

**UNIVERSITÀ DELLA CALABRIA**

**Facoltà di Ingegneria**

**Dipartimento di Meccanica**

---

**Corso di Master in Ingegneria Industriale**

TESI DI LAUREA

***Concept modelling of a honeycomb sandwich  
beam-like structure***

**Relatore:**

***Garre, Carlos***

***De Gaetano, Giovanni***

***Mundo, Domenico***

**Candidato:**

***Mallavia Llanos, Juan***

---

**Anno Accademico 2012/2013**

*A mis padres, hermanos, tía, familia política y sobrina por haberme ayudado a lo largo de los años para realizarme profesionalmente y personalmente.*

## Agradecimientos

Me gustaría expresar mi gratitud a mi supervisor Dr. Domenico Mundo por toda su gentil ayuda, estímulo y guía especializada, sin la cual el proyecto no hubiera sido posible. Él me dio la flexibilidad para seguir mi interés por la investigación, pero al mismo tiempo que me hizo seguir adelante en la dirección correcta. También dio me ha dado la posibilidad de descubrir un país como Italia, cuya gente me han tratado desde el primer día como un hijo. Su amabilidad y hospitalidad siempre estará en mi memoria para siempre.

También estoy agradecido a Carlos Garre y Giovanni de Gaetano por toda su dedicación, contribución y optimismo para hacer de este proyecto. Su proximidad y su incondicional disposición y profesionalismo me han ayudado a adquirir todos los conocimientos necesarios para su desarrollo. Sin ellos esto nunca hubiese sido posible de realizar

Dar las gracias al departamento de mecánica de la Universidad de Calabria por el buen trato recibido y por haber puesto a mi disposición todos los medios necesarios para el desarrollo del proyecto proporcionarme materiales e información técnica valiosa.

En la Universidad de Cantabria por darme la oportunidad de aprender desde el primer día con los mejores profesionales y los mejores medios posibles. También por darme la oportunidad de descubrir otra cultura como Italia.

Dar las gracias a toda mi familia, especialmente mis padres y tía, no sólo por el apoyo que me han dado, sino para toda la comprensión y la dedicación que han demostrado durante tanto tiempo. A mis hermanos que siempre me han guiado en la vida por el camino correcto y que siempre me han ayudado con todo su corazón. Siempre serán el mejor ejemplo que una persona pueda necesitar.

Por último, no me quiero olvidar de todos los amigos y compañeros de la universidad, ya que han formado una parte muy importante de este camino en los últimos años.

## Resumen

Las estructuras tipo sándwich son ampliamente utilizadas en muchas aplicaciones, entre las que destaca la industria automovilística, porque presentan una óptima combinación de propiedades, como una alta rigidez y resistencia y una buena absorción energética, manteniendo un peso ligero. La reducción de peso no es solo una propiedad deseable, sino que actualmente es una necesidad impuesta por las cada vez más estrictas normativas de reducción de impacto ecológico y consumo energético.

El comportamiento dinámico y estático de este tipo de estructuras puede ser estudiado mediante la ejecución de tests experimentales, pero estos experimentos suelen ser costosos y requieren mucho tiempo de montaje y ejecución. Por este motivo, es común recurrir a modelos de simulación basados en elementos finitos (FE), que consiguen una gran precisión en la estimación del comportamiento dinámico y estático. Estos modelos, en cambio, siguen siendo demasiado costosos en términos de tiempo de modelado, simulación y modificación, especialmente en las fases iniciales del diseño de prototipos donde es habitual la necesidad de realizar múltiples modificaciones. Esto ha llevado al desarrollo de modelos simplificados dentro del campo conocido como modelado conceptual (concept modelling), entre los que destacan los modelos 3D equivalentes (3D equivalent models). Estos modelos reducen la complejidad del modelado de la estructura disminuyendo el número de grados de libertad mediante una homogeneización de la geometría, pero conservando unas características de rigidez y geometría equivalentes a las de los modelos 3D completos.

En la actualidad existen modelos 3D equivalentes que aproximan las características de estructuras tipo sándwich, y más concretamente de estructuras tipo 'honeycomb' (panel de abeja), que son las que se estudiarán en este trabajo. Estos modelos han alcanzado una buena precisión en la predicción del comportamiento estático, pero no son capaces de reproducir adecuadamente el comportamiento dinámico de la estructura. En este trabajo se presenta un modelo conceptual basado en elementos finitos que aproxima con gran precisión el comportamiento tanto estático como dinámico de vigas con estructura honeycomb. El método consiste en dos pasos. Primero, se construye un modelo FE detallado siguiendo la geometría de la viga tipo honeycomb, y se realiza su simulación para obtener unos valores de referencia de las frecuencias naturales de flexión y torsión de la estructura. Las frecuencias naturales se estiman mediante un análisis modal en condiciones F-F-F-F, es decir, sin ningún tipo de anclaje ni condiciones de contorno. Después, se utiliza un modelo analítico que permite estimar las propiedades geométricas de la sección transversal de una viga unidimensional (1D), de modo que esta viga presente unas frecuencias naturales muy cercanas a las estimadas en el modelo FE detallado.

Para comprobar la precisión en la estimación del comportamiento dinámico del modelo propuesto, se presenta un caso de estudio con el análisis de frecuencias de una viga honeycomb. Las frecuencias se estimarán inicialmente sobre un modelo FE detallado que servirá como referencia, y posteriormente sobre el modelo de viga 1D equivalente propuesto y sobre un modelo 3D equivalente extraído de la literatura. Los resultados de este análisis

demuestran que la capacidad de estimación de frecuencias naturales de flexión y torsión del modelo 1D es mayor que la del modelo 3D equivalente utilizado.

## Índice de Contenidos

Capítulo 1: Introducción.....	10
1.1. Motivación .....	11
1.2. Objetivos .....	11
1.3. Contenidos .....	12
Capítulo 2: Estructura sándwich de panal de abeja .....	13
2.1. Introducción .....	14
2.2. Historia .....	16
2.3. Propiedades.....	19
2.3.1. Hipótesis de análisis en paneles sándwich.....	21
2.3.2. Ventajas de los compuestos.....	21
2.3.3. Desventajas de los compuestos .....	22
2.4. Componentes .....	22
2.4.1. Materiales para el núcleo.....	22
2.4.2. Adhesivos y sus propiedades .....	26
2.5. Fabricación .....	28
2.5.1. Bolsa de vacío y moldeo en autoclave .....	28
2.5.2. Unión adhesiva.....	30
2.5.3. Moldeo líquido .....	31
2.5.4. Laminación continua. ....	33
2.5.5. Moldeo por comprensión.....	33
2.5.6. Arrollamiento de filamentos .....	34
2.6. Aplicaciones.....	35
2.6.1. Transporte .....	35
2.6.2. Arquitectura .....	37
2.6.3. Paneles informativos.....	39
2.6.4. Salas blancas.....	39
2.6.5. Amortiguadores de energía.....	40

Capítulo 3: Desarrollo de modelos de elementos finitos.....	41
3.1. Modelo detallado 3D.....	42
3.2. Modelo viga equivalente.....	46
3.3. Modelo en 1D.....	51
Capítulo 4: Resultados.....	55
4. 1. Modelo detallado en 3D.....	56
4. 2. Modelo de viga equivalente.....	58
4. 3. Modelo en 1D.....	60
Capítulo 5: Comparación entre modelos, conclusiones y trabajo futuro .....	63
5.1. Comparación entre modelos.....	64
5.2. Conclusiones.....	67
5.3. Trabajo futuro .....	67
Bibliografía .....	69

## Índice de Tablas

<b>Tabla 1.</b> Ejemplo de la eficiencia estructural de paneles sándwich en términos de peso .....	15
<b>Tabla 2.</b> Resultados del modelo 3D .....	58
<b>Tabla 3.</b> Resultados del modelo equivalente.....	60
<b>Tabla 4.</b> Resultados del modelo 1D .....	62
<b>Tabla 5.</b> Comparación entre los modelos en el eje 'XY' .....	64
<b>Tabla 6.</b> Comparación entre los modelos en el eje 'XZ' .....	65
<b>Tabla 7.</b> Comparación entre los modelos en torsión .....	66

## Índice de Figuras

<b>Figura 1.</b> Detalle de la estructura sándwich de panal de abeja .....	14
<b>Figura 2.</b> Paneles sándwich a)ondulado; b)espuma; c) panal de abeja .....	15
<b>Figura 3.</b> Detalle de una calavera humana .....	16
<b>Figura 4.</b> Detalle de un tallo de una planta .....	16
<b>Figura 5.</b> Detalle de unas alas de un pájaro .....	16
<b>Figura 6.</b> Panteón de Roma .....	17
<b>Figura 7.</b> Planos del SS Great Eastern.....	18
<b>Figura 8.</b> Paneles de papel para placas de yeso ligeros .....	18
<b>Figura 9.</b> Diseño de la técnica de extrusión de G.Ducruy .....	19
<b>Figura 10.</b> Detalle de un panel sándwich tipo "honeycomb" .....	21
<b>Figura 11.</b> Detalle de un núcleo balsa .....	23
<b>Figura 12.</b> Detalle de un núcleo de espuma de poliuretano .....	24
<b>Figura 13.</b> Detalle de un núcleo de espuma de poliestireno.....	24
<b>Figura 14.</b> Detalle de un núcleo de espuma de de policloruro de vinilo .....	25
<b>Figura 15.</b> Detalle de un núcleo de aluminio .....	25
<b>Figura 16.</b> Detalle de un núcleo de nomex .....	26

<b>Figura 17.</b> Detalle de un núcleo de kevlar .....	26
<b>Figura 18.</b> Proceso de eliminación en bolsa de vacío .....	30
<b>Figura 19.</b> Detalle de una prensa de moldeo por transferencia .....	32
<b>Figura 20.</b> Prensa de moldeo por compresión .....	34
<b>Figura 21.</b> Proceso de arrollamiento de filamentos .....	35
<b>Figura 22.</b> Detalle de un camión congelador .....	36
<b>Figura 23.</b> Detalle de un contenedor .....	36
<b>Figura 24.</b> Detalle de una ala de un avión .....	37
<b>Figura 25.</b> Segmento de un cono de un transbordador con detalles de la brida y el borde superior .....	37
<b>Figura 26.</b> Detalle del puente en Louisiana con estructura sándwich .....	38
<b>Figura 27.</b> Detalle de una fachada con revestimientos con estructuras sándwich .....	38
<b>Figura 28.</b> Detalle de un panel .....	39
<b>Figura 29.</b> Detalle de una sala blanca .....	39
<b>Figura 30.</b> Detalle de pruebas de choque en coches .....	40
<b>Figura 31.</b> Detalle del viga sándwich con núcleo de panal de abeja .....	42
<b>Figura 32.</b> Detalle de un hexágono .....	43
<b>Figura 33.</b> Detalle del hexágono mallado .....	44
<b>Figura 34.</b> Detalle de las dos laminas superficiales .....	45
<b>Figura 35.</b> Detalle del núcleo mallado .....	45
<b>Figura 36.</b> Detalle del modelo en 3D .....	46
<b>Figura 37.</b> Parámetros equivalentes de la viga .....	46
<b>Figura 38.</b> Medidas del modelo equivalente .....	49
<b>Figura 39.</b> Detalle del frente del modelo equivalente .....	50
<b>Figura 40.</b> Detalle del frente barrido .....	50
<b>Figura 41.</b> Detalle del modelo equivalente .....	51
<b>Figura 42.</b> Detalle de las propiedades del material equivalente .....	51
<b>Figura 43.</b> Detalle del modelo 1D .....	53

<b>Figura 44.</b> 1D modelo 1D mallado.....	54
<b>Figura 45.</b> Primera frecuencia flexional en el eje 'XY'.....	56
<b>Figura 46.</b> Primera frecuencia flexional en el eje 'XZ'.....	57
<b>Figura 47.</b> Primera frecuencia torsional.....	57
<b>Figura 48.</b> Primera frecuencia flexional en el eje 'XY'.....	58
<b>Figura 49.</b> Primera frecuencia flexional en el eje 'XZ'.....	59
<b>Figura 50.</b> Primera frecuencia torsional.....	59
<b>Figura 51.</b> Primera frecuencia flexional en el eje 'XY'.....	61
<b>Figura 52.</b> Primera frecuencia flexional en el eje 'XZ'.....	61
<b>Figura 53.</b> Primera frecuencia torsional.....	62
<b>Figura 54.</b> Comparación entre los modelos en el eje 'XY'.....	65
<b>Figura 55.</b> Comparación entre los modelos en el eje 'XZ'.....	66
<b>Figura 56.</b> Comparación entre los modelos en torsión.....	67

# Capítulo 1: Introducción

## 1.1. Motivación

El desarrollo de esta investigación es el resultado de una necesidad de la ingeniería de encontrar nuevas estructuras que nos permitan mejorar rendimiento de aplicaciones . Esta mejora del rendimiento se verá reflejado en mejoras tanto en ahorro económico como seguridad por marcar alguno de los puntos más importantes.

La introducción de materiales celulares nos permiten trabajar con gran variedad de aplicaciones estructurales. En este caso trabajaremos con un material celular que será la espuma metálica de aluminio. La combinación de este tipo de estructuras tiene un comportamiento mucho mejor que si se utilizase otro tipo de estructura. La combinación con espumas metálicas nos dan propiedades interesantes tanto físicas como mecánicas, como podrían ser una alta tenacidad y baja densidad, además de una gran capacidad de convertir energía de impacto en deformación plástica. Este tipo de mejoras nos darían unos resultados más que óptimos para industrias como podrían ser la aeroespacial, naval o automotriz.

Para este tipo de investigaciones es necesario saber el comportamiento de los materiales celulares con grandes deformaciones. Por ello, el uso de del método de los elementos finitos (FEM) se ha convertido en una herramienta que ofrece unos resultados muy fiables.

## 1.2. Objetivos

El objetivo principal de esta investigación ha sido la búsqueda de una estructura que nos proporcione un aumento de las propiedades tanto físicas como mecánicas con la que obtendremos unos beneficios en la construcción de futuras construcciones industriales.

Para alcanzar ese objetivo tendremos que pasar por diferentes fases:

- Desarrollaremos un estructura tipo viga en 3D, la cual analizaremos mediante el método de los elementos finitos que nos proporcionará las frecuencias naturales de la misma en condiciones libres.
- Con las frecuencias naturales, de flexión y de torsión, deberemos trabajar con un modelo matemático, ya desarrollado, que nos proporcione las propiedades de rigidez necesarias para poder trabajar posteriormente con el modelo simplificado en 1D.
- Desarrollaremos un modelo equivalente que será analizado por el método de los elementos finitos .
- Haremos una comparación de resultados entre los tres modelos con los que hemos trabajado.

### 1.3. Contenidos

El presente documento contiene los siguientes capítulos en los que desarrollaremos los objetivos presentados anteriormente:

Capítulo 1: Descripción de la motivación y los objetivos principales del proyecto, tanto generales como específicos.

Capítulo 2: Contiene un desarrollo de la teoría y la historia de las estructuras sándwich de panal de abeja.

Capítulo 3: Desarrollo numérico de los diferentes modelos a trabajar con el método de los elementos finitos.

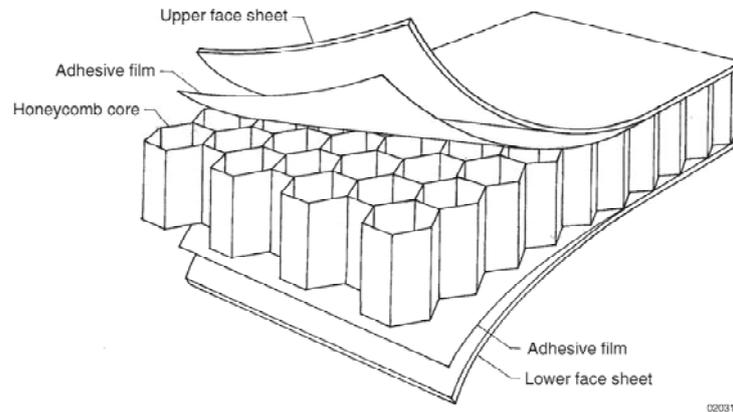
Capítulo 4: Recoge los resultados obtenido en el capítulo 3

Capítulo 5: Comparación de resultados entre los diferentes modelos trabajados, conclusiones finales obtenidos del proyecto y posibles trabajos futuros.

## **Capítulo 2: Estructura sándwich de panal de abeja**

## 2.1. Introducción

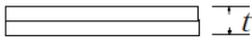
Un panel sándwich de panal de abeja es una clase especial de material compuesto fabricado mediante la unión de dos finas laminas superficiales a un núcleo ligero pero muy rígido [1]. En la figura 1 podemos observar las dos laminas superficiales, "upper sheet" y "lower sheet", y el núcleo con la forma de panal de abeja.



**Figura 1.** Detalle de la estructura sándwich de panal de abeja

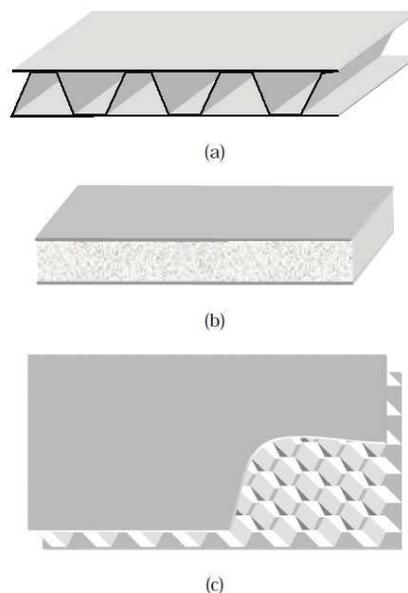
El núcleo, normalmente, está hecho de un material de baja resistencia, pero su espesor proporciona al panel una alta resistencia a la flexión con baja densidad. La geometría de las estructuras de panal de abeja puede variar ampliamente, pero la característica común de todas estas estructuras es una matriz de celdas huecas formadas entre las paredes verticales delgadas. La forma de las células suelen ser circular y de forma hexagonal. Una estructura en forma de panal de abeja proporciona un material, con una densidad mínima, con grandes propiedades de cizallamiento y de compresión [2].

Una mayor separación entre las laminas superficiales incrementa el momento de inercia del núcleo y también produce un ligero aumento del peso. Esto crea una estructura eficiente para resistir a la flexión y a cargas de pandeo. En la tabla inferior (tabla 1) podemos observar la relación existente en términos de resistencia a flexión que se produce entre los paneles sándwich y los paneles sólidos utilizando la teoría de la viga con valores típicos entre laminas superficiales y el núcleo. Un panel sándwich es mucho más pesado, aumenta su rigidez y resistencia a la flexión, ya que su núcleo es mucho mayor.

			
<b>Relative Bending Stiffness</b>	1	7.0	37
<b>Relative Bending Strength</b>	1	3.5	9.2
<b>Relative Weight</b>	1	1.03	1.06

**Tabla 1.** Ejemplo de la eficiencia estructural de paneles sándwich en términos de peso

Esto hace que este tipo de material compuesto sea uno de los más indicados para aplicaciones de alto rendimiento donde el peso tiene ser el mínimo. Este tipo de aplicaciones podrían encontrarse en la industria aeroespacial o la industria automovilística, que es donde nos encontramos. Para aplicaciones donde el peso es de vital importancia usamos materiales compuesto para las laminas superficiales, aunque también podría usarse materiales más baratos como aleaciones de aluminio, acero o, incluso, madera contrachapada. Para el núcleo se podría usar aluminio, madera o materiales compuestos. Para minimizar el peso, el núcleo tendrá la forma que podemos observar en la figura 2, ondulado, de espuma o de panal de abeja. En cuanto requerimientos mecánicos, el material del núcleo también pueden ser seleccionado en base a su resistencia al fuego o por sus propiedades térmicas. En nuestro caso, tanto para las laminas superficiales como para el núcleo hemos escogido el aluminio como material. Hay que reseñar que el núcleo tendrá forma de panal de abeja [3].



**Figura 2.** Paneles sándwich a)ondulado; b)espuma; c) panal de abeja

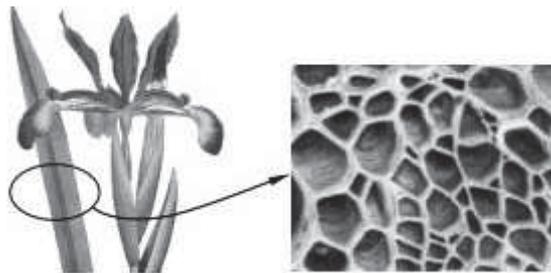
## 2.2. Historia

Mucho antes de que la humanidad empezase a tener la necesidad de fabricar estructuras, como edificios o maquinas, el concepto de estructura de sándwich ya existía en la naturaleza. En la naturaleza, un principio básico para un uso eficiente de los materiales es la de la mayor obtención de energía con el mínimo peso.

Para encontrar ejemplos en la naturaleza de construcciones de este tipo, podemos encontrar la calavera de un ser humano (figura 3). Existen muchos otros ejemplos en esqueletos de organismos, como en los tallos de las plantas, figura 4, así como en las alas de pájaros, figura 5 [4].



**Figura 3.** *Detalle de una calavera humana*



**Figura 4.** *Detalle de un tallo de una planta*

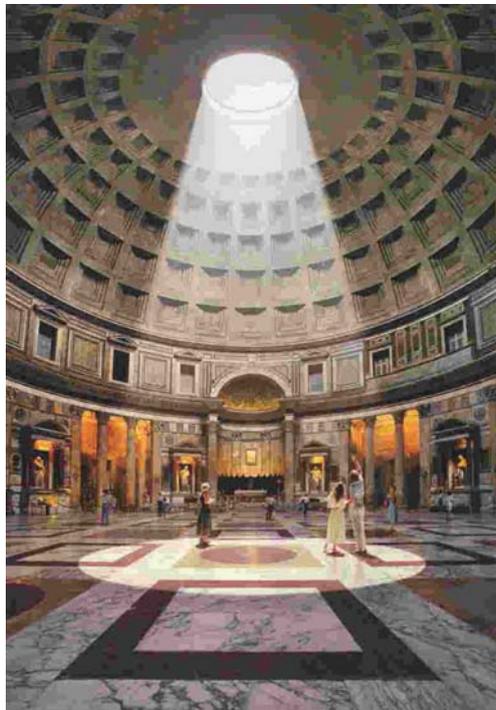


**Figura 5.** *Detalle de unas alas de un pájaro*

A parte de estos ejemplos, es obligado hablar de la estructura de los panales de abeja. Estos panales son construcciones muy eficientes, ya que se construyen a través de dos principios básicos en la física:

1. la forma hexagonal cubre mucho más espacio que la forma cilíndrica
2. energía mínima de la superficie.

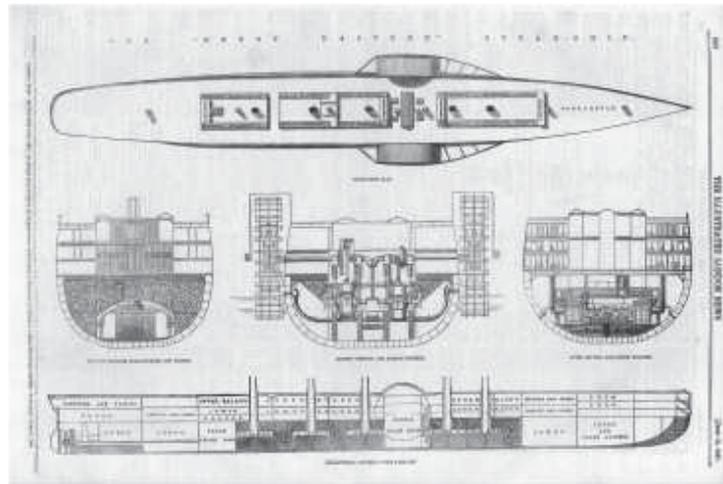
En el año 230 AC, Arquímedes establece las bases de la ingeniería descubriendo la ley de la palanca como primer elemento para la compresión del momento de inercia en estructuras sándwich. En el año 36 DC Marcus Varro informa a geómetras griegos como Euclides y Zenodoro de este tipo de estructuras, descubriendo así el uso eficiente de este tipo de estructuras en la construcción. El primer hombre que fabrico este tipo de estructuras fue Daedalus en el año 60 DC de oro [5]. Otro ejemplo que nos encontramos data del año 126 DC en el interior de la cúpula del Panteón de Roma como podemos observar en la figura 6.



**Figura 6.** Panteón de Roma

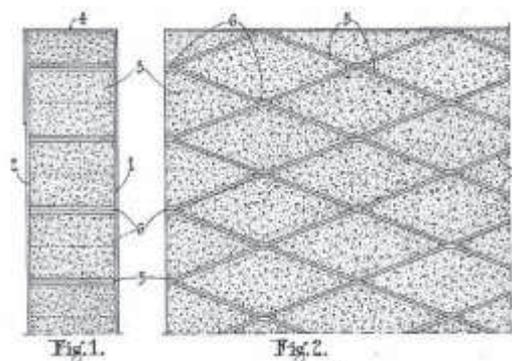
En 1638 Galileo Galeli trabaja en el tema acerca de los problemas en la flexión y descubrió la eficiencia de los tubos frente a los barras sólidas: *"Quiero añadir a la teoría de la resistencia de los sólidos vacíos. En el arte y, sobretudo en la naturaleza, se hace un gran uso de este tipo de estructuras en las que la robustez se incrementa sin añadir el peso, como se puede observar en las aves, o en los tallos de plantas, que son ligeros y muy resistentes a la flexión y a la ruptura"* [6]. En 1665 Robert Hook descubre la estructura celular del maíz siendo esta muy similar a la de un panal de abeja. En 1726 Jacob Leupold documenta acerca de estructuras tubulares en tejados. En 1786 Víctor Louis usa estructuras tipo sándwich de hierro en las galerías del Palacio Real en Paris. En 1802 Jean-Baptiste Rondelet analiza y documenta sobre los efectos de la viga

tipo sándwich. En 1820 Alphonse Duleau descubre y publica sobre el momento de inercia de estructuras sándwich en la construcción. En 1830 Robert Stephenson construye la locomotora Planet usando madera chapada como lamina superficial y hierro como núcleo. En 1855 Isambard Brunel construye un barco de hierro, figura 7, con un doble fondo formado de placas laminares y núcleo de hierro. Ronald Fairbairn y otros expertos discutieron sobre placas onduladas soportadas por marcos rectangulares [7].



**Figura 7.** Planos del SS Great Eastern

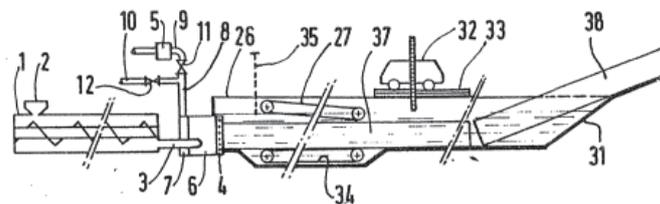
En 1890 Julius Steigel inventa el proceso de producción de estructuras de panal de abeja formado por laminas metálicas onduladas. En 1901 Hans Heilbrun inventa el papel hexagonal de panal de abeja explotando así su producción. En 1914 R. Höfler y S. Renvi patentaron el primer uso de la estructura de panal de abeja en aplicaciones estructurales. En 1915 Hugo Junkers patento la primera de este tipo de estructuras para aplicaciones aeronáuticas. En 1931 George Thomson propone el uso de este tipo de estructura en la decoración usando paneles de yeso, figura 8. Thomson patento, también en 1931, la aplicación de los panales de papel con un núcleo de yeso laminado.



**Figura 8.** Panales de papel para placas de yeso ligeros

En 1934 Edward G. Budd patenta la estructura de tipo sándwich de laminas de metal ondulado de acero fundido. En 1937 Claude Dornier patenta la estructura de panal de abeja de laminas de plástico. En 1938 Norman de Bruyne patenta el adhesivo de unión para las estructuras de tipo sándwich. En 1941 John D. Lincoln propone el uso de este tipo de estructuras para la parte frontal del fuselaje de las aeronaves. En 1948 Roger Steele aplica el proceso de producción de expansión con fibra de hojas de compuestos reforzados. En 1969 Boeing para la construcción de su modelo 747 utiliza ampliamente panales sándwich resistentes al fuego de 'Hexcel Composites' compuesto de núcleo 'Nomex', que se compone principalmente de papel de fibra de aramida de DuPont [3].

En 1980 Guy Ducruy desarrolla los núcleos de panal de abeja extruidos fuera de plano, figura 9. Esta técnica consiste en la extrusión de pequeños bloques de panal de abeja, los cuales son soldados a los bloques más grandes [8].



**Figura 9.** Diseño de la técnica de extrusión de G.Ducruy

En 1983 En 1983 Dietzsch, Hödl, Bauer, Duchene patenta la extrusión de tubos individuales y tubos de enlace en un gran 'stock'. Entre 1995-2005 Verpest y Pflug crean el proceso en línea de panales de abeja de termoplásticos y de papel. También desarrollan núcleos de panales de abeja de thermhex [9,10].

### 2.3. Propiedades

Una estructura tipo 'Honeycomb' es una estructura compuesta de dos placas laminares finas y ligeras con un núcleo de panal de abeja con celdas hexagonales. Las superficies laminares están unidas a ambos lados del núcleo como se muestra en la figura 10. Cada componente, por separado, son materiales ligeros y flexibles. Pero cuando se combina en un panel sándwich, los elementos forman una estructura rígida, fuerte y ligera. Los revestimientos aguantan las cargas de flexión y el núcleo las cargas de corte. En general, el núcleo tiene un comportamiento ortotrópico.

Las estructuras tipo sándwich son utilizadas comúnmente en estructuras donde se requieran resistencia, rigidez, y la eficiencia de peso. Por lo general, los paneles sándwich de baja densidad se utilizan en aviones, naves espaciales, automóviles, trenes, camiones, barcos, etc. Los revestimientos proporcionan prácticamente toda la rigidez en el plano de flexión. En principio, el concepto básico de un panel sándwich es que las placas superficiales se lleven los esfuerzos de flexión mientras que el núcleo lleva las tensiones de cizallamiento. El núcleo tiene

un papel análogo a la del alma de la viga, mientras que los revestimientos de sándwich realizan una función muy similar a la de las bridas de una viga. El sándwich es un concepto atractivo de diseño estructural, ya que, si se hace la elección adecuada de los materiales y la geometría, se pueden conseguir construcciones con altas relaciones de rigidez a peso. Dado que se requiere rigidez para evitar la inestabilidad estructural, el sándwich está particularmente bien adaptado a aplicaciones en las que las condiciones de carga son conducentes al pandeo [11].

Las estructuras tipo sándwich presentan las siguientes propiedades:

- Gran capacidad de carga frente a bajo peso.
- Las laminas superficiales proporcionan una buena resistencia frente a ambientes agresivos.
- Excelente aislamiento térmico.
- Larga vida a un bajo costo de mantenimiento.
- Buena barrera frente a agua y vapor.
- Excelentes propiedades de amortiguación acústica.

El núcleo del panel de emparedado se puede utilizar con diferentes materiales, como:

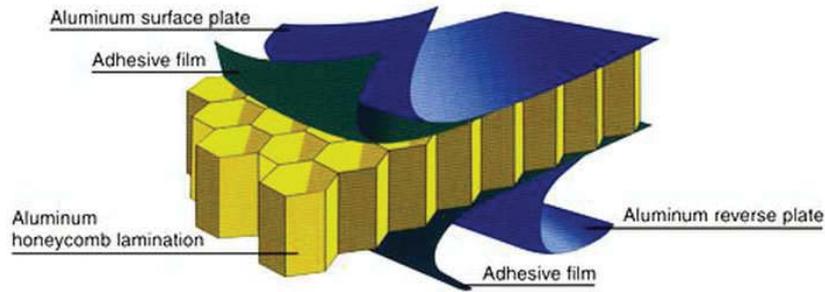
- a) Material tipo 'honeycomb'
- b) Material ondulado
- c) Madera
- d) Plásticos expandidos (espumas)
- e) Lana mineral

También las caras pueden estar hechos de diferentes materiales, como:

- A) Placas metálicas delgadas
- B) Placas perfiladas
- C) Fibras con espesor reforzado

Los componentes del material de sándwich también deben estar unidos entre sí, ya sea utilizando adhesivos o cierres mecánicos, de tal manera que pueden actuar como una unidad de soporte de carga compuesta.

El caso que estudiamos en este trabajo, como se ve en la figura 10, tanto las laminas superficiales como el núcleo estarán formados por aluminio :



**Figura 10.** Detalle de un panel sándwich tipo "honeycomb"

### 2.3.1. Hipótesis de análisis en paneles sándwich

En la estructura tipo sándwich tenemos que realizar las siguientes hipótesis para poder calcular su estructura:

- El centroide de la zona del núcleo coincide con el centroide de las laminas superficiales.
- La inercia de las laminas superficiales con respecto a su centroide es nulo.
- Las cargas de cortadura fuera de plano son soportadas por el núcleo y se distribuyen uniformemente en su espesor .
- La rigidez del núcleo es despreciable con respecto a la de las laminas superficiales.

### 2.3.2. Ventajas de los compuestos

Las ventajas que podemos encontrar en este tipo de estructuras serán las siguientes:

- Un mayor rendimiento para un determinado peso conduce al ahorro de combustible. Tienen excelente resistencia al peso. Esto se expresa normalmente como la fuerza dividida por la densidad y la rigidez (módulo) dividido por la densidad. Estas son las llamadas fuerzas "específicas" y características de módulo "específicos".
- Los patrones de laminado y la acumulación de capas en una parte pueden ser adaptados para dar las propiedades mecánicas requeridas en varias direcciones.
- Es más fácil para lograr perfiles aerodinámicos suaves para reducir la fricción.
- El número de partes se reduce.
- El costo de producción se reduce, ya que se encuentran en muchos procesos.
- Ofrecen una excelente resistencia a la corrosión, ataques químicos y exposición a la intemperie, sin embargo, algunos productos químicos son perjudiciales para materiales compuestos (por ejemplo, removedor de pintura), nuevos tipos de pintura y removedor se están desarrollando para hacer frente a esto.

### 2.3.3. Desventajas de los compuestos

Estos tipos de estructuras también presentan desventajas que serán las siguientes:

- Los compuestos son más frágiles que los metales forjados y por lo tanto son más fáciles de dañar.
- La reparación introduce nuevos problemas, por las siguientes razones:
  - Estos materiales requieren de un transporte y almacenamiento refrigerado y tienen una vida útil limitada.
  - Es necesario, en muchos casos, de un curado en caliente para lo que se requiere de un equipo especial.
  - El curado en caliente o en frío requiere tiempo. El trabajo no se acaba cuando el último remache se ha instalado.
- Si se han utilizado remaches que deben ser eliminados, esto presenta problemas de eliminación sin causar mayores daños[12].

## 2.4. Componentes

### 2.4.1. Materiales para el núcleo

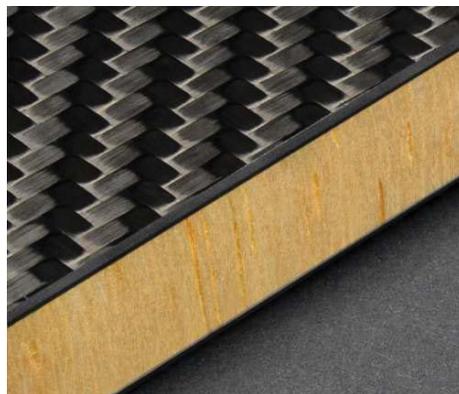
Los núcleos usados en construcciones de soporte de carga de sándwich se pueden dividir en cuatro grupos principales: ondulado, panal de abeja, madera de balsa y espumas. En primer lugar, el núcleo debe poseer baja densidad con el fin de añadir tan poco como sea posible al peso total de la construcción de la estructura sándwich. El núcleo está sometido principalmente a cargas cortantes y las deformaciones producidas por estas cargas crean deformaciones globales y esfuerzos cortantes principales. Por lo tanto, el núcleo tiene que ser de tal manera que no esté por debajo de la carga transversal aplicada y que tenga un módulo de corte lo suficientemente alto como para dar la rigidez a cortante requerida. La carga crítica de deformación depende del módulo de Young (E). Otras funciones de la estructura sándwich son el aislamiento térmico y acústico que depende principalmente del material del núcleo y su espesor. Las propiedades de principal interés para el núcleo son la densidad, módulo de cizallamiento, resistencia a la cizalladura, la rigidez perpendicular a las caras, aislamiento térmico y acústico.

Los panales más utilizados son de aluminio o vidrio impregnados o laminas de fibra de aramida, como Nomex. Debido a los métodos de fabricación que intervienen en la mayoría de los panales no sólo tienen diferentes propiedades fuera de plano, sino que también las propiedades en el plano son diferentes el uno del otro. El exceso de células expandidas también crea anisotropía adicional. Hay tres direcciones principales a las que se refieren las

propiedades del material de la mayoría de los panales, la anchura, la longitud, y las direcciones transversales. Los panales tienen excelentes propiedades, alta rigidez en las laminas superficiales y máxima rigidez al cizallamiento. Los principales inconvenientes son el alto costo, las dificultades en el manejo durante la fabricación del elemento sándwich y que no se pueden usar con la fabricación lay-up húmedo.

#### ***a) Madera balsa***

La madera balsa, generalmente cortado con la técnica 'end grain', exhibe propiedades de compresión alta, así como un buen aislamiento térmico y acústico. Sin embargo, tiene una alta densidad y puede absorber grandes cantidades de resina si no es pre-sellado.



***Figura 11. Detalle de un núcleo balsa***

Secado en horno o cortado al 'end grain' la madera balsa son adecuados como núcleo estructural. Madera de balsa es un recurso natural renovable. Como beneficio adicional, la madera de balsa proporciona un buen aislamiento térmico y acústico [13].

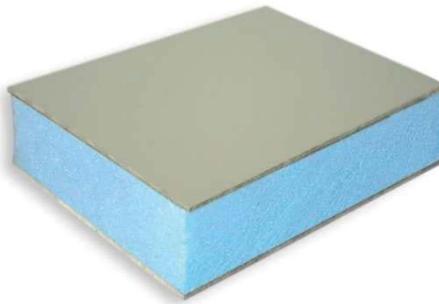
#### ***b) Espuma***

- I. Espuma poliuretano: Poseen propiedades mecánicas moderadas y pueden experimentar un deterioro en la interfase espuma o de la piel con el tiempo. Comúnmente utilizados como relleno en los largueros. El polímero de uretano se forma a través de la reacción entre el polioliol y isocyanine, y tri-cloro-harina-metano o de dióxido de carbono que se utiliza como un agente de soplado y se vaporiza por el calor liberado por la reacción exotérmica. Las espumas PUR se fabrican en muchas variaciones de espuma blanda con células predominantemente cerradas, y con densidades de 30 a 500 kg/m<sup>3</sup> (figura 12) [14].



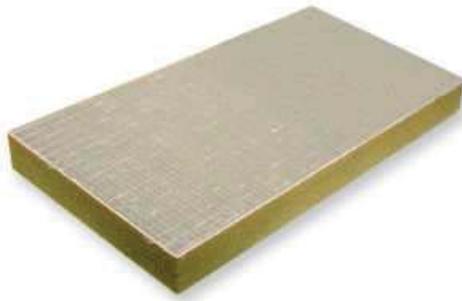
**Figura 12.** Detalle de un núcleo de espuma de poliuretano

- II. Espuma de poliestireno: Este tipo de espuma se fabrica, ya sea, por expansión o por extrusión en moldes cerrados. En ambos casos, el plástico se mezcla con el agente de expansión que se expande entonces a temperatura elevada. Un obstáculo importante era que productos CFC se utilizaron como agentes de soplado, pero recientemente las espumas de poliestireno se han ampliado sin el uso de este tipo de productos. Las espumas de poliestireno se fabrican en densidades de 15 a 300 kg/m<sup>3</sup>. Las espumas de poliestireno tiene muy buenas propiedades mecánicas y térmicas de aislamiento, y son baratas(figura 13) [14].



**Figura 13.** Detalle de un núcleo de espuma de poliestireno

- III. Espuma de de policloruro de vinilo (PVC): La espuma PVC existe en dos formas diferentes, uno puramente termoplástico también llamado espuma de PVC lineal, y otro tipo que es llamado PVC reticulado. El PVC lineal tiene alta ductilidad, muy buenas propiedades mecánicas pero se reblandece a temperatura elevada. El PVC reticulado es más rígido, tiene una mayor resistencia y rigidez, es menos sensible al calor, pero más frágil. Sin embargo, incluso el PVC reticulado tiene una elongación final de aproximadamente 10% en la tensión que es mucho mayor que la espuma de poliuretano (figura 14) [14].

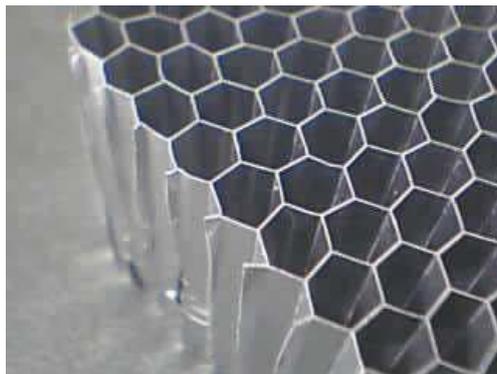


**Figura 14.** Detalle de un núcleo de espuma de de policloruro de vinilo

- IV. Espuma de polimetacrilimida (PMI): Las propiedades mecánicas de este tipo de espumas son muy buenas, tal vez las mejores de todas las espumas celulares disponibles en el mercado. La espuma PMI es bastante frágil. La estructura de la célula es muy fina con células cerradas y los rangos de densidad de 30 a 300 kg/m<sup>3</sup>. La conductividad térmica varía con la temperatura. Para la espuma de PMI que varía de aproximadamente 0,015 W/m<sup>0</sup>C a -160 grados °C a 140 grados °C durante la espuma de PVC [14].

**c) Honeycomb**

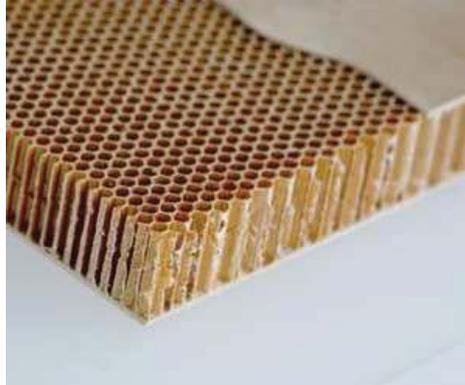
- I. Aluminio: Ofrece uno de los ratios más altos de fuerza / peso de cualquier material del núcleo. Bajo costo. Su potencial problema es la corrosión si se usa en conjunción con revestimientos de carbono. El aluminio en forma de 'honeycomb' ofrece la máxima rigidez y una de las mayores fuerzas para relaciones en peso de cualquier material del núcleo estructural disponible. El papel de aluminio se limpia y se trata con un recubrimiento de conversión química para la resistencia a la corrosión (figura 15) [14].



**Figura 15.** Detalle de un núcleo de aluminio

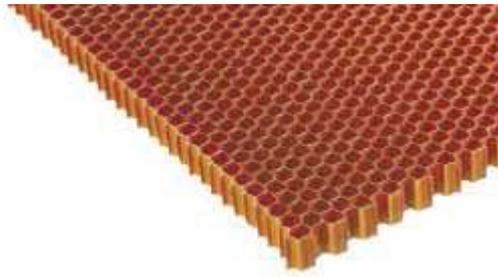
- II. Nomex: Es el material estándar para la construcción de compuestos no metálicos ligeros. Esta hecho con papel de fibra de aramida y recubierto con resina fenólica resistente al calor. Este tipo de núcleos ofrecen una excelente resistencia, baja

densidad, precios más bajos y una alta resistencia al cociente de peso. Buena resistencia al fuego (figura 16) [14].



**Figura 16.** Detalle de un núcleo de nomex

- III. Kevlar: Posee un núcleo ligero que ofrece un rendimiento de corte superior a Nomex. Kevlar es la adición más reciente de la línea de los nidos de abeja. Es extremadamente ligero y fuerte. Es un 'honeycomb' no metálico fabricado con papel de fibra para-aramida. El papel de para-aramida se impregna con una resina fenólica siendo resistente al calor (figura 17) [14].



**Figura 17.** Detalle de un núcleo de kevlar

### 2.4.2. Adhesivos y sus propiedades

Existe una variedad de adhesivos para la unión de estructuras sándwich. El adhesivo tiene que proporcionar los requisitos mecánicos de la estructura proporcionando una buena unión entre los componentes. Estos adhesivos tienen que tener en cuenta a la hora de trabajar factores como la fatiga, resistencia al calor, la fuerza, el envejecimiento y la fluencia son de interés primordial. Los diversos adhesivos que se utilizan son:

### *a) Resinas epoxi*

Estas son las resinas de curado a baja temperatura, normalmente entre 20 y 90 grados C, pero algunas formulaciones se hacen para el curado de alta temperatura (130 a 220 grados C). Las resinas tipo epoxi tienen la ventaja de ser utilizadas sin disolventes y curado sin crear subproductos volátiles y tienen por lo tanto una contracción de volumen bajo. La ausencia de disolventes hace que las resinas epoxi puedan utilizarse con casi todos los tipos de material de núcleo. Las resinas epoxi se pueden encontrar como pasta, películas, polvo, o como adhesivos sólidos. La resistencia al corte típico de epoxi es aproximadamente 20 a 25 MPa.

### *b) Epoxis modificados*

Existen los llamados epoxis de templado, que son similares a los comunes pero mezclados con caucho sintético, como polisulfuros o elastómeros, que mejoran en gran medida la resistencia al desprendimiento. Cuanto mayor sea la porción de elastómeros, mayor es la ductilidad, pero disminuye la resistencia al calor. Otra de las modificaciones son la inclusión de nylon para mejorar el control y el fileteado.

### *c) Adhesivos fenólicos*

Los adhesivos fenólicos tienen una excelente resistencia, buenas propiedades mecánicas de alta temperatura y durabilidad. La principal desventaja es la aparición de agua, cuando en el curado, no se produce la ventilación. Como la viscosidad es alta, es necesaria la utilización de películas adhesivas. Estas características han limitado el uso de compuestos fenólicos, principalmente para el proceso de toma de paneles, donde la ventilación no es un obstáculo y se requiere un enlace de alta temperatura. La desgasificación produce adhesivos fenólicos no aptos para el uso en construcciones sándwich de unión, además de aplicaciones en las que no es posible la ventilación.

### *d) Poliuretanos*

Los adhesivos poliuretanos son probablemente los más ampliamente utilizados para paneles sándwich de unión. Esto es, ya que proporcionan una excelente adhesión a la mayoría de los materiales. Pueden ser utilizados en pasta o en líquido y en una amplia gama de viscosidades, puede tener tiempos de curado largos o cortos. Son ignífugos y resistentes al agua. Los adhesivos poliuretanos prácticamente no contienen disolventes y, por tanto, son respetuosos del medio ambiente y el menos tóxico de todas las resinas.

### *e) Acrilatos de uretano*

El acrilato de uretano es una resina que es compatible con poliésteres y vinilésteres. De hecho, los acrilatos son tan compatibles, que se pueden incorporar, por ejemplo, en un laminado de poliéster húmedo. Los acrilatos de uretano son resinas muy duras, y no muestran casi ninguna contracción de volumen de curado. Una manera de aumentar la unión con la lámina superficial con una espuma de núcleo GRP es utilizar resina de acrilato de uretano para la primera capa de refuerzo, que se cierra hasta la médula. El resto del estratificado puede entonces ser laminado en húmedo, usando, por ejemplo resina de poliéster en la parte superior de la capa de acrilato y aún proporcionar una unión interlaminar perfecta.

### *f) Adhesivos de poliéster y resinas de éster de vinilo*

Los adhesivos de poliéster y resinas de éster de vinilo son los más usados por materiales compuestos reforzados por plástico, estos normalmente se utilizan en la industria aeroespacial. Este tipo de adhesivos se puede unir a, por ejemplo, núcleos de madera de balsa o espumas usando la misma resina que en el laminado. Por lo general, el laminado es incorporado directamente en el núcleo y por lo tanto la primera capa de la lámina se pone húmeda sobre el núcleo y las uniones directamente. Es esencial en este procedimiento para llenar todas las células de la superficie dejando áreas secas en la línea de unión. Un problema con estas resinas es la contracción de volumen de curado que crea, a veces, esfuerzos cortantes muy altos en la interfaz. Una forma de disminuir el efecto de la contracción es cebando la superficie del núcleo mediante la aplicación de una fina capa de resina a la que sólo llena las células de la superficie, y que hay que dejar curar antes de aplicar el resto del estratificado.

## **2.5. Fabricación**

### **2.5.1. Bolsa de vacío y moldeado en autoclave**

Este proceso está limitado a estructuras moderadamente cargadas debido a los materiales utilizados, debido a las condiciones de reticulación utilizados y a la manera en la que se lleva a cabo la impregnación. Ambas superficies laminares y núcleo en las estructuras sándwich para estructuras más avanzadas, por ejemplo, para yates de competencia y en aplicaciones aeroespaciales, tienden a quedar fuera de servicio utilizando preimpregnados.

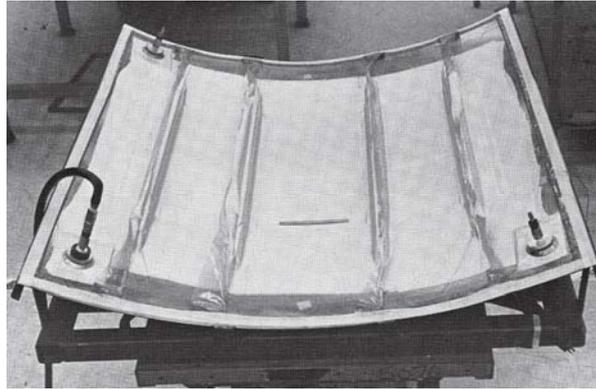
La fabricación de componentes sándwich con caras hechas de materiales preimpregnados puede llevarse a cabo de dos maneras generales. Bajo ciertas condiciones, el laminado se puede colocar directamente sobre el núcleo de una manera similar a la utilizada en la técnica del 'wet lay-up'. Alternativamente, las laminas previamente fabricadas pueden estar unidos con adhesivo al núcleo en un proceso separado. Para la fabricación de un laminado de una sola

piel de prepregs, un molde de un solo lado se trata primero con un agente de liberación del molde, después de lo cual las hojas de prepreg se colocan en la parte superior del otro lado, cuidadosamente asegurar que no hay huecos u otros contaminantes son atrapados y que las hojas están clavadas a fondo el uno al otro.

Dado que casi todas las resinas utilizadas en productos preimpregnados requieren temperatura controlada y la presión en diversos grados para conseguir las propiedades queridas, la reticulación se produce por lo general bajo una bolsa de vacío y con calor aplicado; en aplicaciones de alto rendimiento se utilizan autoclaves. Para preparar la pila prepreg relajada para la reticulación, que se cubre con un separador perforador, un purgador de capas, un segundo separador, una barrera, una capa de ventilación, y una bolsa de vacío. El separador se asegura de que la pieza se libere, mientras que la purga absorbe el exceso de resina expulsados de la pila prepreg. La barrera evita que la resina se difunda en el respiradero, que asegura que la presión de vacío de la bolsa se aplica de manera uniforme. En varios tipos de aplicaciones, se complementan con moldes de prensado-placas que pueden ser elastómeros rígidos, normalmente de metal. Las chapas elastoméricas de prensado se pueden añadir en la parte superior o la pila prepreg para mejorar el acabado superficial de la pieza, asegurando una presión más uniforme. Las placas de presión elásticos moldeados también se pueden usar para eliminar las zonas cóncavas mediante la aplicación de presión localizada. Las chapas de prensado rígidas se utilizan para permitir el control geométrico preciso en los bordes, agujeros, bridas, etc. al no permitir que el sangrado de resina y por lo tanto estrechándose. Después de que se completó el conjunto de bolsa de vacío, el proceso de consolidación se inicia con la evacuación de la bolsa. Entonces se aplica presión incrementándose la temperatura gradualmente a la resina especificada, temperatura de reticulación, que se mantiene durante cantidad significativa de tiempo. Después de la reticulación se ha completado, el vacío y la presión se liberan y la temperatura baja gradualmente.

El desarrollo del proceso general para prepregs implica:

- aplicar agente de desprendimiento de molde
- organizar bolsa de vacío, el montaje de molde en el autoclave
- aplicar vacío, presión especificada y liberación de vacío
- aumentar la temperatura a la temperatura especificada en el índice especificado
- mantener la temperatura y la presión por el tiempo especificado



**Figura 18.** *Proceso de eliminación en bolsa de vacío*

### **2.5.2. Unión adhesiva**

Esta es una operación de fabricación sencilla, independiente de la superficie laminar y el núcleo de los materiales. Las capas adhesivas se intercalan entre las laminas superficiales y el núcleo y todo el conjunto se somete a un aumento de temperatura y presión por la resina adhesiva, después de lo cual toda la estructura sándwich se enfría. Para aplicaciones de alto rendimiento del proceso de unión probablemente se lleva a cabo usando una bolsa de vacío y un autoclave, mientras que para aplicaciones menos exigentes, puede ser suficiente el uso de una bolsa de vacío y / o el peso o una prensa hidráulica. Dado que, no debería haber poca o ninguna resina de sangrado si la unión se lleva a cabo correctamente, la disposición embolsado de vacío se simplifica en comparación con laminas de fabricación. Normalmente, es necesario preparar las superficies a unir con el fin de lograr una buena unión suficiente. A menos que ya este hecho, los núcleos de espuma están típicamente sinterizados y se eliminan todas las partículas sueltas. Los laminados hechos para la fijación están a menudo fabricados con cubiertas provisionales, que se retiran justo antes de la unión para dejar una superficie limpia y algo rugosa. La superficie debe todavía ser raspada para asegurar una adherencia adecuada. La secuencia de tratamiento típico para la unión de laminados compuestos de un núcleo de panal de abeja con un adhesivo epoxi es quitar las capas cáscara, las superficies de desgaste, y lavar con disolvente aplicando film adhesivo en las caras y el núcleo metiendo el conjunto en una bolsa de vacío donde se aplica la presión específica. La liberación del vacío crea un aumento de la temperatura, esta hace que llegue a la temperatura deseada donde habrá que mantener, junto a la presión específica, durante un tiempo. Las laminas superficiales utilizadas pueden ser laminados de material compuesto fabricado a través de preimpregnado lay-up o cualquier otra técnica de fabricación de materiales compuestos capaces de producir la geometría de la cara requerida, o la hoja de metal. En aplicaciones avanzadas, las caras tienden a ser resinas epoxi reforzados con fibra y el núcleo de Nomex o de aluminio de panal de abeja o espumas expandidas de alto rendimiento y de alta temperatura tolerante a, por ejemplo, PMI o PEI. Las

estructuras sándwich de laminas superficiales de metal suelen tener núcleos de espuma, tales como PUR y PVC.

El adhesivo se utiliza en forma de película o en forma líquida, dependiendo de la aplicación y por lo general son de epoxi o poliuretano. Mientras que los adhesivos termoestables son los más utilizados, los adhesivos termoplásticos también se utilizan. Los adhesivos requieren pequeñas inversiones de capital, más si se utiliza autoclave porque se utilizan resinas adhesivas que requieren un aumento de la temperatura y de la presión aplicada externamente para conseguir que las propiedades destinadas, en series cortas de producción, sean adecuadas para pequeñas y medianas estructuras. Los componentes sándwich se fabrican a través de la unión adhesiva se caracterizan por tener buenas propiedades mecánicas en superficies bien controlados (suponiendo que las caras tienen al menos una buena superficie) aún teniendo enlaces parcialmente fallidos en secciones curvas debido a la falta de coincidencia geométrica entre la cara y el núcleo [15].

### **2.5.3. Moldeo líquido**

Varios procesos de moldeo de líquidos relacionados se utilizan para la fabricación de componentes sándwich. Todos ellos tienen en común que el refuerzo se coloca primero en el molde después de lo cual la resina líquida se infunde en el tejido de refuerzo a través de la diferencia de presión.

Los procesos de moldeo de líquidos utilizados incluyen:

- moldeo por transferencia de resina (rtm)
- moldeo por inyección de reacción estructural (srim)
- moldeo por inyección al vacío

La técnica del moldeo líquido ha recibido mucho interés en los últimos años debido a su capacidad para producir estructuras geoméricamente complejas de una manera económica, sin la creación de un ambiente de trabajo poco saludable ya que los procesos son moldes cerrados. Especialmente, el RTM es cada vez más popular en la industria del automóvil para la fabricación de componentes para vehículos. El refuerzo en forma de tejidos se coloca en el molde junto con el núcleo, normalmente a mano. Sin embargo, no sólo los núcleos, también inserciones y elementos de fijación se integran fácilmente en el refuerzo del núcleo antes de la impregnación. Después de que el molde este cerca, la resina se introduce en el molde para impregnar el refuerzo bajo presión o vacío. La resina se calienta a menudo para disminuir la viscosidad y facilitar así la impregnación. La infusión de resina se detiene cuando la fuente de resina ha llegado a todos los orificios de ventilación en el molde y es entonces cuando la resina comienza a filtrarse. Las resinas utilizadas se entrecruzan a temperatura ambiente donde el molde es calentado. La reacción de entrecruzamiento no debe comenzar hasta que el molde está casi lleno, como la gelificación de la resina evitará que la impregnación completa del refuerzo, creando así puntos secos y vacíos. Los procesos de RTM, SRIM, y el moldeo por

inyección de vacío-se distinguen uno del otro principalmente por el tipo de resinas, moldes, y las técnicas de impregnación. En el moldeo por inyección al vacío, se utilizan resinas convencionales preformulados, similares a los utilizados en los procesos húmedos lay-up. En contraste, SRIM emplea resinas altamente reactivas que se mezclan justo antes de la inyección.



**Figura 19.** *Detalle de una prensa de moldeo por transferencia*

Aunque las resinas usadas en RTM también son similares a las utilizadas en el moldeo por inyección al vacío, o bien pueden ser previamente formuladas o mezcladas justo antes de la inyección. En RTM y SRIM se utilizan, moldes rígidos pareados, mientras que la inyección de moldeo por vacío emplea un molde de un solo lado, a menudo una versión ligeramente modificada del mojado molde lay-up, cubierta por una bolsa de vacío. En el RTM y en el SRIM, la resina se inyecta en el molde a presión. La diferencia en la reactividad entre la resina RTM y moldeo por inyección al vacío, por una parte y SRIM en el otro se traduce en dos diferencias importantes; en el último a veces el molde relleno va desde unos pocos minutos a unas pocas horas; en este último caso que permite el llenado de gran parte antes de la viscosidad de la resina aumentar prohíbe además impregnación. En contraste, los tiempos de llenado en SRIM son, por lo general, de menos de un minuto debido a que la reactividad de resina es mucho más alta. Por otra parte, los tiempos de entrecruzamiento están en el rango de unos pocos minutos a unas pocas horas para RTM y unas pocas horas con moldeo asistido por vacío, mientras que en las piezas SRIM puede ser desmoldeado en cuestión de unos pocos minutos. La fabricación de piezas grandes, complejas con altas fracciones de volumen de fibra es, por lo tanto, más difícil con SRIM que con RTM. En SRIM, la resina de dos componentes se mezcla

justo antes de la inyección en una boquilla de impacto de la bomba. En la inyección RTM se puede lograr con una bomba o una olla a presión simple, que es un recipiente cerrado que contiene la resina, en este último caso, la resina es forzada a salir de la olla a través de la inyección de aire a presión. Con bombas dedicadas la resina se mezcla justo antes de la inyección también en RTM. En todos los tres procesos tenemos botes de entrada que son necesarios para componentes grandes. Una forma alternativa para componentes grandes, especialmente en RTM, es la inyección de la resina en un cinta transportadora alrededor de todo el exterior de la pieza, lo que permite a la resina impregnar el refuerzo, desde todos los lados simultáneamente. El vacío se extrae desde el centro de la parte en uno o más lugares, por lo que la impregnación se produce desde el perímetro y en el centro de la pieza.

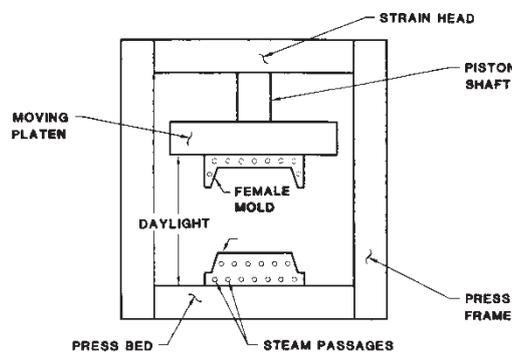
#### **2.5.4. Laminación continua.**

Desde una perspectiva económica, es preferible un proceso de fabricación continuo. Una forma adecuada para la fabricación de paneles sándwich continuo está utilizando una prensa de doble cinta. En este proceso es posible calentar y enfriar el material, mientras que al mismo tiempo se le somete a una presión específica, por lo que es un dispositivo potencialmente útil para impregnar materiales compuestos laminados. Cuando se utiliza una prensa de doble cinta para la fabricación de componentes de paneles sándwich, es común que las hojas de las caras sean enrolladas en longitudes muy largas. Primero de todo, dos rollos de las superficies laminares se desenrollan para ser guiadas entre las correas de la prensa. El núcleo es entonces, en cualquiera de una serie de las formas, insertado entre las hojas de las caras, posiblemente junto con capas de adhesivo. Las caras y el núcleo son entonces unidos entre sí a través de la aplicación simultánea de calor y presión, después de lo cual el sándwich se enfría bajo presión para consolidarla. Los materiales superficiales pueden ser láminas de metal, polímeros reforzados y laminados compuestos o productos preimpregnados. Para obtener un núcleo verdaderamente continuo puede resultar conveniente el uso de una espuma a través de la inyección y la expansión posterior. Una forma alternativa es una estructura sándwich de una película de polímero termoplástico que contiene un agente de formación de espuma entre las caras; tan pronto como la cinta de doble prensa funde la película de polímero, el agente espumante es libre de expandirse, llenando así el espacio entre las caras con una espuma. Naturalmente, es posible insertar bloques discretos de madera o núcleos pre-espumados entre las caras, aunque este procedimiento no es el más correcto por la falta de adherencia entre los núcleos [16].

#### **2.5.5. Moldeo por compresión**

Este proceso es similar al moldeo por compresión de laminados de una sola piel. Cuando se utilizan caras termoplásticas a base de, por ejemplo, GMT, el material es fundido en un horno a una temperatura superior al punto de ablandamiento de la matriz y, a partir de entonces, es colocado en un molde enfriado intercalado en el medio con el núcleo. El molde se cierra muy rápido y el material se ve obligado a conformarse con el molde antes de que se consolide,

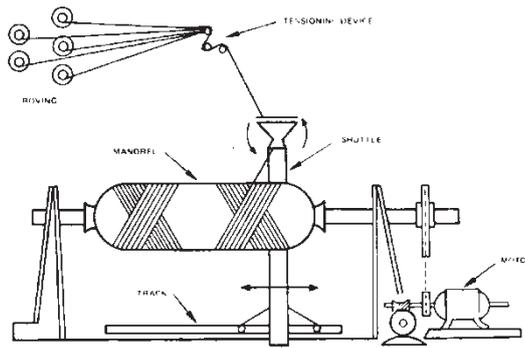
después de lo cual el componente se expulsa. El cierre rápido es esencial para lograr el acabado de alta superficie. La elección del material del núcleo es importante para asegurarse de que tiene una resistencia a la compresión adecuada para soportar la presión de moldeo (entre 0,2 a 4 MPa), que es importante para la estabilidad dimensional y acabado de la superficie. También es esencial una buena unión de las caras con el núcleo. La termoformación es ventajosa, especialmente para las piezas de forma compleja; un núcleo de espuma termoplástica entonces puede ser apropiado, ya que fácilmente puede ser remodelada y compactada. Mejorada la unión entre las caras y el núcleo con una mejor tolerancia dimensional, se puede obtener el núcleo termoformable que será ligeramente sobredimensionado, ya que el aumento de la presión causada por la compactación del núcleo puede reducir las irregularidades de la superficie. El uso de núcleos termoplásticos pueden mejorar aún más la unión, puesto que el calentamiento de las superficies laminares se fundan en la superficie del núcleo (figura 20) [17].



**Figura 20.** Prensa de moldeo por compresión

### 2.5.6. Arrollamiento de filamentos

En la estructura sándwich, primero se acopla en la cara inferior y hace que el arrollamiento se detenga para aplicarle un núcleo flexible o pre-espumado en esta cara. El arrollamiento, entonces, se reanuda en la otra superficie. Una aplicación particularmente interesante de filamentos de estructuras de estructuras sándwich donde el cuerpo interior es auto portante. (figura 21).



**Figura 21.** Proceso de arrollamiento de filamentos

## 2.6. Aplicaciones

Debido a sus propiedades, las estructuras de emparedado tienen aplicaciones en diversos campos. Su elevada rigidez en comparación con el bajo peso los hacen perfectos para las estructuras de automóviles, trenes, etc. También cabe destacar su resistencia ante fuegos y su excelente durabilidad. Aquí podemos ver algunos ejemplos en los que podemos ver el uso de estructuras sándwich.

### 2.6.1. Transporte

La industria del transporte busca continuamente métodos para aumentar la eficiencia y las estructuras sándwich no sólo reducen el consumo de combustible, sino que también puede aumentar la capacidad de carga útil. Su alta resistencia frente al peso lo convierte en una excelente alternativa a los materiales más tradicionales.

Por ejemplo, los vehículos todo terreno utilizan estructuras sándwich para obtener una mayor rigidez, resistencia y aislamiento térmico. Este tipo de vehículos necesita tener bajo peso estructural para poder operar, por ejemplo, con nieve profunda. Mediante la reducción estructural, la carga útil se puede aumentar. Otra aplicación de estructura sándwich es la de camión contenedor, que poseen bajo peso con un elevado aislamiento térmico para el transporte de mercancías en frío (figura 22), por ejemplo, frutas u otros tipos de alimentos.



**Figura 22.** Detalle de un camión congelador

Estas estructuras sándwich también se utilizan para aplicaciones de transporte, incluyendo automóviles, vagones de metro y trenes con el objetivo de reducción de peso, emisiones, aislamiento acústico, térmico y para la reducción de los costes de fabricación. El diseño sándwich también se incluye en la construcción de suelos, ya sean interiores o exteriores.



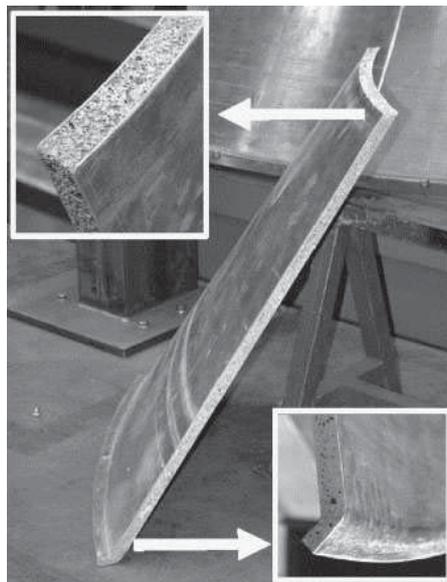
**Figura 23.** Detalle de un contenedor

En la industria aeronáutica, el uso de estos materiales permite reducir el peso de las estructuras sin comprometer la rigidez, esto ayuda en el desarrollo de avión con la mejora del rendimiento. Una razón aún más importante para reducir el peso de un avión proviene de aspectos medioambientales. Otra aplicación que es interesante en la industria aeronáutica, especialmente en los aviones de guerra, porque con este tipo de estructuras se está bien protegido contra el fuego. En la figura 24 se muestra este tipo de estructuras en el ala de un avión.



**Figura 24.** Detalle de una ala de un avión

También es conocido este tipo de estructuras en la industria aeroespacial. En este tipo de aplicaciones son esenciales por las propiedades que explicamos antes, elevada rigidez, con un peso bajo. Un ejemplo puede ser el de la figura 25, la construcción de un transbordador espacial.



**Figura 25.** Segmento de un cono de un transbordador con detalles de la brida y el borde superior

### 2.6.2. Arquitectura

Las estructuras sándwich se utilizan ampliamente en las industrias aeroespaciales y de automoción, en particular como materiales de absorción de energía, pero hay muy pocas aplicaciones en las infraestructuras civiles, tales como puentes. Sin embargo, ha habido un rápido crecimiento en el interés de este tipo de estructuras, ya que es una buena solución en la rehabilitación de infraestructuras. En la figura 26 podemos ver la primera cubierta de un

puede ser construida con este tipo de estructuras instaladas sobre una estructura de puente en el estado de Louisiana, EE.UU [19].



**Figura 26.** Detalle del puente en Louisiana con estructura sándwich

También cabe destacar que este tipo de estructuras son utilizadas como material decorativo gracias a sus excelentes propiedades. Son utilizadas tanto para techo como revestimientos de fachadas, figura 27.

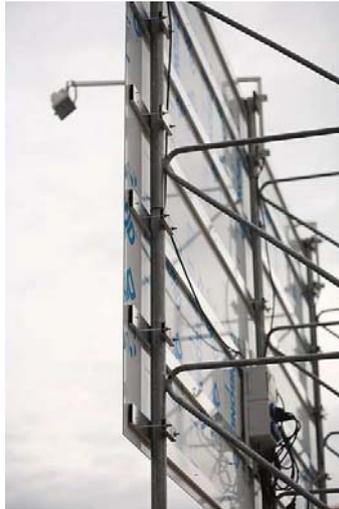


**Figura 27.** Detalle de una fachada con revestimientos con estructuras sándwich

La combinación de propiedades mecánicas, tales como resistencia a la tracción de las laminas de cubierta, las excepcionales características estéticas son muy apreciadas por diseñadores, arquitectos y planificadores. Son estructuras en las que se pueden construir una gran variedad de aplicaciones con el uso de herramientas comunes. También son cada vez más populares en el diseño de interiores.

### 2.6.3. Paneles informativos

Los paneles con estructura de panal de abeja ofrecen un soporte estructural ligero para gráficos, carteles, u otros materiales decorativos. Son ampliamente utilizados en la construcción como paneles en exposiciones, debido a su excelente durabilidad y poco peso. Los paneles tienen buenas características sonoras y cumplen con la mayoría de las calificaciones para el control de incendios.



**Figura 28.** Detalle de un panel

### 2.6.4. Salas blancas

Los paneles con estructura de panal de abeja tienden a ser los paneles de pared más populares elegidos para salas blancas de microelectrónica debido a que no se produce la desgasificación, no existe arrojamiento de partículas, son ligeros y no inflamables.



**Figura 29.** Detalle de una sala blanca

### 2.6.5. Amortiguadores de energía

Las estructuras tipo 'honeycomb' son ideales para comportarse como amortiguadores de energía porque proporcionan una ventaja distintiva con respecto a otros materiales de amortiguación existentes en el mercado. Estos se diferencian porque tiene una alta resistencia al aplastamiento con relación al resto, poseen una curva de fuerza lineal con una carga constante, y también destacan porque absorben golpes más fuertes. Las células colapsan entre ellos, proporcionando una carga previsible que se puede modificar mediante uso de diversas aleaciones de aluminio, espesores, tamaños.

Industrias de amortiguadores de energía de estructuras tipo 'honeycomb'

- Aeroespacial
- Automotivística
- Defensa
- Laboratorios de ensayo
- Máquinas industriales
- Industria naval
- Nuclear

Aplicaciones de estructural tipo 'honeycomb' en amortiguadores de energía

- Calibración instrumental
- Grúas elevadoras
- Pruebas de balística
- Pruebas de choques (figura 30)
- Dispositivos de paradas de emergencia
- Protección en impactos



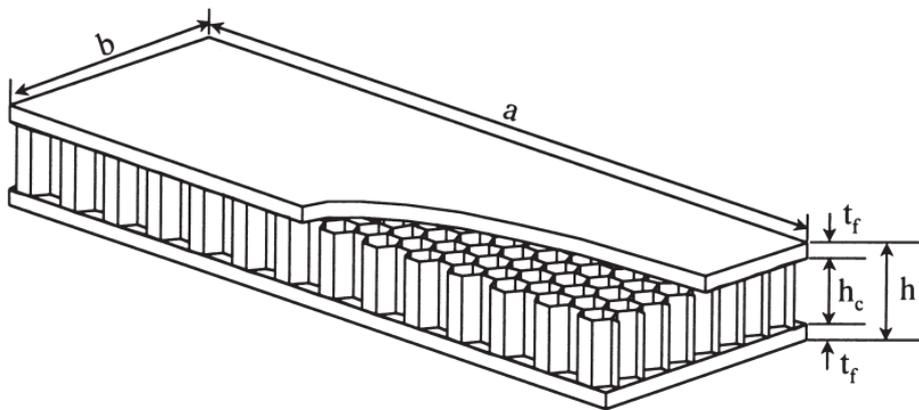
**Figura 30.** Detalle de pruebas de choque en coches

# Capítulo 3: Desarrollo de modelos de elementos finitos

### 3.1. Modelo detallado 3D

El primer modelo que vamos a desarrollar será una viga de 1 m de longitud con 40 mm. de ancho. En este modelo podemos destacar, como principal variación con respecto a los otros dos, el que diseñaremos con todo tipo de detalles en el software tanto la geometría de laminas superficiales como la del núcleo. En este modelo trabajaremos con la viga sin ningún tipo de anclaje o condición de contorno, es decir, F-F-F-F. Tanto las laminas superficiales y el núcleo serán de aluminio. Para el análisis por el método de los elementos finitos necesitaremos el modulo de Young (E), la densidad ( $\rho$ ) y el coeficiente de Poisson ( $\nu$ ) del aluminio.

La geometría de la viga será una viga hueca de 1 metro de longitud, 40 mm. de ancho y 11 mm. de alto en total. Las medidas son descritas específicamente en la figura 31.



**Figura 31.** Detalle del viga sandwich con núcleo de panal de abeja

donde

$a$  = longitud del panel sandwich de nido de abeja = 1000 mm.

$b$  = anchura del panel sandwich de nido de abeja=40 mm.

$h$  = altura del panel incluyendo las laminas superficiales ( $h_c + 2t_f$ )=11 mm.

$h_c$  = altura del núcleo=9 mm.

$t_f$  = espesor de las laminas superficiales = 1 mm.

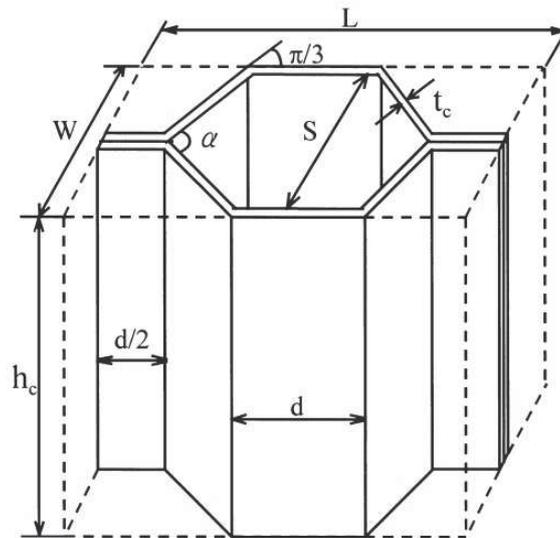
Las propiedades del aluminio en las diferentes partes del panel sándwich de panal de abeja que utilizaremos para su análisis serán:

$E = 72000 \text{ MPa}$

Densidad ( $\rho$ ) =  $2.8 \times 10^{-8} \text{ tn/mm}^3$

Coefficiente de Poisson ( $\nu$ ) = 0.33

En cuanto al núcleo tendremos que definir la geometría de los diferentes hexágonos que lo forman. Estos hexágonos tendrán la siguientes medidas:



**Figura 32.** Detalle de un hexágono

donde

$d =$  anchura de uno de los lados del hexágono que forman el núcleo =  $2 \text{ mm}$ .

$\alpha =$  ángulo del hexágono =  $\frac{2\pi}{3} \text{ rad}$

$h_c =$  altura del núcleo =  $9 \text{ mm}$ .

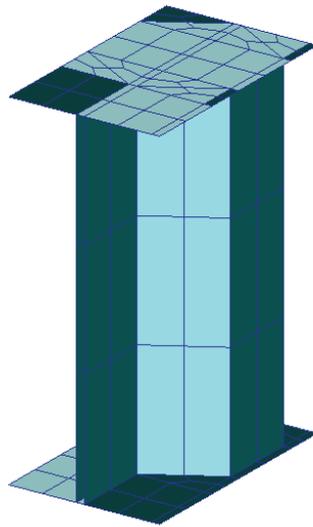
$t_c =$  espesor de la pared del hexágono =  $0.2 \text{ mm}$ .

$L = 2 \cdot d \left( 1 + \cos \frac{\alpha}{2} \right) = 6 \text{ mm}$

$W = 2 \left( t_c + d \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right) = 3.864 \text{ mm}$

$S =$  distancia mínima entre dos lados del hexágono (doble apotema) =  $3.464 \text{ mm}$ .

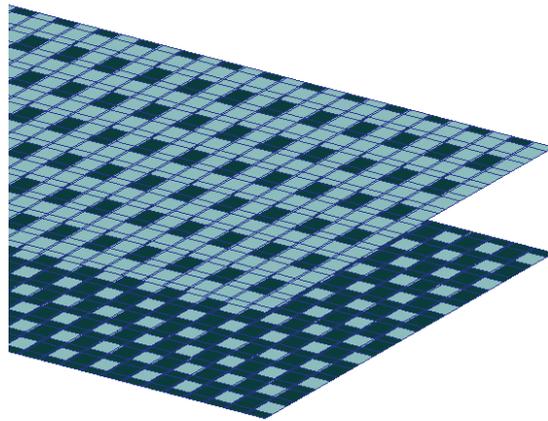
Para el análisis dinámico por medio de elementos finitos, deberemos antes de nada diseñar su estructura. Tal como se puede observar en la figura 33, el primer paso a realizar en la creación de su estructura será la de diseñar solo un hexágono. En esta figura se puede observar como hemos diseñado, tanto el núcleo como las laminas superficiales. Una vez diseñado tendremos que mallarlo, como vemos en la figura 33.



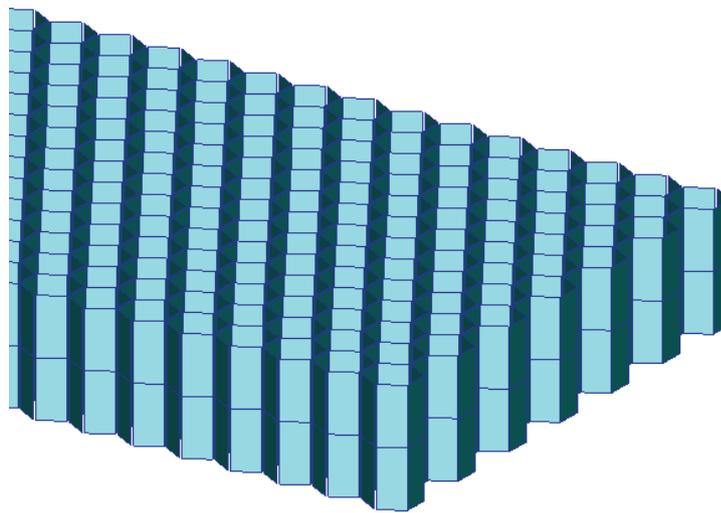
**Figura 33.** Detalle del hexágono mallado

Con el mallado de este hexágono se procederá a realizar una copia a lo largo de las direcciones 'x' e 'z' dándonos como resultado la viga con la que trabajaremos. En el eje 'x' el resultado de la copia del hexágono base serán 260 hexágonos y en el eje 'z' una cuantía total de 7 hexágonos.

En cuanto al mallado, en el software lo deberemos hacer por separado. El primero, como observamos en la figura 34, mallaremos las laminas superficiales. Estas serán de tipo 2D con un espesor de 1 mm. guiándonos de las medidas que hemos explicado anteriormente. Una vez hecho esto, repetiremos la misma operación pero esta vez para el núcleo (figura 35). Esta vez asignaremos un espesor de 0.2 mm referente al espesor de los hexágonos que forman el núcleo total. Los elementos creados en el modelo de elementos finitos son de tipo 'Quad 4', es decir cuatro nodos de esquina. Este tipo de elementos serán tanto para el núcleo como para las laminas superficiales.

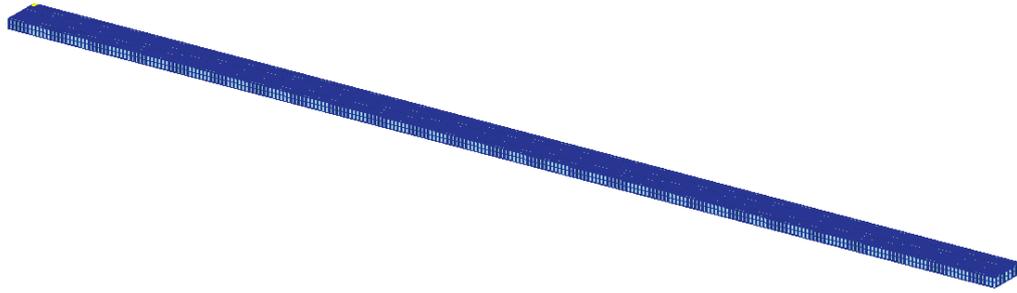


**Figura 34.** Detalle de las dos laminas superficiales



**Figura 35.** Detalle del núcleo mallado

La cuantía total de elementos y nodos creados en la viga para desarrollar el método de elementos finitos serán de 97794 de elementos por 72520 de nodos.

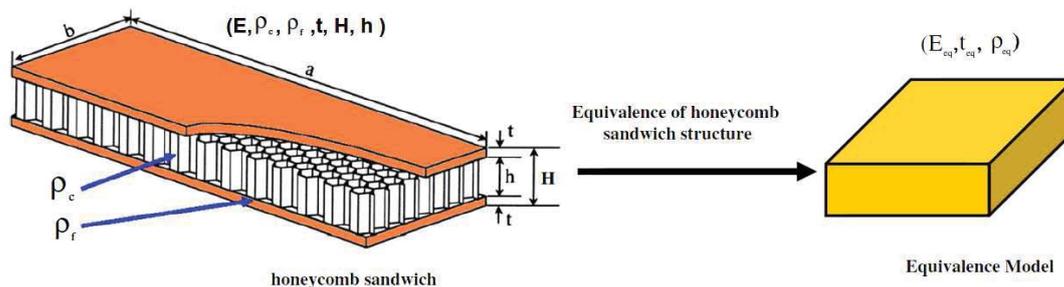


**Figura 36.** Detalle del modelo en 3D

Este análisis se convierte en un complicado trabajo que repercute en costosos tiempos de modelado, simulación y posibles modificaciones. Esto se produce porque se necesitan potentes aplicaciones informáticas capaces de simular con la precisión requerida. Por ese motivo, en los dos siguientes modelos desarrollaremos modelos más simplificados que nos reduzcan el tiempo de simulación y también nos permita tener una mayor precisión que será muy bueno a la hora del diseño final.

### 3.2. Modelo viga equivalente

La segunda viga que procederemos a analizar será un modelo equivalente al usado anteriormente pero reduciendo los grados de libertad. Para ello, nos basaremos en el artículo [22]. En él se habla de transformar el modelo detallado por un modelo en donde todo sea un único material con propiedades equivalentes a las de los materiales usados en el primer modelo, hierro y espuma de aluminio.



**Figura 37.** Parámetros equivalentes de la viga

Este modelo es utilizado en las primeras fases del proceso de diseño. El modelo equivalente nos reducirá notablemente el tiempo de análisis con respecto al tiempo utilizado con el primer modelo.

Otro punto a favor de este modelo equivalente se produce porque desaparecen los problemas debidos a la heterogeneidad de los componentes. Las propiedades de los materiales con los que hemos trabajado anteriormente varían de maneras discontinuas que son solucionadas con la homogeneización del material. Esto es posible gracias al estudio del comportamiento mecánico del material 'composite'.

Con las ecuaciones del modelo equivalente hallaremos las propiedades que necesitamos para definir el modelo equivalente que serán el espesor ( $t_{eq}$ ), modulo elástico ( $E_{eq}$ ) y densidad ( $\rho_{eq}$ ) equivalentes, [22]. Las ecuaciones para obtener estos datos necesarios serán:

$$t_{eq} = \sqrt{3h_c^2 + 6h_c t_f + 4t_f^2}$$

donde

$t_{eq}$  espesor equivalente

$h$  espesor de la espuma de aluminio

$t$  espesor del hierro

$$E_{eq} = \frac{2 \cdot t_f}{t_{eq}} \cdot E_f$$

donde

$E_{eq}$  Modulo de Young equivalente

$t$  espesor del hierro

$t_{eq}$  espesor equivalente

$E_f$  Modulo de Young del hierro

En un comportamiento mecánico anisótropo, todos los panales tienen cerradas las estructuras celulares. Mediante la identificación de una célula unidad y la obtención de la fracción de volumen ocupado por el metal, la densidad media de un núcleo de panal de abeja está dada por [22]:

$$\rho_{ca} = \frac{8}{3\sqrt{3}} \cdot \frac{t_c}{d} \cdot \rho_c$$

donde

$\rho_{ca}$  densidad media del núcleo del panel de abeja (aluminio)

$t_c$  espesor de la pared del hexágono

$d$  anchura de uno de los lados del hexágono que forman el núcleo

$\rho_c$  densidad equivalente del núcleo del panel de abeja (aluminio)

Quedándonos la  $\rho_{eq}$ :

$$\rho_{eq} = \frac{2 \cdot \rho_f \cdot t_f + \rho_{ca} \cdot t_c}{t_{eq}}$$

donde

$\rho_{eq}$  densidad equivalente

$\rho_f$  densidad del hierro

$\rho_{ca}$  densidad media del núcleo del panel de abeja (aluminio)

$t_f$  espesor de la pared de las laminas superficiales

$t_c$  espesor de la pared del hexágono

$t_{eq}$  espesor equivalente

Las propiedades de la viga equivalente serán los siguientes:

$$t_{eq} = \sqrt{3h_c^2 + 6h_c t_f + 4t_f^2} = \sqrt{3 \cdot 9^2 + 6 \cdot 9 \cdot 1 + 4 \cdot 1^2} = \sqrt{301} = 17.35 \text{ mm}$$

$$E_{eq} = \frac{2 \cdot t_f}{t_{eq}} \cdot E_f = \frac{2 \cdot 1}{\sqrt{301}} \cdot 72000 = 8300.022 \text{ Mpa}$$

$$\rho_{ca} = \frac{8}{3\sqrt{3}} \cdot \frac{t_c}{d} \cdot \rho_c = \frac{8}{3\sqrt{3}} \cdot \frac{0'2}{2} \cdot 2'8x10^{-9} = 4.3108x10^{-10} \text{ ton/mm}^3$$

$$\rho_{eq} = \frac{2 \cdot \rho_f \cdot t_f + \rho_{ca} \cdot t_c}{t_{eq}} = \frac{2 \cdot 2'8x10^{-9} \cdot 1 + 4'3108x10^{-10} \cdot 9}{\sqrt{301}} = 5'464x10^{-10} \text{ ton/mm}^3$$

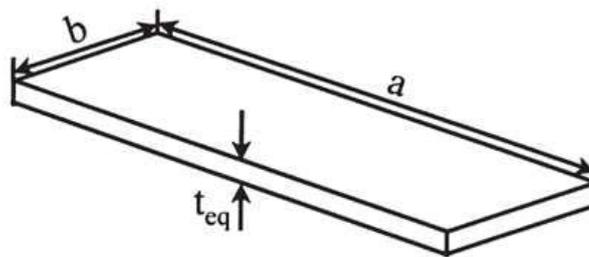
Resumiendo:

$$t_{eq} = \sqrt{301} = 17.35 \text{ mm}$$

$$E_{eq} = 8300.022 \text{ Mpa}$$

$$\rho_{eq} = 5'464x10^{-10} \text{ ton/mm}^3$$

El modelo equivalente será de la siguiente forma (figura 38):



**Figura 38.** Medidas del modelo equivalente

donde

$a$  (longitud de la viga) = 1000 mm.

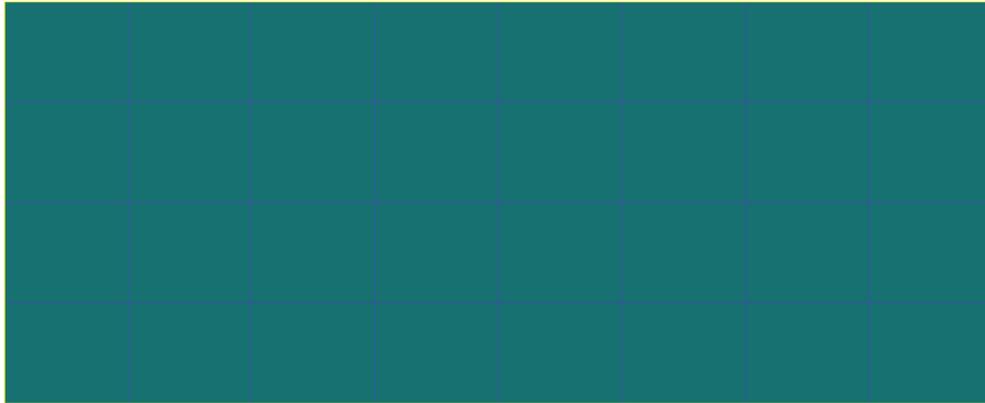
$b$  (anchura de la viga) = 40 mm.

$t_{eq}$  (espesor equivalente) = 17,35 mm.

Una vez calculados los valores equivalentes del modelo procederemos a calcular sus frecuencias por medio del método de los elementos finitos. Para ello, trataremos a toda la viga como un bloque que mallaremos como 3D 'solid'. Al igual que el modelo anterior, este modelo no tendrá ninguna condición de contorno, es decir, serán F-F-F-F.

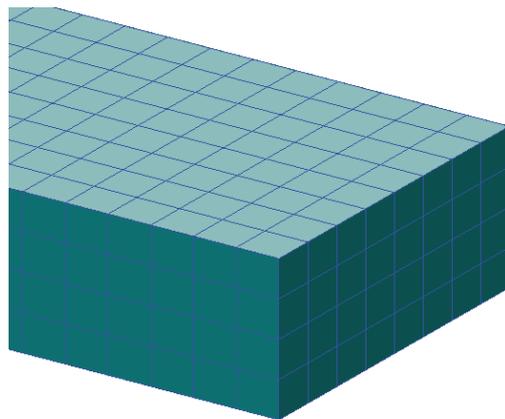
Comenzaremos el mallado de la viga creando una superficie que corresponderá al frontal de la viga con el ancho de 40 mm y el espesor de 17,35 mm calculado con anterioridad. Esta superficie será dividida en 8 partes en su ancho y en 4 en su espesor. Cogemos estas divisiones

para crear elementos lo mas cuadrados posibles. El frontal será dividido en 32 partes como se puede ver en la figura 39. Los nodos que hemos creado serán del tipo 'Quad4'.



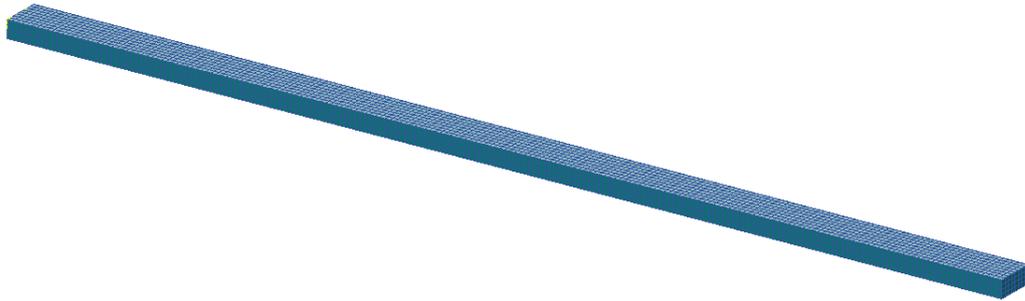
**Figura 39.** Detalle del frente del modelo equivalente

Una vez mallado el frontal procederemos a crear el mallado correspondiente a su longitud. Para ello haremos un barrido de 1000 mm, su longitud, con una separación entre nodos de 5 mm, como se puede observar en la figura 40.



**Figura 40.** Detalle del frente barrido

El resultado del mallado será el que se puede observar en la figura 41. Como hemos comentado con anterioridad el modelo no tendrá limitación alguna ( F-F-F-F). El resultado final nos llevara a un modelo de viga para elementos finitos de 6400 elementos y 9045 nodos.



**Figura 41.** Detalle del modelo equivalente

Para definir las propiedades en cada elemento , las hemos definido como 'Solid→3D'. Las propiedades del modelo serán las correspondientes al material equivalente calculado con anterioridad, figura 42.

Property Name	Value
Elastic Modulus =	8300.
Poisson Ratio =	0.33000001
Shear Modulus =	
Density =	5.4639998E-010
Thermal Expan. Coeff =	
Structural Damping Coeff =	
Reference Temperature =	

**Figura 42.** Detalle de las propiedades del material equivalente

### 3.3. Modelo en 1D

El tercer caso que estudiaremos corresponde a un modelo en 1D. Este modelo se basará principalmente en el análisis dinámico de una viga en 1D pero con las características de la viga con la que hemos trabajado en el apartado anterior. Para poder desarrollar este modelo tendremos que tener en cuenta las frecuencias naturales, tanto de flexión como de torsión, obtenidas en el modelo anterior. Este modelo nos dará una precisión menor que podremos ver en capítulos posteriores.

Para ello, lo que tendremos que obtener son las características del modelo anterior. Con estas características, trabajaremos basándonos en un modelo matemático [20], con el cual obtendremos las propiedades de rigidez necesarias que asemejen el modelo 1D y el modelo 3D. En resumen, será un modelo lo más simplificado posible pero parametrizado teniendo en cuenta todas las posibles discontinuidades y variaciones que se puedan producir a lo largo de la viga.

Para el desarrollo del modelo dinámico de nos basamos en el modelo analítico de Timoshenko. Hemos escogido la viga de Timoshenko [21] porque aproxima mejor la deformación real de la sección transversal que el modelo de Bernoulli. Este modelo describe las vibraciones de flexión y torsión de vigas prismáticas. Para simplificar limitamos la metodología para considerar sólo vigas con secciones doblemente simétricas para que coincidan la sección transversal de gravedad con el centro de corte.

Lo primero que haremos será, con las tres primeras frecuencias de flexión de los distintos ejes (YZ, XZ) y siguiendo el algoritmo desarrollado en el artículo [20] obtendremos los valores del momento de inercia ( $I_b$ ) y el área cortante ( $A_s$ ). Para ello, deberé calcular los siguientes valores:

$$E = \text{modulo de Young} = 72000 \text{ MPa}$$

$$m = \rho \times \text{sección eq} = 2.8 \times 10^{-09}$$

$$m = \rho \cdot \text{sección}_{\text{equivalente}} = 2.8 \times 10^{-09} \cdot (122.09) = 0.3417 \times 10^{-06} \text{ Tn/mm}^3$$

$$l = \text{semi-longitud} = 500 \text{ mm}$$

$$I_b = \text{momento de inercia (valor aleatorio)}$$

$$A_s = \text{area cortante (valor aleatorio)}$$

$$G = \text{momento de inercia polar} = \frac{E}{2 \cdot (1+\nu)} = 27067.669 \text{ MPa}$$

Gracias al algoritmo obtendremos unos valores de  $I_b$  y  $A_s$ .

a) *plano xy:*

$$I_b = 1527.09 \text{ mm}^4$$

$$A_s = 23.5123 \text{ mm}^2$$

b) *plano xz:*

$$I_b = 9254.5 \text{ mm}^4$$

$$A_s = 43.7252 \text{ mm}^2$$

Para la torsión solo necesitaremos las dos primeras modos obtenidos en el modelo anterior. En este caso nos serán necesarios los siguientes valores:

$$E = \text{modulo de Young} = 72000 \text{ MPa}$$

$$m = \rho \cdot \text{sección} = 2.8 \times 10^{-09} \cdot (40 \cdot 11) = 1.232 \times 10^{-06} \text{ Tn/mm}^3$$

$$l = \text{longitud} = 1000 \text{ mm.}$$

$$I_b = \text{momento de inercia polar (valor aleatorio)}$$

$$A_s = \text{area cortante (valor aleatorio)}$$

$$G = \text{momento de inercia polar} = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} = 27067.669 \text{ MPa}$$

$$J = (I_{b1} + I_{b2}) \cdot \rho = (5754.39 + 37229.39) \cdot \rho = 0.0012035 \text{ Tn} \cdot \text{mm}$$

Gracias al algoritmo obtendremos unos valores de  $I_w$  y  $I_t$ .

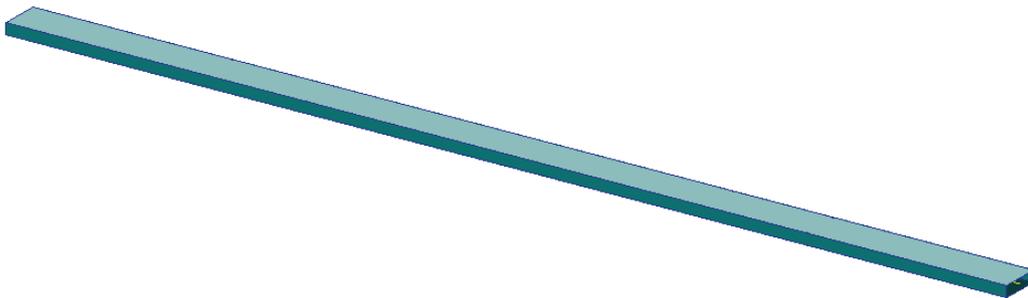
$$I_t = 5230.88 \text{ mm}^4$$

$$I_w = 0$$

$$K_1 = \frac{24.1274}{440} = 0.054835$$

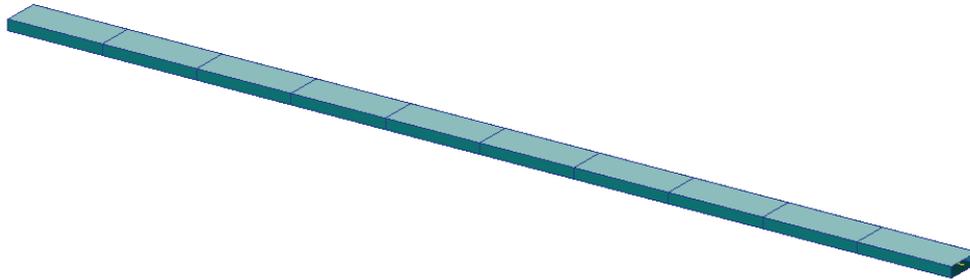
$$K_2 = \frac{154.7132}{440} = 0.351621$$

Una vez obtenidos estos valores procederemos a realizar nuestro modelo en 1D. Iniciaremos con el diseño de una viga de 1 m sin límites de libertad como podemos observar en la figura 43. Trabajaremos con ella sin tener en cuenta nada más que su longitud, anchura y espesor total pero dejando de lado cualquier detalle que haga referencia a que es una viga tipo sándwich de panel de abeja.



**Figura 43.** Detalle del modelo 1D

A esta viga de 1 m. de longitud la dividiremos en 10 partes, con lo que obtendremos una división cada 100 mm. tendremos 11 nodos y 10 elementos.



**Figura 44.** 1D modelo 1D mallado

Después de analizar el modelo 1D, debemos modificar el archivo donde se encuentran todos los parámetros de la viga. El cambio que realizaremos serán los valores de la viga obtenido en el modelo 3D detallado con respecto a los valores del artículo [20], calculado anteriormente. Con este producimos una analogía entre los modelos, lo que nos permite obtener resultados con una precisión ligeramente menor y con una carga de trabajo significativamente menor en comparación con el primer modelo.

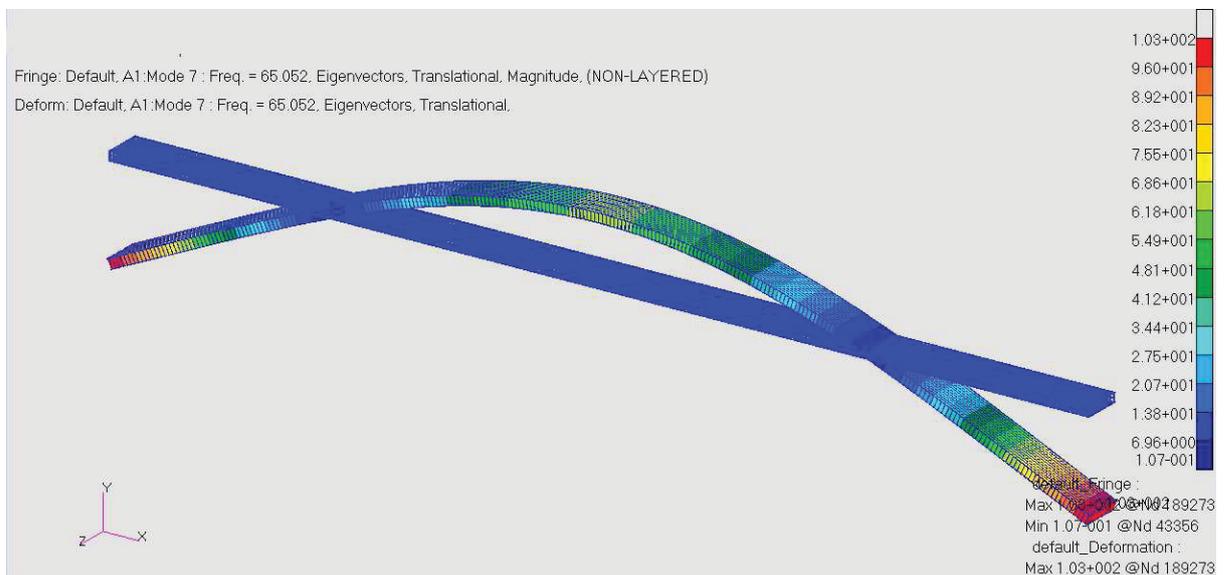
Después de editar el archivo, sólo tendríamos que analizar la viga. Esta nos da unos resultados muy similares a los obtenidos en el primer caso, como veremos en capítulo posteriores.

## Capítulo 4: Resultados

## 4. 1. Modelo detallado en 3D

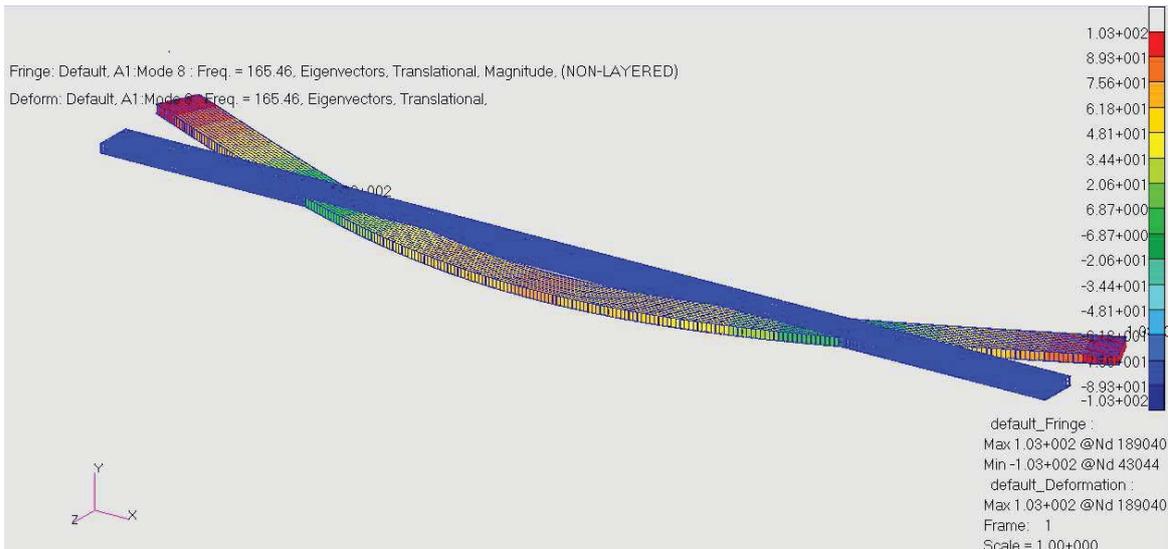
En este capítulo procederemos al cálculo de las frecuencias naturales del modelo equivalente. Este modelo destaca por su sencillez a la hora de la simulación por medio de elementos finitos. En esta viga se crearán frecuencias naturales de tensión en los ejes 'YZ' y 'XZ' y también fuerzas torsionales. Como sucedía en los anteriores modelos que hemos definido a la viga sin ningún tipo de anclaje (F-F-F-F), con lo que las 6 primeras frecuencias tienen un resultado nulo.

En las figuras 45, 46 y 47 observamos las primeras tres frecuencias calculadas por el software tanto flexionales como torsional. En este modelo encontramos variaciones con respecto a los dos anteriores así la primera frecuencia flexional obtenida en el eje 'XY' obtenida será a 69.322 Hz siguiendo por la flexión correspondiente al eje 'XZ', de valor 159.34 Hz. La primera frecuencia torsional que nos encontramos es de un valor 818.92 Hz.



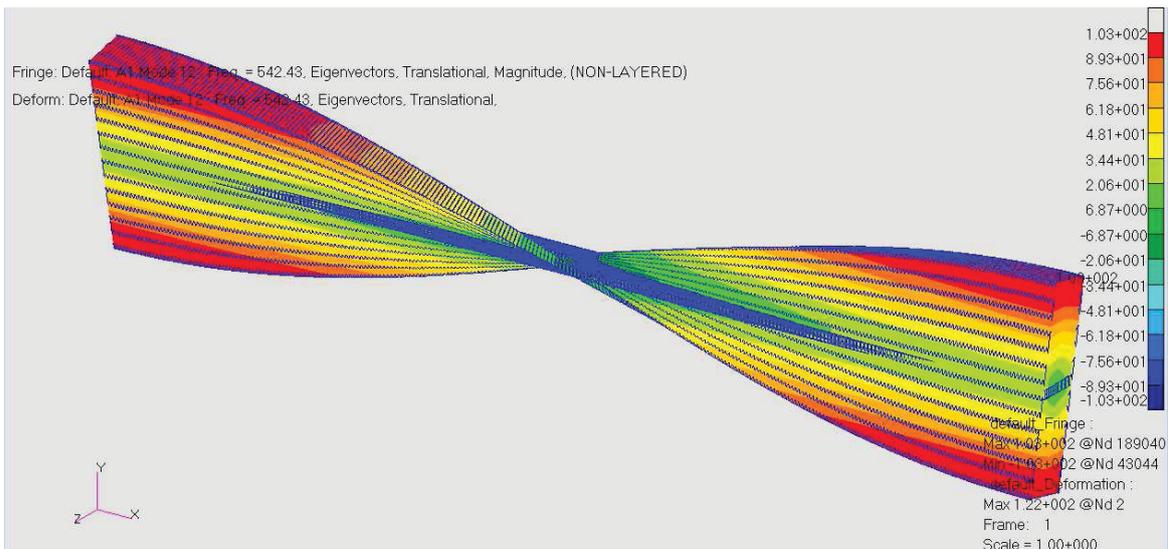
$$f_1=63.804 \text{ Hz}$$

**Figura 45.** Primera frecuencia flexional en el eje 'XY'



$$f_2=156.88 \text{ Hz}$$

**Figura 46.** Primera frecuencia flexional en el eje 'XZ'



$$f_3=719.01 \text{ Hz}$$

**Figura 47.** Primera frecuencia torsional

Para comparar entre los diferentes métodos tendremos en cuenta las primeras tres frecuencias flexionales, de los ejes, y también de la frecuencia torsional:

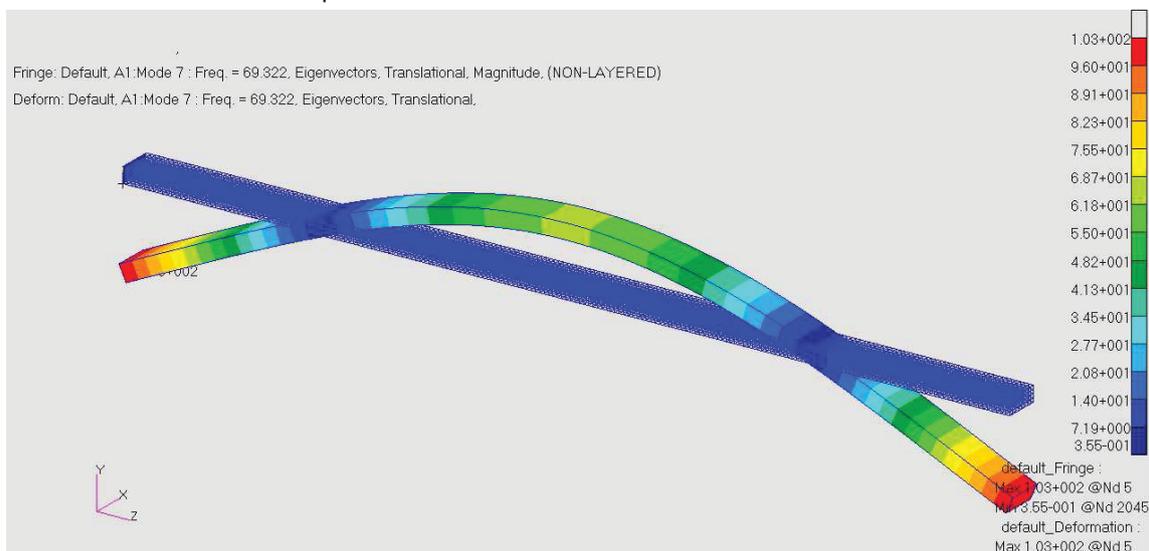
	Flexión (XZ)	Flexión (XZ)	Torsión
1	63.804 Hz	156.88 Hz	719.01 Hz
2	175.37 Hz	428.13 Hz	1437.8 Hz
3	342.3 Hz	827.37 Hz	2156 Hz

**Tabla 2.** Resultados del modelo 3D

## 4.2. Modelo de viga equivalente

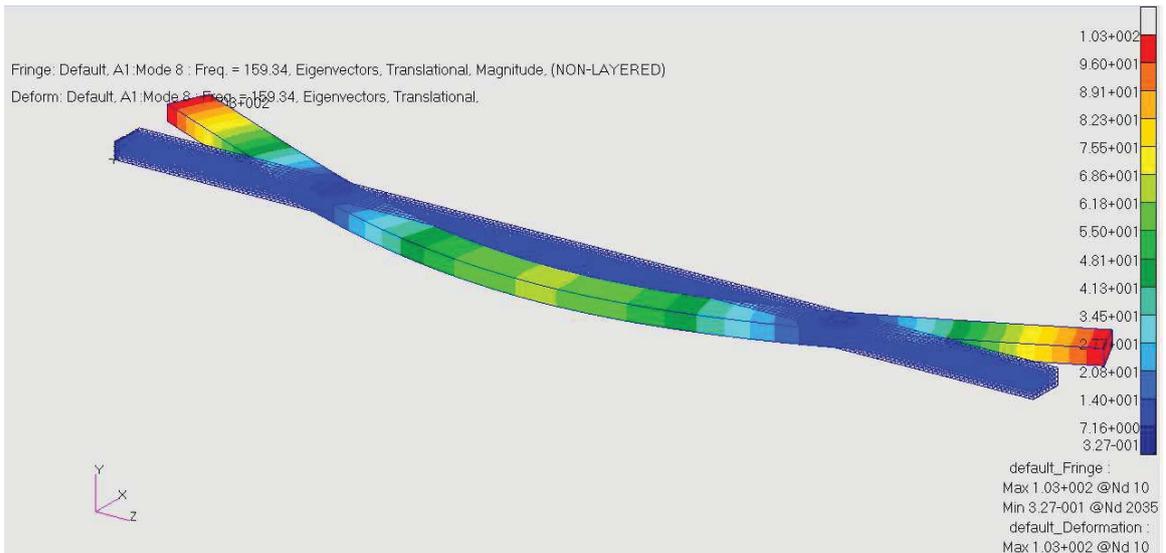
En el último modelo seguiremos la misma metodología seguida con los métodos anteriores. Este modelo destaca por su sencillez a la hora de la simulación por medio de elementos finitos. En esta viga se crearán frecuencias naturales de tensión en los ejes 'YZ' y 'XZ' y también fuerzas torsionales. Como sucedía en los anteriores modelos hemos definido a la viga sin ninguna condición de contorno (F-F-F), con lo que las 6 primeras frecuencias tienen un resultado nulo.

En las figuras 48, 49 y 50 observamos las primeras tres frecuencias calculadas por el software tanto flexionales como torsional. En este modelo encontramos variaciones con respecto a los dos anteriores así la primera frecuencia flexional obtenida en el eje 'XY' obtenida será a 69.322 Hz siguiendo por la flexión correspondiente al eje 'XZ', de valor 159.34 Hz. La primera frecuencia torsional que nos encontramos es de un valor 818.92 Hz.



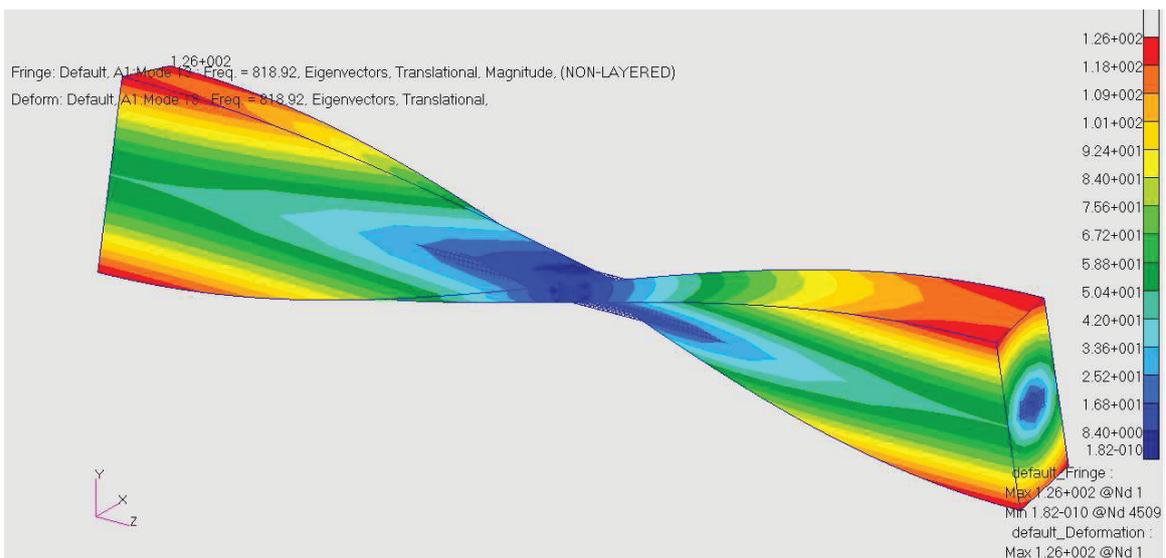
$$f_1 = 69.322 \text{ Hz}$$

**Figura 48.** Primera frecuencia flexional en el eje 'XY'



$$f_2 = 159.34 \text{ Hz}$$

**Figura 49.** Primera frecuencia flexional en el eje 'XZ'



$$f_3 = 818.92 \text{ Hz}$$

**Figura 50.** Primera frecuencia torsional

Para comparar entre los diferentes métodos tendremos en cuenta las primeras tres frecuencias flexionales, de los ejes, y también de la frecuencia torsional:

	Flexión (XZ)	Flexión (XZ)	Torsión
1	69.322 Hz	159.34 Hz	818.82 Hz
2	190.76 Hz	434.71 Hz	1638.7 Hz
3	373.05 Hz	839.78 Hz	2460.2 Hz

**Tabla 3.** Resultados del modelo equivalente

### 4.3. Modelo en 1D

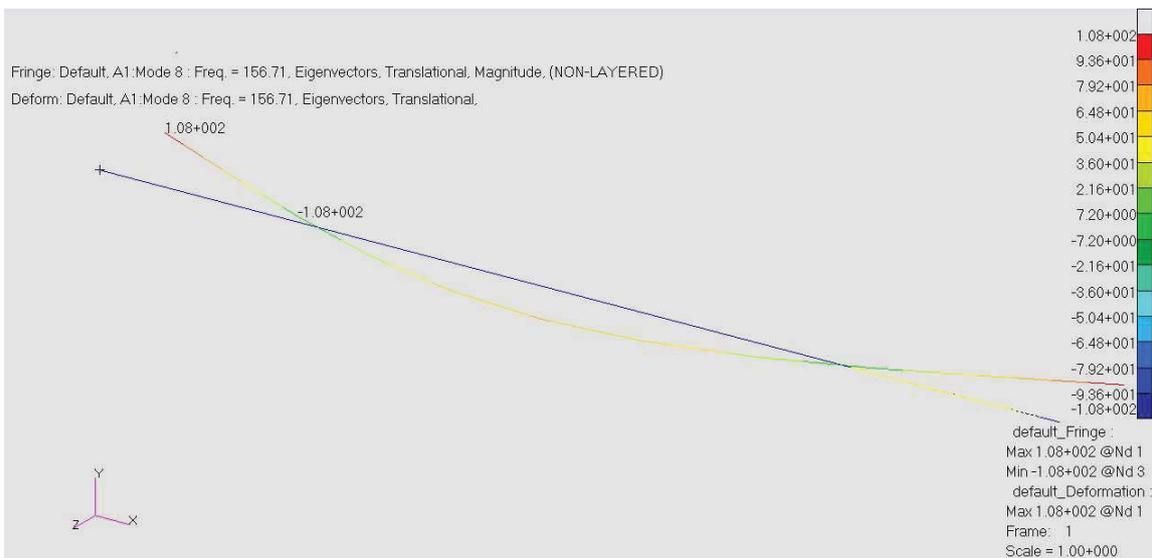
Para terminar procederemos al cálculo de las frecuencias naturales del modelo equivalente. Después de obtener los valores con los que conseguimos la analogía necesaria entre el modelo 3D detallado y el modelo 1D, calcularemos por medio de elementos de finitos las frecuencias creadas por la viga tanto flexionales como torsionales.. En esta viga se crearán frecuencias naturales de tensión en los ejes 'YZ' y 'XZ' y también fuerzas torsionales. Al igual que sucedía en nuestro anterior método de desarrollo la viga cuenta sin ningún tipo de limitación (F-F-F-F), quedando las 6 primeras frecuencias serán 0 Hz.

En las figuras 51, 52 y 53, vemos como quedan las tres primeras frecuencias, las dos primeras en los ejes 'XY' y 'XZ' y la última torsional. La primera frecuencia será una frecuencia flexional en el eje 'XY' obtenida será a 65.805 Hz siendo la segunda flexión en el eje 'XZ' de será de 156.88 Hz. La primera frecuencia torsional que nos encontramos es de un valor 721.87 Hz.



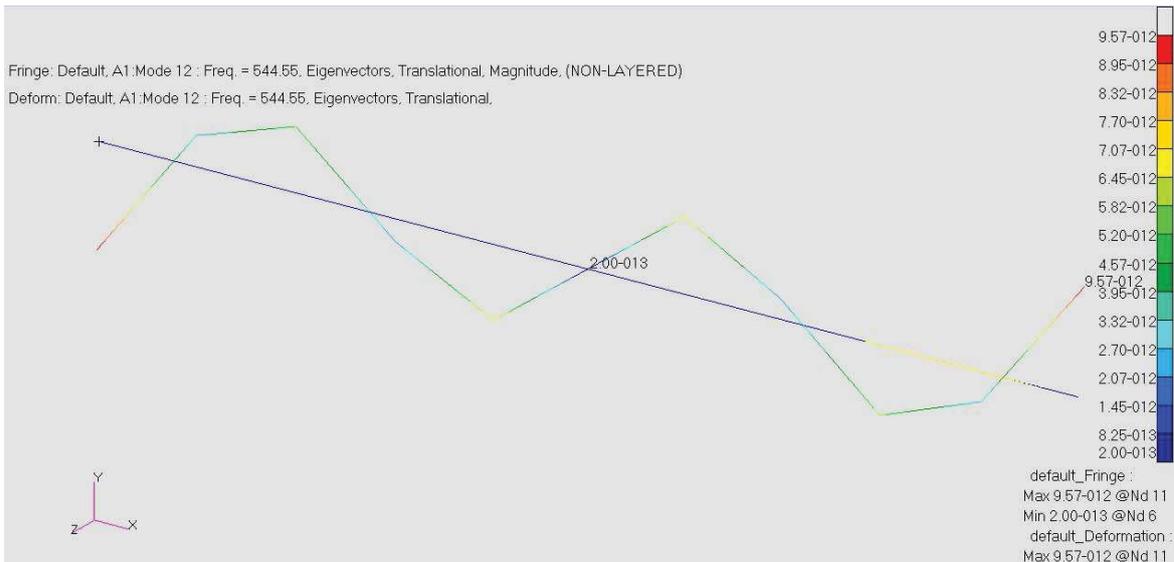
$$f_1 = 63.805 \text{ Hz}$$

**Figura 51.** Primera frecuencia flexional en el eje 'XY'



$$f_2 = 156.88 \text{ Hz}$$

**Figura 52.** Primera frecuencia flexional en el eje 'XZ'



$$f_3 = 721.87 \text{ Hz}$$

**Figura 53.** Primera frecuencia torsional

Para comparar entre los diferentes métodos tendremos en cuenta las primeras tres frecuencias flexionales, de los ejes, y también de la frecuencia torsional:

	Flexión (XZ)	Flexión (XZ)	Torsión
1	63.805 Hz	156.88 Hz	721.8 HZ
2	175.43 Hz	428.38 Hz	1461.2 Hz
3	342.7 Hz	828.57 Hz	2236.7 Hz

**Tabla 4.** Resultados del modelo 1D

# **Capítulo 5: Comparación entre modelos, conclusiones y trabajo futuro**

## 5.1. Comparación entre modelos

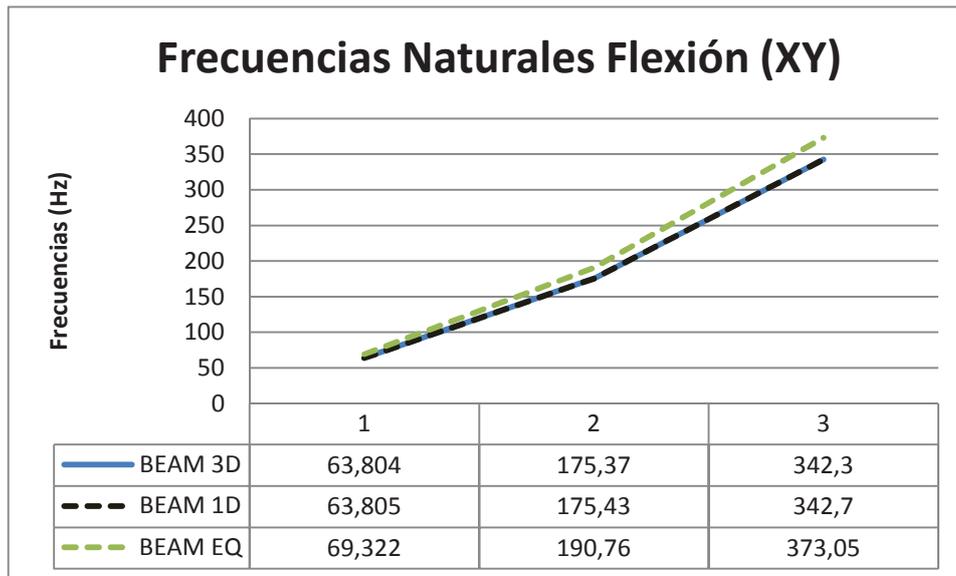
En esta primera parte del capítulo procederemos a la comparación de resultados entre los diferentes modelos con los que hemos trabajado. Para la comparación entre los diferentes métodos hemos tomado como referencia el primer modelo desarrollo que correspondía al modelo el cual se había analizado con todo tipo de detalles, el primero de todos. Para llevar a cabo dicha comparación, nos hemos fijado en las tres primeras frecuencias calculadas tanto en flexión, ambos ejes, y como en torsión.

El primero de los casos que analizaremos será la flexión en el eje 'XY'. Como se puede observar en la tabla 5, correspondiente a la comparación entre los métodos en 3D y en 1D el error no es mayor de 0.117% mientras que el error que obtenemos entre los métodos 3D detallado y 3D equivalente nos sube hasta un 8.983%. Este error está todavía entre una rango aceptable (<10%), aunque refleja que el método 1D es más preciso que el método equivalente. El error obtenido es mayor en cualquiera cuando nos vamos a la tercera frecuencia, esto puede ser producido por el efecto creado por los adhesivos entre las laminas superficiales y el núcleo [23].

### *Flexión (XY)*

	Frecuencia 1		Frecuencia 2		Frecuencia 3	
	Valor estimado (Hz)	Error (%)	Valor estimado (Hz)	Error (%)	Valor estimado (Hz)	Error (%)
Modelo 3D	63.804 Hz	-	175,37 Hz	-	342,3 Hz	-
Modelo 3D equivalente	69,322 Hz	8,648%	190,76 Hz	8,776%	373,05 Hz	8,983%
Modelo 1D equivalente	63,805 Hz	0,002%	175,43 Hz	0,034%	342,7 Hz	0,117%

**Tabla 5.** Comparación entre los modelos en el eje 'XY'



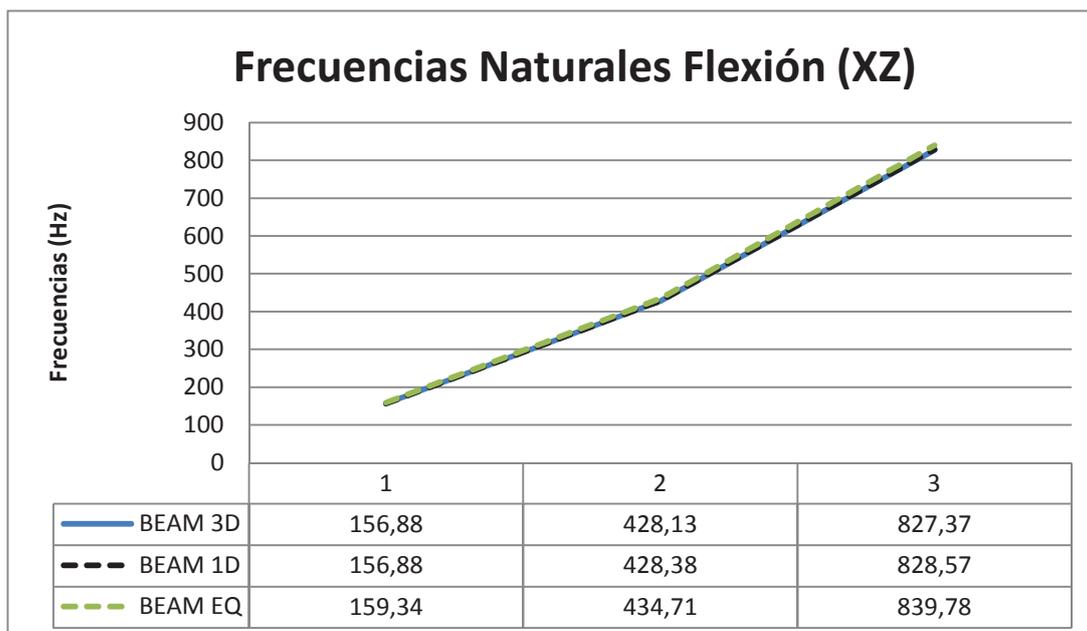
**Figura 54.** Comparación entre los modelos en el eje 'XY'

El segundo de nuestros casos en la búsqueda del mejor de los métodos de resolución del método de elementos finitos será la flexión, en este caso, en el eje 'XZ'. Siguiendo la dinámica del primero de los casos, en la tabla 6 hemos obtenido que entre el caso 3D y 1D nuestro porcentaje de error máximo es del 0.145%, dándonos una gran precisión. En cambio en entre los métodos 3D y el equivalente nos da un error, en todos las frecuencias, del 1.568% aproximadamente. Este error mejora notablemente los obtenidos en el eje 'XY' ya que no excede del 2%.

### Flexión (XZ)

	Frecuencia 1		Frecuencia 2		Frecuencia 3	
	Valor estimado (Hz)	Error (%)	Valor estimado (Hz)	Error (%)	Valor estimado (Hz)	Error (%)
Modelo 3D	156,88 Hz	-	428,13 Hz	-	827,37 Hz	-
Modelo 3D equivalente	159,34 Hz	1,568%	434,71 Hz	1,537%	839,78 Hz	1,5%
Modelo 1D equivalente	156,88 Hz	0,000%	428,38 Hz	0,058%	828,57 Hz	0,145%

**Tabla 6.** Comparación entre los modelos en el eje 'XZ'



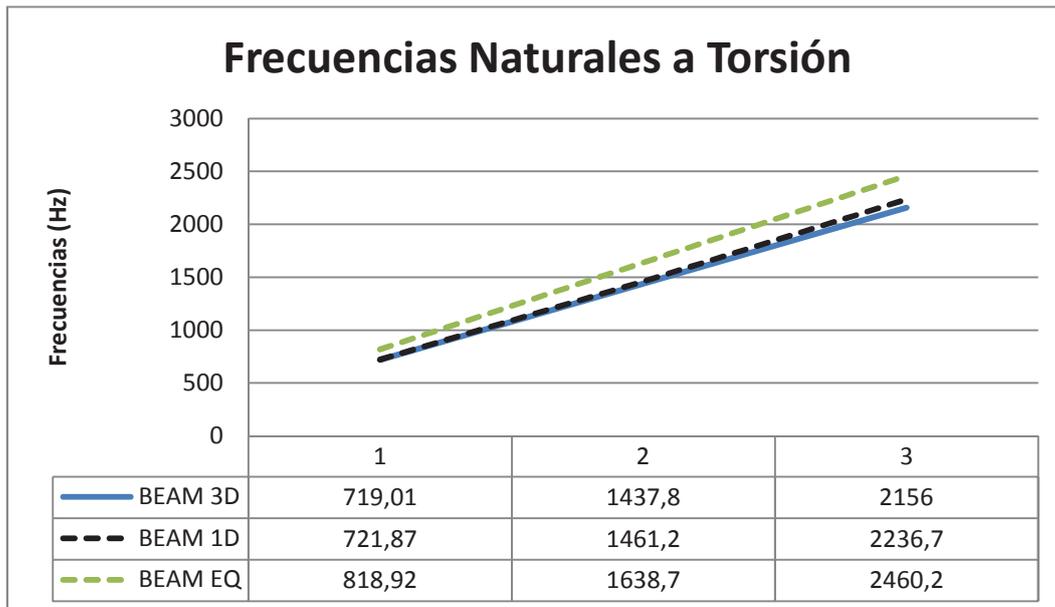
**Figura 55.** Comparación entre los modelos en el eje 'XZ'

Y por último, analizaremos las frecuencias torsionales de los tres métodos. Observando la tabla 7, entre el método 3D y 1D, el error máximo que nos encontramos es del 3.7%. Aunque el error es mayor que en las frecuencias flexionales seguimos teniendo una precisión bastante correcta. En el caso de la comparación con la viga equivalente, el error se eleva por encima del 14%. Aunque este error no es correcto del todo, basándonos en el artículo [23], que nos proponía que el error no podría exceder del 10% , este pequeño margen de error nos puede servir como base para futuras investigaciones.

### Torsión

	Frecuencia 1		Frecuencia 2		Frecuencia 3	
	Valor estimado (Hz)	Error (%)	Valor estimado (Hz)	Error (%)	Valor estimado (Hz)	Error (%)
Modelo 3D	719,01 Hz	-	1437,8 Hz	-	2156 Hz	-
Modelo 3D equivalente	818,92 Hz	13,895%	1638,7 Hz	13,973%	2460,2 Hz	14,109%
Modelo 1D equivalente	721,87 Hz	0,398%	1461,2 Hz	1,627%	2236,7 Hz	3,743%

**Tabla 7.** Comparación entre los modelos en torsión



**Figura 56.** Comparación entre los modelos en torsión

## 5.2. Conclusiones

Después de haber llevado a cabo la modelización de una viga de 1 m relleno de un núcleo de panal de abeja de aluminio, utilizando el método de los elementos finitos (FEM) en las condiciones de frontera libre (F-F-F), y después de un nuevo análisis de los resultados obtenidos se indican en la sección 5.1, se puede obtener eficazmente las siguientes conclusiones:

- La inclusión de un núcleo de panal de abeja dota a la viga de una rigidez bastante superior a la que tendría sin contar con ella. Esto se produce sin dejar de lado un concepto bastante importante, como es el del peso. Al tener la peculiar forma de panel de abeja el peso que añadimos no es sustancial comparado con la rigidez que nos proporciona. Por ese motivo, este tipo de núcleos está en la vanguardia del diseño de elementos.
- Partiendo de los resultados obtenidos en los diferentes métodos con los que hemos trabajado, podemos concluir que el método con el modelo en 1D presenta una considerable reducción del número de grados de libertad (DoFs), que repercutirá en un análisis computacional de elementos finitos (FE).

## 5.3. Trabajo futuro

A fin de completar y enriquecer la investigación realizada en este proyecto es recomendable llevar a cabo una serie de tareas entre las cuales se tienen:

- Análisis de esta misma viga , en vez de rellena de aluminio, rellena de otro tipo de materiales como podrían ser espumas de aluminio. Estos nuevos materiales nos podrían ofrecer unas prestaciones más ventajosas que las obtenidas en esta investigación.
- Al igual que hablamos del relleno en la viga se podría desarrollar estos métodos con la utilización de placas laminares de, por ejemplo, hierro, aleaciones, etc.
- Una mejora en el método equivalente para los resultados torsionales que nos permita estar en los umbrales del 10% de error.

## Bibliografía

1. Sandwich-structure composite [online]. Wikipedia, la enciclopedia libre [Consulta : 16 Abril de 2013]. Disponible en: [http://en.wikipedia.org/wiki/Sandwich-structured\\_composite](http://en.wikipedia.org/wiki/Sandwich-structured_composite)
2. WAHL, L.; MAAS, S.; WALDMANN, D.; ZURBES, A.; FRERES, P. *Shear stresses in honeycomb sandwich plates: Analytical solution, finite element method and experimental verification*. Journal of Sandwich Structures and Materials 14 (4): 449–46.
3. PETRAS, A. *Design of Sandwich Structures*. Cambridge University Engineer Department for the degree of Doctor of Philosophy, 1998.
4. Econ Hp Holding. "History of Sandwich Construction and Honeycombs",[en línea]. Disponible en: <http://www.econhp.de/history-without-flash.html>
5. DIODORUS SICULUS, *Library of History*, 1st century BC
6. GALILEI, G., *Discorsi e dimostrazioni matematiche, intorno á due nuoue scienze*, Leiden, Elzeviers, 1638
7. SS Great Eastern [online]. Wikipedia, la enciclopedia libre [Consulta: 18 Abril de 2013]. Disponible en: [http://en.wikipedia.org/wiki/SS\\_Great\\_Eastern](http://en.wikipedia.org/wiki/SS_Great_Eastern)
8. \_INDUPLAST S.A. *Process and apparatus for extruding thermoplastic honeycomb core*. G,DUCRUY, J,BOURNAZEL. CA 1294404, 1986-06-23
9. KULEUVEN RESEARCH & DEVELOPMENT. *Half closed thermoplastic honeycomb, their production process and equipment to produce*. I,VERPOEST WO 2006/053407, 2006-05-26
10. KULEUVEN RESEARCH & DEVELOPMENT. *Thermoplastic folded honeycomb structure and method for the production thereof*. J,PFLUG , I,VERPOEST. B31D 03/02 E04C 02/36, 2000-06-08
11. ZHANG ,J; HONG LI, D; LI LIANG, C; SI JIA,J; XING ZHANG,D; TIAN,Y; YING XIAO,H; JIA,J, *Mechanical Properties of Sandwich Structure Composites*. Advanced Materials Research (Volumes 399 - 401)
12. Enlighten. Sandwich structures",[en línea]. Enero 2009. Disponible en: <http://altairenligheten.com/2012/07/sandwich-structures/>
13. 3M Composite Materials. " Balsa at the core",[en línea]. Disponible en: [http://nida-core.com/english/nidaproduct\\_lamin\\_comp\\_balsalite.php](http://nida-core.com/english/nidaproduct_lamin_comp_balsalite.php)
14. Net Composite. " Guide to Composites".[en línea]. Disponible en: <http://www.netcomposites.com/guide/pvc-foam/91>
15. RATWANI,M. *Composite materials and Sandwich Structures*. A-primer
16. INTERNATIONAL BUSINESS MACHINES CORPORATION. *Continuous Lamination Of Electronic Structures*. K, UMEDA. US 5779844. 16-10-1996
17. JAMCO CORPORATION. *Continuous honeycomb panel molding method*. K, UMEDA. US 53071498. 6-08-1991

18. Fibre Reinforced Plastic. "Composite Fabrication : Hand Lay Up / Wet Lay Up",[en línea]. January 2009. Disponible en: <http://www.fibre-reinforced-plastic.com/2009/01/composite-fabrication-hand-lay-up-wet.html>
19. Composites Technology. " *Balsa-cored nanotechnology bridge deck installed*",[on line]. October 2009. Available on Web: <http://www.compositesworld.com/news/balsa-cored-nanotechnology-bridge-deck-installed>.
20. G. DE GAETANO, F.I. COSCO, C. MALETTA, D. MUNDO, S. DONDEERS. *Dynamic FE-based method for concept modelling vehicle beam-like structures*. University of Calabria, Department of Mechanical Engineering
21. L. ROSATI, G. ALFANO . *Modello di trave di Timoshenko*
22. J. K.PAIKA, A.K. THAYAMBALLIB, G. SUNG KIMA. *The strength characteristics of aluminum honeycomb sandwich panels*. Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University. *Thin-Walled Structures*, Elsevier (1999) 205–231
23. A.BOUDJEMAI , M.H. BOUANANE, MANKOUR, R. AMRI, H. SALEM, B. CHOUCHAOUI. *Multidisciplinary design and analysis of hexagonal honeycomb plates used for space applications* . World Academy of Science, Engineering and Technology 66 2012