

Simulación Numérica del Choque de Vehículos por el Método de los Elementos Finitos

E. Oñate
S. Botello
J. Miquel

Simulación Numérica del Choque de Vehículos por el Método de los Elementos Finitos

E. Oñate
S. Botello
J. Miquel

Publicación CIMNE N°-17, Mayo 1991

SIMULACION NUMERICA DEL CHOQUE DE VEHICULOS POR EL METODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

Eugenio Oñate
Salvador Botello
y
Juan Miquel

*Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería
Universidad Politécnica de Cataluña
08034 Barcelona, España*

SUMMARY This paper presents the basic features of the computer program "IMPACT 3D" for the numerical simulation of impact and crashworthiness problems using finite element techniques currently under development at the International Center for Numerical Methods in Engineering in Barcelona. The program is based on a non linear finite element shell formulation incorporating also solid and beam type elements to model accurately all type of stiffness members typical of automobile structures. The constitutive models used allow the treatment of composite materials. Both explicit and implicit time integration algorithms are used. The examples presented include the lateral deformation of a car door under penetration test and the frontal impact of a prototype industrial vehicle.

RESUMEN En este trabajo se presentan las principales características del programa de ordenador "IMPACT 3D" actualmente en desarrollo en el Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería de Barcelona para la simulación numérica de problemas de impacto y choque de vehículos. El programa se basa en una formulación de elementos finitos de lámina no lineal incorporando también elementos de sólido y de viga para modelar correctamente todos los componentes resistente típicos de estructuras de vehículos.

El programa permite la utilización de algoritmos de integración en el tiempo explícitos e implícitos incluyendo además modelos constitutivos para materiales compuestos. Los ejemplos que se presentan muestran la aplicación del programa a la deformación de una puerta sometida a un ensayo penetración lateral y el choque frontal de un prototipo de vehículo industrial.

1. INTRODUCCION

El estudio numérico del choque de vehículos puede considerarse un caso particular del problema más general de análisis del comportamiento no lineal de una estructura sometida a cargas dinámicas. Esta categoría de problemas puede considerarse de las más complejas en el campo del análisis estructural pues precisa conocimientos profundos de cálculo dinámico, análisis geoméricamente no lineal de estructuras y teorías de comportamiento no lineal de materiales, así como de técnicas del tratamiento del contacto y rozamiento entre cuerpos deformables.

Los progresivos avances en el desarrollo de métodos numéricos para problemas de dinámica no lineal, tales como el método de los elementos finitos [1], han facilitado la elaboración de técnicas numéricas sofisticadas que sobre el papel permiten hoy en día la simulación por ordenador de problemas de choque de vehículos. No obstante, muchos de estos problemas involucran miles, y en ocasiones cientos de miles, de incógnitas por lo que el estudio de problemas de choque en los que se consideran un número elevado de elementos estructurales y materiales sofisticados, exige un considerable esfuerzo de cálculo, sólo resoluble en muchos casos con la ayuda de los superordenadores más potentes.

No obstante esta inherente dificultad, la mayoría de los programas comerciales de cálculo de estructuras por el método de los elementos finitos (tales como ABACUS [3], ADINA [4], ANSYS [5], MARC [7], MSC-DYNA [8], SAMCEF [12], etc.) incluyen posibilidades más o menos elaboradas para el estudio de problemas de choque de vehículos. Algunos de estos programas tales como DYNA3D [6], PAMCRASH [9] se han desarrollado pensando exclusivamente en aplicaciones de este tipo. No obstante, es la opinión de los autores que ninguno de estos programas está actualmente preparado para abordar con rigurosidad todos los problemas que surgen en el análisis del choque de un vehículo, particularmente en el caso de que sus elementos resistentes estén constituidos por materiales compuestos. Asimismo, es también conocido que los programas mencionados no se adaptan con facilidad a su utilización en las nuevas arquitecturas de cálculo, y en particular las de cálculo con procesadores paralelos. Un análisis más detallado de las características de estos programas en el contexto del choque de vehículos puede encontrarse en la referencia [2].

Con objeto de cubrir al máximo estas deficiencias, el Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería de Barcelona está llevando a cabo un proyecto para desarrollar los aspectos teóricos y el correspondiente programa de cálculo por ordenador que permita simular problemas de choque de vehículos, teniendo en cuenta la posibilidad de utilizar materiales compuestos. Dicho programa, además estará adaptado a las posibilidades de las nuevas arquitecturas de ordenadores vectoriales y paralelos. En los apartados siguientes se presentan los aspectos más significativos de este proyecto, actualmente en avanzado estado de realización, así como varios ejemplos de aplicación de la versión actual del programa de ordenador mencionado.

2. CONCEPTOS TEORICOS BASICOS

2.1 Ecuaciones básicas

Como se ha mencionado antes los problemas de choque de vehículos son un caso particular de la dinámica no lineal de estructuras, cuyas ecuaciones de equilibrio pueden escribirse como [1]

$$\int_V \delta \mathbf{u}^T \rho \ddot{\mathbf{u}} dV + \int_V \delta \mathbf{u}^T c \dot{\mathbf{u}} dV + \delta U - \delta W = 0 \quad (1)$$

En (1) $\mathbf{u}$, $\dot{\mathbf{u}}$ y $\ddot{\mathbf{u}}$ son el vector de desplazamientos, velocidades y aceleraciones de un punto de la estructura, respectivamente; $\delta \mathbf{u}$ los desplazamientos virtuales arbitrarios, ρ y c la densidad y el coeficiente de amortiguamiento, respectivamente y δU y δW la energía interna y la energía de las cargas que pueden expresarse por

$$\delta U = \int_V \delta \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\sigma} dV \quad (2)$$

$$\delta W = \int_V \delta \mathbf{u}^T \mathbf{b} dV + \oint_S \delta \mathbf{u}^T \mathbf{t} dS + \sum \delta \mathbf{u}_i^T \mathbf{r}_i \quad (3)$$

donde $\delta \boldsymbol{\varepsilon}$ son las deformaciones virtuales, $\boldsymbol{\sigma}$ las tensiones, $\mathbf{b}$, $\mathbf{t}$ y $\mathbf{r}_i$ los vectores de fuerzas de volumen, superficie y puntuales V y S volumen y la superficie de la estructura bajo análisis, respectivamente.

Dada la no linealidad de la deformación de la estructura las tensiones y las deformaciones están relacionadas de forma incremental por

$$d\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}d\boldsymbol{\varepsilon} \quad (4)$$

donde $\mathbf{D}$ es la matriz constitutiva que es función de las propiedades mecánicas del material. Por otra parte las deformaciones y los desplazamientos de la estructura están relacionados por expresión

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{L}\mathbf{u} \quad (5)$$

donde $\mathbf{L}$ es un operador diferencial, que en problemas de choque tiene una expresión no lineal en función de $\mathbf{u}$.

El conjunto de ecuaciones (1)–(5) puede resolverse por el método de los elementos finitos [1]. La etapa inicial es realizar una discretización de la estructura del vehículo en una malla de elementos y aproximar en el interior de cada elemento el vector de desplazamientos $\mathbf{u}$ como

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = \mathbf{N}(\mathbf{x})\mathbf{a}(t) \quad (6)$$

donde $\mathbf{N}$ es la matriz que contiene las funciones de aproximación espacial (funciones de forma) las funciones de aproximación espacial de los desplazamientos y $\mathbf{a}(t)$ es el vector que contiene los valores incógnita de los desplazamientos en los nodos de la malla escogida. Obsérvese que las funciones de forma sólo dependen de las coordenadas $\mathbf{x}$ mientras que los valores de las variables nodales son función del tiempo t .

La ecuación (6) permite obtener las velocidades y aceleraciones de un punto por

$$\dot{\mathbf{u}} = \mathbf{N}\dot{\mathbf{a}} \quad \text{y} \quad \ddot{\mathbf{u}} = \mathbf{N}\ddot{\mathbf{a}} \quad (7)$$

Por otra parte, combinando (5) y (6) se pueden expresar las deformaciones en función de los desplazamientos nodales por

$$\boldsymbol{\epsilon} = \mathbf{B}\mathbf{a} \quad (8)$$

siendo $\mathbf{B}$ matriz de deformación.

Sustituyendo las ecs. (6), (7) y (8) en (1) se obtiene la forma discretizada de las ecuaciones de equilibrio como

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{a}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{a}} + \mathbf{p}(\mathbf{a}) = \mathbf{f} \quad (9)$$

donde $\mathbf{M}$ y $\mathbf{C}$ son las matrices de masa y amortiguamiento de la estructura que se obtienen ensamblando las contribuciones de cada elemento dadas por

$$\mathbf{M}^{(e)} = \int_{V^{(e)}} \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} \, dV \quad (10a)$$

$$\mathbf{C}^{(e)} = \int_{V^{(e)}} c \mathbf{N}^T \mathbf{N} \, dV \quad (10b)$$

y $\mathbf{p}(\mathbf{a})$ y $\mathbf{f}$ son los vectores de fuerzas internas y fuerzas exteriores, respectivamente cuya expresión elemental es

$$\mathbf{p}(\mathbf{a})^{(e)} = \int_{V^{(e)}} \mathbf{B}^T \boldsymbol{\sigma} \, dV \quad (11a)$$

$$\mathbf{f}^{(e)} = \int_{V^{(e)}} \mathbf{N}^T \mathbf{b} \, dV + \oint_{S^{(e)}} \mathbf{N}^T \mathbf{t} \, dS + \mathbf{r}^{(e)} \quad (11b)$$

En la práctica conviene que las matrices de masa y amortiguamiento M y C sean diagonales para lo cual pueden utilizarse técnicas "ad-hoc"[1]. Asimismo, en muchos problemas prácticos suele despreciarse el efecto de los términos de amortiguamiento en (9).

2.2 Integración en el tiempo. Algoritmo explícito

Para conocer la evolución de los desplazamientos, deformaciones y tensiones durante el choque es preciso integrar en el tiempo la ec.(9). Para ello pueden utilizarse algoritmos de diferencias finitas explícitos e implícitos. Explicaremos las ideas básicas de la integración explícita por ser los más utilizados en problemas de choque. Una descripción más detallada de ambas técnicas de integración puede encontrarse en [1].

El algoritmo de integración explícito más popular es de diferencias finitas centradas en el que las velocidades y aceleraciones se expresan por

$$\begin{aligned}\dot{a}_n &= \frac{1}{2\Delta t}(a_{n+1} - a_n) \\ \ddot{a}_n &= \frac{1}{\Delta t^2}(a_{n+1} - 2a_n - a_{n-1})\end{aligned}\quad (12)$$

donde los subíndices $n+1$, n y $n-1$ representan tres instantes de tiempo determinados separados entre si por el mismo incremento de tiempo Δt .

Suponiendo ahora que la ecuación de equilibrio dinámica se satisface en cada instante de tiempo y sustituyendo en ella las velocidades y aceleraciones de (12) se obtiene tras operar

$$\begin{aligned}a_{n+1} &= [M + \frac{\Delta t}{2}C]^{-1}[\Delta t^2(f_n - p_n) + 2Ma_n - \\ &\quad - (M - \frac{\Delta t}{2}C)a_{n-1}]\end{aligned}\quad (13)$$

o

$$a_{n+1} = g(a_n, a_{n-1})\quad (14)$$

Es decir la ec.(14) expresa los valores de los desplazamientos nodales en el tiempo $t_n + \Delta t$ en función de valores de los desplazamientos y las fuerzas conocidos en los instantes t_n y $t_n - \Delta t$.

Si las matrices de masa y de amortiguamiento M y C son diagonales la solución de (14) es trivial obteniéndose directamente para cada componente de desplazamiento a_i

$$(a_i)_{n+1} = \frac{1}{m_{ii} + \frac{\Delta t}{2}c_{ii}}[\Delta t^2\{(f_i)_n - (p_i)_n\} + 2m_{ii}(a_i)_n - (m_{ii} - \frac{\Delta t}{2}c_{ii})(a_i)_{n-1}] \quad (15)$$

lo que elimina la necesidad de resolver un sistema de ecuaciones para cada incremento de tiempo.

Una vez calculado a_{n+1} para material lineal se evalúan las deformaciones y las tensiones en dicho tiempo por

$$\begin{aligned}\epsilon_{n+1} &= B a_{n+1} \\ \sigma_{n+1} &= D \epsilon_{n+1}\end{aligned}\tag{16}$$

Si el material es no lineal las tensiones se evalúan incrementalmente por

$$\sigma_{n+1} = \sigma_n + \Delta \sigma_n \tag{17}$$

$$\text{con,} \quad \Delta \sigma_n = D \Delta \epsilon_n \quad \text{siendo} \quad \Delta \epsilon_n = \epsilon_{n+1} - \epsilon_n \tag{18}$$

Como se deduce de las ecuaciones anteriores los métodos explícitos son claramente ventajosos en cuanto a la organización general del cálculo. Lamentablemente, las condiciones de estabilidad de estos métodos imponen la utilización de incrementos de tiempo muy pequeños, mientras que por razones de economía conviene utilizar incrementos los mayores posibles.

Así, por ejemplo, para el esquema de diferencias centrales presentado en las ecs. (13) y (14) la condición de estabilidad impone el incremento de tiempo siguiente [1]

$$\Delta t \leq \frac{2}{w_{max}} \tag{19}$$

donde w_{max} es la máxima frecuencia de la malla de elementos finitos. La ec. (19) es válida para problemas lineales y no lineales. El cálculo de w_{max} puede simplificarse utilizando un teorema propuesto por Irons y Treharne [13] que establece que el valor propio mayor de un sistema siempre es menor que el mayor valor propio de los elementos individuales. Esto permite estimar fácilmente los incrementos de tiempo críticos del lado de la seguridad.

El esquema de integración anterior se complementa con algoritmos adecuados para tratar el contacto y el rozamiento durante el choque. En el aparatado siguiente se presentan una panorámica del conjunto de todas las operaciones que intervienen en el análisis de un problema de choque de vehículos por el método de los elementos finitos.

3. CARACTERISTICAS DEL PROGRAMA DE ORDENADOR "IMPACT 3D"

Presentamos seguidamente las características fundamentales del programa de ordenador "IMPACT 3D" para análisis de choque de vehículos actualmente en desarrollo en

el Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería de Barcelona. Para mayor claridad se considerarán por separado los diferentes aspectos de modelización geométrica, modelo cinemático, ecuación constitutiva, modelos de contacto y rozamiento, delaminación de materiales laminados, esquemas de integración en el tiempo, pre y post proceso, y posibilidades de vectorización y paralelización.

3.1 Modelización geométrica

La metodología de análisis se basa en el método de los elementos finitos. La discretización de la geometría del vehículo combina la utilización de elementos de sólido tridimensional, elementos de viga y elementos de lámina. Entre los elementos utilizados destacan los siguientes:

- Elementos de sólido tridimensional prismáticos isoparamétricos de 8 ó 20 nodos y tetraédricos de 4 ó 10 nodos.
- Elementos de pieza curva de Timoshenko de dos o tres nodos.
- Elementos de lámina tridimensionales, degenerados de elementos de sólido, cuadriláteros de 4 ó 9 nodos y triangulares de 3 ó 6 nodos.

Para la discretización de la estructura se están desarrollando generadores de malla adecuados a cada una de las tipologías de elementos anteriores con la posibilidad de generar mallas no estructuradas.

3.2 Modelo cinemático

El modelo cinemático se adecuará a dos aspectos fundamentales del análisis de estructuras de vehículos: (a) La simulación del comportamiento de materiales tradicionales y materiales compuestos y (b) la inclusión de los efectos de grandes desplazamientos para análisis de problemas de choque de vehículos. Comentaremos seguidamente ambos aspectos.

Para la modelización de placas y láminas con materiales compuestos multicapa se utiliza un modelo cinemático basado en una aproximación bidimensional por capas. La base fundamental de dicho modelo es que se supone una variación lineal de los desplazamientos en cada una de las capas en que se discretiza el espesor. Por otra parte, si el espesor del laminado es moderadamente delgado puede suponerse adicionalmente sin pérdida de precisión, que el desplazamiento normal a las capas no varía con el espesor.

Dicho modelo cinemático permite reproducir con gran exactitud las complejas distribuciones de desplazamientos superficiales con el espesor del laminado. Asimismo, permite tener en cuenta la existencia de tensiones de corte interlaminares diferentes en cada capa. La utilización práctica de dicho modelo se simplifica enormemente haciendo uso de técnicas de subestructuración.

Adicionalmente el modelo cinemático debe incluir los términos completos de segundo orden en las derivadas de los desplazamientos para posibilitar el análisis geoméricamente no lineal con presencia de grandes desplazamientos típico de problemas de choque de vehículos. El modelo cinemático no lineal se basa en una formulación Lagrangiana Generalizada, con la posibilidad de adoptar de manera sencilla las opciones de la formulación Lagrangiana Total o Lagrangiana Actualizada.

3.3 Ecuación constitutiva

La definición de la ecuación constitutiva es uno de los aspectos fundamentales para el análisis de estructuras en materiales compuestos. En este proyecto se utiliza un modelo basado en la teoría de mezclas que permite diseñar con gran generalidad ecuaciones constitutivas para materiales multifásicos, a partir del conocimiento del comportamiento de cada una de las fases integrantes. El modelo propuesto se simplifica a los casos más simples de material unifásico elástico ortótropo y a los modelos de material bifásico ya utilizados por diversos autores para tratar el caso de materiales compuestos con fibras largas y matriz polímera.

El modelo multifase utilizado incluye naturalmente la posibilidad de análisis no lineal mediante un modelo de daño generalizado que permite seguir con precisión la evolución de la degradación y la eventual rotura del conjunto multifásico, así como de cada una de las fases constituyentes del compuesto. Para una descripción detallada de las bases teóricas del modelo constitutivo propuesto se recomienda consultar la referencia [2].

3.4 Modelo de contacto y rozamiento

En problemas de choque de vehículos es indispensable disponer de un modelo de contacto generalizado entre cuerpos deformables. La formulación de contacto que se utiliza se basa en un funcional generalizado que combina la técnica de multiplicadores de Lagrange con la de penalización. Una descripción detallada de esta formulación puede encontrarse en [11].

En cuanto a modelos de rozamiento se han incluido la mayoría de los actualmente existentes dada la dificultad de decidir entre un modelo u otro, tema actualmente en investigación en todo el mundo, y fundamentalmente en problemas dinámicos de contacto. Esto implica que se están implementando modelos de rozamiento de tipo Coulomb y cinemáticos, con leyes de rozamiento lineales y no lineales, así como de carácter local y no local. Los modelos más populares en la actualidad para problemas de choque de vehículos son el de Coulomb y el cinemático con leyes de rozamiento lineales y locales. Una descripción precisa de dichos modelos puede encontrarse en [11].

3.5 Tratamiento de la delaminación y el rozamiento entre capas

La buena modelización de la delaminación y el rozamiento entre capas de un laminado es una de las asignaturas pendientes de los programas comerciales disponibles para análisis de estructuras con materiales compuestos. La delaminación implica una separación física entre capas que es incompatible con las hipótesis de sólido continuo implícitas en todas las formulaciones de elementos finitos. La simulación correcta de la delaminación exige tratar la capa que se despega como un elemento de lámina, o de sólido independiente del elemento de laminado, estableciendo los vínculos de contacto y rozamiento adecuados. Naturalmente en grandes problemas tridimensionales, como puede ser la simulación del choque de vehículos, la implementación del algoritmo anterior puede ser excesivamente cara, aspecto este que debe investigarse con detalle para intentar encontrar técnicas que puedan acelerar dicho algoritmo.

Otra alternativa para simular de forma más aproximada la delaminación es prescindir de la contribución de la rigidez de la capa que se separa en el conjunto de la rigidez del laminado. El criterio de separación de capas puede establecerse a partir de los valores de las tensiones tangenciales transversales interlaminares, de acuerdo con los valores detectados experimentalmente. Esta técnica no está disponible de forma inmediata en los programas comerciales actuales.

La simulación del rozamiento entre capas exige también la utilización de técnicas sofisticadas. La solución más completa es introducir un *elemento de rozamiento* entre cada capa. Dicho elemento es una capa de espesor prácticamente nulo en la que la ley constitutiva del material que la compone simula la ley de rozamiento escogida. Este procedimiento es naturalmente muy costoso y no está disponible en los programas comerciales existentes.

Una alternativa más sencilla para tener en cuenta el rozamiento entre láminas es establecer un criterio global para el despegue horizontal de una capa con respecto a otra y prescindir de la rigidez a membrana correspondiente a la capa que desliza en la rigidez del conjunto del laminado. Este método tampoco está disponible comercialmente.

En definitiva puede afirmarse que la correcta simulación de la delaminación y el rozamiento entre capas de un laminado es uno de las asignaturas pendientes (juntamente con la obtención de una buena ecuación constitutiva) de los programas comerciales y es un tema al que se presentará especial atención en el proyecto de investigación en curso.

3.6 Esquemas de integración en el tiempo

Como hemos visto en el Apartado 3 la solución de problemas de choque de vehículos implica la integración en el tiempo de las ecuaciones dinámicas de equilibrio. Un programa de ordenador eficiente para tratar este tipo de problemas debería tener la posibilidad de utilizar algoritmos de integración explícitos e implícitos. Como es bien conocido, el incremento de tiempo utilizado en los algoritmos explícitos depende del

tamaño del elemento. Por ello, la utilización de elementos tridimensionales de pequeño tamaño en problemas de choque de vehículos puede exigir incrementos de tiempo muy pequeños, lo que encarece y en ocasiones imposibilita la solución. Una alternativa en estos casos es utilizar elementos de lámina, lo cual no es siempre posible, o bien hacer uso de algoritmos implícitos; de ahí la conveniencia de que el programa en desarrollo permita la utilización de algoritmos explícitos e implícitos.

Una opción interesante es programar la utilización de algoritmos de tipo explícito/implícito. Más detalle sobre estos algoritmos puede encontrarse en la referencia [12].

Finalmente se destaca el interés de incluir en el programa "*IMPACT 3D*" diversos tipos de algoritmos implícitos lo que puede ofrecer diferentes alternativas de interés en algunos casos.

3.7 Pre y postproceso

Los requisitos de pre y postproceso gráfico son los típicos de un programa de elementos finitos tridimensional. Así, se ha desarrollado un algoritmo eficiente para generación de mallas de elementos hexagonales y tetraédricos estructuradas y no estructuradas. Asimismo es necesario un buen generador de superficies y de mallas de elementos de lámina.

Por otra parte, es requisito esencial disponer de facilidades de visualización gráfica en tres dimensiones y en color como ayuda, tanto para la definición correcta de la malla y datos del problema a analizar, como para facilitar la interpretación de los resultados del cálculo (deformadas, deformaciones y tensiones). En particular es importante que el programa de postproceso permita visualizar el estado tensional en cada capa de compuestos multicapa, así como el de una sección de la estructura obtenida por intersección de la misma con un plano arbitrario. Esta posibilidad se incluye en el programa de visualización "*SOLVIA*" actualmente en desarrollo en el Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería de Barcelona.

3.8 Posibilidades de vectorización y paralelización

Los problemas de choque de vehículos involucran usualmente un gran número de elementos finitos tridimensionales, así como un alto número de soluciones en el tiempo para obtener resultados representativos. Todo ello implica que el coste de tiempo de cálculo de un análisis de choque de vehículos es alto y puede ascender a varias horas de ordenador ($\simeq 20$ horas de CPU en un ordenador VAX 8600 para una malla de 500 elementos y 20.000 incrementos de tiempo con un esquema explícito).

La solución para reducir drásticamente el tiempo de cálculo es la vectorización y/o paralelización del programa de cálculo. La vectorización es una operación relativamente simple y la mayor parte de los ordenadores vectoriales incluyen una opción de

vectorización automática que, si bien no vectoriza totalmente el programa, suele mejorar considerablemente su rendimiento.

La paralelización exige una programación más cuidadosa y *ad hoc*. No obstante, los programas con procesadores paralelos disponen también de opciones para paralelizar automáticamente las partes más evidentes del programa. No obstante, una paralelización óptima requiere una revisión a fondo del contenido del programa. Puede demostrarse que un 70% de las operaciones de un programa de choque de vehículos por el método de los elementos finitos son susceptibles de paralelización. En particular, los algoritmos de solución en el tiempo explícitos presentan posibilidades de paralelización mucho más altas que los implícitos. Lo mismo ocurre con el método de aproximación bidimensional por capas utilizado. Dicho método en combinación con un algoritmo explícito permite una paralelización prácticamente total, si se organiza la solución del sistema de ecuaciones avanzando progresivamente capa por capa.

En España comienzan a ser frecuentes los ordenadores de tipo vectorial y algunos organismos tienen ya acceso a ordenadores con capacidad de proceso en paralelo. En particular el Centro Internacional de Métodos numéricos en Ingeniería tiene acceso a los siguientes ordenadores a través de red ETHERNET de la Universidad Politécnica de Cataluña: ALLIANT FX-40, CONVEX C-120, CRAY XMP e IBM 3090/600.

En la Figura 1 se muestra un resumen de los requisitos fundamentales de un programa para análisis de estructuras con materiales compuestos por el método de los elementos finitos explicados en apartados precedentes.

4. EJEMPLOS

4.1 Ejemplo 1. Análisis de la deformación de una puerta de coche sometida a ensayo de penetración lateral.

Se estudia el comportamiento de una puerta de automóvil sometida a un ensayo de penetración lateral de un punzón semicilíndrico que impacta sobre la puerta a una velocidad de 20m/seg

Se ha discretizado la puerta utilizando elementos laminares de 4 nodos y elementos tridimensionales de 8 nodos para el modelado del punzón [6], [14] con las siguientes características:

Etapla 1. Discretización de la puerta: 922 elementos y 971 nodos.

Etapla 2. Discretización del punzón: 50 elementos y 131 nodos.

Para el material se ha considerado una ecuación constitutiva simplificada basada en un modelo elasto-plástico isotrópico con las características siguientes:

Modulo de elasticidad: $2,1 \times 10^7 \text{ T/m}^2$

Coefficiente de Poisson: 0,3

Modulo de endurecimiento: 0,0

Tensión de fluencia: $4,2 \times 10^4 \text{ T/m}^2$

Densidad: $0.8 \text{ Ts}^2/\text{m}^2$

Espesor de los elementos de puerta: 1 mm.

Espesor del punzón : 5 cm.

Ordenador CONVEX C-120 con doble precisión.

Las características del análisis en cuanto a tiempos han sido los siguientes:

- incremento de tiempo	.052 microsegundos
- tiempo de ciclo	.98 segundos
- tiempo de ciclo/elemento	0.44 milisegundos
- tiempo inicial del análisis	0.0 segundos
- tiempo final del análisis	3 milisegundos

Tiempo total de CPU: 15.71 horas

En las figuras 2,3 y 4 se muestra una historia de las deformadas de la malla para diferentes tiempos comprendidos entre 0 y 3 milisegundos después del choque y los resultados de rotura producidos por la plastificación en la zona de la cerradura.

Asimismo en dichas figuras se presentan gráficos de la deformación plástica efectiva para diferentes configuraciones deformadas, correspondiendo los colores a los diferentes valores de la deformación plástica efectiva.

<u>Color</u>	<u>$\bar{\epsilon}^P$(puerta)</u>
0	0.000E+00
1	0.006E+00
2	0.012E+00
3	0.018E+00
4	0.024E+00
5	0.030E+00
6	0.036E+00
7	0.042E+00
8	0.048E+00
9	0.054E+00
10	0.060E+00
11	0.066E+00

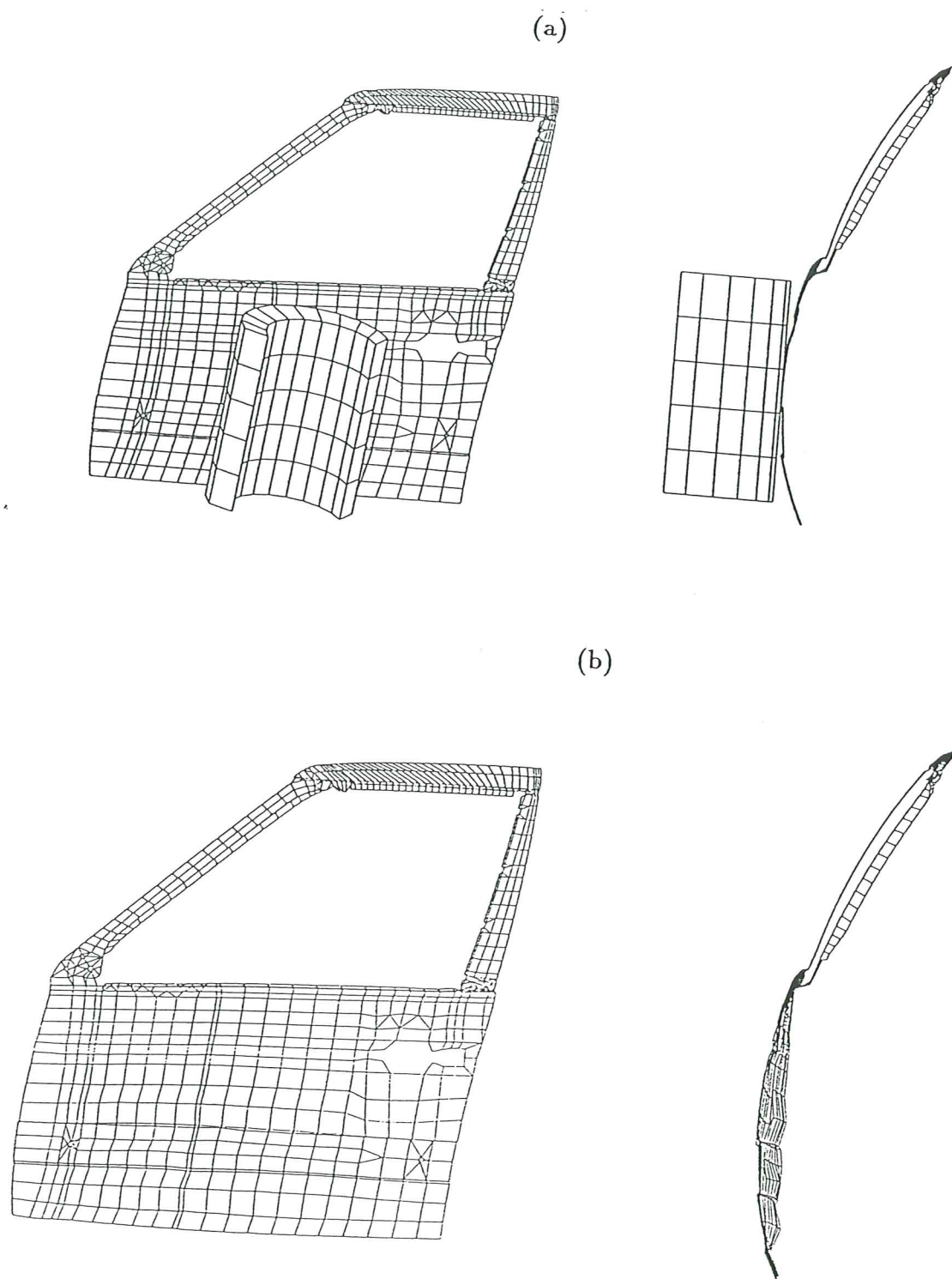


Figura 2. Ejemplo 1. Análisis de la deformación de una puerta de coche sometida a ensayo de penetración lateral. a) Geometría de la puerta y punzón, b) Deformada de la puerta a los 3 milisegundos

(a)



(b)

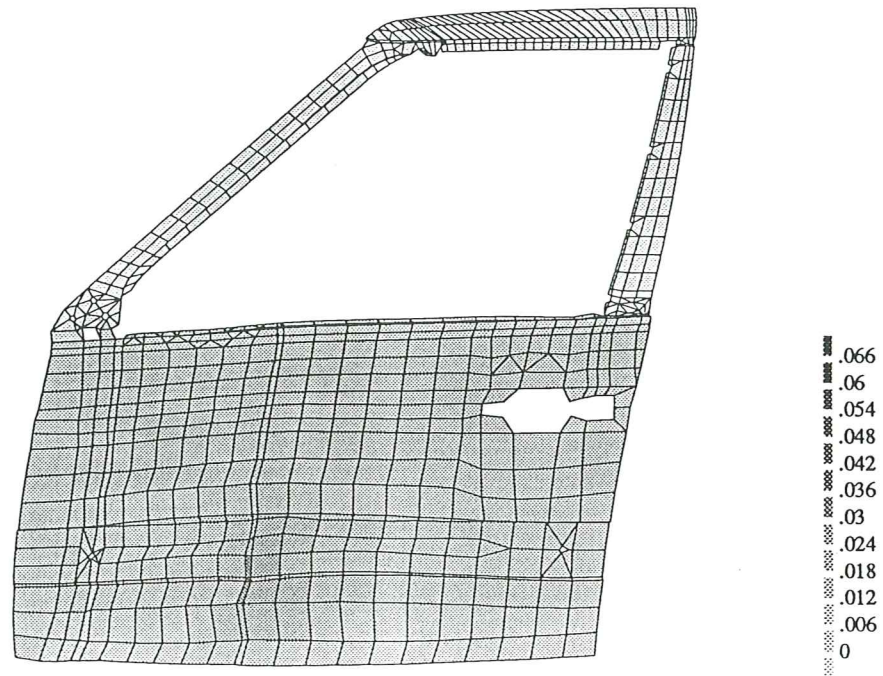
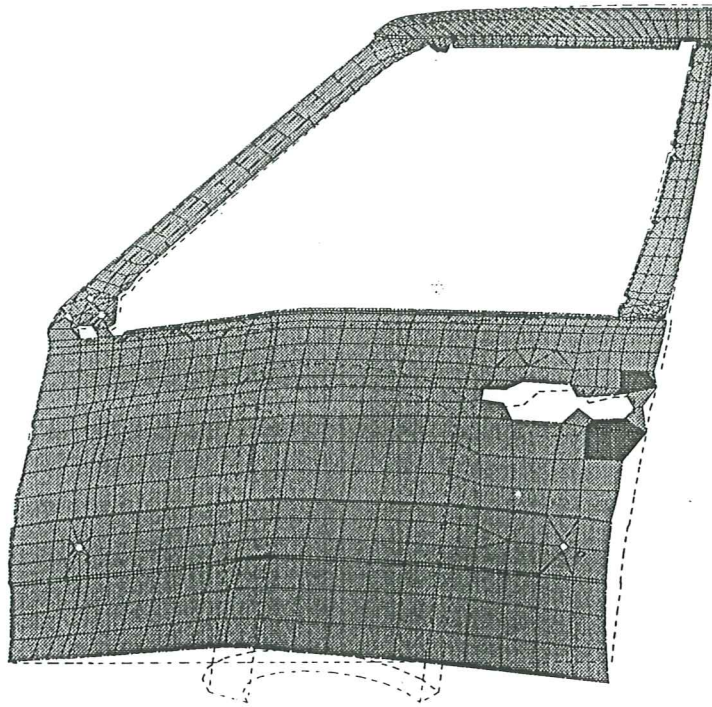


Figura 3. Ejemplo 1. Análisis de la deformación de una puerta de coche sometida a ensayo de penetración lateral. a) Isolíneas de igual desplazamiento para $t=3$ milisegundos, b) Isolíneas de igual deformación plástica

(a)



(b)

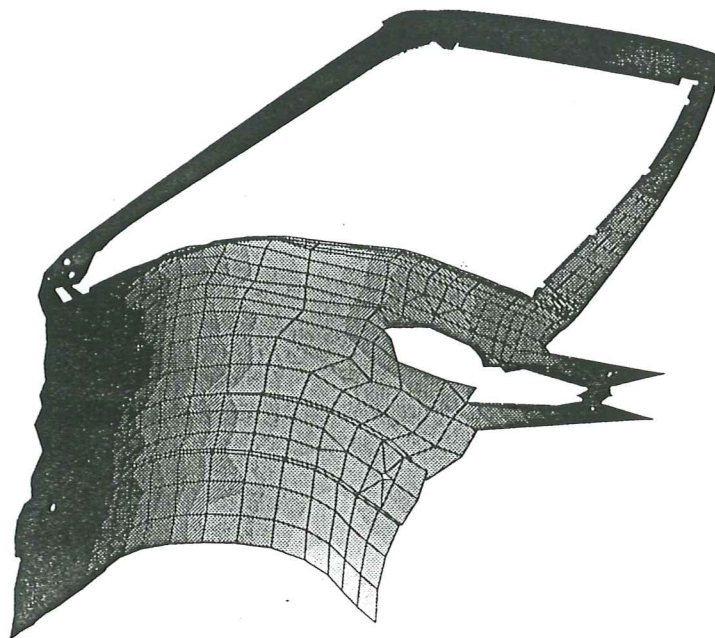


Figura 4. Ejemplo 1. Análisis de la deformación de una puerta de coche sometida a ensayo de penetración lateral. a) Instante inicial de rotura en zona de cerradura, b) Velocidades de la puerta después de la rotura

4.2 Ejemplo 2. Análisis del choque de la carrocería de un prototipo de vehículo industrial.

El ejemplo analizado es el choque de la carrocería de un prototipo de vehículo industrial contra una pared inclinada 30 grados con respecto al eje central del camión.

La superficie de la pared se ha supuesto perfectamente deslizante (rozamiento nulo). La velocidad del vehículo en el choque se ha supuesto de 20 m/s (72 km/h).

El análisis se ha efectuado en una primera etapa considerando únicamente el efecto de la caja del vehículo durante el choque. En una segunda etapa se ha considerado el efecto integrado de la caja y las vigas del bastidor del vehículo.

Para el análisis se han utilizado una discretización en elementos de láminas de 4 nodos [6],[14] con las mallas siguientes:

Etapas 1. Discretización de la caja: 3736 elementos y 3794 nodos.

Etapas 2. Discretización de la caja y el bastidor: 4960 elementos y 5100 nodos.

Para el material se ha considerado una ecuación constitutiva simplificada basada en un modelo elasto-plástico isotrópico con las características siguientes:

Modulo de elasticidad: $2,1 \times 10^7 \text{ T/m}^2$

Coefficiente de Poisson: 0,3

Modulo de endurecimiento: 0,0

Tensión de fluencia: $4,2 \times 10^4 \text{ T/m}^2$

Densidad: $0.8 \text{ Ts}^2/\text{m}^2$

Espesor de los elementos de caja: 1 mm.

Espesor de los elementos del bastidor: 5 mm.

Ordenador CONVEX C-120 con doble precisión.

Las características del análisis en cuanto a tiempos han sido los siguientes:

Etapas 1. Análisis de la caja aislada

- incremento de tiempo	1.36 microsegundos
- tiempo de ciclo	1.68 segundos
- tiempo de ciclo/elemento	0.44 milisegundos
- tiempo inicial del análisis	0.0 segundos
- tiempo final del análisis	0.1 segundos

Tiempo total de CPU: 34.5 horas

Etapa 2. Análisis de la caja y el bastidor

- incremento de tiempo	1.36 microsegundos
- tiempo de ciclo	2.71 segundos
- tiempo de ciclo/elemento	0.54 milisegundos
- tiempo inicial del análisis	0.0 segundos
- tiempo final del análisis	0.05 segundos

Tiempo total de CPU: 27.65 horas

De las figuras 5 a la 10 se muestra una historia de las deformadas de las mallas para cada uno de los dos casos analizados para diferentes tiempos comprendidos entre 0 y 0.1 segundos después del choque.

Asimismo en dichas figuras se presentan gráficos de la deformación plástica efectiva para diferentes configuraciones deformadas, correspondiendo los colores a los diferentes valores de la deformación plástica efectiva.

<u>Color</u>	<u>$\bar{\epsilon}^P(\text{caja})$</u>	<u>$\bar{\epsilon}^P(\text{caja}+\text{bastidor})$</u>
0	0.000E+00	0.000E+00
1	0.223E-03	0.215E-03
2	0.446E-03	0.430E-03
3	0.669E-03	0.646E-03
4	0.892E-03	0.861E-03
5	0.112E-02	0.105E+00
6	0.127E+00	0.105E+00
7	0.253E+00	0.209E+00
8	0.380E+00	0.313E+00
9	0.506E+00	0.417E+00
10	0.632E+00	0.521E+00

5. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha presentado una panorámica del análisis del problemas de choque de vehículos por el método de elementos finitos, así como de las características generales del programa de ordenador "*IMPACT 3D*" actualmente en desarrollo en Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería en Barcelona. Los ejemplos presentados son un claro exponente de las posibilidades de dicho programa para la simulación por ordenador de problemas reales de choque de vehículos.

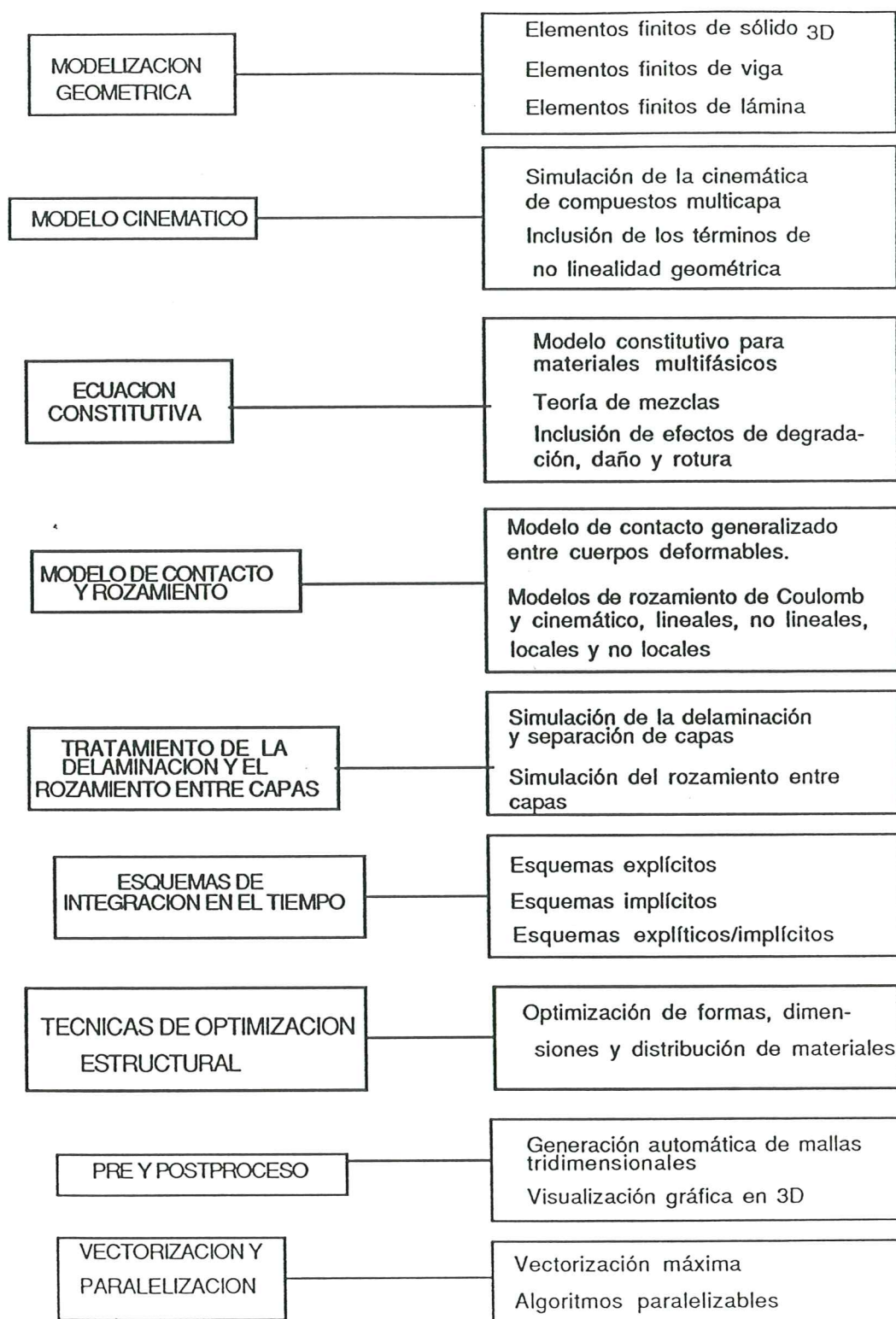


Figura 1. Características del programa "IMPACT 3D" para análisis de choque de vehículos con materiales compuestos.

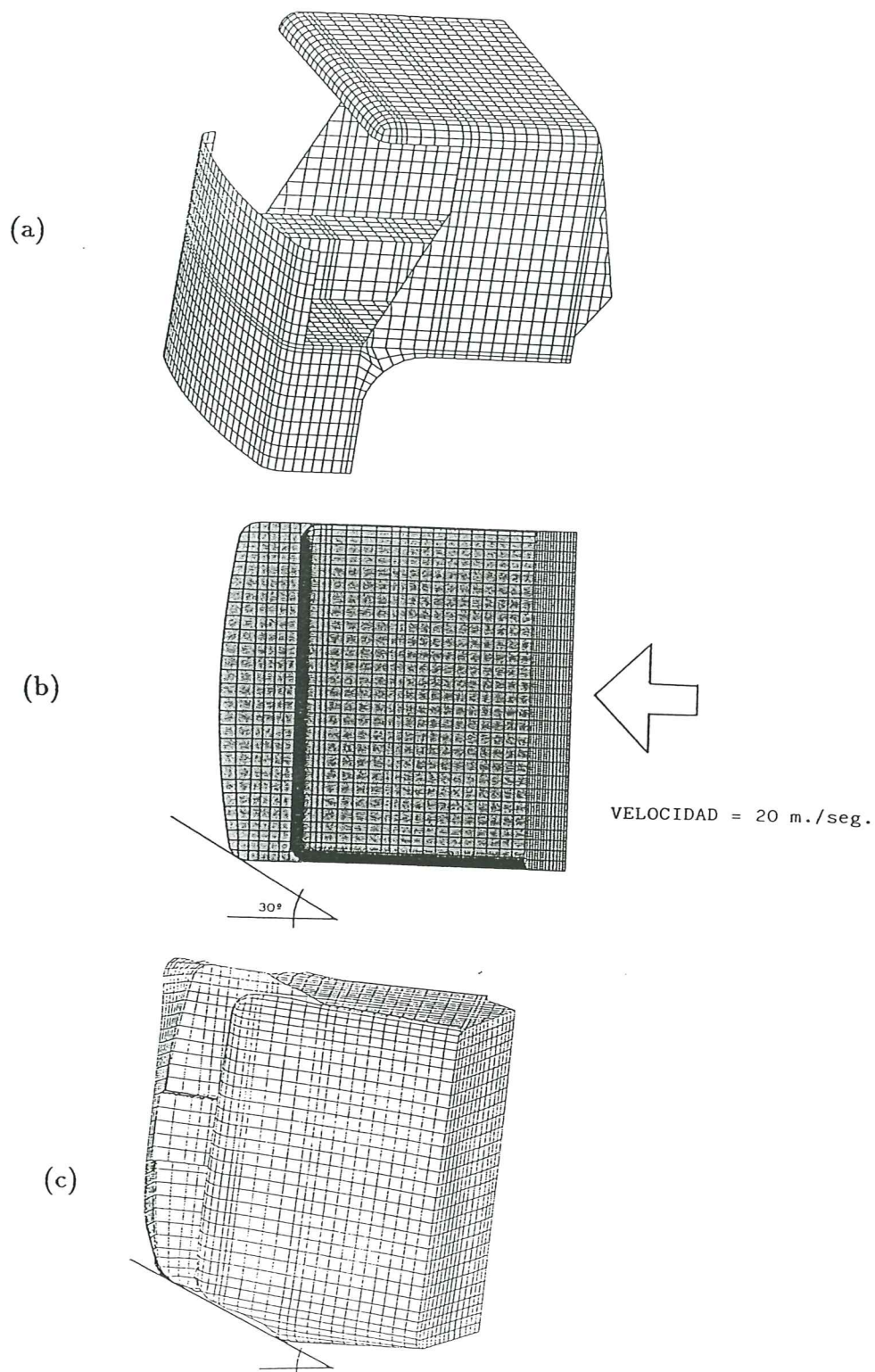
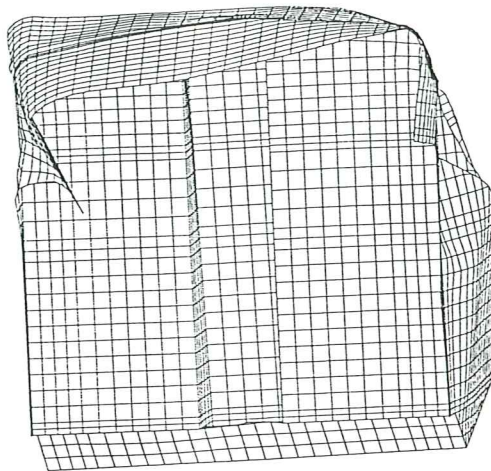
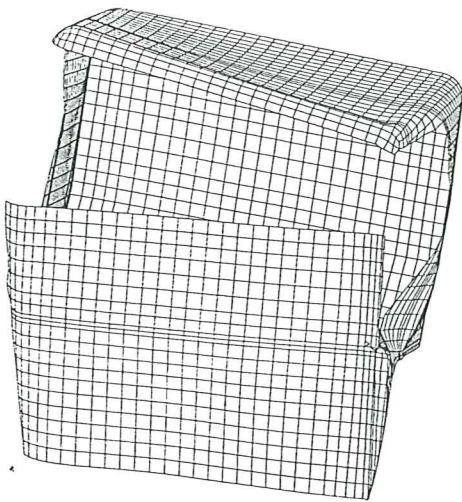
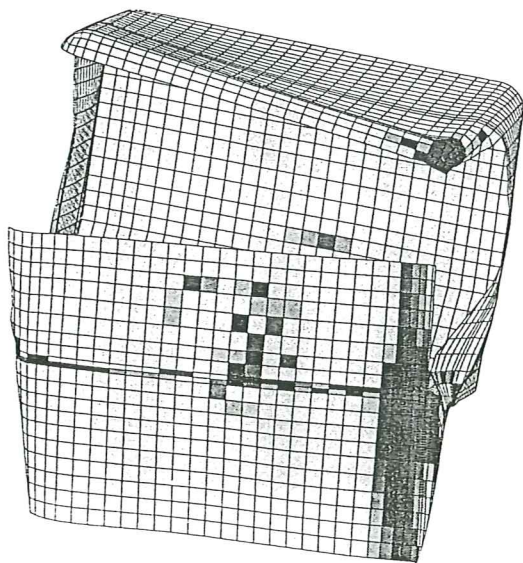


Figura 5. Ejemplo 2. Análisis del choque de la carrocería de un prototipo de vehículo industrial sin bastidor. a) Malla base, b) Posición de pared rígida, c) Deformada a los .1 segundos con un desplazamiento máximo de 200 centímetros.

(a)



(b)



10.
9.
8.
7.
6.
5.
4.
3.
2.
1.

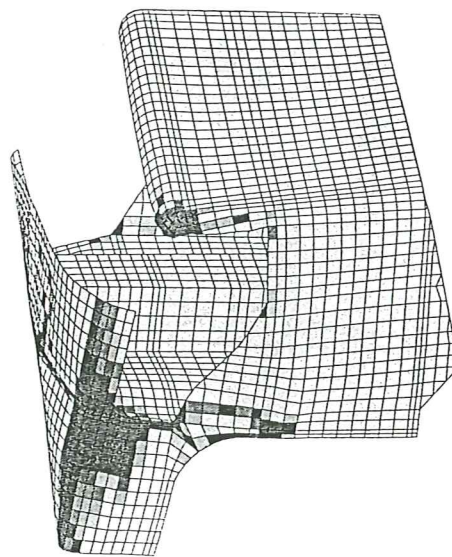
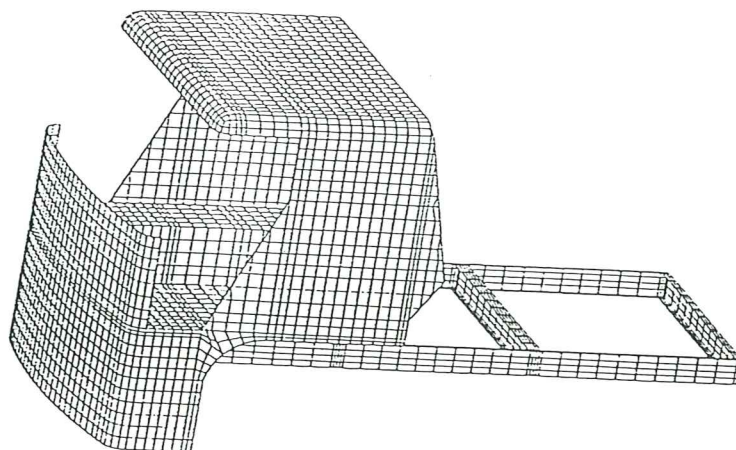
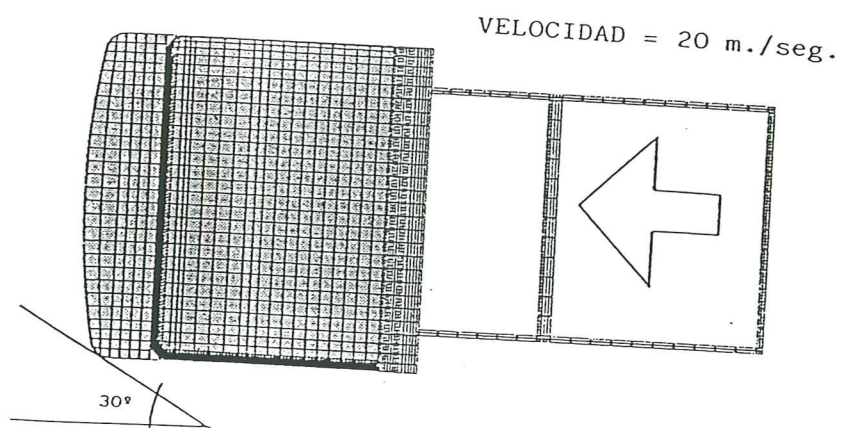


Figura 7. Ejemplo 2. Análisis del choque de la carrocería de un prototipo de vehículo industrial sin bastidor. a) Diferentes vistas para a) $t=0.1$ seg. y despl. max. de 200 cm., , b) Gráficos de isolíneas de deformación plástica.

(a)



(b)



(c)

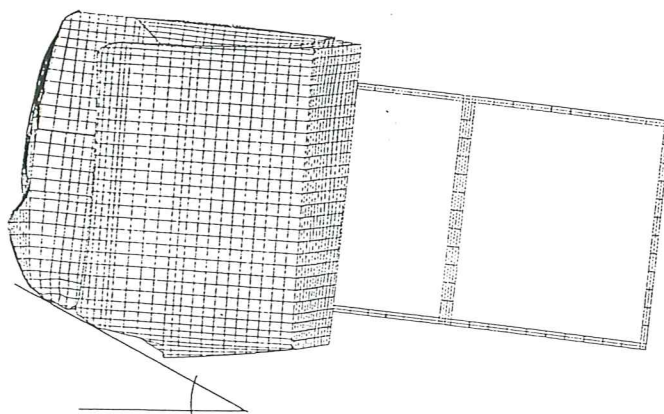


Figura 8. Ejemplo 2. Análisis del choque de la carrocería de un prototipo de vehículo industrial con bastidor. a) Malla base, b) Posición de pared rígida, c) Deformada a los .05 segundos con un desplazamiento máximo de 100 centímetros.

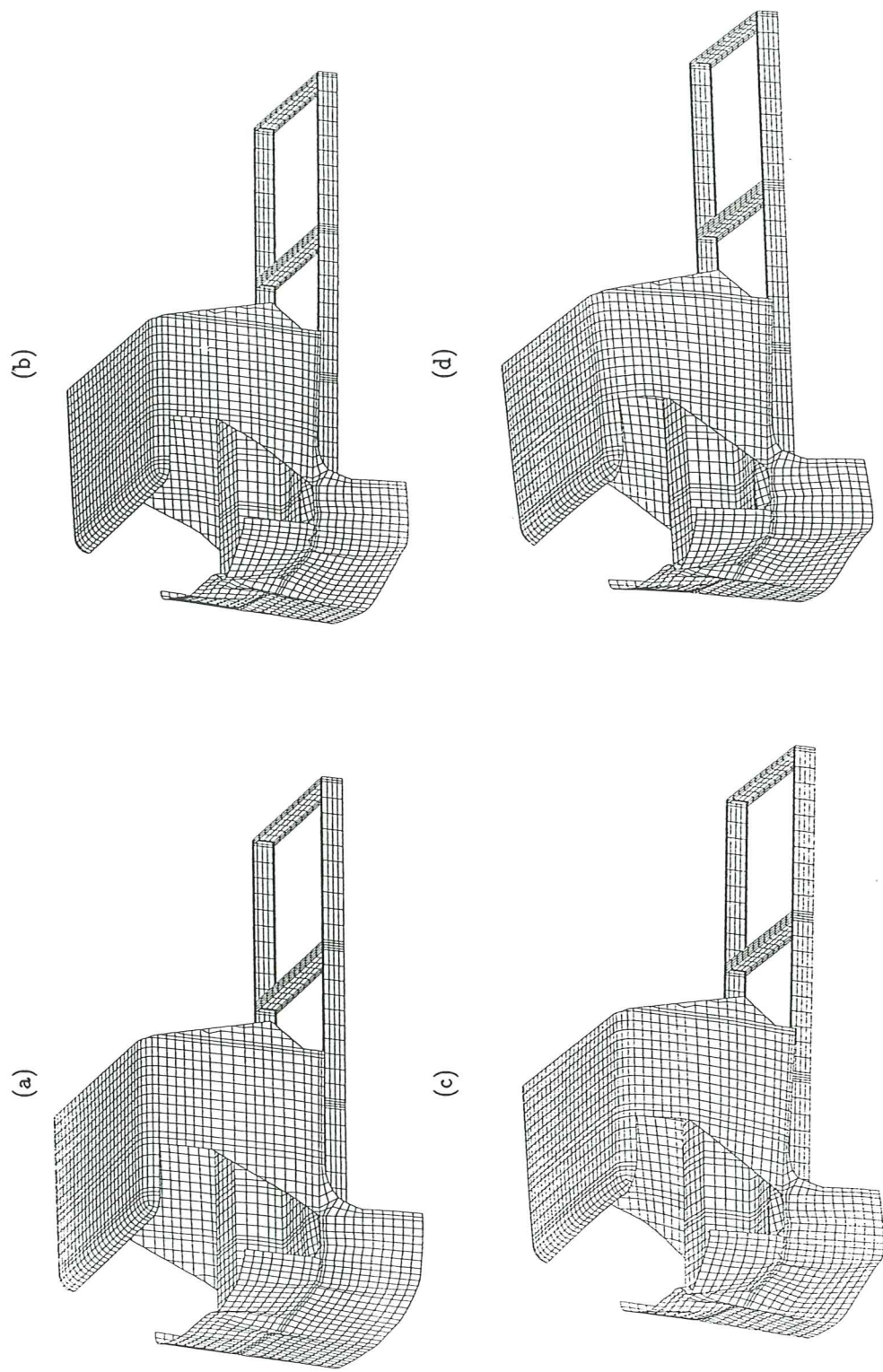


Figura 9. Ejemplo 2. Análisis del choque de la carrocería de un prototipo de vehículo industrial con bastidor. Deformadas
a : a) $t=0.0125$ seg. y despl. max. de 25 cm., b) $t=0.025$ seg. y despl. max. de 50 cm., c) $t=0.0375$ seg. y despl.
max. de 75 cm., d) $t=0.050$ seg. y despl. max. de 100 cm.

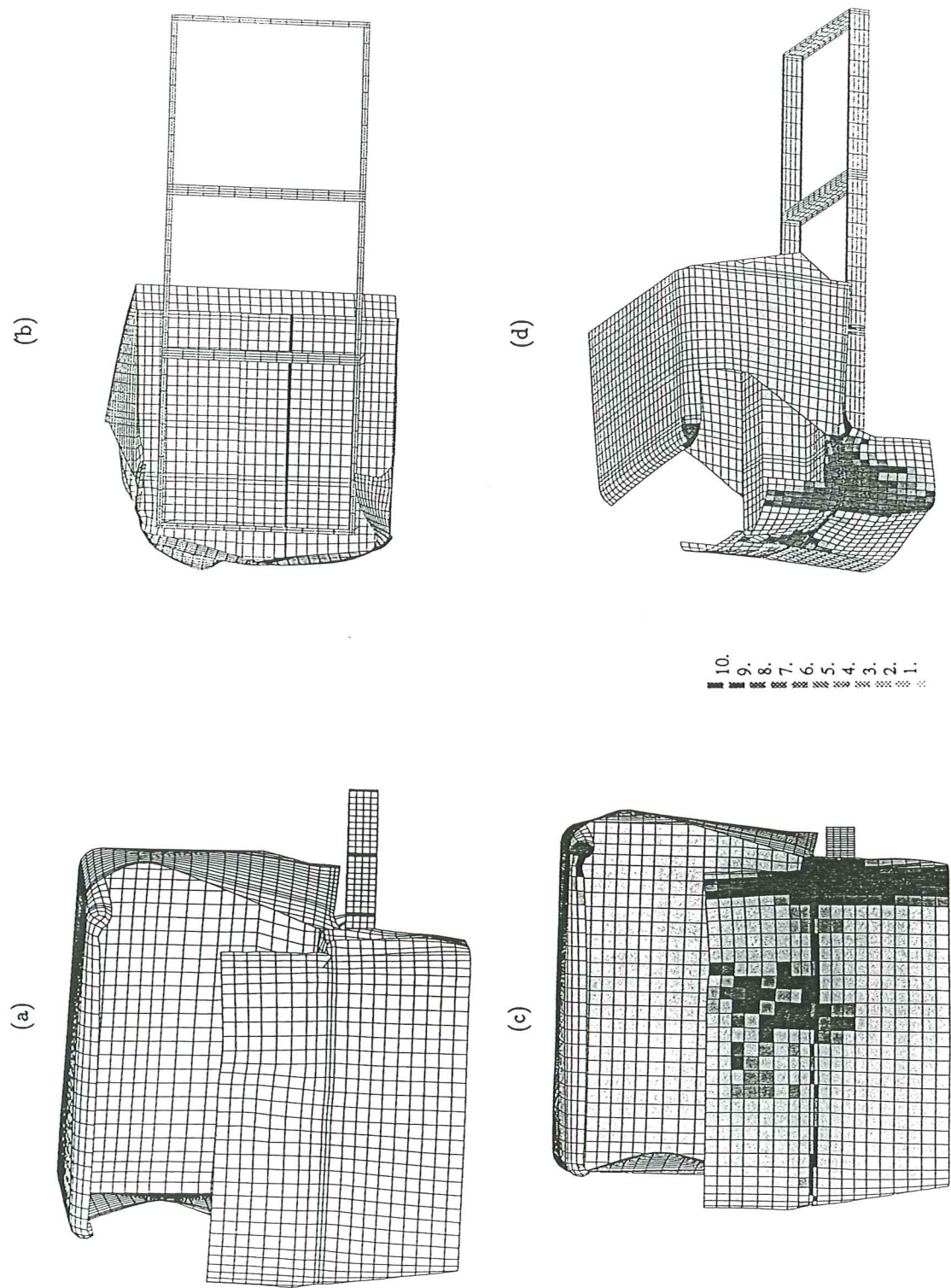


Figura 10. Ejemplo 2. Análisis del choque de la carrocería de un prototipo de vehículo industrial con bastidor. a) Diferentes vistas para a) $t=0.050$ seg. y despl. max. de 100 cm., b) Gráficos de isolíneas de deformación plástica.

5. AGRADECIMIENTOS

Parte de este trabajo, y en particular el ejemplo 2 se realizó con financiación proveniente de la Empresa Nacional de Automoción S.A. (ENASA). Asimismo los autores agradecen la colaboración de las empresas CANDEMAT S.A. Y Barcelona Centro de Diseño (BCD) en la preparación de los datos geométricos del ejemplo 1.

7. REFERENCIAS

- [1] Zienkiewicz O.C. y Taylor, R.L., "The finite element method", 4th Edition, MacGraw Hill, Vol. I y Vol. II (1989).
- [2] Oñate, E., Oller, S., Botello, S. y Miquel, J., "Métodos avanzados de cálculo de estructuras de vehículos con materiales compuestos", Publicación Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería, No 11, Enero (1991).
- [3] ABAQUS, version 4.8, Users Manual, Hibbit, Karlsson and Sorensen INC., 1989
- [4] ADINA versión 5.0 Users Manual. Adina R & D, Massachusetts, USA, Noviembre (1989)
- [5] De Salvo G.J. y Gorman R.N., ANSYS Users Manual Revision 4.4, Swanson Analysis Systems Inc., (1989)
- [6] Hallquist J.O., "Theoretical Manual for DYNA3D". *Methods Development Group*, Mechanical Engng. Dept., Lawrence Livermore National Laboratory, Livermore, California, USA, (1986)
- [7] Belingardi G., Goglio L. and Zampieri M., "Sheet Metal forming simulation by shell elements. in *Computational Plasticity*, R. Owen, F. Hinton y E. Oñate (Eds.), Pineridge Press, (1989)
- [8] MSC/DYNA, Users Manual, Demonstration Manual and Theoretical Manual. The McNeal-Schwendler Corporation, Los Angeles, (1989)
- [9] Haug et al., "Industrial crash simulations using the PAM-CRASH code". *Conf. Supercomputing in Engineering Structures*, IBM Europe Institutes 1988, Uberlech, Austria, July 11-15, (1988)
- [10] Marechal E., "Conception et dimensionnement des structures en matériaux composites pour SAMCEF". Rapport 017, Samtech, Lieja, (1989)
- [11] Agelet de Saracibar C., "Una formulación de flujo plástico para problemas de conformado de láminas". *Tesis Doctoral*, E.T.S. Ing. de Caminos, Barcelona, (1990)
- [12] Hughes T.J.R. y Liu W.K., "Implicit-Explicit Finite Elements in Transient

Analysis. Stability Theory". *J. Appl. Mech.*, 45, 371-74, (1978)

- [13] Irons B.M. y Treharne G., "A bound Theorem in Eigenvalues and its practical applications. Proc. 3d Conf. Matrix Meth. Struct. Mech., Wright Patterson, 245-54, (1971)
- [14] Belytschko, T., Tsay, C.S. y Liu. W.K., "A stabilization matrix for the bi-linear Midlin plate element" *Comp Methods Appl. Mech. Eng.*, Vol. 29, pp. 313-327 (1981).