

Proyecto Final de Máster  
Máster en Diseño Avanzado en Ingeniería Mecánica

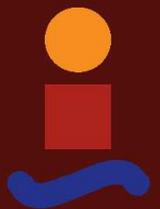
Estudio de las Propiedades de Frangibilidad en  
Estructuras Aeroportuarias

Autor: Silvia Magdalena Moreno Escalante

Tutor: Luis Távara Mendoza, Federico París Carballo

Dpto. Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras  
Grupo de Elasticidad y Resistencia de Materiales  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2015





Proyecto Final de Máster  
Máster en Diseño Avanzado en Ingeniería Mecánica

# **Estudio de las Propiedades de Frangibilidad en Estructuras Aeroportuarias**

Autor:

Silvia Magdalena Moreno Escalante

Tutor:

Luis Távara Mendoza

Federico París Carballo

Dpto. Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras  
Grupo de Elasticidad y Resistencia de Materiales

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2015



Proyecto Final de Máster: Estudio de las Propiedades de Frangibilidad en Estructuras Aeroportuarias

Autor: Silvia Magdalena Moreno Escalante

Tutor: Luis Távora Mendoza, Federico París Carballo

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2015

El Secretario del Tribunal



*A mi familia*

*A mis tutores*



# Agradecimientos

---

Quería dedicar estas líneas para agradecer a todas las personas que me han apoyado durante la elaboración de este proyecto.

En primer lugar quería mencionar a mis tutores Luis Távara y Federico París por darme la oportunidad de continuar trabajando con ellos. A Luis, le agradezco la paciencia que ha tenido día a día, dando solución a cada duda siempre con una gran sonrisa, con un tutor como él es muy fácil obtener resultados. Y a Federico, agradecerle todos los ratos que me ha dedicado, ya no sólo como tutor, si no como guía.

Agradecerle también a todo el Grupo de Elasticidad y Resistencia de Materiales por su amabilidad y en particular a Alejandro Estefani, por su valiosa ayuda ya que siempre ha estado ahí cuando lo necesitaba, y Rocío, que con su sonrisa y ánimos hacía las tardes más llevaderas.

A mi familia, en especial a mis padres, agradecerle todo el apoyo y confianza que me han demostrado cada día.

Silvia Magdalena Moreno Escalante  
Sevilla, 2015



# Resumen

---

El objetivo del presente proyecto es ofrecer una solución para que una estructura aeroportuaria (armario de cabecera de pista de aterrizaje) cumpla con los requisitos de frangibilidad marcados por la norma, en cuanto a fuerza de impacto y energía soportada se refiere, mediante métodos de análisis por el Método de los Elementos Finitos, MEF. Las condiciones de frangibilidad se obtendrán mediante el fallo de tornillos de fusible mecánico que se usan como fijación del armario.

Para ello se realizaron diversas tareas, la primera es el estudio de informes previos del problema encontrados en bibliografía, así como de las diferentes normas que regulan la frangibilidad de las estructuras.

Partimos del Proyecto Final Carrera que precede a éste trabajo donde se modeló usando las recomendaciones de la norma (elementos tipo barra y uso de elementos finitos explícitos) y se determinó que la estructura no cumplía con los requisitos de la norma.

Seguidamente realizaremos un estudio numérico (mediante el uso del método de elementos finitos con el programa comercial Abaqus) del armario de cabecera que incluye la carga de impacto y el fallo elastoplástico de los tornillos de fusible mecánico. Centrando nuestro estudio en el uso de diferentes tipos de tecnologías de elementos para el modelado del mismo.

Como ampliación de este primer estudio y utilizando los resultados que se obtuvieron de él, se propone realizar un rediseño de la estructura y/o del tornillo para mejorar las condiciones de trabajo del mismo, teniendo en cuenta criterios de coste. Así mismo se establecieron unas pautas para la resolución de problemas frangibles con Abaqus que se recogen en el apartado de conclusiones. Todo ello bajo las indicaciones del Manual de diseño de aeródromos. Parte 6: Frangibilidad: Doc. 9157-AN/901 P6.



# Índice

---

<b>AGRADECIMIENTOS</b>	<b>I</b>
<b>RESUMEN</b>	<b>III</b>
<b>ÍNDICE</b>	<b>V</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b>	<b>VII</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b>	<b>IX</b>
<b>1 INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
1.1 DEFINICIÓN DE FRANGIBILIDAD	1
1.2 MOTIVACIÓN	1
1.3 OBJETIVOS	2
1.4 ALCANCE DEL ESTUDIO REALIZADO	2
1.4.1 <i>Estudio de informes previos</i>	2
1.4.2 <i>Modelado numérico del armario de cabecera</i>	3
1.4.3 <i>Optimización del modelado de la estructura</i>	3
1.5 ESTRUCTURAS (OBSTÁCULOS) QUE DEBEN SER FRANGIBLES	3
<b>2 ANTECEDENTES</b>	<b>5</b>
2.1 APLICACIÓN DE LA FRANGIBILIDAD	5
2.2 ESTRUCTURA	6
2.2.1 <i>Barras que conforman la estructura</i>	6
2.2.2 <i>Tornillos de fusible mecánico</i>	8
2.2.3 <i>Material de recubrimiento</i>	10
<b>3 CONCEPTOS BÁSICOS</b>	<b>11</b>
3.1 TIPOS DE MATERIALES	11
3.1.1 <i>Materiales elásticos</i>	11
3.1.2 <i>Materiales elastoplásticos</i>	12
3.2 TEORÍA DE LA PLASTICIDAD	13
3.2.1 <i>Condición de consistencia</i>	14
3.2.2 <i>El espacio de tensiones principales. Planos y superficies</i>	15
3.3 CRITERIO DE PLASTIFICACIÓN	17
3.3.1 <i>La función de plastificación</i>	17
3.3.2 <i>Criterio de Von Mises</i>	18
3.3.1 <i>Criterio de Tresca</i>	18
3.4 RIGIDEZ DE LOS PERFILES	20
3.5 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS, MEF.	21
3.6 PROBLEMA DINÁMICO IMPLÍCITO Y EXPLÍCITO EN ABAQUS	22

3.6.1	<i>Equilibrio y trabajo virtual</i>	22
3.6.2	<i>Análisis dinámico implícito</i>	23
3.6.3	<i>Análisis dinámico explícito</i>	25
<b>4</b>	<b>NORMATIVA Y REGLAMENTO</b>	<b>27</b>
4.1	INTERNATIONAL CIVIL AVIATION ORGANIZATION (ICAO)	27
4.2	FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION (FAA)	29
4.2.1	<i>Requerimiento de las 3 pulgadas (3 inch requirement): (Memorandum 13 Jul 2009)</i>	29
4.3	NATIONAL RESEARCH COUNCIL CANADA – INSTITUTE FOR AEROSPACE RESEARCH	29
<b>5</b>	<b>“DESIGN FOR FRANGIBILITY”</b>	<b>31</b>
5.1	CONEXIONES FRANGIBLES	32
5.2	ELEMENTOS FRANGIBLES	34
5.3	MECANISMOS FRANGIBLES	34
5.4	SELECCIÓN DE MATERIAL	34
<b>6</b>	<b>ESTUDIO NUMÉRICO DE LA BARRA</b>	<b>37</b>
6.1	DETALLES FEM	37
6.1.1	<i>Mallado del Elemento “Beam”</i>	39
6.1.2	<i>Mallado del elemento “Solid”</i>	40
6.1.3	<i>Mallado del elemento “Shell”</i>	41
6.1.4	<i>Mallado del element “Solid” y “Shell” aplicando integración reducida.</i>	42
6.2	USO DE DIFERENTES TIPOS DE ELEMENTOS EN LA ZONA DE IMPACTO	43
6.2.1	<i>Modelado de la barra vertical</i>	43
6.2.2	<i>Discusión de los resultados</i>	62
6.3	OPTIMIZACIÓN GEOMÉTRICA DEL MODELO	63
<b>7</b>	<b>ESTUDIO NUMÉRICO DE LA ESTRUCTURA</b>	<b>69</b>
7.1	RESOLUCIÓN	72
7.2	CONCLUSIONES	77
<b>8</b>	<b>REDISEÑO DE LA ESTRUCTURA</b>	<b>79</b>
8.1	MATERIAL DE AMORTIGUAMIENTO	79
8.2	ESTUDIO NUMÉRICO CON MATERIAL DE AMORTIGUAMIENTO	80
8.3	COMPROBACIÓN DE LA FRANGIBILIDAD DE LA ESTRUCTURA OPTIMIZADA	87
<b>9</b>	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>89</b>
<b>A.</b>	<b>ANEXO: CONCEPTOS BÁSICOS</b>	<b>91</b>
<b>B.</b>	<b>ANEXO: MÉTODOS DE RESOLUCIÓN</b>	<b>93</b>
B.1.	DEFINICIÓN DEL MATERIAL FOAM	93
B.2.	MODIFICACIÓN DEL STEP.	95
<b>C.</b>	<b>ANEXO: FILEZILLA Y CLUSTER</b>	<b>97</b>
	<b>REFERENCIAS</b>	<b>99</b>

# Índice de Tablas

---

Tabla 2.1 Características del material de las barras	6
Tabla 2.2 Características del material de los tornillos	8
Tabla 2.3 Características del Foam	10
Tabla 2.4 Comportamiento no lineal del Foam	10
Tabla 5.1 Propiedades de los materiales metálicos [5]	35
Tabla 6.1 Modelo Empotrado con Sección Llena y resolución Implicit	44
Tabla 6.2 Modelo Empotrado con Sección Vacía y resolución Implicit	44
Tabla 6.3 Modelo Empotrado con Sección Llena y resolución Explicit	45
Tabla 6.4 Modelo Empotrado con Sección Vacía y resolución Explicit	45
Tabla 6.5 Comparativa de los resultados Implicit y Explicit	46
Tabla 6.6 Modelo Empotrado con Sección Llena y Vacía	51
Tabla 6.7 Modelo No Empotrado con Sección Llena y Vacía	52
Tabla 6.8 Modelo Empotrado con Sección Llena y Vacía con un material elástico lineal	54
Tabla 6.9 Modelo No Empotrado con Sección Llena	55
Tabla 6.10 Modelo No Empotrado con Sección Vacía	55
Tabla 6.11 Modelo No Empotrado con Sección Llena y con resolución Implicit y Explicit	56
Tabla 6.12 Modelo Mixto con Sección Llena	64
Tabla 6.13 Modelo Mixto con Sección Vacía	65
Tabla 7.1 Zona de impacto en las barras	72
Tabla 7.2 Datos máximos de Fuerza de reacción y Energía absorbida, Casos 1, 2, 3 y 4	77
Tabla 8.1 Resultados Implicit y Explicit armario completo	81
Tabla 8.2 Valores máximo de la Fuerza y Energía absorbida	87
Tabla B.1 Comportamiento no lineal del Foam	93



# Índice de Figuras

---

Figura 1.1 Representación de las zonas cercanas a la pista	4
Figura 2.1 Sección transversal de las barras horizontales	6
Figura 2.2 Sección transversal de las barras verticales	7
Figura 2.3 Detalle y dimensiones del eje central de la sección transversal de las barras verticales	7
Figura 2.4 Detalle del modelo 3D del tornillo de fusible mecánico	8
Figura 2.5 Dimensiones exactas del tornillo frangible	9
Figura 2.6 Curva de comportamiento obtenida experimentalmente en el GERM	10
Figura 3.1 Curva del acero sometido a tracción	12
Figura 3.2 Curva de un material elastoplástico ideal (a) y utilizado en la simulación (b) [6]	13
Figura 3.3 Criterio de plastificación del 0.2 % [8]	14
Figura 3.4 Comportamiento plástico con y sin endurecimiento por deformación [7]	14
Figura 3.5 Espacio de tensiones principales y coordenadas de Haigh-Westergaard [8]	15
Figura 3.6 Espacio de tensiones principales. Planos meridionales [11]	16
Figura 3.7 Vista normal al eje hidrostático de las superficies de plastificación [11]	19
Figura 3.8 Superficie de plastificación de Von Mises y Tresca [8]	19
Figura 5.1 Tornillo frangibles [2]	33
Figura 6.1 Tipos de elementos [18]	38
Figura 6.2 Tipos de elementos utilizados [18]	38
Figura 6.3 Cómo nombrar el mallado de una viga [18]	39
Figura 6.4 Cómo nombrar el mallado de un sólido [18]	40
Figura 6.5 Mallado del Elemento Solid	41
Figura 6.6 Cómo nombrar el mallado de un Shell [18]	41
Figura 6.7 Mallado del Elemento Shell	42
Figura 6.8 Modelo Simple	43
Figura 6.9 Tensiones de Von Mises en el modelo Solid	53
Figura 6.10 Modelo de Barra simple con sección mixta	63

Figura 6.11 Unión MPC Beam [18]	64
Figura 7.1 Modelo Completo de la estructura	69
Figura 7.2 Detalle de la malla del Tornillo	70
Figura 7.3 Detalle de la malla del elemento Solid	70
Figura 7.4 Detalle de la malla del elemento Shell	70
Figura 7.5 Detalle de los perfiles en la estructura del armario	71
Figura 7.6 Zonas de impacto	71
Figura 7.7 Tensión de Von Mises en la estructura con elementos Solid	73
Figura 7.8 Detalles de la tensión de Von Mises en la estructura con elementos Solid	73
Figura 7.9 Tensión de Von Mises en la estructura con elementos Shell	74
Figura 7.10 Detalles de la tensión de Von Mises en la estructura con elementos Shell	74
Figura 7.11 Deformaciones plásticas equivalentes en la estructura con elementos Solid	75
Figura 7.12 Deformaciones plásticas equivalentes en la estructura con elementos Shell	75
Figura 8.1 Respuesta a compresión de las espumas	80
Figura 8.2 Tensión de Von Mises en la estructura sin Foam	82
Figura 8.3 Detalles de la tensión de Von Mises en la estructura sin Foam	82
Figura 8.4 Deformaciones plásticas equivalentes en la estructura sin Foam	83
Figura 8.5 Tensión de Von Mises en la estructura con Foam de 50 mm	84
Figura 8.6 Detalles de la tensión de Von Mises en la estructura con Foam de 50 mm	84
Figura 8.7 Tensión de Von Mises en la estructura con Foam de 75 mm	85
Figura 8.8 Detalles de la tensión de Von Mises en la estructura con Foam de 75 mm	85
Figura 8.9 Deformaciones plásticas equivalentes en la estructura con Foam de 50 mm	86
Figura 8.10 Deformaciones plásticas equivalentes en la estructura con Foam de 75 mm	86
Figura B.1 Curva de comportamiento obtenida experimentalmente en el GERM	93
Figura B.2 “Crushable Foam” en Abaqus	94
Figura B.3 Modificación del Step, Time incrementation	95
Figura B.4 Modificación del Step, More	96
Figura B.5 Cambios en el .inp tras modificar el Step	96

# 1 INTRODUCCIÓN

---

## 1.1 Definición de Frangibilidad

En los aeropuertos se pueden encontrar diversas ayudas visuales y no visuales (por ejemplo, torres de iluminación de aproximación, equipos meteorológicos, radios de ayuda a la navegación, etc.) que se encuentren cerca de las pistas, calles de rodaje y plataformas. Estas estructuras pueden representar un peligro para las aeronaves en caso de impacto accidental durante el aterrizaje, despegue o maniobras de suelo. Todos estos equipos y sus soportes deben ser **frangibles** y montarse lo más bajo posible para asegurar que el impacto no tenga como resultado la pérdida de control de la aeronave. Esta frangibilidad se consigue mediante el uso de materiales ligeros y/o mediante la introducción de mecanismos de ruptura o fallo que permiten que el objeto se rompa, se distorsione o ceda en caso de impacto. A continuación se definen algunos términos que usaremos continuamente a lo largo de todo el proyecto.

**Objeto frangible:** Un objeto de baja masa diseñado para romperse, distorsionarse o ceder en caso de impacto con el fin de presentar el mínimo peligro para las aeronaves.

**Carga de impacto:** Una aplicación repentina de carga o fuerza por un objeto en movimiento a alta velocidad.

**Energía de impacto.** La energía necesaria que se debe aplicar a un objeto para romper, distorsionar o ceder cuando se somete a una carga de impacto.

**Mecanismo de ruptura o fallo.** Un dispositivo que ha sido diseñado, fabricado y/o configurado de tal forma que es muy sensible a un tipo de carga, generalmente como resultado de un impacto dinámico dependiente del tiempo, pero inmune a las cargas normales operacionales y ambientales impuestas sobre el mecanismo durante el tiempo de vida de la estructura. El mecanismo "break-away" o mecanismo de fallo puede ser diseñado en conjunto con las articulaciones de la estructura y/o diseñado independiente de las juntas de la estructura.

## 1.2 Motivación

Este proyecto nace como respuesta a los cambios de normativa sobre técnicas de diseño y operación de aeródromos de uso público mediante la cual se regula la certificación de los aeropuertos de competencia del Estado. Esta normativa establece asimismo, que todos los aeropuertos abiertos al tráfico civil internacional deberán haber obtenido su correspondiente **certificación antes del 1 de marzo de 2016**, para lo cual habrán tenido que solventar los incumplimientos de la normativa hasta ahora aceptados. Unos de los puntos que los aeropuertos deben cumplir para obtener dicha certificación, es que los elementos que rodean la zona de trabajo de la aeronave cumplan los requisitos marcado por la ICAO (International Civil Aviation Organization) relacionados con la frangibilidad.

Los elementos sometidos a la certificación son muy variados, pero en nuestro caso nos centraremos en los armarios de cabecera de pista de aterrizaje. Realizaremos un estudio de frangibilidad para verificar que dichos armarios de cabecera, ya instalados en una pista de aterrizaje, cumplen los criterios establecidos. Para ello, el mecanismo de fallo utilizado será la inclusión de unos tornillos de fusible mecánico usados como elemento de soporte de los armarios de cabecera de los aeropuertos.

Para realizar este estudio se pueden utilizar tres métodos de análisis, que se recogen y son aceptados por la normativa,:

1. Estudio clásico, método basado en resistencia de materiales
2. Estudio mediante modelo de elementos finitos
3. Ensayos de campo a escala real

Debido a las características geométricas del armario se eligió la opción b), el estudio mediante elementos finitos.

### 1.3 Objetivos

El objeto del presente proyecto es ofrecer una solución para que un determinado armario de cabecera de pista de aterrizaje cumpla con los requisitos de frangibilidad marcados por la norma, en cuanto a carga de impacto y energía de impacto se refiere, mediante métodos de análisis por el Método de los Elementos Finitos, MEF. La frangibilidad se obtendrá mediante el fallo de tornillos de fusible mecánico que se usan como fijación del armario.

Para realizar nuestro estudio, partimos del proyecto final de carrera [1] que precede a éste trabajo, donde se determinó que la estructura no cumplía con los requisitos de la norma usando las recomendaciones de modelado incluidas en la misma. En dicho proyecto se proponían algunas alternativas para solucionar el problema y que el armario cumpliera la normativa. Éstas eran cambiar el material de la estructura, lo cual no era posible ya que uno de los requisitos era que se debía mantener la estructura existente, o recubrirla con un material de baja densidad y rigidez que ayudara a que la fuerza de impacto disminuyera drásticamente.

El presente estudio incluye diversas tareas, la primera es el estudio de informes previos del problema encontrados en bibliografía, así como de las diferentes normas que regulan la frangibilidad de las estructuras.

En segundo lugar se llevó a cabo un estudio numérico (mediante el uso del método de elementos finitos y el programa comercial Abaqus) del armario de cabecera que incluye la carga de impacto y el fallo elasto-plástico de los tornillos de fusible mecánico. Es importante destacar que en el presente estudio se ha realizado un modelo más detallado del armario respecto al proyecto final de carrera [1]. Una de las principales diferencias es el uso de elementos 3D (elementos tipo Solid y Shell) en las barras en la zona cercana al impacto y el uso de soluciones de tipo implícita. En el informe previo las barras se modelaban únicamente con elementos tipo Beam y soluciones de tipo explícita, lo cual produce, como veremos más adelante, datos más conservadores.

Como ampliación de este primer estudio y utilizando los resultados que se obtuvieron de él, se propone realizar un rediseño de la estructura y/o del tornillo para mejorar las condiciones de trabajo del mismo, teniendo en cuenta criterios de coste. Todo ello bajo las indicaciones de Manual de diseño de aeródromos. Parte 6: Frangibilidad: Doc. 9157-AN/901 P6 [2].

### 1.4 Alcance del estudio realizado

El alcance del presente proyecto, incluye entre otros, los siguientes aspectos, divididos en tres áreas:

#### 1.4.1 Estudio de informes previos

Incluye el análisis de los informes previos de estudios de frangibilidad de estructuras similares y de otros tipos de estructuras, así como de las diferentes normas que regulan el estudio de la frangibilidad, encontrados en la bibliografía.

### 1.4.2 Modelado numérico del armario de cabecera

Estudio del comportamiento de los diferentes elementos que Abaqus nos proporciona para modelar el armario, es decir, elementos tipo Beam, Solid y Shell.

Estudio de las fuerzas de reacción provocadas al aplicar una carga dinámica a través de un cilindro infinitamente rígido que entra en contacto con el armario a una velocidad constante de 50 km/h.

Estudio de la energía total que se produce en el armario al aplicar una carga dinámica a través de un cilindro infinitamente rígido que entra en contacto con el armario a una velocidad constante de 50 km/h.

Estudio de las tensiones máximas y de la deformación plástica equivalente como resultado de las cargas aplicadas, así como el punto donde se alcanzan estos valores.

### 1.4.3 Optimización del modelado de la estructura

Estudio de la influencia del método de modelado de los perfiles en los resultados de fuerza de reacción y energía total cuando se aplica una carga dinámica.

Estudio de la influencia de incluir varios tipos de elementos en un mismo conjunto, en los resultados de fuerza de reacción y energía total cuando se aplica una carga dinámica.

Estudio de la respuesta al recubrir la estructura con una goma espuma de 50 y 75 mm.

## 1.5 Estructuras (obstáculos) que deben ser frangibles

Se definen como obstáculo todos los objetos fijos, o partes de los mismos, que se encuentren en una zona destinada al movimiento por superficie de aviones, o que se extiendan más allá de la superficie para proteger a los aviones en vuelo [2].

El primer objetivo debe ser ubicar los objetos de forma que no constituyan un obstáculo. No obstante, algunos equipamientos e instalaciones del aeropuerto, debido a su función, deben ubicarse en una zona operativa. Dichos equipamientos e instalaciones, así como sus soportes, deben tener una masa mínima y ser frangibles para garantizar que un impacto no provoque la pérdida de control del avión.

Los informes del sistema de notificación de datos sobre accidentes/incidentes (ADREP) de la ICAO (International Civil Aviation Organization, o OACI, Organización de Aviación Civil Internacional, en español) [2] han indicado que las aeronaves que realizan aterrizajes y despegues demasiado cortos o largos sufren daños significativos. Para minimizar dicho daño se estima necesario proveer una zona adicional que se extienda más allá de los extremos de la franja de la pista. Estas zonas conocidas como áreas de seguridad de extremo de pista deben tener la capacidad suficiente para resistir aeronaves que realicen aterrizajes demasiado cortos o largos y deberán estar libres de equipos e instalaciones no frangibles.

Tal como se ha indicado antes, las zonas anexas a la pista de vuelo son áreas donde está restringida la edificación convencional. Dichas zonas anexas se denominan Franje y Resa [3].

- La Franja está constituida por una banda, de 300 m de anchura, longitudinal a la pista, con ésta en el centro.

- La Resa, o zona de seguridad de extremo de pista, por su parte, está formada por un rectángulo, situado en cada cabecera de pista, con unas dimensiones de 120 ó 150 m de anchura y 240 m de fondo.



*Figura 1.1 Representación de las zonas cercanas a la pista  
(Aeropuerto de Pereira-Cartago, Colombia)*

Los edificios que se construyan o instalen en la zona de Franja o Resa, a la vista de lo mencionado en el apartado anterior, deberán reunir una o las dos condiciones siguientes:

- a) Estar contruidos bajo rasante, permitiendo el paso de las aeronaves por encima, en caso de salida de pista.
- b) Cuando se encuentran sobre rasante, estar fabricados con materiales livianos y con juntas de ruptura o separación de cada parte, placa o módulo del edificio.

Con excepción del equipo o las instalaciones requeridas para fines de navegación aérea, todo objeto situado en la franja o resa de una pista y que pueda constituir un peligro para los aviones, debería considerarse como un obstáculo, y eliminarse siempre que sea posible. Cualquier equipo o instalación requerida para fines de navegación aérea que deba estar emplazado en la franja de pista, debería tener la menor masa y altura posibles, ser de diseño y montaje frangibles y situarse de tal modo que el peligro para las aeronaves se reduzca al mínimo.

Estos edificios albergarán equipos de comunicaciones destinados fundamentalmente a radio ayudas para Navegación Aérea, servicios de meteorología y, en general, para equipos o instalaciones auxiliares propias del aeropuerto.

Los equipos e instalaciones del aeropuerto que, debido a su particular función de ayuda a la navegación aérea, deben ubicarse en una zona operativa, son:

- Sistemas de iluminación de aproximación
- Indicadores de dirección del viento
- Equipos localizadores ILS
- Equipos de trayectoria de planeo ILS
- Reflectores de radar
- Anemómetros
- Transmisómetros
- Medidores de dispersión directa
- Vallado

# 2 ANTECEDENTES

---

## 2.1 Aplicación de la frangibilidad

En 1995, la ICAO estableció en el Anexo 14 (Volumen 1) [2], los criterios de diseño para estructuras frangibles, utilizadas en soportes y luces de aproximación de los aeropuertos. En la edición 2006 de dicho anexo, se amplió el alcance de las instalaciones que deben cumplir con el requerimiento de frangibilidad. En el artículo 15 [2], se establece que los aeródromos abiertos al tráfico internacional de los Estados firmantes deben proporcionar condiciones uniformes para las aeronaves. Una de estas condiciones es el seguimiento de una normativa de seguridad que obliga a que en los aeropuertos no existan, sobre rasante, construcciones no frangibles que puedan suponer un peligro para la integridad de las aeronaves y, por supuesto, para los pasajeros, en las proximidades de las pistas de despegue y aterrizaje.

Sin embargo, en los laterales de las pistas de aterrizaje y despegue de todos los aeropuertos existen algunas edificaciones destinadas a los equipos de radioayudas, fundamentalmente. También existen, en algunos aeropuertos, estructuras circulares de grandes dimensiones, denominadas contrantenas del sistema DVOR, que, junto con los equipos del edificio asociado, constituyen, por sí mismos, una radioayuda.

Actualmente, la mayoría de las edificaciones mencionadas están compuestas de hormigón, fábrica de ladrillo, acero y otros elementos constructivos cuyo uso se ha prohibido en los laterales y cabeceras anexas a las pistas. Estas excepciones a la normativa internacional han sido aceptadas, al considerarse estos elementos imprescindibles para la Navegación Aérea.

Esta situación ha cambiado a raíz de la publicación del Real Decreto 862/2009, de 14 de mayo [4], “por el que se aprueban las normas técnicas de diseño y operación de aeródromos de uso público y se regula la certificación de los aeropuertos de competencia del Estado”, dado que la normativa internacional se ha asumido como Ley y pasa a formar parte del Ordenamiento Jurídico Español.

Este Real Decreto establece asimismo, que todos los aeropuertos abiertos al tráfico civil internacional deberán haber obtenido su correspondiente Certificación **antes del 1 de marzo de 2016**, para lo cual habrán tenido que solventar los incumplimientos de la normativa hasta ahora aceptados.

A tal efecto, AENA está utilizando ya una serie de edificios tipo, proyectados por INECO, para albergar equipos de navegación en cualquier ubicación y a diversas distancias de los aeropuertos, entre los cuales se incluye la contrantena del sistema DVOR. De esta tipología de edificios sólo son representativos, con vistas a este artículo, aquellos que estén contruidos con materiales lo más livianos posible (como dice el Doc. 9157, Parte 6, “Frangibilidad”), o que estén contruidos bajo rasante.

Si bien anteriormente sólo se ha mencionado o descrito sucintamente algún tipo de edificio, cada tipología de estos consta de su correspondiente proyecto constructivo, redactado y visado con vistas a la instalación de dichos edificios en todos y cada uno de los aeropuertos.

Actualmente esta ley se aplica en Estados Unidos y Canadá, y a partir de de marzo de 2016 también se deberá aplicar en Europa, y en concreto en España. [5]

## 2.2 Estructura

### 2.2.1 Barras que conforman la estructura

El armario de cabecera en estudio está formado por una estructura de barras. Las barras, tanto horizontales como verticales, están fabricadas con el mismo material, Acero Inoxidable 1.4301, pero se diferencian en la sección y en las uniones entre ellas. Las propiedades del material que se incluyen en el modelo de elementos finitos (MEF) son las mostradas en la Tabla 2.1.

<b>Material:</b>	<b>Acero Inoxidable 1.4301</b>
Módulo de elasticidad:	$E = 193 \text{ GPa}$
Coefficiente de Poisson:	$\nu = 0.3$
Densidad:	$\rho = 8000 \text{ kg/m}^3$
Limite elástico:	$\sigma_y = 520 \text{ MPa}$ (Comportamiento elasto-plástico perfecto)

Tabla 2.1 Características del material de las barras

Se espera que las barras no tengan un grado de plastificación importante, por lo que se asume que el uso de un comportamiento elasto-plástico perfecto es suficientemente representativo. Además es importante mencionar que, el uso del comportamiento elastoplástico perfecto de los materiales, nos sitúa del lado de la seguridad del modelo.

Una de las características más importantes, y que se ha tomado en cuenta para el modelo numérico, son las diferencias en las dimensiones de las barras horizontales y verticales, especialmente en sus secciones transversales. Es destacable la forma especial que tienen las secciones de las barras verticales (diseño de 16 pliegues), que ha sido incluido en el modelo.

Las longitudes de las barras horizontales son de 560 mm mientras que las barras verticales tienen una longitud 1200 mm. En las Figura 2.1 y Figura 2.2 se pueden observar las diferencias geométricas de las secciones transversales de las barras horizontales y verticales incluidas en el modelo.

Las barras horizontales, de sección cuadrada, tiene un lado de 43 mm, y un espesor de 1,5 mm. Esto hace que el área de la sección sea  $249 \text{ mm}^2$ . Al ser un perfil simétrico el segundo momento de área respecto al centro del perfil es igual en X que en Y, por lo que podemos decir que  $I_{xx} = I_{yy} = 71562,5 \text{ mm}^4$ , Figura 2.1.

En cambio, las barras verticales tienen una sección más compleja, de la que podemos decir que tienen un área de  $260,5196 \text{ mm}^2$ , y que si tenemos en cuenta que es simétrica respecto un eje central el problema se simplifica siendo el segundo momento de área igual en las dos direcciones, y tiene un valor  $I_{xx} = I_{yy} = 41562,5 \text{ mm}^4$ , Figura 2.2.

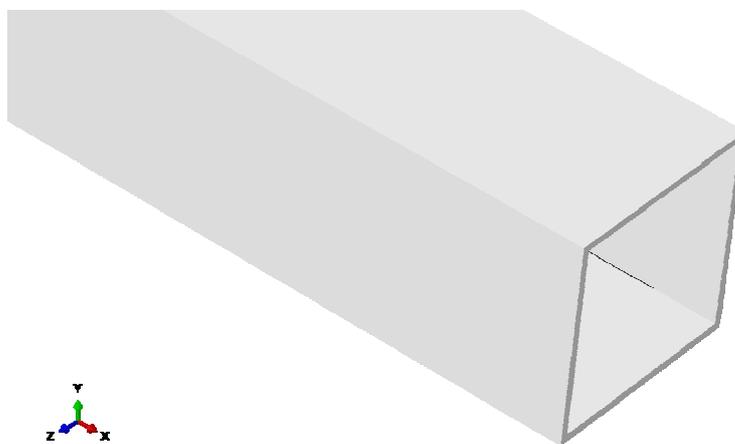


Figura 2.1 Sección transversal de las barras horizontales

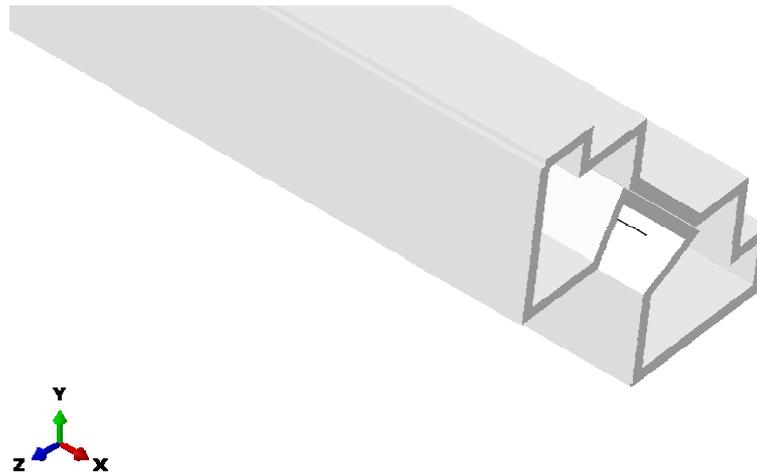


Figura 2.2 Sección transversal de las barras verticales

Respecto a las barras verticales, las dimensiones de la sección transversal de las barras verticales necesarias para incluir el perfil en el programa se muestran en la Figura 2.3. Se tiene en cuenta además que el espesor es constante con un valor de 1.5 mm.

Punto central

x -10  
y -10

Puntos Perfil 16 folds  
línea central

Punto	x	y
1	-10.00	31.50
2	-2.89	31.50
3	-2.89	26.75
4	6.60	26.75
5	6.60	19.05
6	19.05	6.60
7	26.75	6.60
8	26.75	-2.89
9	31.50	-2.89
10	31.50	-10.00
11	11.34	-10.00
12	11.34	1.26
13	18.45	4.91
14	4.91	18.45
15	1.26	11.34
16	-10.00	11.34
17	-10.00	31.50

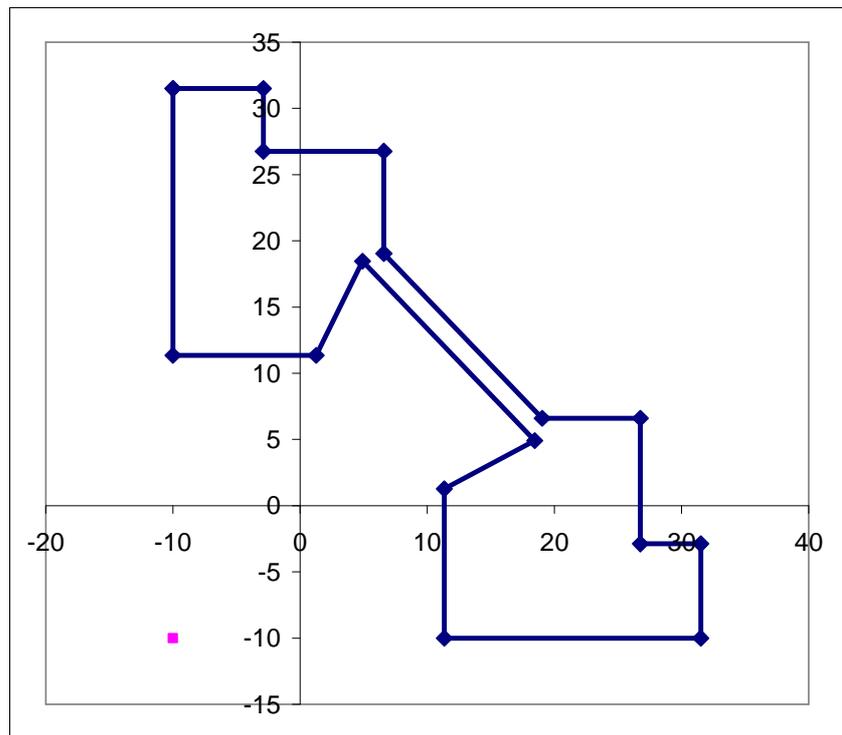


Figura 2.3 Detalle y dimensiones del eje central de la sección transversal de las barras verticales

## 2.2.2 Tornillos de fusible mecánico

Las propiedades del material del que está fabricado el tornillo, y que se incluyen en el modelo MEF, son las mostradas en la Tabla 2.2.

Material:	Acero 1.0718
Módulo de elasticidad:	$E = 210 \text{ GPa}$
Coefficiente de Poisson:	$\nu = 0.3$
Densidad:	$\rho = 7900 \text{ kg/m}^3$
Límite elástico:	$\sigma_y = 510 \text{ MPa}$
Límite de rotura:	$\sigma_R = 560 \text{ MPa}$ a 5% de deformación plástica (Comportamiento elasto-plástico perfecto)

Tabla 2.2 Características del material de los tornillos

Los datos de este material se han obtenido de la bibliografía. De acuerdo a estos datos la rotura del material se produce con una deformación plástica del 10%. Estableciéndose este valor como límite de fallo en los modelos numéricos. Como ya se ha comentado anteriormente, el uso del comportamiento elastoplástico perfecto del material nos sitúa del lado de la seguridad en el modelo.

En la Figura 2.4 podemos ver la representación 3D realizada a través del programa comercial Abaqus, versión 6.12, cuyas medidas hemos obtenido de la Figura 2.5.

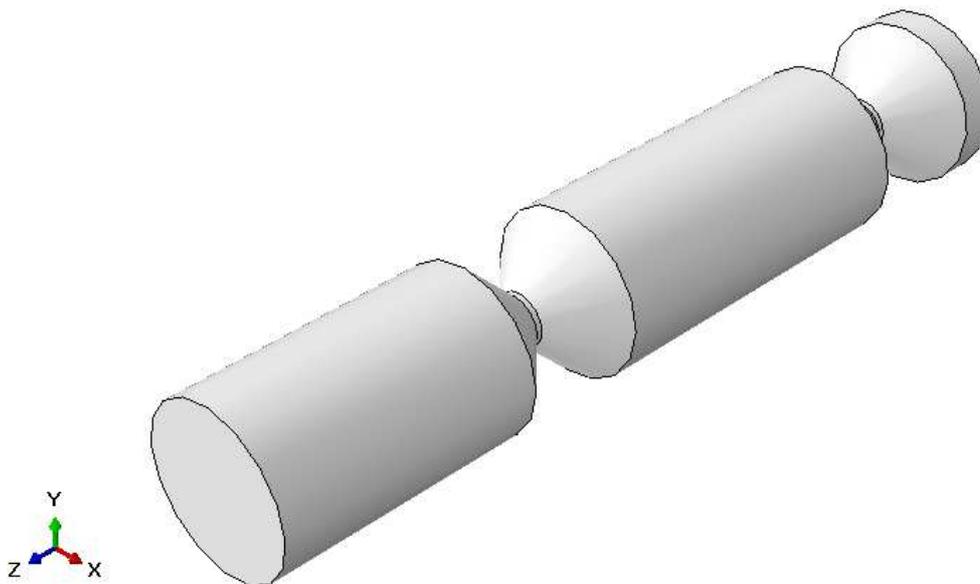
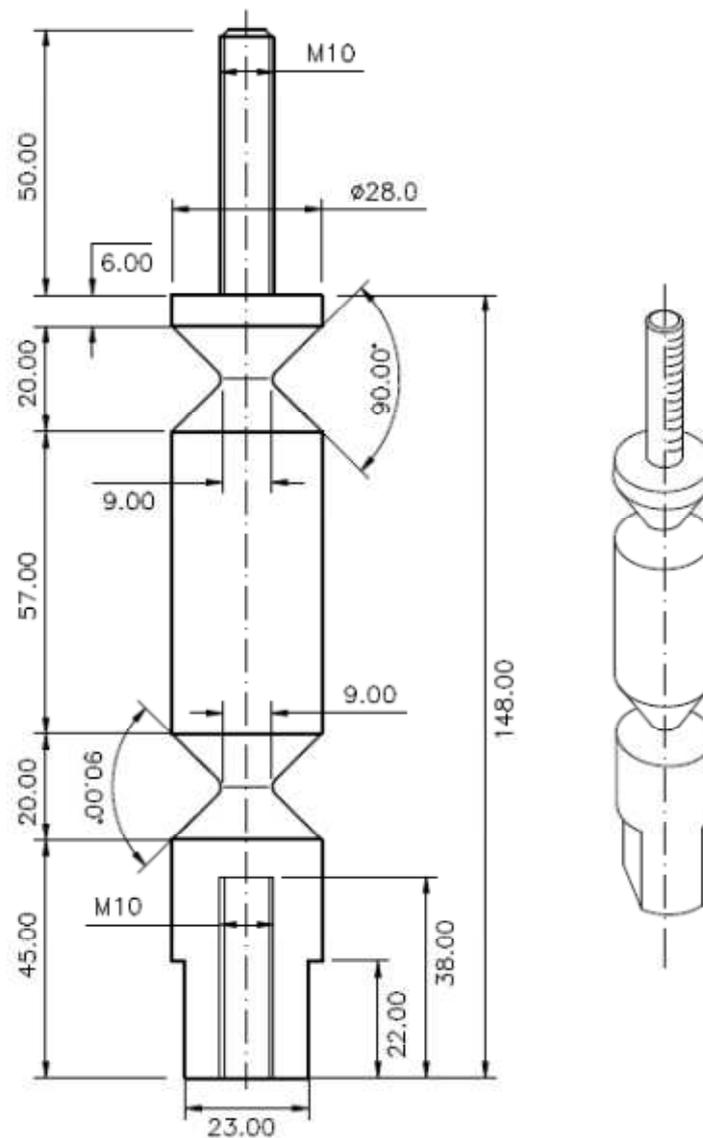


Figura 2.4 Detalle del modelo 3D del tornillo de fusible mecánico



*Figura 2.5 Dimensiones exactas del tornillo frangible*

Se trata de una pieza de Acero 1.0718 mecanizada por torno, de un diámetro medio de 28 mm, con unos concentradores de carga en forma cónica, donde la sección disminuye hasta los 9 mm de diámetros. En la zona superior presenta una rosca M10, y en la inferior un cambio de sección circular a otra aproximadamente rectangular roscada en su interior con M10.

Este cambio de sección en la parte inferior, así como la parte roscada de la zona superior, facilitan su montaje, pero no se representa en el modelo ya que no nos influye en la simulación, debido a que funciona como un empotramiento en la parte inferior y una unión fija en la parte superior. El montaje en la estructura se realiza mediante esta rosca métrica que se une a las barras verticales, al tiempo que se rosca desde la parte inferior, ayudados por el cambio de sección inferior antes mencionado. Según el diseño, este tipo de unión hace que cuando se intente roscar desde su parte inferior pueda romper por los concentradores de carga antes de que la estructura falle. Para evitar este problema el montaje se debe hacer con una herramienta que nos permita controlar el par de apriete.

### 2.2.3 Material de recubrimiento

El material que vamos a utilizar para recubrir el armario es un material de baja densidad y baja rigidez, es decir lo que se conoce como goma espuma o Foam. Se trata de un material comercial usado como atenuador de impacto en algunos modelos cuyas propiedades se muestran en la Tabla 2.3.

Material:	BIGMAT Cuber
Módulo de elasticidad:	$E = 16.308 \text{ MPa}$
Coefficiente de Poisson:	$\nu = 0$
Densidad:	$\rho = 38.46 \text{ kg/m}^3$

Tabla 2.3 Características del Foam

Además se modeló el comportamiento no lineal del Foam de acuerdo a lo que se indica en la Tabla 2.4.

Tensión (MPa)	Deformación
0.30145	0
0.4441	0.685321
1.3247	0.978371
1000	0.99

Tabla 2.4 Comportamiento no lineal del Foam

La curva de comportamiento se obtuvo a través de ensayos experimentales realizados en el GERM, Figura 2.6. La modelización numérica de este material se lleva a cabo a través de un modelo de comportamiento de material incluido en Abaqus llamado "Crushable Foam", específico para análisis de Foams usados típicamente en estructuras con capacidad de absorción de energía y atenuación de impactos. En el Anexo B se puede ver más información al respecto. La última línea de comportamiento se incluyó para evitar deformaciones excesivas de los elementos bajo cargas de compresión.

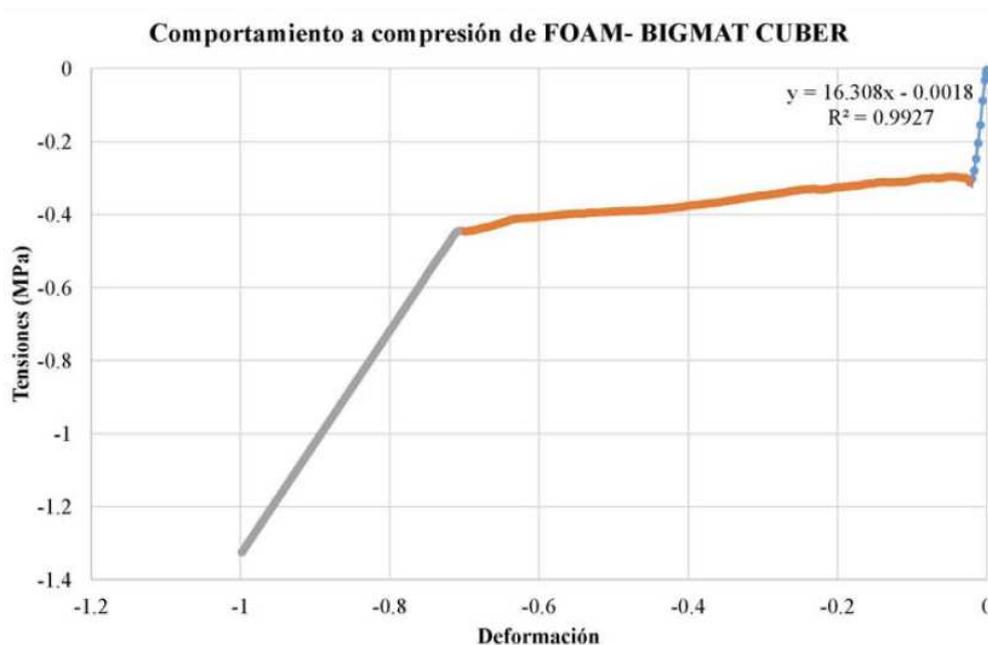


Figura 2.6 Curva de comportamiento obtenida experimentalmente en el GERM

# 3 CONCEPTOS BÁSICOS

---

## 3.1 Tipos de materiales

Nuestro material tiene un comportamiento elastoplástico por lo cual estudiaremos tanto las propiedades elásticas como las plásticas.

### 3.1.1 Materiales elásticos

En física el término elasticidad designa la propiedad mecánica de ciertos materiales de sufrir deformaciones reversibles, cuando se encuentran sujetos a la acción de fuerzas exteriores, y de recuperar la forma original si estas fuerzas exteriores se eliminan.

La mayoría de los materiales elásticos presentan una propiedad de linealidad, y siguen la Ley de Hooke, ésta dice que la deformación es directamente proporcional a las tensiones, la relación tensión-deformación se conoce como Módulo de Elasticidad.

En los materiales elásticos, en particular en muchos metales dúctiles, una tensión uniaxial de tracción pequeña lleva emparejado un comportamiento elástico. Eso significa que pequeños incrementos en la tensión de tracción produce pequeños incrementos en la deformación. Si la carga se vuelve cero, de nuevo el cuerpo recupera exactamente su forma original, es decir, se tiene una deformación completamente reversible. Durante este tiempo el material tiene como memoria un único estado de referencia, el estado original no deformado, al que vuelve cuando desaparece la fuerza aplicada independientemente de la historia de carga que haya sufrido el material dentro de la zona elástica (siempre que ésta sea cuasiestática), el valor de la tensión que limita este comportamiento es denominado usualmente límite de proporcionalidad,  $\sigma_p$ . Sin embargo, se ha comprobado experimentalmente que existe un límite, llamado Límite Elástico, tal que si cierta función homogénea de las tensiones supera dicho límite entonces al desaparecer la carga quedan deformaciones permanentes y el cuerpo no vuelve exactamente a su forma. Es decir, aparecen deformaciones no reversibles, y la ley de Hooke ya no es válida. En la Figura 3.1 se puede ver esta región elástica, acotada por el inicio de la deformación hasta el límite elástico.

El Módulo de Elasticidad así como el Límite Elástico, están determinados por la estructura molecular del material. La distancia entre las moléculas de un material no sometido a esfuerzo depende de un equilibrio entre las fuerzas moleculares de atracción y repulsión. Cuando se aplica una fuerza externa que crea una tensión en el interior del material, las distancias moleculares cambian y el material se deforma.

La zona comprendida entre el límite proporcional y el límite elástico se conoce como el tramo de comportamiento elástico no-lineal. En este tramo se pierde la proporcionalidad entre la tensión y la deformación, pero se mantiene el carácter elástico, es decir, el cuerpo recupera su forma original. El valor de la tensión que limita este comportamiento es denominado usualmente límite elástico noval,  $\sigma_e^N$ .

A partir de que sobrepasamos el límite elástico entramos en la zona de comportamiento plástico, donde el cuerpo no recuperara la forma original si la fuerza cesa.

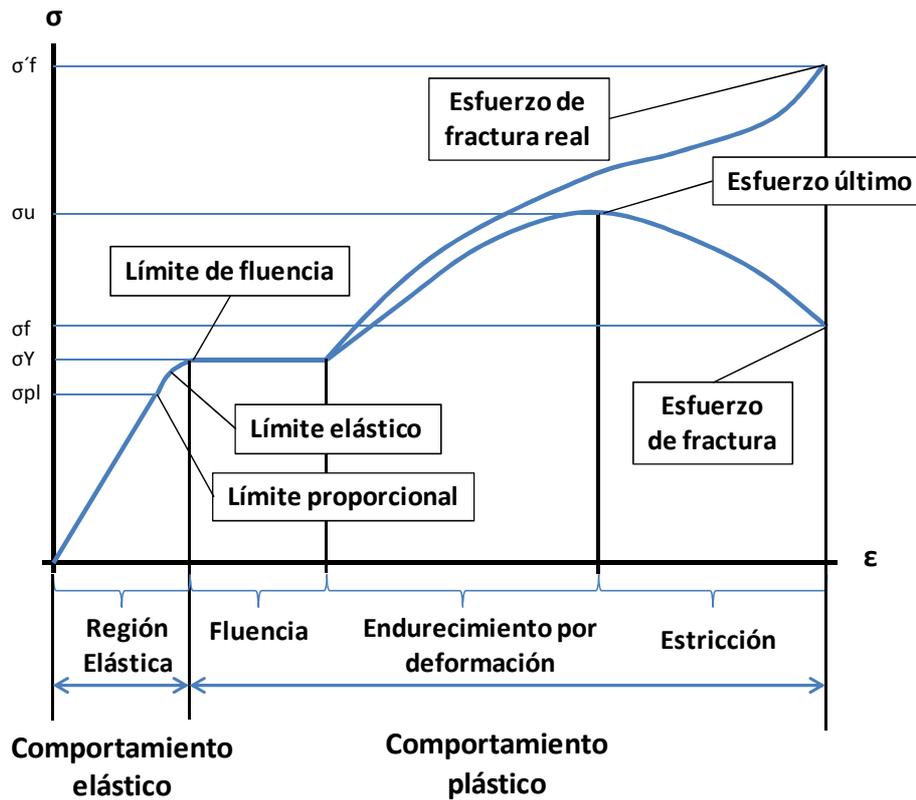


Figura 3.1 Curva del acero sometido a tracción

### 3.1.2 Materiales elastoplásticos

A diferencia de las deformaciones elásticas, las deformaciones plásticas o permanentes llevan consigo cambios notables en el material. Estos cambios tienen lugar a nivel molecular o cristalino y dan lugar a la modificación de ciertas propiedades del material con respecto a su estado inicial, antes de ser deformado. La mecánica de sólidos, mediante la teoría de la plasticidad, predice los estados de tensión-deformación bajo los cuales estos cambios tienen lugar. Para ello hay dos aspectos clave que hay que definir:

- Cuándo se produce el paso de régimen elástico a plástico.
- Cómo evoluciona la tensión y la deformación en régimen plástico.

La plasticidad es la propiedad mecánica de un material de deformarse permanente e irreversiblemente cuando se encuentra sometido a tensiones por encima de su rango elástico, es decir, por encima de su límite elástico.

En los metales, la plasticidad frecuentemente aparece relacionada con el desplazamiento irreversible de dislocaciones en el interior del material. Los metales usualmente están formados por cristales con planos razonablemente bien alineados dentro de cada cristal, aunque siempre existen algunas dislocaciones y planos atómicos incompletos. A partir de un cierto valor de la tensión esas dislocaciones sufren desplazamientos, que constituyen transformaciones irreversibles que absorben energía y cuyas deformaciones asociadas no se recuperan cuando desaparece el esfuerzo.

Si nos fijamos en la curva de la Figura 3.1, podemos ver que entre el comportamiento elástico, concretamente el elástico no lineal, y el endurecimiento por deformación encontramos una zona denominada fluencia o escalón de cedencia del material. Macroscópicamente se observa que el material no requiere aumento de tensión para aumentar la deformación. Esta fluencia está caracterizada por un valor  $\sigma_F$  que está en torno al límite noval del material. Esta zona ya pertenece al comportamiento plástico, ya que si el esfuerzo cesa el material no recupera su forma original. Una vez pasado el escalón de cedencia el material requiere que se aumente la tensión para que se produzca un incremento en la deformación, entramos entonces en el endurecimiento por deformación.

La curva de la Figura 3.1 representa la curva tensión-deformación de un acero sometido a tracción, si la

comparamos con las curvas de la Figura 3.2, observamos algunas diferencias.

La curva de la Figura 3.2 (a) representa la curva de un material elastoplástico ideal, uno de los tipos de material con el que idealizamos el de nuestro ensayo.

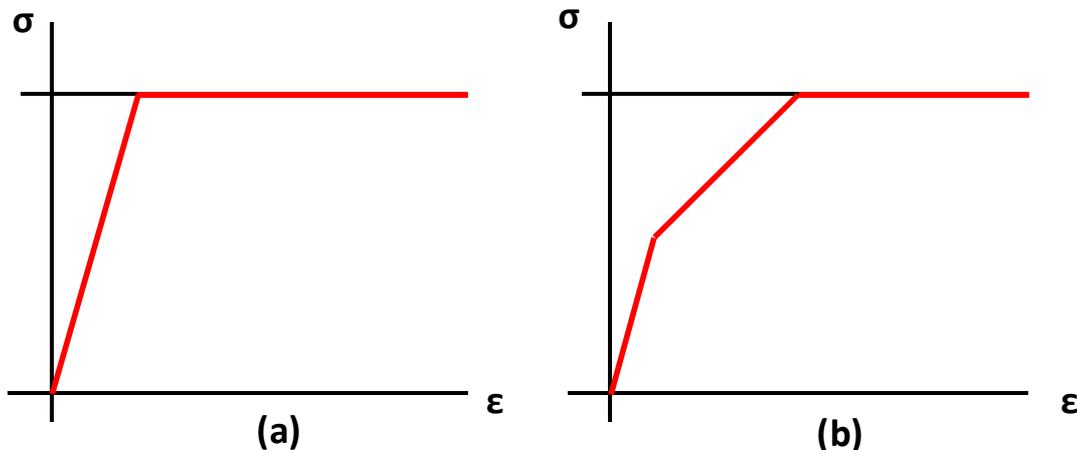


Figura 3.2 Curva de un material elastoplástico ideal (a) y utilizado en la simulación (b) [6]

Los materiales elastoplásticos tienen dos comportamientos bien marcados en su curva, la parte inclinada inicial, que representa el comportamiento elástico del material, y la zona recta, donde al material adquiere propiedades plásticas. En este caso, el material de la Figura 3.2 (b) tiene un comportamiento elastoplástico ideal.

### 3.2 Teoría de la plasticidad

La teoría de la plasticidad proporciona criterios para determinar el inicio de la plastificación, así como modelos que describen la evolución de los incrementos de tensión y deformación durante la etapa de flujo plástico. Con objeto de determinar bajo qué estados de tensión y deformación tiene lugar la plastificación de un material, hay que identificar las condiciones específicas bajo las cuales el material queda deformado de forma permanente e inelástica, es decir, definir un criterio de plastificación. Aquí aparece el primer problema: para la mayoría de los metales no hay un umbral fijo que determine el paso de comportamiento puramente elástico a plástico, de hecho, los llamados criterios de plastificación son convenios para predecir el inicio de este fenómeno. Un ejemplo es considerar el comienzo del flujo plástico como cualquier estado tensional que dé lugar a una deformación permanente de 0.2%, conocido como criterio del 0.2% [7]. La Figura 3.3 muestra el concepto del criterio de plastificación del 0.2 %.

La plasticidad estudia no sólo el inicio de la plastificación, sino el flujo de material durante el régimen plástico. Una característica muy común en metales es que el endurecimiento por deformación presenta una diferencia en la evolución de la tensión-deformación frente a un material perfectamente plástico. La Figura 3.4 muestra este concepto [3].

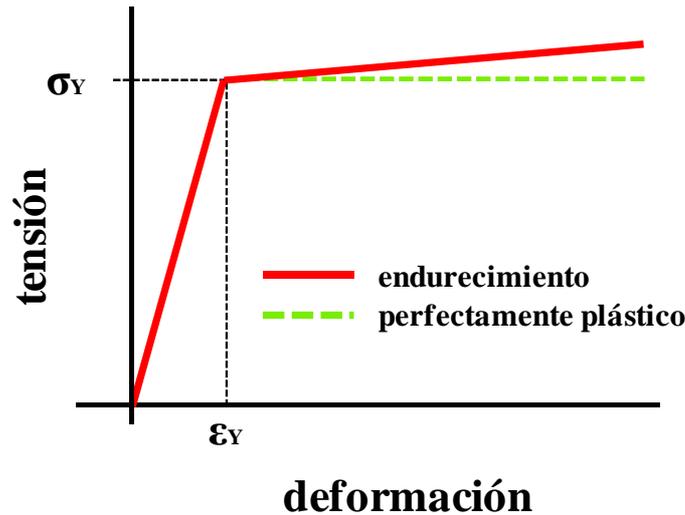


Figura 3.3 Criterio de plastificación del 0.2 % [8]

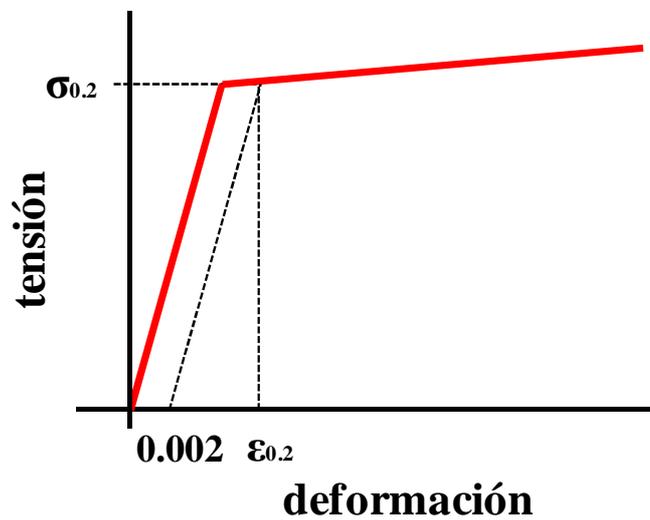


Figura 3.4 Comportamiento plástico con y sin endurecimiento por deformación [7]

### 3.2.1 Condición de consistencia

La condición de consistencia o condición de Kuhn-Tucker establece que una carga plástica siempre tiene lugar sobre la superficie de plastificación. A continuación se expone formalmente la condición de consistencia.

Los valores de la derivada temporal del multiplicador plástico ( $\lambda$ ), y la función de plastificación ( $\phi$ ) están acotados según se muestra en la ecuación (3.1):

$$\dot{\lambda} \geq 0 \quad \phi \leq 0 \quad \dot{\lambda} \phi \geq 0 \quad (3.1)$$

- Ante descarga o carga elástica, se cumple:  $\dot{\lambda} = 0$ , y el estado de tensiones se encuentra bajo la superficie de fluencia ( $\phi < 0$ )
- Para el caso de carga plástica el estado de tensiones está sobre la superficie de fluencia ( $\phi = 0$ ). En este caso se cumple la ecuación:  $\dot{\lambda} > 0$

La expresión  $\phi = 0$  se conoce como condición de consistencia.

### 3.2.2 El espacio de tensiones principales. Planos y superficies

Los modelos de materiales empleados en la mecánica de sólidos son de aplicación tridimensional, por lo que los criterios de plastificación formulados a partir de su estado tensional pertenecen a un espacio de seis dimensiones en el que cada una de estas dimensiones es una componente independiente del tensor de tensiones. Gracias a que los materiales bajo estudio son isótropos, se va a reducir este espacio de seis a tres dimensiones. Al realizar esta simplificación, se presenta un espacio de tres dimensiones y la posibilidad de representarlas en ejes cartesianos. Ahora, en vez de las componentes del tensor de tensiones, las dimensiones son las tensiones principales. A este espacio se le denomina espacio de tensiones principales. Esta representación geométrica en ejes cartesianos fue sugerida por Haigh y Westergaard, razón por la cual también se le denomina espacio de Haigh-Westergaard y existe un sistema de coordenadas (con interpretación directa en la mecánica de sólidos) llamado sistema de coordenadas de Haigh-Westergaard [7]. La Figura 3.5 muestra el espacio de tensiones principales y las coordenadas de Haigh-Westergaard ( $\xi$ ,  $\rho$  y  $\theta$ ).

Los pasos a seguir para trabajar con el espacio de tensiones principales son los siguientes:

1. A partir del estado tensional de un punto material se obtienen sus tensiones principales.
2. A partir de las tensiones principales se representa su estado tensional como un punto en el espacio de tensiones principales.
3. Se identifica de forma gráfica las principales características de dicho estado tensional.

Para facilitar esta identificación, se procede a definir los principales elementos del espacio de tensiones principales y su interpretación desde el punto de vista de la mecánica de sólidos.

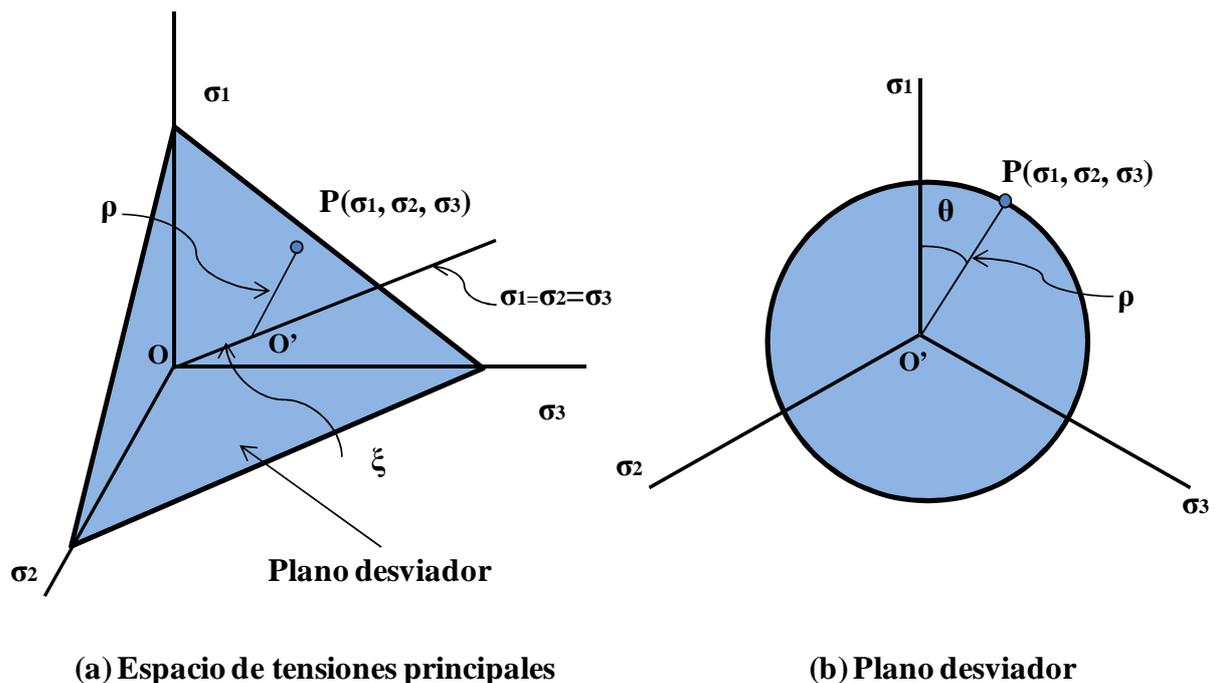


Figura 3.5 Espacio de tensiones principales y coordenadas de Haigh-Westergaard [8]

#### 3.2.2.1 Eje hidrostático

En el eje hidrostático se encuentran los puntos cuyo estado de carga da lugar únicamente a tensión hidrostática. Su representación en el estado de tensiones principales es la recta definida por la ecuación (3.2) [7]:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \frac{1}{3} I_1 \quad (3.2)$$

Donde  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$  son las tensiones principales e  $I_1$  es el primer invariante del tensor de tensiones.

### 3.2.2.2 Planos octaédricos

Los planos octaédricos son aquellos planos perpendiculares a cualquiera de las cuatro diagonales del espacio de tensiones principales. Hay ocho familias de planos octaédricos que responden a las ecuaciones que se pueden obtener de las distintas combinaciones posibles de la ecuación (3.3) [7]:

$$\pm\sigma_1 \pm \sigma_2 \pm \sigma_3 = \xi\sqrt{3} \quad (3.3)$$

Dónde  $\xi$  es la primera coordenada Haigh-Westergaard definida como la distancia del plano octaédrico considerado al centro del espacio de tensiones principales (ver Figura 3.5). Los planos octaédricos normales al eje hidrostático están definidos por la ecuación (3.4) y se denominan planos desviadores [7].

$$+\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = \xi\sqrt{3} \quad (3.4)$$

El plano desviador definido por  $\xi = 0$  se denomina plano  $\pi$ .

### 3.2.2.3 Planos meridionales

Los planos meridionales son planos perpendiculares a los planos desviadores y que contienen al eje hidrostático. Por su definición, en los planos meridionales la tercera coordenada de Haigh-Westergaard,  $\theta$ , es constante (ver Figura 3.5). La intersección de un plano meridional con la superficie de plastificación da lugar a un meridiano. Se puede obtener información muy valiosa de los meridianos, especialmente si son los meridianos definidos por  $\theta = 0^\circ$ ,  $\theta = 30^\circ$  y  $\theta = 60^\circ$ , ya que en estos meridianos se cumple lo siguiente:

- Los meridianos obtenidos a partir del plano meridional  $\theta=0^\circ$  representan un estado de tensión hidrostática al que se le superpone uno de tracción uniaxial.
- Los meridianos obtenidos a partir del plano meridional  $\theta=30^\circ$  representan un estado de tensión hidrostática más un estado de cortante puro.
- Los meridianos obtenidos a partir del plano meridional  $\theta=60^\circ$  representan un estado de tensión hidrostática más un estado de compresión uniaxial.

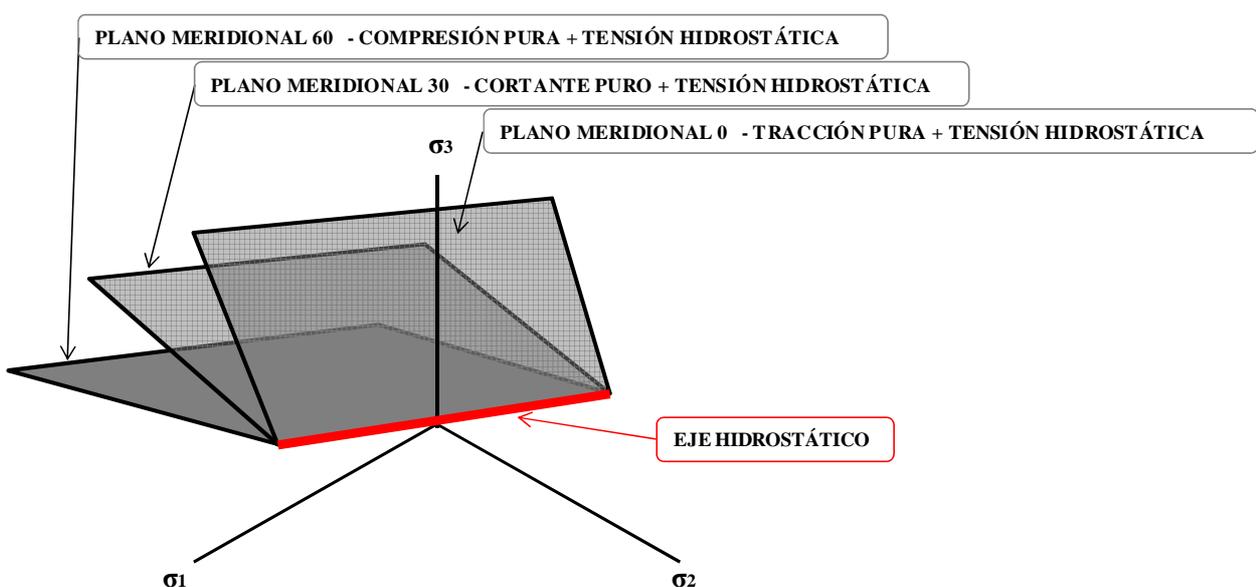


Figura 3.6 Espacio de tensiones principales. Planos meridionales [11]

### 3.3 Criterio de plastificación

Históricamente los criterios de plastificación surgieron intentando extrapolar los resultados del ensayo de tracción a estados tensionales más complejos, por lo que se relacionaba una invariante del problema elástico con el valor que dichas variables alcanzaba en el ensayo de tracción en el instante de la plastificación.

En este apartado, se recogen algunas herramientas matemáticas para establecer un criterio de plastificación. Para ello, la función de plastificación se empleará como indicador del comienzo y evolución de la plastificación. La función de plastificación es una función que define si el material se encuentra en régimen elástico o plástico. Para cumplir la condición de consistencia (ver apartado 3.2.1) su valor es menor que cero cuando el punto material se encuentra en régimen elástico e igual a cero en régimen plástico. Una vez se haya entrado en régimen plástico, los estados de tensión y deformación estarán gobernados por las leyes de flujo plástico [7].

#### 3.3.1 La función de plastificación

La superficie de plastificación es el lugar geométrico de los puntos correspondientes a estados tensionales que dan lugar a régimen plástico, es decir, que verifican que el valor de la función de plastificación es cero.

Al igual que al estudiar el espacio de tensiones principales, si se aborda el análisis de la superficie de plastificación de forma general, se tiene una hipersuperficie de plastificación en un espacio de seis dimensiones, que correspondería con todos los posibles estados tensionales en los que la plastificación tiene lugar. Así por definición, la función de plastificación  $\phi(\sigma_{ij})$  es igual a cero en los puntos contenidos en la superficie de plastificación, ecuación (3.5), y menor que cero en los puntos correspondientes a estados de tensión del dominio elástico, ecuación (3.6), [7].

$$\phi(\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yz}) = 0 \quad (3.5)$$

$$\phi(\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yz}) < 0 \quad (3.6)$$

En el caso de materiales isótropos, la hipersuperficie de plastificación pasa a ser una superficie definida en el espacio de tensiones principales, ecuación (3.7) [7].

$$\phi(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, ) = 0 \quad (3.7)$$

En éste caso, también se puede formular la superficie de plastificación en función de los tres invariantes del tensor de tensiones, ecuación (3.8).

$$\phi(I_1, I_2, I_3, ) = 0 \quad (3.8)$$

Donde  $I_1, I_2$  e  $I_3$  son los invariantes del tensor de tensiones, que se definen a partir de sus componentes como se muestra en el Anexo A en las ecuaciones (A.2),(A.3) y (A.4) [6].

Existen criterio de plastificación muy variados, que se pueden clasificar según múltiples criterios, incluso muchos de los criterios que se han enunciado a lo largo de la historia son erróneos. En el presente trabajo nos centraremos en el criterio de plastificación de Von Mises, también conocido como criterio de Von Mises (1913)-Hecky (1924)-Nadai (1934) [6], y en el criterio de Tresca. Principalmente nos centramos en el criterio de Von Mises ya que es el método que sigue Abaqus para resolver los problemas.

### 3.3.2 Criterio de Von Mises

En la investigación sobre plasticidad en metales, Hill [9] llevó a cabo experimentos que mostraban que la tensión hidrostática no influía en la plastificación incluso en magnitudes de presión del orden de kilo bares. Esta no influencia de la presión en el régimen plástico da lugar a una formulación más reducida para el criterio de plastificación que la mostrada al final del apartado anterior ( $\phi(I_1, I_2, I_3) = 0$ ), suprimiendo la dependencia del criterio con la tensión hidrostática. Teniendo en cuenta este fenómeno, se puede definir una función de plastificación en función de los invariantes del tensor desviador de tensiones. Nótese que el primer invariante del tensor desviador de tensión es nulo, por lo que la función de plastificación pasa de una dependencia con tres variables a una dependencia con una ecuación (3.9) [3].

$$\phi(J_2, J_3) = 0 \quad (3.9)$$

El criterio de Von Mises asume, no sólo la no influencia de la tensión hidrostática, sino además, la no influencia del tercer invariante del tensor desviador de tensiones, es decir, depende exclusivamente del segundo invariante del tensor desviador de tensiones,  $J_2$ . Por ello, cuando se utiliza el criterio de Von Mises como criterio de plastificación es frecuente hablar de plasticidad  $J_2$ , ecuación (3.10) [7].

$$\phi(J_2) = 0 \quad (3.10)$$

El segundo invariante del tensor desviador de tensiones es también conocido como la tensión equivalente de Von Mises (ver Anexo A, ecuación (A.12)). Este criterio establece que la plastificación tiene lugar cuando la tensión equivalente de Von Mises alcanza el límite elástico ecuación (3.11).

$$J_2 = q = \sigma_Y \quad (3.11)$$

Gracias a la relación entre las coordenadas de Haigh-Westergaard y los invariantes del tensor de tensiones y del tensor desviador de tensiones, se puede interpretar la ecuación (3.11). En el espacio de tensiones principales, la superficie de plastificación correspondiente al criterio de de Von Mises es un cilindro cuyo eje es el eje hidrostático o diagonal del primer cuadrante. Su intersección con cualquier plano desviador da lugar a un círculo de radio constante [7].

### 3.3.1 Criterio de Tresca

Otro famoso criterio de plastificación es el de Tresca, propuesto en 1864, anterior a Von Mises, para materiales granulares. Como se puede ver en la ecuación (3.12), el criterio de Tresca presenta dependencia, no sólo con el segundo, sino también con el tercer invariante del tensor desviador de tensiones.

$$\phi(J_2, J_3) = 0 \quad (3.12)$$

En cuanto a sus características, hay que resaltar que es un criterio de tensión de cortadura máxima, ya que define el inicio de la plastificación como el estado tensional en el que la cortadura máxima alcanza un valor determinado o constante  $k$  ecuación (3.13).

$$\tau_{max} = k \quad (3.13)$$

La superficie de plastificación correspondiente al criterio de Tresca es un prisma hexagonal cuyo eje es el eje hidrostático. Las intersecciones entre la superficie de plastificación de Tresca y los planos desviadores son hexágonos.

La idea original de Von Mises fue sustituir la superficie angulosa de Tresca por una más fácilmente utilizable para una formulación matemática. Para ello estimó como superficie de plastificación la circunferencia (en términos ya de representación de Haigh-Westergaard) que circunscribe el hexágono de Tresca, como se representa en la Figura 3.7.

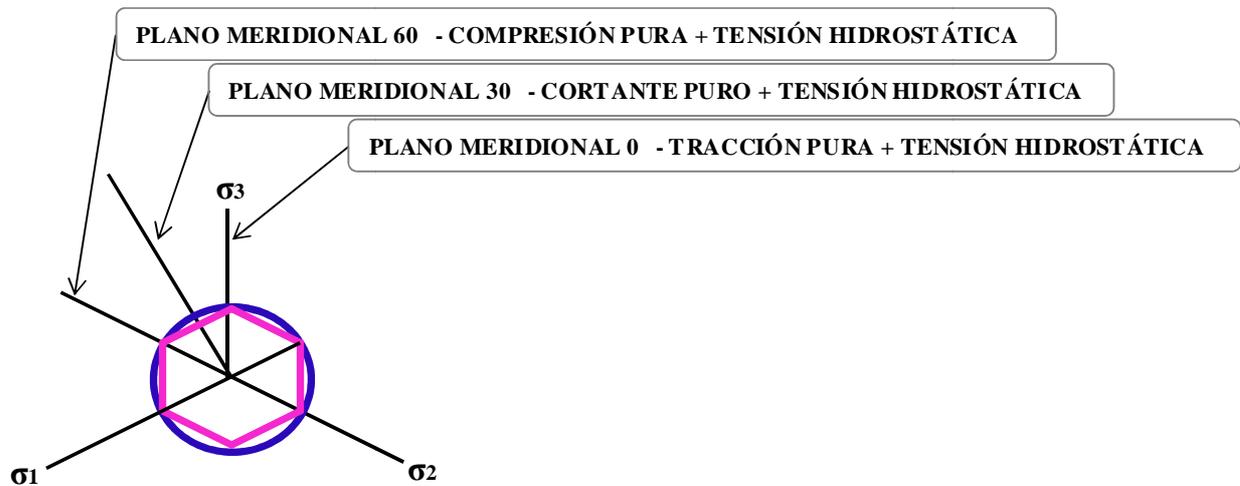


Figura 3.7 Vista normal al eje hidrostático de las superficies de plastificación [11]  
(Von Mises (azul) y de Tresca (rosa))

En resumen, el criterio de Von Mises representado en el espacio de las tensiones principales, es una superficie cilíndrica de longitud infinita y de sección transversal circular, tal como se muestra en la Figura 3.8. Por tanto, este criterio cumple que la superficie de plastificación es convexa.

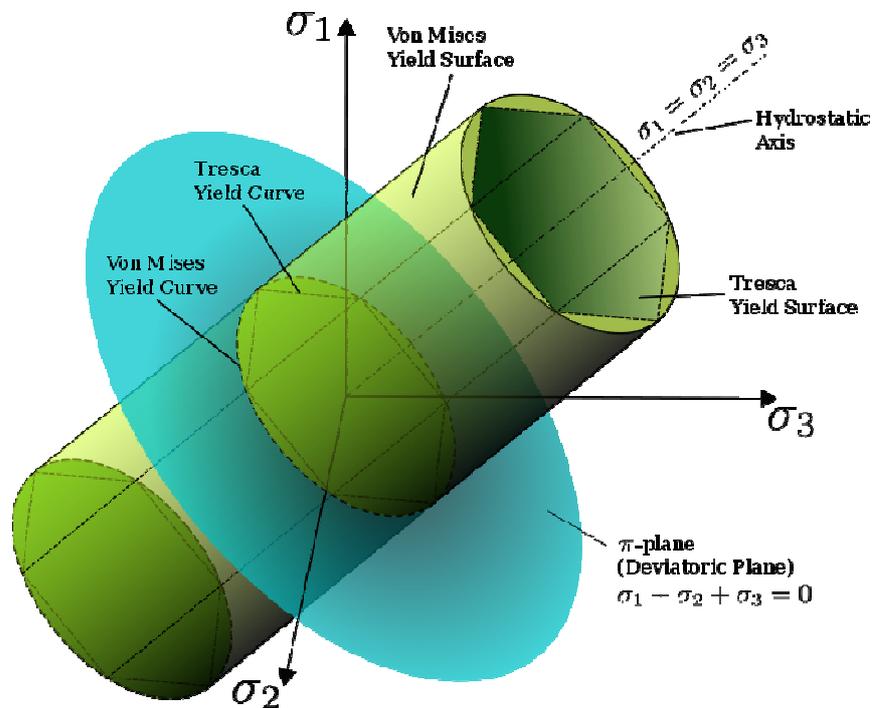


Figura 3.8 Superficie de plastificación de Von Mises y Tresca [8]

### 3.4 Rigidez de los perfiles

Los perfiles metálicos serán los elementos que constituirán nuestra estructura y estos se consideraran como prisma mecánico o pieza prismática. Son un modelo mecánico de sólido deformable, usado para calcular elementos estructurales como vigas y pilares.

Estos perfiles aportan la resistencia y rigidez necesarias para la edificación correcta según nuestros requisitos. Entre las propiedades de los perfiles están su forma o sección, su peso, su longitud y otras particularidades como la composición química del material con que fueron hechos.

En ingeniería, la rigidez es la capacidad de un objeto para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones o desplazamientos, esta rigidez dependerá de las propiedades del perfil.

El comportamiento elástico de una barra o prisma mecánico, sometido a pequeñas deformaciones está determinado por ocho coeficientes elásticos. Estos coeficientes elásticos o rigideces depende principalmente de dos factores, el material y la forma con la que se han fabricado. Por eso mismo, para clasificarlos, y poder comprender la relación entre las propiedades y la rigidez se utiliza el criterio de clasificación según material y forma.

#### 1.- Clasificación según el tipo de acero

Definidos por la norma UNE-EN 10025:1994, cada tipo de acero tiene distinto límite elástico ( $\sigma_y$ ), que indica la tensión máxima que puede resistir antes de deformarse plásticamente, y distinta resistencia última ( $\sigma_u$ ), que indica la tensión máxima que puede resistir antes de romperse. Si se fabrican dos barras de idénticas dimensiones geométricas, pero siendo una de acero y la otra de plástico la primera es más rígida porque el material tiene mayor módulo de Young (E).

Generalmente en construcción, para los perfiles laminados se usa acero de tipo S275 y para perfiles conformados de tipo S235. En nuestro caso los perfiles son de acero Inoxidable 1.430, cuyo límite elástico es de 520 MPa.

#### 2.- Clasificación según forma.

Cuando hablamos de forma al realizar una clasificación de perfiles, nos referimos a la longitud y a la sección transversal.

La sección transversal, cuanto más gruesa sea la sección más fuerza será necesaria para deformarla. La longitud de la barra elástica (L), fijadas las fuerzas sobre una barra estas producen deformaciones proporcionales a las fuerzas y a las dimensiones geométricas. Los desplazamientos, acortamientos o alargamientos son proporcionales al producto de deformaciones por la longitud de la barra.

Entre dos barras de la misma sección transversal y fabricada del mismo material, la barra más larga sufrirá mayores desplazamientos y alargamientos, y por tanto mostrará menor resistencia absoluta a los cambios en las dimensiones.

Para la clasificación según su forma tendremos en cuenta una magnitud denominada módulo resistente o momento resistente de la barra.

El momento resistente es una magnitud geométrica que caracteriza la resistencia de un prisma mecánico sometido a flexión. De hecho, el momento resistente es calculable a partir de la forma y dimensiones de dicha sección transversal, y representa la relación entre las tensiones máximas sobre dicha sección transversal y el esfuerzo de flexión aplicado sobre dicha sección.

El momento resistente flexional frecuentemente se designa mediante  $W_b$ , mientras que el momento resistente torsional típicamente es designado como  $W_t$ . Para una sección sometida a flexión simple la tensión ( $\sigma$ ) viene dada por la ecuación (3.14).

$$\sigma = +\frac{M_y}{I_y}z - \frac{M_z}{I_z}y \quad (3.14)$$

Donde (y, z) son las coordenadas de un punto de la sección transversal donde se quieren estudiar las tensiones, y  $M_y$ ,  $M_z$ , son las componentes del momento flector sobre los dos ejes principales de inercia de la sección transversal.

El valor máximo sobre dicha sección se alcanza para el punto más alejado de la fibra neutra expresándose esta tensión máxima en la ecuación (3.15)

$$\sigma_{max} = +\frac{M_y}{I_y}z_{max} - \frac{M_z}{I_z}y_{max} = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} \quad (3.15)$$

De donde se deduce que los momentos resistentes flexionales vienen dados por la ecuación:

$$W_y = \left| \frac{I_y}{z_{max}} \right| \quad W_z = \left| \frac{I_z}{y_{max}} \right| \quad (3.16)$$

Algunos ejemplos con secciones que vamos a utilizar se representan a continuación:

- Sección rectangular hueca (base  $b \times$  altura  $h$  y espesor  $e$ ):

$$W_y \approx (bh)e + \frac{h^2e}{3} \quad W_z \approx (bh)e + \frac{b^2e}{3} \quad (3.17)$$

- Sección circular maciza de radio  $R$ :

$$W_y = W_z = \frac{\pi R^3}{4} \quad (3.18)$$

- Sección circular hueca de radio  $R$  y espesor  $e$ :

$$W_y = W_z \approx \pi R^2 e \quad (3.19)$$

### 3.5 Método de elementos finitos, MEF.

El método de los elementos finitos (MEF en castellano o FEM en inglés) es un método numérico para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.

El MEF permite obtener una solución numérica aproximada sobre un cuerpo, estructura o dominio (medio continuo) - sobre el que están definidas ciertas ecuaciones diferenciales en forma débil o integral que caracterizan el comportamiento físico del problema - dividiéndolo en un número elevado de subdominios no intersectantes entre sí denominados «elementos finitos». El conjunto de elementos finitos forma una partición del dominio también denominada discretización. Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados «nodos». Dos nodos son adyacentes si pertenecen al mismo elemento finito; además, un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer a varios elementos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se llama «malla».

Los cálculos se realizan sobre una malla de puntos (llamados nodos), que sirven a su vez de base para discretización del dominio en elementos finitos. La generación de la malla se realiza usualmente con

programas especiales llamados generadores de mallas, en una etapa previa a los cálculos que se denomina pre-proceso. De acuerdo con estas relaciones de adyacencia o conectividad se relaciona el valor de un conjunto de variables incógnitas definidas en cada nodo y denominadas grados de libertad. El conjunto de relaciones entre el valor de una determinada variable entre los nodos se puede escribir en forma de sistema de ecuaciones lineales (o linealizadas). La matriz de dicho sistema de ecuaciones se llama matriz de rigidez del sistema. El número de ecuaciones de dicho sistema es proporcional al número de nodos.

Típicamente el análisis de los elementos finitos se programa computacionalmente para calcular el campo de desplazamientos y, posteriormente, a través de relaciones cinemáticas y constitutivas las deformaciones y tensiones respectivamente, cuando se trata de un problema de mecánica de sólidos deformables o más generalmente un problema de mecánica de medios continuos. El método de los elementos finitos es muy usado debido a su generalidad y a la facilidad de introducir dominios de cálculo complejos (en dos o tres dimensiones).

Una propiedad importante del método es la convergencia; si se consideran particiones de elementos finitos sucesivamente más finas, la solución numérica calculada converge rápidamente hacia la solución exacta del sistema de ecuaciones.

Si nos centramos en nuestro caso, el coste y la complejidad de la realización de pruebas de campo para frangibilidad siguen siendo altos y consumen mucho tiempo. Además, no es posible probar todas las combinaciones de velocidad, dirección, altitud, etc., ya que hay numerosos diseños de estructuras de ayuda a la navegación de los aviones. Por último, es preferible para obtener una técnica de validación que se puede utilizar para tratar todas las cuestiones, cambios y desarrollos que pueden ocurrir en el futuro. Por lo tanto, los métodos alternativos para evaluar la frangibilidad de estructuras de aeropuertos pueden ser utilizados.

## 3.6 Problema dinámico Implícito y Explícito en Abaqus

### 3.6.1 Equilibrio y trabajo virtual

Muchos de los problemas en los que se aplica Abaqus implican la búsqueda de una aproximación, mediante elementos finitos, de las soluciones para los desplazamientos, deformaciones, tensiones, fuerzas y posiblemente las demás variables de estado tales como la temperatura de un cuerpo sólido que se somete a un poco de "carga" histórica, donde "carga" implica una serie de eventos para los que se solicita la respuesta del cuerpo. La solución exacta de este problema exige que el equilibrio de fuerza y momento se mantenga en todo momento a través de cualquier volumen arbitrario del cuerpo. El método de los desplazamientos de elementos finitos se basa en la aproximación de este requisito de equilibrio reemplazándolo con un requisito más débil, donde el equilibrio debe ser mantenido en un sentido promedio sobre un número finito de divisiones del volumen del cuerpo. En este apartado se desarrolla la declaración exacta de equilibrio y se trata de escribirlo en la forma de la declaración de trabajo virtual para la reducción posterior de la forma aproximada de equilibrio utilizado en un modelo de elementos finitos.

La ecuación del trabajo virtual en la forma clásica se representa como:

$$\int_V \sigma : \delta D dV = \int_V \delta v \cdot t dS + \int_V \delta v \cdot f dV \quad (3.20)$$

Donde  $\sigma$  es la tensión,  $\delta v$  es un campo virtual de velocidades y  $f$  la fuerza.

La declaración de trabajo virtual tiene una interpretación física simple: la tasa de trabajo realizado por las fuerzas exteriores sometidas a cualquier campo de la velocidad virtual es igual a la tasa de trabajo realizado por las tensiones equilibrantes sobre la tasa de deformación del campo de velocidades virtuales del mismo. El principio del trabajo virtual es la "forma débil" de las ecuaciones de equilibrio y se utiliza como la declaración de equilibrio básico para la formulación de elementos finitos. Su ventaja a este respecto es que es una declaración de equilibrio lanzada en forma de una integral sobre el volumen del cuerpo: se puede introducir aproximaciones por la elección de funciones de forma para el campo de velocidad virtual que no son totalmente arbitrarias, pero cuya variación es restringida a un número finito de valores nodales. Este enfoque

proporciona una base matemática más fuerte para el estudio de la aproximación que la alternativa de discretización directa de la derivada de la ecuación diferencial de equilibrio en un punto, que es el punto de partida típico para un método de diferencia finita para el mismo problema.

### 3.6.2 Análisis dinámico implícito

El análisis dinámico se utiliza cuando se deben considerar los efectos de inercia o amortiguamiento. Se puede realizar un análisis dinámico lineal y no lineal de sistemas sujetos a cargas dinámicas en el entorno. Abaqus ofrece opciones de análisis dinámico para problemas lineales y no lineales.

El análisis dinámico lineal se basa en frecuencias naturales y análisis modales. Se calcula la respuesta de la estructura mediante la adición de las contribuciones de los diferentes modos. En el caso de los sistemas puramente lineales, casi siempre se eligen métodos basados en los modos propios porque pueden proporcionar información sobre el comportamiento de la estructura que no están disponibles en otros casos y porque normalmente son significativamente más rentables que los métodos de integración directa que se utilizan generalmente para problemas no lineales.

El análisis dinámico no lineal maneja materiales no lineales, condiciones de contacto, y grandes desplazamientos. Para los problemas no lineales de análisis dinámicos se proporciona el "método de proyección modal". La base de este método es el uso de los modos propios del sistema lineal (extraído de un análisis de frecuencia propia) como un conjunto de funciones globales de Ritz, un conjunto de funciones de interpolación globales, en la terminología del método de los elementos finitos, cuyas función es definir la respuesta. Para cualquier caso más severo la respuesta dinámica no lineal se obtiene por integración en el tiempo de todos los grados de libertad del modelo de elementos finitos. Los métodos proporcionados para este tipo de análisis se describen en esta sección.

La elección del operador que se utiliza para integrar las ecuaciones de movimiento en un análisis dinámico está influenciada por muchos factores. Abaqus/Standard está diseñado para analizar los componentes estructurales, es decir que la respuesta dinámica del conjunto de la estructura que se busca, en contraste con las soluciones de propagación de onda asociadas con la respuesta relativamente local es continua. Belytschko (1976) [10] califica estos "problemas inerciales" y los clasifica según "los efectos de las ondas, como el enfoque, la reflexión y la difracción no son importantes". Los problemas estructurales son considerados como "inerciales", porque el tiempo de respuesta buscado es largo en comparación con el tiempo requerido para las ondas de propagación en la estructura.

Los operadores dinámicos de integración se caracterizan por ser ampliamente implícitos o explícitos. Los esquemas explícitos, como los usados en Abaqus/Explicit, obtienen valores de magnitudes dinámicas  $t+\Delta t$  basadas exclusivamente en los valores disponibles en el tiempo  $t$ . El operador de diferencia central, que es el operador más usado para aplicaciones de análisis explícito de tensión, es sólo condicionalmente estable, el límite de estabilidad es aproximadamente igual al tiempo que tarda una onda elástica en cruzar la dimensión más pequeña del elemento en el modelo. Los esquemas implícitos limitan este límite superior en el tamaño de paso de tiempo mediante la solución para cantidades dinámico en tiempo  $t+\Delta t$  basándose no sólo en valores en  $t$ , sino también en esas mismas cantidades en  $t+\Delta t$ . Pero debido a que son implícitas, las ecuaciones no lineales deben ser resueltas. En problemas estructurales los esquemas implícitos de integración suelen dar soluciones aceptables con pasos de tiempo típicamente uno o dos órdenes de magnitud mayor que el límite de estabilidad de los esquemas explícitos simples, pero la predicción de la respuesta se deteriorará como el tamaño de paso de tiempo  $\Delta t$ , aumenta en relación con el período,  $T$ , de los modos típicos de respuesta. Hay tres factores que deben ser considerados al seleccionar el tamaño máximo de paso de tiempo: la tasa de variación de la carga aplicada, la complejidad de la amortiguación no lineal y propiedades de rigidez, y el período típico de vibración de la estructura. En general, un incremento máximo  $\Delta t/t < 1/10$  es una buena regla para la obtención de resultados fiables. Así, la economía relativa de las dos técnicas de integración depende del límite de estabilidad del esquema explícito, la facilidad con la que las ecuaciones no lineales pueden ser resueltas por el operador implícito, el tamaño relativo de incrementos de tiempo que pueden proporcionar una precisión aceptable con el esquema implícito en comparación con el límite de estabilidad del esquema explícito, y el tamaño del modelo.

En Abaqus/Standard el paso de tiempo para la integración implícita se puede elegir automáticamente sobre la base de la "media de incremento residual", un concepto introducido por Hibbitt y Karlsson (1979) [11]. Mediante la supervisión de los valores de los equilibrio residual en  $t+\Delta t/2$  una vez que la solución  $t+\Delta t$  se ha obtenido, la exactitud de la solución puede ser evaluada y el paso de tiempo ajustada adecuadamente.

Para discutir los procedimientos dinámicos, escribimos la fuerza de d'Alembert en la ecuación de equilibrio general. La fuerza del cuerpo en un punto, se puede escribir como una fuerza de volumen prescritas externamente, y una fuerza de d'Alembert:

$$f = F - \rho \ddot{u} \quad (3.21)$$

donde  $\rho$  es la densidad del material en este punto y  $u$  es el desplazamiento del punto. El término fuerza de volumen en la ecuación del trabajo virtual es

$$\int_V f \cdot \delta v dV = \int_V F \cdot \delta v dV - \int_V \rho \ddot{u} \cdot \delta v dV \quad (3.22)$$

El término D'Alembert puede escribirse más convenientemente en términos de volumen de referencia y la densidad de referencia,  $\rho_0$ , como

$$\int_{V_0} \rho_0 \ddot{u} \cdot \delta v dV_0 \quad (3.23)$$

donde  $\ddot{u}$  es el campo de aceleración. Cuando se usa la integración implícita, las ecuaciones de equilibrio se escriben en el último paso (en el tiempo  $t+\Delta t$ ), y  $\ddot{u}$  se calcula a partir de la integración en el tiempo del operador. El interpolador aproxima el desplazamiento en un punto como:

$$u = N^N u^N \quad (3.24)$$

de modo que

$$\ddot{u} = N^N \ddot{u}^N \quad (3.25)$$

siempre que  $N^N$  no dependa de los desplazamientos. Con esta suposición de interpolación, el término fuerza d'Alembert es

$$\left( \int_{V_0} \rho_0 N^N \cdot N^M dV_0 \right) \ddot{u}^M \quad (3.26)$$

es decir, los tiempos de la matriz de masa son las aceleraciones de las variables nodales. La aproximación de elementos finitos para el equilibrio, es

$$M^{NM} \ddot{u}^M + I^N - P^N = 0 \quad (3.27)$$

Donde  $M^{NM}$  es la matriz de masa,  $I^N$  es el vector de fuerza interna, y  $P^N$  es el vector de fuerza externa.

$$M^{NM} = \left( \int_{V_0} \rho_0 N^N \cdot N^M dV_0 \right) \quad (3.28)$$

$$I^N = \int_{V_0} \beta^N : \sigma dV_0 \quad (3.29)$$

$$P^N = \int_S N^N \cdot t dS + \int_V N^N \cdot F dV \quad (3.30)$$

En este contexto los términos "matriz" y "vector" se refieren a matrices y vectores en el espacio de las variables nodales  $u^N$ .

Como resumen del método de análisis implícito dinámico mediante la integración directa de Abaqus/Standard, podemos decir:

- se debe utilizar cuando se está estudiando la respuesta dinámica no lineal;
- puede ser totalmente no lineal (análisis dinámico general) o se puede basar en los modos del sistema lineal (método de proyección del subespacio); y
- puede ser utilizado para estudiar una variedad de aplicaciones, incluyendo:
  - o respuestas dinámicas que requieren fidelidad transitoria y que implican la disipación de energía mínima;
  - o respuestas dinámicas que implican la no linealidad, el contacto y la disipación de energía moderada; y
  - o respuestas cuasi-estáticas con disipación de energía considerable, proporcionando estabilidad y un mejor comportamiento de convergencia para determinar una solución esencialmente estática.

### 3.6.3 Análisis dinámico explícito

El procedimiento de análisis dinámico explícito en Abaqus/Explicit se basa en la aplicación de una regla de integración explícita junto con el uso de matrices diagonales de masa. Las ecuaciones de movimiento para el cuerpo están integradas empleando la regla de integración diferencial central explícita

$$\dot{u}^{(i+\frac{1}{2})} = \dot{u}^{(i-\frac{1}{2})} + \frac{\Delta t^{(i+1)} + \Delta t^{(i)}}{2} \ddot{u}^{(i)}, \quad (3.31)$$

$$\dot{u}^{(i+1)} = \dot{u}^{(i)} + \Delta t^{(i+1)} \ddot{u}^{(i+\frac{1}{2})} \quad (3.32)$$

donde  $\dot{u}$  es la velocidad y  $\ddot{u}$  es la aceleración. El exponente ( $i$ ) se refiere al número de incrementos en un paso dinámico explícito, y  $i - \frac{1}{2}$  de  $i + \frac{1}{2}$  se refieren a los valores incrementales medios. El operador central de integración diferencial es explícito en que el estado cinemático puede avanzar utilizando valores conocidos de  $\dot{u}^{(i-\frac{1}{2})}$  y  $\ddot{u}^{(i)}$  hacia el incremento anterior. La regla de integración explícita es bastante simple, pero por sí sola no proporciona la eficiencia computacional asociada con el procedimiento dinámico explícito. La clave de la eficiencia computacional del procedimiento explícito es el uso de matrices de masa del elemento diagonal, debido a la inversión de la matriz de masa que se utiliza en el cálculo para las aceleraciones en el comienzo del incremento es triaxial:

$$\ddot{u}^{(i)} = M^{-1} \cdot (F^{(i)} - I^{(i)}), \quad (3.33)$$

donde  $M$  es la matriz de masa concentrada diagonal,  $F$  es el vector de carga aplicada, e  $I$  es el vector de fuerza interna. El procedimiento explícito no requiere iteraciones ni matriz de rigidez tangente.

Se requiere un tratamiento especial de las velocidades medias  $\dot{u}^{(i+\frac{1}{2})}$ ,  $\dot{u}^{(i-\frac{1}{2})}$ , etc, para las condiciones iniciales, ciertas restricciones y presentación de resultados. Para la presentación de los resultados, las velocidades de estado se almacenan como una interpolación lineal de las velocidades medias:

$$\dot{u}^{(i+1)} = \dot{u}^{(i+\frac{1}{2})} + \frac{1}{2} \Delta t^{(i+1)} \ddot{u}^{(i+\frac{1}{2})}, \quad (3.34)$$

El operador central diferencial no es de auto-arranque porque el valor de la velocidad media  $\dot{u}^{(-\frac{1}{2})}$  necesita ser definido. Los valores iniciales (en el momento  $t=0$ ) de velocidad y la aceleración se ponen a cero a menos

que estén especificados por el usuario. Cumpliéndose la siguiente condición:

$$\dot{u}^{(+\frac{1}{2})} = \dot{u}^{(0)} + \frac{\Delta t^{(1)}}{2} \ddot{u}^{(0)}, \quad (3.35)$$

Sustituyendo esta expresión en la ecuación de actualización para  $\dot{u}^{(t+\frac{1}{2})}$ , obtenemos la siguiente definición de  $\dot{u}^{(-\frac{1}{2})}$ :

$$\dot{u}^{(-\frac{1}{2})} = \dot{u}^{(0)} + \frac{\Delta t^{(0)}}{2} \ddot{u}^{(0)}. \quad (3.36)$$

El procedimiento explícito dinámico realiza un gran número de pequeños incrementos de tiempo de manera eficiente. Se utiliza una regla de integración central explícita en el tiempo-diferencial; cada incremento es relativamente poco costoso (en comparación con la integración directa procedimiento de análisis dinámico disponible en Abaqus/Standard) porque no hay una solución para un conjunto de ecuaciones simultáneas. El operador-diferencial central explícito satisface las ecuaciones de equilibrio dinámico en el comienzo del incremento,  $t$ ; las aceleraciones calculadas en el momento  $t$  se utilizan para avanzar en la solución de la velocidad con el tiempo  $(t + \Delta t/2)$  y la solución de desplazamiento en tiempo  $(t + \Delta t)$ .

Como resumen del análisis dinámico explícito, podemos decir:

- es computacionalmente eficiente para el análisis de modelos dinámicos grandes con tiempos de respuesta relativamente corto y para el análisis de los eventos o procesos extremadamente discontinuos;
- permite la definición de condiciones de contacto muy generales;
- utiliza una gran deformación coherente teórica, los modelos pueden sufrir grandes rotaciones y grandes deformaciones;
- puede utilizar una deformación geométrica lineal teórica, las deformaciones y las rotaciones se supone que son pequeñas;
- se puede utilizar para llevar a cabo un análisis de tensión adiabático si se espera que la disipación inelástica genere calor en el material;
- se puede utilizar para llevar a cabo los análisis cuasi-estático con condiciones de contacto complicadas; y
- ya sea para el tiempo automático o fijo de incremento que se utilizará por defecto, Abaqus/Explicit utiliza el incremento automático con el estimador de tiempo global.

# 4 NORMATIVA Y REGLAMENTO

---

## 4.1 International Civil Aviation Organization (ICAO)

El Doc. 9157 “Manual de Diseño de aeródromos” en su Parte 6 (Frangibilidad), de la International Civil Aviation Organization (ICAO) del año 2006 [2], indica los requisitos mínimos que debe tener una estructura para poder ser considerada como frangible. Estos requisitos afectan, sobre todo, a los propios edificios de equipos de navegación, aparte del resto de la infraestructura de los mismos. Es un manual diseñado para ser leído en conjunción con el Anexo 14 - Aeródromos, Volumen I - Diseño y operaciones de aeródromos, pero que ofrece una orientación más clara sobre el diseño, prueba e instalación de estructuras frágiles en los aeropuertos.

Los objetos frangibles, como se define en el manual, son objetos con baja masa y diseñados para romperse, distorsionarse o ceder antes un impacto y así representar un riesgo mínimo para una aeronave.

El Capítulo 1 es una introducción a los términos de frangibilidad, así como una enumeración de los objetos que deben ser frangibles.

En el Apartado 1.2. de dicho manual se dice textualmente: “En los aeropuertos, existen diversas ayudas visuales y no visuales (ej. Torres de iluminación de aproximación, equipos meteorológicos, radio ayudas para la navegación) que están situadas cerca de pistas, calles de rodaje y plataformas, donde pueden representar un riesgo para las aeronaves ante la eventualidad de un impacto accidental durante el aterrizaje, el despegue o las maniobras en tierra. Todos estos equipos y sus apoyos deben ser frangibles y estar instalados lo más bajo posible para asegurarse de que el impacto no origine la pérdida de control de las aeronaves. Esta frangibilidad se logra utilizando materiales livianos o introduciendo mecanismos de debilitamiento que permitan al objeto romperse, deformarse o ceder bajo el impacto”

Anexo 14 Vol. 1 Capítulo 9 especifica en detalle que los equipos e instalaciones de importancia para las operaciones en el aeródromo que debe ser frágil, entre ellos:

- Cualquier ayuda visual o no visual situado cerca de las pistas, calles de rodaje y plataformas.
- Cualquier obstáculo situado en una zona prevista para el movimiento de las aeronaves o que se extienden por encima de una superficie destinada a proteger a una aeronave en vuelo.
- Cualquier estructura que presenta un peligro para las aeronaves en caso de impacto accidental durante el aterrizaje, el despegue o maniobras suelo. Incluye:
  - Pasarela elevada, calles de rodaje y luces de zona de parada
  - Los sistemas de iluminación de aproximación
  - Aproximación visual indicador de pendiente
  - Los indicadores de dirección del viento
  - Equipos ILS (Instrument Landing System)
  - Equipos de enfoque MLS (Microwave Landing System)
  - Reflectores de radar
  - Anemómetros
  - Ceilómetros

- Transmisómetros
- Medidores de dispersión frontal
- Vallado

La estructura a estudiar es un **armario de cabecera que puede incluir diferentes equipos de medición (ILS, MLS, anemómetros, ceilómetros, etc.)** por lo que entra dentro de dicha normativa.

El Capítulo 2 trata sobre las consideraciones de emplazamiento de estos objetos. Orientación o especificaciones en materia de ubicación de ayudas a la navegación están contenidos en el Anexo 10 - Telecomunicaciones aeronáuticas, Volumen I – Radio ayudas para la navegación y el Anexo 14 - Aeródromos, Volumen I - Diseño y operaciones de aeródromos y Volumen II - Helipuertos, y sus manuales correspondientes. Estos anexos deben ser tomados en cuenta para ubicar ayudas a la navegación. En general, los equipos y cercas de seguridad deberían estar situados lo más lejos de la pista y de calle de rodaje líneas como sea posible.

El Capítulo 3 de dicho manual está dedicado a los requerimientos de frangibilidad y dice, textualmente, lo siguiente:

Apartado 3.3.1.: “El equipo y sus soportes, ubicados en las áreas descritas en la sección 1.3, deberán ser frangibles para garantizar que se romperán, deformarán o cederán en el caso de que reciban el impacto accidental de una aeronave. Los materiales de diseño seleccionados deberán impedir cualquier tendencia de los componentes, (incluido los conductores eléctricos), a envolver la aeronave que choque o cualquier parte de la misma.”

Apartado 3.3.2.: “Una estructura frangible debe estar diseñada de modo que pueda soportar las cargas de viento estático u operacional o del chorro de los reactores con un factor apropiado de seguridad, pero debería romperse, deformarse o ceder fácilmente al verse sometida a las fuerzas repentinas de colisión de una aeronave de 3000 Kg desplazándose a 140 Km/hora en el aire o moviéndose en tierra a 50 Km/hora.”.

Apartado 3.3.3.: “La frangibilidad del diseño debe ser probada, ya sea por medio de ensayos a escala real, evaluaciones de ordenador o mediante cálculos basados en la comparación con estructuras similares ya aprobadas apoyados por pruebas de componentes adicionales.”.

El Capítulo 4 está dedicado al diseño para la frangibilidad, “Design for frangibility”, de lo que destacamos los siguientes párrafos:

**Apartado 4.9.20.: “La estructura de soporte no debe imponer una fuerza sobre la aeronave superior a 45 kN. La máxima energía impartida a la aeronave como resultado de la colisión no debe exceder 55 kJ durante el período de contacto entre la aeronave y la estructura. Para permitir que la aeronave pase, el modo de fallo de la estructura debe ser uno de los siguientes:**

- a) **fractura;**
- b) **windowing, o**
- c) **flexión.”**

Apartado 4.2.1.: “Con el fin de cumplir con los requisitos de frangibilidad pueden ser aplicados diferentes mecanismos de fallo. Por ejemplo, las estructuras pueden ser de diseño modular, que en el impacto "abra una ventana" para dejar pasar a través de ella la aeronave, o de un diseño de una sola pieza, lo que en efecto no se desintegran pero son totalmente desviadas por la aeronave.”

El Capítulo 5 trata sobre “Pruebas de Frangibilidad”, y los métodos numéricos de simulación se discuten en el Capítulo 6.

Apartado 5.1.2.: “La frangibilidad de cualquier sistema siempre debe ser probado antes de que sea considerado para la instalación. Las pruebas a gran escala y alta velocidad son un método probado para la verificación de frangibilidad. Los resultados de simulación numérica muestran que este enfoque es capaz de comprobar la frangibilidad. Sin embargo, al igual que en los métodos de simulación numérica, el enfoque del modelo y la simulación utilizada deben ser validados para este propósito mediante comparación con los datos de pruebas representativas.”

Apartado 6.2.2.: “Modelado detallado. Uno de los métodos usados satisfactoriamente para modelar el

impacto es el uso de códigos comerciales basados en el MEF. Estos programas se venden y distribuyen comercialmente con características específicas, tales como pre- y post-procesadores para facilitar la generación de modelos y análisis de datos. Los programas **FEM explícitos y no lineales** se utilizan para el análisis de impacto y gran deformación debido a su capacidad para continuar con el análisis después de predecir la "fractura" de los elementos que componen el modelo. Estos modelos suelen incluir muchos componentes de diferentes formas, grados de libertad y complejidad. Propiedades de materiales no lineales, análisis dinámico transitorio, elementos de contacto y elementos discontinuos son algunas de las características que permiten el modelado de situaciones reales. Además, estos programas permiten el modelado de la compleja interacción que se produce en la interface de contacto, así como en el interior del modelo de la estructura."

Apartado 6.2.3.: "Modelado Intermedio. El MEF ofrece un diseño detallado de las condiciones de diseño, el comportamiento de interacción local y aplicación de componentes específicos. Otro enfoque además del modelado analítico es el modelado intermedio o híbrido, que ofrece un método práctico, técnica de análisis rentable más estrechamente asociado con el diseño preliminar, el análisis global y estudios paramétricos trade-off. Este enfoque es adecuado como una herramienta para evaluar posibles conceptos de diseño y comportamiento general con el fin de mejorar la frangibilidad de estructuras. El programa híbrido permite el uso de pruebas disponibles u otros datos de entrada junto con el cálculo interno de los parámetros estructurales. El programa híbrido también es compatible con los datos del modelo MEF. La elección de los programas disponibles híbridos es más limitado que los programas MEF.

El Capítulo final, capítulo 7, trata de la "Instalación, inspección y mantenimiento".

## 4.2 Federal Aviation Administration (FAA)

La Administración Federal de Aviación, Federal Aviation Administration (FAA) en inglés, es la entidad gubernamental responsable de la regulación de todos los aspectos de la aviación civil en los Estados Unidos. La primera investigación en el concepto de diseño a frangibilidad de luces de aproximación fue llevada a cabo en los Estados Unidos por la FAA [12], más información sobre estos estudios iniciales se puede encontrar en [13], [14] and [15]. Previo a la ICAO, la FAA publicó en marzo de 2007, una circular de asesoramiento con sus propias especificaciones para los mástiles frangibles utilizados para apoyar los sistemas de iluminación de aproximación. Específicamente, en relación con la circular de la FAA sobre frangibilidad podemos decir que sigue los mismos objetivos que el Manual de diseño de la ICAO, pero hay diferencias en lo que respecta a:

- Velocidad del viento y desviación
- Pruebas de sol/ UV
- Las pruebas de niebla salina

"Memorandum del 13 julio de 2009" [16] de la FAA, incluye aclaraciones sobre el montaje de tornillos de fusible mecánico (requerimiento de las 3 pulgadas).

### 4.2.1 Requerimiento de las 3 pulgadas (3 inch requirement): (Memorandum 13 Jul 2009)

Es importante destacar que el cumplimiento del "requerimiento de las 3 pulgadas" no es suficiente para que la estructura que incluya tornillos de fusible mecánico sea frangible.

El requerimiento indica que la zona de fallo de los tornillos (la de menor sección transversal, que trabaja como concentrador de tensiones) no debe estar a una altura superior de 3 pulgadas desde el suelo (medida desde la gravilla). El diseño del tornillo de fusible mecánico debe cumplir este requerimiento.

## 4.3 National Research Council Canada – Institute for Aerospace Research

"Frangibility Analysis of Approaching Lighting Composite Towers" de la "National Research Council Canada – Institute for Aerospace Research" [17], incluye un informe de un ensayo a escala real de la frangibilidad de torres de luces de aproximación con diferentes características.



# 5 “DESIGN FOR FRANGIBILITY”

---

Si pretendemos diseñar un armario de cabecera que cumpla con los criterios de frangibilidad tenemos que tener en cuenta los criterios que rescatamos de la ICAO [2].

Los equipos (y sus soportes) situados cerca de las pistas y calles de rodaje deberían ser diseñados para ser frangibles a fin de limitar el riesgo de dañar accidentalmente los aviones impactando desde cualquier dirección, ya sea en vuelo o durante maniobras en el suelo. El impacto puede afectar la seguridad del vuelo de tres maneras:

- a) el avión puede perder impulso;
- b) la aeronave puede cambiar de dirección; y
- c) la aeronave puede sufrir daños estructurales.

La estructura de soporte no debe imponer una fuerza sobre la aeronave superior a 45 kN. La máxima energía impartida a la aeronave como resultado de la colisión no debe exceder de 55 kJ durante el período de contacto entre la aeronave y la estructura.

El daño estructural de la aeronave está relacionado con la cantidad de energía que se necesita para mover el obstáculo, o parte de él, y por lo tanto debe ser limitada. Esta energía puede ser dividida en los siguientes componentes:

- a) Energía para activar el “break-away” o mecanismos de fallo, que depende de la eficiencia de su diseño y del número de mecanismos que se deban activar. Esta energía de activación se determina en un laboratorio a escala reducida; esta cantidad de energía debe ser multiplicada por el número de mecanismos que deben romper.
- b) Energía necesaria para deformar plástica o anelásticamente el obstáculo o parte de él. Esta es fuertemente dependiente de la elección del material: que será mayor para materiales dúctiles con variedades de alto rendimiento (high-yield strains). Esta energía se calcula o determina mediante ensayos sencillos. Cuando se aplican materiales rígidos y quebradizos en un diseño modular es frecuentemente insignificante.
- c) Energía requerida para acelerar el obstáculo, o parte de él, hasta al menos la velocidad de la aeronave, depende de la velocidad de la aeronave, que no es una variable de diseño, y de la masa del cuerpo acelerado. Por lo tanto, la masa debe ser limitada, por ejemplo, mediante el uso de materiales de baja masa y / o mediante la limitación de la cantidad de estructura, que se puede lograr mediante la incorporación de mecanismos de ruptura o fallo convenientemente situados en la estructura. Se calcula utilizando la masa conocida y la velocidad de la aeronave.

Para permitir que la aeronave pase, el modo de fallo de la estructura debe ser uno de los siguientes:

- a) fractura;
- b) windowing o apertura de ventanas, o
- c) flexión.

La estructura afectada debe dar paso a la aeronave de una manera tal que ésta última todavía pueda lograr un despegue o aterrizaje con éxito.

Todos los componentes individuales de la estructura liberados por el impacto deben tener una masa tan baja como sea posible, a fin de minimizar cualquier peligro para las aeronaves.

El daño estructural de la aeronave también está relacionado con el área de contacto entre la aeronave y un obstáculo. Una mayor área de contacto se propone para evitar que el obstáculo genere un corte profundo en la estructura de la aeronave, esto tiene una implicación en la geometría estructural del obstáculo.

En relación con los requerimientos de frangibilidad, se pueden aplicar diferentes mecanismos de fallo:

**Diseño Modular.** En el caso de un diseño modular, la estructura debería contener mecanismos de fallo o rotura, separados y juntos, que requieran sólo una mínima cantidad de energía para su activación. Este concepto permite mover la menor cantidad de masa en la colisión. La secuencia de eventos es más fácil de predecir ya que la estructura se comporta de una manera frágil, se desintegra preferentemente en pequeñas deflexiones. También reduce al mínimo la posibilidad de un efecto "wrap-around" o envolvente. Sin embargo, en este caso, los fragmentos separados pueden afectar a otras partes de la aeronave pasando la ubicación de impacto ligeramente más tarde.

**Diseño de una sola pieza.** La frangibilidad debe ser garantizada por un fallo completo de la estructura, que se consigue por el fallo aleatorio de miembros de la estructura, en lugar de por mecanismos de fallo predeterminados. Esto implica que eventualmente toda la estructura estará implicada en el impacto, resultando en un valor relativamente alto de la energía cinética necesaria para mover la estructura fuera de la trayectoria de la aeronave. Por lo tanto, este tipo de mecanismo de fallo parece ser adecuado sólo para las estructuras de carga ligera, es decir, aquellas destinadas a llevar equipos de baja masa. Además, debido a la naturaleza continua de la estructura, la secuencia de eventos es difícil de predecir y la tendencia a "envolver" la aeronave debe considerarse un peligro adicional.

La estructura frangible debe incluir conceptos como baja masa, fragilidad y tenacidad en sus conexiones y miembros y/o mecanismos de ruptura. Existen varios conceptos de diseño, cada uno con sus propias ventajas y desventajas, pero se pueden incorporar uno o más conceptos con el fin de garantizar la frangibilidad.

La frangibilidad se puede conseguir mediante diferentes elementos:

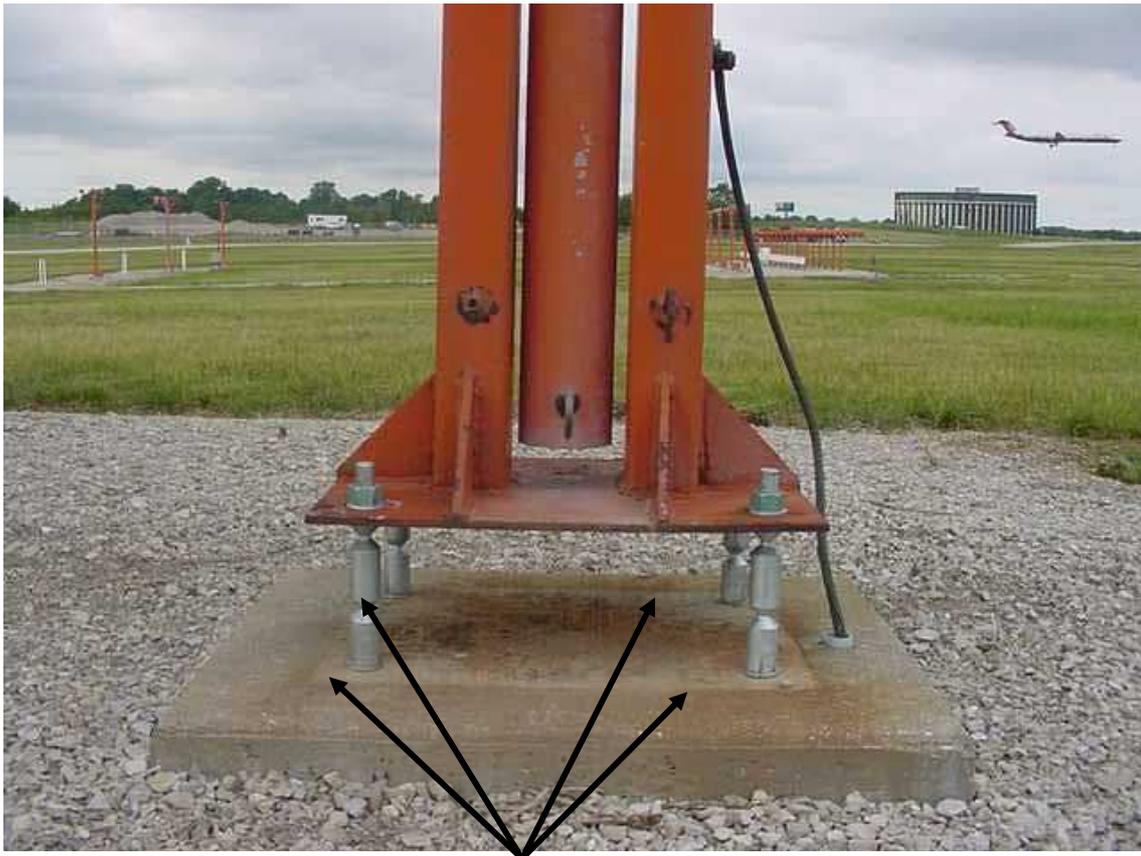
1. Conexiones frangibles
2. Elementos frangibles
3. Mecanismos frangibles
4. Selección de material

Se seleccionará una u otra dependiendo de las condiciones del problema, o en algunos casos podrán ser combinadas para asegurar el éxito del diseño. A continuación procedemos a estudiarlas con profundidad.

## 5.1 Conexiones frangibles

En un diseño de conexión frangible, la frangibilidad se incorpora en la conexión, que lleva la carga de diseño así como las fracturas en el impacto. El elemento estructural no está diseñado para romper sino más bien para transferir la fuerza de impacto a la conexión. Un miembro rígido, de peso ligero proporciona la transferencia de carga eficiente para la conexión y reduce al mínimo la energía absorbida de la aceleración y flexión de la masa. La conexión debe romper a bajos niveles de energía, como se determina por pruebas de impacto. Los diferentes tipos de conexiones frangibles se describen como sigue:

a) **Tornillo fusibles mecánico.** El fallo de este tipo de conexión se induce por un concentrador de esfuerzos, debido a la eliminación de material en el vástago del perno. Uno de los métodos utilizados para lograr esto es hacer una ranura para reducir el diámetro del perno o se mecaniza uno de los lados del perno, por lo que es más débil en una dirección específica. La resistencia a la cizalladura se mantiene y la resistencia a la tracción se reduce en el mecanizado. Los tornillos fusibles deben ser cuidadosamente instalados para asegurarse de que no estén dañados o tensionados cuando se aprietan. El problema de tornillos de fusibles mecánico es que el concentrador o localizador de tensiones puede acortar a vida de fatiga del perno o puede propagar grietas bajo cargas de servicio y fallar prematuramente. Estos tornillos están disponibles comercialmente.



*Figura 5.1 Tornillo frangibles [2]*

b) **Tornillos de material especial.** El uso de elementos de fijación fabricados a partir de materiales especiales elimina la necesidad de mecanización excesiva y permite el diseño básico considerando las técnicas convencionales de eficiencia de costos. Los elementos de fijación están dimensionados para soportar las cargas de diseño pero están hechos de material con baja resistencia al impacto. Los materiales tales como acero, aluminio y plástico deben ser seleccionados basándose en la fuerza de alargamiento y mínimo fallo.

Son recomendables pernos de aleación de aluminio designados como ANSI 2024-T4 porque son tan fuertes como los pernos de acero inoxidable, pero tienen sólo el 10 por ciento de alargamiento a la rotura frente al 50 por ciento para el acero inoxidable. Pernos de plástico pueden tener valores bajos de elongación, pero su fuerza tendría que ser establecida por medio de pruebas. Que la frangibilidad se base en la selección de materiales, es extremadamente importante para la compra de mecanismos frangibles con el cumplimiento garantizado de las propiedades físicas.

c) **Tear-through fasteners.** Desgarro a través de fijadores. Algunos elementos de sujeción, tales como remaches avellanados, se pueden utilizar para soportar las cargas de cizalladura pero se tienen que rasgar a través del material de base si la fuerza de impacto crea una carga de tensión. El agujero en el material de base está mecanizado con precisión para agarrar una cantidad mínima de la superficie bajo la cabeza del fijador. La conicidad de la cabeza avellanada también ayuda a iniciar la retirada. Esta técnica se basa en gran medida en el proceso de fabricación y requiere una inspección extensa de calidad.

d) **Tear-out sections.** Las conexiones de las placas de refuerzo se pueden diseñar con muescas que se rompan con el cuerpo principal. En este tipo de conexión el sujetador no se rompe sino que se utiliza para extraer una sección de la cartela. La vida a fatiga y la calidad de fabricación son las consideraciones primarias de diseño.

## 5.2 Elementos frangibles

En este diseño, el elemento estructural es el que debe fallar y no la conexión del extremo. El miembro debe alcanzar una separación de tipo segmentado a lo largo de su longitud, lo que minimiza la cantidad de aceleración de masa y reduce un posible efecto envolvente. Es mejor usar materiales frágiles tales como plástico, fibra de vidrio u otros materiales no metálicos, en lugar de metales.

La principal ventaja con elementos frangibles es que las fuerzas de impacto no tienen que ser llevadas a la conexión con el fin de dejar la sección. Esto significa que la energía no se absorbe por la flexión del miembro como en un diseño de conexión frangible. La desventaja es que los materiales no metálicos especiales requieren extensas pruebas para establecer propiedades para ser utilizados en un análisis de deflexión de las estructuras. El análisis también se debe confirmar realizando ensayos a escala completa de carga de la estructura. Los materiales no metálicos también deben contener inhibidores ultravioletas para la protección contra las condiciones ambientales.

Las extrusiones plásticas o secciones moldeadas de fibra de vidrio están disponibles en formas angulares o tubulares. Las estructuras también pueden ser fabricadas especialmente para incorporar puntos de rotura. Esto se realiza mediante la unión de un material con otro a lo largo de la longitud de la estructura. La línea de unión se convierte en el punto de iniciación de la fractura en la estructura.

## 5.3 Mecanismos frangibles

La frangibilidad se puede incorporar en la estructura de soporte por medio de un mecanismo que se desliza, rompe o pliega en el impacto y elimina la integridad estructural del soporte. Un mecanismo frangible puede ser diseñado para soportar altas cargas de viento, pero siendo muy sensible a las cargas de impacto. Los mecanismos frangibles tienden a ser direccionales con respecto al tipo de carga, es decir, que soporta alta tensión y flexión pero muy baja cizalladura.

Las articulaciones de fricción que se utilizan como mecanismos frangibles pueden suministrar alta resistencia normal a la superficie de deslizamiento, pero se deslizará cuando la fuerza se aplica paralela a la superficie de deslizamiento. En una estructura de apoyo, las fuerzas de impacto son predominantemente horizontales. Las juntas de fricción deben ser diseñadas de modo que el plano de deslizamiento sea el horizontal y el fallo completo se produzca en cualquier dirección de dicho plano. Esto se logra mediante el uso de pestañas para acoplamientos en los extremos de las patas de la torre o interconectando tubos que se deslizan en el impacto.

También se pueden utilizar elementos basculantes de soporte como mecanismos frangibles. Estos se incorporan en la estructura para proporcionar estabilidad, pero en caso de impacto, dejan la estructura inestable y permiten que se fracture. Este tipo de diseño, sin embargo, puede requerir que sea necesario mover fuera del camino de la aeronave grandes cantidades de masa antes del fallo.

Cualquier diseño utilizando mecanismos frangibles tiene que asegurar que no se produce ningún deslizamiento o cambio de forma a partir de la carga de uso diaria.

## 5.4 Selección de material

Los materiales y las configuraciones para estructuras frangibles deben ser adecuados para el uso previsto y deberían resultar en una estructura lo más ligera posible.

Las estructuras pueden ser fabricadas a partir de materiales metálicos o no metálicos que no se vean afectados por las condiciones ambientales al aire libre. El material seleccionado para cumplir con los requisitos de frangibilidad debe ser: resistente, de peso ligero y tener un bajo módulo de tenacidad. El bajo peso del material, es importante para asegurar que se consume la menor cantidad de energía para acelerar la masa a la velocidad que impacta la aeronave.

En términos generales, la tenacidad se define como la capacidad de un material para resistir la fractura bajo cargas dinámicas. La tenacidad a la fractura, es la cantidad máxima de energía por volumen que un material puede absorber y se determina tomando el área bajo el diagrama de tensión-deformación tras el fallo. La Tabla 5.1 enumera algunas características comunes de diseño de materiales metálicos.

<b>Material</b>	<b>Densidad</b> (kg/m <sup>3</sup> )	<b>Límite Elástico</b> (MPa)	<b>Tensión de rotura</b> (MPa)	<b>Deformación de Rotura</b> (mm/mm)	<b>Tenacidad</b> (MPa)
<b>Acero Dulce</b>	7850	240	413	0.35	114
<b>Fundición</b>	7190	41	138	0.05	4.5
<b>Aluminio ANSI 6061-T6</b>	2710	276	310	0.12	35
<b>Aluminio ANSI 2024-T4</b>	2710	275	275	0.10	35

Tabla 5.1 Propiedades de los materiales metálicos [5]

Los materiales estándares (disponibles comercialmente) proporcionan el diseño más rentable. Los materiales no metálicos pueden diseñarse especialmente para proporcionar excelentes características de frangibilidad, sin embargo, su comportamiento estructural puede ser difícil de analizar debido a la incertidumbre acerca de sus módulos elásticos o isotropía del material. Todo el material debe ser capaz de resistir o ser protegido contra los efectos ambientales, incluyendo la intemperie, la radiación solar, la fluctuación de temperatura, etc., típicos de un entorno al aire libre.



# 6 ESTUDIO NUMÉRICO DE LA BARRA

---

Lo primero que se debe plantear es la forma que tiene nuestra estructura. En nuestro caso, como hemos comentado en el Apartado 2.2, se trata de una estructura prismática de base cuadrada formada por perfiles apoyados sobre unos tornillos frangibles, por lo que podemos simplificarla como una estructura de barras. Una vez que sabemos que nuestra estructura principalmente la forman barras, debemos ver las posibilidades que nos aporta el programa de resolución que vayamos a utilizar, en nuestro caso, Abaqus.

Abaqus nos permite modelar barras utilizando principalmente 3 tipos de elementos: “Beam”, “Solid” y en el caso de que nuestros perfiles sean huecos, “Shell”. Es en este punto donde nos debemos plantear qué elementos utilizar, y es en este punto donde nosotros hemos centrado el estudio de este apartado, ya que si el programa proporciona varias opciones, nos gustaría conocer las diferencias entre ellas. Queremos conocer por tanto, cómo se comporta cada uno de los elementos Beam, Solid y Shell, para conocer las ventajas e inconvenientes de cada uno de ellos, y saber para en qué casos debemos utilizar unos y otros.

Dicho esto, vamos a modelar una estructura simple, con una geometría cercana a la de nuestro problema, y lo haremos con cada uno de los elementos que Abaqus nos permite con la finalidad de verificar el comportamiento de cada uno de los tipos de elementos Beam, Solid y Shell disponibles para modelar la estructura.

## 6.1 Detalles FEM

Antes de comenzar con el estudio de elementos finitos, comentaremos un poco las características generales del FEM seguido a lo largo de todo el estudio.

Nuestro modelo está formado por cuatro tipos elementos: Beam/Barras (para las barras que componen la estructura), Solid/Sólidos (para el tornillo y la zona de impacto) y Shell/Membrana (para la zona de impacto), así como Sólido rígido para el cuerpo de impacto. No distinguimos entre barras verticales y barras horizontales ya que ambas se modelan del mismo modo.

- Elementos tipo Beam o Barra. Es un elemento 1D que se modela mediando un “wire” o eje al que se le aplica una sección. Los nodos se encuentran localizados a lo largo de dicho eje.
- Elementos tipo Solid o Sólido. Es un elemento 3D, cuyos los nodos se encuentran por toda la geometría.
- Elementos tipo Shell o Membrana. Es un elemento 3D utilizado para geometrías huecas que se modela a partir de la sección, a la cual se le aplica un espesor. En este caso los nodos solo se encuentran en la línea del contorno.

El módulo de mallado de Abaqus puede generar mallas que contienen las formas de los elementos que se muestran en la Figura 6.1.

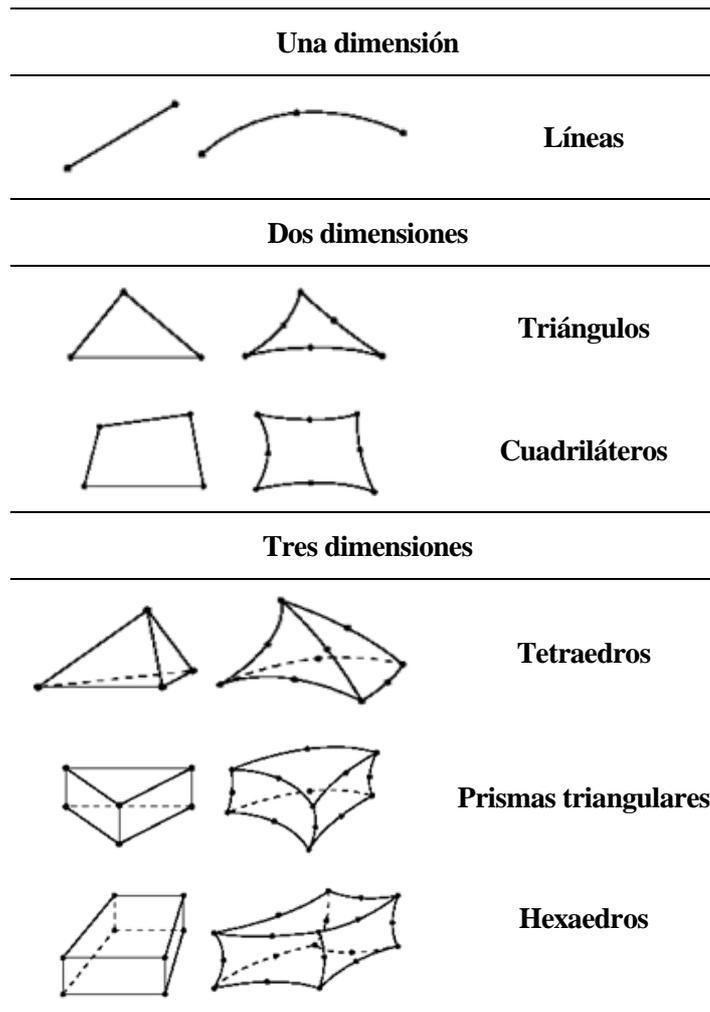


Figura 6.1 Tipos de elementos [18]

La mayoría de los elementos en Abaqus/Standard, Abaqus/Explicit y Abaqus/CFD corresponden a una de las formas que se muestran, es decir, que son topológicamente equivalentes a estas las formas. Por ejemplo, aunque los elementos CPE4, CAX4R, y S4R se utilizan para el análisis de tensión, DC2D4 se utiliza para el análisis de transferencia de calor, y AC2D4 se utiliza para el análisis acústico, todos los cinco elementos son topológicamente equivalentes a un cuadrilátero lineal. Por otro lado, el sólido rígido no se malla, pero las barras y el tornillo sí, utilizando para cada una de ellas un mallado diferente.

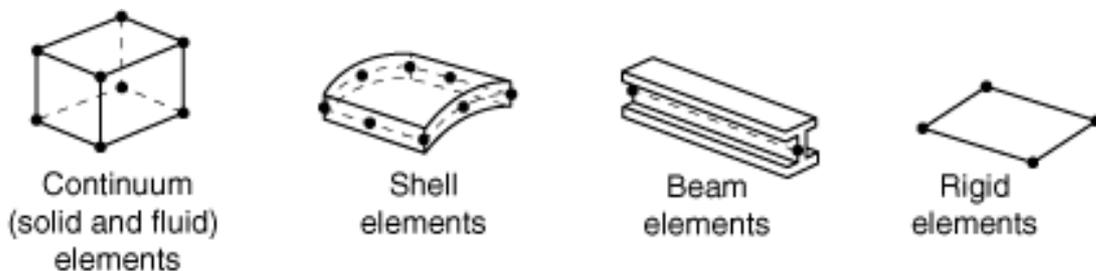


Figura 6.2 Tipos de elementos utilizados [18]

### 6.1.1 Mallado del Elemento "Beam"

Para nombrar el tipo de elemento Beam se sigue la Figura 6.3, que indica lo que significa cada una de los dígitos del nombre del mallado.

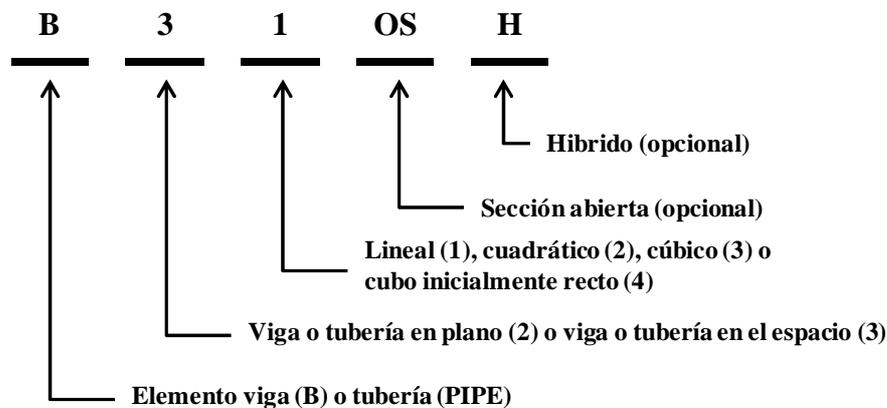


Figura 6.3 Cómo nombrar el mallado de una viga [18]

El elemento Beam utilizado es el **B31**, "2-node linear Beam in space". Esto significa que es una viga (B) con grados de libertad en las tres dimensiones (3) y con elementos de tipo lineal (1), dos nodos por elemento, uno en cada extremo. En nuestro caso el mallado tipo B31 es del tipo Timoshenko, con 6 grados de libertad.

Abaqus ofrece una amplia gama de elementos viga, incluyendo vigas de tipo "Euler-Bernoulli" y vigas sólidas tipo "Timoshenko", así como vigas con paredes delgadas de secciones abiertas y cerradas. En la biblioteca de elementos viga de Abaqus/Standard se pueden encontrar:

- Vigas Euler-Bernoulli (delgadas) en un plano y en el espacio;
- Vigas Timoshenko (de corte flexible) en un plano y en el espacio;
- Fórmulas de interpolación lineal, cuadrática y cúbica;
- Vigas de deformación (sección abierta);
- Elementos de tuberías, y
- Vigas de formulación híbrida.

La biblioteca elemento viga Abaqus/Explicit incluye:

- Vigas Timoshenko (de corte flexible) en un plano y en el espacio;
- Fórmulas de interpolación lineal, cuadrática y cúbica; y
- Elementos lineales de tubería.

Las vigas tipo Timoshenko vigas (B21, B22, B31, B31OS, B32, B32OS, PIPE21, PIPE22, PIPE31, PIPE32 y sus equivalentes "híbridos") permite la deformación de corte transversal. Pueden ser utilizadas para casos de vigas gruesas ("robustas"), así como vigas delgadas. Para las vigas hechas de material uniforme, la teoría de la viga flexible de cizallamiento puede proporcionar resultados útiles para dimensiones de sección transversal de hasta 1/8 de las distancias axiales típicas o de la longitud onda más alta. Abaqus asume que el comportamiento de cizallamiento transversal de vigas Timoshenko es elástico lineal con un módulo fijo y, por lo tanto, independiente de la respuesta de la sección de la viga al estiramiento axial y flexión [18].

Los tipos de elemento B21, B31, B31OS, PIPE21, PIPE31 y sus equivalentes híbridos utilizan una interpolación lineal. Estos elementos son muy adecuados para los casos que implican el contacto y para las versiones dinámicas de problemas similares (impacto) [18].

Las vigas Timoshenko pueden ser sometidos a grandes tensiones axiales, las tensiones axiales que se asumen debidas a la torsión son pequeñas. En combinación carga axial-torsión, las tensiones de cizallamiento de torsión se calculan con precisión sólo cuando la deformación axial no es grande [18].

### 6.1.2 Mallado del elemento “Solid”

Para nombrar nuestro elemento se sigue la Figura 6.4. En el caso del elemento Solid hemos utilizado dos tipos de elementos a lo largo de todos los ensayos, el elemento **C3D8**, “**8-node linear brick**”, y el elemento **C3D8R**, “**8-node linear brick, reduced integration with hourglass control**”. La malla C3D8 nos indica que es para un caso de tensión/desplazamiento continuo (C) tridimensional (3D) de 8 nodos, este tipo de malla presenta tres grados de libertad en cada nodo. Por otro lado C3D8R nos dice que trabajamos con el mismo tipo de malla, pero en este caso utiliza integración reducida (R) con control de reloj de arena.

Hemos elegido para nuestra malla elementos cuadriláteros (8 nodos) ya que a la hora de elegir entre cubos/cuadriláteros y triángulos/tetraedros hay que tener en cuenta varias premisas. Elementos triangulares y tetraédricos son geoméricamente versátiles y se utilizan en muchos algoritmos de mallado automático. Sin embargo, una buena malla de elementos hexaédricos por lo general proporciona una solución de precisión equivalente a un costo menor. Los cuadriláteros y hexaedros tienen una mejor tasa de convergencia que los triángulos y tetraedros, y la sensibilidad a la orientación de malla no es un problema. Sin embargo, los triángulos y tetraedros son menos sensibles a la forma inicial del elemento, mientras que los cuadriláteros de primer orden y hexaedros funcionan mejor si su forma es aproximadamente rectangular. Los elementos se vuelven mucho menos precisos cuando se distorsionan inicialmente por lo que debemos conseguir una malla uniforme. Los triángulos de primer orden y tetraedros son generalmente demasiado rígidos, y requieren mallas extremadamente finas para obtener resultados precisos. Como se mencionó los triángulos y tetraedros, totalmente integradas de primer orden en Abaqus/Standard también exhiben bloqueo volumétrico en problemas incompresibles. Como regla general, estos elementos no deben ser utilizados excepto como elementos de relleno en las zonas no críticas. Por lo tanto, se debe tratar de utilizar elementos uniformes en las regiones de interés. Para los análisis de tensión/desplazamiento del elemento tetraédrico de primer orden, con tensión tetraédrica constante, se debe evitar el uso de C3D4 en la medida de lo posible, ya que el elemento exhibe una convergencia lenta con el refinamiento de la malla. Este elemento proporciona resultados precisos sólo en los casos generales, con muy buen mallado. Por lo tanto, el elemento C3D4 se recomienda sólo para rellenar regiones de gradiente de baja tensión en mallas de elementos C3D8 o C3D8R, cuando la geometría no posibilita el uso de elementos C3D8 o C3D8R en todo el modelo. Para mallas de elementos tetraédricos de segundo orden o de los elementos tetraédricos modificados, se deben utilizar C3D10 o C3D10M [18].

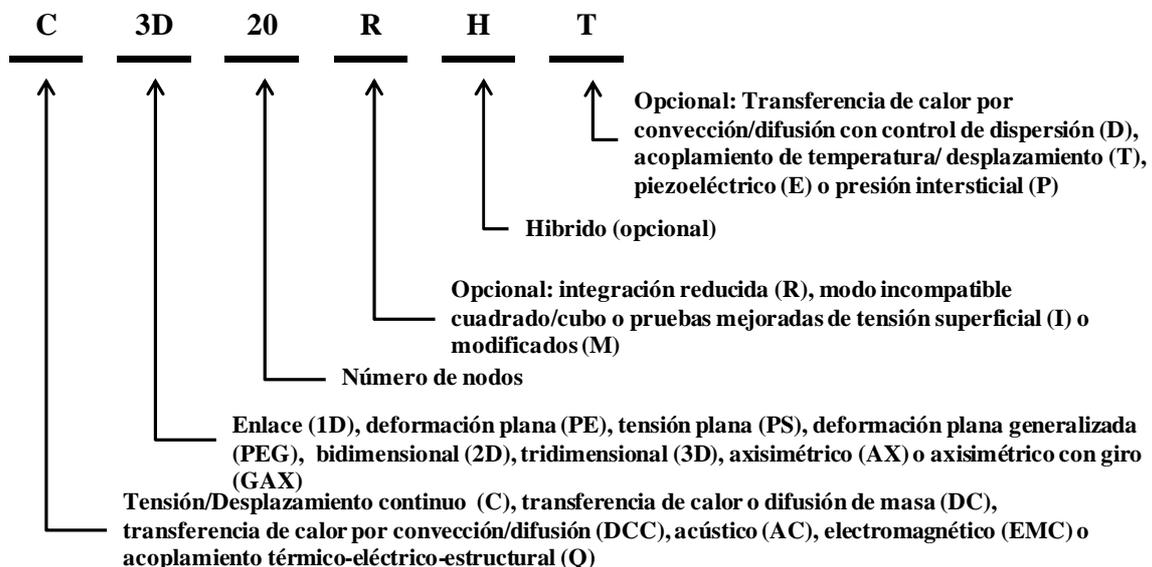


Figura 6.4 Cómo nombrar el mallado de un sólido [18]

Esta malla se utiliza en nuestros modelos simples, cuando modelamos las barras de diámetro 12 mm llena y vacía, así como en el modelo del armario completo. En este último caso la utilizamos para mallar el tornillo frangible, la zona de contacto y el material de recubrimiento.

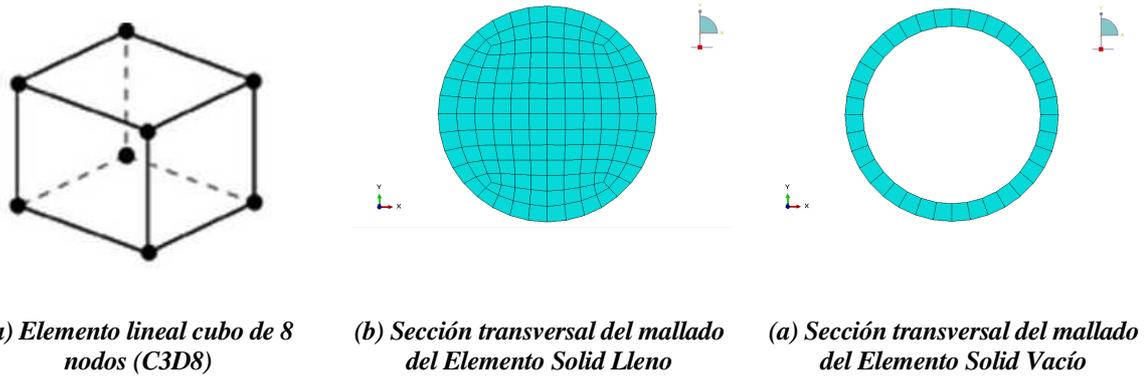


Figura 6.5 Mallado del Elemento Solid

### 6.1.3 Mallado del elemento “Shell”

Para nombrar el tipo de element Shell, se sigue la Figura 6.6. En nuestro caso hemos utilizado una malla de tipo **S4**, “**4-node general-purpose Shell, finite membrane strains**”, es decir, una malla de válida para tensión/desplazamiento convencionales (S) de cuatro nodos. También hemos utilizado la malla **S4R**, “**4-node general-purpose Shell, reduced integration with hourglass control, finite membrane strain**” que tiene las mismas características que la anterior pero incluye integración reducida con control de reloj de arena.

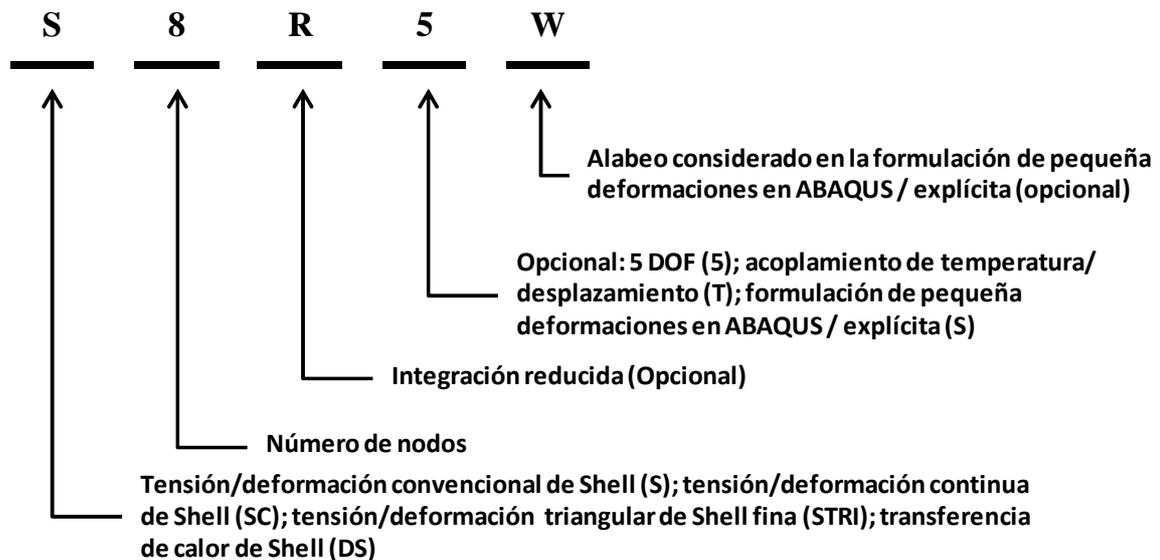


Figura 6.6 Cómo nombrar el mallado de un Shell [18]

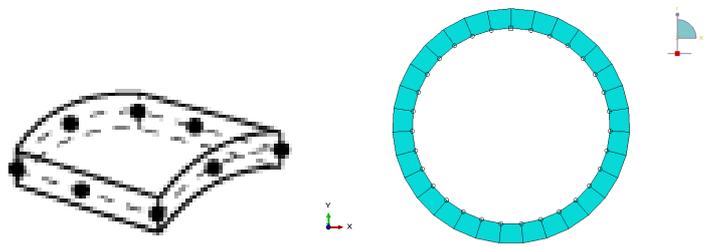
Los elementos Shell de tipo Tensión/Deformación convencional en Abaqus se pueden utilizar en el análisis tridimensional o de revolución. En Abaqus/Standard usan interpolación lineal o cuadrática y permiten cargas mecánicas y/o térmicas (desacopladas); en Abaqus/Explicit se usa interpolación lineal y permiten la carga mecánica. Estos elementos pueden ser utilizados en los procedimientos estáticos o dinámicos. Algunos elementos incluyen el efecto de deformación por cizallamiento transversal y cambio de espesor, mientras que otros no lo hacen. Algunos elementos permiten grandes rotaciones y la deformación de la membrana finita, mientras que otros permiten grandes rotaciones pero pequeñas deformaciones [18].

Los tipos de elementos S3 / S3R, S3RS, S4, S4R, S4RS, S4RSW, SAX1, de SAX2, SAX2T, SC6R y SC8R son elementos Shell de propósito general. Estos, permiten la deformación por cizallamiento transversal, usan la teoría membrana gruesa cuando el grosor de la membrana aumenta y se convierten en elementos de Kirchhoff de membrana fina discreta con la disminución de espesor; la deformación de corte transversal se

vuelve muy pequeña cuando el grosor de la membrana disminuye [18].

Los tipos de elementos S4 y S4R pueden degenerar en triángulos. Sin embargo, para los elementos S4 (el elemento S4 degenerado a un triángulo pueden exhibir una respuesta excesivamente rígida en la deformación de la membrana), si es así, se recomienda que S3R y S3RS se utilicen en lugar de S4R y S4RS. El tipo de elemento S4 es un elemento de membrana finita de propósito general totalmente integrado. La respuesta del elemento Shell se trata con una formulación de tensión asumiendo que da soluciones precisas a problemas de flexión en el plano, no es sensible a la distorsión del elemento, y evita el bloqueo [18].

Elemento de tipo S4 no tiene modos de reloj de arena, ya sea en la membrana o la respuesta del elemento por flexión; Por lo tanto, el elemento no requiere control de reloj de arena. El elemento tiene cuatro puntos de integración por elemento en comparación con un lugar de integración para S4R, que hace que el elemento sea más costoso computacionalmente. S4 es compatible tanto con S4R y S3R. S4 se puede utilizar para problemas tipo membrana o en modo de flexión, en las zonas donde se requiere una mayor precisión de la solución, o en problemas en los que en el plano trabaja a flexión. En todas estas situaciones S4 superará tipo de elemento S4R. S4 no se puede utilizar con las definiciones de materiales hiperelásticos o hiperfoam en Abaqus/Standard [18].



*Figura 6.7 Mallado del Elemento Shell*

#### 6.1.4 Mallado del element “Solid” y “Shell” aplicando integración reducida.

En el caso del elemento Solid mallado utilizando integración reducida utiliza una integración de orden inferior para formar la matriz de rigidez. La matriz de masas y cargas distribuidas utilizan integración completa. La reducción de integración reduce el tiempo de ejecución, especialmente en tres dimensiones. Por ejemplo, el elemento C3D20 cuenta con 27 puntos de integración, mientras que C3D20R sólo tiene 8; Por lo tanto, el conjunto de elemento es aproximadamente 3,5 veces más costoso para C3D20 que para C3D20R [18].

En Abaqus/Standard se puede elegir entre la integración completa o reducida para elementos cuadriláteros y hexaédricos (cubos). En Abaqus/Explicit se puede elegir entre la integración completa o reducida de elementos hexaédricos (cubos). Sólo los elementos con integración reducida de primer orden están disponibles para elementos cuadriláteros en Abaqus/Explicit; los elementos con integración reducida también se denominan como elementos de tensión uniforme o elementos de deformación del centroide con control de reloj de arena. Los elementos de segundo orden con integración reducida en Abaqus/Standard generalmente producen resultados más exactos que los elementos totalmente integrados equivalentes. Sin embargo, para los elementos de primer orden, la precisión alcanzada con integración completa con respecto a la integración reducida es dependiente en gran medida de la naturaleza del problema. Muchos tipos de elementos Shell en Abaqus utilizan integración reducida (de orden inferior) para formar la matriz de rigidez. La matriz de masas y cargas distribuidas se integran exactamente. La integración reducida por lo general proporciona resultados más precisos (siempre que los elementos no están distorsionados o cargados en flexión en el plano) y reduce significativamente el tiempo de ejecución, sobre todo en tres dimensiones [18].

Cuando la integración reducida se usa con elementos de primer orden (lineal), se requiere un control de reloj de arena. Por lo tanto, al utilizar elementos de primer orden con integración reducida, se debe comprobar si está ocurriendo el efecto de reloj de arena; si está ocurriendo, posiblemente se requiera una malla más fina o las cargas concentradas deben ser distribuido a través de múltiples nodos. Si utilizamos integración sobre elementos de segundo orden disponibles en Abaqus/Standard, en general no presentan la misma dificultad y se recomiendan en los casos en que se espera que la solución sea suave. Se recomiendan los elementos de primer orden cuando se espera que las deformaciones sean grandes o gradientes muy altos de tensión [18].

## 6.2 Uso de diferentes tipos de elementos en la zona de impacto

El modelo básico propuesto en esta sección es una barra circular vertical con una longitud de 1200 mm empotrada por su parte inferior. A una distancia de 1000 mm del empotramiento impacta un sólido rígido de radio 125 mm que avanza a una velocidad constante de 50 km/h, por lo que será un ensayo dinámico. La barra se modela con sección llena y vacía, la sección llena tiene un radio de 12 mm y la de sección vacía un radio exterior de 12 mm con espesor de 2 mm. El material utilizado para la barra es el mismo material de las barras verticales y horizontales de la estructura completa, es decir, son de Acero Inoxidable 1.431, cuyas características fueron enunciadas en Apartado 2.2. Como también comentamos el material presenta un comportamiento elastoplástico perfecto con un límite elástico,  $\sigma_y = 520$  MPa. En la Figura 6.8 podemos ver una imagen del modelo para el caso Solid.

A lo largo de todos los ensayos iremos recogiendo los mismos valores, que serán:

- **Tensiones de Von Mises (MISES)**. Nos da el valor promedio de las tensiones en todas las direcciones, cuyas unidades serán los Mega Pascales, MPa.
- **Desplazamiento Máximo (U)**. Es el módulo de desplazamiento. Por lo que tiene en cuenta el desplazamiento en todas las direcciones,  $U_y$ ,  $U_x$  y  $U_z$ , cuya unidad será milímetros.
- **Deformación plástica equivalente (PEEQ)**. Representa un valor promedio de las deformaciones plásticas en todas las direcciones, que viene expresada en tanto por ciento, %.
- **Fuerzas de reacción (RF)**. Se trata de la fuerza de reacción a la que se somete nuestra estructura, se expresa en Kilo Newton, KN.
- **Energía Externa Absorbida (E)**. Se trata de la energía total absorbida por nuestro armario tras el impacto, se expresa en Kilo Julio, KJ.

La Fuerza de reacción y la Energía Absorbida son los requerimientos de nuestro problema original: “El armario de cabecera de pista de aterrizaje debe resistir como máximo una fuerza de 45 KN y una energía de 55 KJ antes de ceder”, por lo que serán los únicos que consideraremos en este primer estudio.



*Figura 6.8 Modelo Simple*

### 6.2.1 Modelado de la barra vertical

Partiremos del modelo formado por la barra vertical empotrada en su extremo inferior e iremos modelando con diferentes condiciones que detallaremos en cada caso. Dentro de cada modelo (Modelo 1 al 4) tenemos cinco modelos: dos modelos llenos (Solid y Beam) y tres modelos vacíos (Solid, Beam y Shell).

- Modelo 1. Barra Empotrada resolución Implicit
- Modelo 2. Barra Empotrada resolución Explicit
- Modelo 3. Barra No Empotrada resolución Implicit
- Modelo 4. Barra No Empotrada resolución Explicit

Comenzamos resolviendo el modelo de barra con sección llena empotrada mediante resolución Implicit, Modelo 1.1. En la Tabla 6.1 se pueden ver los valores máximos de la fuerza de reacción y energía, que como antes comentamos, será el dato limitante de nuestro problema, y con el que trabajaremos a lo largo del mismo.

<b>Modelo 1.1</b>	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<b>Solid Lleno</b>	117.252	0.353584
<b>Beam Lleno</b>	219.266	0.447692

Tabla 6.1 Modelo Empotrado con Sección Llena y resolución Implicit

Si comparamos el modelo Solid Lleno respecto al modelo Beam Lleno, vemos que el modelo Beam nos da un valor un 87% mayor que utilizando el modelo Solid. Como vemos, el modelo Beam nos sitúa en el lado más conservador, lo cual no nos da los resultados reales.

Si comparamos la evolución de las fuerzas y la energía respecto al tiempo vemos que ambos modelos responden de la misma manera al impacto, Gráfica 6.1 (a), pero el pico de la fuerza de reacción en el caso del Modelo Beam Lleno es bastante mayor que el obtenido con el Modelo Solid Lleno. Por otro lado, en la Gráfica 6.2 (a) podemos ver la evolución de la energía absorbida en el modelo Solid (línea sólida roja) es diferente a la del modelo Beam (línea sólida azul), aunque alcancen un valor máximo cercano, 0.35 KJ del modelo Solid frente a los 0.45 KJ del modelo Beam.

Analizaremos ahora una sección vacía, Modelo 1.2, por lo que usamos modelo Solid Vacío, modelo Beam Vacío y modelo Shell, cuyos valores se muestran en la Tabla 6.2. De los resultados mostrados en la Tabla 6.2, podemos decir que la fuerza pico y la energía absorbida en los casos del modelo Solid y Shell son muy próximas, mientras que los obtenidos en el Modelo Beam son tres veces mayor, en cambio los valores de la energía son muy próximos en los tres casos.

Si vemos la Gráfica 6.3 (a), al igual que en el caso anterior la fuerza sigue la misma evolución, siendo el pico inicial de la fuerza máxima mucho más acentuado en el modelo Beam que en el modelo Solid o Shell. Del mismo modo, en la Gráfica 6.4 (a) volvemos a ver las diferencias en la evolución de la energía absorbida para el modelo Beam frente al modelo Solid. En este caso aparece también el modelo Shell (línea Solida amarilla) que sigue una evolución intermedia entre los anteriores, pero más cercana a la del modelo Beam.

<b>Modelo 1.2.</b>	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<b>Solid Vacío</b>	16.3332	0.134155
<b>Beam Vacío</b>	56.6853	0.132612
<b>Shell</b>	13.3115	0.123646

Tabla 6.2 Modelo Empotrado con Sección Vacía y resolución Implicit

### 6.2.1.1 Comportamiento del modelo Explicit

A continuación vamos a resolver el modelo anterior pero utilizando una resolución mediante Abaqus/Explicit, en concreto utilizaremos un step "Dinamic Explicit". Este tipo de modelos, al utilizar unos pasos de tiempo más pequeños que el modelo "Dinamic Implicit", será más grande, lo que podría ser un punto en contra del modelo Explicit a priori. Al igual que antes plantearemos un modelo de sección llena, Modelo 2.1, y un modelo de sección vacía, Modelo 2.2, todos empotrados por su parte inferior.

<b>Modelo 2.1.</b>	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<b>Solid Lleno</b>	119.145	0.413669
<b>Beam Lleno</b>	342.369	0.401185

Tabla 6.3 Modelo Empotrado con Sección Llena y resolución Explicit

En la Tabla 6.3 podemos ver los resultados del modelo lleno, donde nuevamente se repite que los valores del modelo Beam son tres veces mayor que los valores del Modelo Solid para la fuerza de reacción, mientras que la energía absorbida se encuentran en valores más cercanos.

En la Gráfica 6.1 (b) podemos ver la evolución de la fuerza. Nuevamente vemos como los valores máximos obtenidos con el modelo Beam son mucho más acentuados que los obtenidos con el modelo Solid. Si los comparamos con los resultados de la Gráfica 6.1 (a) que son los obtenidos con una resolución Implicit, podemos decir que ambos siguen la misma evolución, pero que en el caso del modelo Explicit todos los picos máximos son mucho más acentuados. En el caso de la evolución de la energía absorbida obtenidas con el método Explicit, Gráfica 6.2 (b), vemos como la evolución del modelo Solid es muy cercana a la evolución del modelo Beam Implícito, más que al modelo Solid Implícito, que mostramos en la Gráfica 6.2 (a).

En la Tabla 6.4 se muestran los resultados del modelo vacío resuelto con el método Explicit. En este caso los resultados mostrados en la Tabla 6.4 para el modelo Beam Vacío son muchos mayores, siendo casi cinco veces mayor que utilizando Solid (477 %) y seis veces mayor utilizando Shell (600%). En cambio la diferencia entre el modelo Solid Vacío y Shell es muy pequeña. Los valores de energía absorbida se siguen manteniendo constantes en los tres modelos.

<b>Modelo 2.2.</b>	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<b>Solid Vacío</b>	16.8184	0.132377
<b>Beam Vacío</b>	96.9717	0.129177
<b>Shell</b>	13.854	0.122067

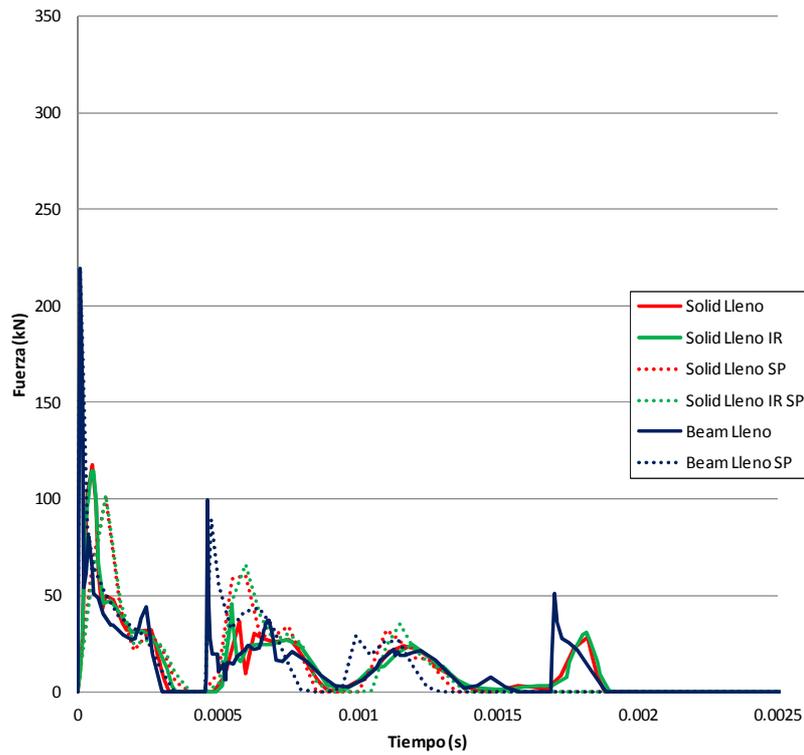
Tabla 6.4 Modelo Empotrado con Sección Vacía y resolución Explicit

Si observamos la Gráfica 6.3 (b), donde se recoge la evolución de la fuerza para el modelo vacío Explicit, frente al pico máximo del modelo Beam podemos destacar que los modelos Solid Vacío y Shell siguen una evolución muy cercana y mucho más suave. En la Gráfica 6.4 (b) podemos ver como de nuevo la fuerza absorbida por el modelo Solid y Shell es muy cercana entre sí, y más próxima a la evolución del modelo Beam.

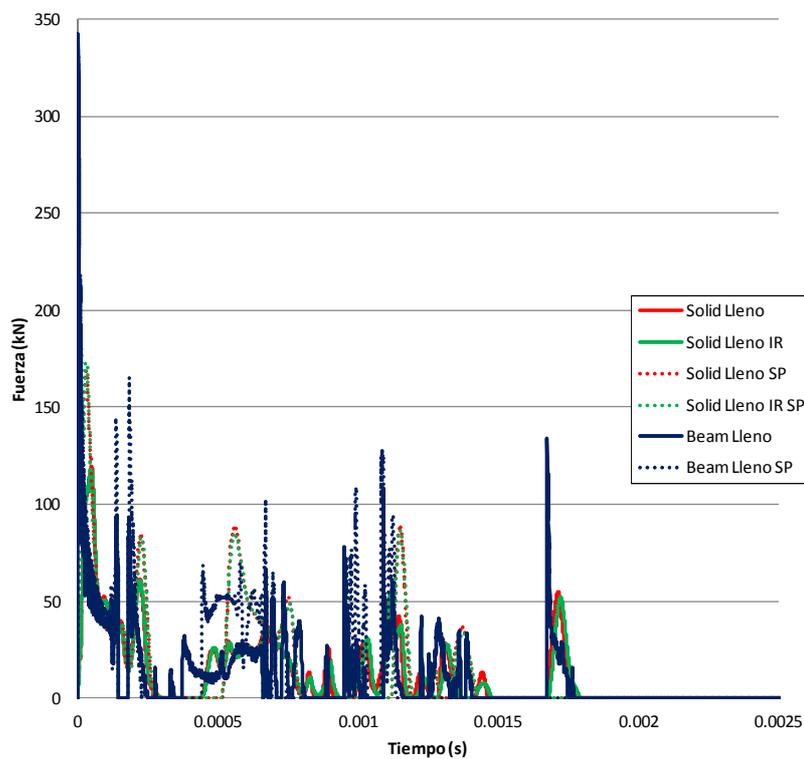
Si comparamos los resultados del Modelo Explicit (Modelo 2.1) con los del modelo Implicit (Modelo 1.1) tanto para el modelo lleno y como para el modelo vacío debemos tener en cuenta el elemento utilizado y nuestro criterio de diseño. Si nuestro criterio se basa en la fuerza de reacción, debemos tener en cuenta que los elementos Beam triplican los valores máximo, en cambio si se resuelve con el método Explicit. En cambio utilizando los elementos Solid y Shell si modelamos utilizando método Explicit no habrá diferencia. Si por el contrario, nuestro criterio se basa en la energía absorbida por el modelo podemos utilizar cualquier tipo de elemento y método de resolución, ya que las diferencias son muy pequeñas.

	<b>Modelo 1.1. Implicit</b>		<b>Modelo 2.1. Explicit</b>	
	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<b>Solid Lleno</b>	117.252	0.353584	119.145	0.413669
<b>Beam Lleno</b>	219.266	0.447692	342.369	0.401185
	<b>Modelo 1.2. Implicit</b>		<b>Modelo 2.2. Explicit</b>	
	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<b>Solid Vacio</b>	16.3332	0.134155	16.8184	0.132377
<b>Beam Vacio</b>	56.6853	0.132612	96.9717	0.129177
<b>Shell</b>	13.3115	0.123646	13.854	0.122067

Tabla 6.5 Comparativa de los resultados Implicit y Explicit

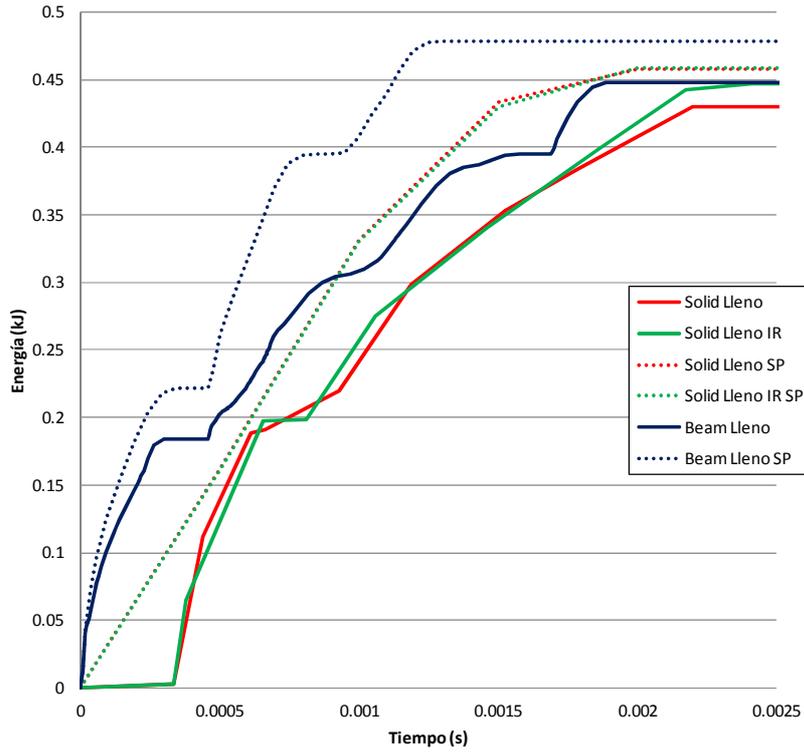


(a) Modelo 1. Barra empotrada llena, Implicit

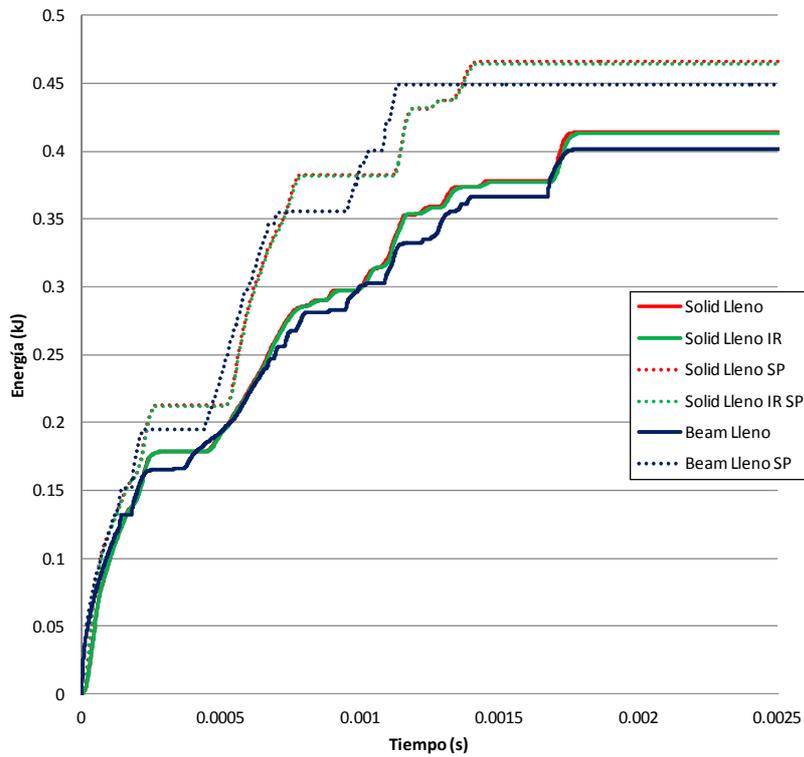


(b) Modelo 2. Barra empotrada llena, Explicit

Gráfica 6.1 Fuerzas de reacción Modelo Empotrado Lleno

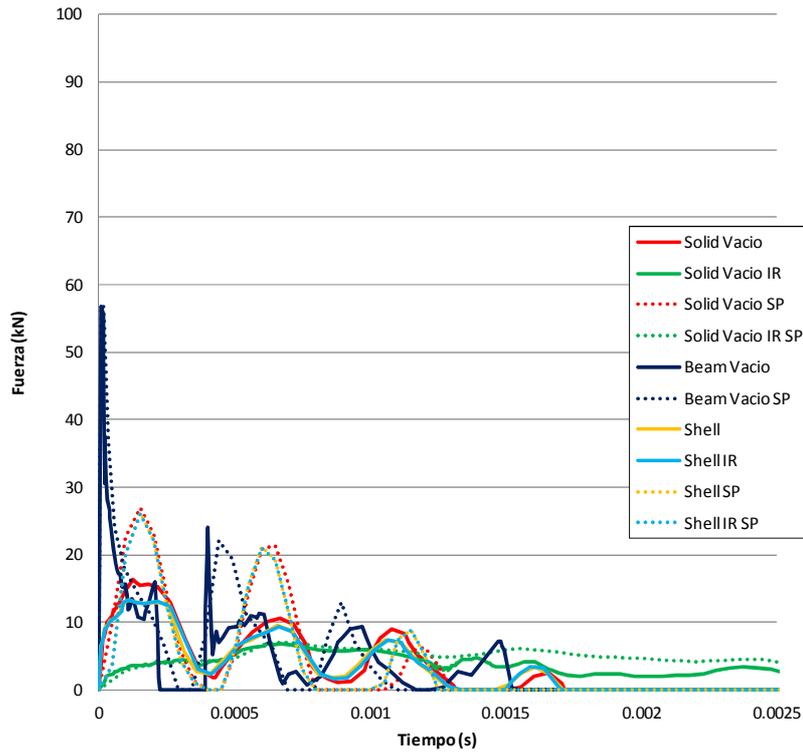


(a) Modelo 1. Barra empotrada llena, Implicit

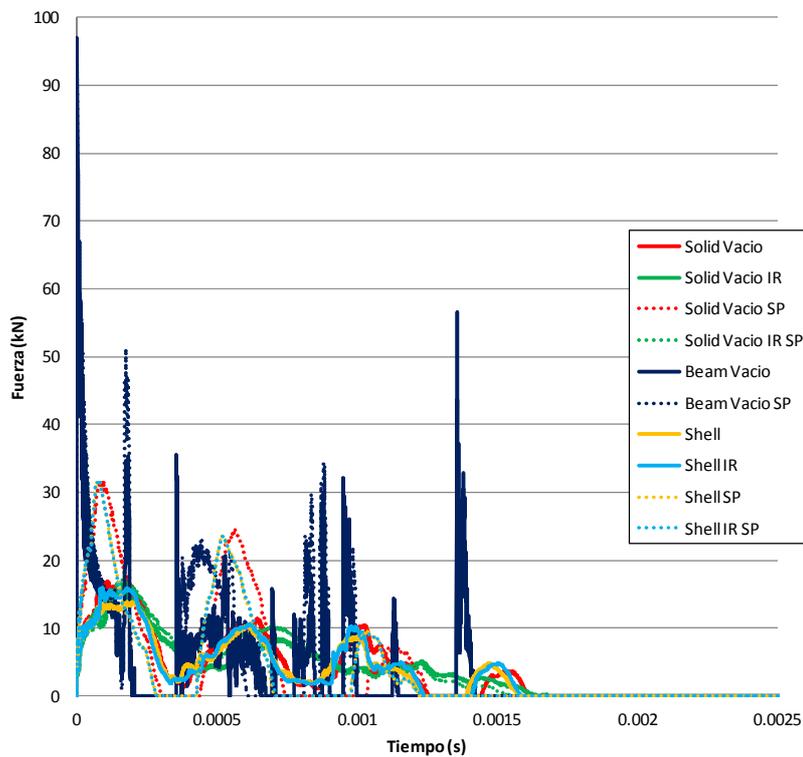


(b) Modelo 2. Barra empotrada llena, Explicit

Gráfica 6.2 Energía Absorbida Modelo Empotrado Lleno

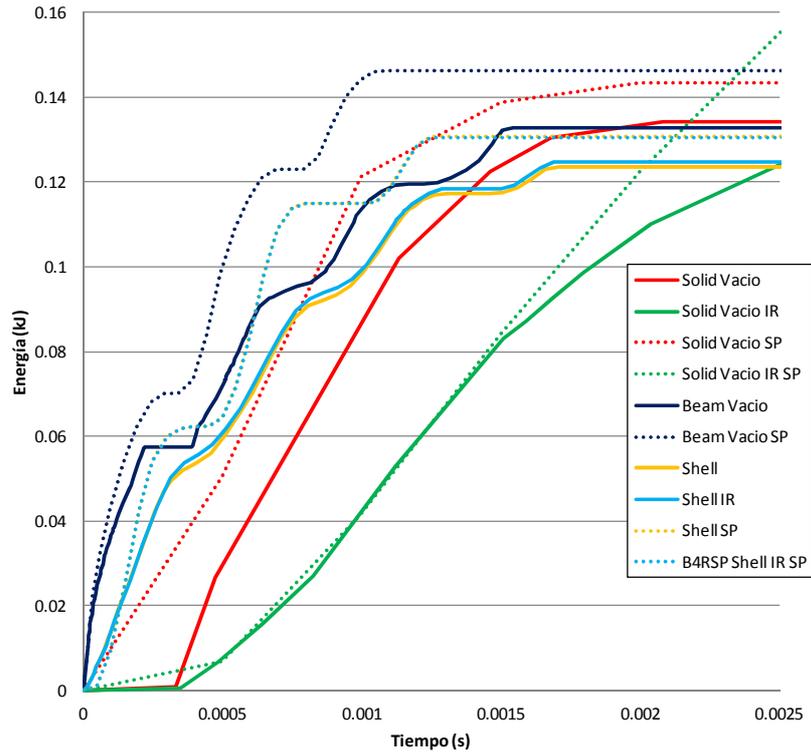


(a) Modelo 1. Barra empotrada vacía, Implicit

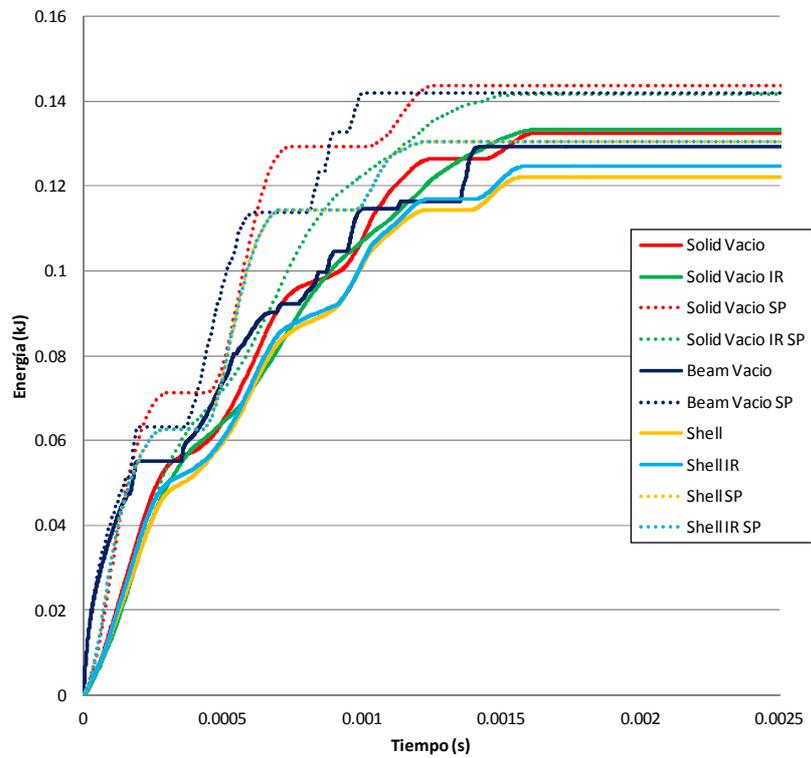


(b) Modelo 2. Barra empotrada vacía, Explicit

Gráfica 6.3 Fuerzas de reacción Modelo Empotrado Vacío



(a) Modelo 1. Barra empotrada vacía, Implicit



(b) Modelo 2. Barra empotrada vacía, Explicit

Gráfica 6.4 Energía Absorbida Modelo Empotrado Vacío

### 6.2.1.2 Comportamiento del modelo utilizando integración reducida

La integración reducida, como ya comentamos en el apartado anterior, tiene efectos en la manera de resolver cada elemento, por lo que puede tener un efecto significativo en los resultados, como podría tener el caso de aplicar una malla más gruesa o irregular.

Vamos a resolveremos nuestro modelo utilizando integración completa e integración reducida (IR), lo que significa que cambiaremos la malla del modelo Solid de C3D8 a C3D8R, y la malla del modelo Shell de S4 a S4R. El modelo Beam no presenta la posibilidad integración reducida, por lo que no incluiremos los datos en este apartado.

Comenzamos por el modelo empotrado, cuyos datos aparecen en la Tabla 6.6. Podemos observar que la integración reducida (IR) no tiene mucha influencia en los valores máximos, ya que solo disminuye un poco el pico máximo de la fuerza de reacción pero aumenta el valor de la energía absorbida, aunque en el caso Explicit disminuye tanto la energía como la Fuerza.

		Modelo 1.1. Implicit		Modelo 2.1. Explicit	
	Malla	Fuerza máx. (kN)	Energía Abs. (kJ)	Fuerza máx. (kN)	Energía Abs. (kJ)
<b>Solid Lleno</b>	C3D8	117.252	0.353584	119.145	0.413669
<b>Solid Lleno IR</b>	C3D8R	114.582	0.446617	117.698	0.413091
		Modelo 1.2. Implicit		Modelo 2.2. Explicit	
	Malla	Fuerza máx. (kN)	Energía Abs. (kJ)	Fuerza máx. (kN)	Energía Abs. (kJ)
<b>Solid Vacío</b>	C3D8	16.3332	0.134155	16.8184	0.132377
<b>Solid Vacío IR</b>	C3D8R	6.85904	0.160098	15.6285	0.133404
<b>Shell</b>	S4	13.3115	0.123646	13.854	0.122067
<b>Shell IR</b>	S4R	13.2198	0.1248	15.9822	0.124617

Tabla 6.6 Modelo Empotrado con Sección Llena y Vacía

Si observamos la Gráfica 6.1 y la Gráfica 6.3 podemos ver que en el caso del modelo Solid solo encontramos diferencias en el caso de sección vacía con resolución Implicit. Aunque el valor máximo de la fuerza pase de 117.5 kN con integración completa a 114.6 kN con integración reducida, si vamos a Gráfica 6.3 (a) vemos como la curva se suaviza durante la ejecución. En el caso de la energía absorbida no encontramos diferencia entre los modelos, Gráfica 6.2 y Gráfica 6.4.

Podemos decir entonces, que aplicar integración reducida tiene un mayor efecto en sólidos vacío que en sólidos llenos, y no presenta ningún efecto considerable en cuerpos modelados con Shell ya que la diferencia es menor de 1 kN o 2 kJ.

El efecto más apreciable se encuentra en el modelo Sólido vacíos resueltos con Implicit, donde la fuerza pico disminuye prácticamente a la mitad. En el caso de resoluciones Explicit notamos unas variaciones muy pequeñas, tendiendo a la disminuir la Fuerza y a aumentar la energía.

Si observamos las Tabla 6.6 comprobamos que la para el modelo lleno, la fuerza máxima como media obtenida se encuentra en 117 kN y en 400 kJ para la energía, lo cual nos hace ver que la utilización del la integración en casos llenos no tiene efecto, y si aplicarla nos acorta tiempo de resolución puede considerarse una buena alternativa.

Por otro lado si vemos los resultados para el modelo vacío, donde la media se sitúa en los 15 kN de fuerza máxima y 128 kJ, y los comparamos con los 7 kN y 159 kJ obtenidos con el método Implicit junto con integración reducida, podemos concluir que no es buena opción esta combinación, ya que nos podría llevar a fijar unos límites demasiado ajustados, ya que suponemos que la fuerza máxima alcanzada es prácticamente la mitad de la real.

		<b>Modelo 3.1.Implicit</b>		<b>Modelo 4.1.Explicit</b>	
	<b>Malla</b>	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<b>Solid Lleno</b>	C3D8	117.252	0.433459	119.145	0.412823
<b>Solid Lleno IR</b>	C3D8R	114.582	0.444079	117.698	0.412267
		<b>Modelo 3.2. Implicit</b>		<b>Modelo 4.2. Explicit</b>	
	<b>Malla</b>	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<b>Solid Vacío</b>	C3D8	16.3332	0.134082	16.8184	0.131832
<b>Solid Vacío IR</b>	C3D8R	6.87798	0.159125	15.6285	0.133409
<b>Shell</b>	S4R	13.3115	0.123499	13.8589	0.121747
<b>Shell IR</b>	C3D8	13.2198	0.124578	15.9709	0.124338

Tabla 6.7 Modelo No Empotrado con Sección Llena y Vacía

Donde si vemos que influye aplicar o no integración reducida sobre el modelo Solid o Shell, es el valor de la tensión de Von Mises. Si resolvemos el modelo “Solid Lleno” con un mallado de tipo C3D8, obtenemos una tensión de Von Mises máxima de 624.9 MPa, cuando el límite elástico del material es 520 MPa, valor que si se alcanza con los elementos C3D8R del mismo modo, si resolvemos el modelo “Shell” con mallado S4, obtenemos una tensión máxima de 543.90 MPa, y al aplicar mallado S4R si obtenemos el límite elástico de 520 MPa, Figura 6.9. Este hecho podría explicarse dado que la solución mostrada por Abaqus es en los nodos extrapolando la solución obtenida en los puntos de integración.

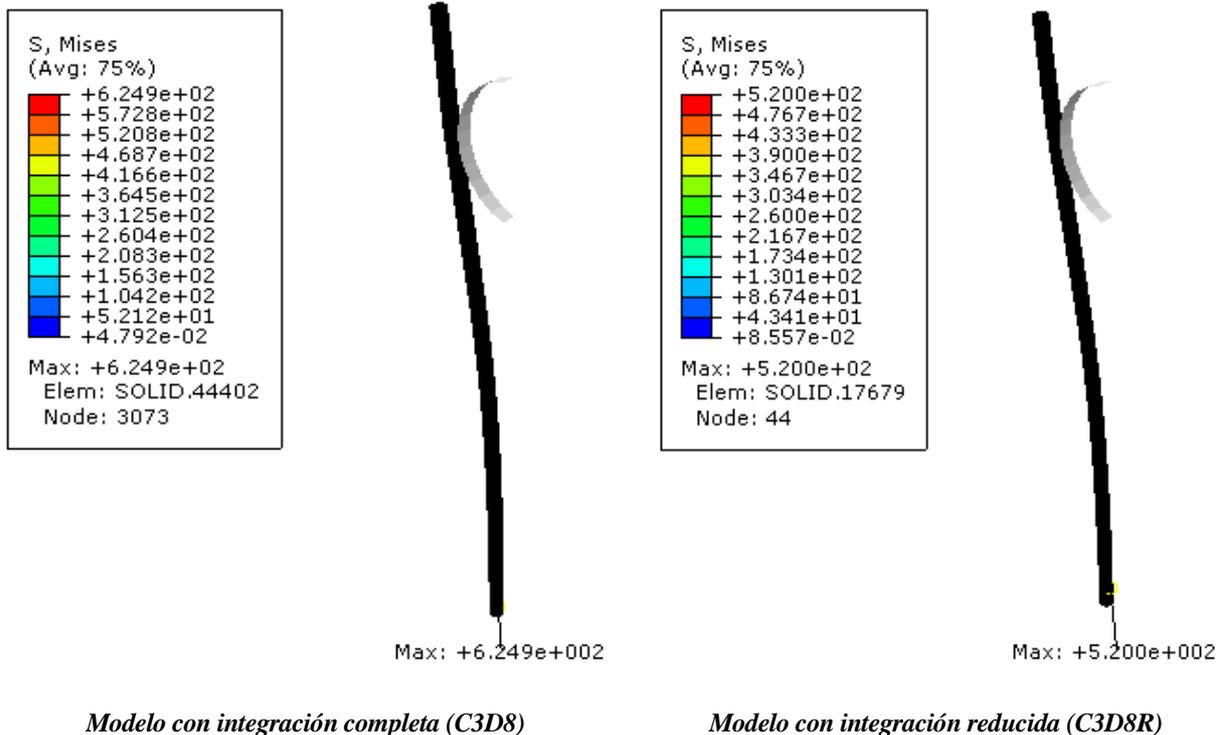


Figura 6.9 Tensiones de Von Mises en el modelo Solid

### 6.2.1.3 Comportamiento del modelo utilizando material elástico lineal

El material utilizado para resolver nuestro modelo ha sido el Acero Inoxidable 1.431, pero para ver la influencia del material en el comportamiento de la misma hemos supuesto que nuestro material es elástico lineal, es decir que no presenta plastificación, eliminamos por tanto el límite elástico de 520 MPa.

En la Tabla 6.8 podemos ver como la utilización de materiales elásticos lineales tiene mayor influencia en el modelo Solid y Shell, que en el modelo Beam. En ella observamos como la modificación del material de la barra en los Modelos Solid Beam Implicit y Explicit tiene efecto en los valores máximos. En el caso de la barra modelada con elementos Beam no observamos diferencia, pero si influye en los modelo Solid y Shell. Si la sección es llena, eliminar la plastificación hace que la fuerza pico disminuya, en cambio si la sección es vacía la fuerza pico aumenta un casi al doble.

Como hemos comentado en el párrafo anterior, eliminar la plastificación en el modelo Beam no tiene ningún efecto, luego en las distintas gráficas y no vemos variación entre ambas líneas (línea azul oscura continua y discontinua). En la Gráfica 6.1 (a), si vamos al caso Solid, vemos como los valores disminuyen al eliminar la plastificación, mientras que aumentan si la resolución es Explícita, como ocurre en la Gráfica 6.1 (b). En el caso de trabajar con una sección hueca con Solid o Shell, Gráfica 6.3, aumenta tanto para la resolución implícita como explícita los valores pico. En el caso de la fuerza, aunque los valores pico aumenten o disminuyan las gráficas siguen una misma evolución, pero en el caso de la energía es diferente. La evolución de la energía absorbida para un modelo Solid de sección llena con resolución implícita la curva se acerca más a la del modelo Beam que a la propia del material con plastificación, Gráfica 6.3 (a). Para el caso Explicit, Gráfica 6.3 (a), ocurre lo mismo que en el modelo de sección vacía resuelto con Implicit y Explicit, Gráfica 6.4, es decir que la gráfica sigue una misma evolución pero se obtiene unos valores más altos desde el principio y una curva más suave.

	<b>Modelo 1.1. Implicit</b>		<b>Modelo 2.1. Explicit</b>	
	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<b>Solid Lleno</b>	117.252	0.353584	119.145	0.413669
<b>Solid Lleno SP</b>	100.771	0.457432	168.616	0.466149
<b>Beam Lleno</b>	219.266	0.447692	342.369	0.401185
<b>Beam Lleno SP</b>	219.945	0.478098	342.369	0.448664
	<b>Modelo 1.2. Implicit</b>		<b>Modelo 2.2. Explicit</b>	
	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<b>Solid Vacío</b>	16.3332	0.134155	16.8184	0.132377
<b>Solid Vacío SP</b>	26.8922	0.143409	31.7827	0.143759
<b>Beam Vacío</b>	56.6853	0.132612	96.9717	0.129177
<b>Beam Vacío SP</b>	56.7821	0.146333	96.9717	0.141843
<b>Shell</b>	13.3115	0.123646	13.854	0.122067
<b>Shell SP</b>	26.1404	0.13061	31.6129	0.130346

Tabla 6.8 Modelo Empotrado con Sección Llena y Vacía con un material elástico lineal

#### 6.2.1.4 Comportamiento del modelo utilizando integración reducida y material elásticos lineales

En este apartado combinaremos los casos antes propuestos, es decir, además de la eliminar la plastificación aplicamos integración reducida.

En el modelo Solid lleno Implicit y Explicit vemos como los valores obtenidos son más cercanos a los valores sin plastificación que a los de integración reducida, lo cual era de esperar ya que el impacto del cambio del material es mayor que el de la integración reducida.

El caso del modelo Beam lleno Implicit y Explicit los valores con y sin plastificación son prácticamente idénticos, mientras que si encontramos influencia en el método de resolución utilizado (Implicit o Explicit). En el caso del modelo vacío vemos que la aplicación de la integración reducida tiene el mismo efecto que el modelo lleno, es decir no disminuye el valor de los resultados, pero que la influencia es mayor. En el modelo vacío, como el espesor de la pared es de solo 2 mm, solo tenemos un elemento, por lo que la formulación de dicho elemento tiene mucho impacto en los resultados siendo entonces el modelo de integración muy importante. En el caso de utilizar un material sin plastificación el efecto es contrario ya que en este caso, tanto para el modelo Implicit como Explicit aumentan los valores máximo, el igual que ocurría con el modelo lleno.

Esta influencia se ve claramente en las gráficas anteriores. En la Gráfica 6.1 y Gráfica 6.3 podemos ver como las líneas de los modelos sin plastificación y con integración reducida sin plastificación se solapan. Diferente es el caso que se observa en la Gráfica 6.4, donde la energía absorbida por el modelo de sección vacía con integración reducida y sin plastificación es más cercano al modelo equivalente pero con plastificación e integración reducida. En el caso de la energía absorbida en los modelos de sección llena, la energía absorbida tiene el mismo comportamiento que las fuerzas.

	Malla	Modelo 1.1. Implicit		Modelo 2.1. Explicit	
		Fuerza máx. (kN)	Energía Abs. (kJ)	Fuerza máx. (kN)	Energía Abs. (kJ)
<b>Solid Lleno</b>	C3D8	117.252	0.353584	119.145	0.413669
<b>Solid Lleno IR</b>	C3D8R	114.582	0.446617	117.698	0.413091
<b>Solid Lleno SP</b>	C3D8	100.771	0.457432	168.616	0.466149
<b>Solid Lleno IR SP</b>	C3D8R	101.926	0.458811	173.07	0.464455
<b>Beam Lleno</b>	B31	219.266	0.447692	342.369	0.401185
<b>Beam Lleno SP</b>	B31	219.945	0.478098	342.369	0.448664

Tabla 6.9 Modelo No Empotrado con Sección Llena

Como ya comentamos antes, el tipo de integración del elemento tiene mucha influencia en el modelo Solid Vacío, mientras que en el Modelo Shell influye más las características del material.

En el modelo Beam Vacío, aplicar un material sin plastificación no tiene prácticamente ninguna influencia en los resultados obtenidos, solo afecta un poco al aumentar la energía máxima obtenida. En el caso del Shell observamos que la aplicación de la integración reducida no tiene prácticamente ninguna influencia, pero que al utilizar un material elástico lineal se obtiene unas fuerzas pico y una energía a absorbida mayor.

	Malla	Modelo 1.2. Implicit		Modelo 2.2. Explicit	
		Fuerza máx. (kN)	Energía Abs. (kJ)	Fuerza máx. (kN)	Energía Abs. (kJ)
<b>Solid Vacío</b>	C3D8	16.3332	0.134155	16.8184	0.132377
<b>Solid Vacío IR</b>	C3D8R	6.85904	0.160098	15.6285	0.133404
<b>Solid Vacío SP</b>	C3D8	26.8922	0.143409	31.7827	0.143759
<b>Solid Vacío IR SP</b>	C3D8R	6.9705	0.188.357	17.2829	0.141554
<b>Beam Vacío</b>	B31	56.6853	0.132.612	96.9717	0.129177
<b>Beam Vacío SP</b>	B31	56.7821	0.146333	96.9717	0.141843
<b>Shell</b>	S4	13.3115	0.123646	13.854	0.122067
<b>Shell IR</b>	S4R	13.2198	0.1248	15.9822	0.124617
<b>Shell SP</b>	S4	26.1404	0.13061	31.6129	0.130346
<b>Shell IR SP</b>	S4R	26.1023	0.130581	31.4666	0.130466

Tabla 6.10 Modelo No Empotrado con Sección Vacía

### 6.2.1.5 Comportamiento del modelo de la barra no empotrada

Planteamos ahora el Modelo 3 y 4, modelos en los que la barra no se encuentra empotrada en su parte inferior. Hemos mantenido las mismas condiciones, salvo que hemos anulado el empotramiento inferior por lo que la barra tiene el desplazamiento libre en todas las direcciones.

Vamos a mostrar los resultados del modelo no empotrado con resolución Implicit (Modelo 3) y Explicit (Modelo 4) al mismo tiempo. Podemos observar si comparamos los resultados de la Tabla 6.9 y Tabla 6.10 que contienen los resultados del modelo empotrado (Modelo 1 y 2), con los resultados de la Tabla 6.11 que contiene los resultados del modelo no empotrado (Modelo 3 y 4) resuelto con Implicit y Explicit, observamos que los valores máximos son muy cercanos, prácticamente idénticos.

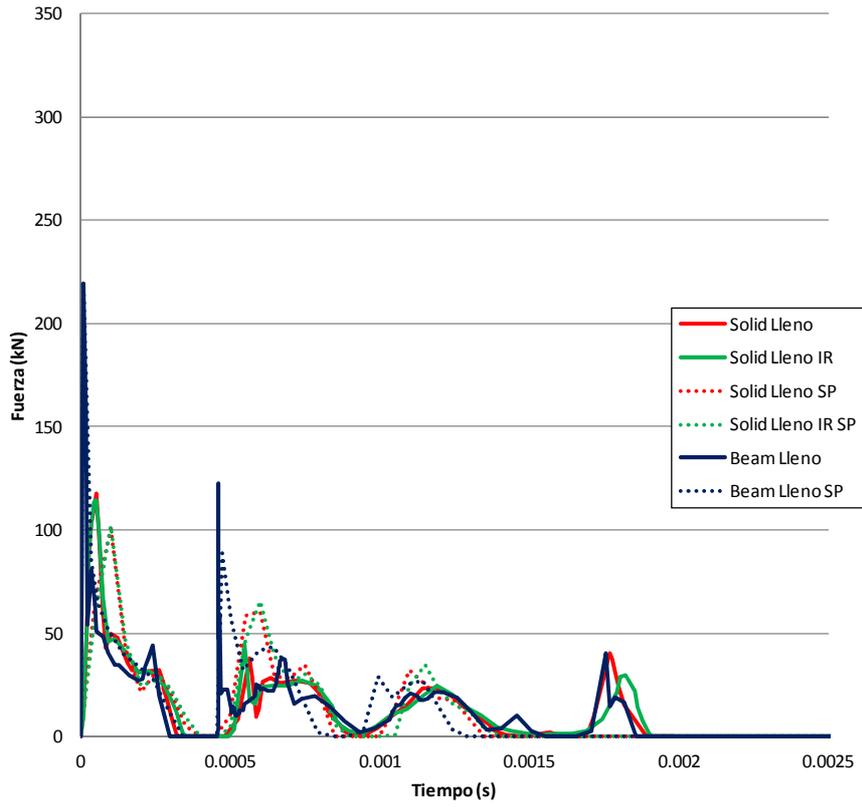
	<b>Modelo 3.1. Implicit</b>		<b>Modelo 4.1. Explicit</b>	
	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<b>Solid Lleno</b>	117.252	433.459	119.145	412.823
<b>Solid Lleno IR</b>	114.582	444.079	117.698	412.267
<b>Solid Lleno SP</b>	100.771	458.03	168.616	466.965
<b>Solid Lleno IR SP</b>	101.926	459.485	173.07	465.009
<b>Beam Lleno</b>	219.266	435.323	342.369	447.912
<b>Beam Lleno SP</b>	219.945	478.409	342.369	447.912
	<b>Modelo 3.2. Implicit</b>		<b>Modelo 4.2. Explicit</b>	
	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<b>Solid Vacío</b>	16.3332	134.082	16.8184	131.832
<b>Solid Vacío IR</b>	6.87798	159.125	15.6285	133.409
<b>Solid Vacío SP</b>	26.8922	143.766	31.7827	144.271
<b>Solid Vacío IR SP</b>	6.9639	188.351	17.2829	141.793
<b>Beam Vacío</b>	56.6853	134.915	96.9546	129.579
<b>Beam Vacío SP</b>	56.7821	146.312	97.0221	140.587
<b>Shell</b>	13.3115	123.499	13.8589	121.747
<b>Shell IR</b>	13.2198	124.578	15.9709	124.338
<b>Shell SP</b>	26.1404	130.788	31.5835	130.763
<b>Shell IR SP</b>	26.1023	130.762	31.4504	130.9

Tabla 6.11 Modelo No Empotrado con Sección Llena y con resolución Implicit y Explicit

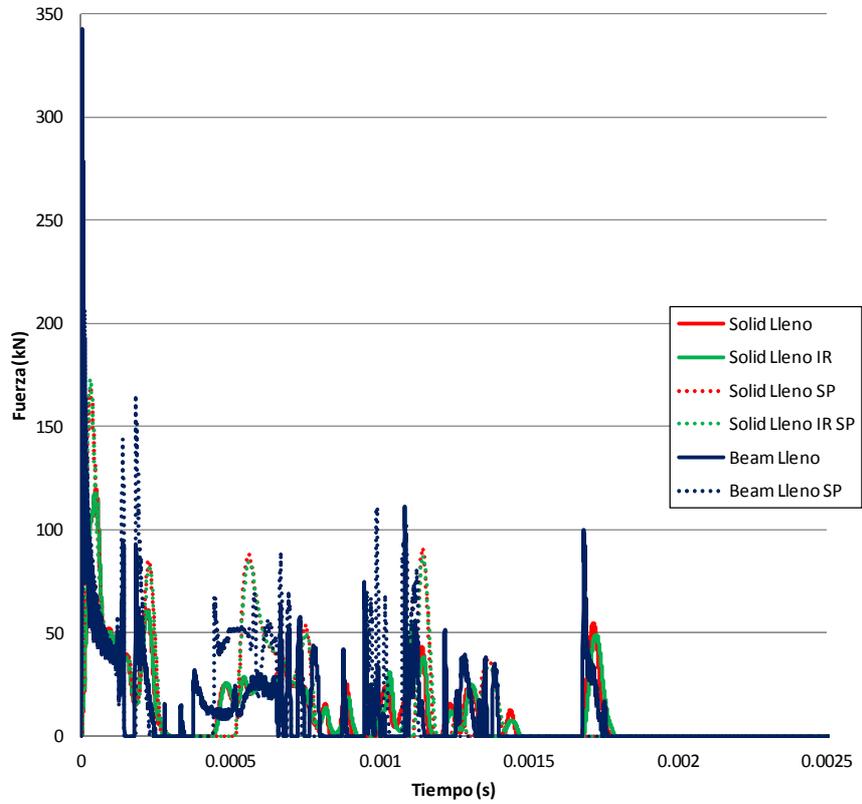
La Gráfica 6.5 y la Gráfica 6.7 muestran los resultados de la evolución de la fuerza de reacción para los modelos lleno y vacío no empotrado respectivamente. Si las comparamos con la evolución mostrada en la Gráfica 6.1 y en la Gráfica 6.3 podemos decir que la condición de contorno inferior no presenta ninguna influencia. Lo mismo ocurre en la Gráfica 6.6 Gráfica 6.10 y en la Gráfica 6.8 encargadas de mostrar la evolución de la energía en los modelos llenos y vacíos no empotrados, con la Gráfica 6.2 y la Gráfica 6.4.

De modo que podemos decir que el empotramiento no tiene influencia en las fuerzas de reacción ni en la energía absorbida por el conjunto. Esto se debe a que el pico máximo en las fuerzas de reacción producidas durante el impacto es un efecto local, es decir no importa lo que hay al final de la barra si no en la zona cercana al impacto. Esto nos hace plantearnos una posible optimización del modelo centrándonos en la zona de impacto

Las Gráfica 6.5 y Gráfica 6.7 recogen la evolución de la fuerza para los modelos no empotrados. Los comentarios para ambas son los mismos que realizamos sobre la Gráfica 6.1 y Gráfica 6.3, ya que como hemos dicho lo que hay al final de la barra no influye en los resultados ni en la evolución. De mismo como al comparar la Gráfica 6.6 del modelo no empotrado llenos con la Gráfica 6.2 del modelo empotrado vemos que no existe diferencia. Al igual que entre la Gráfica 6.8 y la Gráfica 6.4 referentes a las energía absorbida en el modelo de sección vacía no empotrado y empotrado respectivamente.

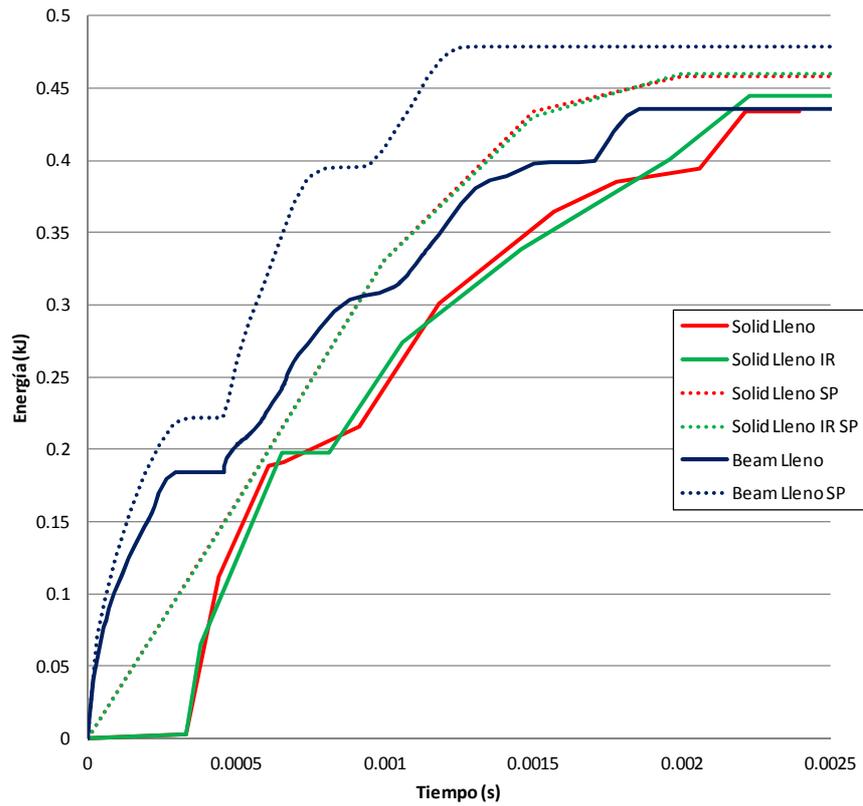


(a) Modelo 3. Barra No empotrada llena, Implicit

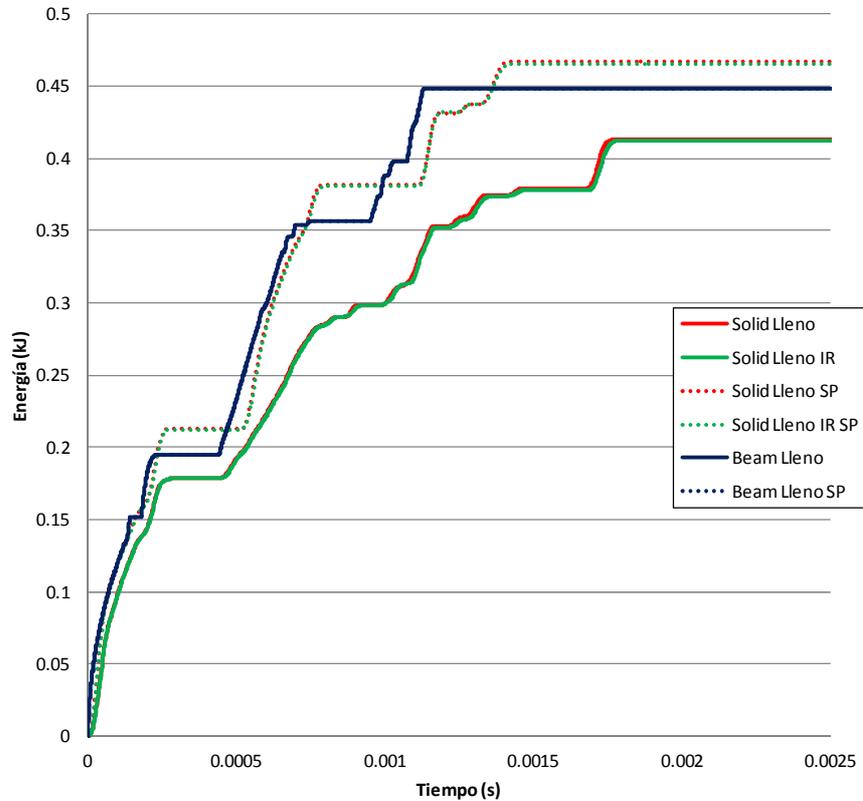


(b) Modelo 4. Barra No empotrada llena, Explicit

Gráfica 6.5 Fuerzas de reacción Modelo No Empotrado Lleno

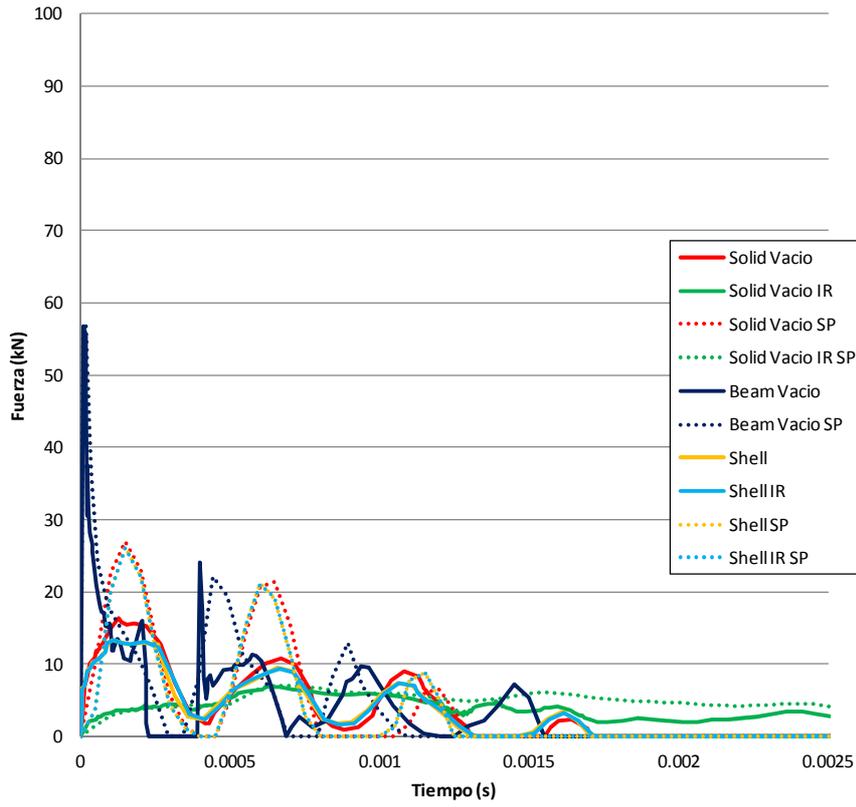


(a) Modelo 3. Barra No empotrada llena, Implicit

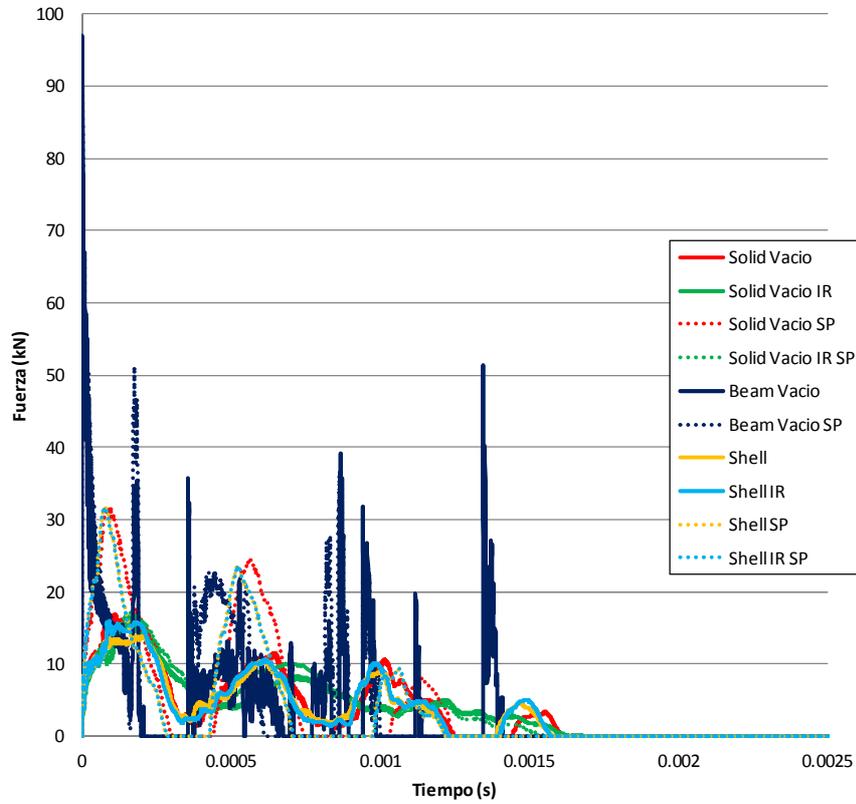


(b) Modelo 4. Barra No empotrada llena, Explicit

Gráfica 6.6 Energía Absorbida Modelo No Empotrado Lleno

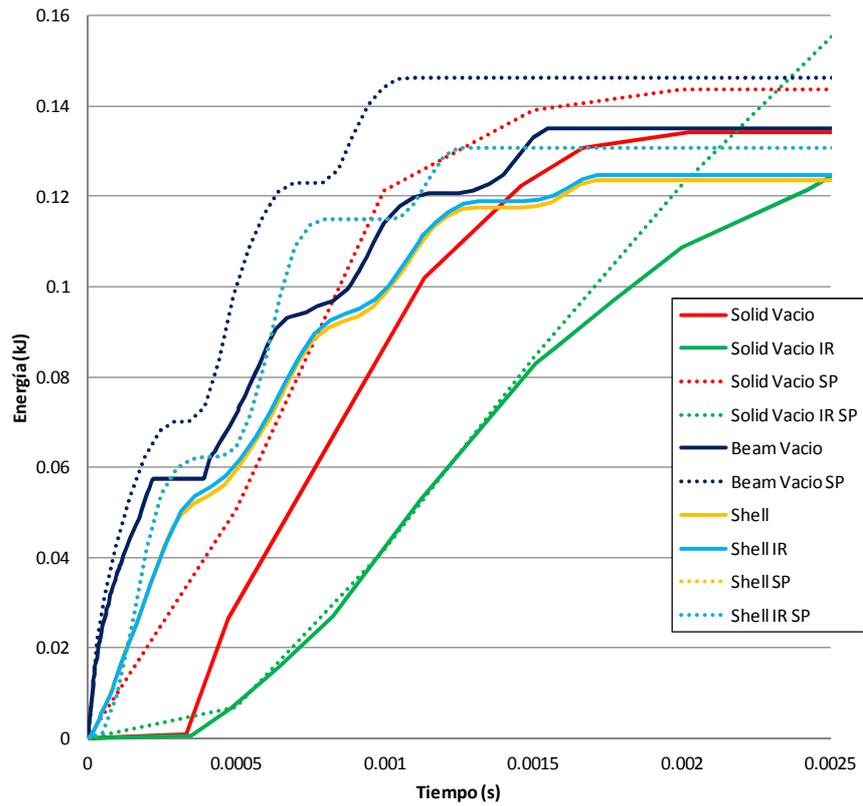


(a) Modelo 3. Barra No empotrada vacía, Implicit

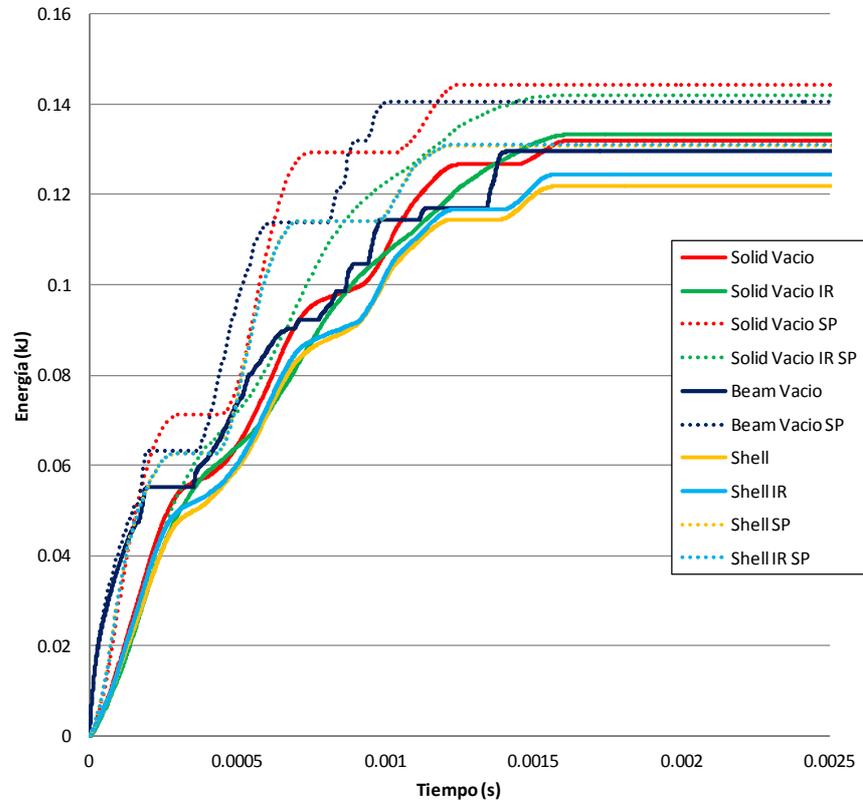


(b) Modelo 4. Barra No empotrada vacía, Explicit

Gráfica 6.7 Fuerzas de reacción Modelo No Empotrado Vacío



(a) Modelo 3. Barra No empotrada vacía, Implicit



(b) Modelo 4. Barra No empotrada vacía, Explicit

Gráfica 6.8 Energía Absorbida Modelo No Empotrado Vacío

## 6.2.2 Discusión de los resultados

De los resultados mostrados anteriormente podemos sacar varias conclusiones

1. Resolver un modelo utilizado elemento Beam nos da unos resultados de Fuerza máxima alcanzada por encima de los valores que se alcanzan al modelar esa misma barra con elementos Solid, que son lo que más se acercan a la realidad. Por lo que utilizar elementos Beam nos posicionaría en el lado de la seguridad. Esto nos sobredimensionaría el modelo si nuestro límite de diseño fuera la fuerza máxima, tal y como es nuestro caso. Por lo tanto el modelo Beam, por su simplicidad de modelado y resolución puede ser una buena manera de obtener unos primeros valores de nuestro problema, pero no definitivos.
2. Utilizar un método de resolución Explicit también nos lleva a unos valores máximos por encima de los reales. Por lo tanto, este tendría una aplicación próxima a la anterior, ya que los modelos Explicit convergen con menos problema que los Implicit, pudiendo ser utilizados para una primera estimación. Si en un mismo modelo de barras combinamos Beam con resolución Explicit y lo comparamos con un modelo Solid resuelto de manera Implicit la fuerza máxima obtenida es más del doble. En el caso Solid Lleno Implicit obtenemos una fuerza máxima de 117.252 KN, mientras que el mismo modelo resuelto con Beam Explicit obtenemos una fuerza máxima de 342.369 KN. Utilizar resolución Explicit en modelos sencillos no es lo más lógico, ya que en modelos simples como es el de la barra el problema Implicit converge sin dificultad. Tiene más sentido utilizar resoluciones Explicit en problemas complejos, donde Implicit presenta problemas de convergencia, la resolución Explicit las resuelve sin problema. El punto “malo” del modelo Explicit es que los resultados no son tan fiables, ya que no corrige la curva de equilibrio como hace el modelo Implicit, si no que acepta los resultados del predictor. Por otro lado, al utilizar incrementos de tiempo más pequeños que el Implicit nos puede hacer pensar que nuestra curva es más exacta, pero debemos tener en cuenta que esto no es cierto al 100% por lo antes comentado. Una comparación todavía más completa sería resolver el modelo Implicit con unos incrementos de tiempo más pequeños en los primeros pasos, que es donde se encuentran los valores que queremos analizar, y así podríamos ver como de bueno es este modelo Explicit. Finalmente, la resolución Explicit no nos aporta mucho beneficio en los resultados finales, solo aumenta el número de datos a procesar y sólo en determinados modelos facilita la convergencia.
3. El uso de materiales elástico lineales hace que obtengamos una fuerzas máximas y energía absorbida mayores, ya que nuestro material no presenta límite elástico y por lo tanto comportamiento plástico.
4. La aplicación de integración reducida tiene un efecto directo en la tensión de Von Mises, ya que al aplicarla el modelo se detiene cuando alcanza el límite elástico del material, mientras que si no la aplicamos a nuestras partes modeladas con Solid y Shell el valor de tensión de Von Mises es mayor.
5. Por otro lado, la integración reducida disminuye el valor de la fuerza máxima alcanzada, por lo que si modelamos nuestro modelo solo con elementos con esta característica nuestra fuerza máxima estaría un poco por debajo de la que obtenemos con integración completa. Esto tiene especial importancia en modelo sólidos de sección vacía donde nos altera los resultados de forma considerable.
6. Podemos ver que en nuestro modelo no obtenemos ninguna diferencia si la barra se encuentra empotrada o libre. Esto tiene mucha importancia ya que nos demuestra que la obtención de la fuerza máxima solo depende de la zona de impacto. Esto llevado a nuestro modelo de estructura completa nos demuestra que los tornillos no están cumpliendo su función respecto a la fuerza pico ya que el impacto tiene un efecto local, por lo que nuestra solución se debería centrar en esta zona.

7. Cuando trabajamos con un modelo de barras hay que tener en cuenta que resultados nos están pidiendo. Lo más natural y sencillo por optimización de recursos, sería utilizar un modelo de barras modelado con Beam, pero este modelo nos da unas fuerzas de reacción hasta tres veces mayores que las obtenidas con el modelo Solid o Shell. Es un modelo muy fácil de modelar, por lo que se puede utilizar para unas estimaciones previas, pero no para resultados finales, ya que nos podría llevar a sobredimensionar nuestra estructura.
8. Lo correcto sería entonces utilizar el modelo Solid y Shell, el único problema es el costo computacional de estos métodos y el modelado más complejo.

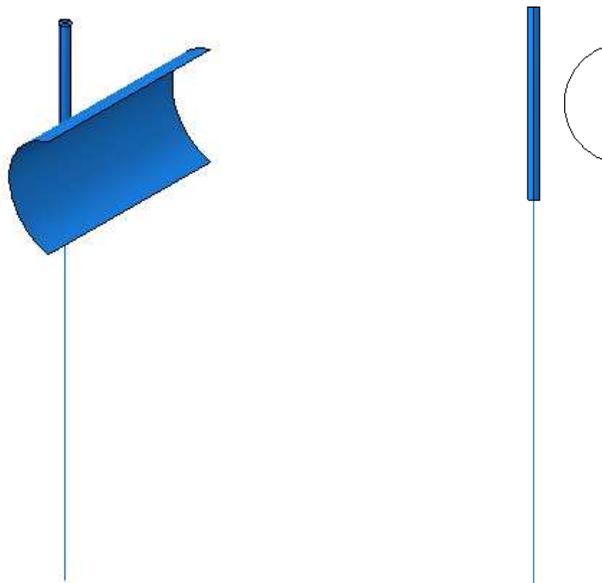
Como último dato, podemos resaltar que todos los cambios en el diseño tiene un efecto más relevante en la fuerza de reacción que en la energía absorbida.

### 6.3 Optimización geométrica del modelo

Como hemos comprobado lo normal para una estructura de barras sería resolver utilizando un modelo Beam en todo el conjunto por la facilidad de modelado y el tiempo de resolución, pero esto nos sobredimensionaría nuestros cálculos ya que la fuerza pico obtenida sería mucho mayor, y si resolvemos solo con Solid o Shell sería un modelo muy pesado que consumiría muchos recursos.

Como hemos demostrado que el impacto tiene un efecto local en la zona de impacto crearemos un modelo donde esta zona de impacto esté modelada con Solid y Shell, pero que el resto del modelo sea Beam, de modo que le damos coste computacional solo a la zona que nos interesa, dejando el resto del modelo más ligero.

Si los resultados obtenidos son cercanos a los resultados del modelo Solid o Shell, este será nuestra forma de proceder en el problema de la estructura completa.



*Figura 6.10 Modelo de Barra simple con sección mixta*

Al igual que en los modelos anteriores vamos a suponer una sección llena, y una sección vacía. La sección llena, la resolveremos con la combinación de Solid-Beam, y para la sección vacía resolveremos con Solid-Beam y Shell-Beam. A estos modelos también les hemos aplicado condiciones de integración reducida a la parte Solid y Shell y condiciones de material elástico lineal al conjunto para ver si responde de la misma manera que antes.

La unión entre la parte modelada con Solid o Shell y la parte modelada con Beam, se ha realizado utilizando una unión de tipo MPCBeam. La unión de tipo MPC tipo Beam proporciona una unión rígida entre dos grupos de nodos para limitar el desplazamiento y la rotación en el segundo grupo de nodos, o nodos *Slaves*, respecto el desplazamiento y la rotación en el primer nodo, o nodo *Máster*, que corresponde a la presencia de una unión rígida entre los dos nodos [18]. De este modo conseguimos que los nodos de la viga se comporten como los nodos del Solido o Shell, en la Figura 6.11 podemos ver este tipo de unión.

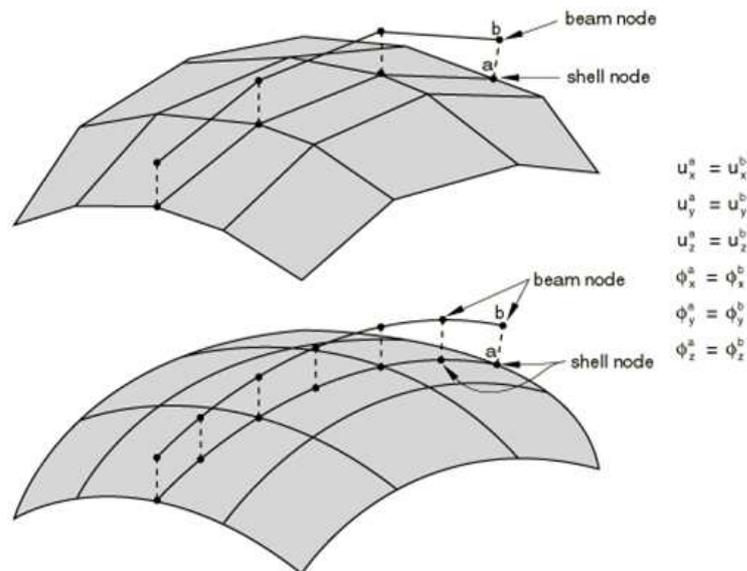


Figura 6.11 Unión MPC Beam [18]

El modelo de sección llena mixta podemos compararlo con el Modelo 1.1, que es el modelo modelado sólo con elementos Solid y sólo con Beam.

En la Tabla 6.12 vemos como los valores obtenidos con el modelo Mixto son prácticamente idénticos a los obtenidos con el modelo Solid al completo y se alejan de los obtenidos con el modelo Beam.

	<b>Modelo 1.1.</b>			<b>Modelo Mixto</b>	
	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>		<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<b>Solid</b>	117.252	0.353584	<b>Solid - Beam</b>	117.263	0.357142
<b>Solid IR</b>	114.582	0.446617	<b>Solid IR - Beam</b>	100.752	0.427591
<b>Solid SP</b>	100.771	0.457432	<b>Solid SP - Beam</b>	113.646	0.366011
<b>Solid IR SP</b>	101.926	0.458811	<b>Solid IR SP - Beam</b>	101.922	0.426378
<b>Beam</b>	219.266	0.447692	-		
<b>Beam SP</b>	219.945	0.478098	-		

Tabla 6.12 Modelo Mixto con Sección Llena

El modelo de sección vacía podemos compararla con el Modelo 1.2, ya que lo hemos resuelto con el módulo Implicit y está modelado al completo con elementos Solid o elementos Shell.

	<b>Modelo 1.2.</b>			<b>Modelo Mixto</b>	
	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>		<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<i>Solid</i>	16.3332	0.134155	<b>Solid - Beam</b>	16.3332	0.134155
<i>Solid IR</i>	6.85904	0.160098	<b>Solid IR - Beam</b>	6.85904	0.160098
<i>Solid SP</i>	26.8922	0.143409	<b>Solid SP - Beam</b>	26.8922	0.143409
<i>Solid IR SP</i>	6.9705	0.188357	<b>Solid IR SP - Beam</b>	6.9705	0.188357
<i>Beam</i>	56.6853	0.132612	-		
<i>Beam SP</i>	56.7821	0.146333	-		
<i>Shell</i>	13.3115	0.123646	<b>Shell – Beam</b>	13.3115	0.123646
<i>Shell IR</i>	13.2198	0.1248	<b>Shell IR - Beam</b>	13.2198	0.1248
<i>Shell SP</i>	26.1404	0.13061	<b>Shell SP – Beam</b>	26.1404	0.13061
<i>Shell IR SP</i>	26.1023	0.130581	<b>Shell IR SP – Beam</b>	26.1023	0.130581

Tabla 6.13 Modelo Mixto con Sección Vacía

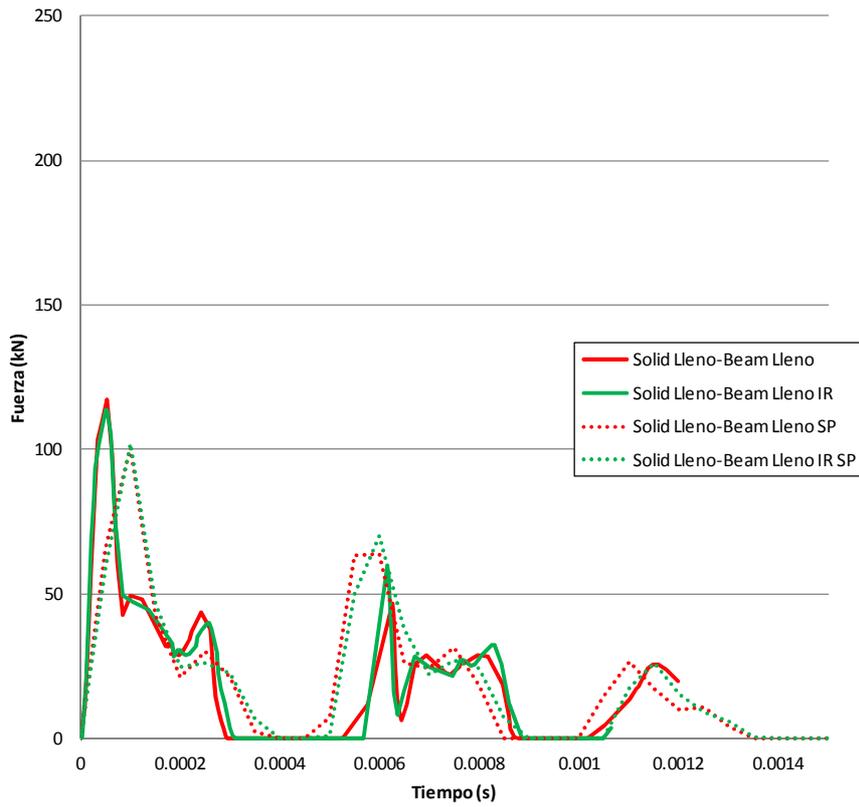
Si comparamos las gráficas del modelo Mixto Gráfica 6.9 y Gráfica 6.10 con las gráficas del modelo lleno Implicit, Gráfica 6.1 y Gráfica 6.2, podemos ver como las primeras son idénticas al modelo Solid de las segundas. Si hacemos la misma comparación de los modelos vacío, es decir las Gráfica 6.11 y Gráfica 6.12 del modelo Mixto frente a las Gráfica 6.7 y Gráfica 6.8 del modelo vacío vemos de nuevo las similitudes entre los modelos Solid-Beam y Shell-Beam con los Solid y Shell respectivamente, en lugar de tener parecido a modelo con Beam.

Podemos observar que no existen diferencias entre el modelo Mixto formado por Solid-Beam respecto al modelo Solid completo. Del mismo modo ocurre con el modelo Shell-Beam respecto al modelo Shell completo, por lo cual esto reafirma nuestras suposiciones:

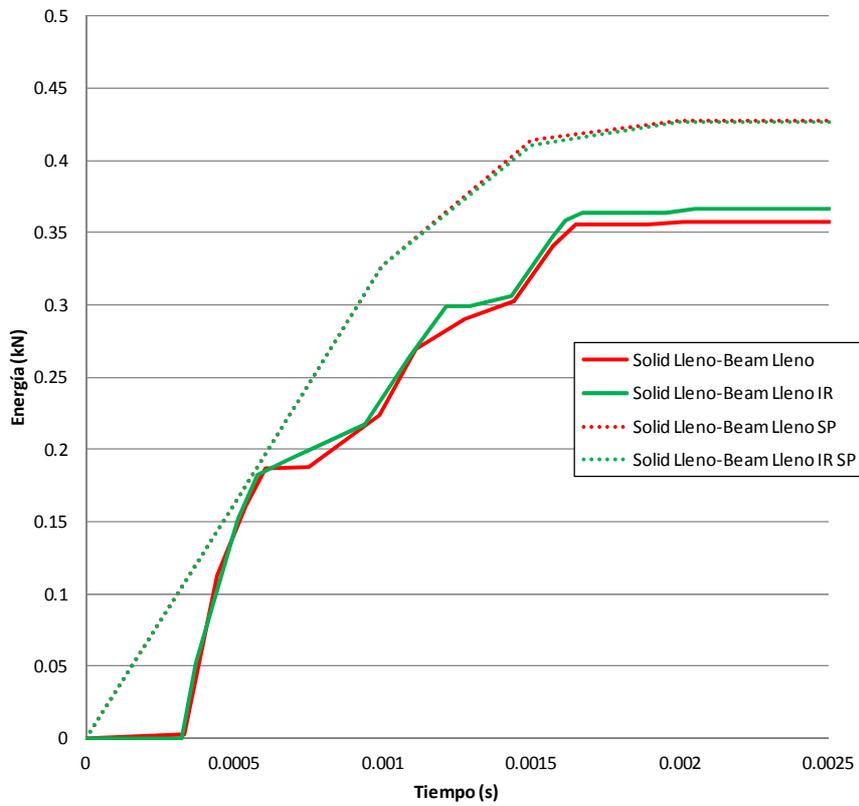
- El impacto tiene un efecto local.
- Los resultados obtenidos solo dependen del tipo de elemento utilizado en la zona de impacto.

Podemos realizar un estudio del armario completo mejorando el diseño del realizado el proyecto final de carrera [1]. La mejora consistirá en incluir una sección de Solid o Shell en la zona de impacto, lo que nos daría unos resultados más reales con un coste computacional aceptable.

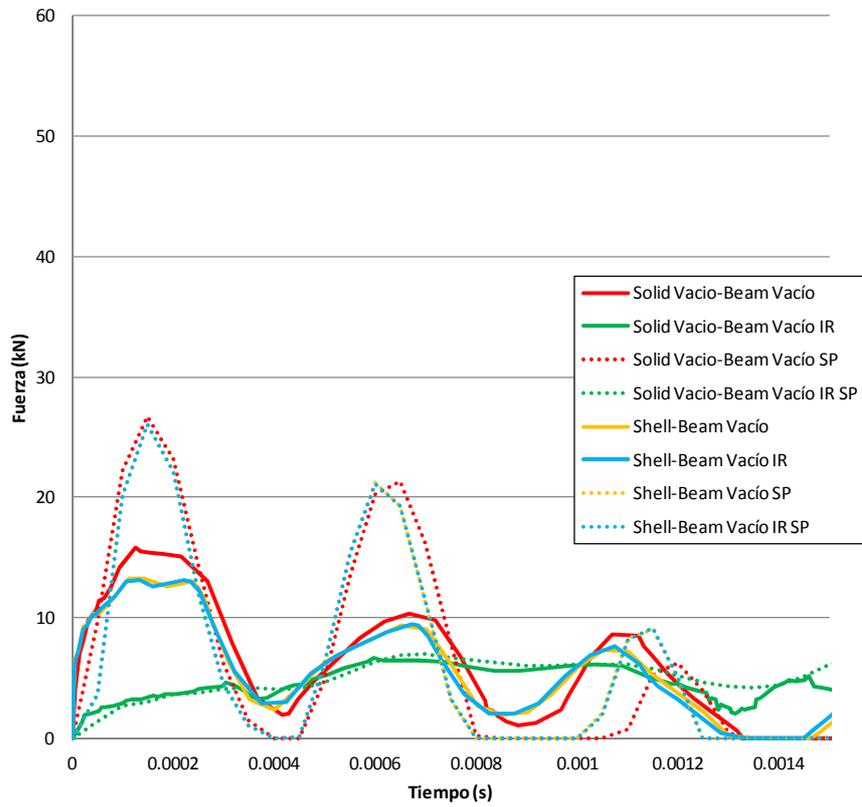
Vamos por tanto a utilizar una resolución Implicit con integración reducida, al mismo tiempo modelaremos el armario con resolución Explicit y haremos comparaciones de ambos procesos.



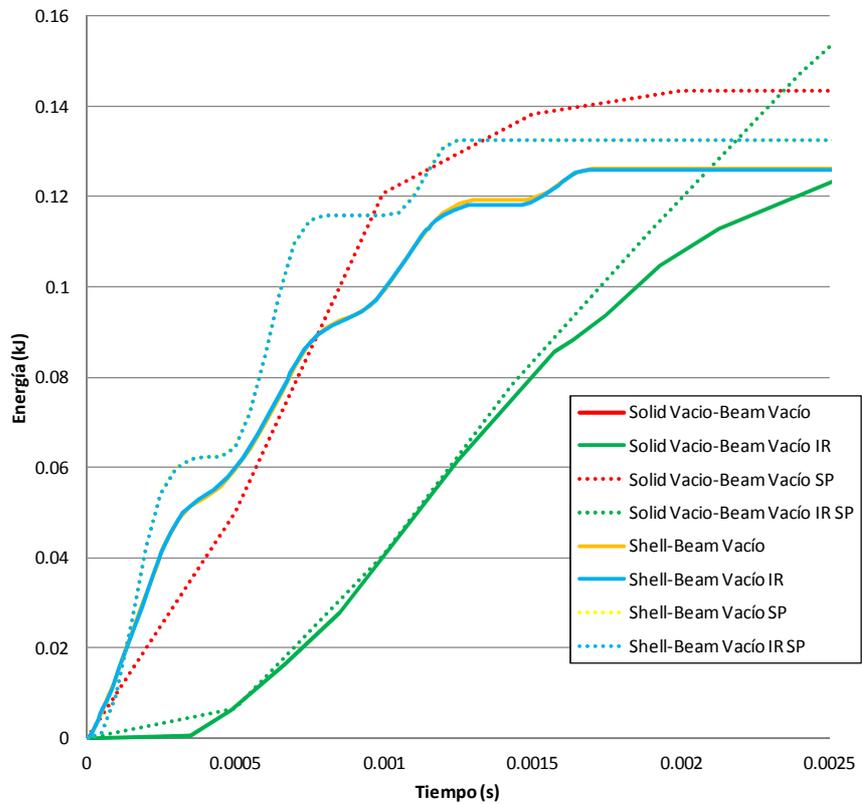
*Gráfica 6.9 Fuerzas de reacción Modelo Mixto Empotrado Lleno, Implicit*



*Gráfica 6.10 Energía Absorbida Modelo Mixto Empotrado Lleno, Implicit*



Gráfica 6.11 Fuerzas de reacción Modelo Mixto Empotrado Vacio, Implicit

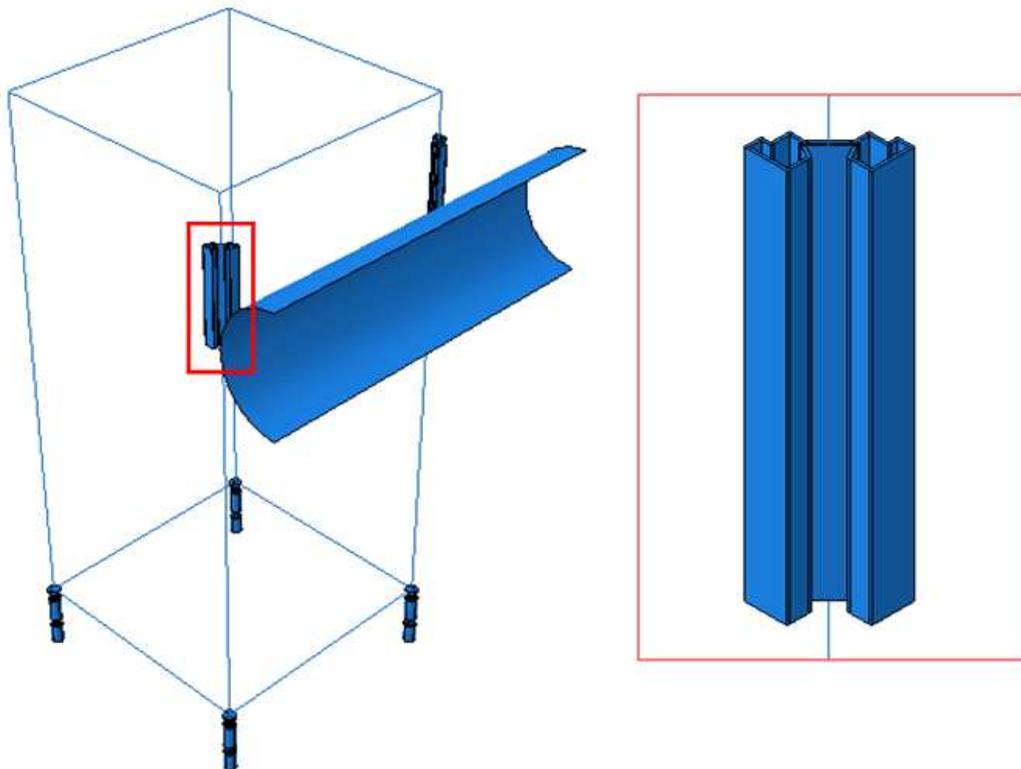


Gráfica 6.12 Energía Absorbida Modelo Mixto Empotrado Vacio, Implicit



# 7 ESTUDIO NUMÉRICO DE LA ESTRUCTURA

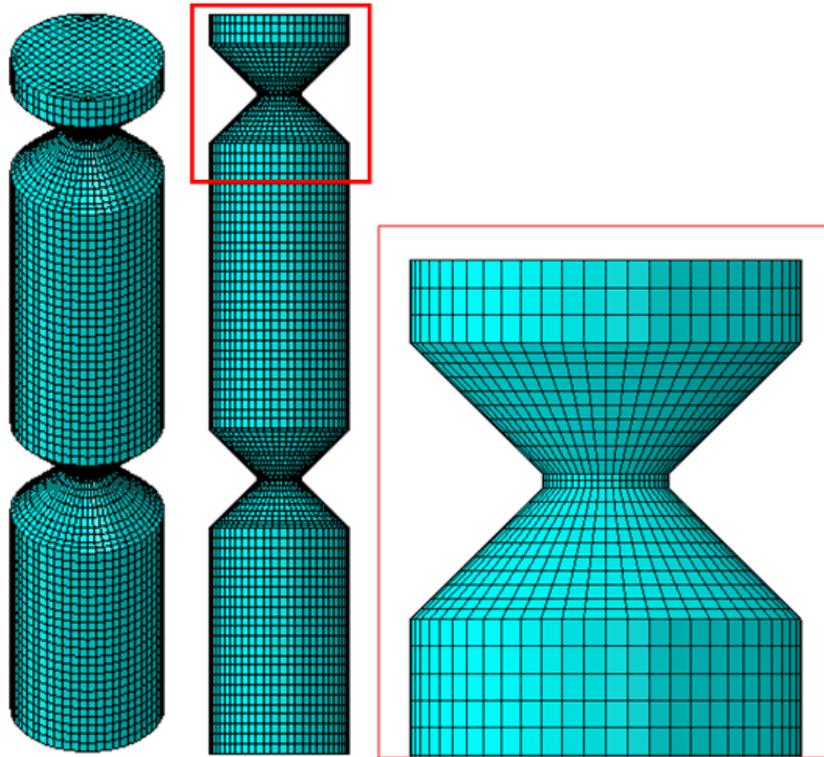
En este apartado procedemos a resolver el problema con las condiciones reales, para estudiar si la estructura cumple los requisitos marcados por la norma.



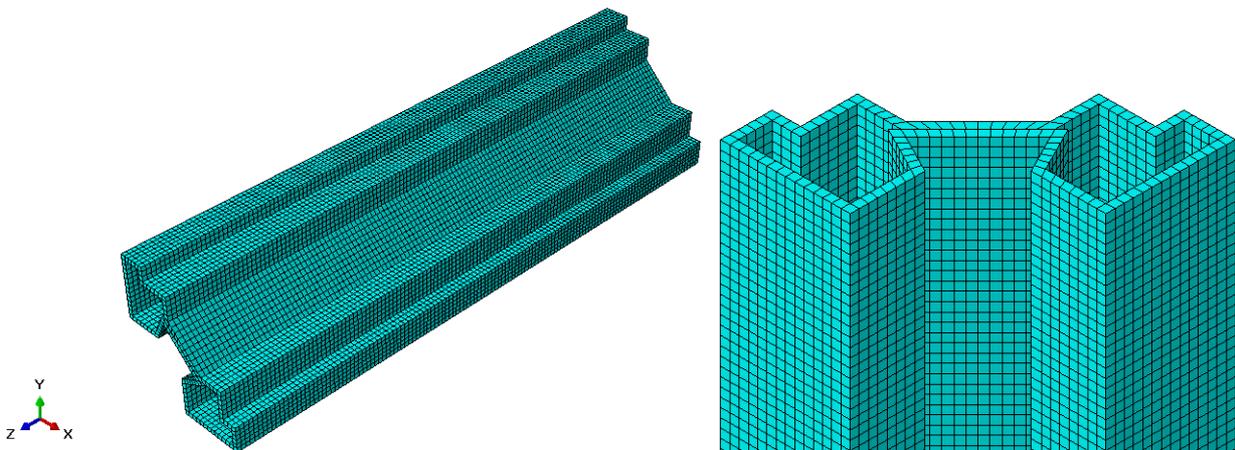
*Figura 7.1 Modelo Completo de la estructura*

Para la resolución de este modelo debemos tener en cuenta el tipo de uniones que se realizan entre las piezas (uniones fijas entre tornillo-barra y barra-barra), así como las condiciones de contorno aplicadas (empotramiento en la parte inferior de los cuatro tornillos y el contacto de una superficie infinitamente rígida con las barras). Estas uniones entre piezas y condiciones de contorno se muestran en la Figura 7.1. En dicha figura podemos ver los elementos Beam visualizados como líneas y un detalle de una de las barras en la zona de impacto. Otro hecho a mencionar es que las chapas de aluminio que cubren la estructura del armario no han sido consideradas en el modelo ya que su aporte a nivel estructural no es significativo.

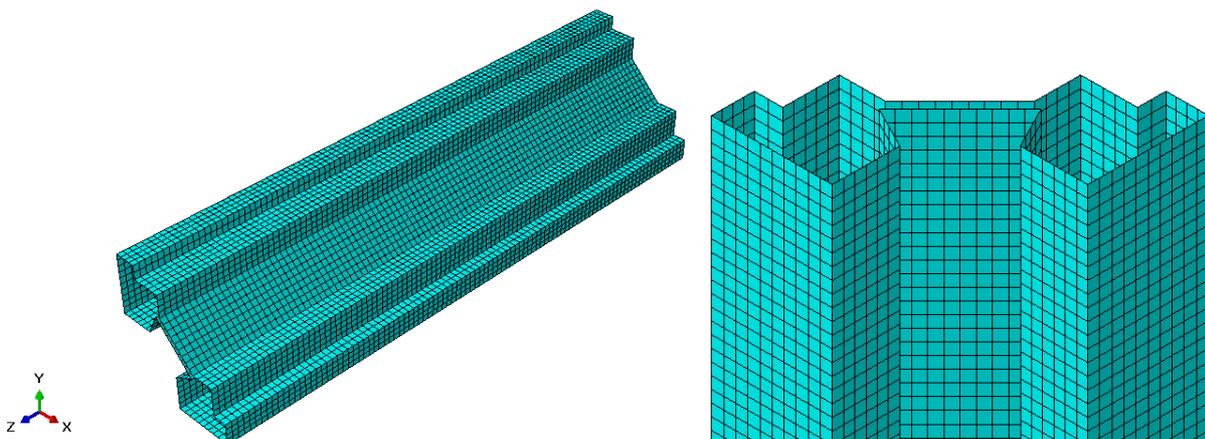
La Figura 7.2 muestra un detalle de la malla del tornillo, y en la Figura 7.3 y en la Figura 7.4, se muestran respectivamente la malla utilizada en los elementos Solid y Shell utilizados en la zona de contacto.



*Figura 7.2 Detalle de la malla del Tornillo*



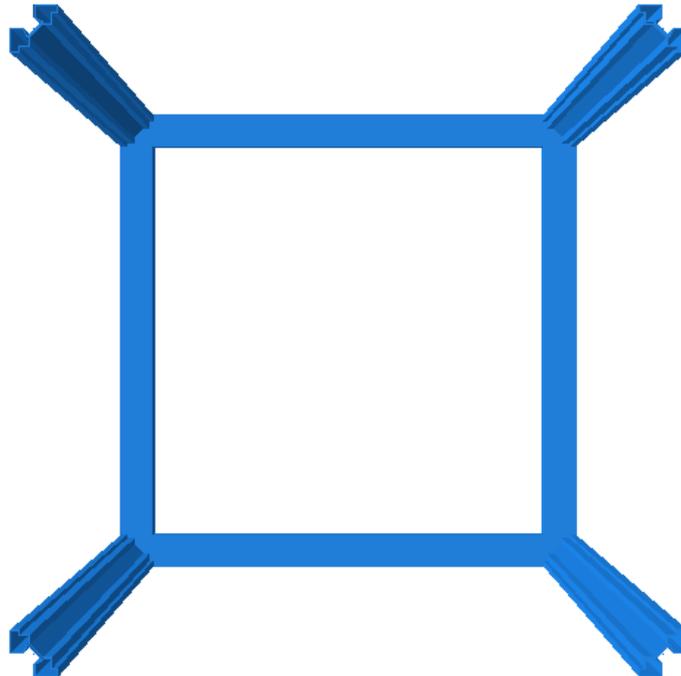
*Figura 7.3 Detalle de la malla del elemento Solid*



*Figura 7.4 Detalle de la malla del elemento Shell*

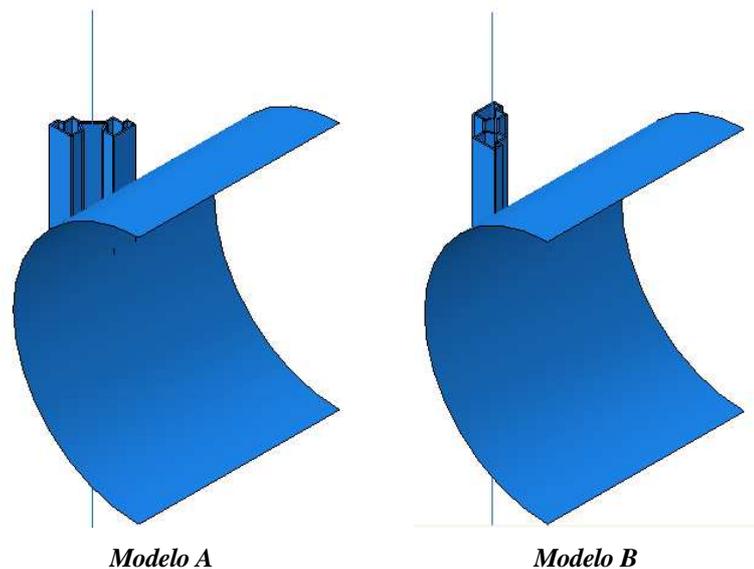
La superficie rígida que entra en contacto con el armario es un cilindro de 125 mm de radio. El contacto se produce a una altura de 1000 mm desde la unión entre tornillos y las barras horizontales inferiores. El radio de curvatura del cilindro de impacto no tiene ninguna influencia en los resultados obtenidos, siempre que ajustemos el contacto de éste con un nodo concreto de la barra vertical. Si el contacto no se produce con un nodo, el problema puede no converger o los resultados pueden estar falseados.

En la Figura 7.5 se muestra un detalle del ensamble de las diferentes barras verticales y horizontales modeladas con elementos tipo BEAM. Se puede observar la posición adecuada de los perfiles verticales en la estructura.



*Figura 7.5 Detalle de los perfiles en la estructura del armario*

Hemos mostrado un detalle de la orientación de las barras ya que a priori se puede pensar que la orientación de las mismas influye en los valores máximos de Fuerza de reacción y Energía absorbida. Para probar esto hemos resuelto un modelo formado solo por una barra modelada con Solid y Beam, empotrada en su parte inferior. Sobre dicha barra impactamos con el sólido rígido en dos direcciones perpendiculares, como se puede ver en la Figura 7.6.



*Figura 7.6 Zonas de impacto*

Del Modelo A y del Modelo B hemos obtenido los datos de la Tabla 7.1. En ella podemos ver como la orientación de la barra en este caso influye de forma considerable en los resultados, especialmente en la fuerza de reacción, por lo que es muy importante la orientación de las mismas en el conjunto.

	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<b>Modelo A</b>	18.9327	0.3349510
<b>Modelo B</b>	10.3286	0.3712860

Tabla 7.1 Zona de impacto en las barras

## 7.1 Resolución

Comenzamos comparando el Modelo Solid con el Modelo Shell. Recordamos que los elementos Solid y Shell solo se encuentran en la zona de impacto, y como hemos comentado antes resolvemos utilizando modelo Implicit, con integración reducida y grandes desplazamientos.

- Modelo 1. Estructura modelada con elementos Beam y Solid.
- Modelo 2. Estructura modelada con elementos Beam y Shell.

En la Figura 7.7 hasta la Figura 7.12 se muestran los resultados obtenidos de la tensión de Von Mises y de la deformación plástica equivalente, producidas por el contacto de la superficie rígida con la estructura del armario a una velocidad constante de 50 km/h. En ambas figuras la deformada tiene un factor igual a 1. Se puede observar que los desplazamientos producidos son apreciables. En ambas figuras se puede ver cómo se comporta toda la estructura y además un detalle de los dos tornillos que se encuentran en la cara donde contacta el cilindro rígido.

Otro detalle a tener en cuenta es que los valores máximos en toda la estructura de la tensión de von Mises así como de la deformaciones plásticas equivalentes se producen en las secciones reducidas de los tornillos de fusible mecánico. Los valores de la deformación plástica es mayor del 10% en las zonas mencionadas de los tornillos, por lo que se puede concluir que el material se ha roto en esa zona debido a las plastificaciones producidas, teniendo en cuenta que el material del tornillo se rompe con ese valor de deformaciones según los datos de ensayo de tracción del material.

En la Gráfica 7.1 se muestra la variación de las fuerzas inducidas durante el contacto del cilindro rígido con la estructura del armario durante un periodo de 0.01 s. Se puede observar que la fuerza máxima que aparece es igual a 37,9 KN para el caso modelado con Solid o 38,9 kN para el caso del modelo con Shell, y se produce en el tramo inicial del contacto. Para luego sufrir una serie de oscilaciones, típicas de una carga dinámica de impacto, que se van haciendo cada vez menores.

En la Gráfica 7.2 se muestra la variación de la energía total en el modelo, producida por el impacto del cilindro rígido con la estructura del armario durante un periodo de 0.01 s. Se puede observar que la energía máxima es igual a 2.5363 kJ para el caso Solid y 2.7938 KJ para el caso Shell. Se observa, cómo inicialmente esta energía aumenta hasta alcanzar el valor máximo y luego se mantiene constante en dicho valor.

En vista de los resultados obtenidos podemos decir que la fuerza siempre se encuentra en los rangos permitidos. Aunque esté dentro de los rangos, como el límite es 45 KN y hemos obtenidos unos valores de 38 a 39KN estamos cerca del límite de seguridad. Por otro lado, la energía no supera los valores permitidos por la normativa al situarse entre 2.6 a 2.8 kJ frente al límite de 55 kJ de la norma.

Podemos observar que la evolución de las gráficas, en especial la gráfica de fuerzas de reacción se diferencian, pero como lo que nos interesa es el pico máximo a partir de ahora solo trabajaremos con el modelo que presenta la zona de impacto modelada con Solid.

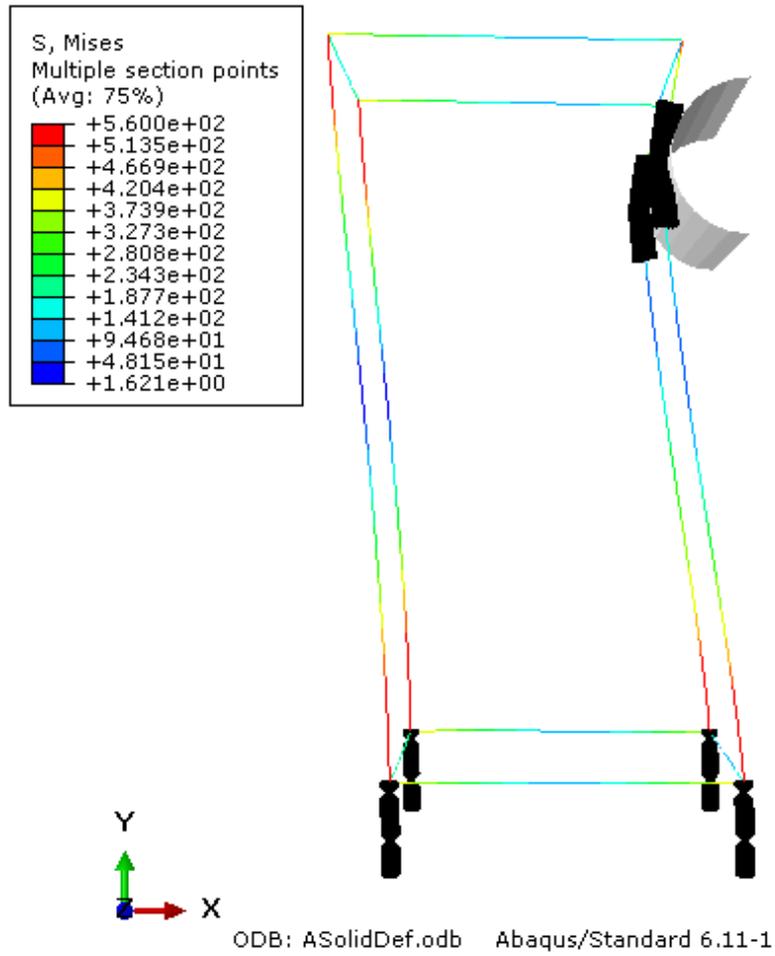


Figura 7.7 Tensión de Von Mises en la estructura con elementos Solid

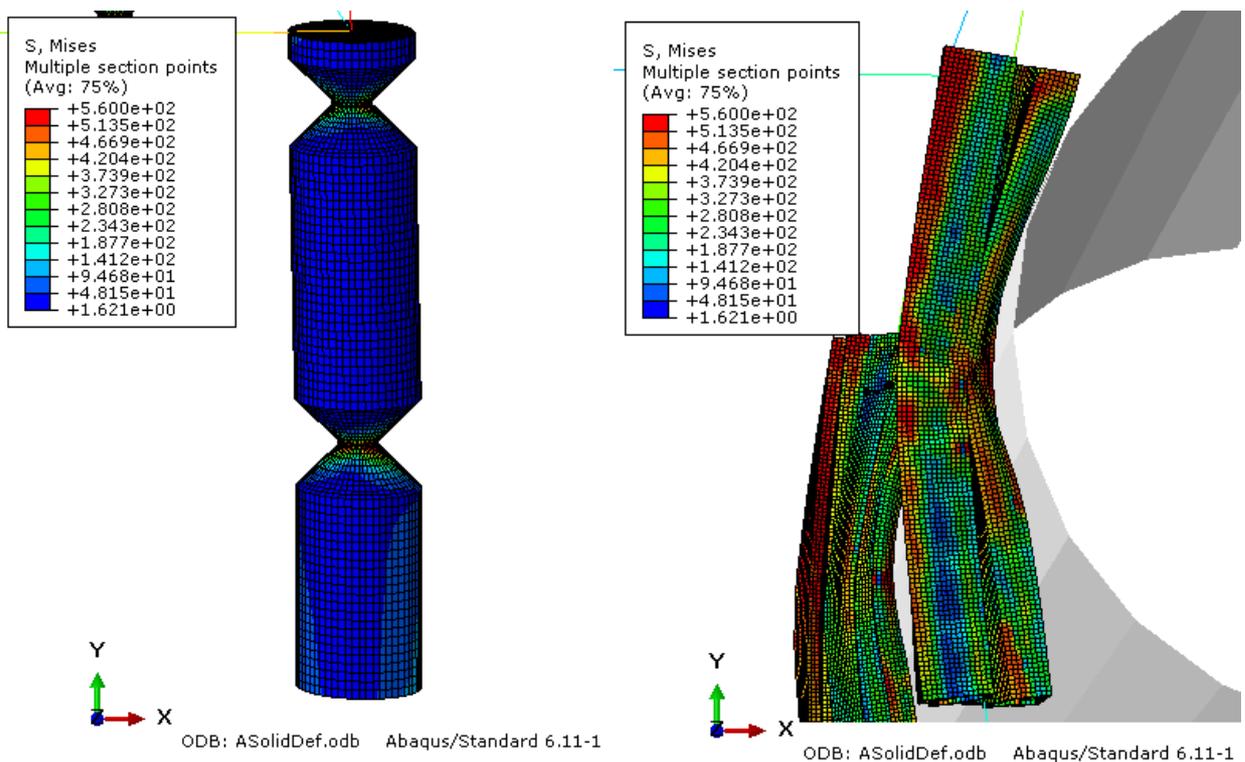


Figura 7.8 Detalles de la tensión de Von Mises en la estructura con elementos Solid

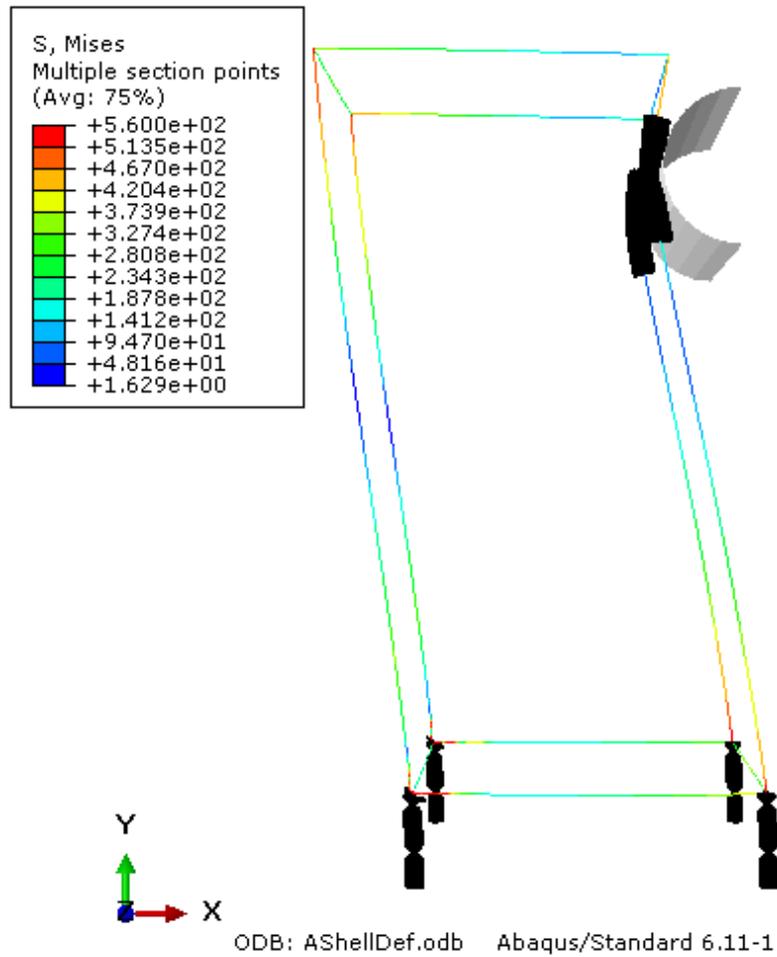


Figura 7.9 Tensión de Von Mises en la estructura con elementos Shell

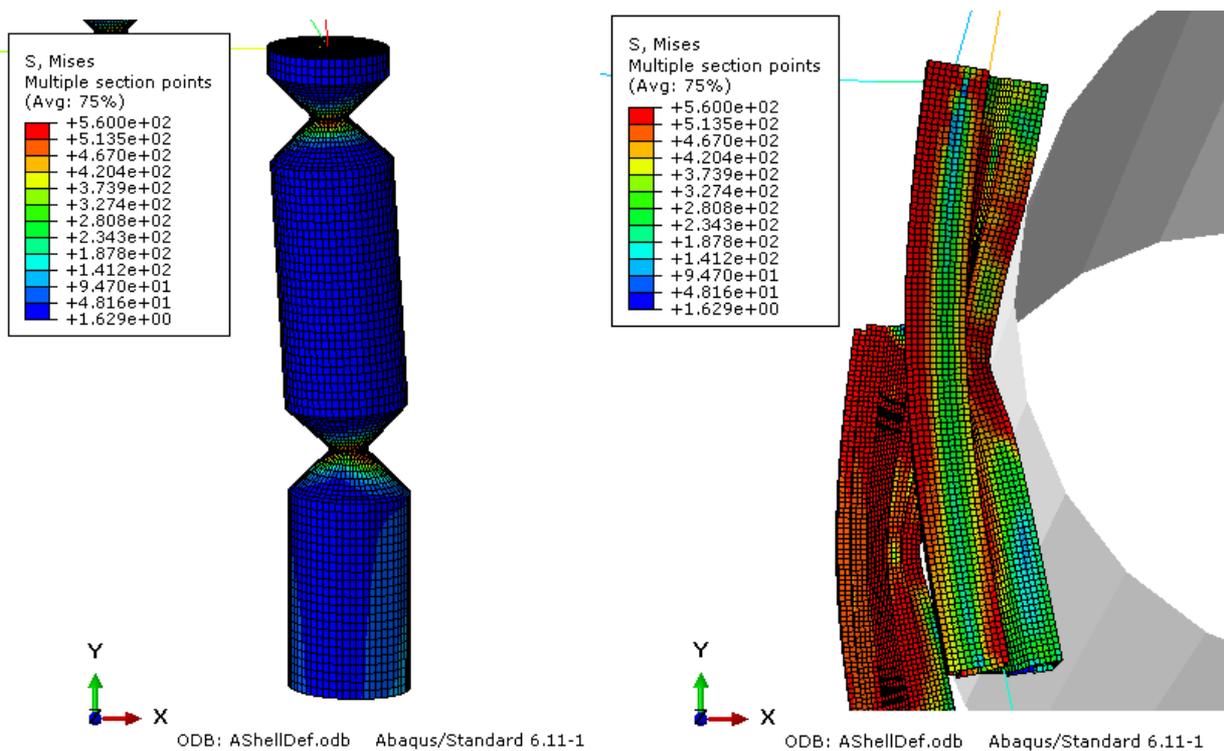


Figura 7.10 Detalles de la tensión de Von Mises en la estructura con elementos Shell

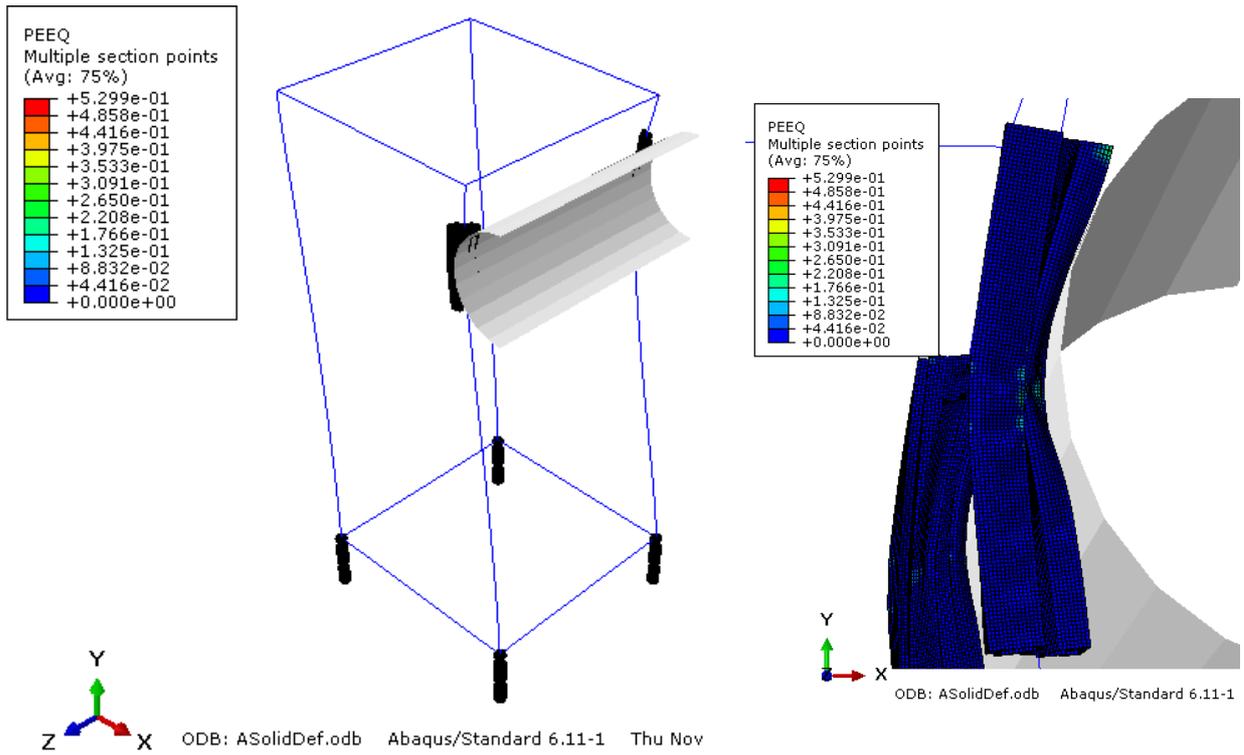


Figura 7.11 Deformaciones plásticas equivalentes en la estructura con elementos Solid

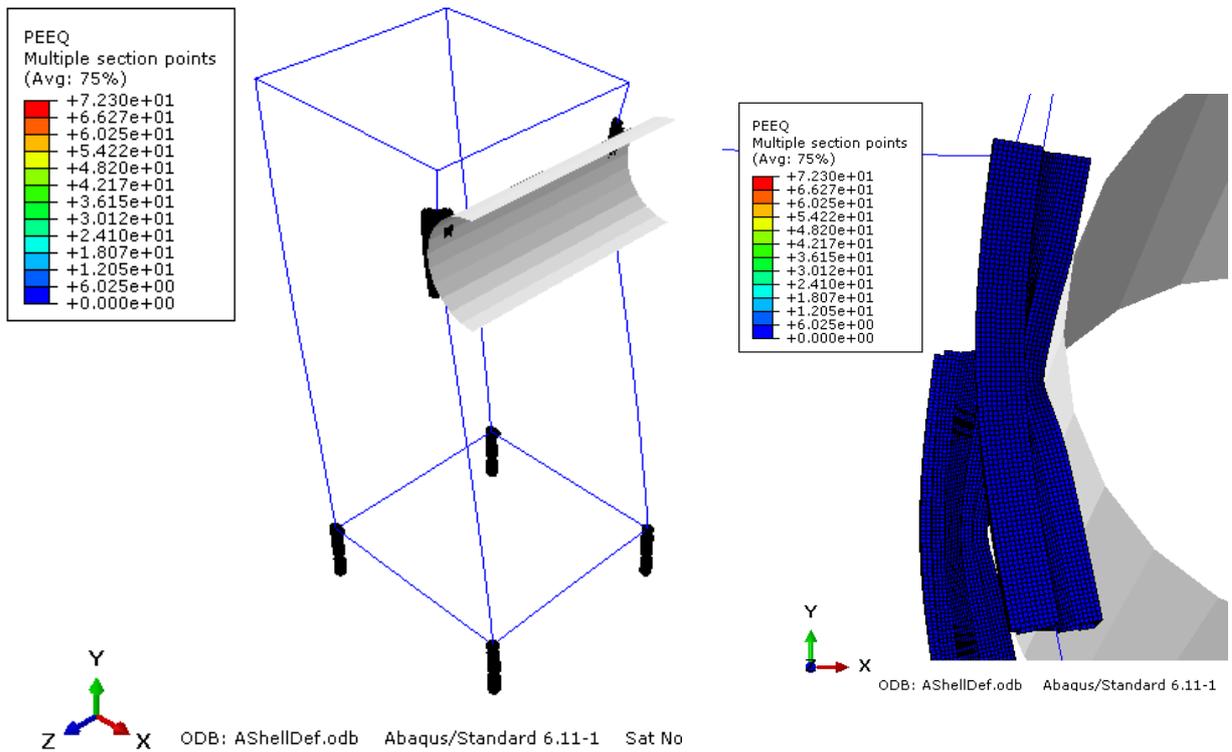
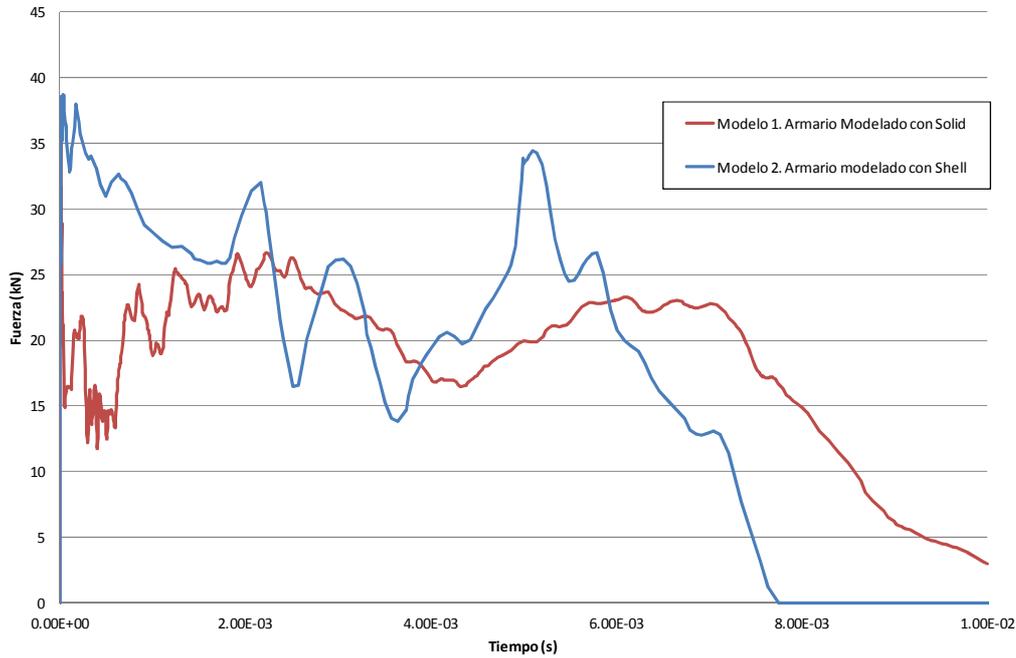
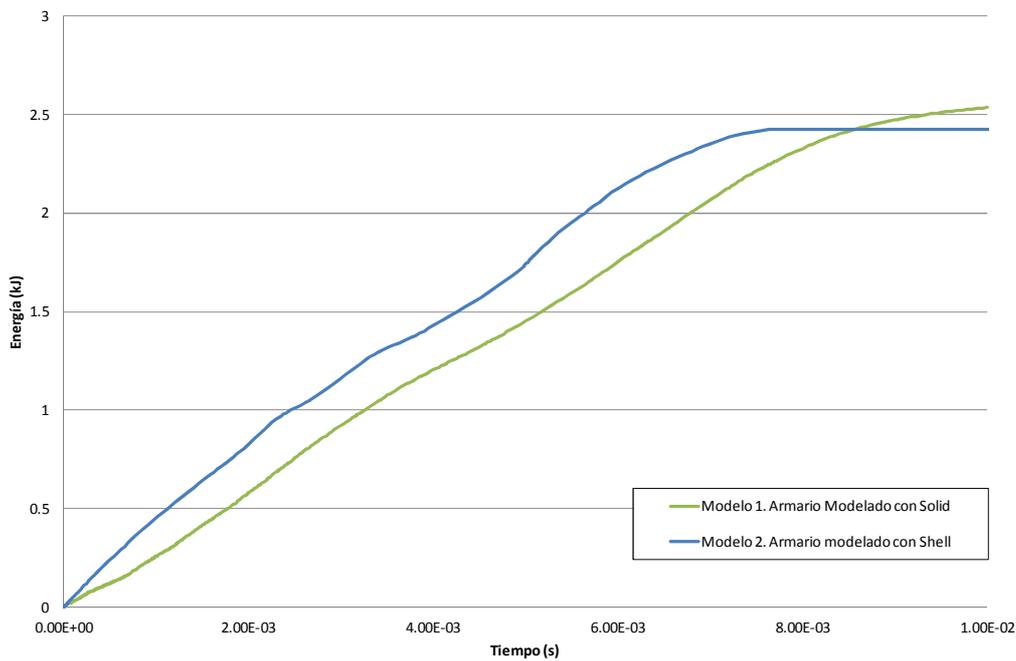


Figura 7.12 Deformaciones plásticas equivalentes en la estructura con elementos Shell

A continuación se presentan los valores obtenidos para las variables de fuerza de impacto y energía absorbida en todo el modelo en el estudio numérico realizado.



**Gráfica 7.1** Fuerzas producidas durante el impacto



**Gráfica 7.2** Energía total producida en la estructura

Antes de entrar de lleno en la optimización del armario, es necesario hacer un último estudio de la influencia del uso de grandes desplazamientos junto a integración reducida en nuestro modelo. Para ello resolvemos 4 casos, todos partiendo del Modelo 1.

- Caso 1: Grandes desplazamientos desactivadas e integración completa
- Caso 2: Grandes desplazamientos desactivadas e integración reducida
- Caso 3: Grandes desplazamientos activadas e integración completa
- Caso 4: Grandes desplazamientos activadas e integración reducida

En la Tabla 7.2 podemos ver que el uso de grandes deformaciones e integración reducida hace que los valores de fuerza de reacción disminuyan y que aumente la energía absorbida.

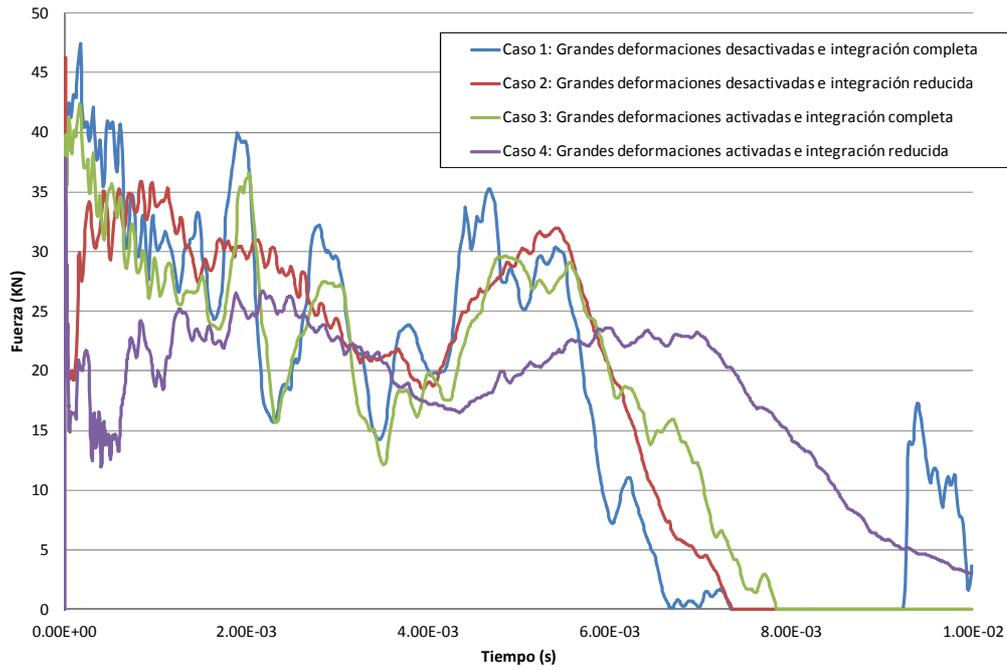
	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
<b>Caso 1</b>	47.48	2.46634
<b>Caso 2</b>	46.30	2.44305
<b>Caso 3</b>	42.34	2.40338
<b>Caso 4</b>	37.87	2.52827

Tabla 7.2 Datos máximos de Fuerza de reacción y Energía absorbida, Casos 1, 2, 3 y 4

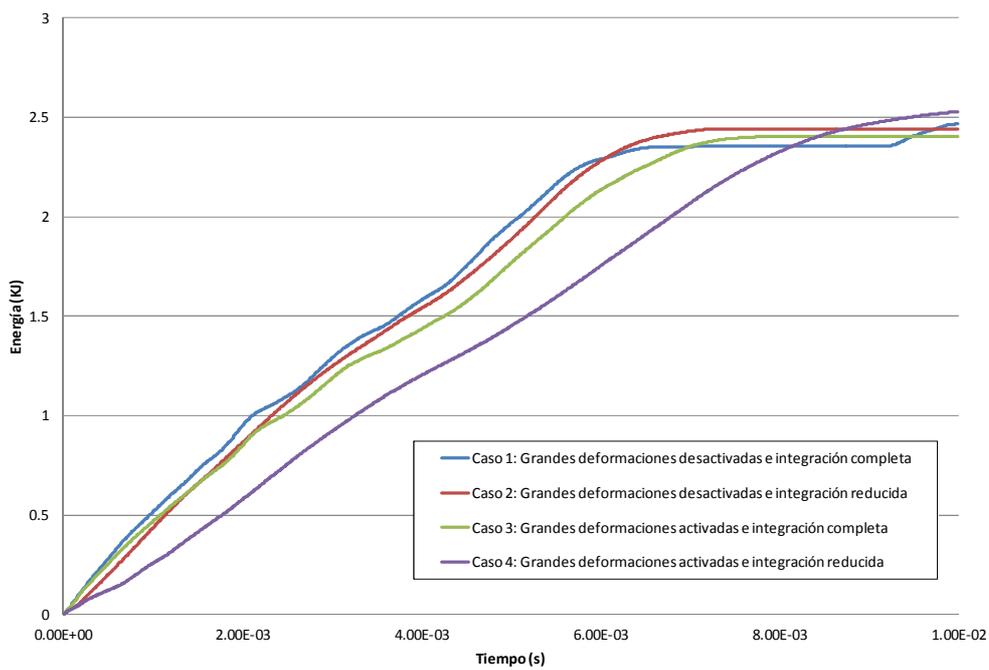
Cuando aplicamos integración reducida las fuerzas pico disminuyen, al igual que ocurre cuando seleccionamos la opción de grandes desplazamientos. Observamos que las gráficas tienen dos tendencias, la del Caso 1 junto al Caso 3 que son los modelos donde se aplica integración completa y las gráficas del Caso 2 y Caso 4, donde se aplica integración reducida. Con esta agrupación podemos decir que la integración tiene una gran influencia en la definición de la curva, más que la consideración de grandes o pequeños desplazamientos. Aplicar a un modelo como el nuestro la opción de grandes desplazamientos hace que disminuya la fuerza en cada instante. En la Gráfica 7.4 observamos la evolución de la energía absorbida en cada caso. Como vemos, en los tres primeros casos las gráficas son muy próximas, es el caso 4 donde ésta cambia su forma y alcanza un valor más elevado. Como ya habíamos comentado íbamos a evitar el modelo de barras por tratarse de un modelo muy conservador. Por lo tanto podemos decir que el Caso 3 es el que se acerca más a la realidad, pero que por razones de eficiencia en el resolución, y visto que la diferencia es pequeña, en los próximos modelos aplicaremos los requisitos del Caso 4.

## 7.2 Conclusiones

En el presente apartado se ha estudiado la posibilidad de que un armario de cabecera fijado por medio de unos tornillos de fusible mecánico cumpla los requerimientos de frangibilidad. Para ello se ha modelado en Abaqus utilizando distintos tipos de elementos. Esto nos ha permitido obtener las fuerzas máximas y la energía máxima absorbida impuesta en la estructura ocasionada por un impacto de una superficie rígida con una velocidad de 50 km/h. Al comparar estos resultados con los límites impuestos en la normativa (fuerza menor a 45 kN y energía menor a 55 kJ) podemos concluir que la estructura estudiada cumple los criterios de frangibilidad, aunque se encuentra muy cerca del límite de fuerza pico. Para poder disminuir la fuerza máxima y ayudar cumplir los criterios de frangibilidad se necesita hacer un estudio numérico paramétrico de la estructura que incluya un material de baja densidad y rigidez entre las barras y el cilindro de contacto, que amortigüe la carga de impacto como ya habíamos comentado.



**Gráfica 7.3 Fuerzas de Reacción Casos 1, 2, 3 y 4**



**Gráfica 7.4 Energía Absorbida Casos 1, 2, 3 y 4**

# 8 REDISEÑO DE LA ESTRUCTURA

---

La solución de rediseño que hemos planteado lleva como principal característica la optimización del armario ya montado para poder hacer la mejora in situ. Para ello se propone recubrir la estructura con una espuma amortiguadora. Con ello conseguimos que en el momento de impacto la carga se transmita por toda la estructura llegando a los cuatro tornillos y rompiendo estos al mismo tiempo. Antes de entrar en los ensayos realizados comentaremos las características principales del material de amortiguamiento.

## 8.1 Material de amortiguamiento

El comportamiento de los materiales de amortiguamiento o espumas de polímeros, se caracteriza por la interacción sutil del comportamiento constitutivo intrínseco del material polimérico, es decir, las características del material polimérico del que están hechas las paredes celulares de la espuma [19] [20], y la microestructura compleja completa. Además de eso, hay una gran cantidad de condiciones externas que pueden influir en el comportamiento del material de la espuma, como la temperatura y la presión.

Hay un montón de aplicaciones diferentes para espumas, como elementos para absorber energía durante un impacto, para crear estructuras de peso ligero o para aislamiento térmico. Para utilizar de manera eficiente las espumas se requiere una comprensión detallada de su comportamiento mecánico. Las propiedades mecánicas de las espumas están relacionadas con su microestructura compleja y con las propiedades del material de los cuales las paredes celulares se hacen, aquí de un material polimérico sólido. Algunas de las características más destacadas de las espumas estructurales [20] son:

- La densidad relativa  $R = \frac{\rho^*}{\rho_s}$ , en la que el superíndice \* se refiere a las propiedades eficaces de la espuma de polímero y el subíndice s se refiere a las propiedades del sólido;
- El grado en que las células están abiertas o cerradas;
- La anisotropía geométrica de las espumas.

Las propiedades más importantes son la densidad del polímero  $\rho$ , el módulo de Young  $E$ , y el límite elástico  $\sigma_{ys}$  [20]. Estos valores serán suministrados por el proveedor de la espuma. Factores tales como la velocidad de deformación, tamaño del modelo, condiciones de temperatura, anisotropía y carga también influirán en el comportamiento de las espumas de polímero.

### Mecanismos de deformación en espumas

La respuesta de tensión-deformación de las espumas en los ensayos de compresión muestra propiedades equivalentes para los diferentes tipos de espumas. La Figura 8.1 muestra las respuestas típicas a compresión de una espuma elastomérica y una espuma elastoplástica, respectivamente. Por lo general se realizan ensayos sólo a compresión uniaxial, debido que sólo las propiedades mecánicas en compresión serán de importancia, pero hay que señalar que el comportamiento mecánico de las espumas en tracción es diferente. Por ejemplo, una espuma puede ser plástica en compresión, pero quebradiza en tracción, ello causado por el efecto de concentración de la tensión en una grieta, lo que conduce a una fractura rápida en tracción [20].

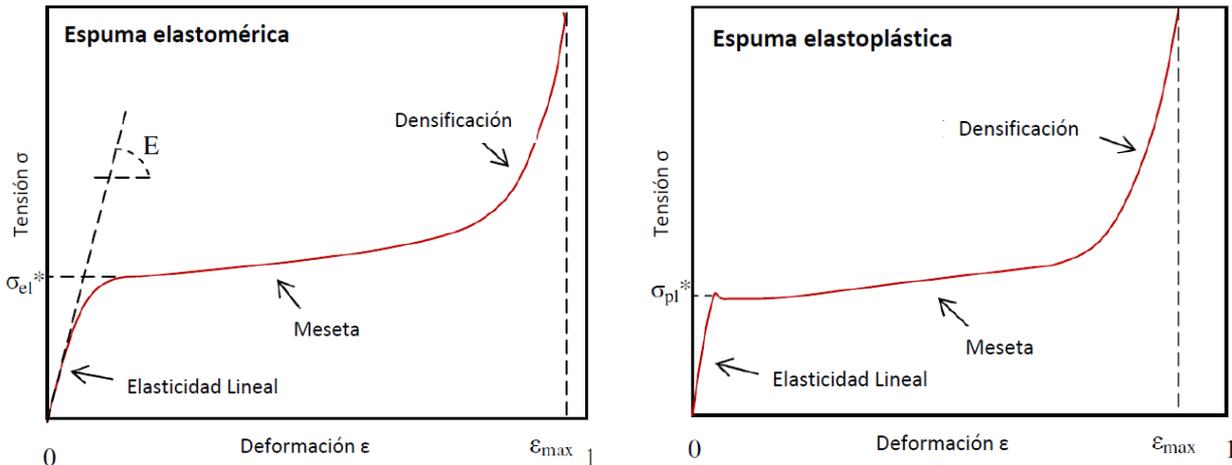


Figura 8.1 Respuesta a compresión de las espumas

La respuesta tensión-deformación en los ensayos de compresión presenta una región de elasticidad lineal (Ley de Hooke) a bajas tensiones, seguida por una larga meseta de colapso en la que las tensiones no varían mucho, truncada por una región de densificación en el que la tensión se eleva abruptamente. Cada región está determinada por algún mecanismo de deformación [20].

La elasticidad lineal está controlada por la pared celular de flexión y, en el caso de celdas cerradas, por el estiramiento de las paredes de las células. El módulo de Young  $E^*$  es la pendiente inicial de la respuesta de tensión-deformación de la espuma de polímero. Para pequeñas deformaciones, la espuma tendrá una respuesta elástica. En esta región, el esfuerzo de compresión se puede determinar por  $S^* = E^*e$  [20].

En la compresión, la meseta se asocia con el colapso de las células. La región de meseta es diferente para las espumas de elastómeros y espumas elastoplásticas. Para una espuma de elastómero, la meseta está determinada por pandeo elástico y en espumas elastoplásticas por la formación de rótulas plásticas. Para una espuma de elastómero puro, no hay deformación plástica, pero para un material elastoplástico la espuma tiene una región plástica. Cuando las células han colapsado casi por completo las paredes opuestas de las células se tocan y la tensión adicional comprime el sólido en sí, dando a la región final un rápido aumento de la tensión, que se refiere como densificación [20].

El aumento de la densidad relativa de la espuma aumenta el módulo de Young, aumenta la tensión en la meseta y reduce la tensión a la que comienza la densificación. Superpuesta a la deformación de los bordes de la celda y las paredes celulares está el efecto del fluido (aire) contenido dentro de las células. Cuando se comprime una espuma de celda cerrada, el fluido celular se comprime también. Esto conduce a una fuerza adicional que se puede calcular a partir de la ley de Boyle [9]. Si las celdas están abiertas e interconectadas, la deformación obliga a que el líquido fluya de célula a célula, haciendo el trabajo viscoso, y esto genera una fuerza que también debe ser superada [20].

## 8.2 Estudio numérico con material de amortiguamiento

En el apartado anterior resolvimos el modelo Solid y Shell de una manera implícita, pero a la hora de incluir el Foam este no da tan buenos resultados necesitando tiempos de resolución extremadamente altos, por lo que tuvimos que cambiar a la resolución Explicit. Resolvemos tres casos para poder comparar:

- **Modelo A.** Estructura modelada con elementos Beam y Solid en la zona de impacto. Utilizando integración reducida en los elementos Solid, y un método de resolución Implicit.
- **Modelo B.** Estructura modelada con elementos Beam y Shell en la zona de impacto. Utilizando integración reducida en los elementos Shell, y un método de resolución Implicit.
- **Modelo C.** Estructura modelada con elementos Beam y Solid en la zona de impacto. Utilizando integración reducida en los elementos Solid, y un método de resolución Explicit.

En la Tabla 8.1 vemos la comparación de los resultados Implicit frente a los Explicit. Como vemos la energía no presenta un cambio significativo, mientras que la fuerza aumenta un 38%.

	<b>Fuerza máx. (kN)</b>	<b>Energía Abs. (kJ)</b>
Modelo A	37.9	2.5363
Modelo B	38.7	2.7938
Modelo C	61.8	2.6012

Tabla 8.1 Resultados Implicit y Explicit armario completo

Podemos considerar que trabajar con ese 38% de más nos situaría en el límite de la seguridad, por lo que vamos a trabajar con el modelo Beam-Solid modelado resuelto con Abaqus/Explicit como modelo definitivo. Debemos comentar además que al realizar esta consideración nuestro armario supera los 45 KN impuestos como límite de fuerza, por lo que cumpliría los requisitos en fuerza.

Vamos a resolver la estructura recubierta con un Foam de 50 mm y con un Foam de 75 mm.

En la Figura 8.2, Figura 8.5, Figura 8.6, Figura 8.7 y en la Figura 8.8 se muestran los resultados obtenidos de la tensión de Von Mises, producidas por el contacto de la superficie rígida con la estructura del armario a una velocidad constante de 50 km/h, para la estructura sin Foam, con Foam de 50 mm y con Foam de 75 mm, respectivamente. En todas, la deformada tiene un factor de escala igual a 1. Se puede observar que los desplazamientos producidos son apreciables. En las figuras se puede ver cómo se comporta toda la estructura. Como era de esperar los valores máximos (en toda la estructura) de tensiones de von Mises (560 MPa, tensión de rotura) se producen en las secciones reducidas de los tornillos de fusible mecánico. Si se produjeran en las barras verticales u horizontales el valor máximo obtenido sería de 520 MPa, tensión de rotura de las barras.

En las Figura 8.4, Figura 8.9 y Figura 8.10 se presenta la deformación plástica equivalente. Los valores de la deformación plástica son mayores del 10% en las zonas mencionadas de los tornillos, por lo que se puede concluir que el material se ha roto en esa zona debido a las plastificaciones producidas, teniendo en cuenta que el material del tornillo se rompe con ese valor de deformaciones según los datos de ensayo de tracción proporcionados por fabricante. Nuevamente se observa que las máximas deformaciones plásticas equivalentes se producen en las secciones reducidas de los tornillos.

Podemos observar que la deformación plástica equivalente obtenida en los modelos con Foam (Figura 8.9 y Figura 8.10) es mayor que la obtenida en el modelo sin Foam (Figura 8.4). Esto se debe a la gran deformación que se produce en dicho material de recubrimiento, por lo que a priori podemos decir que está cumpliendo su función amortiguadora.

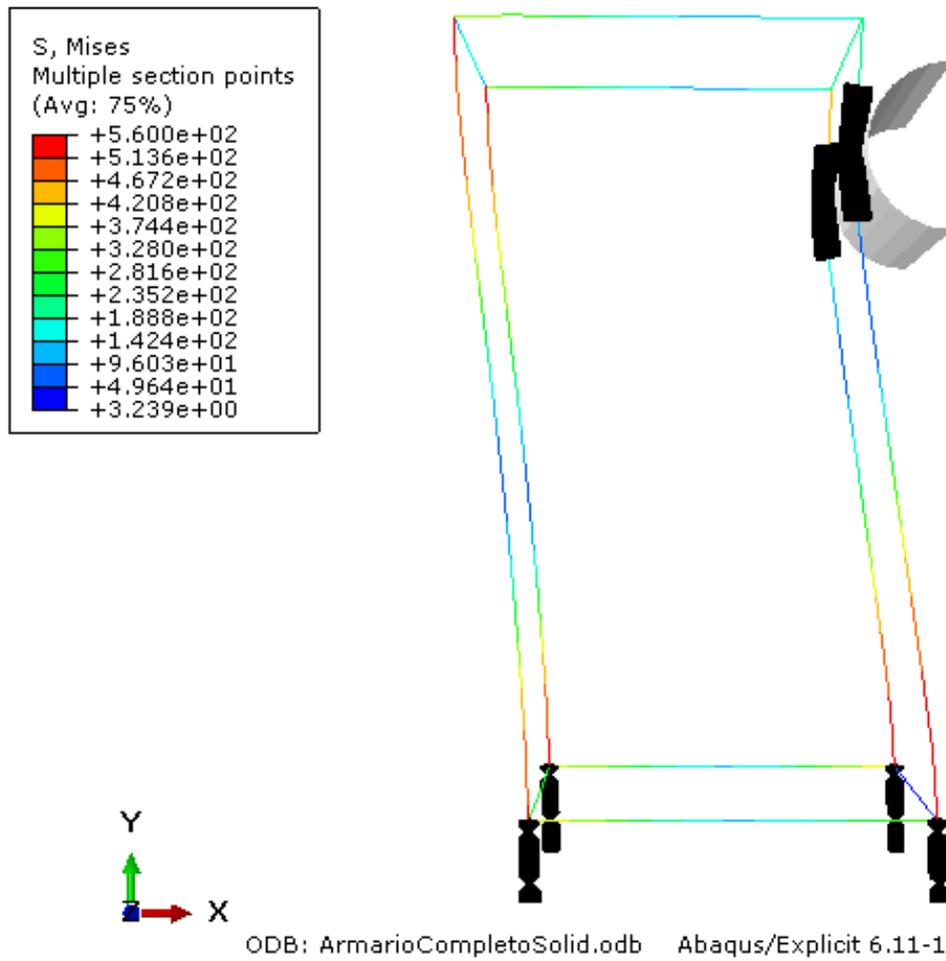


Figura 8.2 Tensión de Von Mises en la estructura sin Foam

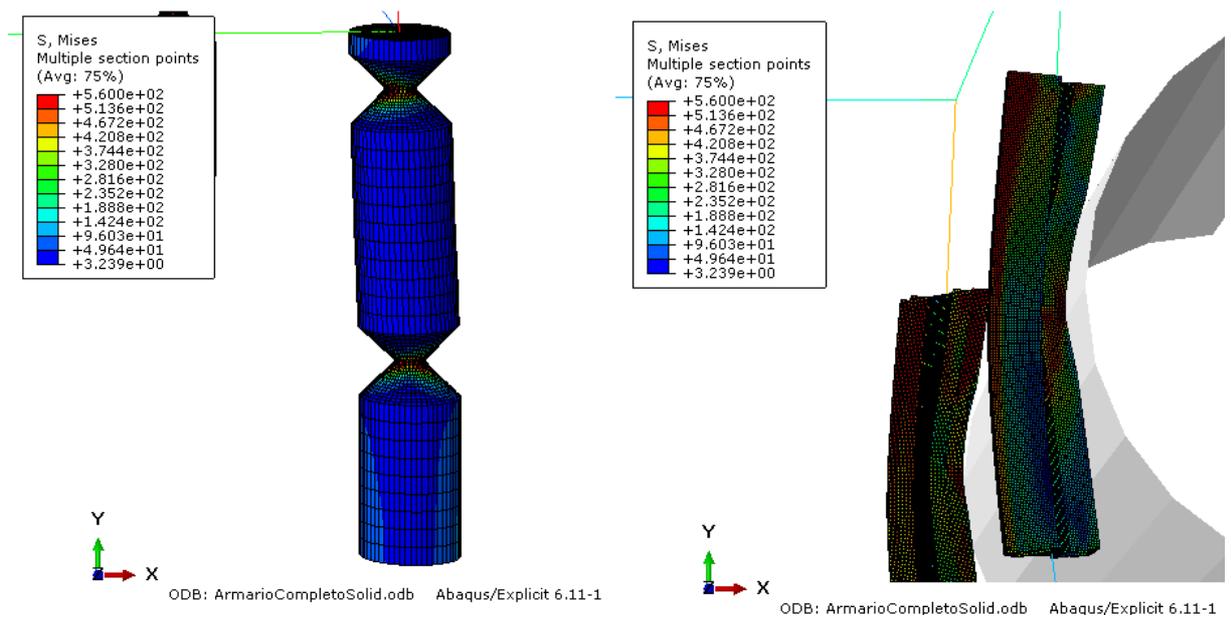


Figura 8.3 Detalles de la tensión de Von Mises en la estructura sin Foam

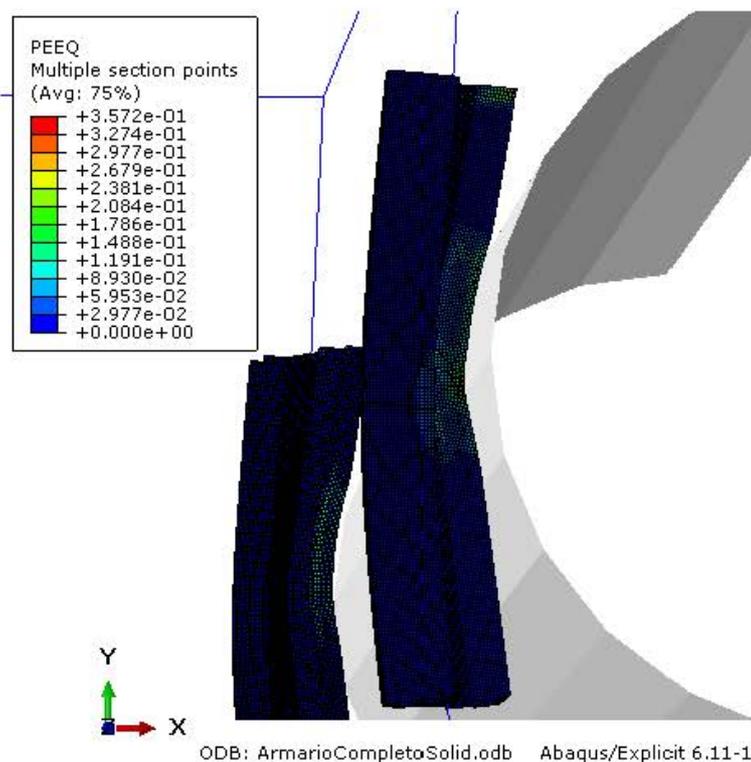
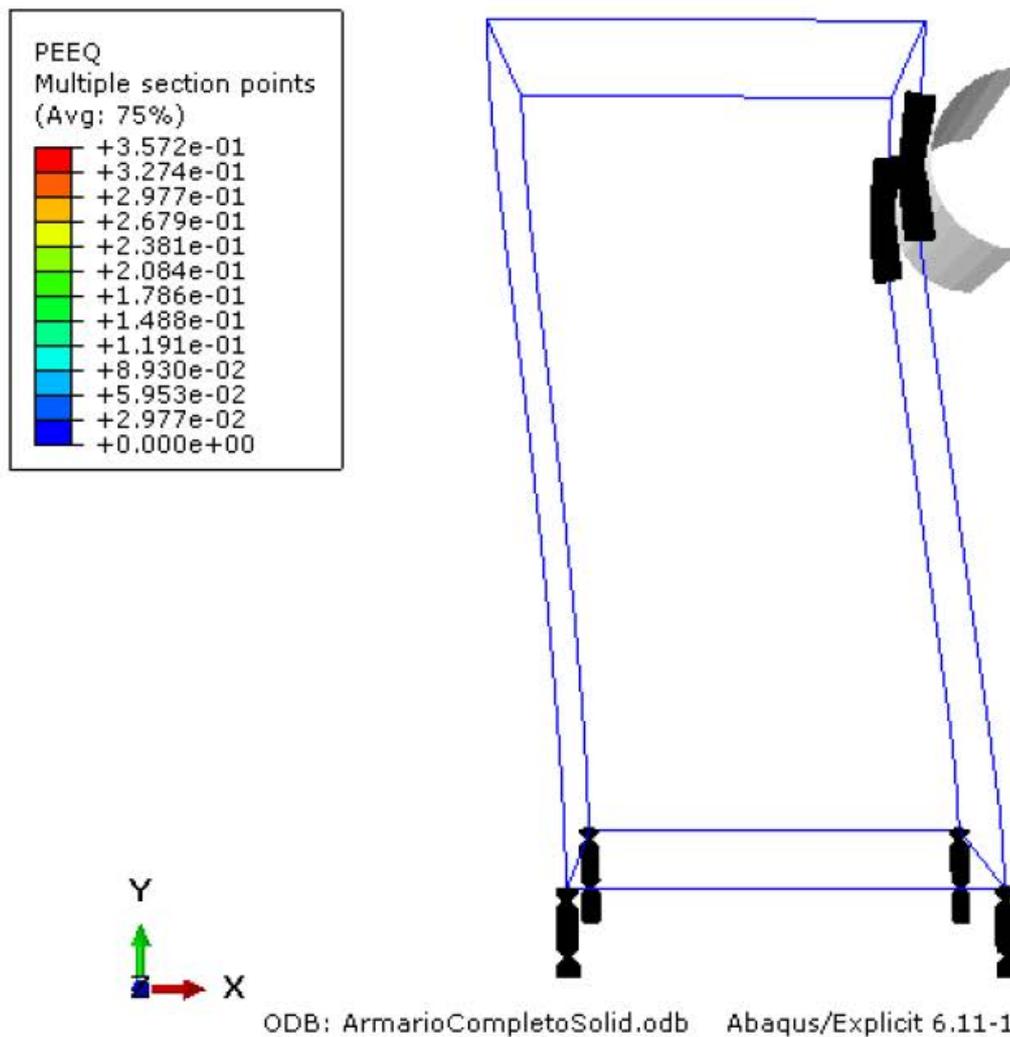


Figura 8.4 Deformaciones plásticas equivalentes en la estructura sin Foam

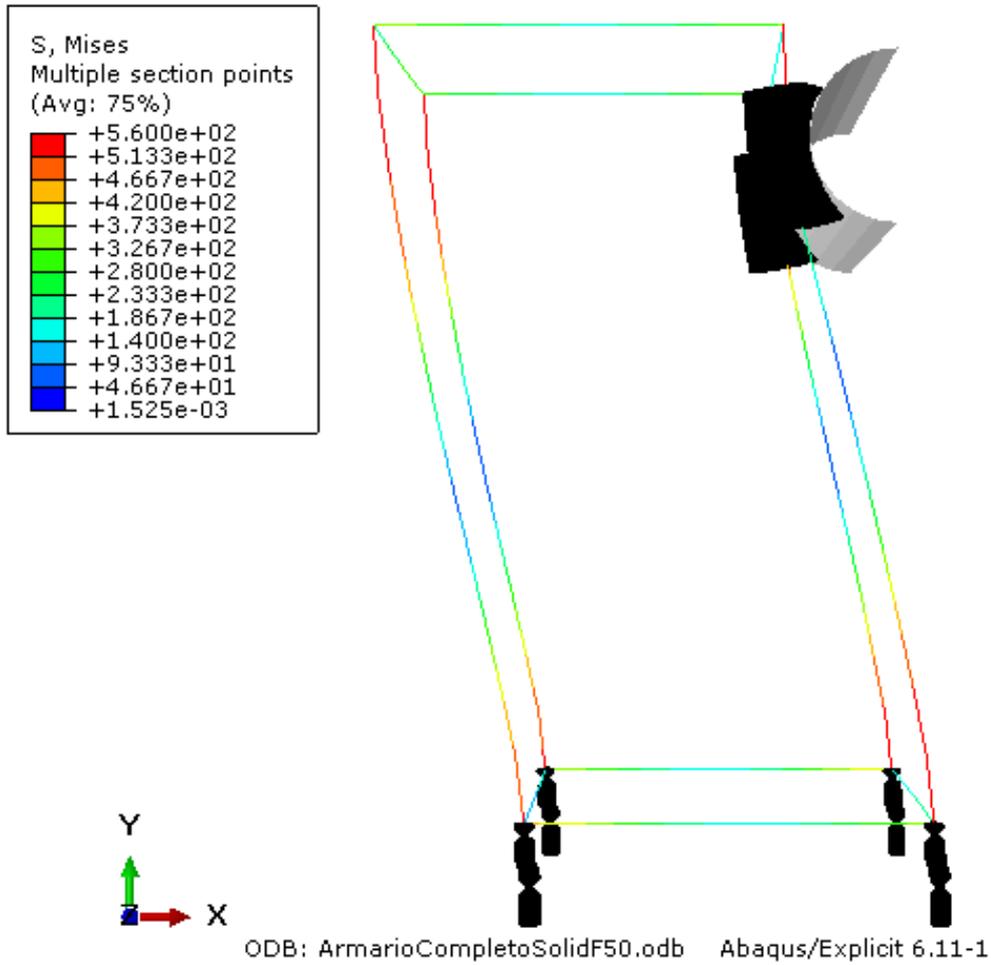


Figura 8.5 Tensión de Von Mises en la estructura con Foam de 50 mm

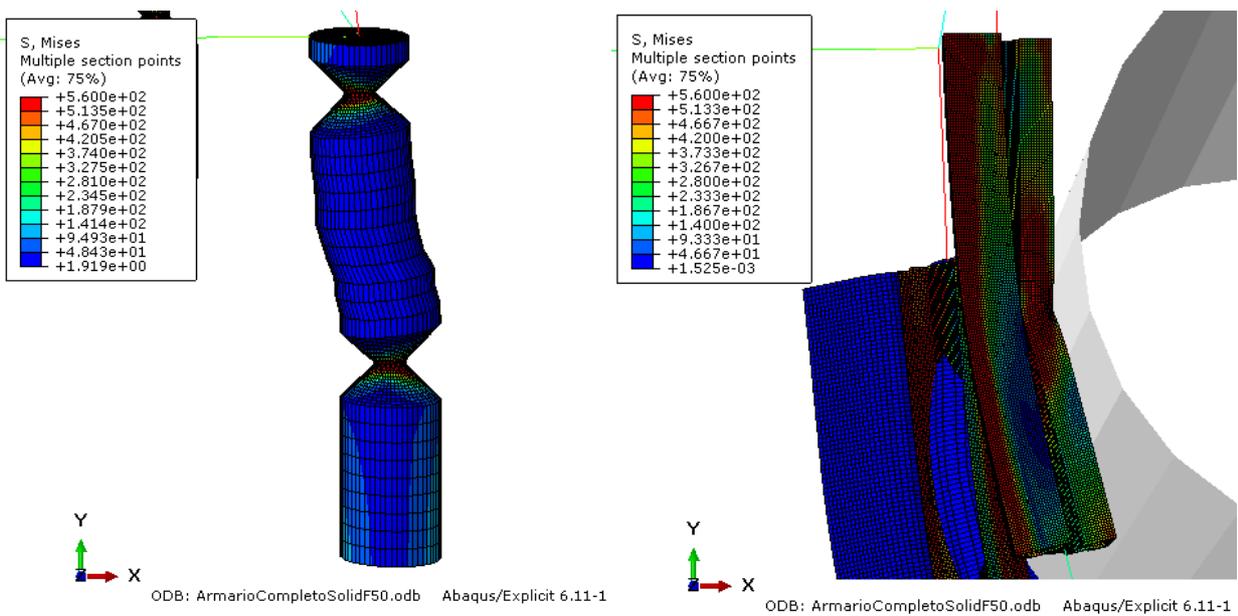


Figura 8.6 Detalles de la tensión de Von Mises en la estructura con Foam de 50 mm

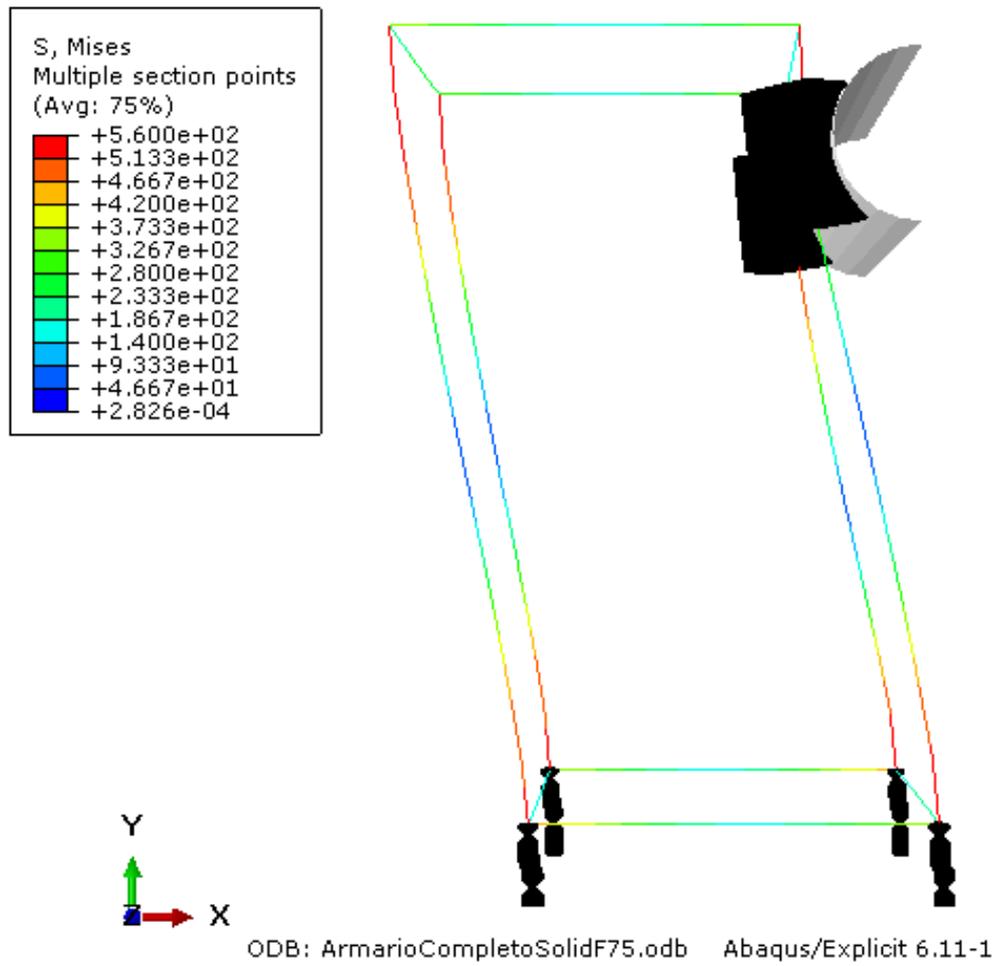


Figura 8.7 Tensión de Von Mises en la estructura con Foam de 75 mm

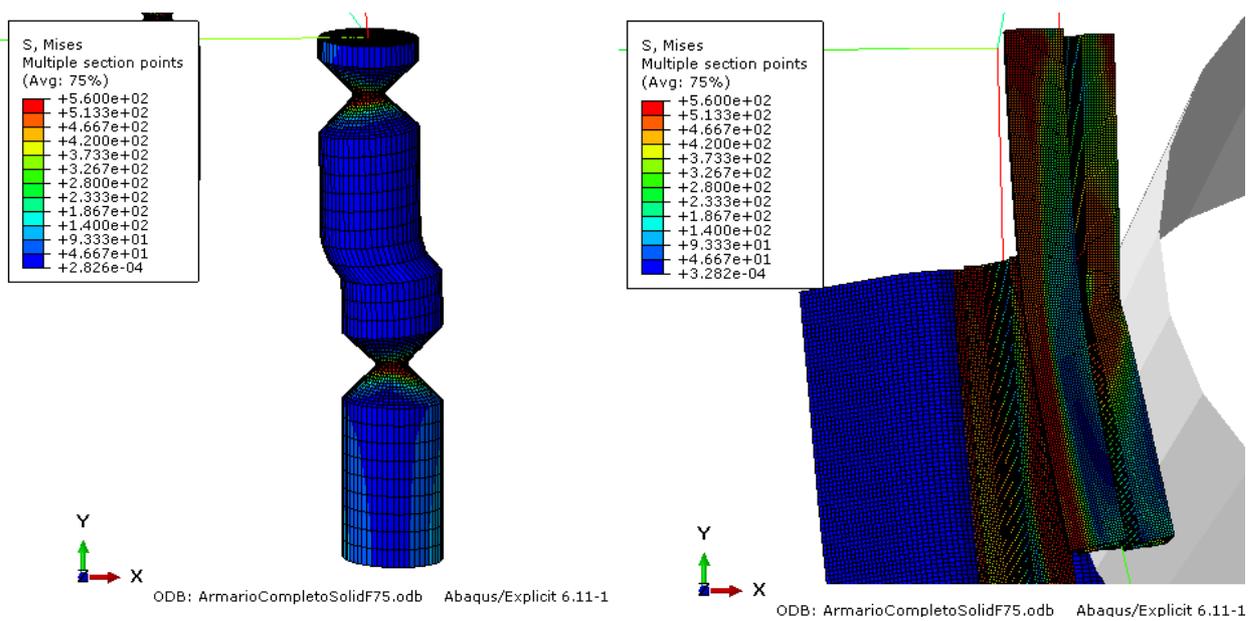
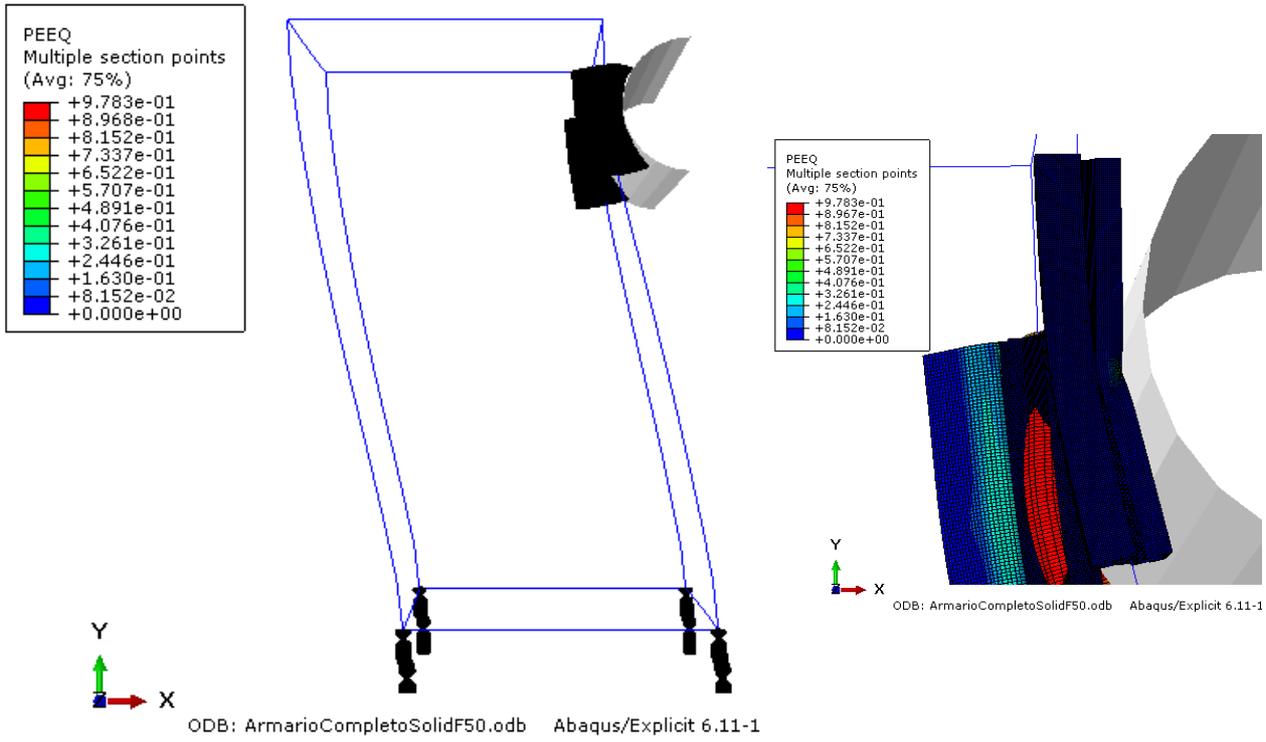
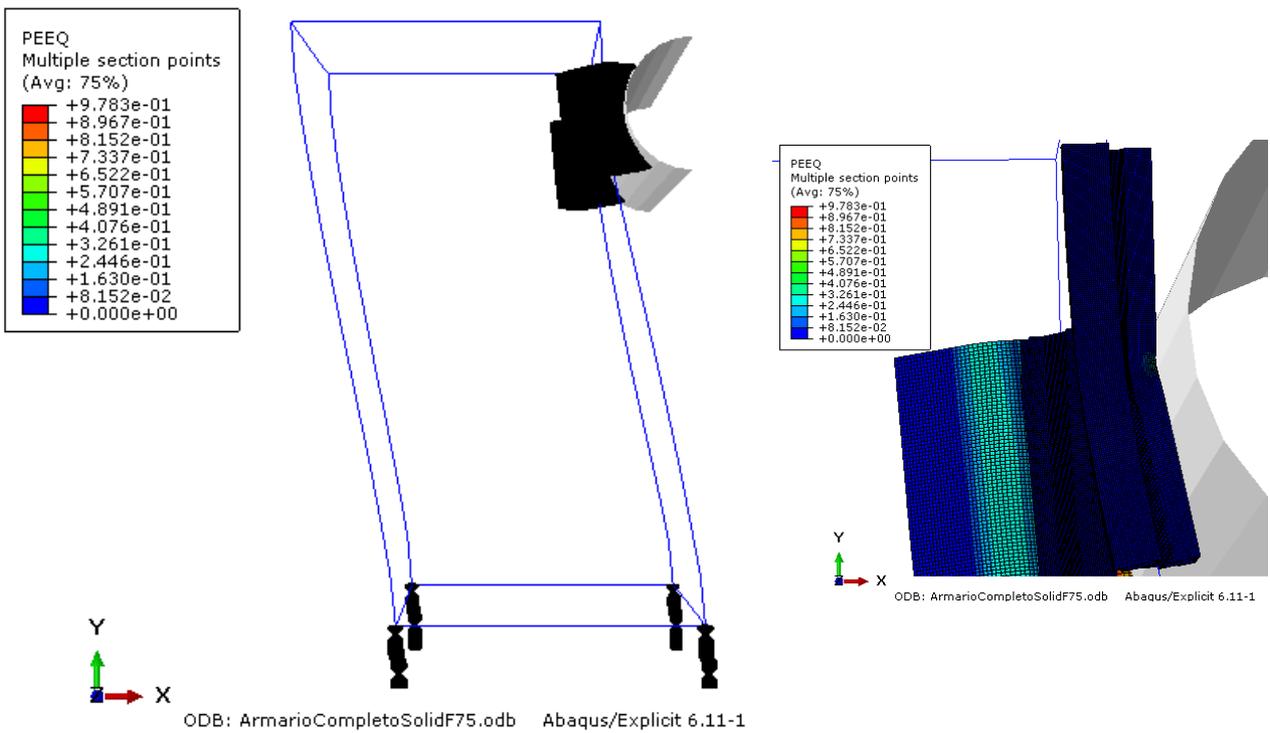


Figura 8.8 Detalles de la tensión de Von Mises en la estructura con Foam de 75 mm



**Figura 8.9** Deformaciones plásticas equivalentes en la estructura con Foam de 50 mm



**Figura 8.10** Deformaciones plásticas equivalentes en la estructura con Foam de 75 mm

### 8.3 Comprobación de la frangibilidad de la estructura optimizada

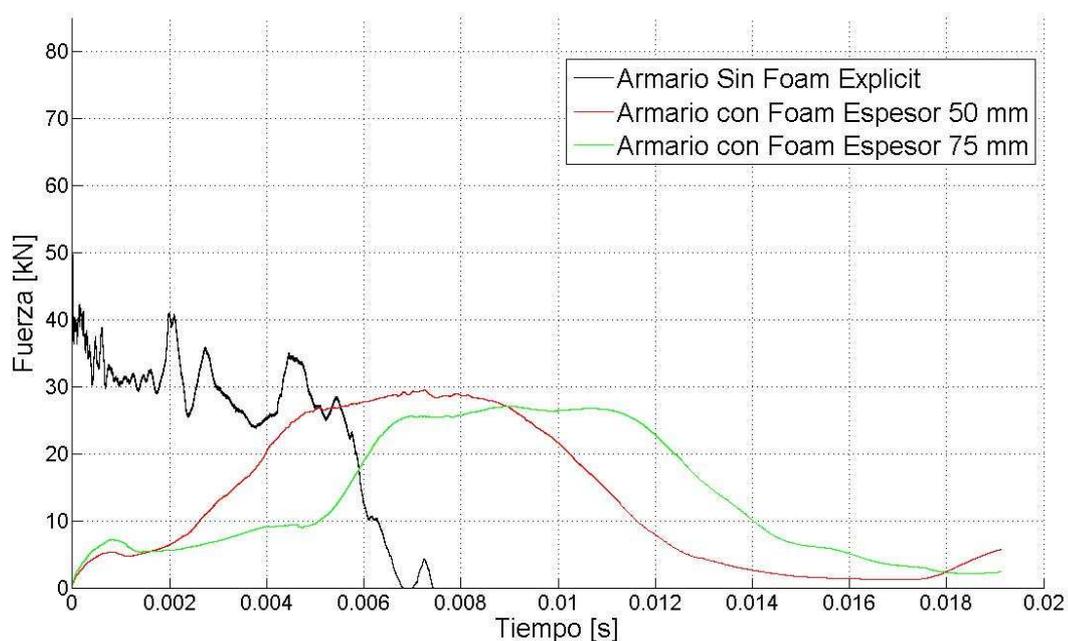
A continuación se presentan los valores obtenidos para el estudio numérico de las variables de fuerza y energía realizado a los diferentes modelos, así como comparativas entre las mismas.

En la Gráfica 8.1 se muestra la variación de las fuerzas inducidas durante el contacto del cilindro rígido con la estructura del armario durante un cierto periodo de tiempo para los modelos de armario sin Foam, con Foam de 50 mm y Foam de 75 mm. En la Tabla 8.2 se pueden observar los valores máximos de la fuerza de reacción. Como vemos al incluir el material de recubrimiento, hemos conseguido disminuir la fuerza de reacción de 61.8 kN hasta 29.5 kN para el caso de que dicho material tuviera un espesor de 50 mm y hasta 27 kN para el caso de que dicho espesor fuera de 75 mm. En cambio la energía absorbida aumenta, de 2.6 kJ hasta 3.4 y 3.6 kJ respectivamente para los modelos con 50 y 75 mm de Foam respectivamente. En vista de los resultados obtenidos podemos decir que la energía siempre se encuentra en los rangos permitidos. Sin embargo la carga máxima supera los valores permitidos por la normativa cuando no se usa Foam.

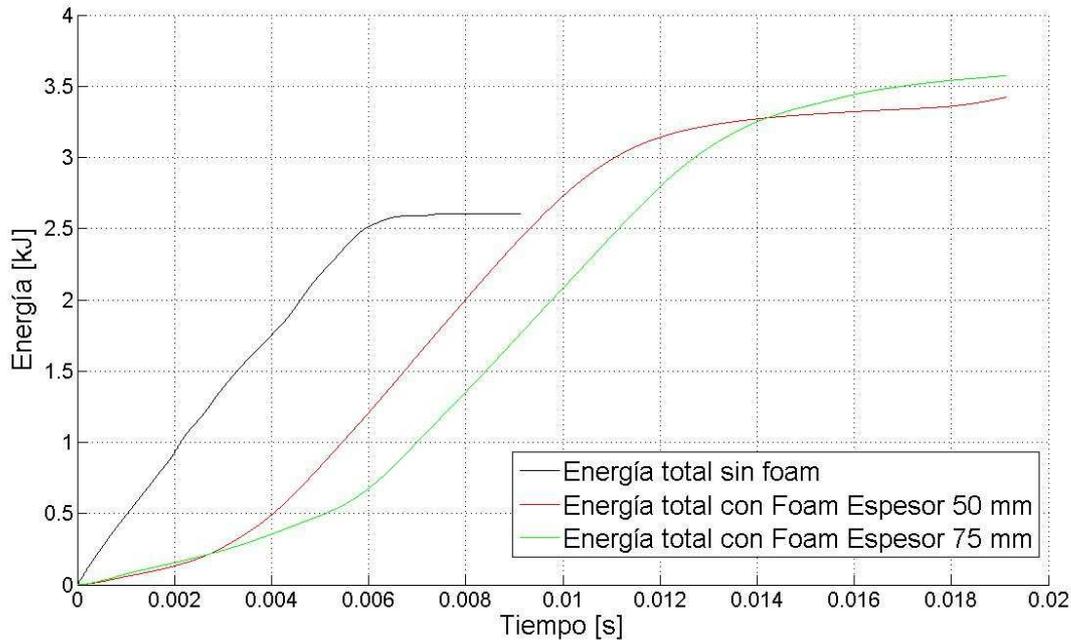
En las Gráfica 8.1 y Gráfica 8.2 podemos ver cómo evoluciona cada variable en cada modelo, presentando una mayor diferencia en las Fuerzas de reacción. En el caso del modelo sin Foam, el valor máximo de la fuerza de reacción, Gráfica 8.1, produce justo cuando el cilindro rígido entra en contacto con la estructura, mientras que en los casos en los que la estructura se encuentra recubierta, la fuerza de reacción aumenta de forma progresiva conforme dicho Foam se va deformando, alcanzando el máximo cuando se ha comprimido unos 97 mm, es decir el Foam se encuentra prácticamente colapsado por deformación y el cilindro ha entrado en contacto con la barra.

	Fuerza máx. (kN)	Energía Abs. (kJ)
Modelo sin Foam	61.8	2.6
Modelo con Foam de 50 mm	29.5	3.4
Modelo con Foam de 75 mm	27.0	3.6

Tabla 8.2 Valores máximo de la Fuerza y Energía absorbida



Gráfica 8.1 Fuerzas producidas durante el impacto



**Gráfica 8.2 Energía total producida en la estructura**

Los resultados numéricos muestran que la estructura del armario (sin Foam) cumple únicamente uno de los dos requisitos de frangibilidad (energía menor a 55 kJ), mientras que el segundo criterio no se cumple ya que la fuerza de impacto supera los 45 kN durante el contacto del cilindro con la estructura. El comportamiento de la fuerza a lo largo del tiempo muestra que la máxima fuerza se produce en los primeros instantes.

Es destacable también que las tensiones y deformaciones en la barra sólo se producen localmente cerca de la zona de impacto en los primeros instantes (donde se produce el pico máximo de la fuerza). Las tensiones máximas aparecen también en la zona de contacto y a medida que avanza el tiempo éstas se van trasladando hacia la parte inferior de la barra. Para que las tensiones y deformaciones aparezcan en la zona inferior de la barra tiene que pasar cierto tiempo (por el efecto de transmisión de las ondas). Algunos de los factores que controlan esta fuerza son el material del que está hecho la barra (Módulo de elasticidad y densidad) y la forma del perfil (momento de área de la sección de la barra).

Una solución pasa por intentar amortiguar esta fuerza de impacto insertando entre la barra y el cilindro de contacto algún material con muy baja densidad y módulo de Young (Foam). Esto retrasa los picos de carga y a la vez disminuye notablemente la fuerza de impacto. El retrasar la aparición de los picos permitiría que el efecto de los tornillos de fusible mecánico tenga tiempo para ponerse de manifiesto. El hecho de que la fuerza de impacto tenga inicialmente un efecto muy local, apunta a descartar como posible solución el incluir en las barras cualquier tipo de mecanismo que haga que la estructura abata y/o se deforme y que disminuya así la fuerza de impacto. El uso del Foam de espesor 50 mm parece ser una solución razonable para disminuir la máxima fuerza de impacto producida. La carga de 30 kN se encuentra dentro de los límites que establece la norma.

Sobre la energía total los valores obtenidos por todos los modelos se encuentran siempre dentro de los límites permitidos. Se observan datos interesantes como que si el impacto se produce en la parte inferior, el tornillo actúa antes produciendo que la energía sea menor, mientras que el retraso que produce el Foam hace a su vez aumentar ligeramente la energía total.

# 9 CONCLUSIONES

---

A lo largo de este proyecto se ha realizado el diseño mecánico a frangibilidad de un armario de cabecera de pista de aterrizaje. Para ello hemos analizado un armario ya existente basándonos en la normativa de la Organización Internacional de Aviación Civil (OACI) en su manual “9157 AN/901 Aerodrome Design Manual – Part 6 Frangibility”. Este manual cita literalmente **“La estructura de soporte no debe imponer una fuerza sobre la aeronave superior a 45 kN. La máxima energía impartida a la aeronave como resultado de la colisión no debe exceder 55 kJ durante el período de contacto entre la aeronave y la estructura”**. Esta ha sido nuestra norma básica a la hora de estudiar la estructura.

En el proyecto previo [1] se estudió la estructura desde otro punto de vista, ya que fue modelada utilizando elementos Beam en toda la estructura. Los resultados mostraron en ese momento que la estructura no cumplía con los requisitos de frangibilidad impuesto por la ICAO en su manual, por lo que se propusieron diferentes mejoras para el armario. La primera de ellas se centraba en un estudio paramétrico de los factores que afectan a estos resultados. Estos factores son principalmente, el material de la barra y el perfil de la misma, de donde se dedujo que la fuerza obtenida está directamente relacionada con el módulo de Young y la densidad del material, por ello al cambiar el material de Acero inoxidable a Aluminio se conseguía disminuir la fuerza máxima. Del mismo modo se halló una relación respecto al perfil del material, ya que se observó que si cambiábamos la sección plegada por una circular hueca la fuerza también disminuye. Como conclusión de esta primera alternativa, planteamos la sustitución de los perfiles verticales de acero inoxidable plegado por otros de aluminio de sección circular hueca, haciendo así que la estructura cumpliera los requisitos de la norma. Esta solución propuesta era una solución un tanto extrema ya que deberíamos desechar todas las estructuras que están en funcionamiento ahora mismo en los distintos aeropuertos. Buscando una solución menos invasiva, se comenzó a estudiar la utilización de materiales con menor módulo de Young y densidad como podía ser una espuma o Foam.

Partiendo de esta idea, en el presente proyecto hemos querido profundizar en el modelo, y para ellos hemos realizado un estudio del comportamiento de los diferentes elementos de diseño disponibles para una estructura de nuestras características. De ellos hemos obtenido que el uso de elementos Beam nos aporta unos resultados muy conservadores. Los elementos Solid y Shell, por otro lado, responden de la misma manera, más realista. Por otro lado, nuestro problema puede ser abarcado con enfoques Implicit y Explicit, siempre teniendo en cuenta que los resultados Explicit son más conservadores que los Implicit.

Además hemos comprobado que el impacto del sólido rígido en la estructura tiene un efecto local, las tensiones máximas aparecen también en la zona de contacto y a medida que avanza el tiempo éstas se van trasladando hacia la parte inferior de la barra. Para que las tensiones y deformaciones aparezcan en la zona inferior de la barra tiene que pasar cierto tiempo (por el efecto de transmisión de las ondas). Algunos de los factores que controlan esta fuerza son el material del que está hecho la barra (Módulo de elasticidad y densidad) y la forma del perfil (momento de área de la sección de la barra).

La solución, pasa por intentar amortiguar esta fuerza de impacto insertando entre la barra y el cilindro de contacto un material con muy baja densidad y módulo de Young, es decir, una espuma o Foam. Esto retrasa la aparición de los picos de carga y a la vez disminuye notablemente la fuerza de impacto. El retrasar la aparición de los picos permitiría que la presencia de los tornillos de fusible mecánico tenga tiempo para ponerse de manifiesto.

El modelo numérico realizado nos permite obtener los valores de fuerza máxima (61.8 kN) y energía máxima (2.6 kJ) asociados a la estructura, ocasionados por un impacto de una superficie rígida con una velocidad de 50 km/h. Al comparar estos resultados con los límites impuestos en la normativa ICAO (fuerza

menor a 45 kN y energía menor a 55 kJ) podemos concluir que la estructura estudiada no cumple los criterios de frangibilidad exigidos por la ICAO [2], ya que la fuerza máxima alcanzada supera la fuerza máxima permitida, aunque la energía máxima sea siempre menor a la permitida, usando los métodos de resolución Implicit y modelado mixto en la zona de impacto con Solid y Beam. Es destacable que si modelamos utilizando un método Explicit, así como modelado mixto en la zona de impacto con Solid y Beam, si cumpliría los límites marcados por la norma ya que se obtiene un pico máximo de 38 kN.

Al incluir el material con bajo módulo de elasticidad y baja densidad que amortigüe el impacto (Foam), como es el Foam comercial - BIGMAT Cuber, nos permite obtener un valor de fuerza máxima (30 kN) y energía máxima (3.3 kJ) para un Foam con espesor 50 mm, lo cual permite que se cumplan los criterios de frangibilidad. Como conclusión, se puede establecer que introducir tornillos de fusible mecánico en la base de la estructura del armario como medio de fijación, contribuye a que el conjunto sea frangible frente a impactos, aunque los umbrales de fuerza máxima alcanzados con esta modificación no son suficientes para cumplir con la norma 9157 AN/901 Aerodrome Design

Finalmente hemos obtenido una solución para que el armario de cabecera del que partíamos cumpliera con los requisitos marcados por la norma, desde dos caminos diferentes, ya sea mediante la construcción de nuevos armarios cambiando los perfiles verticales o mediante la adaptación de los armarios que ya están en servicio. Con esto pretendemos dar solución a todos los armarios, montados o no, para que puedan obtener el certificado antes del 1 de Marzo de 2016.

Una de las conclusiones más importante que hemos obtenido del proyecto, es la demostración de que los resultados de fuerza de reacción varían en función del tipo de elemento utilizado así como del método de resolución. De la observación de los resultados obtenidos, se pueden crear unas pautas o reglas para modelar un problema de estructuras frangibles usando FEM. La norma da una serie de detalles sobre dicho modelado, citando textualmente “FEM explícitos y no lineales”, pero la experiencia nos hace pensar que esto no es adecuado. Las pautas de diseño son las siguientes:

1. Paso 1. Modelamos la estructura con elemento Beam, resolución Explícita e integración reducida. Si cumple con los requisitos de Fuerza y Energía no necesitamos modelar nada más, ya que es la opción para la cual se obtienen los valores más elevados. En caso de que no cumpla los requisitos de Fuerza o Energía pasamos al Paso 2.
2. Paso 2. Modificamos nuestro modelo con elementos Beam Explícito para convertirlo en un modelo Mixto compuesto por Beam y Solid o Shell, con resolución Explicit e integración reducida. Si con este cambio nuestro modelo sigue sin cumplir los requisitos seguimos mejorando el diseño.
3. Paso 3. Es cambiar de resolución Explicit a resolución Implicit. Con este cambio el tiempo de ejecución de nuestro modelo va a aumentar considerablemente.
4. Paso 4. La última mejora que proponemos es eliminar la integración reducida y pasarla a integración completa, que sería un problema computacionalmente muy costoso, pero muy preciso.

Realizando estos 4 pasos debemos ver como poco a poco se va disminuyendo el valor de la fuerza de reacción máxima hasta alcanzar el valor real.

# A. ANEXO: Conceptos Básicos

---

En este anexo se expondrán algunos conceptos básicos necesarios para entender lo antes expuesto.

Dado un tensor de tensiones

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{yz} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} \quad (\text{A.1})$$

Se pueden obtener sus invariantes

$$I_1 = \sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz} \quad (\text{A.2})$$

$$I_2 = \sigma_{xx}\sigma_{yy} + \sigma_{yy}\sigma_{zz} + \sigma_{zz}\sigma_{xx} - \sigma_{xy}^2 - \sigma_{xz}^2 - \sigma_{yz}^2 \quad (\text{A.3})$$

$$I_3 = \det(\sigma_{ij}) \quad (\text{A.4})$$

A partir de sus invariantes, se pueden obtener sus tensiones principales, que son los autovalores de  $\sigma$ . Para ello se resuelve la ecuación

$$\det(\sigma - \beta_1) = 0 \quad (\text{A.5})$$

La solución dará tres valores para  $\beta$ , cada uno de ellos es una tensión principal, de forma que:

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \quad (\text{A.6})$$

Si se obtiene el tensor de tensiones en sus direcciones principales da lugar a la ecuación (A.7)

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{pmatrix} \quad (\text{A.7})$$

Se define la tensión hidrostática como:

$$\sigma_m = \frac{I_1}{3} \quad (\text{A.8})$$

Por convenio, se define la presión como

$$p = -\sigma_m \quad (\text{A.9})$$

El tensor desviador de tensiones como:

$$s = \sigma - \sigma_m \mathbf{1} \quad (\text{A.10})$$

Por definición, el primer invariante del tensor desviador de tensiones es nulo. El segundo invariante del tensor desviador de tensiones es:

$$J_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \left( (\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 \right) + 3(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{xz}^2 + \sigma_{yz}^2)} \quad (\text{A.11})$$

La tensión equivalente de Von Mises es igual al segundo invariante del tensor desviador de tensiones:

$$q = J_2 \quad (\text{A.12})$$

# B. ANEXO: Métodos de Resolución

## B.1. Definición del material Foam

La solución propuesta consiste en incluir un material con baja densidad y rigidez (Foam) entre la estructura y el cuerpo de impacto para que disminuya drásticamente la fuerza de impacto.

Para modelar dicho material partíamos de la curva de comportamiento obtenida a través de ensayos experimentales realizados en el GERM, Figura B.1.

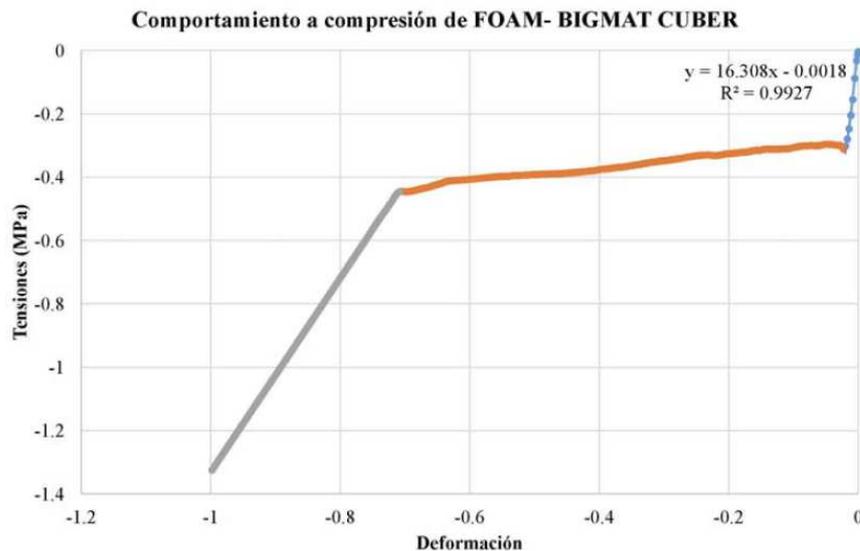


Figura B.1 Curva de comportamiento obtenida experimentalmente en el GERM

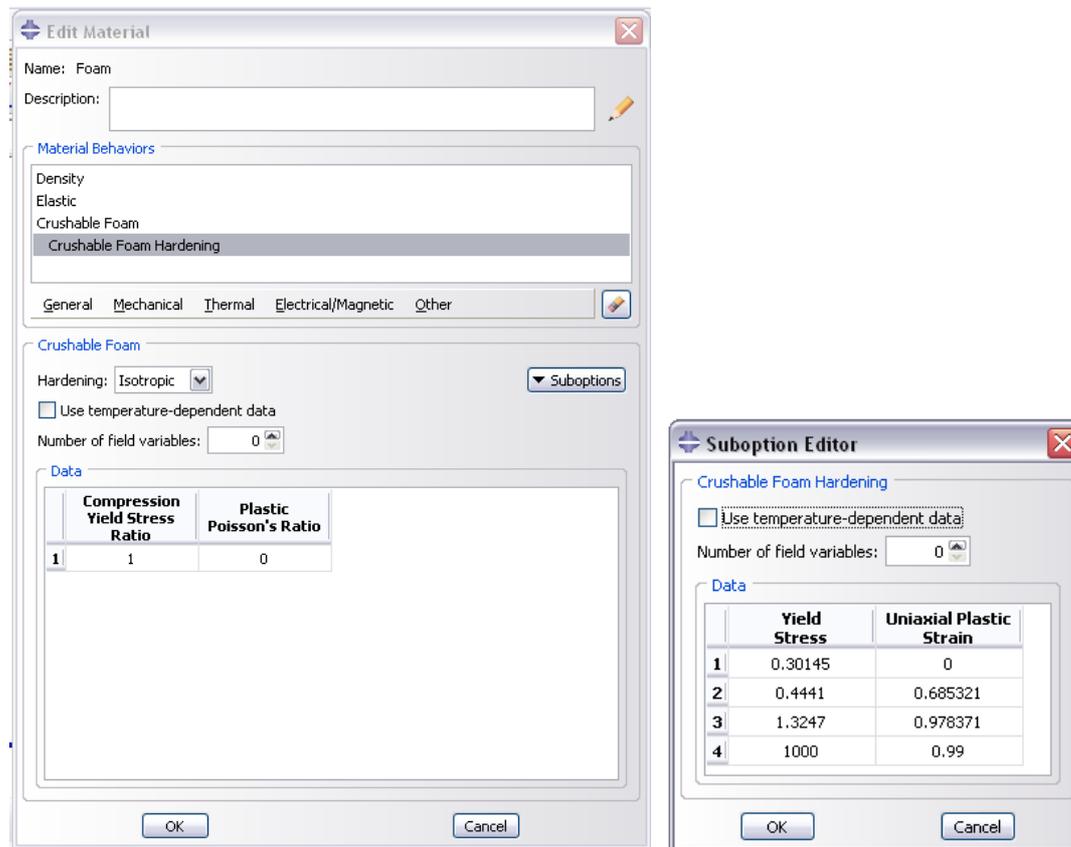
La modelización numérica de este material se lleva a cabo a través de un modelo de comportamiento de material incluido en Abaqus llamado “Crushable Foam”, específico para análisis de Foams usados típicamente en estructuras con capacidad de absorción de energías y atenuación de impactos. Este comportamiento no lineal del Foam se modeló de acuerdo a lo que se indica en la Tabla B.1, la última línea de comportamiento se incluyó para evitar deformaciones excesivas de los elementos bajo cargas de compresión.

Tensión (MPa)	Deformación
0.30145	0
0.4441	0.685321
1.3247	0.978371
1000	0.99

Tabla B.1 Comportamiento no lineal del Foam

Dicho comportamiento se modeló en Abaqus a partir del archivo .CAE. Para ello debemos crear nuestro material, y acceder a “Plasticity”, y dentro de esta a “Crushable Foam”.

Una vez que hemos seleccionado esto nos aparece lo que podemos ver en la Figura B.2. Dentro de esta podemos seleccionar las características de nuestro endurecimiento. Para comprender cada uno de los campos lo recomendable es acceder al a ayuda [18]. Como en nuestro caso partíamos de los datos mostrados en la Tabla B.1 necesitábamos incluir una tabla que nos incluyera la tensión frente a la deformación. Para ello seleccionamos “Foam Hardening” dentro de “Suboptions”, con lo que nos aparece la tabla de la derecha de la Figura B.3. Inicialmente esta tabla solo contiene una fila, para incluirle más filas nos colocamos sobre esta y con el Botón derecho decimos “Insert Row After”.



*Figura B.2 “Crushable Foam” en Abaqus*

## B.2. Modificación del Step.

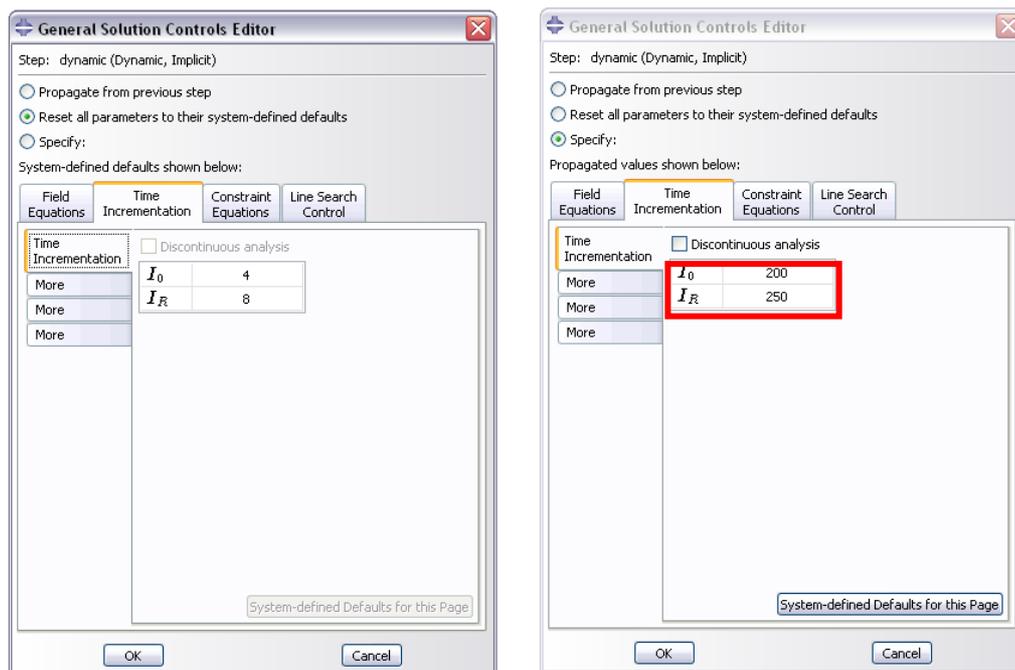
Cuando resolvemos nuestro modelo incluyendo el material de recubrimiento al tratarse de un problema implícito, presenta problemas de convergencia, por lo que modificamos el número de iteraciones máximas que realiza en cada paso.

Para abrir el menú que nos permite modificar estas opciones en el archivo “.CAE”, deberemos de seleccionar el step que deseamos cambiar y seleccionar el menú “Other”, y en el seleccionar “General Solutions Control –Edit” y elegir el step a modificar.

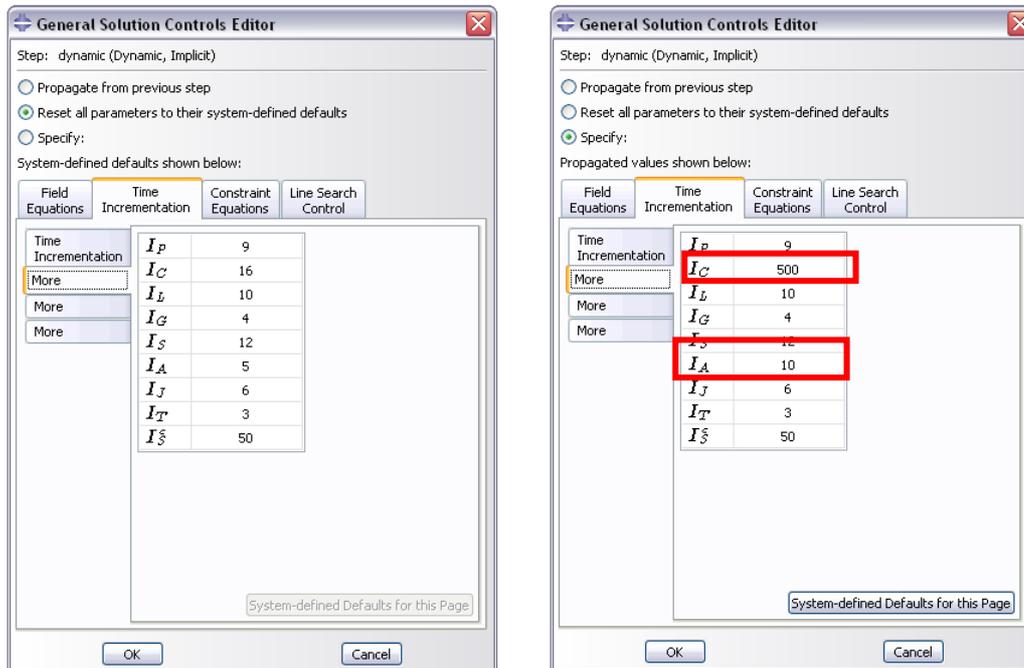
Se abrirá el menú mostrado en la figura siguiente, en el seleccionaremos la pestaña “Time Incrementation”.

En la Figura B.3 y Figura B.4 podemos ver en el lado derecho los datos del Step por defecto, y en el lado derecho los campos modificados. Hemos resaltado los campos que hemos modificado cuyo significado es el siguiente:

- $I_0$ : Número de iteraciones tras el cual se verifica si el residuo disminuye durante dos iteraciones.
- $I_R$ : Número de iteraciones tras el cual comienza a verificarse el criterio de convergencia logarítmica en cada iteración.
- $I_C$ : Número máximo de iteraciones consecutivas para alcanzar el equilibrio.
- $I_A$ : máximo número de intentos para alcanzar la convergencia.



**Figura B.3** Modificación del Step, Time incrementation



**Figura B.4** Modificación del Step, More

El efecto de incluir estas modificaciones es que en el archivo .inp aparecen un nuevo comando como aparece en la Figura B.5. Con estos cambios conseguimos que un problema complejo como es el del armario completo con Foam resuelva aunque debemos resaltar que el tiempo de resolución del mismo es bastante elevado.

```

**
**
** STEP: dynamic
**
**Step, name=dynamic, nlgeom=YES, inc=10000
**Dynamic
1e-06,0.02,1e-15
**
** BOUNDARY CONDITIONS
**
** Name: carga_1 Type: Velocity/Angular velocity
**Boundary, type=VELOCITY
LoadPoint_1, 1, 1, -13889.
**
** CONTROLS
**
**Controls, reset
**Controls, parameters=time incrementation
200, 250, , 500, , , , 10, , ,
**
** OUTPUT REQUESTS
**

```

**Figura B.5** Cambios en el .inp tras modificar el Step

# C. ANEXO: FileZilla y Cluster

No podíamos terminar este proyecto sin hacer mención a algunas de las herramientas que hemos utilizado y gracias a las cuales hemos podido realizar el proyecto con facilidad. Estas herramientas han sido el programa FileZilla y el Cluster.

Filezilla es una aplicación para la transferencia de archivos por TFP. Es una aplicación gratuita y de código abierto. Permite transferir archivos desde un ordenador local, hacia uno o más servidores FTP (y viceversa) de forma sencilla. Esta aplicación la utilizamos para transferir la información desde nuestro ordenador hasta el Cluster.

En la Figura C.1 podemos ver el interfaz típico de FileZilla. En el lado izquierdo de la pantalla tenemos la información de nuestro ordenador, y en la parte de derecha la información del servido FTP, que en nuestro caso llamaremos como Cluster. La transferencia de la información desde la zona loca hacia el servidor se hace con un doble clic sobre el archivo. Desde esta pantalla tenemos acceso a todos los archivos, así como libertad para la modificación de los mismos.

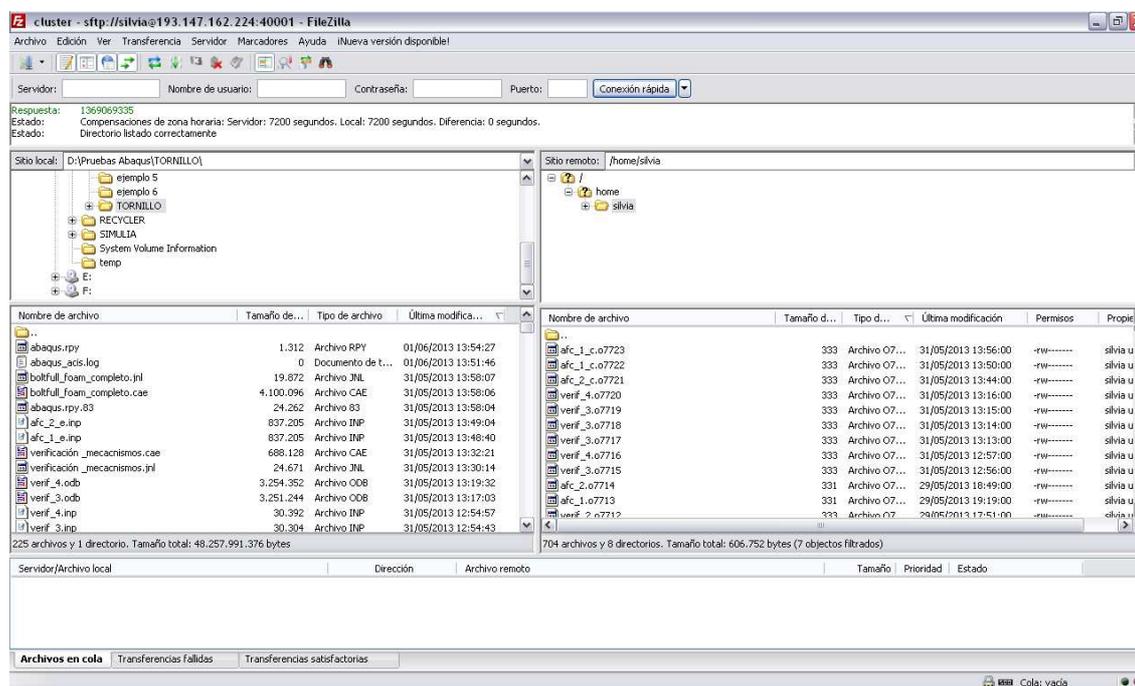


Figura C.1 FireZilla

Por otro lado el Cluster es un servidor de cálculo de alto rendimiento, que posee 9 nodos, de los cuales los 4 primeros nodos tienen 8 procesadores, con 16Gb de RAM, 3 nodos con 32 procesadores, con 32 Gb de RAM y 2 nodos con 24 procesadores y 32 Gb de RAM.

Gracias a la gran capacidad de este servidor hemos podido resolver los problemas en horas frente a los días que se hubiera tomado en un ordenador convencional.

```
silvia@master:~$ squeue
Usage Totals: 0/128 Procs, 0/7 Nodes, 0/0 Jobs Running
Node States: 7 free
1234567890 1234567890 1234567890 1234567890 1234567890 1234567890
-----
nodo1.cluster .....
-----
1234567890 1234567890 1234567890 1234567890 1234567890 1234567890
-----
nodo2.cluster .....
-----
1234567890 1234567890 1234567890 1234567890 1234567890 1234567890
-----
nodo3.cluster .....
-----
1234567890 1234567890 1234567890 1234567890 1234567890 1234567890
-----
nodo4.cluster .....
-----
1234567890 1234567890 1234567890 1234567890 1234567890 1234567890
-----
nodo5.cluster .....
-----
1234567890 1234567890 1234567890 1234567890 1234567890 1234567890
-----
nodo6.cluster .....
-----
1234567890 1234567890 1234567890 1234567890 1234567890 1234567890
-----
nodo7.cluster .....
-----
Job# Username Queue Jobname CPUs/Nodes S Elapsed/Requested
[?] unknown [0] busy [*] down [.] idle [%] offline [!] other
```

Figura C.2 Cluster

# Referencias

---

- [1] S. M. Moreno Escalante, «Diseño mecánico a frangibilidad de un armario de cabecera de pista de aterrizaje,» 2013.
- [2] I. C. A. Organization, *Aerodrome Design Manual, Draft, Part 6, Frangibility*, 1999.
- [3] C. González Encinas, «Tipología de Edificios Técnicos para Equipos en FRANJA y RESA,» *Aforo*, nº 85, pp. 36-43, 2010.
- [4] *Real Decreto 862/2009, de 14 de mayo*, «BOE» núm. 132, de 1 de junio de 2009, páginas 45763 a 46048 (286 págs.).
- [5] B.O.E., *ESTRUCTURAS DE ACERO EN EDIFICACIÓN Real decreto 1829/1995 de 10 de noviembre*, 18-1-1996.
- [6] F. Paris, *Teoría de la elasticidad*, Grupo de Elasticidad y Resistencia de Materiales, 1996.
- [7] S. J. Hiermaier, *Structures under crash and impact*, Springer, 2007.
- [8] M. Moriche Guerrero, *Modelo de Gurson aplicado al análisis del ensayo de expansión de anillos*. PFC de ingeniería industrial., Madrid: Universidad Carlos III de Madrid, 2011.
- [9] R. Hill, *The Mathematical Theory of Plasticity*, New York: Oxford University Press, 1950.
- [10] T. Belytschko, «Survey of Numerical Methods and Computer Programs for Dynamic Structural Analysis,» *Nuclear Engineering and Design*, vol. 37, p. 23–34, 1976.
- [11] H. D. a. B. I. K. Hibbitt, *Analysis of Pipe Whip*, EPRI, 1979.
- [12] E. Rogers, J. Ross y K. Snyder, “*Development and Test of Low-Impact Resistant Towers*”, Federal Aviation Administration-FAA-AF-79- 1, 1979.

- [13] J. Hanka y M. Vahteri, *Impact Test of Exel Approach Light Masts*, Finlandia: Material Research and Testing Department, Neste Composite Technology, 1991.
- [14] K. Robbersmyr y O. Bakken, «Impact Test for Lattix Airport Approach Light Towers,» *Mechanical Department Agder College and Juralco AS*, nº Report No. 14/97, Julio 1997.
- [15] J. Wiggenraad, «Summary of Impact Test Results for Frangible Aid Support Structures,» *National Aerospace Laboratory NLR*, nº Report No. NLR CR 92153, 1992.
- [16] R. Marinelli, «Determining RSA NAVAID Frangibility and FixedBy-Function,» Engineering Brief No. 79,, 2009.
- [17] D. Zimcikl, M. Nejad Ensan y M. Farha2, «Frangibility of airport approach lighting towers,» de *Structures Under Shock and Impact VII*, Jones N, CA Brebbia, 2002.
- [18] *ABAQUS/Explicit v6.7.1, User's Manual*, ABAQUS Inc., Richmond USA.
- [19] N. Mills, *Polymer Foams Handbook – Engineering and Biomechanics Applications and Design Guide*, Butterworth-Heinemann (Elsevier), ISBN 978-0-7506-8069-1 (2007).
- [20] L. J. G. a. M. F. Ashby, *Cellular solids - Structure and properties* (second edition), Cambridge University Press, 2001.

