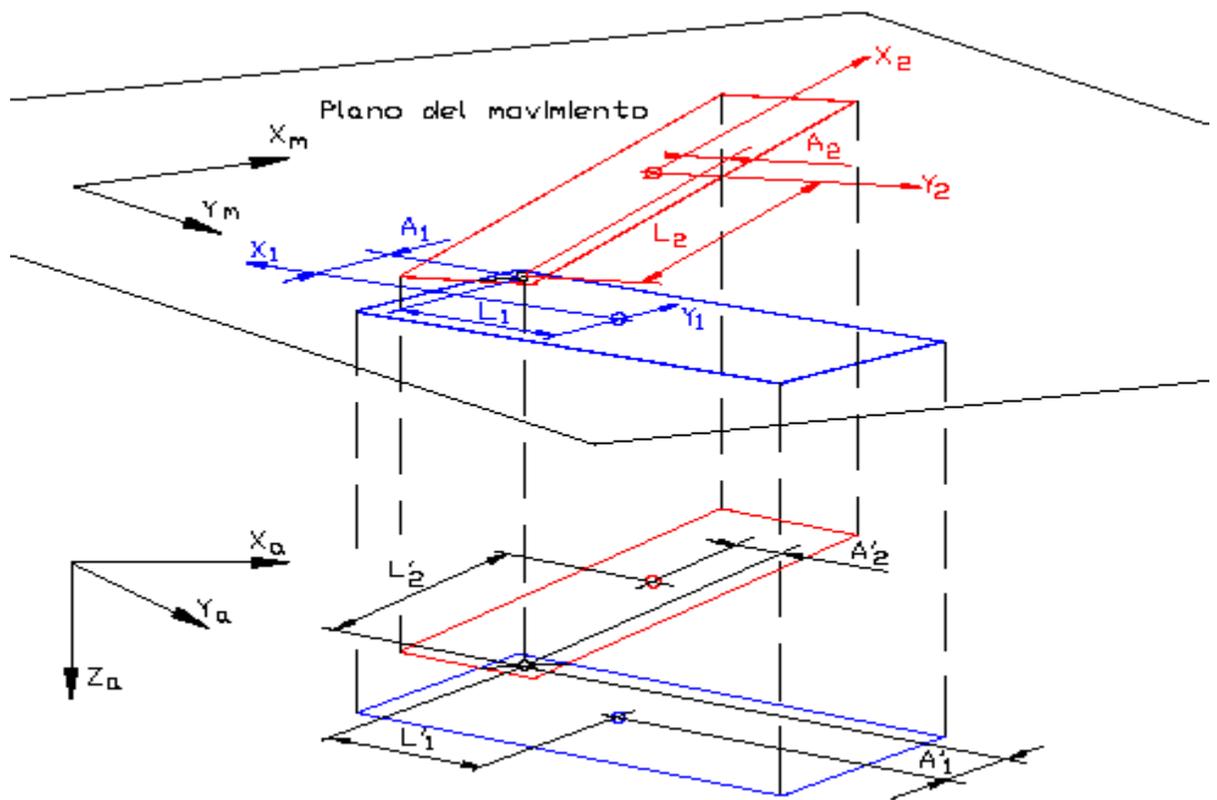


Figura 7.2. Algoritmo de reconocimiento del contacto entre los vehículos.

El algoritmo descrito se aplica en la simulación mediante el bloque denominado **CHOQ**, (figura 7.3). Dicho algoritmo se utiliza para detectar el inicio de la colisión y para situar en este instante el punto de choque; (es decir, para calcular en dicho momento las coordenadas del punto de choque A_1 , L_1 , A_2 y L_2 , mostradas en la figura 7.2). Una vez que ya se ha producido la colisión, el algoritmo sólo se utiliza para comprobar que sigue existiendo interferencia entre los vehículos. Cuando deja de existir interferencia, se anulan todas las variables relacionadas con la colisión, y se puede volver a iniciar otro proceso de colisión.

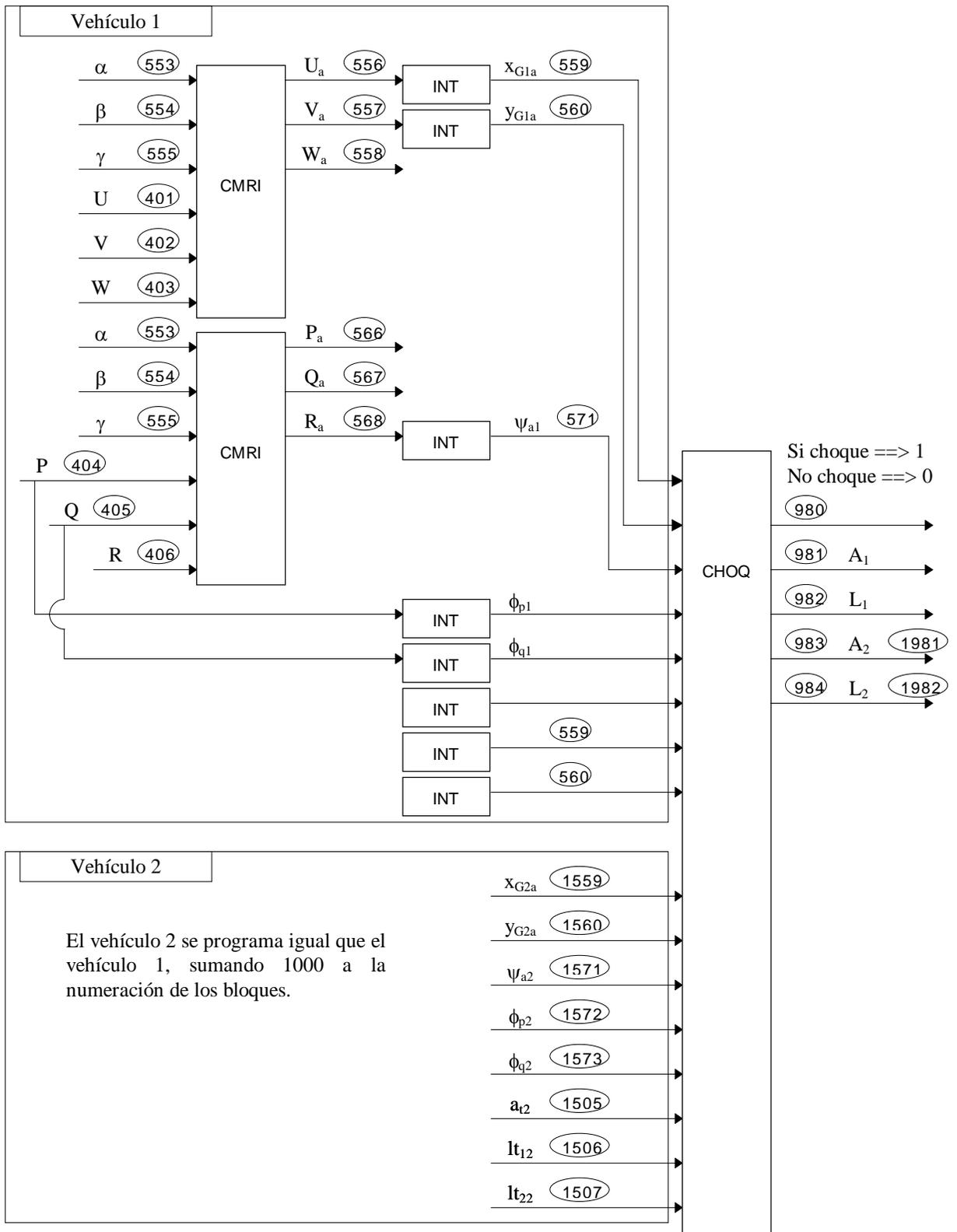


Figura 7.3. Diagrama de bloques de reconocimiento del contacto entre los vehículos.

Una vez detectado el inicio de la colisión, se conectan en el punto de choque dos conjuntos de resorte y amortiguador en serie por cada vehículo, y en sus direcciones

longitudinal y lateral, (figura 7.4). Cada uno de estos conjuntos elementales de resorte más amortiguador en serie, son los que modelizan el comportamiento elasto-plástico de la carrocería durante la colisión.

El elemento elástico K_{ij} representa el comportamiento en la zona elástica de la estructura y el elemento R_{ij} representa la deformación permanente de la carrocería.

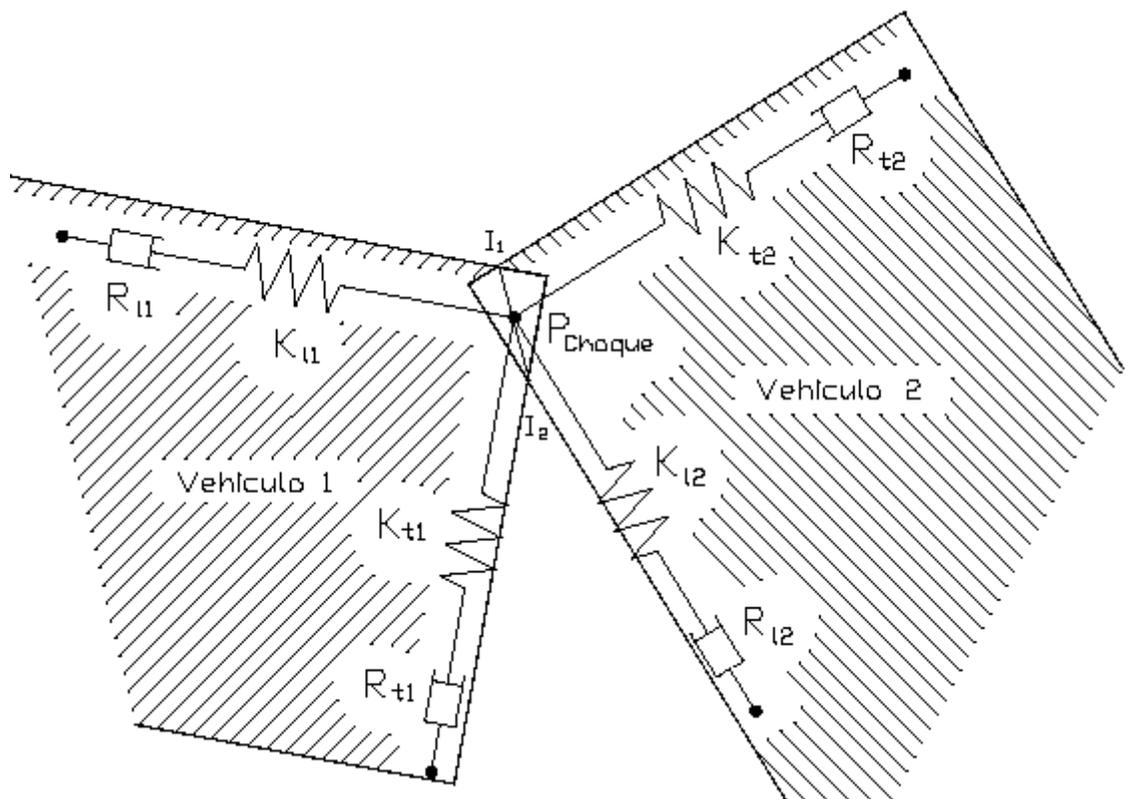


Figura 7.4. Punto de choque.

La capacidad de absorción de energía en la estructura de la carrocería en función de la deformación permanente no es constante, [Woolley, 1991]. Conforme crecen las deformaciones permanentes, disminuye la capacidad de absorción de energía. Este modelo de comportamiento se consigue adoptando valores del amortiguamiento viscoso variables con la deformación, de forma que la relación entre la velocidad de

deformación y la fuerza no es lineal, y se tiende asintóticamente hacia un valor de fuerza determinado al crecer la velocidad de deformación.

Se han adoptado los valores de K_{ij} y R_{ij} , obtenidos en el trabajo de tesis doctoral de San Román, J.L., 1993. Dichos valores vienen dados en función del parámetro R_o . En base a los resultados experimentales obtenidos por otros autores en ensayos de choque de vehículos [Navin, 1989; Faerber; Maclaughlin, 1989; Nystrom, 1991; Prasad, 1991; Woolley, 1991; Prasad, 1992], se ha estimado un valor medio del parámetro R_o para cada categoría de vehículo y para cada zona del mismo, (Tabla 7.1).

La rigidez K_{ij} del elemento elástico toma el valor dado por la siguiente expresión:

$$K_{ij} = 91,7 R_o \tag{7.1.}$$

Para el amortiguamiento viscoso R_{ij} se ha adoptado la ley representada en la figura 7.5.

Tabla 7.1. Valores estimados para R_o (Ns/m).

ZONA DE LA CARROCERÍA	CATEGORÍA DE VEHÍCULO		
	1 Batalla : 2,055 a 2,408 m.	2 Batalla : 2,408 a 2,581 m.	3 Batalla : 2,581 a 2,804 m.
Frontal	35000	41000	50500
Trasera	37500	45300	52600
Lateral	27300	35200	45500

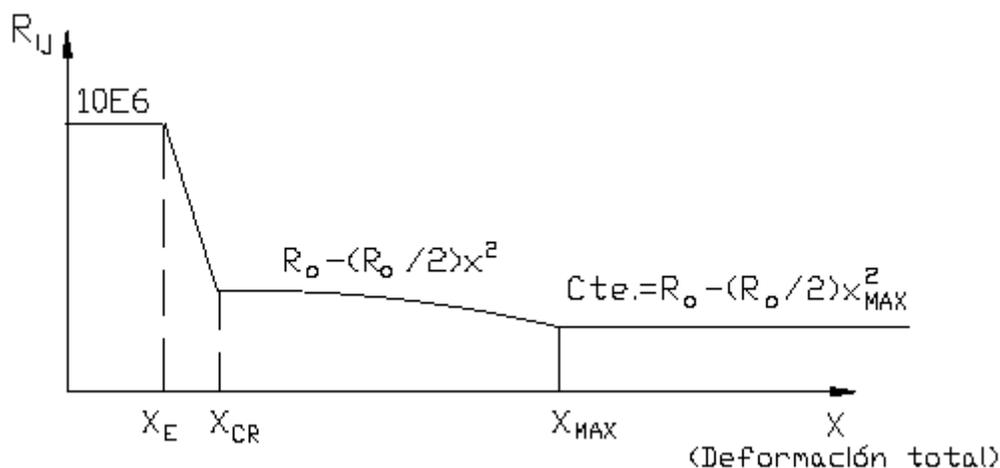


Figura 7.5. Ley de variación del parámetro R_{ij} .

Con dichas leyes de K_{ij} y R_{ij} , el comportamiento básico del conjunto elemental de resorte y amortiguador en serie, utilizados para modelizar el comportamiento de la carrocería, es el descrito a continuación y representado en la figura 7.6:

- Al estar el elemento elástico y el amortiguador viscoso en serie, ambos están sometidos en todo momento a la misma fuerza. Al iniciarse el proceso de choque, las fuerzas crecen rápidamente, provocando deformaciones elásticas en el elemento K_{ij} y una deformación permanente prácticamente nula debido al alto valor tomado por el parámetro R_{ij} . Mientras que las deformaciones del elemento elástico no superan el valor X_E , el elevado valor del amortiguamiento viscoso impide que se produzcan deformaciones permanentes, y sólo se produce deformación en el elemento elástico. Si las fuerzas decrecen antes de superar la deformación X_E , se recuperará toda la deformación. (Fase A de la figura 7.6).

- Una vez que la deformación total supera el valor X_{CR} , el amortiguamiento viscoso obedece a la siguiente ley:

$$R_{ij} = R_o - (R_o / 2) X^2 \tag{7.2.}$$

Entre los valores de deformación total X_E y X_{CR} , el valor de R_{ij} decrece linealmente, con el único fin de dar continuidad a la ley de comportamiento, y evitar de esta manera problemas de divergencia que podrían aparecer durante la simulación del modelo.

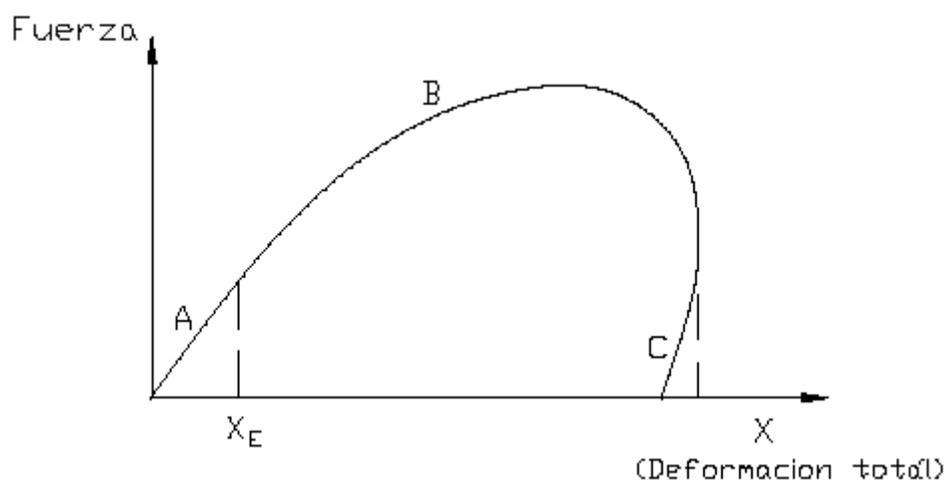


Figura 7.6. Curva de esfuerzo deformación en el conjunto resorte amortiguador, utilizado para simular el proceso de colisión en la carrocería de un vehículo.

La ley de comportamiento de la expresión 7.2 se mantiene hasta alcanzar la deformación total máxima X_{MAX} . Para deformaciones mayores que esta se decide mantener el valor de R_{ij} constante.

- Al ir cesando la fuerza sobre el conjunto, el elemento elástico va recuperando su elongación inicial, devolviendo, por tanto, parte de la energía absorbida (recuperación elástica). En el amortiguador viscoso van decreciendo las velocidades de deformación hasta que finalmente se anulan. (Fase C de la figura 7.6).

El desplazamiento del amortiguador viscoso determina la deformación permanente, así como la energía absorbida en el proceso. La recuperación de la parte elástica del modelo representa la fracción de energía devuelta al sistema, que en los métodos clásicos de análisis es evaluada usando el coeficiente de restitución de Newton. La relación definida entre el valor tomado por el elemento elástico del modelo y el parámetro R_o , (ecuación 7.1), tiene por objeto reproducir de manera adecuada la relación existente entre la deformación residual y la deformación total en las colisiones de vehículos. Esta relación tiende a cero para altas velocidades de impacto. Esto está de acuerdo con los valores del coeficiente de restitución de Newton, (relación entre la energía restituída y la energía absorbida); que varía entre 0,15, para bajas velocidades de impacto, y 0 para altas velocidades de impacto, [Macmillan, 1983].

En la figura 7.7., se muestra el Bond-Graph básico que representa el modelo de choque utilizado.

En Bond Graph una rigidez elástica se representa mediante una puerta Compliance C, y un amortiguamiento viscoso se representa mediante una puerta Resistencia R. Por tanto, cada conjunto elemental de rigidez elástica más amortiguador viscoso en serie, (que modeliza el comportamiento elásto-plástico de la carrocería en una dirección dada); queda representado mediante una puerta Compliance, C, en serie con una puerta Resistencia, R. En la figura 7.6, las puertas 754 y 755 representan el comportamiento elastoplástico de la carrocería del vehículo 1 en su dirección longitudinal, y las puertas 774 y 775 representan dicho comportamiento en la dirección transversal. Para el vehículo 2, las puertas 1754 y 1755 representan el comportamiento elastoplástico de la carrocería en dirección longitudinal, y las puertas 1774 y 1775 lo hacen en dirección transversal.

Cada puerta C modeliza el comportamiento elástico de la carrocería, definiendo el esfuerzo de choque en la dirección correspondiente. El parámetro de la puerta C es la rigidez K_{ij} de la carrocería en la dirección dada.

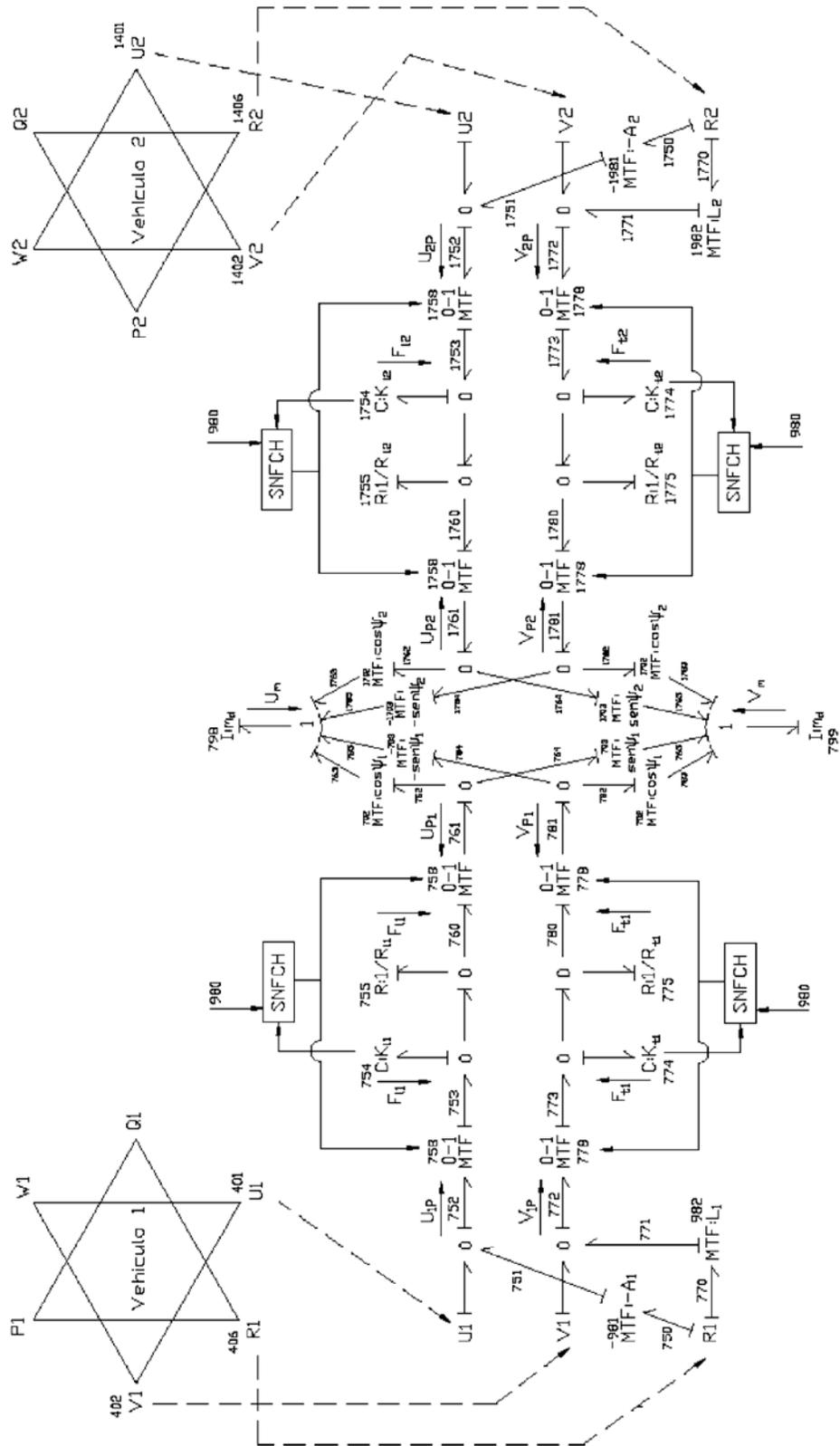


Figura 7.7. Modelo de choque, en Bond Graph.

Como cada puerta R se encuentra en serie con cada puerta C, su esfuerzo queda ya definido por esta. Por tanto, la puerta R trabaja con causalidad flujo. Esta puerta devuelve la velocidad de deformación permanente en la dirección correspondiente al esfuerzo. Para que esto sea así, el parámetro de la puerta debe ser el inverso del amortiguamiento viscoso de la carrocería en la dirección correspondiente:

$$\begin{aligned}
 F_{ij} &= R_{ij} V_{\text{def,perm.ij}} \\
 V_{\text{def,perm.ij}} &= (1 / R_{ij}) F_{ij}
 \end{aligned}
 \tag{7.3.}$$

Desde el punto de vista de la técnica de Bond Graph, al conectar los cuatro conjuntos de rigidez y amortiguador en el punto de choque, se plantea un problema de acoplamiento de causalidad. Todos esos conjuntos llegan al punto de choque con causalidad esfuerzo. Esto se debe a que al llegar a este punto se plantea una condición de contorno del sistema, ya que los dos vehículos implicados en el choque están unidos en dicho punto común de su superficie.

En este momento es cuando cobra importancia la consideración realizada al inicio de este apartado, (punto 5º del 2º párrafo), de que en el punto de choque no se produce deslizamiento. Teniendo esto en cuenta, la citada condición de contorno se plantea imponiendo que en cada instante el punto de colisión se encuentre en equilibrio. Esto, se realiza en Bond Graph introduciendo una masa m_d muy pequeña en el punto de contacto o colisión. Se trata en definitiva de una masa de desacoplamiento.

La ecuación diferencial que rige el comportamiento de esta masa m_d es:

$$\frac{dP}{dt} = m_d \frac{dv}{dt} = \sum F_{\text{ext.}}
 \tag{7.4.}$$

Al ser m_d muy pequeña, las fuerzas de inercia también lo serán. Despreciando estas fuerzas queda la condición de que la suma de las fuerzas exteriores en el punto de colisión, debe ser nula:

$$\sum F_{\text{ext.}} = 0
 \tag{7.5.}$$

En el diagrama de Bond Graph de la figura 7.7, la masa m_d está representada por las puertas de inercia 798 y 799, que modelizan respectivamente su movimiento en las direcciones de X_m e Y_m , (figuras 7.2 y 7.8).

Las fuerzas que actúan sobre el punto de colisión, en la dirección de X_m son, (figuras 7.7 y 7.8):

$$F_{11} \cos\psi_1 - F_{t1} \operatorname{sen}\psi_1 + F_{12} \cos\psi_2 - F_{t2} \operatorname{sen}\psi_2 \quad (7.6.)$$

Y las fuerzas en la dirección de Y_m son:

$$F_{11} \operatorname{sen}\psi_1 + F_{t1} \cos\psi_1 + F_{12} \operatorname{sen}\psi_2 + F_{t2} \cos\psi_2 \quad (7.7.)$$

Siendo F_{li} y F_{ti} las fuerzas longitudinal y transversal, respectivamente, que actúan sobre el punto de colisión, debidas a cada uno de los vehículos, (figura 7.8). Estas fuerzas, que soporta la carrocería de cada vehículo, vienen dadas por las puertas Compliance 754, 774, 1754 y 1774, del Bond Graph de la figura 7.7.

Las reacciones de dichas fuerzas sobre los vehículos serán iguales pero opuestas. Al aplicar estas fuerzas sobre cada vehículo, se transmiten a su centro de gravedad, añadiendo el momento correspondiente que se provoca en la dirección vertical o de guiñada.

El momento de guiñada que actúa sobre cada vehículo, debido a la fuerza longitudinal de choque F_{li} , es:

$$- (- A_i F_{li}) \quad (7.8.)$$

El momento de guiñada que actúa sobre cada vehículo, debido a la fuerza longitudinal de choque F_{li} , es:

$$- (L_i F_{li}) \quad (7.9.)$$

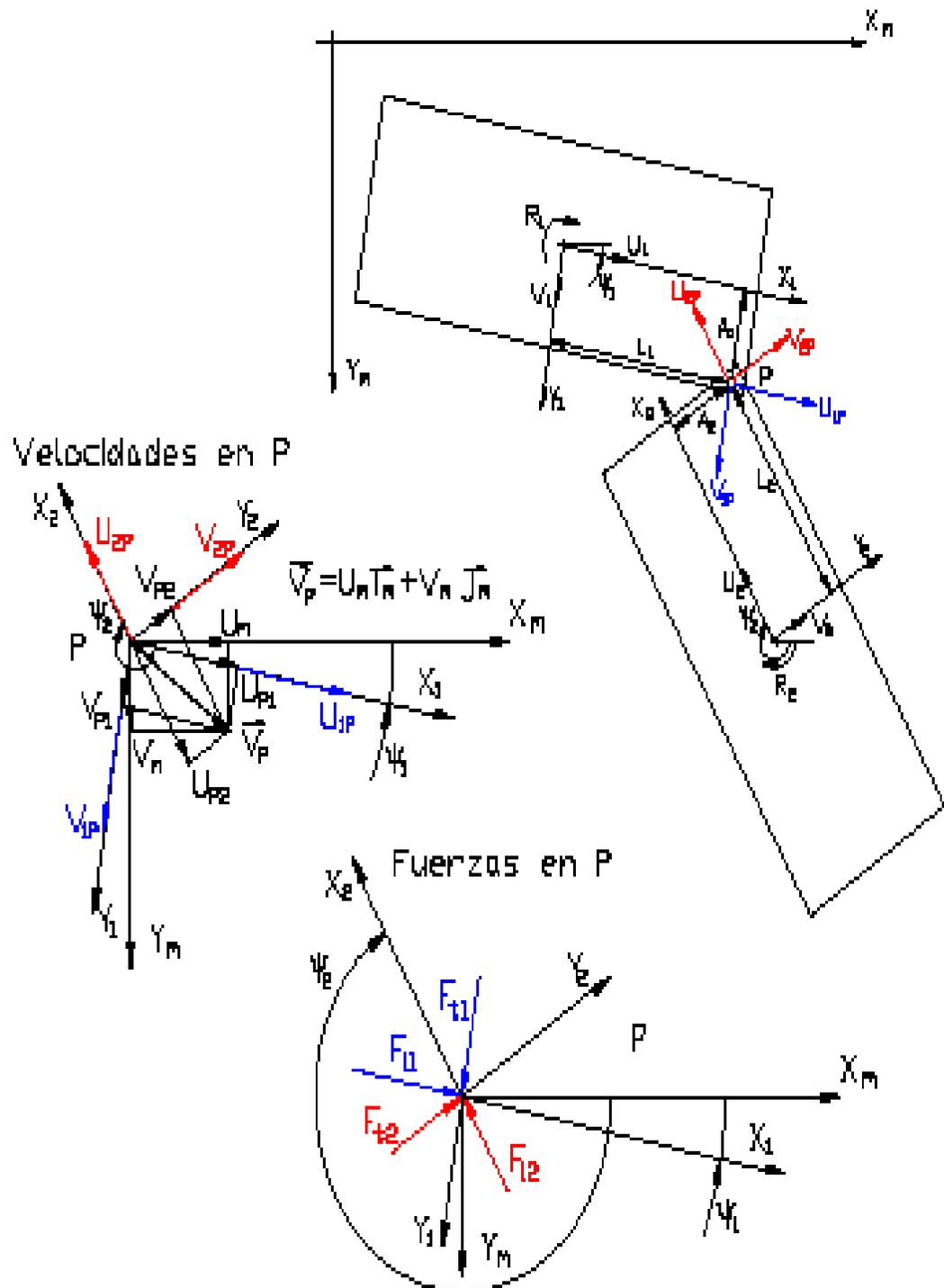


Figura 7.8. Velocidades en el punto de choque, P.

Cada conjunto de rigidez y amortiguador trabaja sometido a la velocidad relativa del punto de choque respecto a la velocidad que impone el vehículo en dicho punto, (figuras 7.7 y 7.8).

Para la dirección longitudinal del vehículo 1, la velocidad relativa entre los extremos del conjunto rigidez-amortiguamiento es:

$$U_{1P} - U_{P1} \quad (7.10.)$$

Siendo la velocidad longitudinal del vehículo en el punto de choque:

$$U_{1P} = U_1 - A_1 R_1 \quad (7.11.)$$

Y la velocidad del punto de choque referida al sistema de referencia local del vehículo, en el plano de movimiento:

$$U_{P1} = U_m \cos\psi_1 + V_m \operatorname{sen}\psi_1 \quad (7.12.)$$

Donde U_m y V_m son las componentes de la velocidad del punto de choque expresadas en un sistema de referencia $X_m Y_m$, fijo al plano de movimiento de los vehículos, (figura 7.7).

Para la dirección transversal al vehículo 1 se tiene:

$$V_{1P} - V_{P1} \quad (7.13.)$$

$$V_{1P} = V_1 + L_1 R_1 \quad (7.14.)$$

$$V_{P1} = -U_m \operatorname{sen}\psi_1 + V_m \cos\psi_1 \quad (7.15.)$$

Para la dirección longitudinal del vehículo 2 se tiene:

$$U_{2P} - U_{P2} \quad (7.16.)$$

$$U_{2P} = U_2 - A_2 R_2 \quad (7.17.)$$

$$U_{P2} = U_m \cos\psi_2 + V_m \operatorname{sen}\psi_2 \quad (7.18.)$$

Y, en la dirección transversal al vehículo 2 se tiene:

$$V_{2P} - V_{P2} \quad (7.19.)$$

$$V_{2P} = V_2 + L_2 R_2 \quad (7.20.)$$

$$V_{P2} = -U_m \operatorname{sen}\psi_2 + V_m \cos\psi_2 \quad (7.21.)$$

Cuando el bloque CHOQ detecta interferencia entre los vehículos, (figura 7.3), se produce la conexión de los conjuntos de rigidez más amortiguador entre el punto de choque y los vehículos, mediante las puertas MTF numeradas como 758, 778, 1758 y 1778, en el Bond Graph de la figura 7.7. Estas puertas MTF toman el valor de la variable de salida nº 980 del bloque CHOQ de la figura 7.3, (0 cuando no hay interferencia, y 1 cuando sí la hay).

Además, los esfuerzos que soporten las carrocerías de los vehículos sólo podrán ser de compresión. Por tanto, cuando un conjunto de rigidez más amortiguador deje de trabajar a compresión se debe desconectar, anulando las puertas MTF correspondientes situadas a ambos lados, en el diagrama de Bond Graph de la figura 7.7.

Dicha desconexión se realiza mediante los bloques SNFCH. Estos bloques controlan y desconectan independientemente cada conjunto de rigidez más amortiguamiento. Al inicio de la colisión leen el valor del esfuerzo de choque F_{ij} , dado por la puerta Compliance correspondiente, y almacenan su signo. Ese signo será, para la colisión dada, el correspondiente a un esfuerzo de compresión en la carrocería. Durante la colisión el bloque SNFCH sigue leyendo los valores de la fuerza de choque. Cuando se detecta un cambio de signo respecto al signo almacenado inicialmente significa que la carrocería ha dejado de trabajar a compresión, procediéndose a la desconexión del conjunto rigidez más amortiguador correspondientes.

CAPITULO VIII

OPTIMIZACIÓN DE LA RECONSTRUCCIÓN DE ACCIDENTES

8. OPTIMIZACIÓN DE LA RECONSTRUCCIÓN DE ACCIDENTES

8.1. Introducción.

En el desarrollo de los hechos de una colisión real entre dos vehículos influyen gran cantidad de variables. Estas variables se pueden clasificar en tres tipos:

- Variables de comportamiento del vehículo. Están controladas, (durante la simulación), mediante las leyes de comportamiento de la dinámica vehicular, considerando un vehículo en buen estado de conservación.
- Variables de interacción con el entorno: adherencia, geometría de la calzada, fuerzas aerodinámicas, etc. Estas variables estas controladas sólo en parte mediante las leyes de la dinámica vehicular, ya que no se puede conocer la geometría real de la calzada en todos sus puntos, el coeficiente de adherencia en todos sus puntos, etc.
- Comportamiento del conductor. Este es un factor que introduce gran incertidumbre en el análisis del desarrollo de la colisión, pues el comportamiento del conductor en una situación límite puede ser muy diverso.

De lo anterior se concluye que en la simulación de una colisión real entre dos vehículos existen multitud de factores o variables que influyen en su desarrollo y consecuencias, y que sólo es posible controlar de forma aproximada. Esta situación provoca una cierta incertidumbre en los resultados de la simulación y por lo tanto en el análisis de la colisión.

Si se conocen las velocidades de circulación de los vehículos antes de una colisión, la reconstrucción de la misma consiste en intentar reproducir los hechos analizando las circunstancias que lo han podido causar, y han influido en sus consecuencias. En este caso es posible llegar a conclusiones importantes sobre el comportamiento del conductor ante la colisión, posibles maniobras evasivas, etc.

Sin embargo, esa situación no es corriente. Es decir, normalmente no se conocen con exactitud las velocidades de circulación de los vehículos antes de una colisión. A lo sumo, lo que se conoce es un orden de magnitud de las mismas. Esto supone un grado de incertidumbre añadida a la provocada por los factores o variables comentados en los párrafos anteriores.

Por ello, uno de los problemas corrientemente planteados en la reconstrucción de accidentes, consiste en reproducir lo sucedido en función de las velocidades de circulación de los vehículos. Simular el desarrollo de una colisión en función de las velocidades iniciales de los vehículos para conseguir los resultados ocurridos en la realidad, (posiciones finales de los vehículos), se convierte en un trabajo muy laborioso. Es por esto, que surge la necesidad de diseñar un método de cálculo que permita obtener dichas velocidades con el menor esfuerzo posible.

8.2. Algoritmo de optimización de la reconstrucción de accidentes.

El algoritmo de optimización de la reconstrucción de accidentes pretende dar solución al problema planteado en la introducción. Permitirá obtener las velocidades de dos vehículos en el instante inicial de una colisión, a partir de la información sobre las posiciones finales que alcanzaron los mismos después de la colisión.

Este algoritmo de optimización se diseña como una generalización en el espacio de tres dimensiones, del método de la secante utilizado para el cálculo de las raíces de una función $y=f(x)$ en el plano.

En el caso tratado en la reconstrucción de accidentes, las funciones a estudiar son las variables que definen la posición final de los vehículos, (figura 8.1):

- x_1 : coordenada x de la posición final del vehículo 1.
- y_1 : coordenada y de la posición final del vehículo 1.
- ψ_1 : ángulo de orientación de la posición final del vehículo 1.
- x_2 : coordenada x de la posición final del vehículo 2.
- y_2 : coordenada y de la posición final del vehículo 2.
- ψ_2 : ángulo de orientación de la posición final del vehículo 2.

El comportamiento de estas variables se estudia en función de las velocidades de los dos vehículos implicados en el accidente, en el instante inicial de la colisión:

- U_1 : velocidad del vehículo 1 en el instante inicial de colisión.
- U_2 : velocidad del vehículo 2 en el instante inicial de colisión.

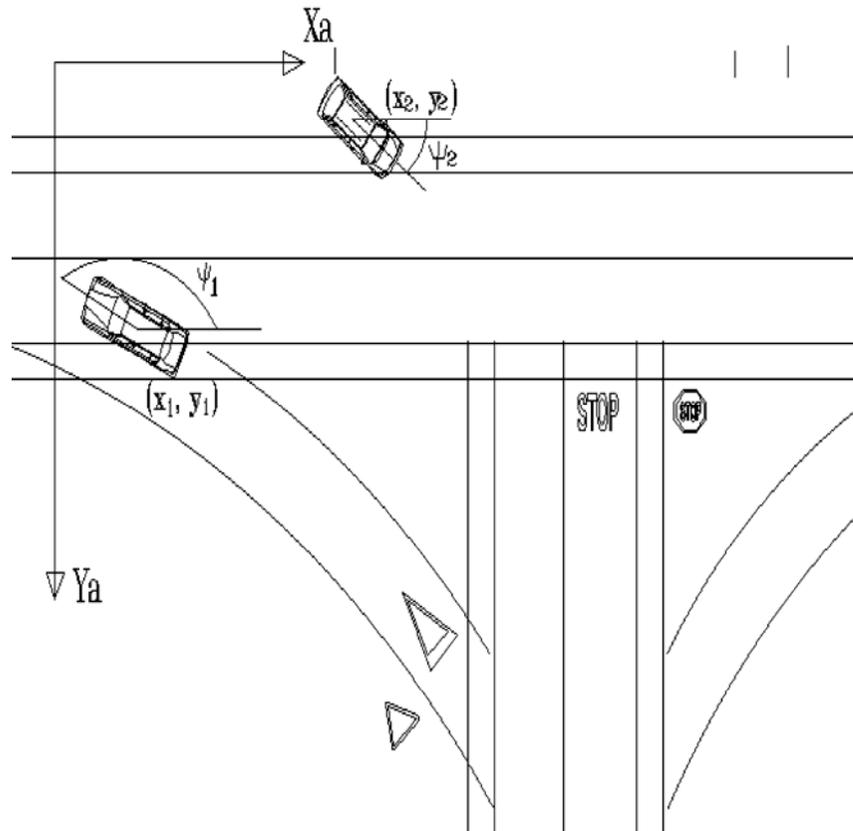


Figura 8.1.- Posiciones finales de los vehículos después de una colisión.

El algoritmo calcula las raíces de las siguientes funciones:

$$F_1(U_1, U_2) = x_1(U_1, U_2) - X_{1F} = 0;$$

$$F_2(U_1, U_2) = y_1(U_1, U_2) - Y_{1F} = 0;$$

$$F_3(U_1, U_2) = \psi_1(U_1, U_2) - \psi_{1F} = 0;$$

$$F_4(U_1, U_2) = x_2(U_1, U_2) - X_{2F} = 0;$$

$$F_5(U_1, U_2) = y_2(U_1, U_2) - Y_{2F} = 0;$$

$$F_6(U_1, U_2) = \psi_2(U_1, U_2) - \psi_{2F} = 0;$$

(8.1.)

Donde:

- X_{1F} : es la coordenada x de la posición final del vehículo 1, dada como dato para ajustarla.
- y_{1F} : coordenada y de la posición final del vehículo 1, dato.
- ψ_{1F} : ángulo de orientación de la posición final del vehículo 1, dato.
- X_{2F} : coordenada x de la posición final del vehículo 2, dato.
- y_{2F} : coordenada y de la posición final del vehículo 2, dato.
- ψ_{2F} : ángulo de orientación de la posición final del vehículo 2, dato.

El método consiste en linealizar las funciones 8.1. en la proximidad de las raíces, (figura 8.2).

La primera dificultad que se presenta es que el comportamiento de las funciones ec.8.1 es claramente no lineal y puede ser muy diverso en función del tipo de colisión que se haya producido. La segunda dificultad que aparece es que la solución para cada una de dichas funciones no es un punto único, sino una curva. Esta curva en la zona de linealización de la función, se convierte en una recta.

Por todo lo anterior, se hace necesario definir intervalos de las variables independientes U_1 y U_2 , relativamente pequeños, en los cuales sea válida la linealización realizada y se garantice la convergencia del algoritmo. Cuanto más reducido sean estos intervalos, mayor exactitud se conseguirá en las soluciones obtenidas para U_1 y U_2 .

El algoritmo de optimización comienza calculando, mediante simulación, tres valores iniciales para cada una de las funciones $F_i(U_1, U_2)$, 8.1., dentro de los intervalos dados para U_1 y U_2 . Concretamente se toman, (figura 8.1):

- Simulación 1:

$$U_{11} = U_{1,\min.}$$

$$U_{21} = U_{2,\min.}$$

- Simulación 2:

$$U_{12} = U_{1,\text{máx.}}$$

$$U_{22} = \frac{1}{2}(U_{2,\text{min.}} + U_{2,\text{máx}})$$

- Simulación 3:

$$U_{13} = \frac{1}{2}(U_{1,\text{min.}} + U_{1,\text{máx}})$$

$$U_{23} = U_{2,\text{máx.}}$$

Dichos puntos se localizan en los límites de los intervalos dados, para ir reduciéndolos conforme el algoritmo de optimización va calculando nuevos puntos (U_1 , U_2).

A partir de esos puntos, se ejecuta la simulación de la colisión, (se empieza a simular exclusivamente desde las posiciones de comienzo de la colisión); obteniendo los valores correspondientes para cada función F_i . Es decir, se obtienen los tres puntos S_{i1} , S_{i2} y S_{i3} , como se observa en la figura 8.1. Para la función F_1 , los valores de S_{1j} se calculan como la diferencia de la coordenada x_{1j} de la posición final del vehículo 1 obtenida en la simulación 'j', menos el dato de posición final deseado, x_{1F} :

- Simulación 1: $S_{11} = x_{11} - x_{1F}$

- Simulación 2: $S_{12} = x_{12} - x_{1F}$

- Simulación 3: $S_{13} = x_{13} - x_{1F}$

(8.2.)

Conocidos esos tres puntos S_{ij} , cada función $F_i(U_1, U_2)$ se aproxima por el plano π , que pasa por dichos puntos:

$$F_i(U_1, U_2) = A_{oi} + A_{1i} U_1 + A_{2i} U_2$$

(8.3.)

Los coeficientes A_{oi} , A_{1i} y A_{2i} se calculan a partir del siguiente sistema de ecuaciones, planteado a partir de la información de los puntos S_{ij} :

$$S_{i1} = A_{oi} + A_{1i} U_{11} + A_{2i} U_{21}$$

$$S_{i2} = A_{oi} + A_{1i} U_{12} + A_{2i} U_{22}$$

$$S_{i3} = A_{oi} + A_{1i} U_{13} + A_{2i} U_{23}$$

(8.4.)

Las soluciones para A_{oi} , A_{1i} y A_{2i} , quedan:

$$\begin{aligned}
 A_{oi} &= S_{i1} - A_{1i} U_{11} + A_{2i} U_{21} \\
 A_{1i} &= \frac{(S_{i2} - S_{i1}) - A_{2i} (U_{22} - U_{21})}{(U_{12} - U_{11})} \\
 A_{2i} &= \frac{(S_{i3} - S_{i1}) - \frac{(S_{i2} - S_{i1})}{(U_{12} - U_{11})} (U_{13} - U_{11})}{(U_{23} - U_{21}) - \frac{(U_{22} - U_{21})}{(U_{12} - U_{11})} (U_{13} - U_{11})}
 \end{aligned}
 \tag{8.5}$$

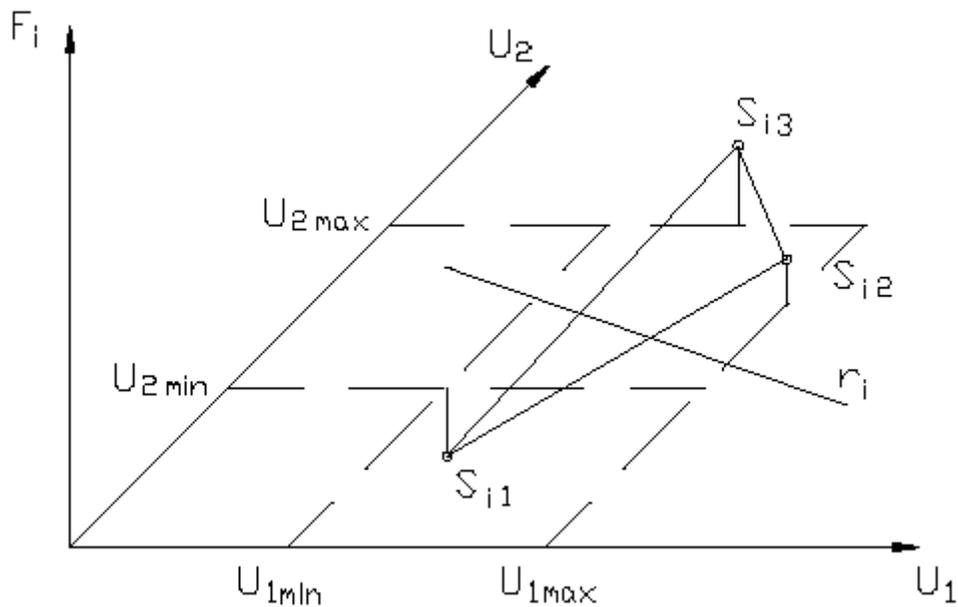


Figura 8.2. Simulaciones preliminares del algoritmo de optimización.

El lugar geométrico de la raíz aproximada de cada una de las seis funciones F_i se encuentra en una recta r_i , dada por la siguiente expresión:

$$A_{oi} + A_{1i} U_1 + A_{2i} U_2 = 0$$

(8.6.)

Considerando que la solución de velocidades U_1 y U_2 para el accidente dado es única, la intersección de las seis rectas r_i debe encontrarse en un único punto del plano U_1U_2 . Sin embargo, como dichas rectas se han obtenido linealizando el comportamiento de unas funciones que no son lineales, dichas intersecciones no se encontrarán exactamente en el mismo punto, (figura 8.3).

Para obtener el punto $P(U_1, U_2)$, el algoritmo de optimización calcula los puntos de intersección de las rectas r_i combinadas dos a dos, y obtiene el punto medio de las intersecciones, (figura 8.3).

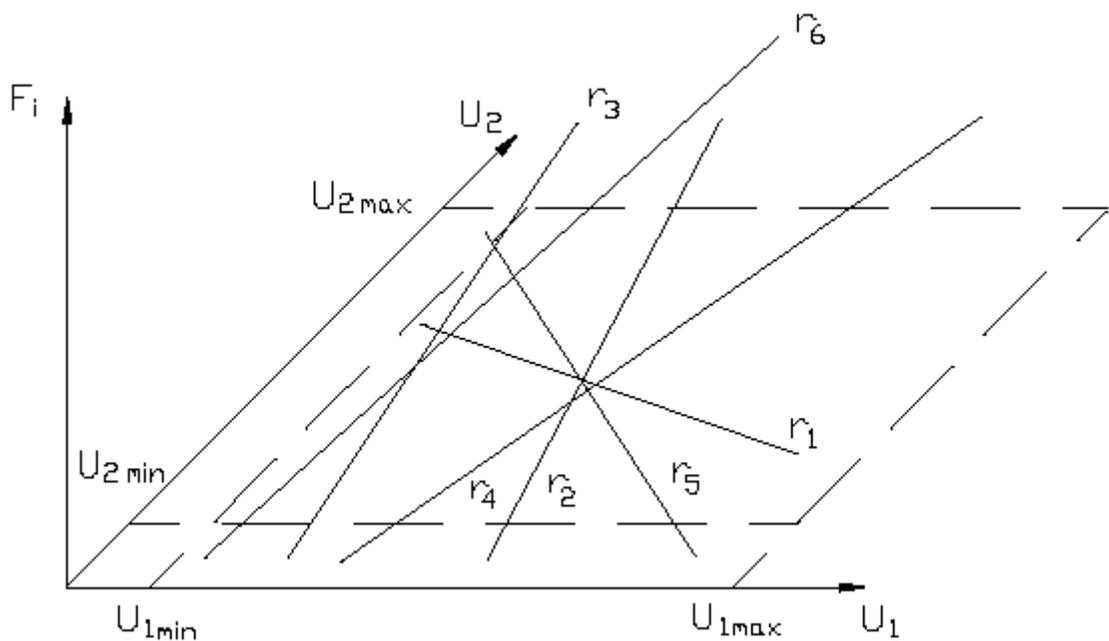


Figura 8.3. Intersección de las rectas r_i .

Se ha comprobado que los puntos de intersección obtenidos con las rectas r_3 y r_6 , (que consideran el comportamiento de los ángulos de posición finales de los vehículos), suelen localizarse relativamente alejados de los puntos de intersección obtenidos con el resto de las rectas, (figura 8.3). Esto se nota especialmente en las primeras iteraciones que realiza el algoritmo.

La explicación a dicha circunstancia, puede encontrarse en que el comportamiento del ángulo de posición final de los vehículos es fuertemente no lineal en función de las velocidades iniciales de los mismos. Por tanto, para este caso la linealización realizada comete errores más significativos.

Dado que con las funciones F_1 , F_2 , F_4 y F_5 existe información suficiente para analizar la posición final de los vehículos, e insistiendo en la idea de que la solución de velocidades de colisión de los vehículos es única para todas las funciones F_i , se decide no considerar las rectas r_3 y r_6 en el cálculo de dichas velocidades U_1 y U_2 de colisión.

La intersección entre dos de las rectas r_i y r_k , donde i toma los valores 1, 2, 4 y 5, y k toma valores desde $i+1$ hasta 5, se calcula como se muestra a continuación:

$$\begin{aligned} A_{oi} + A_{1i} U_1 + A_{2i} U_2 &= 0 \\ A_{ok} + A_{1k} U_1 + A_{2k} U_2 &= 0 \end{aligned} \tag{8.7.}$$

$$\begin{aligned} U_1 &= \frac{-(A_{oi} + A_{2i} U_2)}{A_{1i}} \\ U_2 &= \frac{\frac{A_{1k} A_{oi}}{A_{1i}} - A_{ok}}{A_{2k} - \frac{A_{1k} A_{2i}}{A_{1i}}} \end{aligned} \tag{8.8.}$$

Con las nuevas velocidades U_1 y U_2 obtenidas, se realiza una nueva simulación, obteniendo otro punto S_{i4} de las funciones F_i .

A continuación, se descarta uno de los puntos S_{i1} , S_{i2} o S_{i3} , y con los otros dos más el nuevo punto S_{i4} se vuelven a estimar unas nuevas velocidades U_1 y U_2 ; tal y como se ha descrito anteriormente. Así se continúa hasta que la diferencia entre las velocidades U_1 y U_2 obtenidas, y las mismas existentes en la iteración anterior, sea menor que un determinado valor de error ε .

El criterio para descartar uno de los puntos S_{i1} , S_{i2} o S_{i3} se muestra en la figura 8.4. Dicho criterio se basa en dos principios básicos:

- 1.- Se intentará descartar siempre el punto S_{ij} correspondiente a la simulación más antigua. Es decir, la que se realizó en primer lugar.
- 2.- Siempre se mantendrán soluciones S_{ij} a ambos lados del plano $F_i=0$, (figura 8.2). Con esto, como consecuencia del teorema del valor medio, se garantiza la convergencia del algoritmo dentro del intervalo de velocidades. La nueva aproximación de las raíces buscadas, U_1 y U_2 , se encontrará con toda seguridad dentro del intervalo de velocidades considerado.

Se comienza analizando la posición de S_{i4} y S_{i1} . Si ambos puntos se encuentran al mismo lado del plano $F_i=0$, se descarta directamente S_{i1} , (figura 8.5. a y b). El razonamiento es el siguiente:

- Si S_{i1} y S_{i2} se encuentran al mismo lado del plano $F_i=0$, da igual descartar cualquiera de estos puntos. Se descarta S_{i1} , que es el primero que se obtuvo.
- Si S_{i1} y S_{i2} no están al mismo lado del plano $F_i=0$. S_{i2} ya se encuentra en el lado opuesto al que se encuentra S_{i4} . Por tanto, ya se puede descartar S_{i1} , sin necesidad de analizar S_{i3} , pues aquel se calculó antes que este.

Si S_{i4} y S_{i1} se encuentran a ambos lados del plano $F_i=0$. Se descarta S_{i1} o S_{i2} , en función de los dos siguientes supuestos, (figura 8.5. c y d):

- Si S_{i1} y S_{i2} están al mismo lado del plano $F_i=0$, (opuestos al punto S_{i4}), es indiferente descartar cualquiera de estos puntos. Se descarta S_{i1} , que es el primero que se obtuvo.
- Si S_{i1} y S_{i2} están en lados opuestos del plano $F_i=0$, significa que S_{i2} se encuentra en el mismo lado que S_{i4} . Dado que es necesario conservar puntos a ambos lados del plano $F_i=0$, se descartará S_{i2} , conservando S_{i1} opuesto al punto S_{i4} .

No se contempla la posibilidad de que S_{i1} , S_{i2} y S_{i3} se encuentren en el mismo lado del plano $F_i=0$, pues al calcular las nuevas velocidades de simulación para obtener el punto S_{i4} , esas velocidades hubiesen quedado fuera del intervalo de acotación de las

velocidades de colisión, (figura 8.4). En esta situación el algoritmo de optimización se para dando un error de convergencia, según se comentará más adelante.

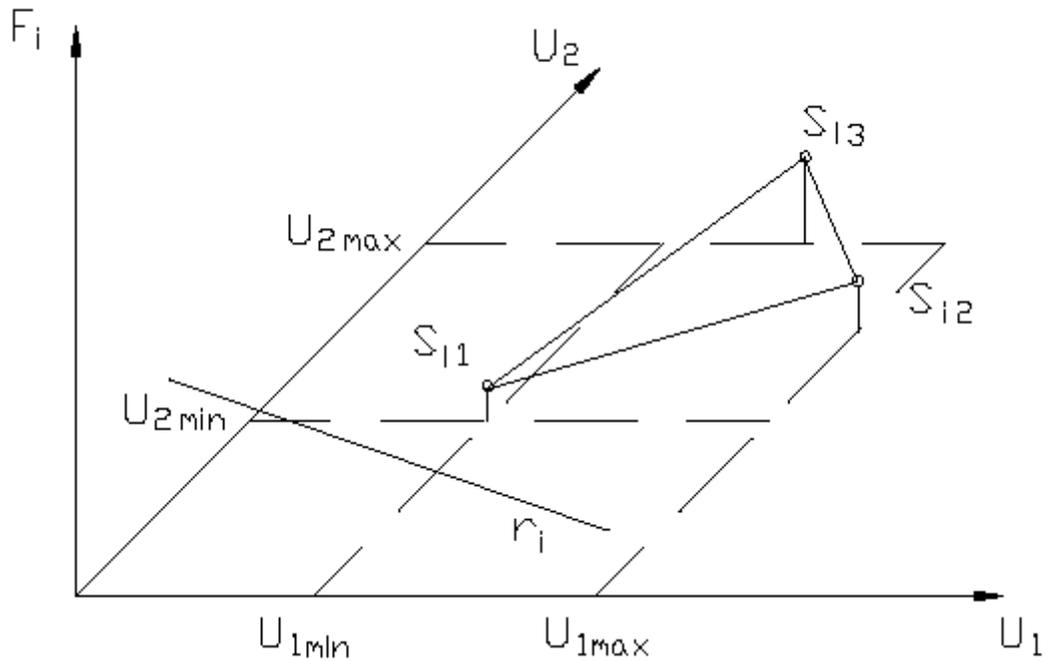


Figura 8.4.- Falta de convergencia en el algoritmo de optimización.

Una vez descartado el punto correspondiente, se reordenan los nuevos puntos S_{i1} , S_{i2} y S_{i3} por orden desde el calculado primeramente al encontrado en último lugar, (que es $S_{i3}=S_{i4}$).

Con los valores de velocidad U_1 y U_2 correspondientes a los nuevos puntos S_{i1} , S_{i2} y S_{i3} , se acota nuevamente los intervalos de velocidad de colisión de los vehículos.

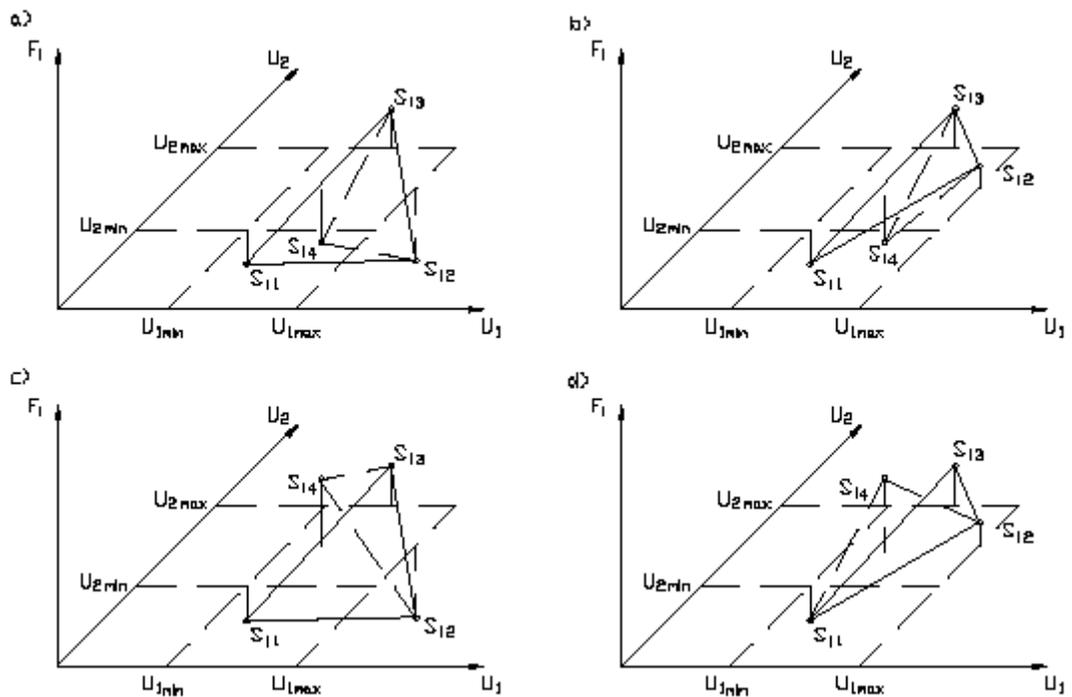


Figura 8.5.- Criterio de eliminación de los puntos S_{ij} .

Si al calcular las nuevas velocidades de colisión, estas se encuentran comprendidas dentro de los intervalos definidos, el algoritmo de optimización sigue iterando hasta que las nuevas velocidades difieran menos de un error ε , respecto de las velocidades calculadas en la iteración anterior. Si las nuevas velocidades de colisión quedan fuera de los intervalos, el algoritmo de optimización para las iteraciones dando un mensaje de: *'falta de convergencia en las velocidades de los vehículos'*.

CAPITULO IX

SISTEMA INFORMÁTICO PARA LA RECONSTRUCCIÓN DE ACCIDENTES DE TRÁFICO.

9. SISTEMA INFORMÁTICO PARA LA RECONSTRUCCIÓN DE ACCIDENTES DE TRÁFICO.

9.1. Introducción.

El propósito de la reconstrucción de los accidentes de tráfico es reproducir el proceso de la colisión entre los vehículos implicados, con razonable exactitud para esclarecer las causas que condujeron al accidente. Sin embargo, la reconstrucción de accidentes suele resultar un trabajo muy complejo que plantea un problema multidisciplinar. En un accidente de tráfico afectan multitud de factores relativos a disciplinas muy diversas: entorno e infraestructura de las carreteras, psicología del conductor, mecánica del automóvil, etc.

Dada la complejidad del problema, un sistema informático de reconstrucción de accidentes de tráfico debe cumplir tres requisitos:

- a) Permitir una entrada rápida y sistemática de la multitud de datos necesarios para la reconstrucción.
- b) Estar dotado de un potente módulo de cálculo que permita simular el comportamiento de los vehículos en interacción con el entorno, y teniendo en cuenta las posibles maniobras ordenadas por los conductores.
- c) Una salida de resultados que permita reproducir los sucesos ocurridos en la reconstrucción del accidente de tráfico, y analizar las variables fundamentales del comportamiento de los vehículos (velocidades, desplazamientos, aceleraciones, fuerzas, etc.).

Para construir un módulo informático de entrada de datos potente primeramente se debe estudiar los datos que se pretenden introducir. En el apartado 9.2. se expone la relación de los datos necesarios para reproducir o reconstruir un accidente de tráfico de la forma más realista posible. Parte de esos datos se obtienen mediante el trabajo de campo en el lugar del accidente. Otros se refieren a características técnicas de los vehículos que se pueden obtener en catálogos de vehículos o en publicaciones especializadas. Sin embargo, otros son de difícil consecución por lo que habrán de obtenerse por métodos estimativos.

Los datos referentes a las características técnicas de los vehículos deben almacenarse de forma estructurada y ordenada en bases de datos para que se puedan recuperar en el momento oportuno de una manera rápida y cómoda. En el apartado 9.3. se expone una manera de realizar ese trabajo y como estimar aquellos datos que no suelen estar disponibles en los catálogos y publicaciones especializadas.

Por último, en el apartado 9.4. se describe un sistema informático para la reconstrucción de accidentes de tráfico, SINRAT, que cumple todos los requisitos mencionados anteriormente.

9.2. Datos necesarios para la reconstrucción de accidentes.

A continuación, se expone la lista de todos los datos necesarios en el modelo de choque para la simulación y reconstrucción de una colisión entre dos vehículos:

a) *Datos del escenario del accidente:*

- Trazado de la calzada en planta y alzado.
- Coeficiente de adherencia.
- Posiciones finales de los vehículos.
- Posiciones de los vehículos cuando comienza la colisión.
- Posiciones iniciales de los vehículos.

b) *Datos de comportamiento de los conductores:*

- Maniobras de dirección, aceleración o frenada realizadas por los conductores antes, durante y después de la colisión.

c) *Datos técnicos de los vehículos:*

Datos de identificación:

- Tipo de vehículo.
- Marca.
- Modelo.

Datos de motor:

- Posición del motor.
- Potencia máxima y régimen de potencia máxima.
- Par máximo y régimen de par máximo.
- Tipo de tracción.

Datos de la carrocería:

- Tipo de carrocería.
- Batalla, L.
- Vía delantera, A_d .
- Vía trasera, A_t .
- Longitud total, LT.
- Anchura total, AT.
- Altura total, HT.
- Masa, M.
- * - Momento de inercia de balanceo, I_x .
- * - Momento de inercia de cabeceo, I_y .
- * - Momento de inercia de guiñada, I_z .
- * - Distancia del eje delantero al frontal, VDV.
- * - Altura de centro de gravedad, H_{CDG} .
- * - Distancia desde el centro de gravedad al eje delantero, l_1 .
- * - Desplazamiento transversal del centro de gravedad, DT_{CDG} .
- * - Área frontal del vehículo, A_f .
- * - Coeficiente de resistencia aerodinámica, C_x .
- * - Rigidez frontal de la carrocería en colisión, K_f .
- * - Amortiguamiento nominal frontal de la carrocería en colisión, R_{of} .
- * - Rigidez lateral de la carrocería en colisión, K_l .
- * - Amortiguamiento nominal lateral de la carrocería en colisión, R_{ol} .
- * - Rigidez trasera de la carrocería en colisión, K_t .
- * - Amortiguamiento nominal trasero de la carrocería en colisión, R_{ot} .

Datos relativos a las ruedas:

- Tipo de neumático.
- * - Masa de la rueda, m_r .
- * - Momento de inercia de giro de la rueda, I_o .

- Radio nominal del neumático, R_n .
- * - Rigidez de la suspensión, K_S .
- * - Amortiguamiento de la suspensión, R_S .
- * - Rigidez vertical del neumático, K_n .
- * - Coeficiente de resistencia a la rodadura del neumático, f_r .
- * - Coeficiente de adherencia entre el neumático y la calzada, μ_0 .

Los datos básicos sobre los vehículos se pueden conseguir a partir de los catálogos o revistas especializadas. Sin embargo, la mayoría de los datos sobre los vehículos necesarios para simular su comportamiento no están disponibles, (datos marcados con ^{*} en la lista mostrada anteriormente).

9.3. Base de datos de vehículos.

Para almacenar los datos relativos a vehículos, es necesario organizarlos haciendo una catalogación de los diferentes tipos de vehículos existentes. Esta catalogación facilita la estimación de aquellos datos de los vehículos que normalmente no están disponibles.

La citada catalogación se ha realizado dividiendo primero los vehículos según los siguientes tipos:

- Turismo.
- Furgoneta.
- Autobús.
- Camión.

Esta división se ha realizado teniendo en cuenta las limitaciones del modelo de choque construido, el cual sólo permite simular la dinámica de vehículos de dos ejes con chasis rígido o no articulado. Ampliaciones futuras de la base de datos deben incluir: vehículos articulados, vehículos dos ruedas, etc.

Tabla 9.1. Catalogación de los vehículos turismos.

Tipo de vehículo	Subtipo		
Turismo	Categoría		Criterio: batalla (m.)
	Gama baja	1	2,055 ÷ 2,408
		2	2,408 ÷ 2,581
	Gama media	3	2,581 ÷ 2,804
	Gama alta	4	2,804 ÷ 2,984
		5	2,984 ÷ 3,129
6		3,129 ÷ 3,810	
Furgoneta			
Autobús			
Camión	Categoría		Criterio: P.M.A. (kg.)
	Ligero		< 10000
	Semipesado		< 20000
	Pesado		> 20000

En la tabla 9.1. se resume la catalogación de los vehículos incluidos en la base de datos. Los turismos se han dividido en diferentes categorías en función de la batalla. Y los camiones se han dividido en tres categorías en función de su masa, (P.M.A.).

En la tabla 9.2 se indican los valores medios de algunas dimensiones importantes de los vehículos en función de su tipo y categoría. No obstante, estos valores pueden obtenerse fácilmente en catálogos y publicaciones especializadas del sector del automóvil.

Tabla 9.2. Valores medios de algunas dimensiones importantes.*

Tipo de vehículo	Subtipo		Valores medios de algunas dimensiones importantes						
			Vía	Longitud	Anchura	l_1	VDV	r^{**}	
Turismo	Categoría		Criterio: batalla (m.)						
	Gama baja	1	2,055 ÷ 2,408	1,298	4,059	1,544	1,145	0,785	1,138
		2	2,408 ÷ 2,581	1,387	4,442	1,707	1,176	0,940	1,380
	Gama media	3	2,581 ÷ 2,804	1,496	4,983	1,844	1,303	0,978	1,447
	Gama alta	4	2,804 ÷ 2,984	1,570	5,405	1,956	1,389	1,121	1,554
		5	2,984 ÷ 3,129	1,618	5,682	2,027	1,476	1,110	1,652
6		3,129 ÷ 3,810	1,618	5,827	2,007	1,527	1,120	1,548	
Furgoneta				1,717	4,663	1,981	1,232	0,688	1,611
Autobús									
Camión	Categoría		Criterio: P.M.A. (kg.)						
	Ligero		< 10000						2,0
	Semipesado		< 20000						2,5
	Pesado		> 20000						3,0

* Todas las dimensiones se expresan en metros.

** r : radio de inercia del vehículo.

La tabla 9.3 muestra la manera de estimar algunas dimensiones de la carrocería de los vehículos, en función de otras conocidas.

Tabla 9.3. Estimación de algunas dimensiones de la carrocería de los vehículos.*

Tipo de vehículo	Subtipo		Valores medios de algunas dimensiones importantes				
			H_{CDG}	l_x	$l_y = l_z$	l_1	VDV
Turismo	Gama baja	1	0,500	0,15 l_z	$M r^2$	0,4 L	0,2 L
		2					
	Gama media	3					
	Gama alta	4					
		5					
		6					
Furgoneta			0,800			Vehículo vacío: 0,1 L	0,1 L
Camión	Ligero		0,800			0,3 L	0,1 L
	Semipesado		1,000			Vehículo cargado: 0,5 L	0,03 L
	Pesado		1,200				
Autobús			1,000			0,5 L	

* Todas las magnitudes están expresadas en el sistema internacional de unidades.

En la tabla 9.4 se incluyen unos valores orientativos sobre los parámetros de comportamiento de la carrocería en colisión, de acuerdo con el modelo de choque expuesto en el capítulo 7.

Tabla 9.4. Datos de comportamiento de la carrocería en colisión.

Tipo de vehículo	Subtipo		R _{of}	K _f	R _{ol}	K _l	R _{ot}	K _t
			(Ns/m) 10 ⁴		(N/m)		(Ns/m) 10 ⁴	
Turismo	Gama baja	1	3.132	91,7 R _{of}	2,230	91,7 R _{ol}	3,222	91,7 R _{ot}
		2	3.642		3,724		4,132	
	Gama media	3	4,580		4,052		4,756	
		Gama alta	4		4,926		4,238	
	5		5,236		4,694		5,868	
	6							
Furgoneta			6,946				5,178	
Camión	Ligero		20		20		20	
	Semipesado		30		30		30	
	Pesado							
Autobús								

Por último, las tablas 9.5 y 9.6 muestran una estimación de algunos parámetros sobre las ruedas y la suspensión de los vehículos, respectivamente; y la tabla 9.7 presenta distintos valores del coeficiente de adherencia entre los neumáticos y la calzada en función del estado de ésta, considerando los neumáticos en buen estado.

Tabla 9.5 Estimación de algunos datos sobre las ruedas.**

Tipo de vehículo	Subtipo		m _r		R _n	r _r [*]		I _o
			Simple	Gemela		tractora	arrastrada	
Turismo	Gama baja	1	38,5	0,270	R _n	R _n /2	m _r r _r ²	
		2						
	Gama media	3						
		Gama alta						4
	5							
	6							
Furgoneta			45,5	0,300				
Camión	Ligero		100	200	0,350			
	Semipesado		150	300	0,450			
	Pesado		200	400	0,500			
Autobús			200	400	0,500			

* r_r: radio de inercia de la rueda.

** Todas las magnitudes están expresadas en el sistema internacional de unidades.

Tabla 9.6 Estimación de los datos sobre la suspensión.*

Tipo de vehículo	Subtipo		K_n	K_s^{**}	R_s
Turismo	Gama baja	1	150000	$4 \pi^2 M_s$	$2 \cdot 0,26 \cdot (K_s \cdot M_s)^{1/2}$
		2			
	Gama media	3			
	Gama alta	4			
		5			
		6			
Furgoneta			150000		
Camión	Ligero	200000			
	Semipesado	300000			
	Pesado				
Autobús					

* Todas las magnitudes están expresadas en el sistema internacional de unidades.

** M_s es la masa suspendida correspondiente cada rueda, considerando el vehículo cargado.

Tabla 9.7 Coeficientes de adherencia entre neumático y calzada.

Estado de la calzada	μ_0
Asfalto en buen estado, seco	0,8
Asfalto en mal estado, seco	0,7
Asfalto en buen estado, mojado	0,6
Asfalto en mal estado, mojado	0,5
Asfalto en buen estado, lluvia	0,7
Asfalto en mal estado, lluvia	0,6
Asfalto con nieve	0,2
Asfalto con hielo	0,1
Tierra seca	0,65
Barro	0,4

9.4. El programa SINRAT.

SINRAT es un programa informático de reconstrucción de accidentes, dotado de tres módulos principales:

a) Módulo de entrada de datos.

Este módulo es el que permite la entrada de datos del accidente que se desea reconstruir. Se divide en dos partes:

a.1.) Base de datos de vehículos, construida siguiendo los criterios expuestos en el apartado anterior. Permite seleccionar los vehículos implicados en el accidente directamente de una lista, (figura 9.1.). Además, permite variar algunos de los datos seleccionados para el accidente que se va a reconstruir. (Figura 9.2.).

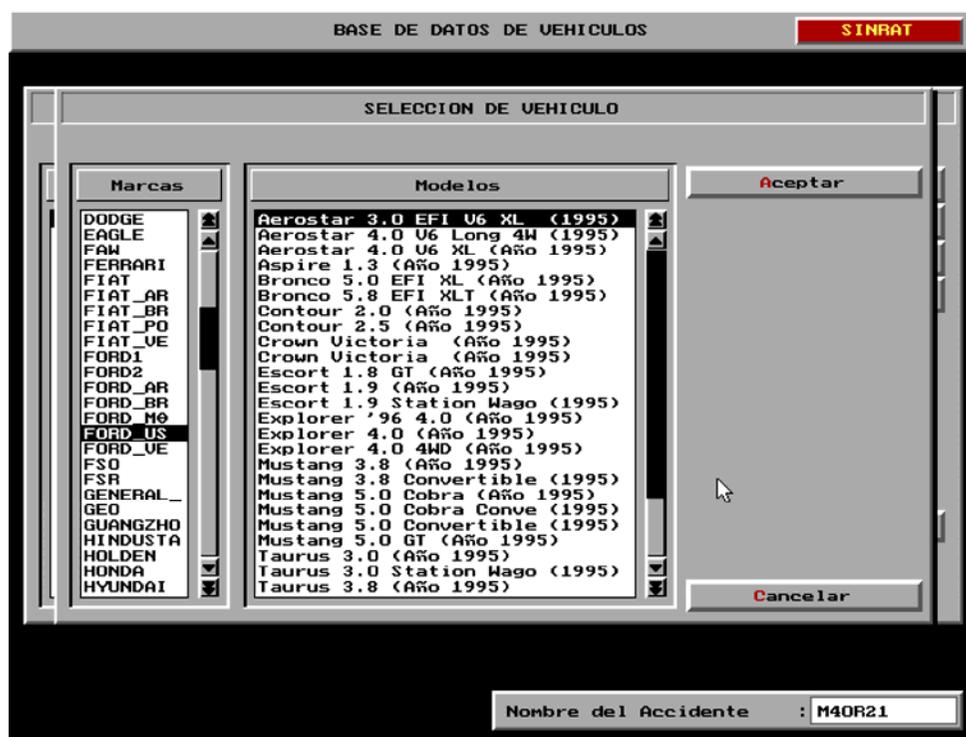


Figura 9.1.- Base de Datos. Lista de vehículos almacenados.

a.2.) Entrada de datos gráfica del croquis del accidente, que permite introducir la siguiente información, (figura 9.3.):

- Características y geometría de la calzada.
- Elementos del entorno del accidente, señalización, puntos de referencia, etc.

- Posiciones iniciales, de colisión y finales de los vehículos implicados en el accidente.
- Trayectorias seguidas por los vehículos.
- Maniobras realizadas por los vehículos, (frenadas y aceleraciones).

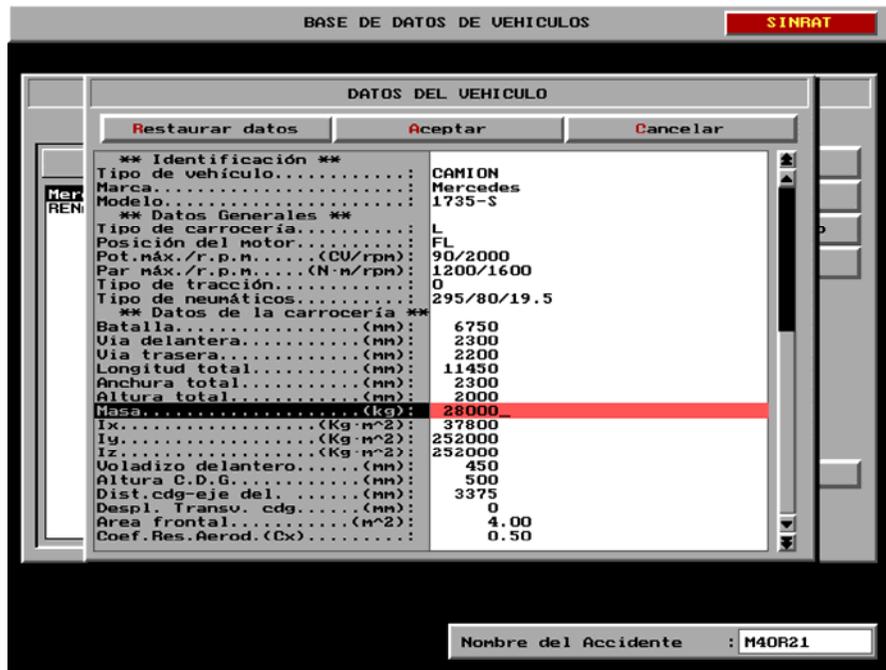


Figura 9.2.- Datos de un vehículo seleccionado.

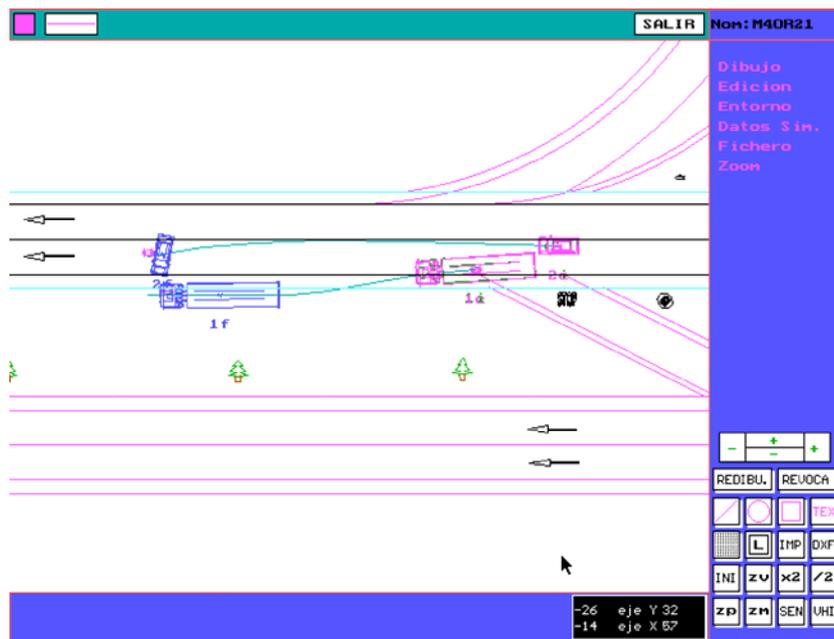


Figura 9.3.- Entrada de datos gráfica.

b) *Módulo de reconstrucción.*

En este módulo es donde se incluyen los modelos de simulación de los vehículos y el modelo de choque, descritos en los capítulos 5 a 7 de esta Tesis. También incluye el algoritmo de optimización de la reconstrucción de accidentes de tráfico expuesto en el capítulo 8.

Este módulo consta de dos opciones, (figura 9.4.):

- Reconstrucción manual, que permite realizar una sola simulación del accidente introducido, partiendo desde las posiciones iniciales de los vehículos.
- Reconstrucción automática, (figura 9.5.), que permite simular el accidente y obtener una estimación de las velocidades de circulación de los vehículos, utilizando el algoritmo de optimización de la reconstrucción de accidentes de tráfico, mencionado anteriormente.



Figura 9.4.- Opciones de reconstrucción.

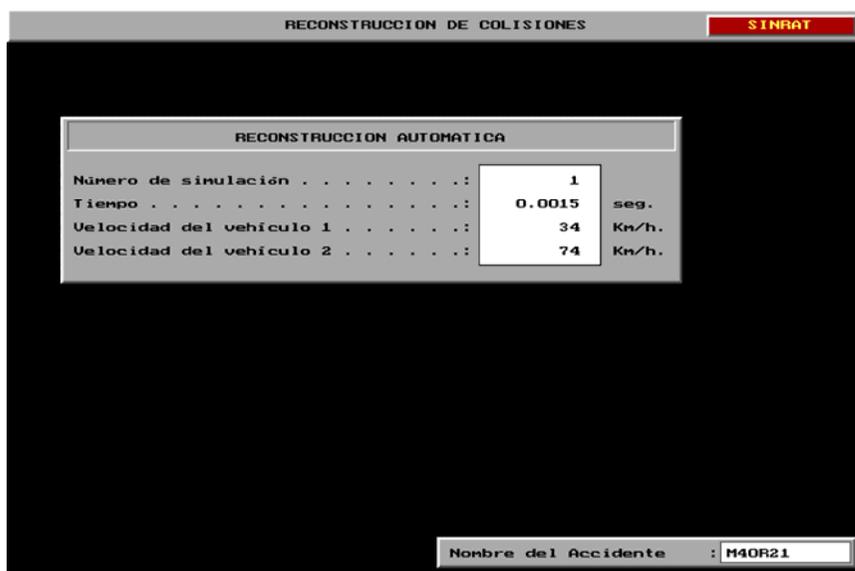


Figura 9.5.- Pantalla de reconstrucción automática.

c) *Módulo de obtención de resultados.*

Finalmente, con este módulo se pueden obtener los resultados de la reconstrucción del accidente para su análisis y estudio. Los resultados se pueden obtener a través de pantalla o impresos en papel.

Este módulo consta de dos partes:

- Visualización en planta del desarrollo del accidente. (Figura 9.6.).
- Postprocesador gráfico de representación de los valores de algunas de las variables más importantes que describen el comportamiento de los vehículos: velocidades, aceleraciones, desplazamientos, etc. (Figura 9.7.).

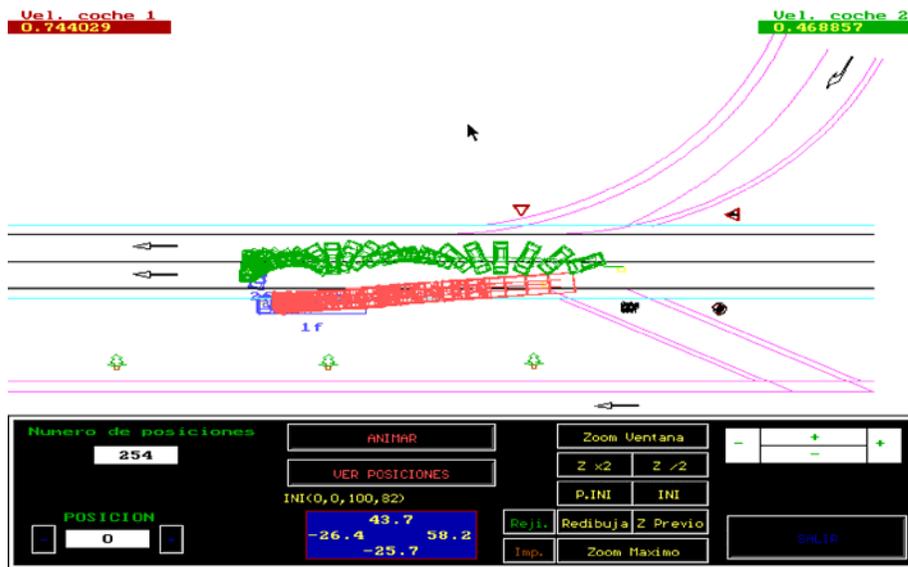


Figura 9.6.- Visualización en planta de la reconstrucción de un accidente.

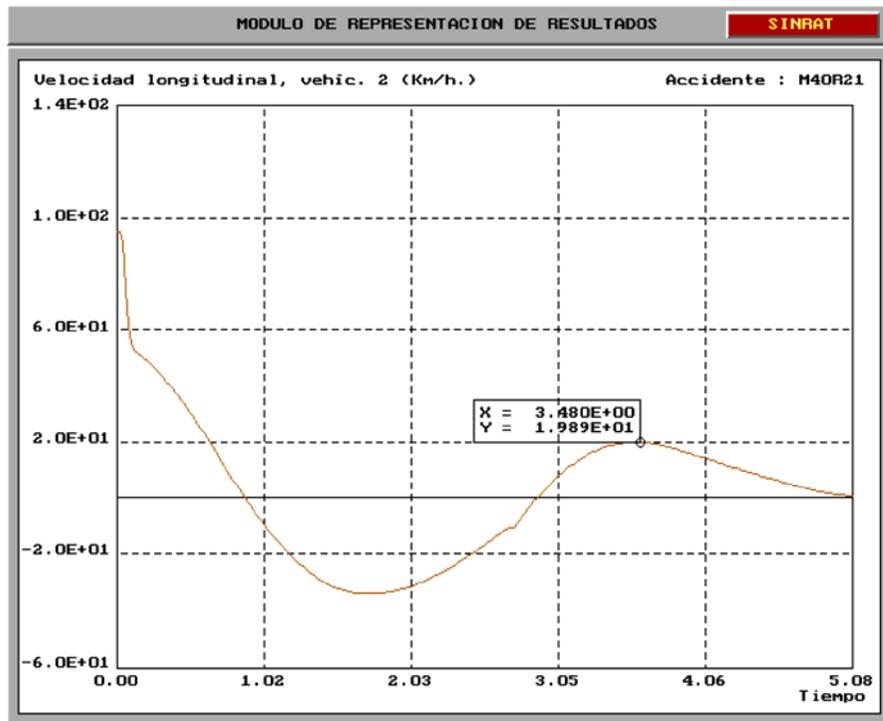


Figura 9.7.- Postprocesador gráfico de una variable de comportamiento de un vehículo.

CAPITULO X

VALIDACIÓN DE LOS MODELOS DE SIMULACIÓN

10. VALIDACIÓN DE LOS MODELOS DE SIMULACIÓN

10.1. Introducción.

En este capítulo se aborda la validación del modelo de choque entre dos vehículos desarrollado en el capítulo 7. A la vez se validan los modelos para simulación de los vehículos, (capítulo 5), y los modelos de control direccional y de representación de la geometría de la calzada, (capítulo 6). También se validará el algoritmo de optimización de la reconstrucción de accidentes, expuesto en el capítulo 8.

La validación de los citados modelos se realizará haciendo uso del sistema informático de reconstrucción de accidentes de tráfico, SINRAT, descrito al final del capítulo anterior, en el cual se han implementado todos los modelos.

Para dicha validación se utilizará la información procedente de dos fuentes:

- a) *Resultados de ensayos experimentales de choque entre dos turismos*, publicados en "Accident Reconstruction: Technology and Animation III", SAE International, SP-946, el año 1993.

En esta publicación se recogen los datos sobre cinco ensayos experimentales de choque. Para cada ensayo, esos datos consisten en:

- Datos resumidos sobre los dos vehículos utilizados: masa, longitud total, ancho total, radio de giro y posición del centro de gravedad.
- Croquis de la evolución de cada ensayo.
- Velocidades de colisión de los vehículos.

Con los datos anteriores se valida el modelo de choque reproduciendo cada uno de los ensayos a las velocidades dadas, y midiendo los errores de posición final obtenidos para cada uno de los vehículos.

Así mismo, se valida el algoritmo de optimización de la reconstrucción de accidentes, reproduciendo cada ensayo desde la posición de colisión hasta las posiciones finales de los vehículos. En este caso, se miden los errores de posición final de los vehículos, y los errores de velocidad de colisión estimada por el algoritmo de optimización.

b) Datos sobre accidentes de tráfico reales. Esta información está facilitada con la cortesía de la Dirección General de Tráfico, respetando en todo momento la confidencialidad de las personas implicadas en los sucesos.

Estos datos consisten en:

- Marca y modelo de los vehículos implicados.
- Croquis del escenario del accidente, incluyendo:
 1. Maniobras de precolisión, (sólo en algunos casos).
 2. Posición de colisión de los dos vehículos implicados.
 3. Posiciones finales de los mismos.
 4. Velocidades aproximadas de los vehículos, declaradas por los conductores o reflejadas en los tacógrafos; (sólo en pocos casos).

Con la información anterior, se reconstruye cada accidente con el algoritmo de optimización, contrastando:

- La posibilidad de reproducir los hechos.
- Las velocidades de circulación de los vehículos, en los casos en que hay información sobre ellas.

10.2. Validación con ensayos de choque entre dos turismos

Los datos de los vehículos utilizados en los ensayos de choque entre dos turismos, publicados en “Accident Reconstruction: Technology and Animation III”, SAE International, SP-946, el año 1993; son los que aparecen en la tabla 10.1. En esta misma tabla aparecen las velocidades de choque de los vehículos.

Sin negar la enorme utilidad de los datos disponibles, es necesario poner de manifiesto la falta de otros, como son:

- Posiciones exactas de colisión de los vehículos.
- Posiciones exactas finales de los vehículos.
- Batalla de los vehículos.
- Estado de adherencia de los neumáticos con la calzada.

Tabla 10.1. Datos de los vehículos utilizados en los ensayos de choque.

Ensayo	Vehículo	Datos de los vehículos ¹⁾					V ₀ (km/h)
		m (kg)	k (m)	c.g. (m)	l (m)	w (m)	
1	Veh. 1	974	1,23	1,83	4,38	1,63	49,9
	Veh. 2	981	1,23	1,84	4,38	1,63	49,6
2	Veh. 1	1023	1,23	1,82	4,38	1,63	49,5
	Veh. 2	936	1,23	1,84	4,38	1,63	49,3
3	Veh. 1	952	1,24	1,86	4,38	1,63	41,9
	Veh. 2	975	1,24	1,87	4,38	1,63	41,0
4	Veh. 1	1728	1,41	2,24	5,15	1,88	61,8
	Veh. 2	1737	1,41	2,24	5,15	1,88	42,5
5	Veh. 1	977	1,22	1,79	4,38	1,63	83,2
	Veh. 2	976	1,23	1,80	4,38	1,63	82,0

1) Datos de los vehículos - m : masa, k : radio de giro, c.g. : distancia desde el centro de gravedad al frontal, l : longitud, w : ancho.

En la figura 10.1 se muestran los croquis de los ensayos reales de los choques entre dos turismos, de los cuales se han deducido las posiciones de colisión y finales de los vehículos que se han introducido al programa SINRAT, y que se muestran en la figura 10.2.

Cada ensayo se ha simulado en el modo manual del modelo de choque, lanzando los vehículos desde las posiciones de colisión con las velocidades de ensayo indicadas en la tabla 10.1. Los resultados de posiciones finales de los vehículos obtenidas en esta simulación se muestran en la figura 10.3, comparándolas con las posiciones finales ocurridas en cada ensayo real. En la tabla 10.2 se muestran los datos numéricos relativos a las posiciones finales obtenidas, calculando los errores correspondientes respecto a las posiciones finales de cada

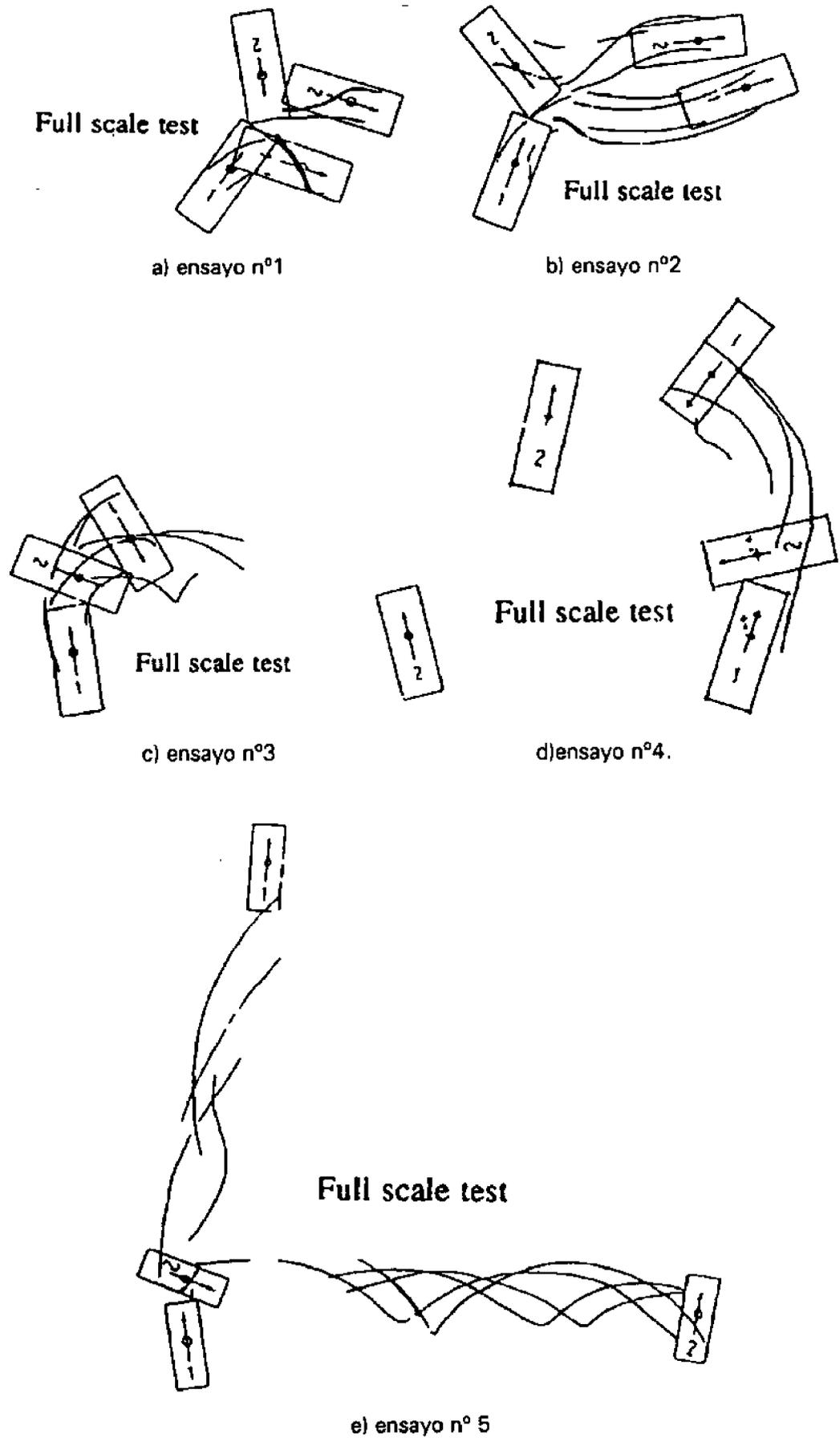


Figura 10.1. Croquis de los ensayos reales.

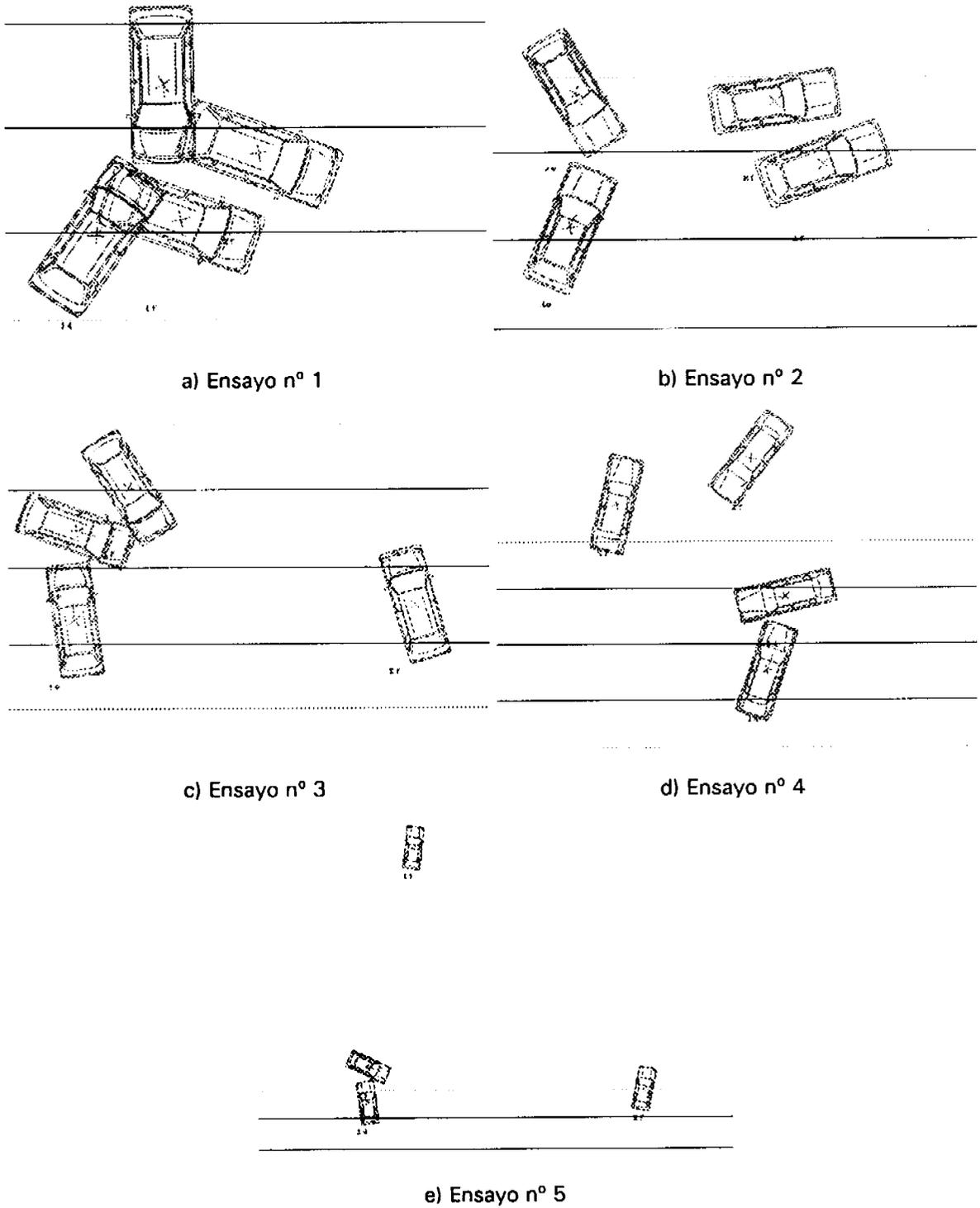


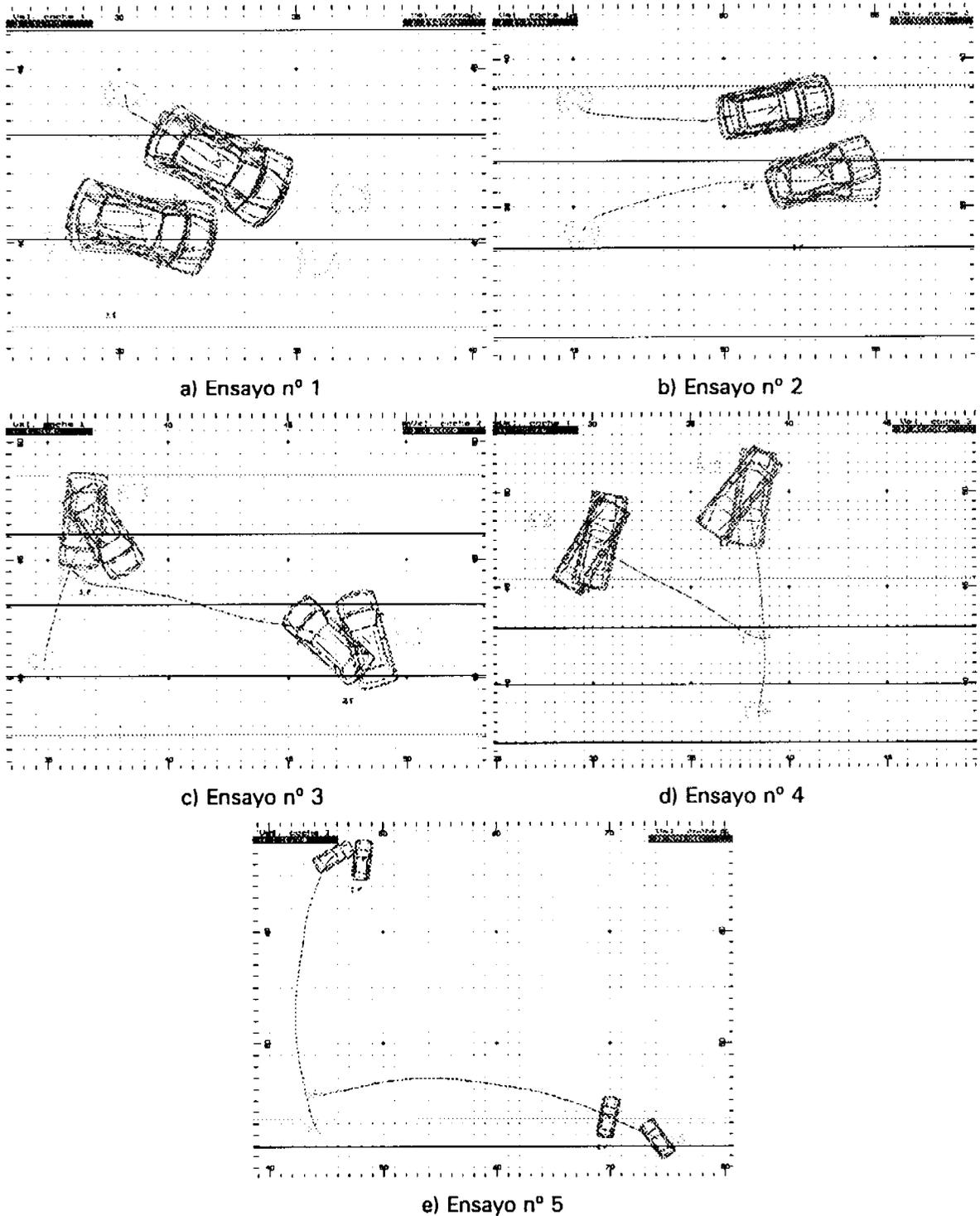
Figura 10.2. Posiciones de colisión y finales de los ensayos introducidas a SINRAT.

ensayo real. Los errores de posición, E.P., se calculan como la distancia existente entre la posición final de cada vehículo en el ensayo real y la posición final obtenida en la simulación. Los errores de distancia recorrida, E.D., se calculan como la diferencia entre la distancia recorrida por los vehículos desde la posición de colisión hasta su posición final, en el ensayo real y en la simulación manual. Los errores mencionados anteriormente se calculan en valor absoluto y porcentualmente. También, se calculan los errores de ángulo de guiñada final, E.A., en valor absoluto y en porcentaje respecto del ángulo total girado por los vehículos durante la postcolisión.

Tabla 10.2. Resultados de la simulación manual de los ensayos.

Ensayo	Vehículo	E.P. (m.)	E.P. (%)	E.D. (m.)	E.D. (%)	E.A. (°)	E.A. (%)
1	1	0,046	2,08%	0,046	2,08%	15,23	19,82%
	2	0,180	5,50%	0,083	2,54%	-15,37	-22,62%
2	1	0,262	3,20%	0,044	0,54%	-18,70	-35,27%
	2	0,203	3,09%	0,160	2,43%	4,32	6,76%
3	1	0,966	16,06%	0,156	2,59%	-32,21	-23,34%
	2	1,632	12,95%	-1,569	-12,45%	30,85	14,41%
4	1	0,705	6,12%	-0,294	-2,55%	28,46	18,29%
	2	0,534	5,32%	0,278	2,77%	-16,42	-6,67%
5	1	2,532	10,46%	-0,008	-0,03%	-53,57	-13,51%
	2	4,729	18,14%	4,484	17,19%	45,00	7,18%

Los errores porcentuales de posición obtenidos en las simulaciones en modo manual se muestran en la figura 10.4. Se observa que los errores de posición cometidos en los casos 1 y 2, (colisiones frontales), son significativamente menores que los cometidos en los casos 3, 4 y 5, (colisiones laterales). Los errores en los dos primeros no superan el 5,5%, mientras que en los otros casos los errores oscilan entre el 5,32% y el 18,14%. Esto puede ser debido a que los datos de



1r : posición final del vehículo 1 en el ensayo real.
 1sm : posición final del vehículo 1 en la simulación manual.
 2r : posición final del vehículo 2 en el ensayo real.
 2sm : posición final del vehículo 2 en la simulación manual.

Figura 10.3. Posiciones finales obtenidas en la simulación manual de los ensayos.

comportamiento elasto-plástico utilizados para las carrocerías, [San Román, 1993], se ajustaron a partir de ensayos de choque frontal contra muro, sin tener en cuenta choques laterales.

Los errores porcentuales de distancia obtenidos en las simulaciones en modo manual se muestran en la figura 10.5. Estos errores oscilan entre el -12,45% y 17,19%. Se da la circunstancia de que el 80% de los errores de distancia están comprendidos entre el -2,55% y el 2,77%, siendo bastante menores que los errores de posición.

En la figura 10.6. se muestran los errores porcentuales de ángulo ocurridos en las simulaciones en el modo manual, que oscilan entre el -35,27% y el 19,82%. El valor del -35,27% no resulta tan elevado si se considera que corresponde a un error de ángulo de $-18,7^{\circ}$.

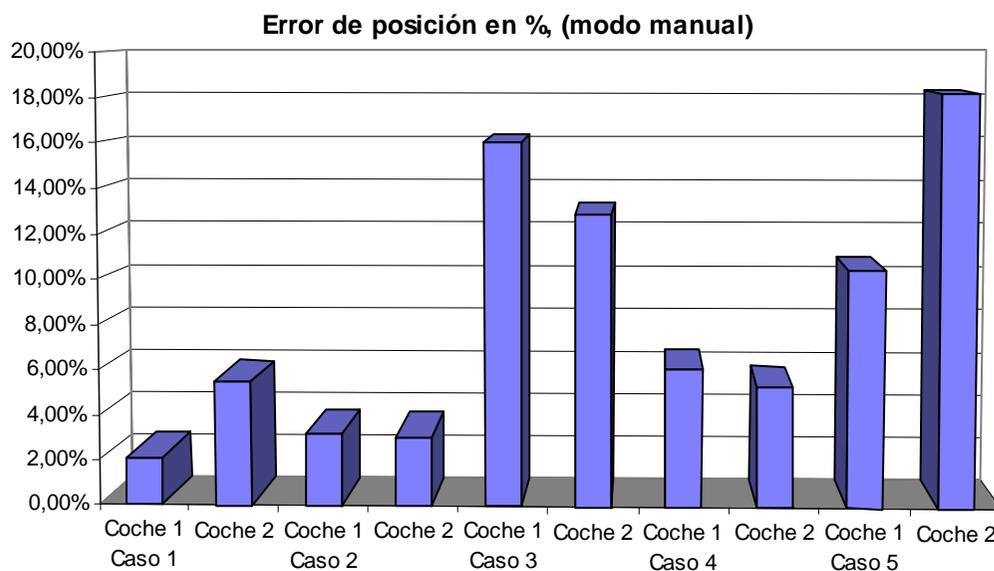


Figura 10.4. Errores de posición (%) de las simulaciones en modo manual.

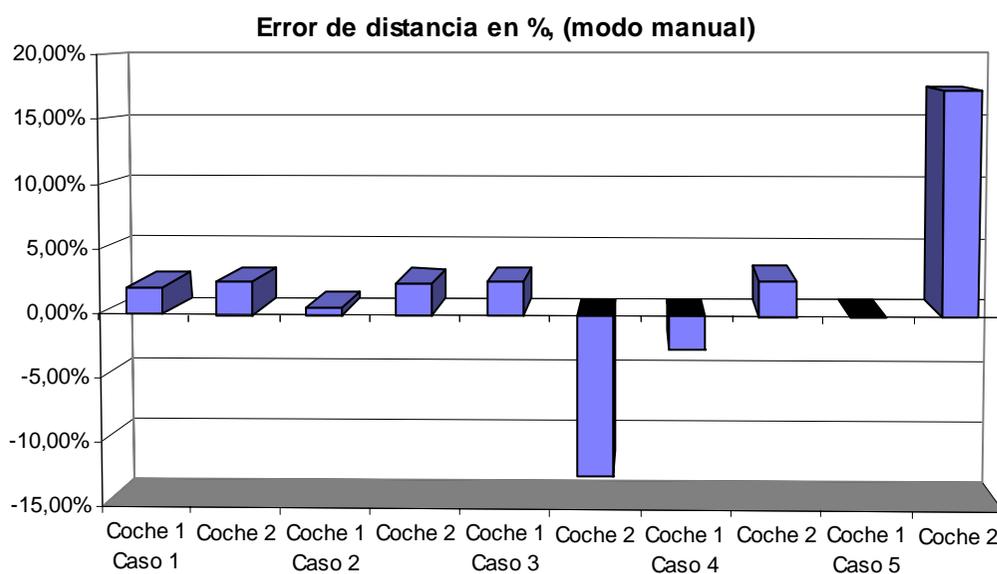


Figura 10.5. Errores de distancia recorrida (%) en las simulaciones en modo manual.

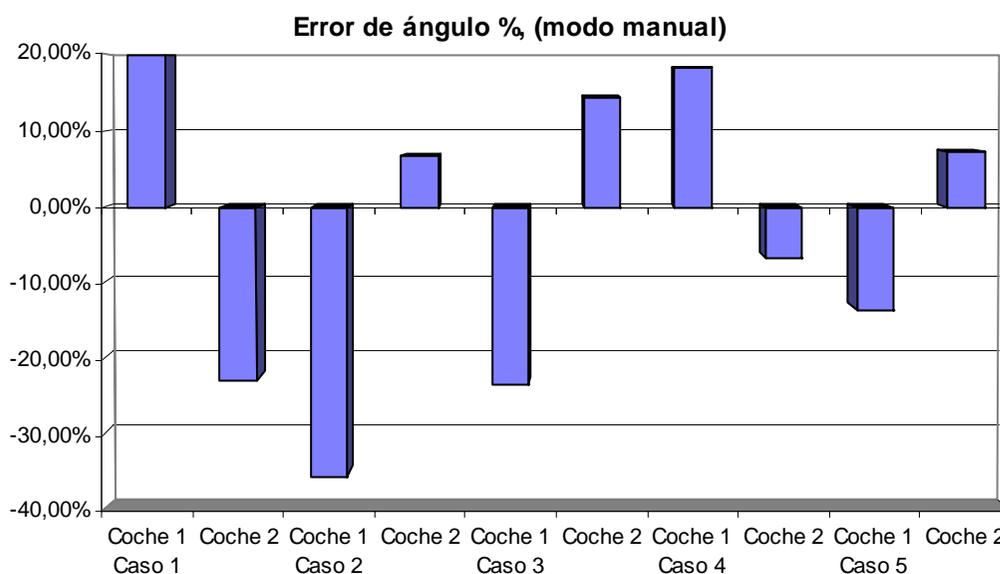


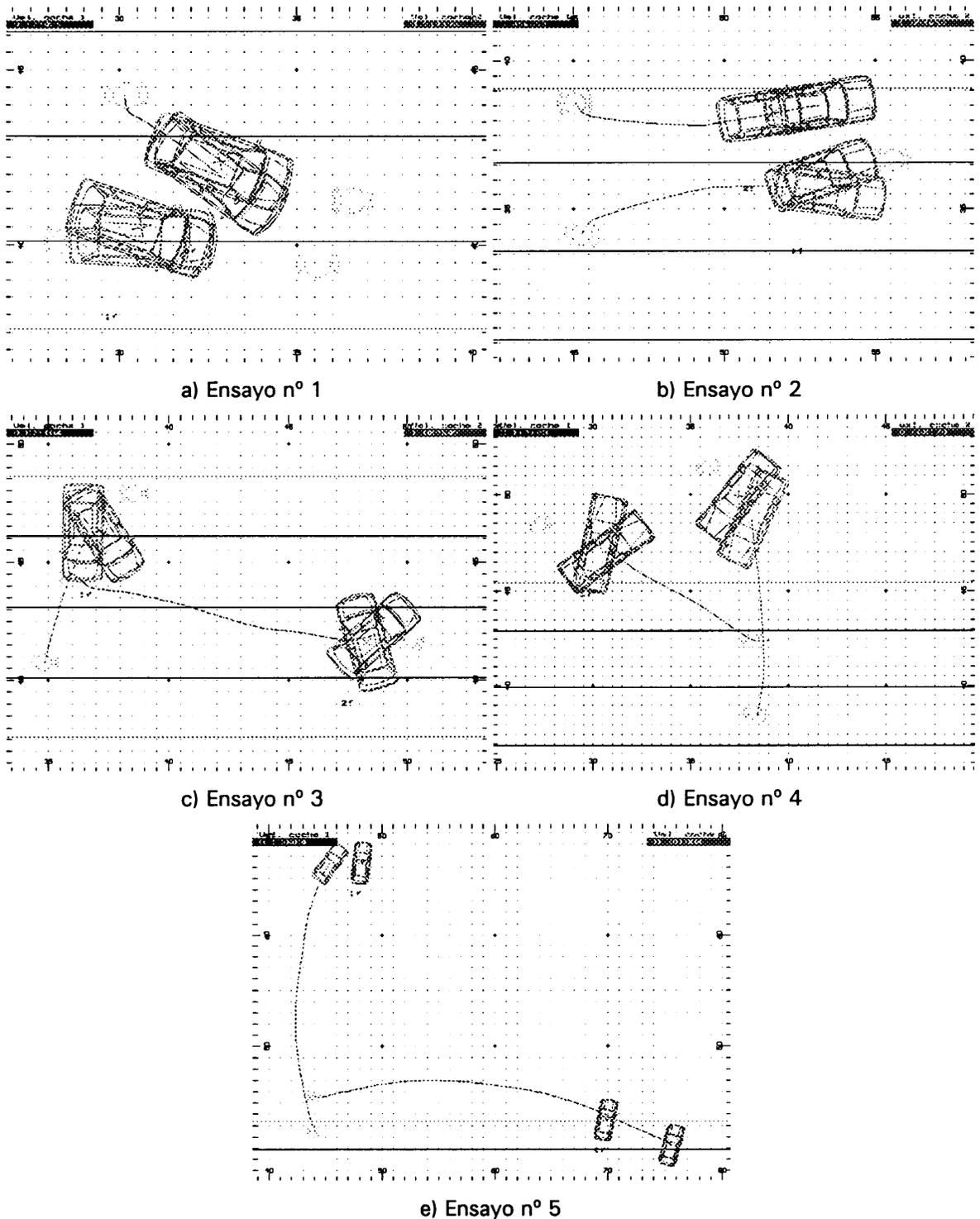
Figura 10.6. Errores de ángulo de guiñada (%) de las simulaciones en modo manual.

Seguidamente, se han simulado los ensayos con el programa SINRAT en su modo de funcionamiento automático, (utilizando el algoritmo de optimización), lanzando

los vehículos desde las posiciones de colisión con los márgenes de velocidad indicados en la tabla 10.3. En esta tabla se incluyen los valores de las velocidades de colisión estimadas por el programa, calculando los errores cometidos respecto a las velocidades de colisión de los ensayos reales. Los resultados sobre las posiciones finales de los vehículos obtenidas se muestran en la figura 10.7., comparándolas con las ocurridas en cada ensayo real. En la tabla 10.4 se muestran los datos numéricos relativos a las posiciones finales obtenidas, calculando los mismos tipos de errores que en el caso de las simulaciones manuales.

Tabla 10.3. Resultados de velocidad de la simulación automática de los ensayos.

Ensayo	Vehíc.	Velocidad de ensayo real (Km/h.)	Margen de veloc. de simulación	Velocidad estimada	Número de iteraciones	Error de velocidad (Km/h.)	Error de velocidad (%)
1	1	49,9	30-60	49,01	5	-0,89	-1,79%
	2	49,6	40-70	50,42		0,82	1,65%
2	1	49,5	30-60	51,37	5	1,87	3,77%
	2	49,3	40-70	52,19		2,89	5,86%
3	1	41,9	30-50	40,70	7	-1,20	-2,87%
	2	41,0	30-50	42,34		1,34	3,26%
4	1	61,8	40-70	59,78	6	-2,02	-3,26%
	2	42,5	30-60	40,37		-2,13	-5,02%
5	1	83,2	75-105	82,43	7	-0,77	-0,93%
	2	82,0	75-105	82,10		0,10	0,13%



1r : posición final del vehículo 1 en el ensayo real.
 1sa : posición final del vehículo 1 en la simulación automática.
 2r : posición final del vehículo 2 en el ensayo real.
 2sa : posición final del vehículo 2 en la simulación automática.

Figura 10.7. Posiciones finales de las simulaciones automáticas de los ensayos.

Los errores porcentuales en la estimación de la velocidad se muestran en la gráfica de la figura 10.8.. Estos errores oscilan entre el -5,02% y el 5,86%.

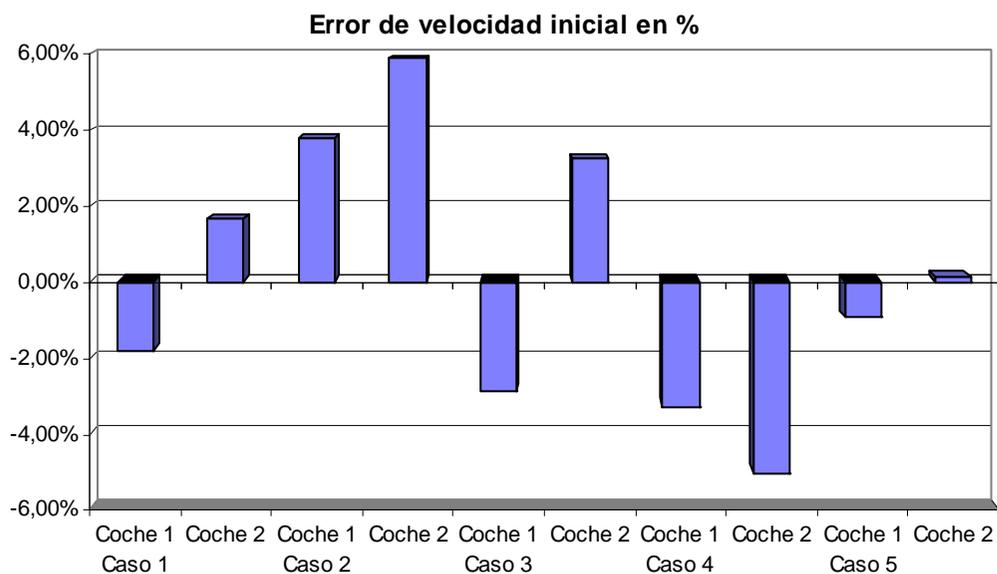


Figura 10.8. Errores de velocidad de colisión estimada (%) en las simulaciones en modo automático.

Tabla 10.4. Resultados de posiciones de la simulación automática de los ensayos.

Ensayo	Vehículo	E.P. (m.)	E.P. (%)	E.D. (m.)	E.D. (%)	E.A. (°)	E.A. (%)
1	1	0,254	11,55%	0,002	0,09%	17,16	22,33%
	2	0,343	10,46%	0,175	5,34%	-15,62	-22,99%
2	1	0,665	8,12%	0,159	1,94%	-27,25	-51,38%
	2	1,555	23,65%	1,531	23,27%	0,81	1,27%
3	1	0,860	14,29%	-0,265	-4,40%	-32,63	-23,65%
	2	0,433	3,43%	0,233	1,85%	-64,29	-30,03%
4	1	1,371	11,89%	-1,185	-10,28%	12,37	7,95%
	2	0,508	5,06%	-0,461	-4,59%	-40,83	-16,58%
5	1	2,762	11,41%	-0,390	-1,61%	-30,83	-7,78%
	2	6,190	23,74%	5,981	22,94%	-3,91	-0,62%

Los errores porcentuales de posición obtenidos en las simulaciones en modo automático se muestran en la figura 10.9. Estos errores son algo mayores que los obtenidos en el modo manual del SINRAT, debido a la influencia de los pequeños errores cometidos al estimar la velocidad de colisión.

Los errores porcentuales de distancia obtenidos en las simulaciones en modo automático se muestran en la figura 10.10. Estos oscilan entre el -10,28% y 23,27%, dándose la circunstancia de que el 80% de los errores medidos se encuentran comprendidos entre el -10,28% y el 5,34%.

En la figura 10.11. se muestran los errores porcentuales de ángulo ocurridos en las simulaciones en el modo automático, que varían entre el -51,38% y el 22,33%. El valor del -51,38% no resulta tan elevado considerando que corresponde a un error de ángulo de $-27,25^\circ$. Además, el 80% de los errores están comprendidos entre el -23,65% y el 22,33%.

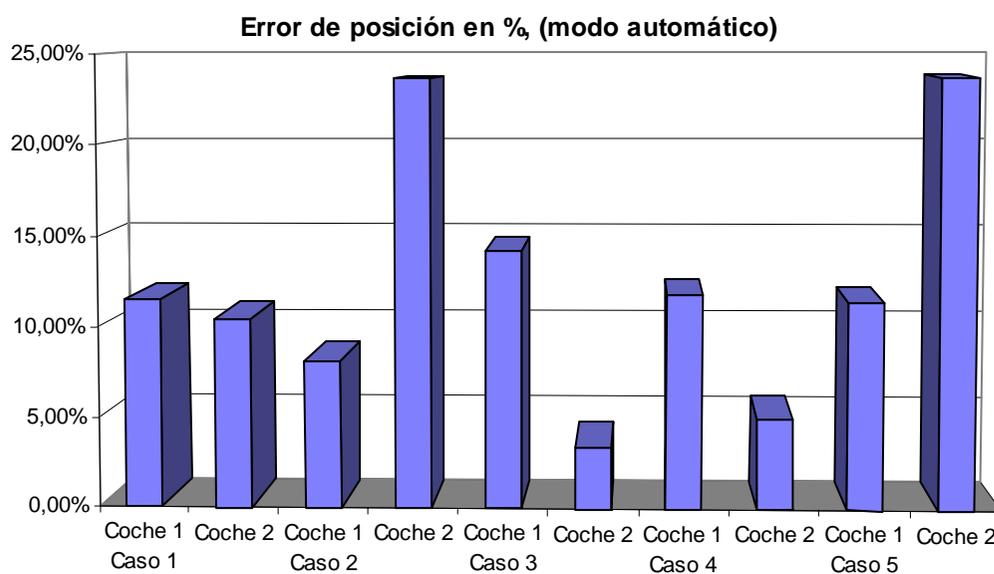


Figura 10.9. Errores de posición (%) de las simulaciones en modo automático.

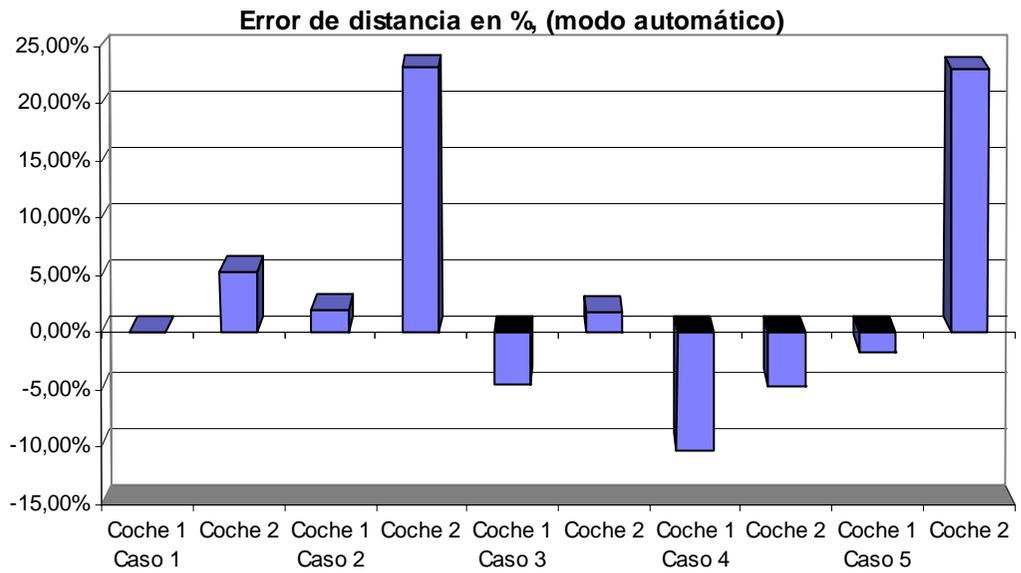


Figura 10.10. Errores de distancia recorrida (%) en las simulaciones en modo automático.

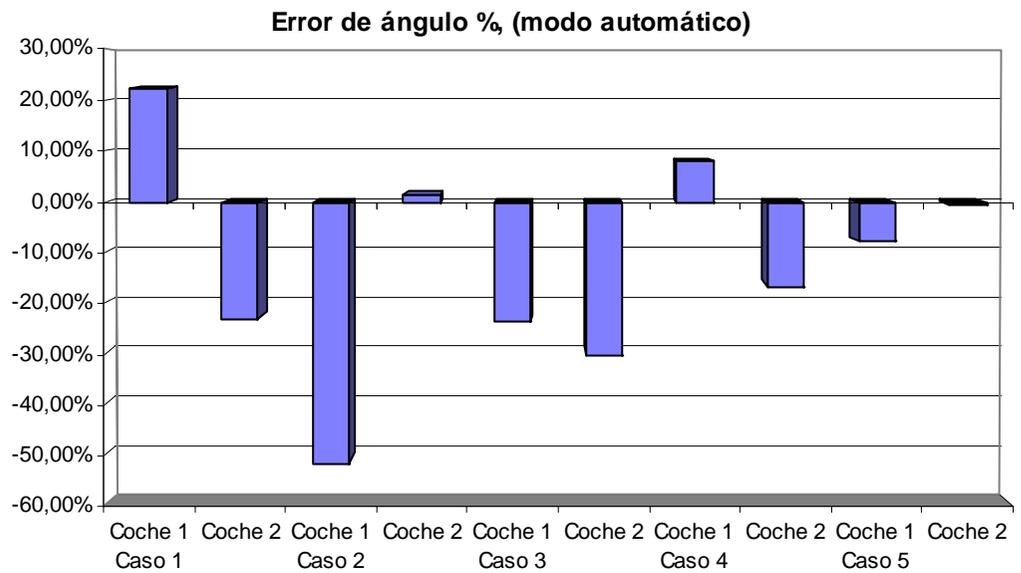


Figura 10.11. Errores de ángulo de guiñada (%) de las simulaciones en modo automático.

10.3. Validación con accidentes reales.

Accidente de tráfico nº1.

A continuación se presenta la reconstrucción del accidente de circulación consistente en la colisión por alcance de un turismo Renault 21 contra el tractocamión Mercedes 1735-S.

En la figura 10.12 se muestra el croquis del escenario del accidente, obtenido del correspondiente Informe Técnico de la Guardia Civil.

Otros datos de interés acerca del accidente, obtenidos del Informe Técnico de la Guardia Civil, son:

- Existe el disco tacógrafo del tractocamión, el cual registra una velocidad del citado vehículo en el momento del accidente de unos 45 Km/h.
- El conductor del tractocamión declara que se encontraba maniobrando para estacionarse en un terrizo lateral situado a la izquierda de la vía, cuando notó un golpe sobre su vehículo y frenó bruscamente.

Los datos técnicos sobre los vehículos utilizados en las simulaciones se obtienen de la base de datos de vehículos del programa SINRAT.

En la figura 10.13 se muestra el croquis de entrada de datos introducido al programa SINRAT. La reconstrucción del accidente se realiza a partir del instante de la colisión, considerando a partir de ella frenadas bruscas para ambos vehículos.

Realizando la reconstrucción utilizando el algoritmo de optimización, las velocidades que se obtienen de los vehículos son las siguientes:

- Vehículo turismo Renault 21 : 95 Km/h.
- Vehículo tractocamión Mercedes 1735-S : 47,7 Km/h.

En la figura 10.14 se presenta la visualización en planta del accidente reconstruido. En la figura 10.15 se observa en detalle el punto de colisión entre los vehículos, y en la figura 10.16 se muestran las posiciones finales obtenidas en la reconstrucción del accidente, comparándolas con las posiciones finales ocurridas e introducidas en el croquis de la figura 10.13.

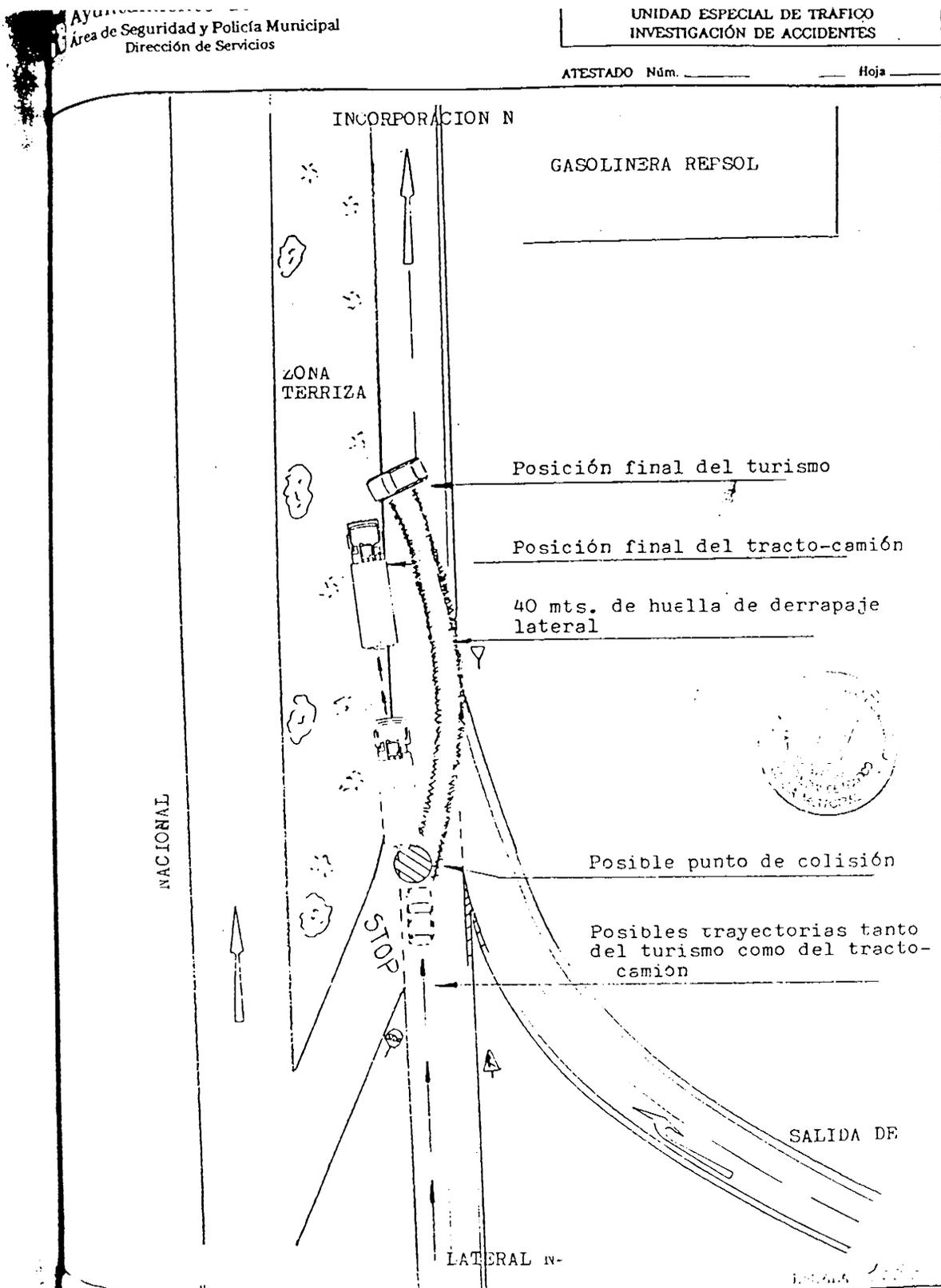


Figura 10.12. Croquis del escenario del accidente suministrado por la Agrupación de Tráfico de la Guardia Civil.

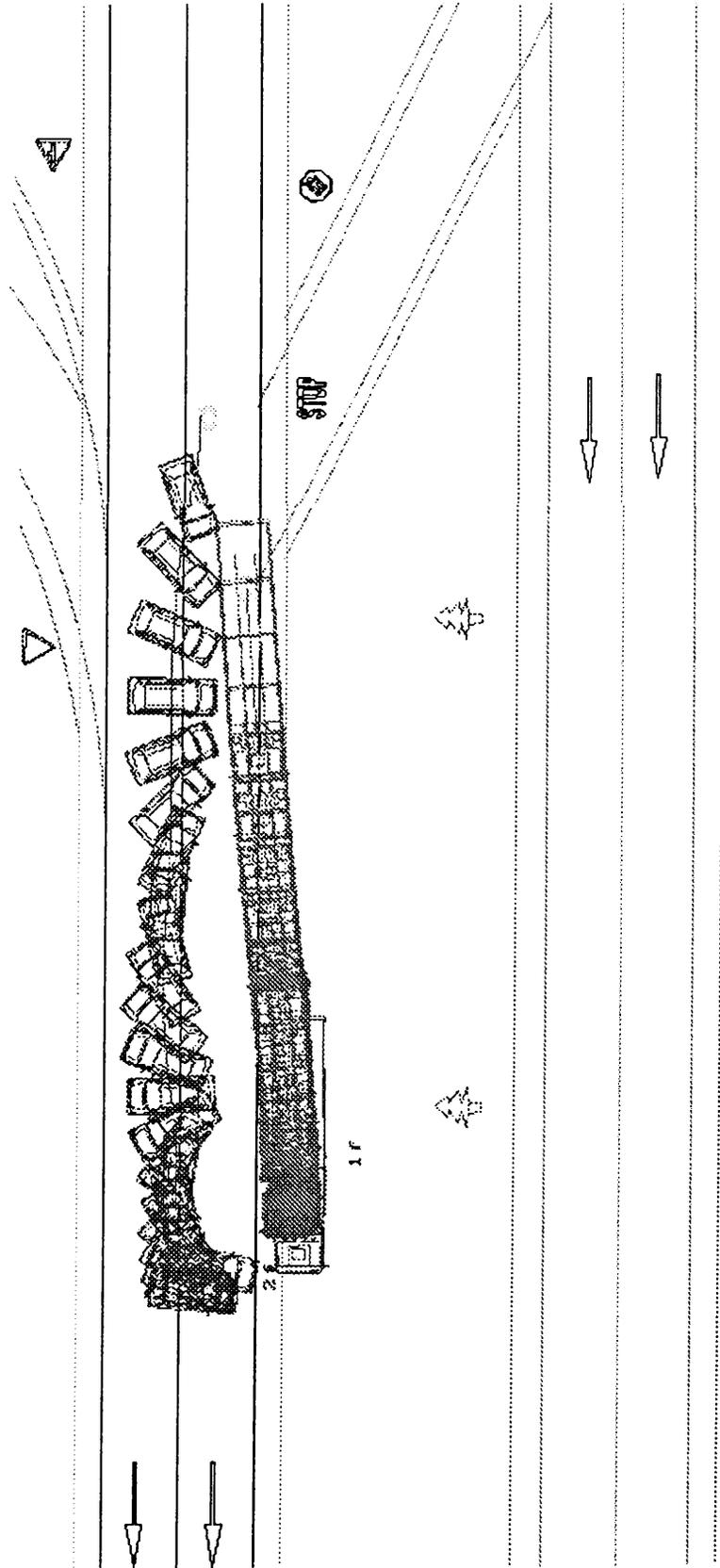


Figura 10.14. Visualización en planta del accidente reconstruido.

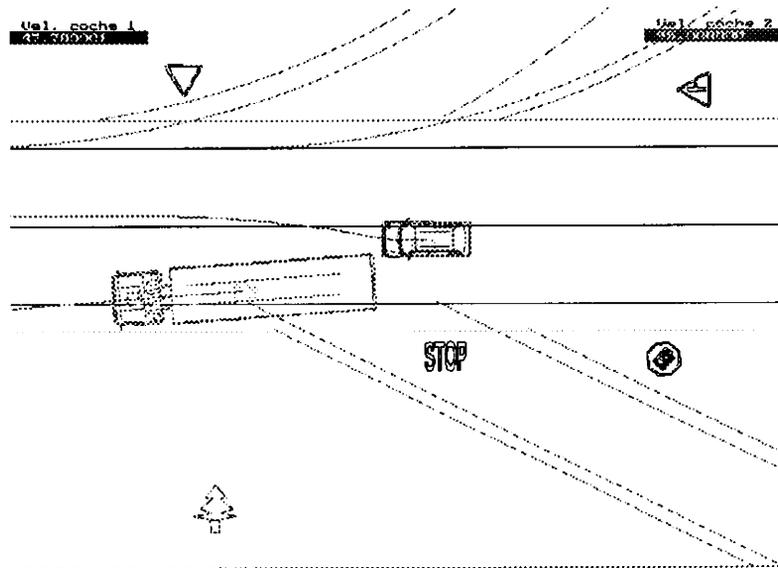


Figura 10.15. Punto de colisión.

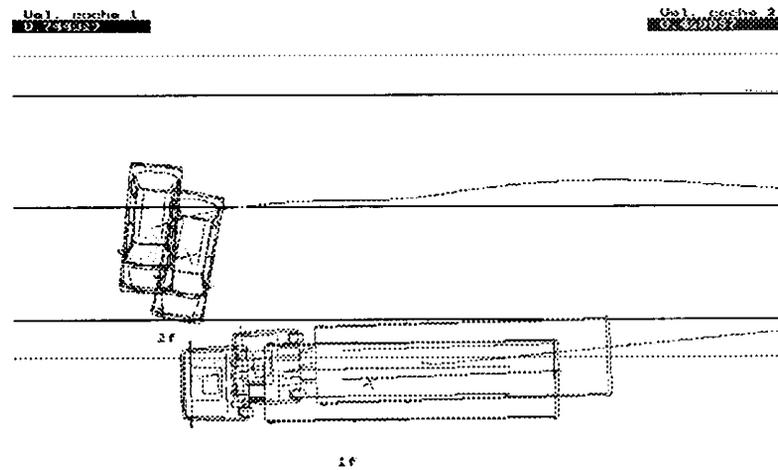
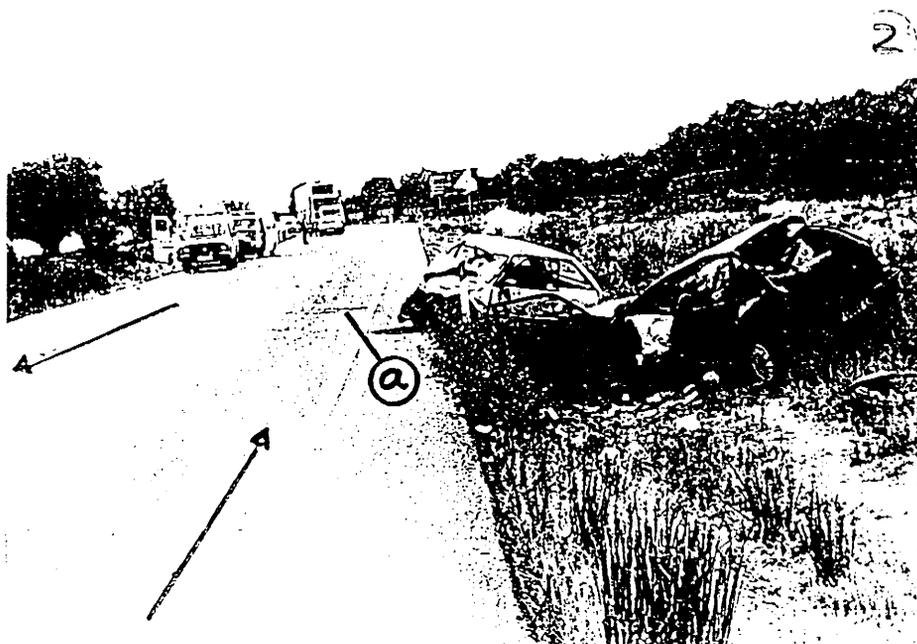


Figura 10.16. Posición final de los vehículos.

Accidente de tráfico nº2.

A continuación se presenta la reconstrucción del accidente de circulación consistente en la colisión frontolateral entre los turismos Peugeot 205 y Seat Ibiza.

En la figura 10.18 se muestra el croquis del escenario del accidente obtenido del correspondiente Informe Técnico de la Guardia Civil. Este croquis resulta contradictorio con el informe fotográfico en lo que respecta a la situación del punto de colisión de los vehículos, (figura 10.17).



LEYENDA.- Panorámica del lugar del accidente tomada desde el sentido de circulación en el que circulaba el Seat Ibiza (en el que se señala a).- Punto de colisión y se observa la posición final de los vehículos.

Figura 10.17. Fotografía del accidente nº2.

Los datos técnicos sobre los vehículos utilizados en las simulaciones se obtienen de la base de datos de vehículos del programa SINRAT.

señalizada con un límite de velocidad de 60 Km/h., y viene desestabilizado y derrapando. Para conseguir llevar a este vehículo hasta el punto de colisión ha sido necesario indicar en la entrada de datos, (figura 10.19), una trayectoria del vehículo que está desplazada hacia la izquierda según su sentido de circulación. El Seat Ibiza, (vehículo 2), viene por su carril derecho de circulación, observa como el otro vehículo invade su carril de circulación, y frena bruscamente realizando una maniobra de esquiwa hacia su derecha intentando evitar el accidente.

Realizando la reconstrucción utilizando el algoritmo de optimización, las velocidades de colisión de los vehículos estimadas son las siguientes:

- Vehículo Peugeot 205 : 73,8 Km/h.
- Vehículo Seat Ibiza : 54,3 Km/h.

De la reconstrucción de las maniobras de precolisión, se estiman las siguientes velocidades de circulación de los vehículos:

- Vehículo Peugeot 205 : 100,3 Km/h. (Muy superior a la limitación de 60 Km/h. de la curva previa de la que está saliendo).
- Vehículo Seat Ibiza : 62,5 Km/h.

En la figura 10.20 se presenta la visualización en planta del accidente reconstruido. En la figura 10.21 se observa en detalle el punto de colisión entre los vehículos, y en la figura 10.22 se muestran las posiciones finales obtenidas en la reconstrucción del accidente, comparándolas con las posiciones finales ocurridas e introducidas en el croquis de la figura 10.19.

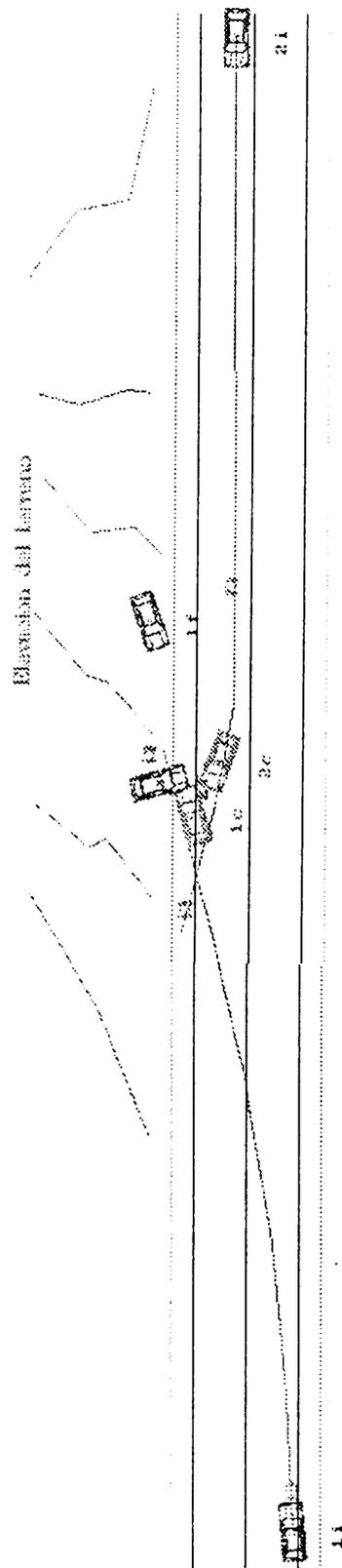


Figura 10.19. Croquis de entrada de datos para la reconstrucción del accidente.

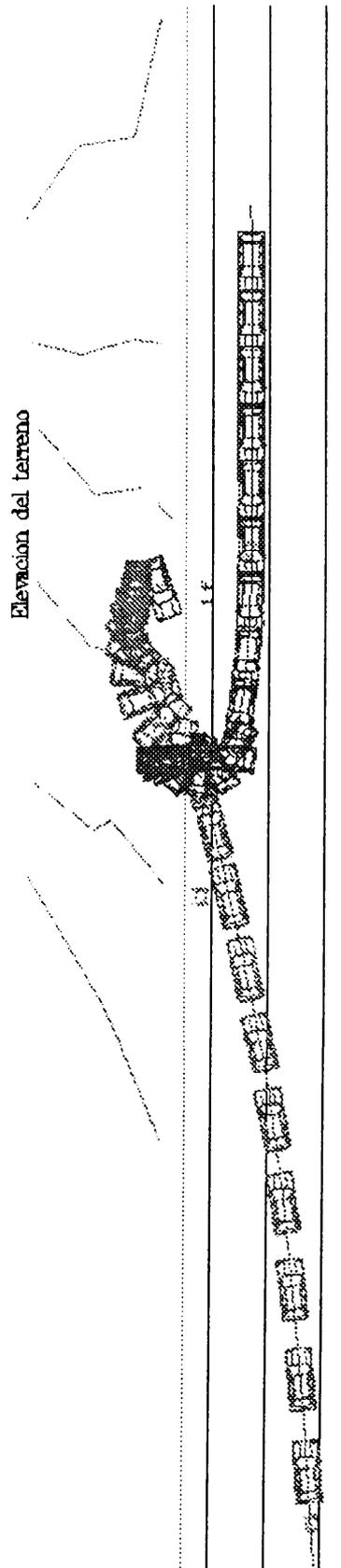


Figura 10.20. Visualización en planta del accidente reconstruido.

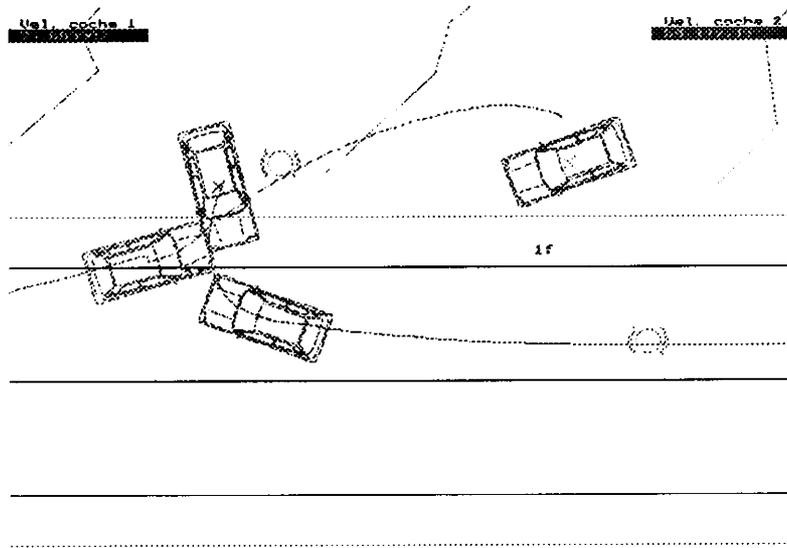


Figura 10.21. Punto de colisión.

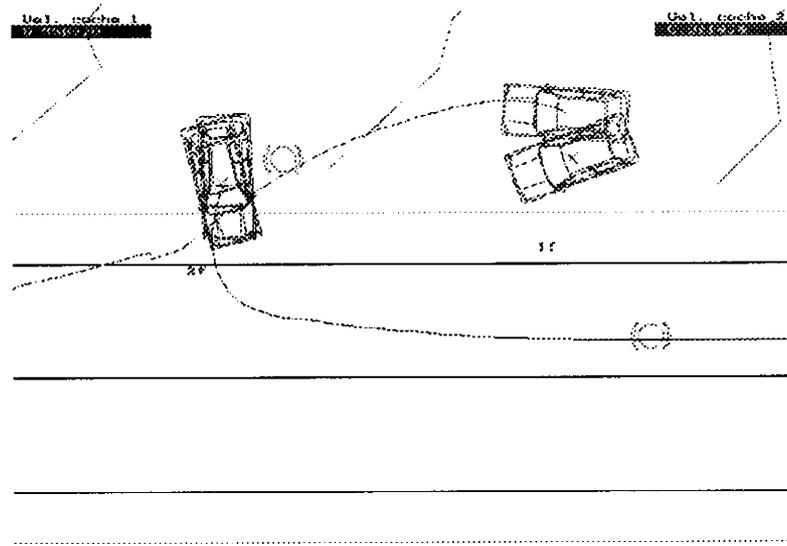


Figura 10.22. Posición final de los vehículos.

Accidente de tráfico nº3.

A continuación se presenta la reconstrucción del accidente de circulación consistente en la colisión frontal entre los turismos Renault 5 y BMW 525.

En la figura 10.23 se muestra el croquis del escenario del accidente obtenido del correspondiente Informe Técnico de la Guardia Civil.

Otros datos de interés acerca del accidente, obtenidos del Informe Técnico de la Guardia Civil, son:

- La conductora del turismo BMW 525 declara que recuerda circular entre 50 y 60 Km/h.
- El lugar del accidente es a la salida de una curva y en rampa ascendente según el sentido de marcha del turismo BMW.
- Existe un pequeño golpe del turismo BMW contra la barrera de protección derecha de la calzada según el sentido de marcha del vehículo.

Los datos técnicos sobre los vehículos utilizados en las simulaciones se obtienen de la base de datos de vehículos del programa SINRAT.

En la figura 10.24 se muestra el croquis de entrada de datos introducido al programa SINRAT. Este croquis posee una pequeña diferencia respecto del croquis de la Guardia Civil en la geometría de colisión de los vehículos. Hubo que modificar dicha geometría para poder conseguir la reconstrucción del accidente.

En la reconstrucción del accidente se incluyen las maniobras de precolisión. El turismo Renault 5, (vehículo 1), por alguna causa invade el carril izquierdo según su sentido de circulación, produciéndose la colisión cuando se disponía a volver a su carril de circulación. El vehículo BMW 525, (vehículo 2), circula por el carril derecho según su sentido de marcha. No se han considerado maniobras de frenada o aceleración previas a la colisión.

Para la calzada, se ha considerado una rampa de subida suave del 2% en el sentido de circulación del turismo BMW 525.

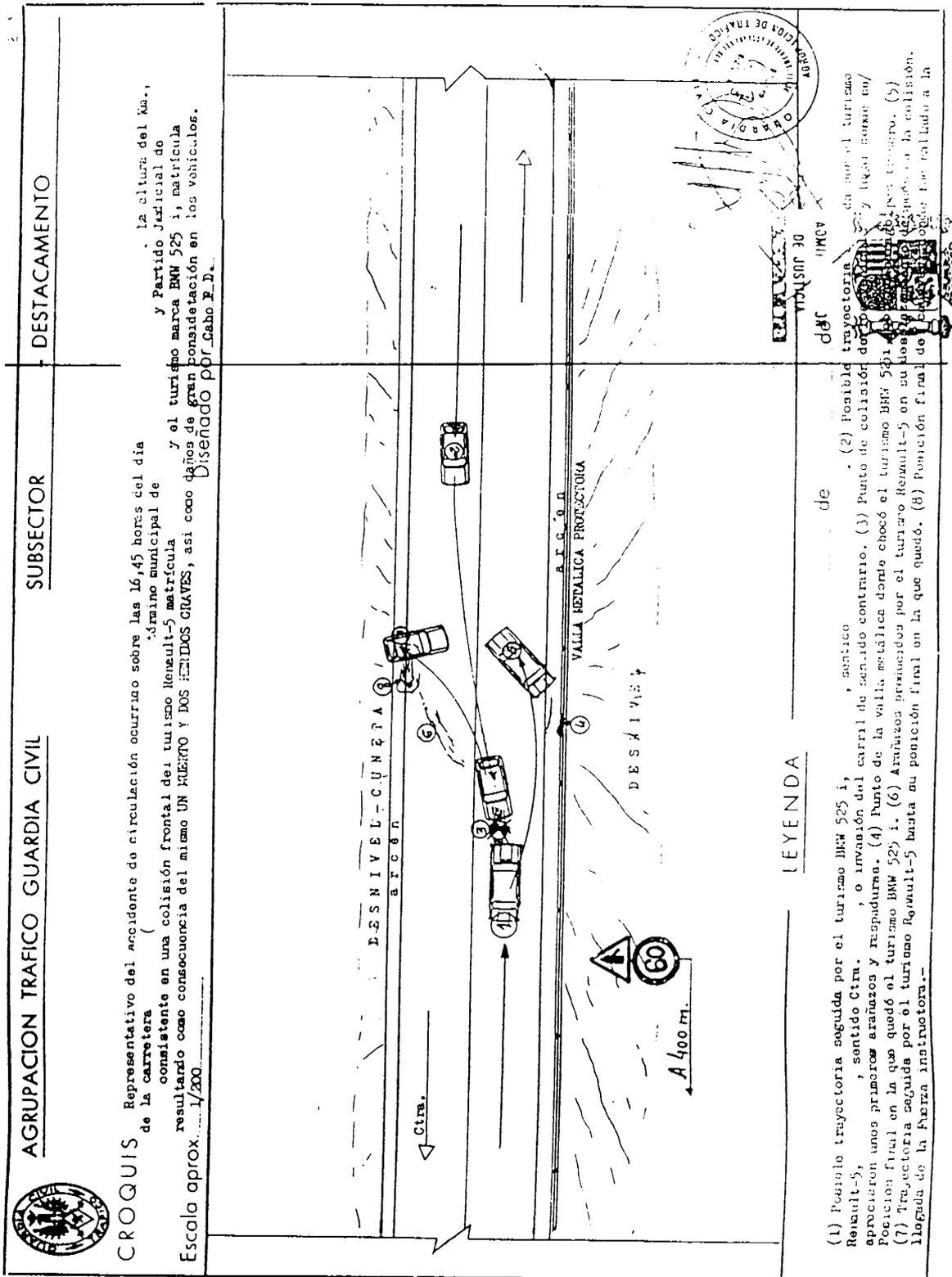


Figura 10.23. Croquis del escenario del accidente suministrado por la Agrupación de Tráfico de la Guardia Civil.

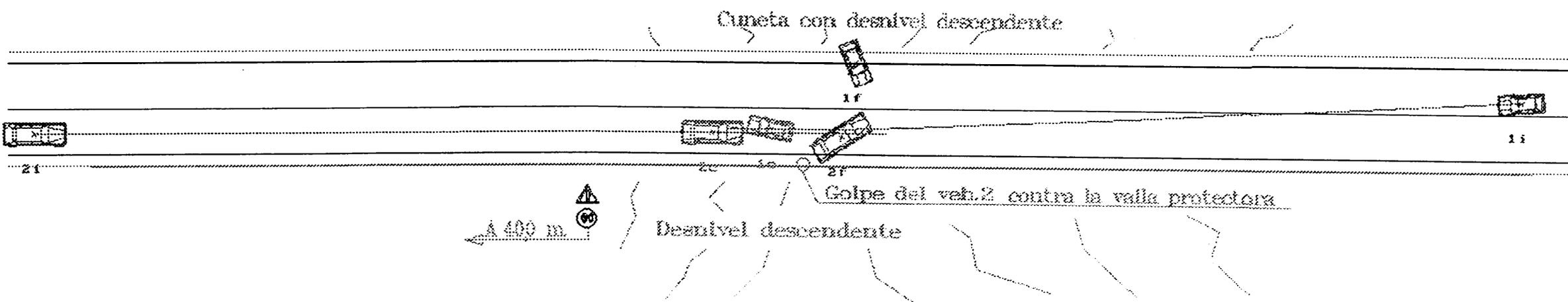


Figura 10.24. Croquis de entrada de datos para la reconstrucción del accidente.

Las velocidades de colisión de los vehículos estimadas por el algoritmo de optimización han sido las siguientes:

- Vehículo Renault 5 : 49,9 Km/h.
- Vehículo BMW 525 : 74,2 Km/h.

De la reconstrucción de las maniobras de precolisión, se estiman las siguientes velocidades de circulación de los vehículos :

- Vehículo Renault 5 : 50,6 Km/h.
- Vehículo BMW 525 : 78 Km/h.

Es necesario insistir en que estas últimas velocidades de circulación de los vehículos se han obtenido sin considerar ningún tipo de maniobra de frenada o aceleración, actuando sobre los vehículos sólo las resistencias al movimiento.

En la figura 10.25 se observa en detalle el punto de colisión entre los vehículos y en la figura 10.26 se muestra el instante en que el vehículo turismo BMW habría chocado con la barrera de protección de la calzada. Esta barrera no se ha podido simular, sólo se ha comprobado la coherencia de la simulación con los hechos reales ocurridos.

En la figura 10.27 se muestran las posiciones finales obtenidas en la reconstrucción del accidente, comparándolas con las posiciones finales ocurridas e introducidas en el croquis de la figura 10.24. Si se hubiese simulado la colisión del turismo BMW contra la barrera de protección de la calzada, este vehículo hubiese quedado en una posición final más longitudinal con la calzada, llegando a una similitud aún mayor entre la posición final obtenida en la reconstrucción y la posición final real.

La figura 10.28 presenta la visualización en planta del accidente reconstruido.

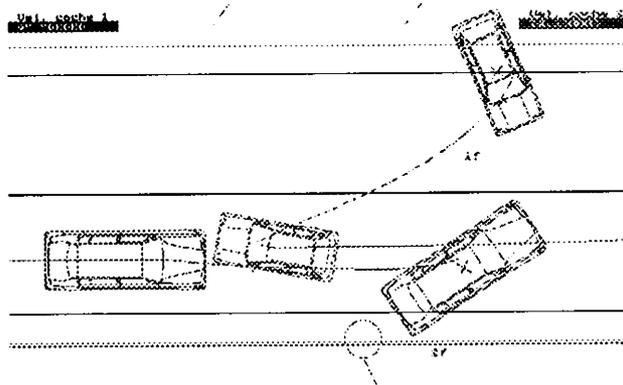


Figura 10.25. Punto de colisión.

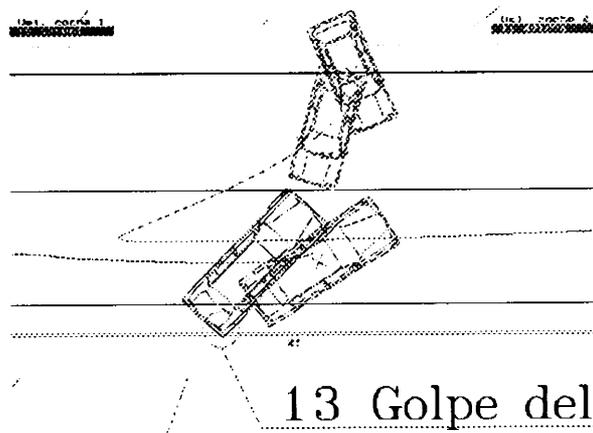


Figura 10.26. Instante de colisión del BMW contra la barrera de protección.

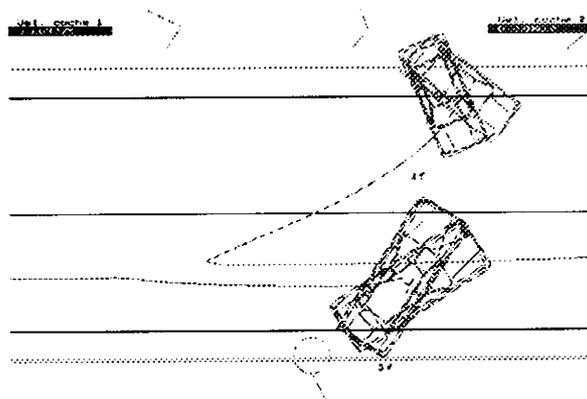


Figura 10.27. Posición final de los vehículos.

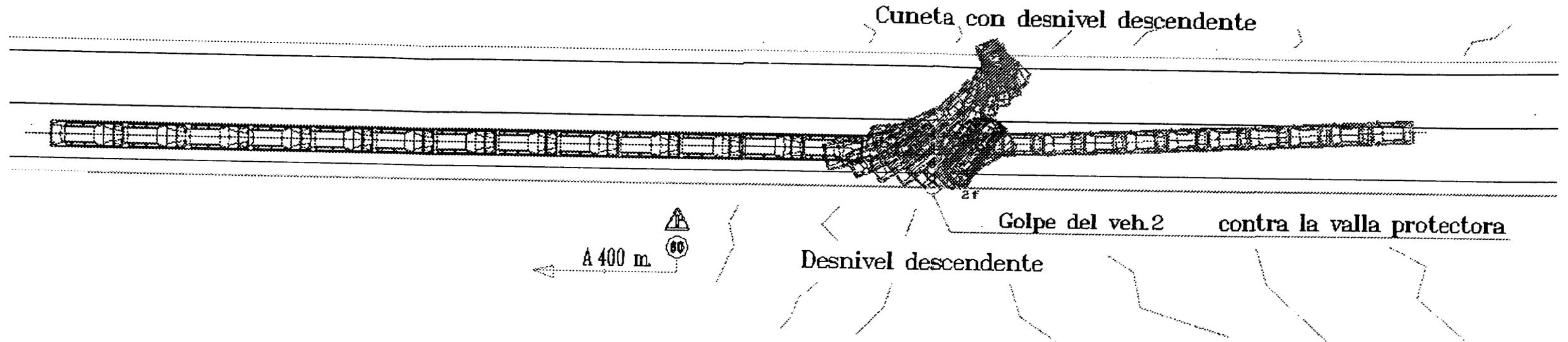


Figura 10.28. Visualización en planta del accidente reconstruido.

A continuación se presenta la reconstrucción del accidente de circulación consistente en la colisión frontal entre el turismo Opel Kadett 1.7 D y la furgoneta Pegaso J-4 1.100 Combi.

En la figura 10.29 se muestra el croquis del escenario del accidente obtenido del correspondiente Informe Técnico de la Guardia Civil.

Los datos técnicos sobre los vehículos utilizados en las simulaciones se obtienen de la base de datos de vehículos del programa SINRAT.

En la figura 10.30 se muestra el croquis de entrada de datos introducido al programa SINRAT. En la precolisión la furgoneta circula por su carril derecho cuando ve que el turismo inicia una maniobra de adelantamiento a otro vehículo. El conductor de la furgoneta levanta el pie del acelerador como medida de precaución y cuando se percata de la colisión inminente, (a unos 30 metros antes del punto de colisión), frena bruscamente haciendo a la vez una maniobra de esquiwa hacia su derecha. Cuando se va a producir la colisión el conductor del turismo intenta volver a su carril derecho de circulación.

Para la calzada se ha considerado una rampa de subida muy suave del 0,5% según el sentido de marcha de la furgoneta.

Las velocidades de colisión de los vehículos estimadas por el algoritmo de optimización han sido las siguientes:

- Vehículo furgoneta Pegaso J-4 1.100 Combi : 92,2 Km/h.
- Vehículo Opel Kadett 1.7 D : 110,9 Km/h.

De la reconstrucción de las maniobras de precolisión, se estiman las siguientes velocidades de circulación de los vehículos :

- Vehículo furgoneta Pegaso J-4 1.100 Combi : 112,9 Km/h.
- Vehículo Opel Kadett 1.7 D : 97,2 Km/h.

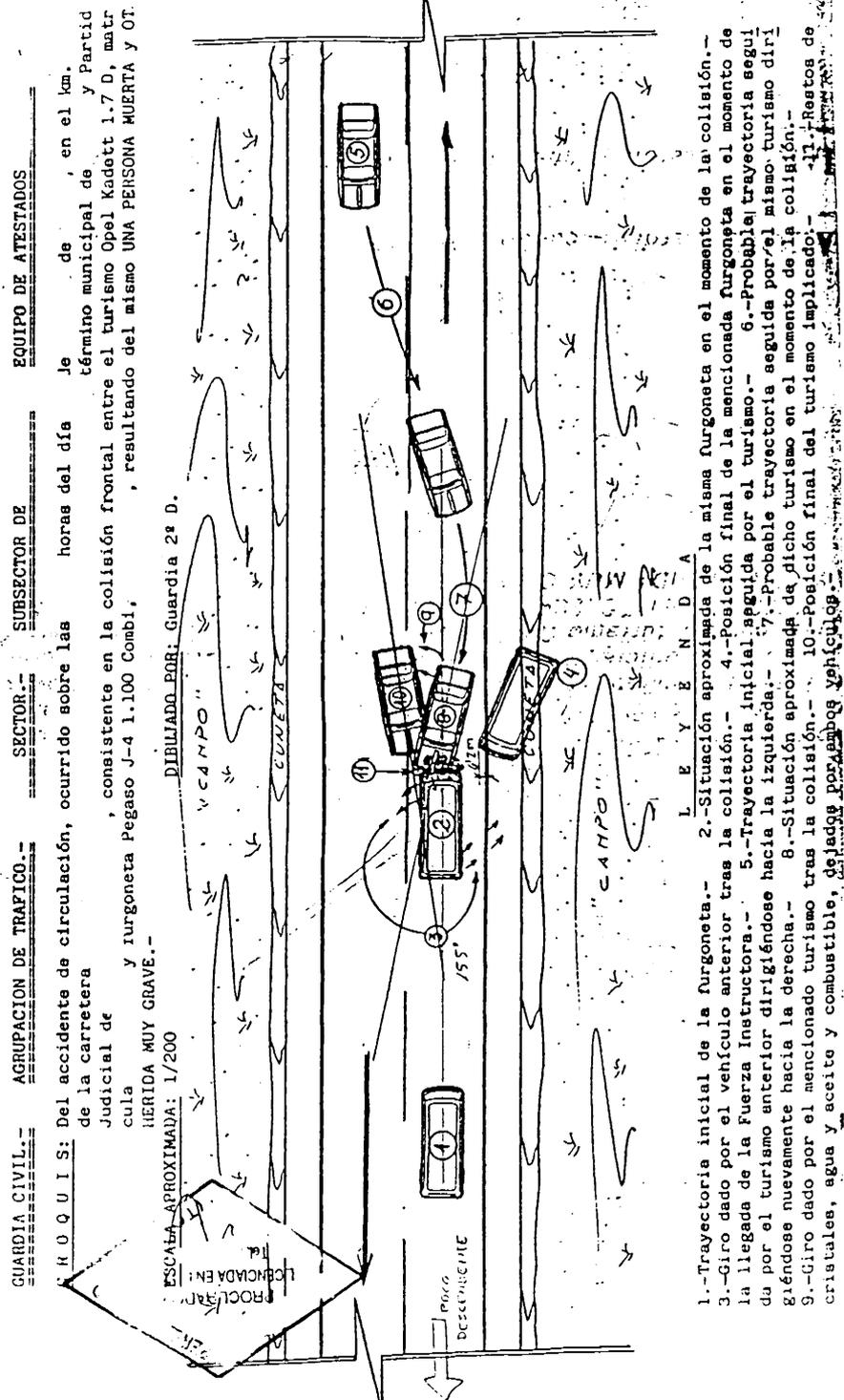


Figura 10.29. Croquis del escenario del accidente suministrado por la Agrupación de Tráfico de la Guardia Civil.

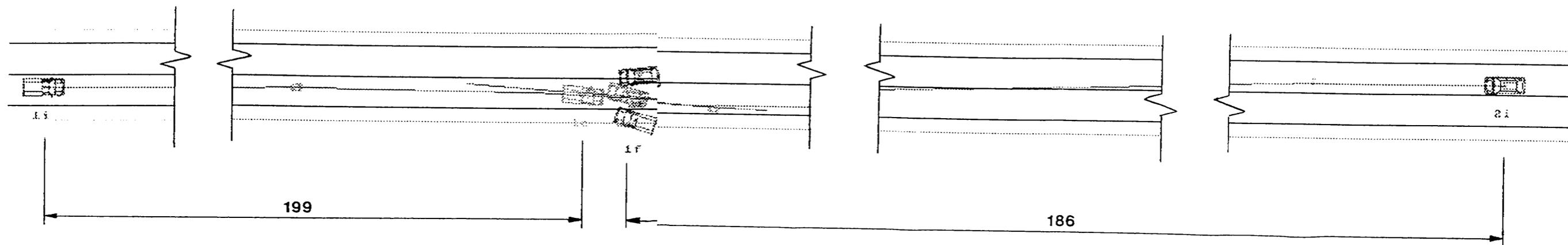


Figura 10.30. Croquis de entrada de datos para la reconstrucción del accidente.

En la figura 10.31 se observa en detalle el punto de colisión entre los vehículos y en la figura 10.32 se muestran las posiciones finales obtenidas en la reconstrucción del accidente, comparándolas con las posiciones finales ocurridas e introducidas en el croquis de la figura 10.30.

La figura 10.33 presenta la visualización en planta del accidente reconstruido.

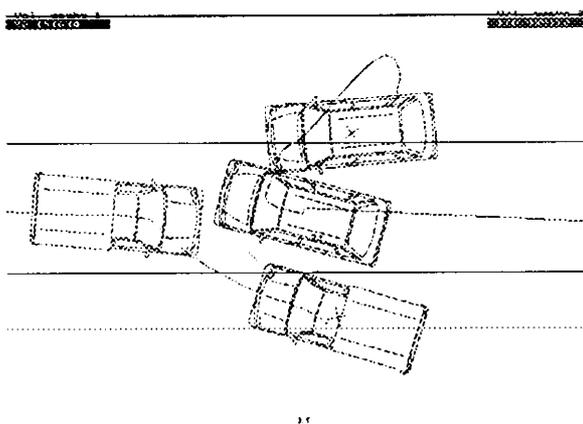


Figura 10.31. Punto de colisión.

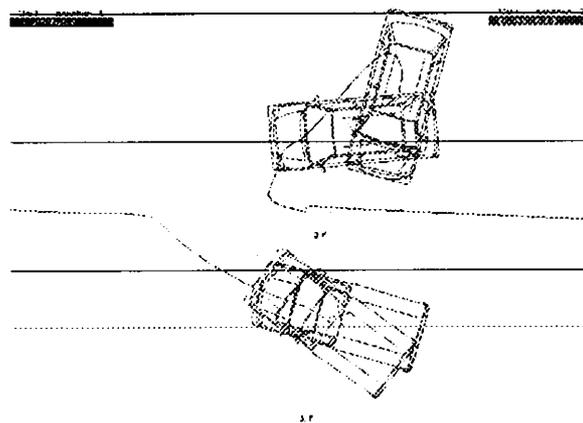


Figura 10.32. Posición final de los vehículos.

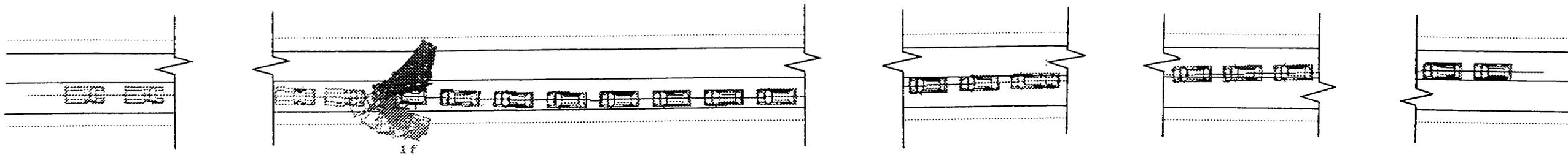


Figura 10.33. Visualización en planta del accidente reconstruido.

Accidente de tráfico nº5.

A continuación se presenta la reconstrucción del accidente de circulación consistente en la colisión frontal excéntrica entre los turismos Ford Fiesta 1.6 y Ford Scorpio.

En la figura 10.34 se muestra el croquis del escenario del accidente obtenido del correspondiente Informe Técnico de la Guardia Civil. En él se observa que después de la colisión entre los vehículos se produce otra pequeña colisión de la parte trasera del turismo Ford Scorpio contra la barrera de protección de la calzada. Desafortunadamente, esta colisión contra la barrera no se pueden simular con los modelos de simulación diseñados en esta Tesis.

Los datos técnicos sobre los vehículos utilizados en las simulaciones se obtienen de la base de datos de vehículos del programa SINRAT.

En la figura 10.35 se muestra el croquis de entrada de datos introducido al programa SINRAT. La calzada posee una rampa de subida del 2% según el sentido de marcha del turismo Ford Fiesta 1.6.

El turismo Ford Fiesta invade el carril izquierdo según su sentido de circulación, (posiblemente debido a una maniobra de adelantamiento). Ante la colisión inminente ambos vehículos realizan maniobras de frenada brusca.

Las velocidades de colisión de los vehículos estimadas por el algoritmo de optimización han sido las siguientes:

- Vehículo Ford Fiesta 1.6 : 108,8 Km/h.
- Vehículo Ford Scorpio : 83,3 Km/h.

Las velocidades de circulación de los vehículos estimadas en la precolisión son:

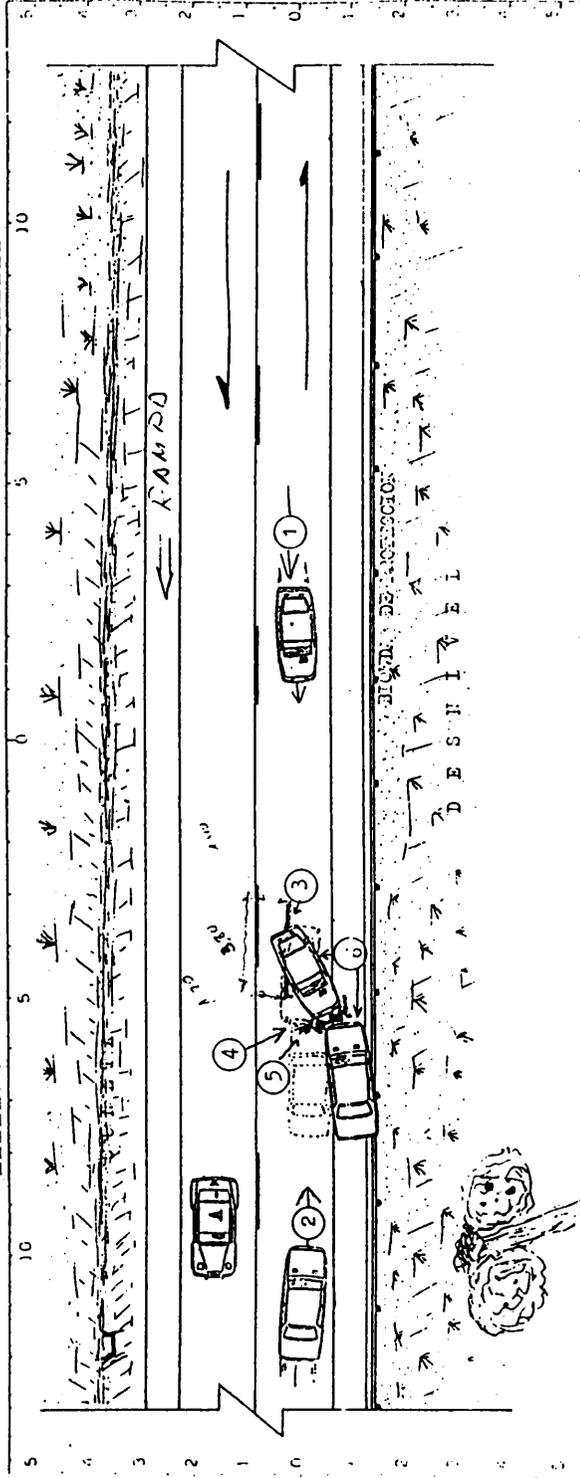
- Vehículo Ford Fiesta 1.6 : 113,5 Km/h.
- Vehículo Ford Scorpio : 86,8 Km/h.

AGrupación TRAFICO GUARDIA CIVIL SUBGRUPHUUU SUBSELIUH



Croquis: Representativo del accidente de circulación ocurrido a las horas del día de de
 ex: el .P.Ki de la carretera (), término municipal de () ; Judicial de
 , consistente en la colisión frontal excéntrica entre los turismos Ford Fiesta 1.6, y Ford Scor
 pio, , con el resultado de UN MUERTO, DOS HERIDOS GRAVES y daños de siniestrabilidad en ambos vehículos.

Escala 1: (aproximada) Diseñado: Quartaia 2º D.



LEYENDA:

- 1.- Turismos implicados en el accidente.
- 2.- Turismos implicados en el accidente.
- 3.- Turismos implicados en el accidente.
- 4.- Turismos implicados en el accidente.
- 5.- Turismos implicados en el accidente.
- 6.- Turismos implicados en el accidente.

Figura 10.34. Croquis del escenario del accidente suministrado por la Agrupación de Tráfico de la Guardia Civil.

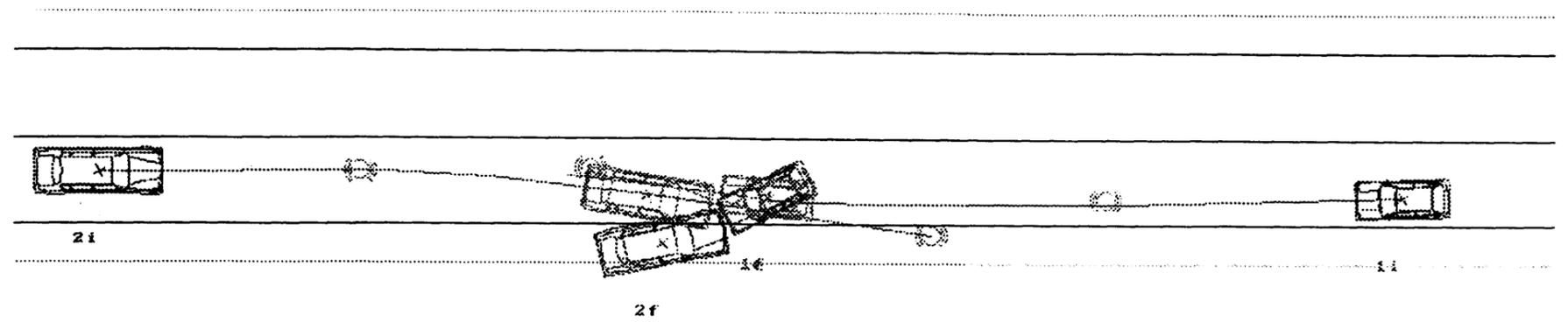


Figura 10.35. Croquis de entrada de datos para la reconstrucción del accidente.

En la figura 10.36 se observa en detalle el punto de colisión entre los vehículos y en la figura 10.37 se muestran las posiciones finales obtenidas en la reconstrucción del accidente, comparándolas con las posiciones finales ocurridas e introducidas en el croquis de la figura 10.35. Si se hubiese simulado la segunda colisión del Ford Scorpio contra la barrera de protección de la calzada, posiblemente las posiciones finales de los vehículos hubiesen sido más longitudinales con la calzada, y serían aún más parecidas a las posiciones finales ocurridas en el accidente real.

La figura 10.38 presenta la visualización en planta del accidente reconstruido.

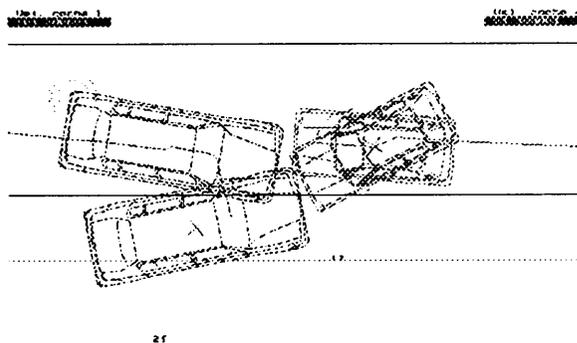


Figura 10.36. Punto de colisión.

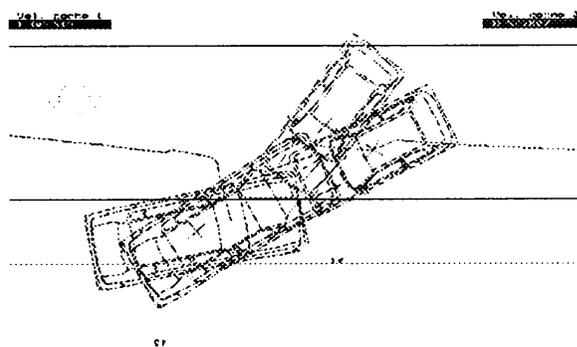


Figura 10.37. Posición final de los vehículos.

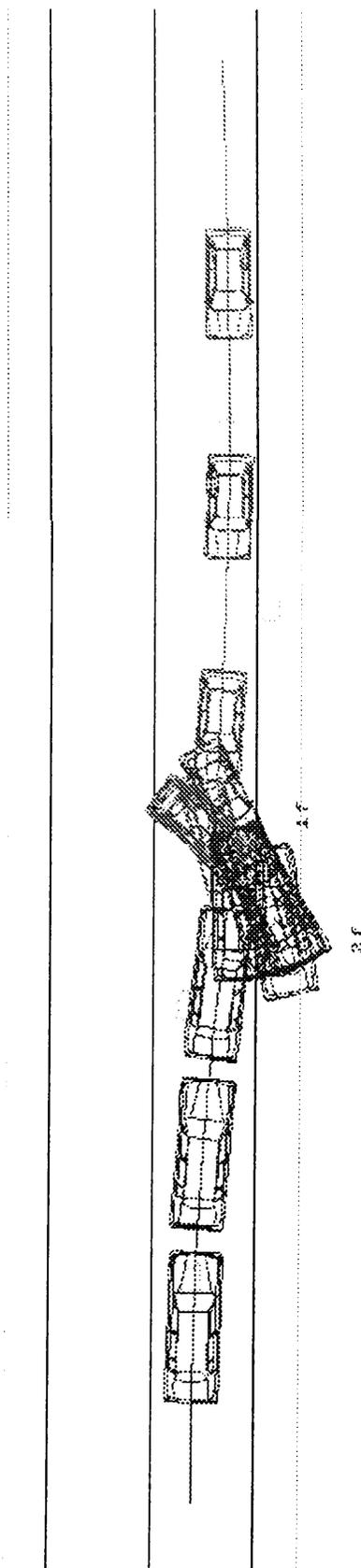


Figura 10.38. Visualización en planta del accidente reconstruido.

Accidente de tráfico nº6.

A continuación se presenta la reconstrucción del accidente de circulación consistente en la colisión lateral entre los turismos Opel Corsa y Renault 19.

En la figura 10.39 se muestra el croquis del escenario del accidente obtenido del correspondiente Informe Técnico de la Guardia Civil. El Renault 19 circula por su carril derecho aproximándose a la intersección cuando el turismo Opel Corsa invade la calzada y se produce la colisión.

Los datos técnicos sobre los vehículos utilizados en las simulaciones se obtienen de la base de datos de vehículos del programa SINRAT.

En la figura 10.40 se muestra el croquis de entrada de datos introducido al programa SINRAT. El turismo Renault 19, (vehículo 2), circula manteniendo la velocidad y cuando observa que el turismo Opel Corsa invade su calzada realiza una frenada brusca y una esquivada hacia su derecha. El turismo Opel Corsa, (vehículo 1), realiza una maniobra de parada en el STOP aplicando una frenada suave, pero no tiene precisión en el punto de parada y queda invadiendo la calzada en 1,8 m dentro del carril de circulación del Renault 19.

Las velocidades de colisión de los vehículos estimadas por el algoritmo de optimización han sido las siguientes:

- Vehículo Opel Corsa : 0 Km/h.
- Vehículo Renault 19 : 68,3 Km/h.

Las velocidades de circulación de los vehículos estimadas en la precolisión son:

- Vehículo Opel Corsa : 17,7 Km/h.
- Vehículo Renault 19 : 76,1 Km/h.

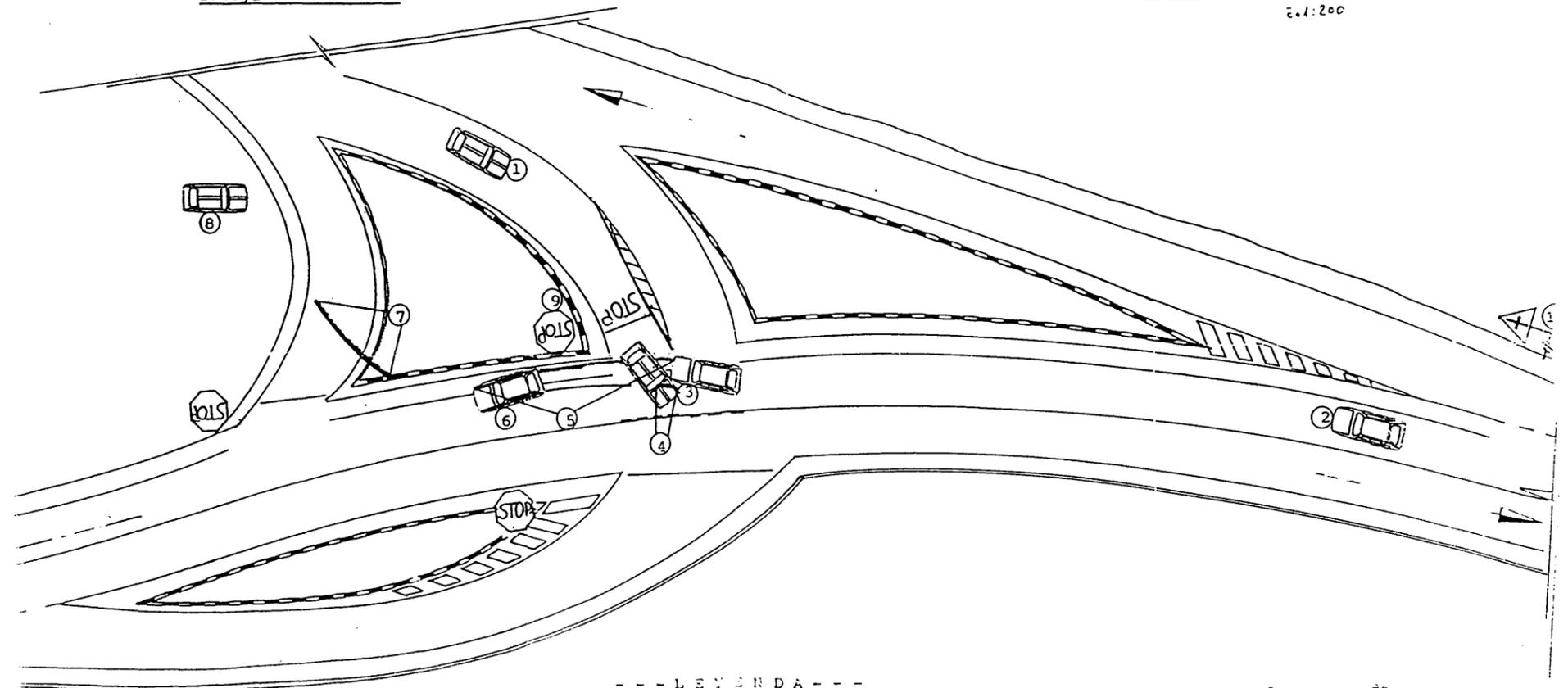
AGrupación DE TRAFICO GUARDIA CIVIL.- SECTOR -----.- SUBSECTOR -----.- PLANA MAYOR.- ATESTADOS.-

C R O Q U I S: Del accidente de circulación ocurrido a las _____ horas del día de _____ de _____, en el kilómetro _____ de la carretera _____ por la colisión por embestida oblicua izquierda de los turismos Opel Corsa, matrícula _____ y Renault 19. matrícula _____; resultando heridos GRAVES ambos conductores, falleciendo posteriormente en el Hospital Comarcal _____ el conductor del turismo Opel Corsa así como daños materiales de consideración en ambos turismos.

Dibujado: _____

Escala 1:300.

2.1:200



--- L E Y E N D A ---

- (1) Dirección que seguía el turismo Opel Corsa.
- (2) Dirección que seguía el turismo Renault 19.
- (3) Supuesta forma de colisión entre ambos turismos.
- (4) Huella de fricción dejada por el turismo Opel Corsa despues de la colisión.
- (5) Huellas de frenada y fricción dejadas por el turismo Renault 19.
- (6) Posición final del turismo Renault 19.
- (7) Huella de derrape dejada por el turismo Opel Corsa.
- (8) Posición final del turismo Opel Corsa.
- (9) Señalización existente en la vía por donde circulaba el turismo Opel Corsa.
- (10) Señalización existente en la vía preferente.

de _____ de _____
El Guardia 2º.

Figura 10.39. Croquis del escenario del accidente suministrado por la Agrupación de Tráfico de la Guardia Civil.

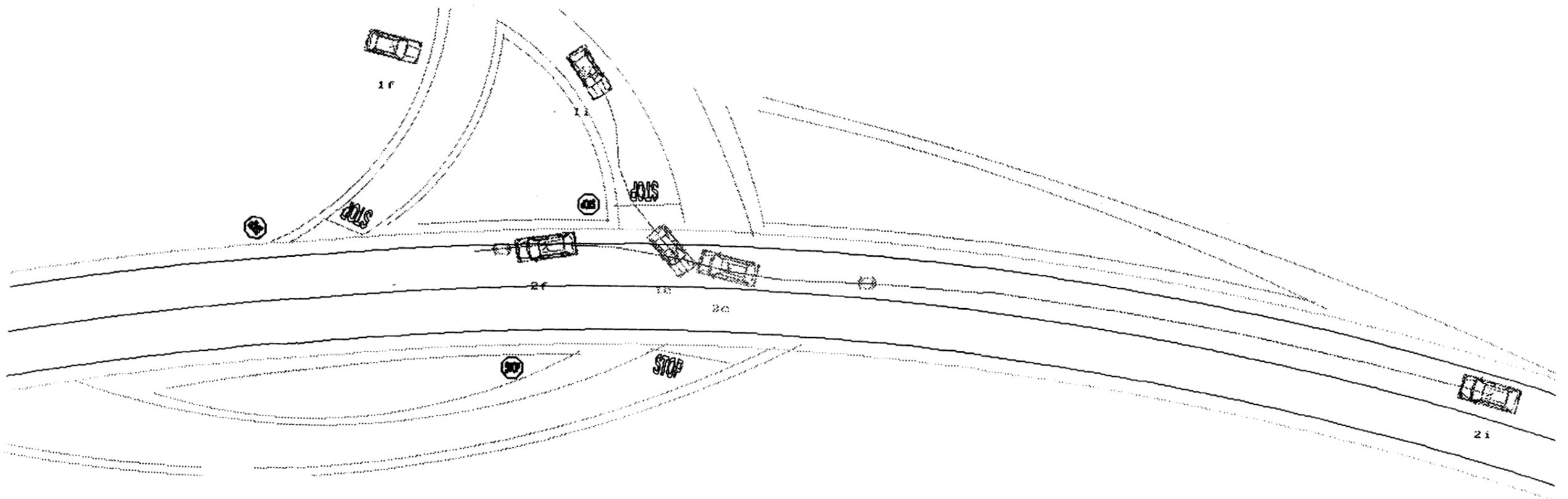


Figura 10.40. Croquis de entrada de datos para la reconstrucción del accidente.

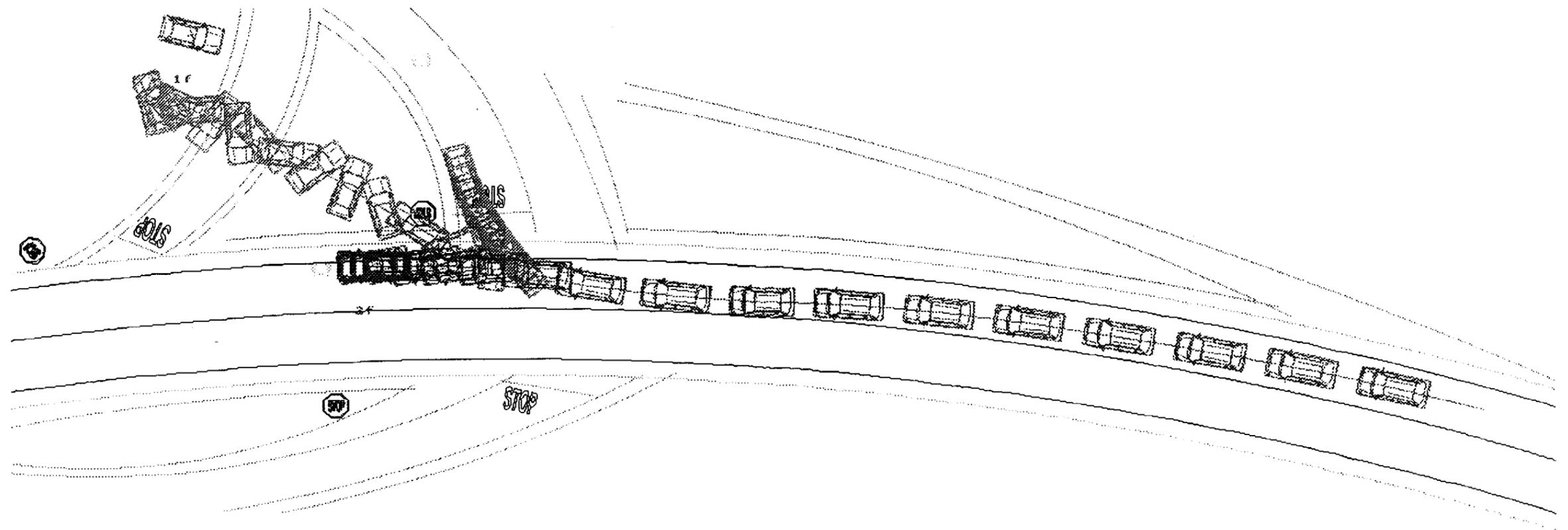


Figura 10.41. Visualización en planta del accidente reconstruido.

La figura 10.41 presenta la visualización en planta del accidente reconstruido. En la figura 10.42 se observa en detalle el punto de colisión entre los vehículos y en las figuras 10.43 y 10.44 se muestran las posiciones finales de los vehículos obtenidas en la reconstrucción del accidente, comparándolas con las posiciones finales ocurridas e introducidas en el croquis de la figura 10.40. La posición final del turismo Renault 19 resulta muy aproximada a la real. Los errores cometidos en la posición final del turismo Opel Corsa se admiten considerando que en la postcolisión este vehículo golpea contra diversos bordillos y setos de la intersección, los cuales no han podido simularse con los modelos utilizados en la reconstrucción del accidente.

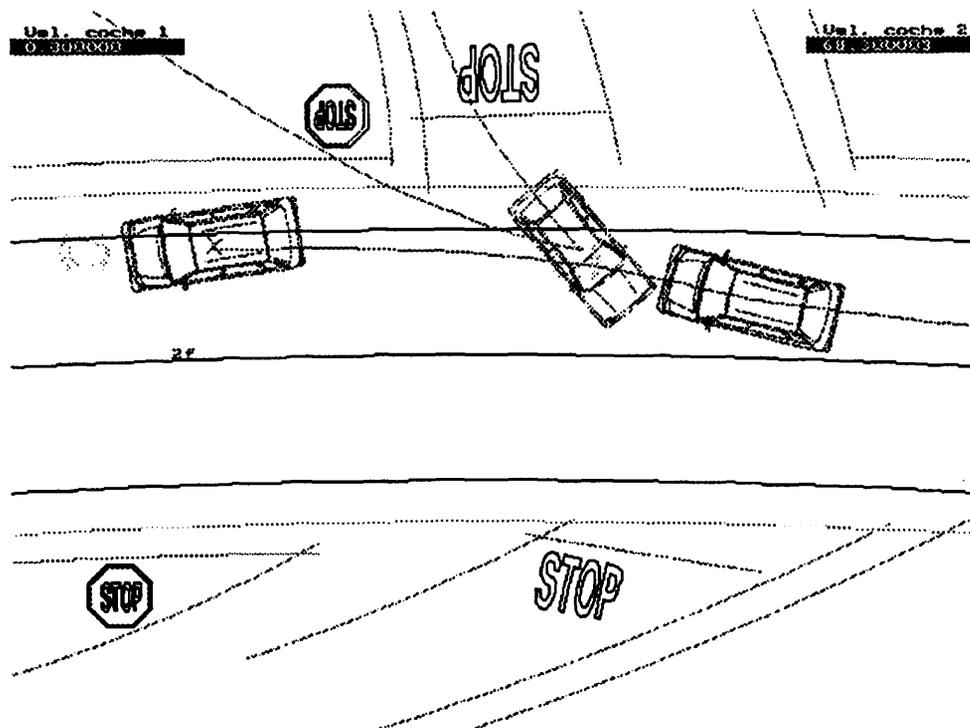


Figura 10.42. Punto de colisión.

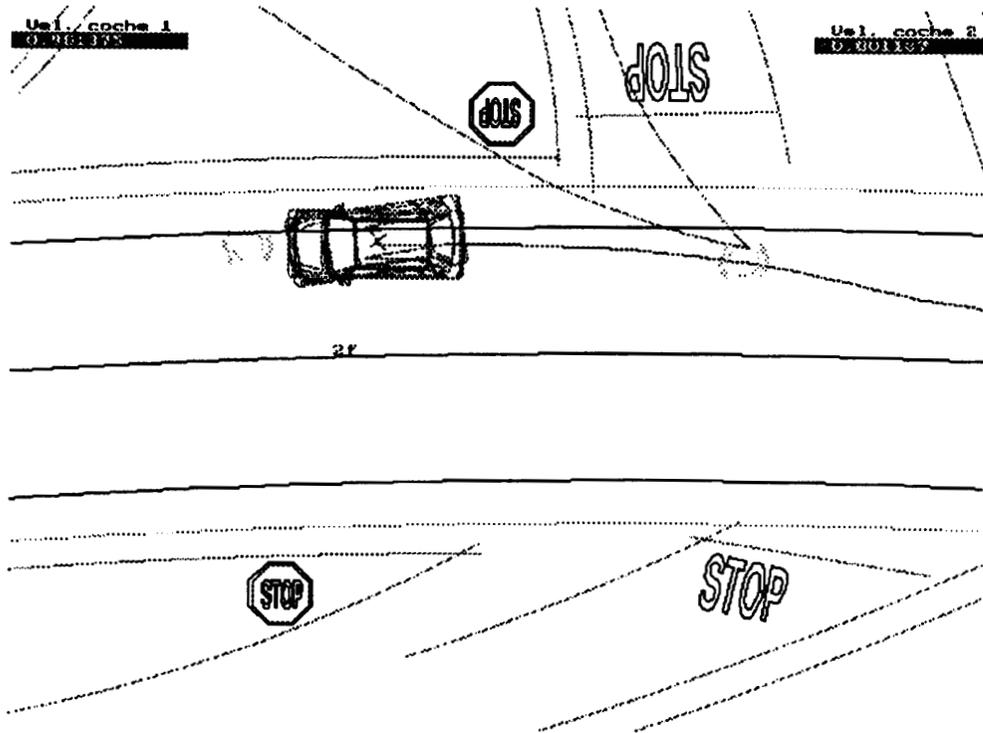


Figura 10.43. Posición final del turismo Renault 19.

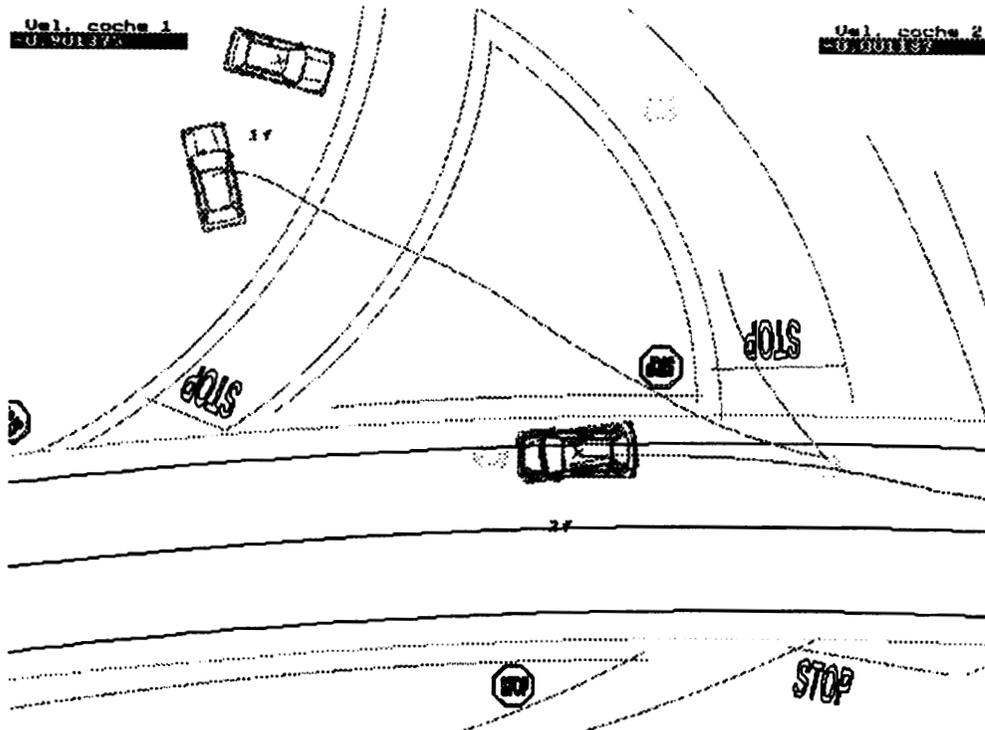


Figura 10.44. Posición final del turismo Opel Corsa.

CAPITULO XI

CONCLUSIONES

11. CONCLUSIONES

11.1. Introducción.

En esta Tesis Doctoral se ha desarrollado el lenguaje Blove de simulación de sistemas dinámicos por ordenador, que permite construir modelos teóricos de comportamiento de vehículos automóviles y de reconstrucción de accidentes de tráfico. Se ha desarrollado e implementado en un programa informático un modelo teórico de comportamiento de vehículos automóviles. Así mismo, en dicho programa informático, se han implementado un modelo teórico de choque entre vehículos automóviles, para la simulación por ordenador de accidentes de tráfico. Todo esto se ha realizado aplicando el lenguaje de simulación de sistemas dinámicos Blove.

Para su aplicación a la reconstrucción de accidentes de tráfico, se han estudiado y desarrollado los siguientes aspectos:

- Sistema de control de la trayectoria de vehículos, (en la fase previa a una colisión).
- Representación de la geometría de la calzada sobre la que se moverán los vehículos.
- Algoritmo para la reconstrucción automática de los accidentes de tráfico.
- Organización de bases de datos de vehículos.
- Postprocesadores gráficos de salida de resultados.

En el primer apartado de este capítulo se indican las aportaciones de esta Tesis en el campo de investigación de la simulación de sistemas dinámicos, y más concretamente en la simulación del comportamiento de vehículos automóviles y en la reconstrucción de accidentes de tráfico.

En el segundo apartado de este capítulo se exponen posibles líneas futuras de investigación como continuación de los desarrollos de esta Tesis.

11.2. Aportaciones más importantes.

A continuación se resumen las aportaciones más importantes de esta Tesis:

- Para la simulación de sistemas dinámicos en general, se ha desarrollado un lenguaje de simulación denominado Blove. Este lenguaje permite aplicar la técnica de Bond Graph junto con técnicas de simulación por diagramas de bloques; por tanto, mediante este lenguaje se pueden simular sistemas dinámicos en cualquier dominio de la energía.
- Se ha estudiado y desarrollado un modelo teórico de simulación vehicular, que se ha implementado en un programa informático utilizando el lenguaje Blove. Este modelo incluye aspectos como el de control de la trayectoria del vehículo, y el de representación de la geometría de la calzada.
- Se ha desarrollado un modelo de choque entre dos vehículos de dos ejes y chasis no articulado.
- Se ha estudiado y desarrollado un algoritmo de optimización de la reconstrucción de accidentes, que partiendo de ciertos datos permite estimar la velocidad de colisión de dos vehículos implicados en un accidente.
- Todos los modelos desarrollados se han programado e implementado en un Sistema Informático de Reconstrucción de Accidentes, SINRAT, que surge como una potente herramienta de cálculo para la reconstrucción de accidentes de tráfico. Esta herramienta utilizada adecuadamente ayudará a esclarecer los hechos y posibles causas que desencadenan los accidentes de tráfico.

El Sistema Informático de Reconstrucción de Accidentes, SINRAT, incluye una potente base de datos de vehículos y postprocesadores gráficos de los resultados de las simulaciones.

Las especificaciones del modelo de reconstrucción de accidentes son las siguientes:

- Colisión entre dos vehículos de dos ejes y chasis no articulado.
- Permite definir la geometría de la calzada.
- Permite reproducir a escala el escenario de un accidente.
- Hace posible simular las maniobras de precolisión de un accidente, aspecto muy importante en el análisis de las posibles causas del mismo.

Las limitaciones del modelo de reconstrucción de accidentes son las siguientes:

- Sólo admite dos vehículos por colisión.

- Sólo admite vehículos no articulados de dos ejes.
 - Considera que la adherencia de la calzada es uniforme.
 - No permite la colisión de los vehículos con elementos fijos del entorno: árboles, muros, barreras, bordillos, etc.
 - Aunque el modelo está preparado para adaptarlo al vuelco de vehículos, este no es posible realizarlo, ya que en esta Tesis no se ha resuelto el problema de la colisión de la carrocería del vehículo con la superficie de la calzada.
- La validación de los modelos de simulación desarrollados en esta Tesis, (utilizando el programa SINRAT), con casos de choque experimentales entre dos vehículos, ha mostrado unos errores perfectamente asumibles en el entorno de la dificultad que plantea la reconstrucción de accidentes de tráfico por ordenador.
- La validación de dichos modelos con accidentes de tráfico reales de diferente tipología, demuestra su total capacidad para reproducir dichos accidentes reales.

11.3. Futuras líneas de investigación.

Las líneas futuras de investigación que surgen de manera clara como continuación de los desarrollos de esta Tesis son:

- Estudio y mejora de los modelos de comportamiento de las carrocerías en choque.
- Desarrollo de modelos de choque en tres dimensiones.
- Estudio y desarrollo del vuelco de vehículos.
- Desarrollo de modelos de simulación vehicular donde se pueda considerar el perfil real de la calzada o superficie sobre la cual se mueven los vehículos: incluyendo bordillos, badenes, baches, zonas de distinta adherencia, etc.
- Estudio del comportamiento elasto-plástico de las barreras de protección de las carreras, para su aplicación al choque de vehículos.
- Desarrollo de modelos de simulación para diversos tipos de vehículos: vehículos de dos ruedas, vehículos articulados, etc.
- Desarrollo de modelos para la simulación del movimiento de peatones.
- Estudio y desarrollo de la colisión entre vehículos y peatones.
- Estudio y desarrollo de metodologías para la reconstrucción de accidentes de tráfico utilizando la simulación por ordenador.
- Mejora de los modelos de choque considerando la geometría exterior real de las carrocerías.
- Perfeccionamiento de las herramientas gráficas de aplicación al estudio y reconstrucción de los accidentes de tráfico. Utilización de la realidad virtual en la reproducción de accidentes de tráfico por ordenador.

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

- 1) Aparicio, F. (1983). "Neumáticos". Servicio de Publicaciones de la E.T.S. de Ingenieros Industriales de Madrid.
- 2) Aparicio, F.; Vera, C.; Peso, S. (1992). "The SINRAT III and its applications in coach-car collisions reconstruing". 6th World Conference on Transport Research, Lyon (France).
- 3) Atkinson, K. (1993). "Elementary Numerical Analysis". Jhon Wiley & Sons Inc., 2ª Edición.
- 4) Bakker, E., Nyborg, L., Pacejka, H. (1987). "Tyre Modelling for use in Vehicle Dynamics Studies". SAE Paper 870421.
- 5) Brach, R.M. (1977). "An Impact Moment Coefficient for Vehicle Collision Analysis". SAE Paper 770014.
- 6) Brasche, R., Giazitzis, G., Schmitt, H. (1985). "Collapse Behavior Developement of Body Components". Ford-Werke AG. Experimental Sfety Vehicles, 326-331.
- 7) "Crash3 User's Guide and Technical Manual". Pub. No. DOT HS 805732, NHSTA. (1982).
- 8) Day, T.D., Hargens, R.L. (1987). "An Overview of the EDCRASH Computers Delta-V". SAE Paper 870045.
- 9) Faeber, E., Glaeser, K. "Results of Crash test according to the ECE/GRCS regulation proposal concerning 50 km/h frontal impacs against the rigid 30° barrier". Experimental Safety Vehicles, 415-424.
- 10) Félez, J. (1989). "Un método para el análisis unificado de la cinemática y dinámica de sistemas vehiculares basado en la técnica de los grafos de unión". Tesis doctoral de la E.T. Superior de Ingenieros Industriales de Zaragoza.

- 11) Félez, J., Vera, C., San José, I., Cacho, R., (1990). "BONDYN: A Bond Graph Based Simulation Program for Multibody Systems". Transactions of de ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 112, 717-727.
- 12) Fonda, A.G. (1993). "Post-Impact Spin, 1968-1993". Accident Reconstruction - Technology and Animation. SAE 930653.
- 13) Gruber, K., Hermann, M., Pitzer, M. (1991). "Computer Simulation of Side Impact Occupant Protection Technologies". SAE SP-851, paper 910323, 55-64.
- 14) Ishikawa, H. (1985). "Computer Simulation of Automobile Collision - Reconstruction of Accidents". SAE Paper 851729.
- 15) Ishikawa, H. (1993). "Impact Model for Accident Reconstruction - Normal and Tangencial Restitution Coefficients". Accident Reconstruction - Technology and Animation. SAE 930654.
- 16) Karnopp, D., Margolis, D., Y Rosenberg, R., (1990). "System Dynamics: A Unified Approach". Wiley-Interscience, New York, NY, 2ª edición.
- 17) Kurimoto, K., Taga, K., Matsumoto, H., Tsukiji, Y., 1989. "Simulation of Vehicle crashworthiness and its application". 12th International Conference E.S.V. Mazda Motor Co.
- 18) Limpert, R., Andrews, D., (1991). "Linear and Rotational Momentum for Computing Impact Speeds in Two-Car Collisions (LARM)". Accident Reconstruction - Technology and Animation. SAE SP-853, paper 910123, 49-68.
- 19) Maclaughlin, T., Saul, R., (1989). "Analysis of 35 mph barrier crash test data". Experimental Safety Vehicles, 782-797. NHTSA.
- 20) Macmillan, R., (1983). "Dynamics of vehicle collisions". Proceedings of the International Association for Vehicle Design.
- 21) Margolis, D., (1986). "Introduction into Bond Graphs". Third Seminar on Advanced Vehicle Dynamics, Amalfi, mayo 1986.
- 22) Mathews, J. H., (1992). "Numerical Methods for Mathematics, Science, and Engineering". Prentice-Hall International Editions, 2ª edición.

- 23) McHenry, R.R., (1971). "Development of a Computer Program to Aid the Investigation of Highway Accidents". Calspan Report No.VJ-2979-V-1. (PB 208537).
- 24) McHenry, R.R., Segal, D. Lynch, S., Henderson, P., (1973). "Mathematical reconstruction of highway accidents". CALSPAN report nº 2M-5096-V1.
- 25) Navin, F., Macnabb, M, Miyasaky, G., (1988). "Elastic properties of selected vehicles". SAE paper 880223. Accident Research Team University of British Columbia.
- 26) Nystrom, G., Kost, G., Werner, S., (1991). "Stiffness parameters for vehicle collision analysis". SAE paper 91019.
- 27) Okuyama, H., Takahashi, N., Futamata, T. (1989). "Crash simulation methods for vehicle development at Nissan". 12th International Technical Conference E.S.V. Nissan Motor Co.
- 28) Pacejka, H.B., (1986). "Bond Graphs in Vehicle Dynamics". Third Seminar on Advanced Vehicle Dynamics, Amalfi, mayo 1986.
- 29) Pappas, C. H.; .MURRAY, W. H., (1994). "Manual de Borland C++ 4.0". Editorial McGraw-Hill.
- 30) Petzold, L., (1982). "A Description of DASSL: A Differential/Algebraic System Solver". Proc. 10th IMACS Congress, Montreal, vol 1, 430-432.
- 31) Petzold, L., (1982). "Differential/Algebraic Equations are not ODE's". SIAM, J. Sci. Stat. Comput. vol 3 nº 3, 367-384.
- 32) Petzold, L., Lötstedt, P., (1986). "Numerical Solution of Nonlinear Differential Equations with Algebraic Constraints II: Practical Implications". SIAM, J. Sci. Stat. Comput. vol 7 nº 3, 720-733.
- 33) Prasad, A., (1991). "Energy absorbed by vehicle structures in side impacts". Side Impact Occupant Protection Technologies SAE SP-851, paper 910599, 65-80.
- 34) Prasad, A., (1991). "Missing vehicle algoritm (OLDMISS) reformulation". Accident Reconstruction - Technology and Animation. SAE SP-853, paper 910121, 25-36.

- 35) Prasad, A., (1992). "Energy absorbing properties of vehicle structures and their use in estimating impact severity in automobile collisions". XXIV Fisita Congress, nº 925209. Transportation Research Centre Inc. (USA).
- 36) Rosenberg, R. C., Wang, Y. Y., (1992). "Some structuring issues in modeling". DSC-Vol. 41, Automated Modeling, ASME.
- 37) Rubenking, N. J., (1993). "Turbo Pascal 6.0. Técnicas y utilidades". Ediciones Anaya Multimedia, S.A.
- 38) San Román, J.L., (1993). "Dinámica de las colisiones frontales entre vehículos de grandes dimensiones y turismos y su relación con las consecuencias para las personas implicadas en las mismas". Tesis Doctoral. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Madrid.
- 39) Trella, T., Kaniathra, J., (1985). "Application of drived characteristics from dynamics test data for simulation of car to car side impacts using a lumped mass approach". SAE paper 851187. NTHSA.
- 40) Van Dixhoorn, J. J., (1977). "Simulation of Bond Graphs on Minicomputers". Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, marzo 1977.
- 41) Vera, C., Aparicio, F., Félez, J., (1993). "Simulación de Sistemas Dinámicos mediante la técnica del Bond Graph". E.T. Superior de Ingenieros Industriales de Madrid.
- 42) Vera, C., Aparicio, F., Félez, J., San José, I., (1992). "Bond Graph simulation with the BONDYN program. Safety of Transportation". Delft University of Technology.
- 43) Vera, C., Aparicio, F., Félez, J., San José, I., (1993). "Bond Graph simulation with the BONDYN program. Safety of Transportation". Western Simulation Multiconference, La Jolla (California).
- 44) Vera, C., Aparicio, F., Peso, S., (1992). Theoretic model for the computer analysis of vehicle collisions. Safety of Transportation. Delft University of Technology.

- 45) Vera, C., Aparicio, F., Peso, S., San Román, J.L., (1992). "Modelo teórico para el estudio de colisiones entre vehículos, con reconocimiento de diferentes puntos de impacto". X Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica.
- 46) Vera, C., Lozano, J.A., Aparicio, F., Féliz, J., (1994). "SINRAT IV. A Program for Traffic Accident Reconstruction". International Conference on Bond-Graph Modeling ICBGM'94. Las Vegas, U.S.A.
- 47) Vera, C., Lozano, J.A., Féliz, J., (1996). "Sistema informático de reconstrucción de accidentes de tráfico". II Symposium sobre Ingeniería de los Transportes. Madrid, 1996.
- 48) Vera, C., San Román, J.L., García, A., (1993). "A deep study about collision between vehicles". 26th ISATA, Aachen.
- 49) Vera, C., San Román, J.L., García, A., (1993). "Modelo teórico para el estudio de colisiones entre vehículos, con reconocimiento de diferentes puntos de impacto". I Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Vol. 4.
- 50) Vera, C.; Féliz, J.; San José, I.; Cacho, R., (1987). "Introducción del método de los grafos de unión a la dinámica vehicular". Anales de Ingeniería Mecánica, año 5, nº. 1.
- 51) Woolley, R., Strother, C., James, M., (1991). "Rear Stiffness coefficients derived from barrier test data". SAE paper 910120.