

SIMULACION NUMERICA DEL DESPLIEGUE DE ESTRUCTURAS ESPACIALES

Alberto Cardona †

Instituto de Desarrollo Tecnológico para
la Industria Química (INTEC)
UNL-CONICET
Güemes 3450 - Santa Fe - Argentina

RESUMEN

Se describe brevemente un método de elementos finitos especialmente desarrollado para modelar estructuras articuladas flexibles. Este es luego usado para simular el despliegue de grandes estructuras espaciales. Se muestran tres casos representativos de aplicación en ingeniería espacial.

ABSTRACT

A finite element methodology developed to model the dynamic behavior of flexible articulated structures is briefly presented. It is then used to simulate the deployment of large space structures. Its efficiency is demonstrated on three application cases representative of space engineering.

† Miembro de la Carrera del Investigador del Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas de la República Argentina.

1. INTRODUCCION

El análisis dinámico de sistemas multicuerpos ha progresado en los últimos años debido esencialmente a las aplicaciones espaciales. Por ejemplo, sistemas tales como vehículos rígidos equipados con apéndices flexibles han sido analizados con éxito por varios equipos de investigación, y su comportamiento es ahora bien entendido. Sin embargo, los métodos desarrollados para analizar estos problemas no son adecuados para la simulación de sistemas complejos compuestos por miembros flexibles articulados o que interfieran entre sí.

El concepto de elemento finito en análisis de mecanismos se basa en la elección de dos ingredientes básicos: una descripción apropiada de rotaciones finitas, adecuada para manipulación algebraica, y una medida conveniente de la deformación elástica.

El formalismo resultante exhibe varias ventajas específicas:

- La topología del sistema articulado está automáticamente descrita por la formulación de elementos finitos. Los pares cinemáticos de cualquier tipo, incluyendo desde restricciones holonómicas hasta unilaterales con interferencia por impacto, pueden ser modelados como elementos finitos simples.
- La deformación elástica de los miembros y juntas está naturalmente incluida en el modelo.
- Las técnicas de subestructuración pueden usarse para representar miembros flexibles de geometría complicada.
- Los análisis cinemático, cinetostático y dinámico pueden ser vistos como casos especiales de un único método general de solución.

En la parte teórica de este trabajo, se describen brevemente algunos de los aspectos claves del método de simulación propuesto: descripción de rotaciones finitas, modelado por elementos finitos de miembros elásticos tipo viga, una técnica de subestructuración y la formulación de pares cinemáticos.

Los ejemplos presentados incluyen:

1. Análisis cinetostático de una célula de un mástil plegable proyectado por la NASA.
2. Modelado del despliegue de una célula de la plataforma ERA diseñada por Aérospatiale y desplegada en la estación espacial MIR.
3. Análisis del despliegue de una antena solar diseñada por Aérospatiale, modelando características fuertemente no lineales en las juntas.

2. DESCRIPCION DE ROTACIONES FINITAS

Varias técnicas han sido propuestas para representar una rotación finita en el espacio, cada una de las cuales tiene sus respectivas ventajas e inconvenientes. Los criterios principales a ser considerados para elegir un formalismo apropiado son:

- su significado físico;
- el número de parámetros necesarios (3 o 4);
- sus propiedades algebraicas;
- el tratamiento de singularidades;
- la ley asociada de composición de rotaciones sucesivas.

De acuerdo a estos criterios, el sistema de parámetros que elegimos es el juego de 3 parámetros formado por las componentes Cartesianas del vector de rotación

$$\Psi = n\Psi \quad (1)$$

donde n representa el eje instantáneo de rotación (figura 1), y Ψ es la amplitud de rotación en torno a éste.

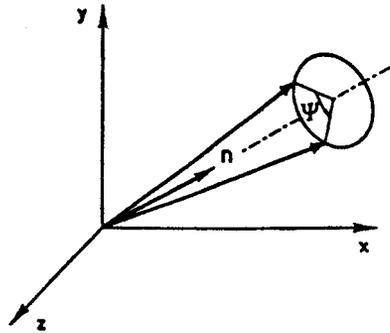


Figura 1 : Vector de rotación

La forma exponencial

$$R = 1 + \tilde{\Psi} + \frac{1}{2}\tilde{\Psi}^2 + \dots = \exp(\tilde{\Psi}) \quad (2)$$

permite construir el operador de rotación R en términos del vector (1), donde $\tilde{\Psi}$ es la matriz antisimétrica formada por las componentes de Ψ ($\tilde{\Psi}_{ij} = -\epsilon_{ijk}\Psi_k$). Si notamos por $\tilde{\Theta}$ el incremento de rotación material, expresado en el sistema coordenado ligado al cuerpo en movimiento y/o sometido a deformación, la variación de rotación es expresada por la matriz

$$\delta R = R\delta\tilde{\Theta} \quad (3)$$

y los incrementos materiales de rotación están relacionados a los parámetros de rotación a través de una relación no lineal del tipo:

$$\delta\Theta = \mathbf{T}(\Psi)\delta\Psi \quad (4)$$

La ecuación (4), que forma la base del formalismo adoptado, permite calcular también las velocidades angulares en la forma

$$\Omega = \mathbf{T}(\Psi)\dot{\Psi} \quad (5)$$

3. REPRESENTACION DE MIEMBROS ELASTICOS

La descripción apropiada de miembros flexibles requiere en muchos casos el uso de un formalismo de viga que incorpore adecuadamente efectos geométricos no lineales tales como la rigidización geométrica. Es en consecuencia esencial basarse en una verdadera teoría no lineal de vigas. La hipótesis cinemática adoptada está resumida en la ecuación

$$\mathbf{x} = \mathbf{x}_0 + X_I t_I, \quad I = 2, 3 \quad (6)$$

donde $\mathbf{x}_0(t)$ representa la posición del eje neutro de la viga en el sistema coordinado global. Los vectores de base t_i están ligados a la sección normal de la viga y dan la orientación instantánea del triedro material \mathbf{R} . Nótese que la deformación de corte es permitida implícitamente por la ecuación (6). Las deformaciones de flexión y de torsión son obtenidas calculando el tensor de curvaturas $\tilde{\mathbf{K}}$ en términos del parámetro de longitud s a lo largo del eje neutro de la viga (obsérvese la similitud de esta expresión con la de la velocidad angular):

$$\mathbf{K} = \mathbf{T}(\Psi) \frac{d\Psi}{ds} \quad (7)$$

Las componentes de \mathbf{K} tienen la significación de deformaciones de flexión y de torsión.

Las deformaciones axial y de corte son calculadas a partir de la deformación de la línea de centros:

$$\Gamma = \left(\mathbf{R}^T \frac{d\mathbf{x}_0}{ds} - \mathbf{E}_1 \right) \quad (8)$$

Las variaciones de estas dos expresiones son dadas respectivamente por

$$\delta\mathbf{K} = \frac{d\delta\Theta}{ds} + \mathbf{K} \times \delta\Theta \quad (9)$$

y por

$$\delta\Gamma = \mathbf{R}^T \frac{d\delta\mathbf{x}_0}{ds} + \left(\mathbf{R}^T \frac{d\mathbf{x}_0}{ds} \right) \times \delta\Theta \quad (10)$$

Ambas expresiones son usadas para construir la expresión de trabajos virtuales

$$\delta\pi_{int} = \int_{[0,L]} (N \cdot \delta\Gamma + M \cdot \delta K) ds \quad (11)$$

donde M y N son respectivamente los momentos de torsión y de flexión, y las fuerzas axial y de corte sobre la sección normal.

De manera similar, la contribución a la energía cinética de la viga es

$$T = \int_{[0,L]} (m(s)\dot{x}_0 \cdot \dot{x}_0 + \Omega \cdot \mathbb{I}(s)\Omega) ds \quad (12)$$

donde $m(s)$ es la masa por unidad de longitud, y \mathbb{I} es el tensor de inercia de la sección normal. A partir de (12) resulta obvio que la contribución principal a la matriz de inercia del sistema, que proviene de la parte de translación, está expresada en términos de coordenadas globales, dando en consecuencia una contribución independiente del tiempo a la masa del sistema global.

La discretización en elementos finitos de las ecuaciones (11,12) está luego basada en una interpolación lineal de los parámetros de desplazamiento y de rotación

$$\begin{aligned} x_0(s) &= N_I(s)x_{0I} \\ \Psi(s) &= N_I(s)\Psi_I \end{aligned} \quad (13)$$

donde x_{0I} , Ψ_I son los valores nodales de los parámetros de posición y de rotación, $N_I(s)$ es la función lineal de interpolación lineal correspondiente al nodo I, y la suma es extendida a los dos nodos del elemento.

4. RESTRICCIONES CINEMATICAS

La formulación de restricciones cinemáticas y su tratamiento numérico apropiado es uno de los puntos clave en el análisis dinámico de sistemas multicuerpos.

En *dinámica racional* es usual distinguir en dos tipos de restricciones: holonómicas y no-holonómicas.

Toda restricción que puede ser expresada como una función implícita de los grados de libertad generalizados del sistema, y posiblemente del tiempo, es del tipo holonómico

$$\Phi(q, t) = 0 \quad (14)$$

La mayoría de las restricciones cinemáticas que describen las juntas mecánicas y transmisiones caen en esta categoría.

Entre las restricciones no-holonómicas, se puede distinguir aun en dos subclases:

- Las restricciones bilaterales que implican además una dependencia con respecto a las velocidades

$$\Psi(\dot{q}, q, t) = 0 \quad (15)$$

Llamaremos a este tipo de restricciones, restricciones de comportamiento, puesto que no reducen el número de posibles configuraciones del sistema pero únicamente restringen las maneras posibles de arribar a éstas. La unión por rodamiento es un ejemplo típico de restricción no-holonómica de comportamiento.

- Las restricciones de desigualdad son generadas por contacto mecánico

$$\Psi(q, t) \geq 0 \quad (16)$$

Estas son ciertamente caracterizadas por el hecho que el número de grados de libertad del sistema puede variar durante el movimiento como generalmente ocurre en el despliegue de estructuras espaciales.

Las restricciones holonómicas del tipo (14), las cuales son las más frecuentes, pueden ser incluidas en el funcional del problema usando el método del Lagrangiano aumentado. Este consiste en expresar la estacionariedad del funcional

$$\mathcal{F}^*(q) = \mathcal{F}(q) - k\lambda \cdot \Phi + \frac{1}{2}p\|\Phi\|^2 \quad (17)$$

donde $\mathcal{F}(q)$ es el funcional que describe el comportamiento del sistema sin restricciones, λ es el conjunto de multiplicadores de Lagrange, k es un factor de escala, y p un factor de penalidad. El único rol del término de penalidad es mejorar el condicionamiento numérico del problema.

En un contexto Newton-Raphson, los términos de restricción generan contribuciones a las fuerzas internas y a la rigidez tangente del sistema

$$\mathbf{G}_{int} = \begin{Bmatrix} \mathbf{B}(p\Phi - k\lambda) \\ k\Phi \end{Bmatrix} \quad \mathbf{S} = \begin{bmatrix} p\mathbf{B}\mathbf{B}^T & -k\mathbf{B} \\ -k\mathbf{B}^T & 0 \end{bmatrix} \quad (18)$$

donde \mathbf{B} es la matriz de derivadas de las restricciones.

Las restricciones bilaterales no-holonómicas del tipo (15) pueden ser tratadas en una forma similar. Debido a que éstas engendran relaciones entre velocidades, generan una función de pseudo-disipación en el sistema y, en consecuencia, contribuyen a la matriz de amortiguamiento (tangente).

La biblioteca de elementos desarrollada en el programa MECANO permite modelar restricciones cinemáticas de varios tipos, incluyendo las articulaciones rotoidal, prismática, helicoidal, cilíndrica, esférica y plana y las juntas universal y deslizante curvilínea.

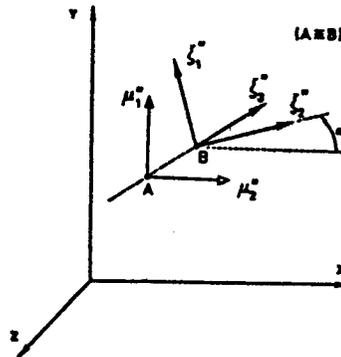


Figura 2 : Junta rotoidal

Por ejemplo, la junta rotoidal (figura 2) es expresada a través de las restricciones siguientes:

$$\begin{aligned}\Phi_{1,2,3} &= \mathbf{x}_A - \mathbf{x}_B = 0 \\ \Phi_4 &= \mu_1'' \cdot \xi_3'' = (\mathbf{R}_A \mu_1) \cdot (\mathbf{R}_B \xi_3) = 0 \\ \Phi_5 &= \mu_2'' \cdot \xi_3'' = (\mathbf{R}_A \mu_2) \cdot (\mathbf{R}_B \xi_3) = 0\end{aligned}\quad (19)$$

$\Phi_{1,2,3}$ expresa el hecho que los desplazamientos de ambos miembros son coincidentes en el punto de contacto. En un contexto elementos finitos, estas restricciones son manejadas de manera directa durante el proceso de ensamble. Φ_4 y Φ_5 expresan la ortogonalidad de los ejes ligados a los miembros en el punto de contacto. Estas son incorporadas al sistema usando la técnica del Lagrangiano aumentado.

5. SUBESTRUCTURADO PARA CUERPOS ARTICULADOS FLEXIBLES

Consideremos el caso de un único cuerpo flexible para el cual rige la hipótesis de desplazamientos pequeños en un sistema coordenado local. Si el cuerpo posee una geometría complicada, ésta puede ser manejada fácilmente por subestructurado dinámico usando la capacidad de modelado de cualquier programa dinámico lineal de elementos finitos. El modelo reducido resultante del cuerpo es luego integrado junto a los otros miembros y juntas en el modelo global del mecanismo, para realizar el análisis del sistema multicuerpos.

Las hipótesis a emplear son las siguientes. Expresando las posiciones y las rotaciones de un nodo cualquiera i como la superposición del movimiento arbitrario de un nodo de referencia 0 del cuerpo con una deformación local pequeña $(\mathbf{u}_i^T \ \psi_i^T)$

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{x}_i \\ \Psi_i \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{x}_0 + \mathbf{R}_0(\mathbf{X}_i + \mathbf{u}_i) \\ \Psi_0 \circ \psi_i \end{Bmatrix}\quad (20)$$

donde x_0 es la posición del nodo de referencia del cuerpo; R_0, Ψ_0 es la rotación en este último; X_i es la posición relativa del nodo i con respecto al nodo 0; u_i es el desplazamiento del nodo i en el sistema coordenado local y ψ_i es el desplazamiento angular del nodo i en el sistema local. El símbolo \circ expresa la composición de dos rotaciones sucesivas.

La deformación del cuerpo es luego restringida a la combinación lineal de modos asumidos de deformación, los cuales pueden ser calculados de varias maneras dando lugar a los distintos métodos de subestructurado dinámico. En lo que sigue asumiremos sin pérdida de generalidad que se usan los modos de vibración a frontera fija, siguiendo la idea del método de modos componentes en sistemas lineales:

$$\begin{Bmatrix} x_i \\ \Psi_i \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_0 + R_0(X_i + \Phi_i y) \\ (\Psi_{0\ ref} \circ \Psi_{0\ inc}) \circ (\Phi_i y) \end{Bmatrix} \quad (21)$$

donde Φ_i son las funciones de forma evaluadas en el nodo i ; y es el vector de amplitudes generalizadas.

El vector de amplitudes generalizadas es luego particionado en grados de libertad en el borde e internos

$$y = \begin{Bmatrix} u_B \\ \psi_B \\ y_I \end{Bmatrix} \quad (22)$$

La energía de deformación del cuerpo flexible puede expresarse en la forma

$$\pi_{int} = \frac{1}{2} y \cdot \bar{S} y \quad (23)$$

donde la matriz de rigidez reducida \bar{S} es obtenida a través de la proyección de la matriz original en la base modal escogida

$$\bar{S} = \Phi^T S \Phi = \begin{bmatrix} \bar{S}_{BB} & 0 \\ 0 & \bar{S}_{II} \end{bmatrix} \quad (24)$$

La variación de los parámetros generalizados de desplazamiento del cuerpo flexible δy es calculada en términos de los parámetros generalizados del superelemento q usando

$$\delta y = \Upsilon \delta q \quad (25)$$

con $q^T = (x_0^T \ \Psi_{0\ inc}^T \ x_B^T \ \Psi_{B\ inc}^T \ y_I^T)$. La energía de deformación es luego derivada con respecto a q para obtener la expresión de las fuerzas internas y de la matriz de rigidez

$$\begin{aligned} G_{int} &= \Upsilon^T \bar{S} y \\ \bar{S}_{sup} &= \Upsilon^T \bar{S} \Upsilon \end{aligned} \quad (26)$$

Basados en una hipótesis de masas concentradas construimos una aproximación simple de las fuerzas de inercia

$$G_{iner} = \sum_{i=1}^N B_i^T m_i \ddot{x}_i$$

donde la suma se realiza sobre los N nodos del cuerpo; la matriz B_i es una función de la configuración corriente; m_i representa la masa concentrada en el nodo i ; \ddot{x}_i es la aceleración en el nodo i , la cual es calculada usando la hipótesis de pequeños desplazamientos en el sistema local

$$\ddot{x}_i = \ddot{x}_0 + R_0(\ddot{\Omega}_0^2 + \ddot{A}_0)X_i + 2R_0\ddot{\Omega}_0\dot{u}_i + R_0\ddot{u}_i \quad (27)$$

donde \dot{u}_i , \ddot{u}_i , velocidades y aceleraciones del nodo i en el sistema coordenado local, son dadas por

$$\begin{aligned} \dot{u}_i &= \Phi_i \dot{y} \\ \ddot{u}_i &= \Phi_i \ddot{y} \end{aligned} \quad (28)$$

Finalmente, la matriz de masa del superelemento puede ser expresada en la forma

$$\overline{M}_{s,p} = \sum_{i=1}^N B_i^T m_i B_i \quad (29)$$

6. EJEMPLOS DE SIMULACION

6.1 DESPLIEGUE CUASI-ESTATICO DE LA CELULA DE UN MASTIL ESPACIAL

El sistema a considerar es una célula elemental de un mástil de sección triangular, diseñado como un sistema articulado flexible. Cada célula del mástil espacial tiene tres largueros verticales y tres diagonales. Dos células consecutivas están interconectadas a través de un triángulo de largueros horizontales. En cada vértice de este último se halla un cuerpo rígido al cual se conectan los largueros verticales y las diagonales de dos células adyacentes. Los largueros horizontales están rígidamente unidos a los cuerpos rígidos de esquina, en tanto los largueros verticales y las diagonales se conectan a éstos a través de juntas rotoidales. Para permitir el plegado del conjunto, las diagonales se encuentran articuladas en su punto medio.

El diseño del conjunto es tal que las configuraciones desplegada y replegada se encuentran prácticamente libres de tensión, mientras que las barras deben desarrollar momentos relativamente elevados de torsión y de flexión para pasar de una a otra configuración estable. La configuración desplegada es rigidizada

ligeramente por medio de la introducción de una tensión inicial, generada a través del acortamiento de las diagonales con respecto a la longitud nominal (estado sin tensión).

La simetría del sistema fue usada para limitar el análisis a una única célula. El modelo cuenta con 72 elementos finitos (51 vigas, 6 cuerpos rígidos y 15 juntas rotoidales) para modelar componentes físicos, y 7 restricciones adicionales para controlar el movimiento del sistema. El modelo posee un total de 391 grados de libertad.

La figura 3-a muestra la configuración de referencia (línea de trazos) y la configuración inicial pretensada obtenida luego del ensamble mecánico de las barras. El proceso de despliegue es luego simulado en dos pasos a desplazamiento controlado:

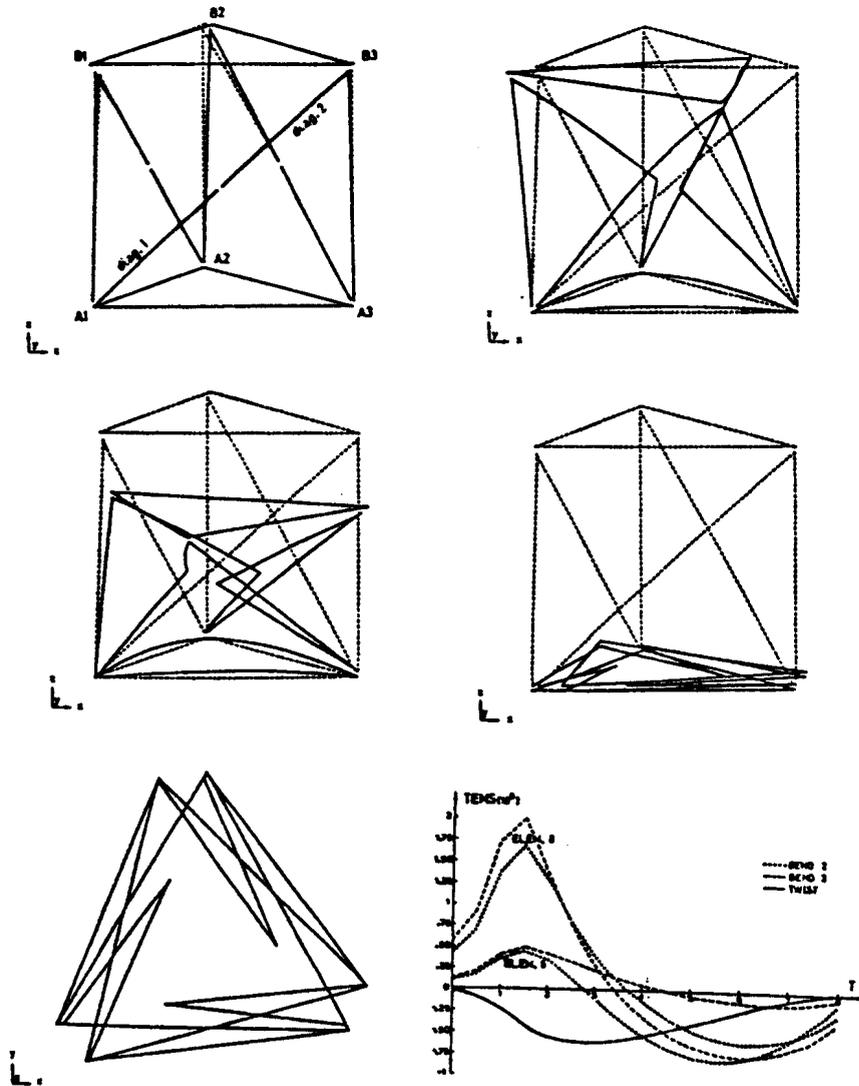
- a. Para desbloquear el mecanismo, los nodos en mitad de diagonales son desplazados hacia adentro y en dirección normal a las caras laterales (figura 3-b).
- b. El plegado completo del conjunto se controla luego imponiendo el desplazamiento vertical del triángulo superior (figuras 3-b, 3-c, 3-d). La figura 3-e muestra la proyección vertical de la configuración final. La figura 3-f muestra un ejemplo de resultados de tensión. Se ilustran las evoluciones de momentos de flexión y de torsión durante la maniobra.

La simulación cinetostática fue realizada en 96 incrementos, con un promedio de 5.8 iteraciones por incremento.

6.2 ANALISIS DINAMICO DEL DESPLIEGUE DE UNA ESTRUCTURA ESPACIAL

El sistema a analizar es una célula de una estructura plegable espacial: la plataforma ERA diseñada por Aérospatiale y desplegada en la estación orbital MIR. La célula tiene una sección transversal triangular con tres largueros verticales y seis diagonales. Los largueros horizontales están articulados en su punto medio para permitir el plegado. Los largueros horizontales y las diagonales se encuentran articulados a los cuerpos de esquina, mientras que los largueros verticales se encuentran rígidamente unidos a éstos. La estructura total está compuesta por 24 módulos como el mostrado en la figura 4, dispuestos lado contra lado formando un hexágono (figura 5).

La motorización para el despliegue está provista por la energía elástica almacenada en resortes de torsión ubicados en las articulaciones del medio de los largueros horizontales. Estos liberan energía a través de una ley no-lineal momento/ángulo, y poseen un dispositivo de bloqueo al final de trayectoria.



*Figura 3 : Análisis cinetostático de un mástil plegable.
(a) configuraciones inicial y de referencia;
(b), (c) y (d) configuraciones de desbloqueo, intermedia y final;
(e) vista superior de la configuración final;
(f) momentos de flexión y de torsión en los largueros verticales.*

Un primer análisis fue realizado suponiendo que la estructura está ubicada en un ambiente sin gravedad. Posteriormente se realizó un segundo análisis

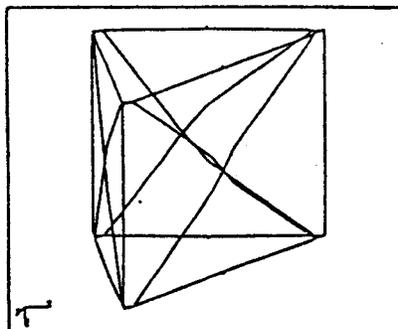


Figura 4 : Célula de la estructura plegable ERA.

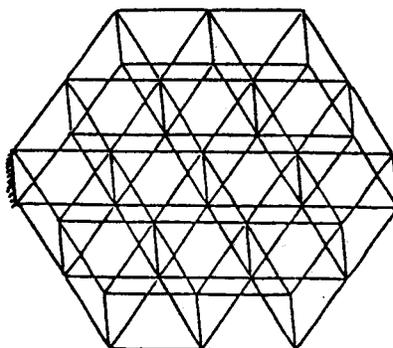


Figura 5 : Vista global esquemática de la estructura ERA.

considerando un ligero defecto de gravedad en la dirección vertical (0.01g).

La figura 6 muestra seis configuraciones sucesivas calculadas para la situación sin gravedad, hasta el despliegue completo y bloqueo del sistema a $t = 1.2s$.

La figura 7 muestra la evolución en el tiempo del ángulo de rotación en una de las seis articulaciones motoras del sistema. El instante de bloqueo está claramente manifiesto en el diagrama.

Este modelo simplificado posee 612 grados de libertad y un ancho de banda medio de 79; se hicieron 74 pasos de tiempo para integrar en el tiempo las ecuaciones de movimiento. El consumo de tiempo de CPU fue de 2 horas 20 minutos en una estación de trabajo APOLLO DN-4000. Se realizaron algunas experiencias en IBM 3090; el consumo de CPU para el mismo cálculo fue de 2.5 minutos sin vectorización. Experiencias hechas con una vectorización parcial del programa evidenciaron un factor 2 de mejora en el tiempo de CPU.

Se prevé realizar el cálculo del sistema completo. La malla final tendrá un orden de 8000 grados de libertad, con un ancho de banda medio de 240. El

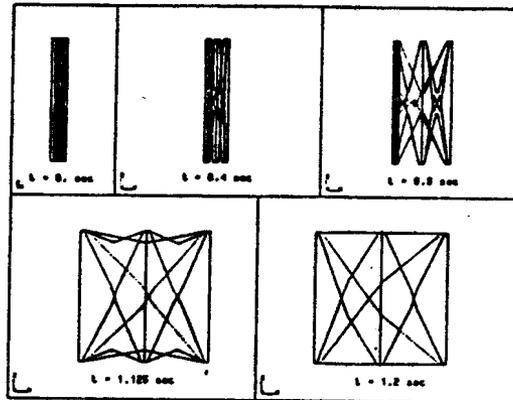


Figura 6 : Configuraciones sucesivas desde 0. a 1.2 s.

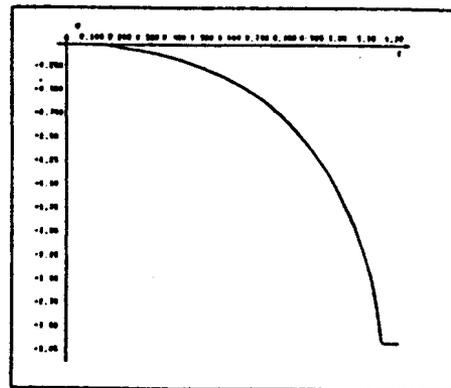


Figura 7 : Evolución temporal del ángulo en una junta rotoideal.

costo computacional estimado para integrar en el tiempo la respuesta del sistema completo es 150 veces mayor al de una sola célula.

Remarcamos que el esfuerzo computacional está influenciado principalmente por la estrategia adoptada para resolver los impactos en las uniones, puesto que el valor del paso de tiempo se halla restringido por la convergencia en estos instantes. La estrategia usada para resolver los impactos está basada en hipótesis de conservación del momento. Esta aproximación provee una buena eficiencia computacional puesto que se calculan explícitamente las discontinuidades de velocidad durante el impacto.

6.3 ANALISIS DINAMICO DEL DESPLIEGUE TRIDIMENSIONAL DE UNA ANTENA SOLAR

La antena en consideración está realizada con cinco paneles similares

articulados entre sí como se muestra en la figura 8. En el modelo numérico (figura 9), cada panel rectangular está representado por un rombo uniendo los puntos medios de cada lado. La energía para el despliegue está provista por resortes no lineales actuando en paralelo con cada articulación, los cuales entregan una ley momento/ángulo como la representada en la figura 10.

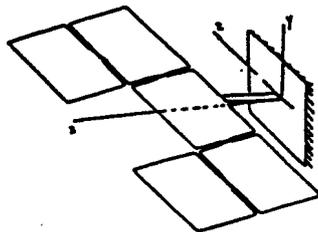


Figura 8 : Geometría de la antena solar 3-D.

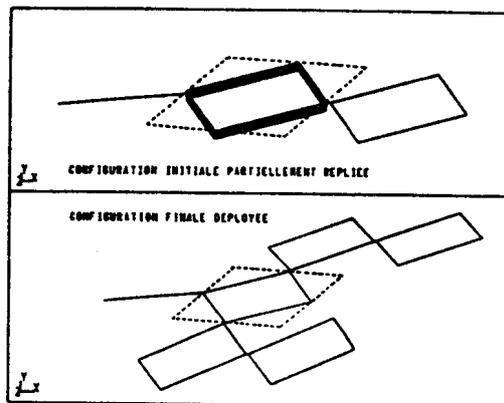


Figura 9 : Modelo para simulación de la antena solar.

Esta curva exhibe histéresis en la vecindad del ángulo de bloqueo. El primer pico corresponde al valor del momento de bloqueo, mientras que el segundo pico está generado por el efecto de histéresis que ocurre durante la fase de bloqueo/desbloqueo.

Las propiedades de rigidez efectiva de los paneles fueron tenidas en cuenta mediante la técnica de subestructurado descrita en la sección 5. Cada panel de la estructura real es una placa rigidizada de material compuesto (sandwich). Fue modelado en consecuencia como una cáscara plana sandwich con propiedades de rigidez ortotrópicas y refuerzos locales. La figura 11 ilustra la malla de elementos

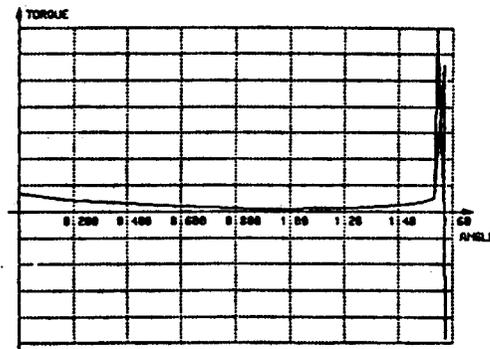


Figura 10 : Ley torque/ángulo en las juntas.

finitos , mostrando la descomposición de la estructura en 4 zonas con propiedades elásticas diferentes. Cada subestructura posee 584 grados de libertad y es luego reducida a los cuatro nodos de conexión más cuatro modos internos, dando un total de 28 grados de libertad por panel.

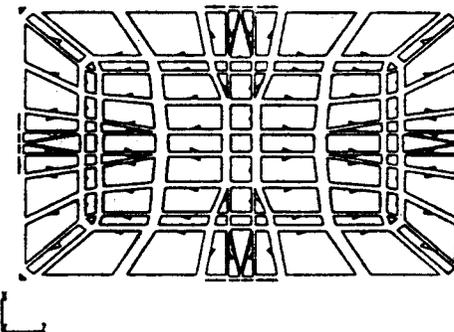


Figura 11 : Modelo de elementos finitos de un panel.

El modelo resultante de mecanismo usado para predecir la dinámica del despliegue posee 230 grados de libertad, con un ancho medio de banda de 32. La integración temporal de la respuesta fue realizada en un intervalo de tiempo de 47s. La estructura está al inicio parcialmente plegada (figura 12), y el despliegue completo se produce a $t = 47s$. El cálculo se realizó en 151 pasos de tiempo, con un promedio de 5.1 iteraciones por paso de tiempo, dando un consumo de 6 horas 15 minutos en una estación de trabajo APOLLO DN-4000.

La figura 13 muestra el ángulo de rotación versus tiempo en las tres articulaciones activas. Este crece regularmente hasta llegar al valor de bloqueo, y luego oscila alrededor de éste. La figura 14 ilustra la evolución del momento correspondiente en la articulación 2. La junta se bloquea en $t = 41s$, para no

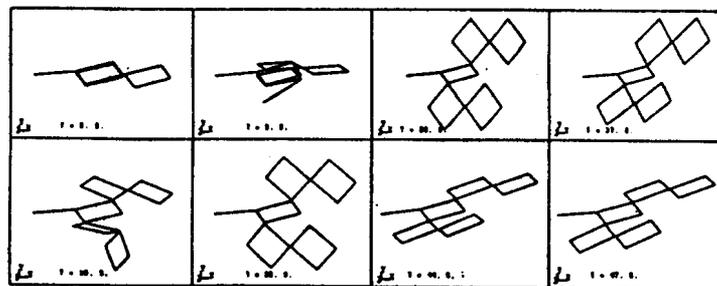


Figura 12 : Configuraciones sucesivas de la antena durante el despliegue.

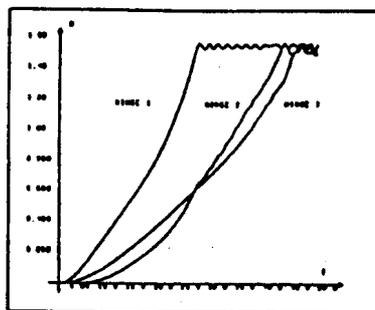


Figura 13 : Evolución del ángulo de rotación en las articulaciones.

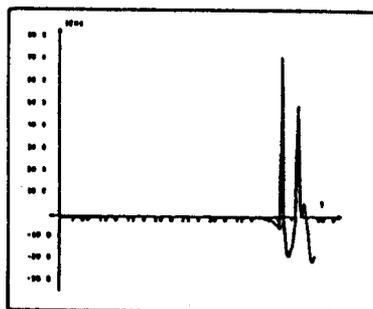


Figura 14 : Evolución del momento en la articulación 2.

desbloquearse nunca en el resto de la simulación.

El comportamiento elástico del panel puede ser predicho en detalle a través de un post-procesado apropiado de cada subestructura. Por ejemplo, la figura 15 muestra los isovalores de desplazamiento y de tensión sobre la piel superior a un

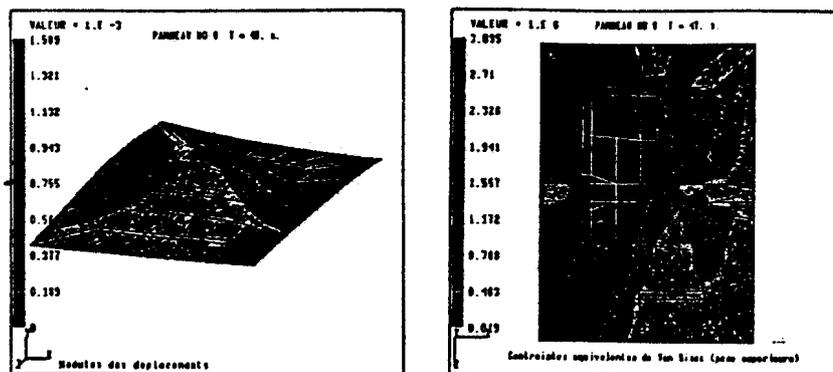


Figura 15 : Isovalores de desplazamiento vertical y de tensión en el panel central instante dado ($t = 47s$).

7. CONCLUSION

Las técnicas computacionales presentadas en este trabajo se encuentran en una fase de desarrollo e investigación. Los ejemplos muestran la posibilidad real de aplicación de éstas a problemas concretos. Diversos grupos de diseño aeroespacial ya han manifestado un gran interés por este tipo de técnicas de simulación, puesto que permiten analizar condiciones imposibles de reproducir en ensayos y experiencias en suelo. Entendemos que una adecuada interacción con grupos de trabajo en tecnología aeroespacial, permitirá llegar a completar el desarrollo de esta poderosa herramienta.

Agradecimientos

Este trabajo fue realizado en colaboración con M. Gérardin y D. Granville de la Universidad de Lieja, Bélgica, en el marco de una Beca Externa de CONICET.

REFERENCIAS

- Cardona A. "An integrated approach to mechanism analysis", Tesis Doctoral, Facultad de Ciencias Aplicadas, Universidad de Lieja (1989).
- Cardona A. y Gérardin M. "A beam finite element non linear theory with finite rotations", Int. J. Numer. Meth. Engng. 26, pp. 2403-2438 (1986).
- Cardona A. y Gérardin M. "A superelement formulation for mechanism analysis", LTAS report, Universidad de Lieja, Bélgica (1988).

- Craig R. R. y Bampton C. C. "Coupling of substructures for dynamic analysis", AIAA J. 6, pp. 1313-1319 (1968).
- Granville D. y Géradin M. "Calcul du déploiement d'une antenne tridimensionnelle par MECANO", LTAS report, Universidad de Lieja, Bélgica (1989).
- A. Cardona A. y Géradin M. "SAMCEF - module d'analyse de mécanismes MECANO (manuel d'utilisation)", LTAS report, Universidad de Lieja (1987).