



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**CARACTERIZACIÓN DE UN MODELO CONTINUO PARA NÚCLEOS DE FIBRA
DE ARAMIDA. APLICACIÓN A ESTRUCTURAS EMPAREADAS Y ANÁLISIS
DE FALLO POR PANDEO A COMPRESIÓN (*WRINKLING*)**

TRABAJO FIN DE GRADO

Realizado por:

Juan Andrés Marqués Laliga

Directora:

Ana Vercher Martínez

Valencia, Septiembre 2019

CARACTERIZACIÓN DE UN MODELO CONTINUO PARA NÚCLEOS DE FIBRA DE ARAMIDA. APLICACIÓN A ESTRUCTURAS EMPAREDADAS Y ANÁLISIS DE FALLO POR PANDEO A COMPRESIÓN (*WRINKLING*)

RESUMEN

El núcleo con geometría de panal de abeja es uno de más empleados en la fabricación de las estructuras sándwich y su composición tiene un papel fundamental en el rendimiento mecánico de estas estructuras. Entre los materiales existentes, los materiales compuestos reforzados con fibra emergen como una alternativa a los materiales empleados actualmente, ya que permiten mejorar las propiedades mecánicas específicas del núcleo en las direcciones deseadas. En este sentido, en el proyecto se ha considerado un núcleo de panal de abeja formado por tres laminados representativos de un material compuesto reforzado con fibra de aramida: un laminado monocapa con la fibra orientada 0° , un laminado angular simétrico $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$ y un laminado cruzado simétrico $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$.

Con el objetivo de definir las propiedades elásticas para un modelo continuo de elementos finitos de este tipo de estructura, se ha considerado un volumen elemental representativo del núcleo y que va constituir nuestra región de interés (ROI). Se ha llevado a cabo un proceso de homogenización numérica mediante el método de los elementos finitos. Se ha evaluado la influencia de cada uno de los tres laminados en las propiedades elásticas del núcleo. Como resultado, el núcleo formado con el laminado $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$ presentó el valor más alto del módulo de Young en la dirección transversal (E_z), mientras que la presencia de fibras orientadas a $\pm 45^\circ$ en el laminado provocaron un aumento de los módulos G_{yz} y G_{zx} del núcleo en comparación con los otros dos laminados.

Por otra parte, el fallo estructural producido por pandeo de las paredes que definen las celdas del núcleo (*wrinkling*) sucede cuando las pieles de la estructura sándwich están sometidas a cargas de compresión. Se trata de un tipo de fallo catastrófico para este tipo de componentes. En consecuencia, en el proyecto también se ha estudiado el comportamiento de estas estructuras frente al *wrinkling*, considerando como variables de diseño el material del núcleo y la esbeltez de la estructura. Para este segundo parámetro, se ha considerado un número diferente de celdas representativas. Con esta finalidad, se han creado distintos modelos de la estructura emparedada en elementos finitos y, sobre cada modelo, se ha llevado a cabo un análisis de pandeo lineal mediante el código de elementos finitos ANSYS. Los resultados obtenidos mostraron una relación inversamente proporcional entre esbeltez y carga crítica de pandeo, siendo la estructura sándwich compuesta por el núcleo formado por el laminado $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$ la que mejor resistencia ofreció en cada una de las esbelteces consideradas.

PALABRAS CLAVE: núcleo de panal de abeja, estructuras sándwich, laminados, elementos finitos, homogenización numérica, *wrinkling*, esbeltez.

RESUM

El nucli amb geometria de panal d'abella és un dels més utilitzats en les estructures sandvitx i la seua composició té un paper fonamental en el rendiment mecànic d'aquestes estructures. Entre els materials existents, els materials compostos reforçats amb fibra sorgeixen com una alternativa als materials utilitzats en l'actualitat, ja que permeten millorar les propietats mecàniques específiques del nucli en les direccions desitjades. En aquest sentit, en el projecte s'ha considerat un nucli de panal d'abella compost per tres laminats representatius de un material compost reforçat amb fibra d'aramida: un laminat monocapa amb la fibra orientada 0° , un laminat angular simètric $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$ i un laminat creuat simètric $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$.

Amb l'objectiu de definir les propietats elàstiques per a un model continu d'elements finits d'aquest tipus d'estructura, s'ha considerat un volum elemental representatiu del nucli, el qual constitueix la nostra regió d'interés (ROI). S'ha dut a terme un procés d'homogenització numèrica mitjançant el mètode d'elements finits. S'ha avaluat la influència de cadascun dels tres laminats en les propietats elàstiques del nucli. Com a resultat, el nucli format per el laminat $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$ va presentar el valor més elevat del mòdul de Young en la direcció transversal (E_z), en canvi, la presència de fibres orientades a $\pm 45^\circ$ en el laminat van produir un augment dels mòduls G_{yz} i G_{zx} del nucli en comparació amb els altres dos laminats.

Per altra banda, el col·lapse estructural produït per l'abombament de les parets que defineixen les cel·les del nucli (*wrinkling*) apareix quan les pells de l'estructura sandvitx es troben sotmeses a càrregues de compressió. Es tracta d'un tipus de col·lapse catastròfic per aquest tipus de components. En conseqüència, en el projecte també s'ha estudiat el comportament d'aquestes estructures davant el *wrinkling*, considerant com a paràmetres de disseny el material del nucli i l'esveltesa de la estructura. Per aquest segon paràmetre, s'ha considerat un nombre diferent de cel·les representatives. Per tal de dur a terme aquesta anàlisi, s'han creat diferents models de l'estructura sandvitx en elements finits i, sobre cadascun d'ells, s'ha dut a terme una anàlisi lineal d'abombament a partir del codi comercial d'elements finits ANSYS. Els resultats obtesos mostraren una relació inversament proporcional entre l'esveltesa i la càrrega crítica d'abombament, en particular, l'estructura sandvitx composta per el nucli format per el laminat $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$ va mostrar la millor resistència en cadascun dels tres casos de esveltesa considerats.

PARAULES CLAU: nucli de panal d'abella, estructura sandvitx, laminats, elements finits, homogenització numèrica, *wrinkling*, esveltesa.

ABSTRACT

Honeycomb core is one of the most employed cores in sandwich structures and its properties have a crucial role in the mechanical behavior of these structures. Among the existent materials, composite materials reinforced with fiber arise as alternative to the current materials, as this kind of material allows improving the specific mechanical properties of the core in specified directions. So, in this project three representatives laminated composed by a composite material reinforced with aramide fiber have been considered as core material: single-ply laminated with fiber orientated 0° , symmetric angular laminated $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$ and symmetric cross-ply laminated $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$.

A representative volume element, which will constitute our interest region (ROI) of the core, has been considered to get the elastic properties of a continuum model of this kind of structure created by finites elements. A numerical homogenization has been carried out by finites elements method. The influence of each one of three laminated on the elastic properties of the core has been evaluated. As conclusion, the honeycomb core composed by the laminated $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$ showed the major value for the Young modulus in the transverse direction (E_z), while the presence of fibers orientated $\pm 45^\circ$ in the laminated material increased the values of both modulus of the core G_{yz} and G_{zx} , when this properties were compared with the single-ply laminated and $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$ laminated.

On the other hand, the structural local failure produced by walls cells buckling of the core (*wrinkling*) appears when compressive loads are applied on the skins of the sandwich panel. It is considered as a catastrophic failure for this kind of components. Consequently, also in this project the mechanical behavior of these structures against *wrinkling* has been evaluated using as design parameters the core material and the structural slenderness. For this last parameter, a different number of representative cells have been considered. With this purpose, a linear buckling analysis has been taken in each one of finite elements models of the sandwich structure created to study *wrinkling* effects, using the commercial finites elements code ANSYS. The results showed an inverse relationship between slenderness and critical buckling load, where the sandwich panel with honeycomb core composed by $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$ laminated were the most resistant for each one of the considered slenderness.

KEY WORDS: honeycomb core, sandwich panel, laminated, finites elements, numerical homogenization, *wrinkling*, slenderness.

ÍNDICE DEL PROYECTO

MEMORIA

1.	OBJETO DEL PROYECTO	3
2.	ANTECEDENTES	4
2.1.	Estructuras sándwich con núcleo de panal de abeja (<i>Honeycomb</i>)	4
2.2.	Materiales compuestos reforzados con fibra unidireccional	5
2.3.	Laminado.....	6
2.3.1.	Laminados de materiales compuestos reforzados con fibra.....	7
2.3.2.	Teoría Clásica de Laminados.....	7
2.3.3.	Laminados con propiedades especiales.....	10
2.4.	Fallo de las estructuras sándwich: <i>Wrinkling</i>	12
3.	ANÁLISIS NUMÉRICO DESARROLLADO EN EL PROYECTO	14
3.1.	Laminados de estudio.....	14
3.2.	Cálculo de las propiedades elásticas de una lámina con fibra unidireccional	15
3.3.	Modelo continuo del núcleo de panal de abeja.....	17
3.4.	Homogenización numérica	21
3.5.	Propiedades elásticas aparentes del modelo del núcleo de panal de abeja	25
3.6.	Análisis de pandeo lineal en ANSYS.....	27
3.7.	Cálculo de las propiedades elásticas aparentes del núcleo	32
3.8.	Análisis del pandeo local <i>wrinkling</i>	33
4.	RESULTADOS.....	34
4.1.	Propiedades elásticas de una lámina con fibra unidireccional	34
4.2.	Validación del modelo del núcleo	34
4.3.	Propiedades elásticas aparentes del núcleo	35
4.4.	Comportamiento de la estructura sándwich frente al pandeo local <i>wrinkling</i>	41
5.	CONCLUSIONES.....	44
6.	REFERENCIAS	45

PLANOS

1.	PLANO 1: 1/4 PARTE DE LA CELDA HEXAGONAL DEL NÚCLEO DE PANAL DE ABEJA (<i>HONEYCOMB</i>).....	49
2.	PLANO 2: MODELO DEL VER DEL NÚCLEO DE PANAL DE ABEJA (<i>HONEYCOMB</i>).....	51

3. PLANO 3: ESTRUCTURA SANDWICH CON NÚCLEO DE PANAL DE ABEJA (<i>HONEYCOMB</i>) CON 4 CELDAS.....	53
4. PLANO 3.1: NÚCLEO DE PANAL DE ABEJA (<i>HONEYCOMB</i>)	55
5. PLANO 3.2: PIEL.....	57

PLIEGO DE CONDICIONES

1. OBJETO	61
2. CONDICIONES GENERALES	62
2.1. Condiciones Facultativas.....	62
2.2. Condiciones Legales.....	63
3. CONDICIONES TÉCNICAS PARTICULARES	64

PRESUPUESTO

1. COSTE DE MATERIALES.....	67
2. COSTE DE MANO DE OBRA	68
2.1. Coste de mano de obra directa	68
2.2. Coste de mano de obra indirecta	69
2.3. Coste total de la mano de obra	69
3. COSTE DE UTILIZACIÓN DE LOS EQUIPOS.....	70
4. GASTOS GENERALES.....	71
5. COSTE GENERAL DEL PROYECTO.....	72

ANEXOS

1. ANEXO I: SCRIPT EN ANSYS APDL PARA CREAR EL MODELO DEL NÚCLEO DE PANAL DE ABEJA (<i>HONEYCOMB</i>)	75
2. ANEXO II: MODELO DE LA ESTRUCTURA SÁNDWICH.....	82

MEMORIA

1. OBJETO DEL PROYECTO

El objetivo principal del proyecto consiste en estimar las constantes ingenieriles de una estructura tipo sándwich fabricada mediante fibra de aramida con el fin de definir las propiedades para un modelo continuo de elementos finitos de este tipo de estructuras.

Asimismo, en el proyecto se realiza el análisis y comparación del comportamiento mecánico del núcleo de panal de abeja considerando como material del núcleo tres laminados distintos de un material compuesto reforzado con fibra de aramida.

Por otra parte, también se ha estudiado la influencia de las propiedades elásticas del núcleo y de la esbeltez de la estructura sándwich con núcleo del panal de abeja en su comportamiento frente al modo de fallo por pandeo local denominado *wrinkling*.

Por último, el proyecto también tiene la finalidad académica de obtener el título universitario de Grado en Ingeniería Mecánica.

2. ANTECEDENTES

2.1. Estructuras sándwich con núcleo de panal de abeja (*Honeycomb*)

Las estructuras sándwich se emplean habitualmente en aplicaciones aeroespaciales, automovilísticas, marítimas y ferroviarias, ya que sus altas relaciones rigidez-peso y resistencia-peso permiten fabricar componentes ligeros con alto rendimiento mecánico (Hussain et al., 2019; Potluri y Rao, 2017; Rayjade y Rao, 2015; Zhou et al., 2018).

Este tipo de estructura suele estar formada por dos pieles rígidas y resistentes unidas a un núcleo en forma de panal de abeja. Esta unión se consigue generalmente mediante adhesivo. El núcleo es una estructura de baja densidad caracterizado por la disposición de material en celdas hexagonales, tal como se muestra en la Figura 1.

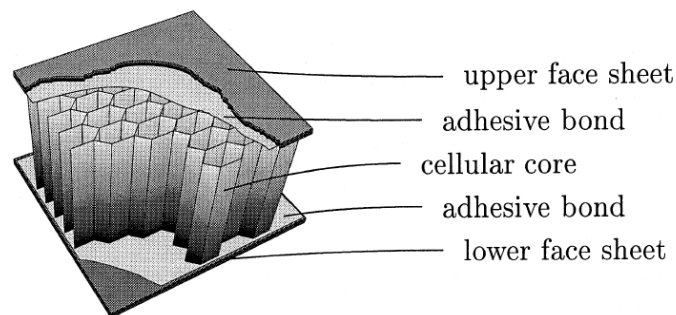


Figura 1. Componentes de una estructura tipo sándwich (Hohe y Becker, 2000).

La separación de las dos pieles por el núcleo aumenta la rigidez a flexión de la estructura, ya que la presencia del núcleo incrementa el momento de inercia de la sección, lo cual permite emplear este tipo de paneles sándwich en elementos sometidos a cargas de flexión durante su funcionamiento (Rayjade y Rao, 2015; Vitale et al., 2017).

Estructuralmente, las pieles se encargan de soportar cargas de tracción y compresión, mientras que el núcleo resiste cargas transversales y de cizalladura (Potluri y Rao, 2017). Generalmente, las pieles están formadas por un material isótropo o por un laminado de un compuesto reforzado con fibra, mientras que la estructura celular en forma de panal de abeja es una de las más utilizadas como núcleo (Foo et al., 2007; Hohe y Becker, 2000). Dada su gran utilización, en el proyecto se estudiará este tipo de núcleo celular en forma de panal de abeja.

Actualmente, dos de los materiales más empleados para fabricar el núcleo de las estructuras sándwich son el aluminio y el papel Nomex (Wu et al., 2019). Este último se compone de dos formas del polímero aramida: fibras cortas y pequeñas partículas de unión. Ambos componentes se mezclan en una disolución acuosa para fabricar una lámina, la cual se calienta a alta temperatura para obtener el papel Nomex. Durante el proceso de fabricación, las fibras cortas de aramida quedan alineadas en la dirección en la que el papel sale de la máquina, tal como se observa en la Figura 2, generando un material más rígido en esa dirección frente a la dirección transversal del papel (E_1 mayor que E_2). Entre sus propiedades destacan la estabilidad térmica, resistencia a la corrosión, resistencia al impacto, resistencia a fatiga y la capacidad de absorción de energía de vibración (Seemann y Krause, 2014; Wu et al., 2019; Zhou et al., 2018).

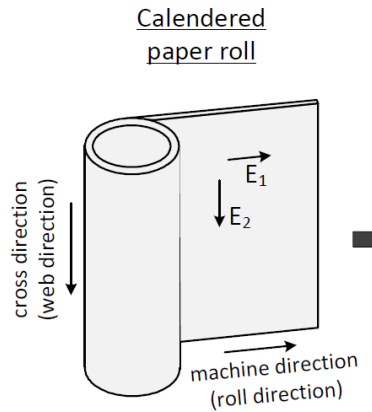


Figura 2. Direcciones 1 y 2 del papel Nomex (Seemann y Krause, 2014).

A partir del papel Nomex, el núcleo de panal de abeja se fabrica mediante un proceso de expansión, en el que un conjunto de hojas de papel Nomex se unen y agrupan para formar el denominado HOBE bulk. Tras esto, el HOBE se corta a la medida deseada en función del espesor o altura del núcleo que se pretenda y después se expande, tal como se observa en la Figura 3 (Wu et al., 2019).

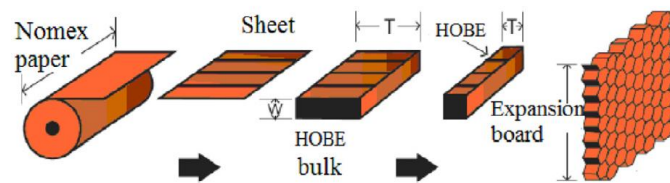


Figura 3. Proceso de fabricación del núcleo de panal de abeja con papel Nomex (Wu et al., 2019).

A continuación, el núcleo se sumerge en un baño de resina fenólica y se deja curar en el horno, de forma que, una vez curado, el núcleo se puede volver a impregnar con resina hasta conseguir la densidad deseada (Seemann y Krause, 2014).

Sin embargo, en este proyecto no se tratará el núcleo de panal de abeja como si estuviese fabricado con papel Nomex impregnado con resina fenólica, sino que se aplicará un enfoque distinto, similar al realizado por Wang y Wang, (2018), quienes modelaron la celda hexagonal como un laminado de dos capas empleando para cada una de ellas un material isotrópico diferente. En este sentido, en el proyecto se considera que las paredes de la celda hexagonal del núcleo están formadas por un laminado de un material compuesto reforzado con fibra, para el cual se han utilizado los mismos materiales que para el caso del núcleo fabricado con papel Nomex, como son la fibra de aramida y la resina fenólica.

2.2. Materiales compuestos reforzados con fibra unidireccional

En este apartado se comentan algunos aspectos básicos sobre los materiales compuestos reforzados con fibra que serán relevantes para el estudio del problema planteado en el proyecto.

En este tipo de materiales se distinguen dos fases: la matriz y la fibra. La matriz se encarga de acoger y proteger a las fibras, así como proporcionar un medio para que la carga aplicada sobre el material se transmita hasta ellas. Por otra parte, la fibra representa el refuerzo del material y su cometido es soportar las cargas. Mecánicamente, la matriz se caracteriza por tener una densidad, resistencia y rigidez menores en comparación con la fibra, sin embargo, la combinación de fibra y matriz genera un material con una resistencia y rigidez elevadas junto con una baja densidad. Los materiales empleados como matriz pueden ser metales, polímeros o cerámicas, mientras que las fibras están formadas de distintos materiales como aluminio, carbono, acero o vidrio, entre otros (Jones, 1999). En referencia al trabajo, se ha utilizado una matriz de resina fenólica y un refuerzo de fibra de aramida para el material compuesto. Además, se ha considerado una distribución unidireccional de la fibra, tal como puede verse en la Figura 4.

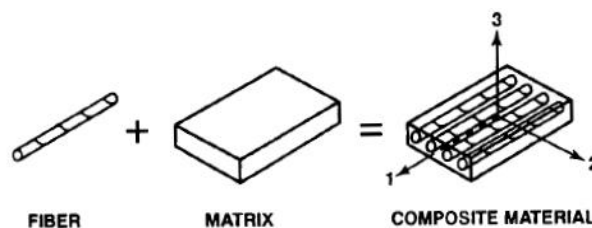


Figura 4. Componentes de un material compuesto reforzado con fibra unidireccional junto a su sistema de referencia (Jones, 1999).

De la Figura 4 cabe indicar que los ejes 1-2-3 conforman el denominado sistema de referencia propio del material compuesto u orientado, siendo el eje 1 el correspondiente a la dirección principal del material y paralelo a la dirección de la fibra, mientras que los ejes 2 y 3 son perpendiculares a ella y entre sí.

2.3. Laminado

Un laminado es un elemento estructural que consta de, al menos, dos láminas (o capas) de materiales distintos unidas entre sí, generalmente, mediante adhesivo. La principal ventaja de este tipo de estructuras es el efecto sinérgico que puede tener la combinación de diferentes materiales en ciertas propiedades como resistencia, rigidez, resistencia a la corrosión o aislamiento térmico. Cabe destacar que si todas las láminas que forman el laminado tienen el mismo espesor se habla de laminados regulares, mientras que si las láminas son de distinto espesor se habla de laminados irregulares (Jones, 1999).

Respecto a su composición, existen distintos tipos de laminados como los laminados bimetálicos, laminados a base de plástico y los laminados de materiales compuestos reforzados con fibra, entre otros. Este último tipo de laminado es el que se utilizará en el proyecto como material del núcleo y sobre el cual se detallan ciertas características en el apartado 2.3.1.

2.3.1. Laminados de materiales compuestos reforzados con fibra

Los laminados de materiales compuestos reforzados con fibra constituyen un paradigma de los materiales compuestos, ya que cada lámina, a su vez, se corresponde con un material compuesto cuya fibra (eje 1) está orientada un determinado ángulo θ respecto al eje x del sistema de referencia del laminado, tal como se observa en la Figura 5.

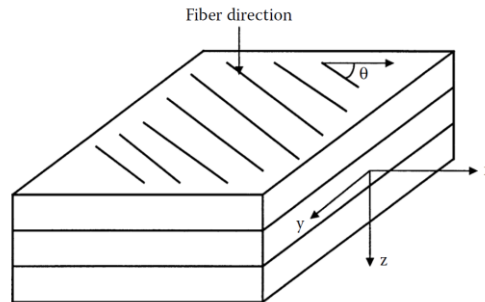


Figura 5. Orientación de la fibra respecto al eje x del laminado en un laminado formado por 3 láminas (Kaw, 2005).

Como puede observarse en la Figura 5, los ejes x - y - z constituyen la nomenclatura del sistema de referencia del laminado. Como principal característica y de acuerdo con la Teoría Clásica de Laminados (TCL), cabe señalar que el origen del sistema de referencia del laminado está situado en la mitad del espesor del mismo, con la dirección del eje z positiva en el sentido que se indica en la Figura 5. De este modo se define el denominado plano medio del laminado, el cual corresponde al plano x - y situado en la coordenada $z = 0$.

La orientación de la fibra de cada lámina en una u otra dirección permite que varíen las propiedades del laminado a lo largo de sus ejes, lo cual es de gran interés, ya que permite diseñar un laminado con el fin de mejorar las propiedades en las direcciones deseadas de un determinado componente estructural, como en este caso el núcleo de panel de abeja.

En cuanto a las características mecánicas de los laminados, en el apartado 2.3.2 se exponen brevemente los principios sobre los que se apoyan las ecuaciones correspondientes al comportamiento de los laminados.

2.3.2. Teoría Clásica de Laminados

El estudio del comportamiento del laminado se realiza habitualmente mediante el planteamiento de la TCL, basada en la definición de un conjunto de hipótesis que permiten simplificar el problema tridimensional del comportamiento del laminado a un caso bidimensional, facilitando así el estudio de estas estructuras. Además, con la TCL se estudia el laminado desde el elemento más simple, como es la lámina, hasta el comportamiento del conjunto (Jones, 1999; Kaw, 2005).

La TCL contempla el estudio de un laminado delgado, lo cual implica que los componentes de tensión y deformación en la dirección z del laminado sean nulos (dirección del espesor). De modo que, la relación elástico-lineal entre tensión $\{\sigma\}$ y deformación $\{\varepsilon\}$ de cada lámina se

estudia como un caso de tensión plana empleando la ley de Hooke, con una matriz de rigidez reducida a tensión plana $[\bar{Q}]$, tal como se muestra en la ecuación (1) (Jones, 1999; Kaw, 2005).

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Donde σ_x y σ_y representan las componentes de tensión normal de la lámina en las direcciones x e y del laminado, respectivamente, τ_{xy} representa la tensión tangencial de la lámina en el plano x - y del laminado, ε_x y ε_y representan las componentes de deformación normal de la lámina en las direcciones x e y del laminado, respectivamente, y γ_{xy} representa la deformación angular de la lámina en el plano x - y del laminado. En efecto, la terminología empleada para los subíndices de tensiones y deformaciones de la ecuación (1) indica que ambos parámetros están referenciados respecto al sistema de referencia del laminado y no respecto a los ejes de la lámina (Jones, 1999; Kaw, 2005).

Tal como se había mencionado previamente, el laminado es un elemento estructural en el que se supone una unión perfecta entre sus láminas, lo cual implica que la deformación sea continua a lo largo del espesor del laminado. De modo que, la deformación de un punto del laminado puede calcularse a partir de las deformaciones $\{\varepsilon^0\}$ y curvaturas $\{K\}$ del plano medio del laminado, el cual se corresponde con $z = 0$, y de la coordenada z del punto que se pretenda estudiar, tal como se indica en la ecuación (2) (Jones, 1999; Kaw, 2005).

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + z \begin{Bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

Donde el superíndice 0 de las deformaciones hace referencia al plano medio.

Por el contrario, las tensiones no son continuas en el contorno entre láminas, pero sí dentro de cada lámina, por lo que la matriz $[\bar{Q}]$ es característica para cada lámina. De forma que, la tensión del punto situado en la frontera entra dos láminas se calculará para cada lámina con su matriz $[\bar{Q}]$ correspondiente.

Sustituyendo el término de deformaciones de la ecuación (1) por la ecuación (2) se obtiene la ecuación (3), la cual permite calcular la tensión de cualquier punto comprendido a lo largo del espesor de cada lámina (Jones, 1999; Kaw, 2005).

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + z \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Para garantizar el equilibrio estático planteado por las ecuaciones de Newton, las solicitaciones, fuerzas y momentos que actúan en el laminado, debe ser iguales a las resultantes de carácter elástico que actúan sobre el componente y que se obtienen por integración de las tensiones de cada lámina a lo largo del espesor del laminado. En las ecuaciones (4) y (5) se muestran el estado de equilibrio en fuerzas y momentos expresados en forma matricial, respectivamente.

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-h/2}^{h/2} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} dz \quad (4)$$

Donde N_x y N_y se corresponden con las fuerzas normales por unidad de anchura de la sección del laminado en las direcciones x e y , respectivamente, N_{xy} se corresponde con la fuerza tangencial por unidad de anchura y h representa el espesor total del laminado (Jones, 1999; Kaw, 2005).

$$\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-h/2}^{h/2} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} z dz \quad (5)$$

Donde M_x y M_y se corresponden con los momentos de flexión por unidad de anchura de la sección en las direcciones x e y del laminado, respectivamente, mientras que M_{xy} representa el momento torsor por unidad de anchura (Jones, 1999; Kaw, 2005).

En la Figura 6 se observa la representación de fuerzas y momentos actuando en el laminado. De acuerdo con el convenio de signos de la TCL, éstas son las componentes positivas.

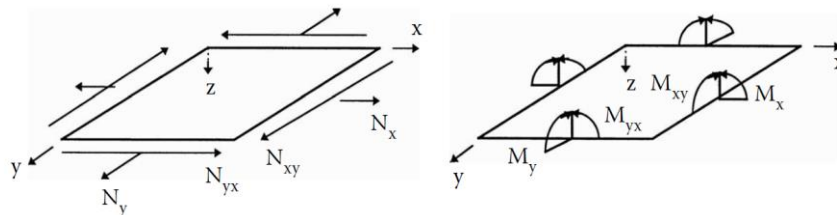


Figura 6. Fuerzas y momentos en el plano x - y del laminado (Kaw, 2005).

Como se ha comentado anteriormente, las tensiones son discontinuas entre las láminas, por lo tanto, las fuerzas y momentos aplicados en el laminado se corresponden con el sumatorio de las integrales de tensiones de cada lámina. De forma que, sustituyendo el término de tensiones de las ecuaciones (4) y (5) por la expresión de la ecuación (3) y sacando fuera de la integral los términos constantes como son la matriz $[\bar{Q}]$ y las deformaciones y curvaturas del plano medio, se obtienen las ecuaciones (6) y (7), correspondientes al cálculo de fuerzas y momentos existentes en el laminado (Jones, 1999; Kaw, 2005).

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix} \quad (7)$$

Donde la matriz $[A]$ representa la matriz de rigidez a membrana del laminado, la cual relaciona las fuerzas con deformaciones en el plano medio, la matriz $[B]$ se corresponde con la matriz de acoplamiento entre flexión y extensión, la cual indica la existencia simultánea de fuerzas y curvaturas así como momentos y deformaciones, y la matriz $[D]$ constituye la matriz de rigidez de flexo-torsión, la cual relaciona momentos con las curvaturas en el plano medio (Jones, 1999; Kaw, 2005).

2.3.3. Laminados con propiedades especiales

Desde el punto de vista del diseño, existen distintos tipos de laminados que son frecuentemente empleados. Cada uno de ellos se caracteriza por ofrecer un determinado rendimiento mecánico. A continuación se mencionan algunos de los laminados más empleados en el diseño estructural (Jones, 1999; Kaw, 2005):

- Laminados simétricos

Un laminado simétrico es aquel que presenta simetría tanto de espesor como de propiedades del material para un par láminas sobre el plano medio del laminado, es decir, a una determinada distancia por encima del plano medio del laminado existe una lámina de un espesor t con ciertas propiedades y a esa misma distancia por debajo del plano medio se encuentra otra lámina con su mismo espesor y sus mismas propiedades.

Aplicado a un material compuesto reforzado con fibra, a una distancia z por encima del plano medio existe una lámina cuya fibra está orientada un ángulo Θ respecto al eje x del laminado y a esa distancia z por debajo del plano medio existe otra lámina del mismo espesor con la fibra orientada en el mismo ángulo Θ .

En los laminados simétricos la matriz $[B]$ es nula, lo cual indica que no existirán curvaturas en el plano medio cuando se aplique una fuerza en el laminado, ni deformaciones cuando se aplique un momento sobre este.

- Laminados antisimétricos

Los laminados antisimétricos se caracterizan por tener simetría de espesor para un par de láminas alrededor del plano medio del laminado, pero respecto a las propiedades, una lámina muestra una imagen especular de la otra en referencia al plano medio. Por ejemplo, para el caso de un material compuesto reforzado con fibra, a una distancia z por encima del plano medio existe una lámina de espesor t cuya dirección principal está orientada un ángulo Θ y a esa misma distancia z por debajo del plano medio del laminado existe una lámina del mismo espesor cuya dirección principal está orientada un ángulo $-\Theta$.

En este tipo de laminados, no todos los términos de la matriz de acoplamiento $[B]$ son nulos. Sin embargo, los términos A_{16} y A_{26} de la matriz de rigidez extensional sí son nulos, lo cual indica que no existe acoplamiento entre fuerza normal y deformación angular ni entre fuerza tangencial y deformación normal. Del mismo modo, los términos D_{16} y D_{26} de la matriz de rigidez de flexión también son nulos, lo cual indica que no existe acoplamiento entre flexión y torsión.

- Laminados Cruzado (Cross-Ply)

Un laminado se denomina cruzado o *cross-ply* cuando las fibras de las láminas que lo componen, las cuales tienen las mismas propiedades y espesor, están orientadas a 0° y/o 90° . En estos laminados los términos A_{16} , A_{26} , B_{16} , B_{26} , D_{16} , D_{26} son nulos. Además, en caso de ser simétricos la matriz $[B]$ sería nula y no existiría acoplamiento entre flexión y extensión.

- Laminados Angulares (Angle-Ply)

Los laminados angulares o *angle-ply* están formados por la disposición sucesiva de láminas del mismo material y espesor y con las fibras orientadas en direcciones $+\Theta$ y $-\Theta$. Si el laminado tiene un número par de láminas los términos A_{16} y A_{26} son nulos, con lo que no existe acoplamiento entre fuerza normal y deformación angular ni entre esfuerzo cortante ni deformación normal, pero al no ser simétrico la matriz $[B]$ no es nula. Por otra parte, si el número de láminas es impar, alternando láminas con orientación $+\Theta$ y $-\Theta$, el laminado es simétrico y, por lo tanto, la matriz $[B]$ es nula. Además, en el caso simétrico, los términos A_{16} , A_{26} , D_{16} y D_{26} no son nulos, pero tienden a reducirse conforme aumenta el número de capas para un mismo espesor de laminado.

En comparación con los laminados cruzados, este tipo de laminados presentan una mayor rigidez a cizalladura.

- Laminados quasi-isótropos

Los laminados quasi-isótropos se caracterizan por la existencia de isotropía en el plano x-y del laminado, es decir, las propiedades son las mismas en cualquier dirección contenida en ese plano. De modo que, la matriz $[A]$ se comporta como un material isótropo, por lo que los términos A_{11} y A_{22} son iguales, con A_{16} y A_{26} nulos. En este sentido se denomina quasi-isótropo y no isótropo porque las matrices $[B]$ y $[D]$ no se comportan como un material isótropo. Por otra parte, en los laminados quasi-isótropos todas las láminas son del mismo material y espesor.

En cuanto a su comportamiento mecánico, en este tipo de laminados puede existir acoplamiento entre flexión y extensión, si el laminado no es simétrico, así como acoplamiento entre flexión y torsión.

- Laminados equilibrados.

Los laminados equilibrados se caracterizan por la existencia de pares de láminas en los que la dirección principal de una lámina está orientada un ángulo Θ respecto al eje x del laminado y la otra lámina presenta una orientación $-\Theta$, siendo Θ un ángulo distinto de 0° y 90° . Además,

no es necesario que las láminas de cada par estén adyacentes una con otra. Por otra parte, cada par de láminas deben tener el mismo espesor y estar formadas por el mismo material.

En cuanto al comportamiento mecánico de este tipo de laminado, no existe acoplamiento entre fuerza normal y deformación angular ni entre esfuerzo cortante y deformación normal. Sin embargo, sí que existe acoplamiento entre flexión y torsión y acoplamiento entre extensión y curvatura cuando se aplica un esfuerzo sobre el laminado.

2.4. Fallo de las estructuras sándwich: *Wrinkling*

Los componentes en los que se emplean paneles sándwich pueden alcanzar condiciones de funcionamiento capaces de provocar el fallo prematuro de estas estructuras. En este sentido, entre los distintos modos de colapso que pueden aparecer en los paneles sándwich se encuentra un tipo de pandeo local llamado *wrinkling*. El *wrinkling* es una inestabilidad local que aparece en las pieles de los paneles sándwich cuando estas están sometidas a cargas de compresión y que desemboca en un fallo por pandeo de las paredes que conforman el núcleo, tal como se ve en la Figura 7. Este fenómeno se caracteriza por la pequeña longitud de onda de pandeo que se genera en las pieles, siendo la longitud similar al tamaño del espesor del núcleo (Birman y Bert, 2004; Carlsson y Kardomateas, 2011; Gdoutos et al., 2003; Phan et al., 2012; Vescoivini et al., 2018).



Figura 7. Modo de fallo *wrinkling* (Vitale et al., 2017).

Dentro del *wrinkling* pueden distinguirse tres modos de fallo: *wrinkling* llamado “base rígida”, *wrinkling* simétrico y *wrinkling* antisimétrico. El tipo de *wrinkling* conocido como “base rígida” aparece cuando solo una de las pieles pandea. El *wrinkling* simétrico se caracteriza por la existencia de simetría de la ondulación respecto al plano medio del panel sándwich. Esta forma de pandeo ocurre principalmente cuando el núcleo del panel sándwich está formado por un material dúctil. Por último, en el *wrinkling* antisimétrico ambas pieles pandean de la misma forma, por lo que en este modo el plano medio del núcleo se deforma (Khalili et al., 2014). En la Figura 8 se muestra una representación de los modos de *wrinkling* simétrico y antisimétrico.

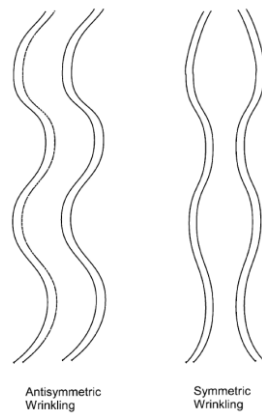


Figura 8. Modos antisimétrico y simétrico de pandeo *wrinkling* (Carlsson y Kardomateas, 2011).

Se ha visto que la capacidad estructural de los paneles sándwich se ve gravemente afectada tras la aparición de este fenómeno de pandeo local, por lo que se trata de un fallo catastrófico para este tipo de estructuras. Además, cabe tener en cuenta que la carga crítica que causa este modo fallo puede ser menor que la carga máxima que provoca el pandeo general del panel sándwich, especialmente en aquellos casos en los que las pieles son muy delgadas en comparación con el espesor del núcleo (Phan et al., 2012).

Dada la trascendencia del *wrinkling*, en el proyecto se ha evaluado la influencia de las propiedades del núcleo de los paneles sándwich así como la esbeltez de los mismos en el comportamiento de estas estructuras frente a este tipo de pandeo local.

3. ANÁLISIS NUMÉRICO DESARROLLADO EN EL PROYECTO

El empleo de estructuras sándwich en diferentes componentes se encuentra bastante extendido, especialmente en aplicaciones aeroespaciales. Asimismo, el modelado de sistemas complejos mediante el método de los elementos finitos es también una práctica muy común en ingeniería. En este sentido, modelar las estructuras tipo panal de abeja se presenta como un problema importante a resolver, ya que, generalmente, resulta poco viable desarrollar el modelo geométrico detallado de las celdas hexagonales.

En la mayoría de ocasiones, se opta por emplear un modelo continuo con la consecuente dificultad que implica conocer las propiedades elásticas aparentes. Existen trabajos que ofrecen expresiones analíticas para el cálculo de dichas propiedades. No obstante, estas expresiones se limitan a paneles fabricados con materiales isótropos, tradicionalmente aleaciones de aluminio o de titanio. Cuando se emplean otro tipo de materiales como, por ejemplo, laminados, se recurre a la experimentación para la caracterización mecánica.

Hay que tener en cuenta que el coste computacional del análisis del modelo de elementos finitos de la estructura sándwich aumenta conforme se incrementa el número de celdas del núcleo, por lo que, a fin de mejorar la eficiencia del análisis numérico y reducir la complejidad del modelo geométrico, el núcleo de panal de abeja se reemplaza por un modelo continuo equivalente. De esta forma, las estructuras sándwich se suelen analizar en términos de sus propiedades aparentes. En consecuencia, la determinación de estas propiedades elásticas aparentes para emplear un modelo continuo del núcleo es de gran importancia (Burton y Noor, 1997; Foo et al., 2007).

En este Proyecto, se estimarán las constantes elásticas para estructuras tipo *honeycomb* fabricadas a partir de laminados de aramida. Para ello, se realizará un modelo numérico detallado de una región de interés (ROI) de estructura tipo panal de abeja mediante la programación de *scripts* en Ansys APDL, lo cual posibilita la modificación de múltiples variables, tanto de material como de geometría de las celdas hexagonales.

Posteriormente, mediante la técnica de homogeneización numérica programada en el código de elementos finitos, se estimará la matriz de rigidez de la estructura y a partir de ella las constantes elásticas aparentes. Dadas las propiedades geométricas y de material de la estructura panal de abeja, en este trabajo se pone a punto un procedimiento para calcular las propiedades equivalentes necesarias para un modelo continuo.

3.1. Laminados de estudio

En el proyecto se han planteado tres casos de estudio diferentes en cuanto a la composición de la celda hexagonal del núcleo, tratándose en todos ellos de un laminado de un material compuesto reforzado con fibra de aramida. En el primer caso se ha considerado que la pared de la celda hexagonal está formada por un laminado monocapa con la fibra orientada 0° respecto al eje x del laminado. En el segundo caso de estudio se ha considerado que el núcleo está compuesto por un laminado angular simétrico de 7 capas, cuya distribución es $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$. Por último, se ha considerado que la pared de la celda

hexagonal está formada por una laminado cruzado simétrico de 5 láminas con la siguiente orientación de láminas $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$. En los tres casos se ha considerado el laminado como quasi-isotropo, cuyas características se han descrito 2.3.3.

En la Figura 9 se muestra una representación detallada del modelado de la celda hexagonal del núcleo con el laminado $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$.

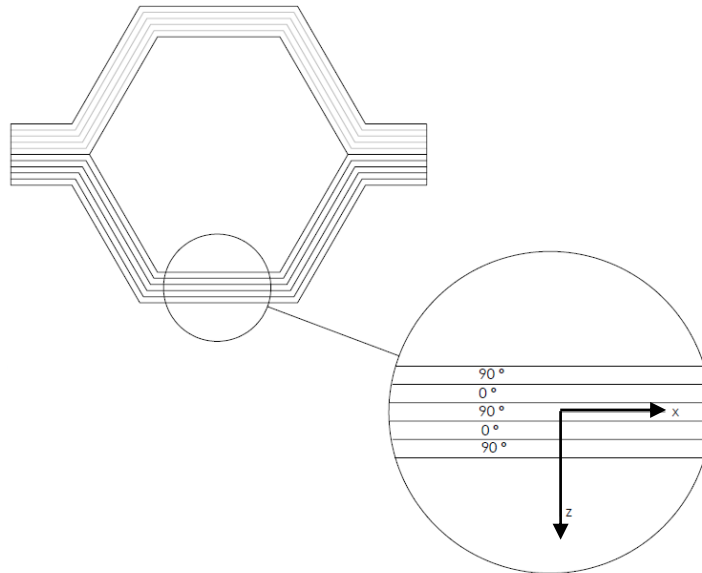


Figura 9. Modelado de la celda hexagonal del núcleo con el laminado de 5 láminas con la estructura $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$.

3.2. Cálculo de las propiedades elásticas de una lámina con fibra unidireccional

Como se ha comentado en el apartado 2.1, en este proyecto se empleará un laminado de un material compuesto reforzado con fibra para modelar las paredes de la celda hexagonal del núcleo, de modo que, es necesario calcular las propiedades de la lámina que formará parte de la estructura para, posteriormente, introducirlas en el modelo de elementos finitos del núcleo.

En referencia al apartado 2.2, el material compuesto empleado en este trabajo consiste en una matriz de resina fenólica con un refuerzo de fibra de aramida. La resina fenólica se ha caracterizado con las mismas propiedades elásticas que utilizaron Seemann y Krause, (2017) con un módulo de Young de 5.160 MPa y un coeficiente de Poisson de 0,36. En el estudio consultado para obtener las propiedades de la matriz no se especifica el tipo concreto de resina fenólica, por lo que en este trabajo consideraremos un tipo de resina fenólica estándar. Por otra parte, los valores del módulo de Young y coeficiente de Poisson de la fibra aramida utilizados son los mismos que emplearon Gao et al., (2018), con un valor de 132.000 MPa y 0,28, respectivamente. Cabe señalar que ambos materiales, resina fenólica y fibra de aramida, se han supuesto isótropos, lo cual significa que su comportamiento mecánico es el mismo en todas las direcciones, de modo que el módulo de rigidez a cortadura (G) se ha calculado mediante la regla de isotropía, la cual se muestra en la ecuación (8).

$$G = \frac{E}{2 * (1 + \nu)} \quad (8)$$

Donde E representa el módulo de Young y ν el coeficiente de Poisson.

Respecto a la Figura 4, suponiendo que las propiedades del material compuesto son las mismas en las direcciones 2 y 3 (perpendiculares a la fibra), se puede decir que el plano formado por estos dos ejes constituye un plano de isotropía, con lo que las propiedades del material son las mismas en cualquier dirección de ese plano. En este sentido, se puede considerar que el material compuesto reforzado con fibra unidireccional se comporta como un material transversalmente isótropo (Kaw, 2005). Bajo esta consideración, las propiedades elásticas del material se han calculado siguiendo las expresiones indicadas más abajo. Además, se ha supuesto una unión perfecta entre fibra y matriz, asumiendo así la ausencia de huecos en el material.

Para el cálculo de las propiedades mecánicas de una lámina de material compuesto reforzado con fibra unidireccional se ha empleado un enfoque basado en elasticidad de materiales, utilizando para el cálculo las ecuaciones de Halpin-Tsai (Jones, 1999).

- Módulo de Young en la dirección 1 (E_1)

Para el cálculo de E_1 se ha empleado la ecuación (9), la cual coincide con la ecuación asociada a la “regla de las mezclas”.

$$E_1 = E_f * V_f + E_m * (1 - V_f) \quad (9)$$

Donde E_f representa el módulo de Young de la fibra, V_f la fracción volumétrica de la fibra y E_m el módulo de Young de la matriz.

- Módulo de Young en la dirección 2 (E_2)

En este caso se ha empleado la ecuación (10), correspondiente a la ecuación general de Halpin-Tsai.

$$\frac{M}{M_m} = \frac{1 + \xi \eta V_f}{1 - \eta V_f} \quad (10)$$

Donde M es la constante elástica a calcular, M_m es la constante elástica de la matriz, ξ es la medida del refuerzo en fibra del compuesto y η es un parámetro cuyo valor se calcula mediante la ecuación (11).

$$\eta = \frac{\frac{M_f}{M_m} - 1}{\frac{M_f}{M_m} + \xi} \quad (11)$$

Donde M_f es la constante elástica de la fibra.

Para el caso de E_2 , el factor $\xi = 2$.

- Módulo de rigidez a cortadura en el plano 1-2 (G_{12})

Del mismo modo que E_2 , el módulo de rigidez a cortadura en el plano 1-2 se calcula a partir de la ecuación general de Halpin-Tsai (10).

En este caso, el parámetro ξ de la ecuación (11) es $\xi = 1$.

- Módulo de rigidez a cortadura en el plano 2-3 (G_{23})

Para el cálculo del módulo de rigidez a cortadura G_{23} también se utiliza la ecuación (10).

En este caso, el valor de ξ se obtiene a partir de la ecuación (12), propuesta por Halpin-Tsai.

$$\xi = \frac{1}{4 - 3 * \nu_m} \quad (12)$$

Donde ν_m corresponde al coeficiente de Poisson de la matriz.

- Coeficiente de Poisson ν_{12}

La ecuación (13) de Halpin-Tsai empleada para calcular ν_{12} es la misma que la correspondiente a la “regla de las mezclas”.

$$\nu_{12} = \nu_f * V_f + \nu_m * (1 - V_f) \quad (13)$$

Donde ν_f corresponde al coeficiente de Poisson de la fibra y ν_m corresponde al coeficiente de Poisson de la matriz.

- Coeficiente de Poisson ν_{23}

Para el cálculo de ν_{23} se utiliza la relación de isotropía de Jones, cuya expresión corresponde a la ecuación (14).

$$\nu_{23} = \frac{E_2}{2 * G_{23}} - 1 \quad (14)$$

Para finalizar, cabe señalar que la nomenclatura (1, 2, 3) empleada como subíndice de las propiedades elásticas del material compuesto se corresponde con las direcciones del sistema de referencia mostrado en la Figura 4.

3.3. Modelo continuo del núcleo de panal de abeja

El núcleo con geometría de panal de abeja está formado por la distribución repetida de celdas hexagonales iguales, lo cual permite identificar un dominio representativo a lo largo de la estructura llamado volumen elemental representativo (VER). Considerando condiciones de contorno de periodicidad, el VER representa al núcleo y puede analizarse para estimar las propiedades elásticas del conjunto. En el proyecto se ha definido el VER del núcleo de panal de abeja a partir de la extrusión del modelo bidimensional mostrado en la Figura 10. En base a la

definición de este VER se ha creado el modelo numérico del núcleo mediante programación en el código comercial de elementos finitos Ansys APDL, versión educacional 19.2.

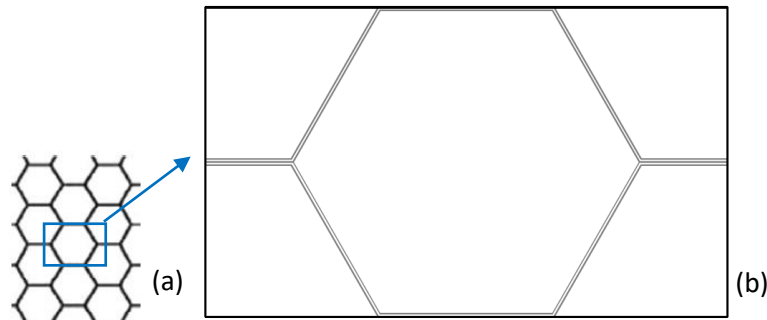


Figura 10. (a) Estructura 2-D del núcleo de panal de abeja y (b) celda a partir de la que se obtiene el volumen elemental representativo (VER) por extrusión.

Es importante señalar que en el Proyecto se ha considerado un núcleo de panal de abeja formado por celdas hexagonales regulares, en las que la longitud de todos los lados del hexágono es la misma y las paredes inclinadas forman un ángulo de 120° entre sí. No obstante, mediante la programación parametrizada llevada a cabo en este trabajo, podrían analizarse otras características geométricas.

Como se observa en la Figura 10, la celda a partir de la que se obtiene el VER presenta dos planos de simetría, por lo tanto, para desarrollar el modelo de elementos finitos del núcleo, en primer lugar, se ha definido una cuarta parte de la celda y se ha procedido a su extrusión, tal como se muestra en la Figura 11.

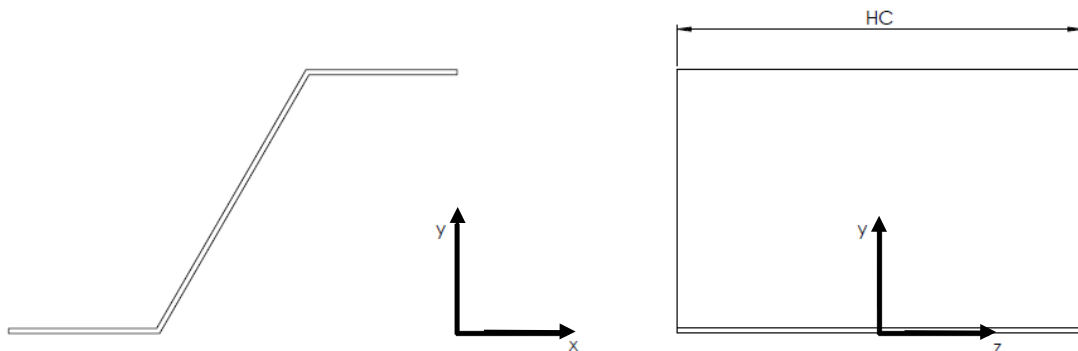


Figura 11. Cuarta parte del volumen elemental representativo (VER) utilizado para desarrollar el modelo numérico detallado del núcleo.

El parámetro HC de la Figura 11 representa el espesor (o altura) del núcleo y los ejes x - y - z corresponden al sistema de referencia cartesiano global del código de elementos finitos ANSYS.

Esta cuarta parte del VER representada en la Figura 11 se ha modelado con las mismas variables y valores numéricos que utilizaron Catapano y Montemurro, (2014) en su estudio. Las variables establecidas por Catapano y Montemurro, (2014) se muestran en la Figura 12.

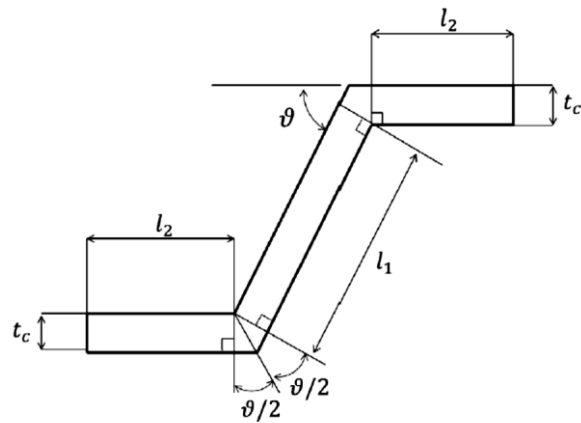


Figura 12. Parámetros geométricos del volumen elemental representativo (VER) definidos por Catapano y Montemurro, (2014).

En la Figura 12, t_c representa el espesor de la pared de la celda hexagonal, l_1 la longitud del lado oblicuo de la celda hexagonal, l_2 la longitud del lado horizontal de la celda hexagonal y ϑ el ángulo de corrugado de la celda hexagonal.

Por otra parte, en la Tabla 1 se indican los valores numéricos asignados a las variables mostradas en las Figuras 11 y 12.

Tabla 1. Valores numéricos de los parámetros geométricos de las Figuras 11 y 12.

Valores de los parámetros geométricos	
l_1 (mm)	3,666
l_2 (mm)	1,833
t_c (mm)	0,0635
ϑ (°)	60
HC (mm)	5

Una vez definida la cuarta parte del VER, mediante operaciones de simetría se ha creado el modelo de elementos finitos del núcleo, el cual se muestra en la Figura 13.

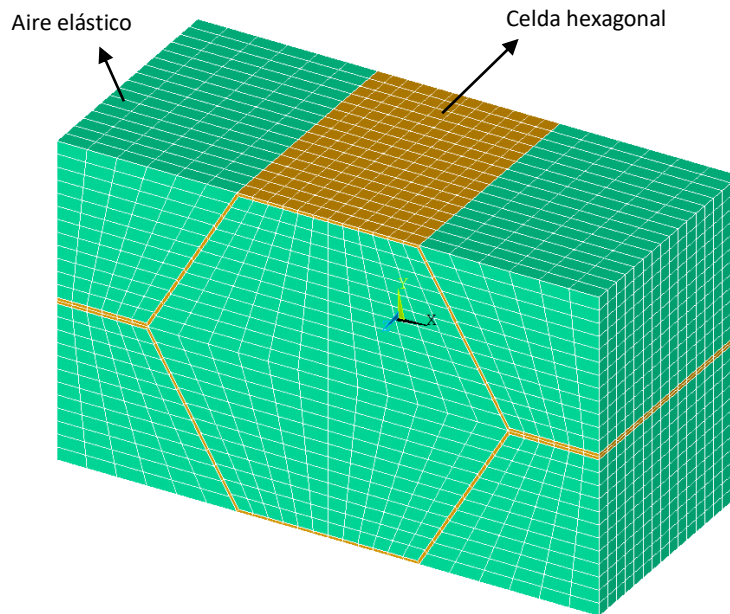


Figura 13. Modelo en elementos finitos del núcleo de panal de abeja.

Para crear el modelo de la Figura 13 se ha empleado el elemento SOLSH190, un elemento *Solid Shell*. Se trata de un elemento tridimensional de 8 nodos que admite la definición de laminados a través de su espesor, lo que nos permite modelar la pared de la celda hexagonal del núcleo como un laminado de n capas.

Durante el desarrollo del modelo numérico, en los elementos que forman parte de la celda hexagonal, ha resultado esencial orientar correctamente el sistema de referencia propio de elemento SOLSH190 para hacerlo coincidir con el sistema de referencia del laminado mostrado en la Figura 5. De este modo, se modela adecuadamente el núcleo como un laminado. Estas instrucciones de orientación, junto con el resto de órdenes programadas para generar el modelo de la Figura 13 se encuentran en el ANEXO I del Proyecto.

Por otra parte, en el modelo la Figura 13 se distinguen dos fases: la celda hexagonal y el entorno de “aire” en que está embebida. Para modelar esta situación, a los elementos que no forman parte de la geometría de la celda hexagonal se les ha atribuido las propiedades del llamado “aire elástico”. En este proyecto se ha caracterizado esta fase con los valores que emplearon Catapano y Montemurro, (2014), con un módulo de Young de 0,1 MPa y un coeficiente de Poisson de 0,0.

En cuanto al mallado del modelo, se ha fijado un tamaño de malla 5 veces el valor del espesor t_c , cuyo valor puede verse en la Tabla 1, lo cual resulta en un tamaño de malla de 0,318 mm, próximo al valor de 0,4 mm calificado por Seemann y Krause, (2014) como tamaño de malla que establece un buen equilibrio entre convergencia y tiempo computacional. Sin embargo, en otros trabajos de modelado de núcleos de panal de abeja se han utilizado tamaños de malla menores, comprendidos en el rango de 0,2 a 0,25 mm (Roy et al., 2014; Seemann y Krause, 2014). La utilización de este rango de tamaños de malla responde también a los resultados publicados por Seemann y Krause, (2014), quienes observaron que la convergencia se alcanzaba cuando el tamaño de la malla era de 0,2 mm.

En este proyecto no se ha utilizado un tamaño de malla inferior a 5 veces el parámetro t_c para no superar el número máximo de nodos permitidos por la versión educacional de ANSYS.

3.4. Homogenización numérica

A nivel macroscópico el núcleo de panal de abeja se comporta como un material ortótropo, con los planos de ortotropía alineados con los planos de simetría de la estructura. Este carácter ortótropo supone que las propiedades elásticas del núcleo sean diferentes en cada uno de los tres ejes. Además, esta ortotropía es debida a la existencia de tres planos de simetría perpendiculares entre sí, con lo que se evitaría el acoplamiento entre tensiones normales y deformaciones angulares y tensiones tangenciales y deformaciones normales siempre que el material fuera isótropo y las cargas estén contenidas en los planos de simetría. En la Figura 14 se muestra la representación de un material ortótropo genérico.

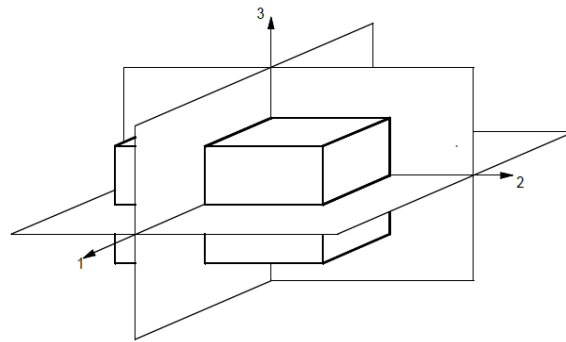


Figura 14. Sistema de referencia y planos de simetría de un material ortótropo.

Como ya se ha mencionado en apartados anteriores, en este proyecto se modelarán las paredes de la celda hexagonal del núcleo de panal de abeja como un laminado de un compuesto reforzado con fibra. En este sentido, las fibras, generalmente, presentan un comportamiento elástico-lineal, mientras que las resinas fenólicas que componen la matriz son viscoelásticas o viscoplásticas. Sin embargo, se puede asumir que el comportamiento del compuesto reforzado con fibra es elástico-lineal, ya que la fibra es la que proporciona la mayor parte de la resistencia y rigidez al material (Jones, 1999). Por otra parte, en el proyecto también se asume que el material compuesto es homogéneo.

Considerando la hipótesis de comportamiento elástico-lineal del material compuesto reforzado con fibra, es posible utilizar la ley de Hooke para determinar la relación tensión-deformación en el núcleo. En la ecuación (15) se muestra la ley de Hooke para un material con comportamiento ortótropo, como es el núcleo de panal de abeja.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (15)$$

Donde $\{\sigma\}$ representa el vector de tensiones, $\{\varepsilon\}$ el vector de deformaciones y $[C]$ la matriz de rigidez. Cabe señalar que los subíndices de $\{\sigma\}$ y $\{\varepsilon\}$ de la ecuación (15) se corresponden con los ejes 1-2-3 que definen el sistema de referencia del material ortótropo, los cuales se consideran alineados con los ejes del sistema cartesiano del núcleo, en este caso en concreto, alineados con los ejes x-y-z del sistema de referencia del modelo del núcleo de la Figura 13, respectivamente. Por lo tanto, la ecuación (15) puede reescribirse como se indica en la ecuación (16).

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (16)$$

Las nueve constantes elásticas distintas de cero que caracterizan a un material ortótropo y que están incluidas en los términos de la matriz de rigidez, se calculan mediante el proceso de homogenización numérica. Este proceso consiste en la resolución de seis casos de carga en los que se aplican 6 estados de deformación unitaria e independiente. En cada caso de carga, el vector de tensiones resultante coincidirá con una de las columnas de la matriz de rigidez (Qiu et al., 2017). En la Tabla 2 se muestran los seis casos de carga aplicados.

Tabla 2. Seis casos de carga unitarios e independientes empleados para el proceso de homogenización numérica.

Casos de carga	Componentes del vector de deformaciones $\{\varepsilon\}$					
	ε_x	ε_y	ε_z	γ_{yz}	γ_{zx}	γ_{xy}
1	1	0	0	0	0	0
2	0	1	0	0	0	0
3	0	0	1	0	0	0
4	0	0	0	1	0	0
5	0	0	0	0	1	0
6	0	0	0	0	0	1

Las expresiones asociadas a cada componente del vector de deformaciones corresponden a las siguientes ecuaciones:

$$\varepsilon_x = \frac{du}{dx} \quad (17)$$

$$\varepsilon_y = \frac{dv}{dy} \quad (18)$$

$$\varepsilon_z = \frac{dw}{dz} \quad (19)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{dw}{dy} + \frac{dv}{dz} \quad (20)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{du}{dz} + \frac{dw}{dx} \quad (21)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{dv}{dx} + \frac{du}{dy} \quad (22)$$

Donde u hace referencia al desplazamiento en la dirección x , v indica el desplazamiento en la dirección y y w se refiere al desplazamiento en la dirección z .

Cada uno de los seis casos de carga descritos en la Tabla 2 provoca la aparición de un estado tensional sobre el modelo del núcleo a causa de los desplazamientos impuestos, de forma que, estas tensiones junto con los componentes del tensor $\{\varepsilon\}$ de cada caso de carga permiten calcular los nueve coeficientes no nulos de la matriz $[C]$. Para ello, se sustituyen los valores del estado tensional de cada caso de carga y sus correspondientes valores del tensor de deformaciones en la ecuación (16). De modo que, con el primer caso de carga se obtienen los componentes de la primera columna de la matriz $[C]$, con el segundo caso de carga se obtienen los componentes de la segunda columna de la matriz y así sucesivamente hasta el sexto caso de carga del que se obtienen los componentes de la sexta columna de la matriz $[C]$.

Las deformadas correspondientes a los seis casos de carga se representan en la Figura 15.

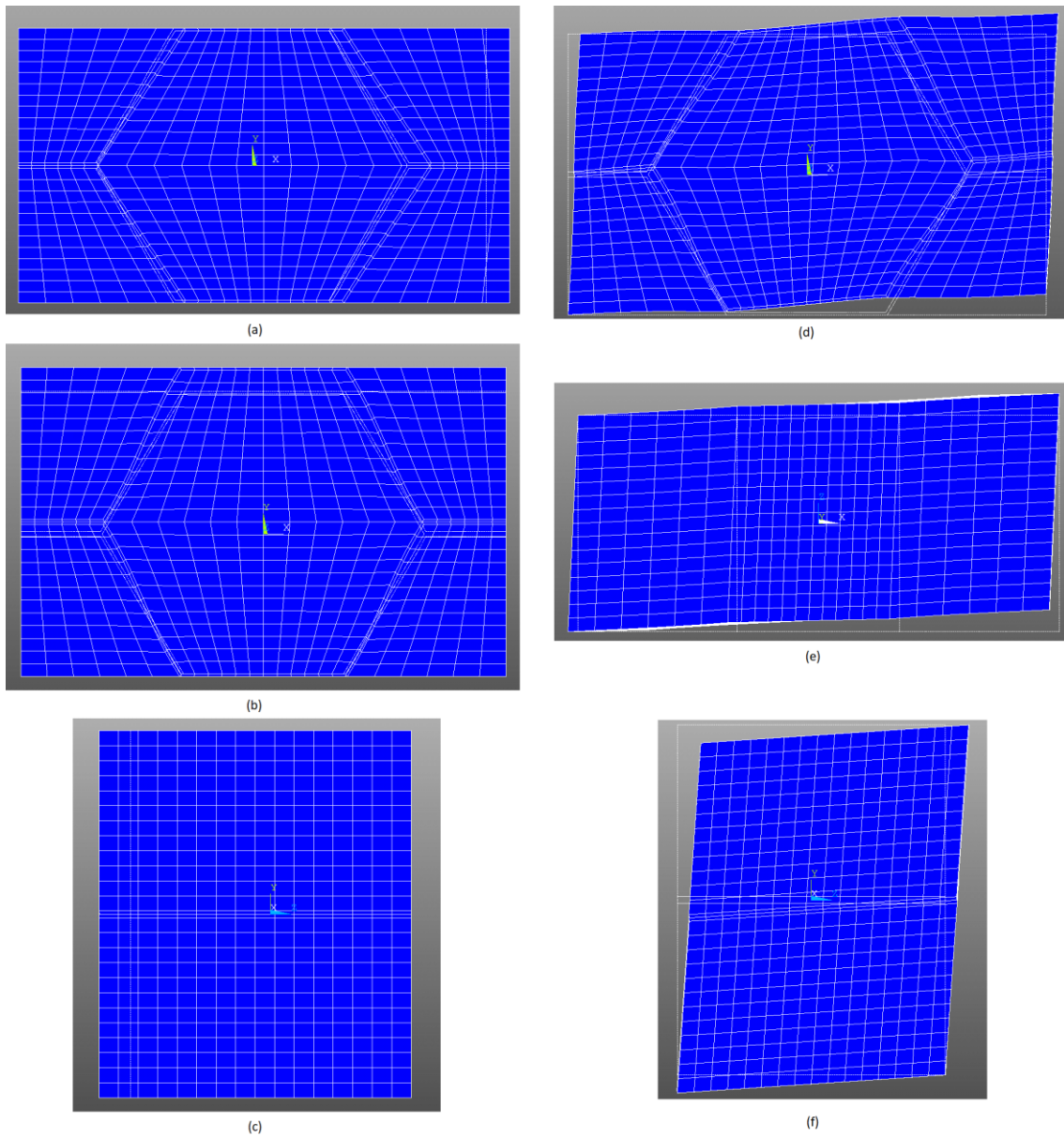


Figura 15. Deformada y no deformada del modelo del núcleo para los diferentes casos de carga: (a) caso 1, (b) caso 2, (c) caso 3, (f) caso 4, (e) caso 5 y (d) caso 6.

En particular, en la Figura 16 se muestra una vista isométrica de la deformada del modelo del núcleo correspondiente a caso de deformación angular, como es el caso de carga 6.

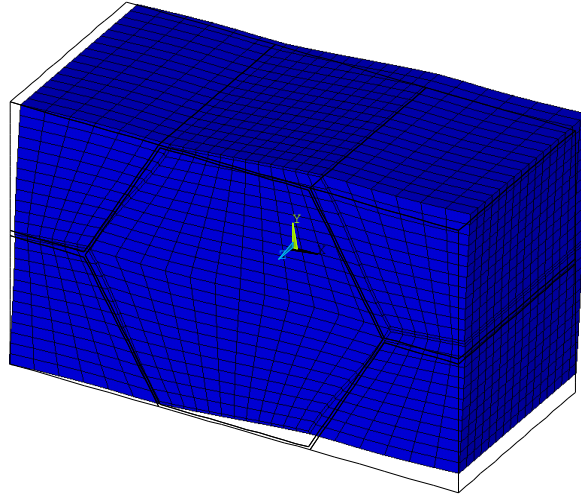


Figura 16. Deformada y no deformada del modelo del núcleo correspondiente al caso de carga 6.

3.5. Propiedades elásticas aparentes del modelo del núcleo de panal de abeja

En este Proyecto se calcularán las siguientes constantes ingenieriles del núcleo: módulo de Young (o módulo elástico), coeficiente de Poisson y módulo de rigidez a cortadura. Para ello, es necesario calcular la matriz de flexibilidad $[S]$, ya que las constantes mencionadas se relacionan directamente con los términos de esta matriz.

La matriz de flexibilidad $[S]$ se define como la inversa de la matriz $[C]$, tal y como se indica en la ecuación (23).

$$[S]_{6 \times 6} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & 0 & 0 & 0 \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} & 0 & 0 & 0 \\ S_{31} & S_{32} & S_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} = [C]_{6 \times 6}^{-1} \quad (23)$$

Donde el subíndice 6x6 indica que se trata de un caso tridimensional.

A partir de los coeficientes de esta matriz $[S]$, se calculan las propiedades mecánicas citadas previamente utilizando las relaciones que se indican al final de este párrafo. Cabe señalar que la matriz $[S]$, igual que la matriz $[C]$, es simétrica respecto a la diagonal principal, con lo que $S_{21} = S_{12}$, $S_{31} = S_{13}$, $S_{23} = S_{32}$. Por este motivo, en un material ortótropo se distinguen 9 constantes ingenieriles independientes, ya que el resto se obtienen por la relación de simetría existente entre los términos de la matriz $[S]$.

- Relación entre los módulos de Young y los términos de la matriz $[S]$

$$E_1 = \frac{1}{S_{11}} \quad (24)$$

Donde E_1 se refiere al valor del módulo de Young en la dirección 1 del modelo del núcleo.

$$E_2 = \frac{1}{S_{22}} \quad (25)$$

Donde E_2 se refiere al valor del módulo de Young en la dirección 2 del modelo del núcleo.

$$E_3 = \frac{1}{S_{33}} \quad (26)$$

Donde E_3 se refiere al valor del módulo de Young en la dirección 3 del modelo del núcleo.

- Relación entre los módulos de rigidez y los términos de la matriz $[S]$

$$G_{23} = \frac{1}{S_{44}} \quad (27)$$

Donde G_{23} se refiere al valor del módulo de rigidez en el plano 2-3 del modelo del núcleo.

$$G_{31} = \frac{1}{S_{55}} \quad (28)$$

Donde G_{31} se refiere al valor del módulo de rigidez en el plano 3-1 del modelo del núcleo.

$$G_{12} = \frac{1}{S_{66}} \quad (29)$$

Donde G_{12} se refiere al valor del módulo de rigidez en el plano 1-2 del modelo del núcleo.

- Relación entre los coeficientes de Poisson y los términos de la matriz $[S]$

$$S_{12} = -\frac{\nu_{21}}{E_2} \quad (30)$$

Donde ν_{21} se refiere al valor del coeficiente de Poisson para la deformación normal en la dirección 1 del modelo del núcleo cuando se aplica una tensión normal en la dirección 2.

$$S_{13} = -\frac{\nu_{31}}{E_3} \quad (31)$$

Donde ν_{31} se refiere al valor del coeficiente de Poisson para la deformación normal en la dirección 1 del modelo del núcleo cuando se aplica una tensión normal en la dirección 3.

$$S_{23} = -\frac{\nu_{32}}{E_3} \quad (32)$$

Donde ν_{32} se refiere al valor del coeficiente de Poisson para la deformación normal en la dirección 2 cuando se aplica una tensión normal en la dirección 3.

$$S_{21} = -\frac{\nu_{12}}{E_1} \quad (33)$$

Donde ν_{12} se refiere al valor del coeficiente de Poisson para la deformación normal en la dirección 2 cuando se aplica una tensión normal en la dirección 1.

$$S_{31} = -\frac{\nu_{13}}{E_1} \quad (34)$$

Donde ν_{13} se refiere al valor del coeficiente de Poisson para la deformación normal en la dirección 3 cuando se aplica una tensión normal en la dirección 1.

$$S_{32} = -\frac{\nu_{23}}{E_2} \quad (35)$$

Donde ν_{23} se refiere al valor del coeficiente de Poisson para la deformación normal en la dirección 3 cuando se aplica una tensión normal en la dirección 2.

La nomenclatura empleada para los subíndices de las constantes ingenieriles corresponde a los ejes 1-2-3 que definen el sistema de referencia de un material ortótropo, pero, como ya se ha mencionado antes, estos ejes 1-2-3 coinciden con los ejes x-y-z que definen el sistema de referencia del modelo del núcleo en elementos finitos, respectivamente. De forma que $E_1 = E_x$ y $G_{12} = G_{xy}$, entre otros.

3.6. Análisis de pandeo lineal en ANSYS

El análisis de la respuesta de un componente frente al pandeo mediante el código comercial de elementos finitos ANSYS puede resolverse como un problema lineal, conocido como pandeo de autovalores, o como un problema no lineal. El problema lineal analiza el comportamiento de forma simplificada, considerando la estructura lineal, ideal y elástica, despreciando así los posibles defectos que puedan existir, mientras que mediante el problema no lineal sí se tienen en cuenta las posibles imperfecciones de la estructura.

En consecuencia, mediante el problema lineal se obtiene un valor de carga crítica de pandeo superior en comparación con el planteamiento no lineal del problema, lo cual significa que el análisis lineal proporciona valores de carga fuera del lado de la seguridad estructural. Por este motivo, los resultados del análisis lineal pueden utilizarse como una primera aproximación al fallo de un elemento estructural.

Como primera aproximación, en este proyecto se ha abordado el estudio del pandeo como un problema lineal, sobre el cual se detallarán ciertas características en los siguientes párrafos.

En primer lugar, previamente a ejecutar el análisis de pandeo, es necesario realizar un análisis estático sobre el modelo considerando el efecto de la presión. Tras esto, ya se puede realizar el análisis de pandeo.

Como se ha mencionado previamente, el problema de pandeo lineal es conocido también como pandeo de autovalores. En este sentido, la metodología numérica empleada por el código ANSYS en la resolución del problema genera un conjunto de valores llamados autovalores (λ), de modo que, el menor de los autovalores se emplea para calcular la carga crítica de pandeo (P_{crit}) a partir de la ecuación (36).

$$P_{crit} = \lambda * P_{ext} \quad (36)$$

Donde P_{ext} hace referencia a la carga externa aplicada sobre la estructura.

Puede ocurrir que el primer autovalor tenga signo negativo, lo cual significa que el pandeo puede ocurrir también si sobre la estructura se aplica una carga en sentido opuesto a la aplicada para la ejecución del análisis.

Para estudiar el comportamiento de los paneles sándwich con núcleo de panal de abeja frente al *wrinkling* se han creado tres modelos en elementos finitos de estas estructuras, de forma que, en cada modelo se ha fijado un determinado número de celdas hexagonales con el fin de analizar la influencia de la esbeltez de esta estructura en este tipo de fallo. En este sentido, se ha creado un modelo con dos celdas hexagonales, otro con tres celdas y un tercero con cuatro celdas hexagonales, los cuales pueden verse en las Figuras 17, 18 y 19, respectivamente.

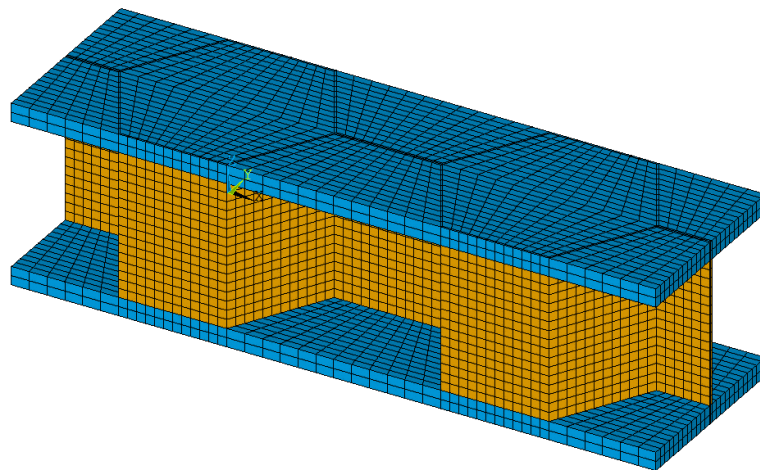


Figura 17. Modelo de elementos finitos de la estructura sándwich de dos celdas con núcleo de panal de abeja de fibra de aramida y pieles isotropas de aluminio.

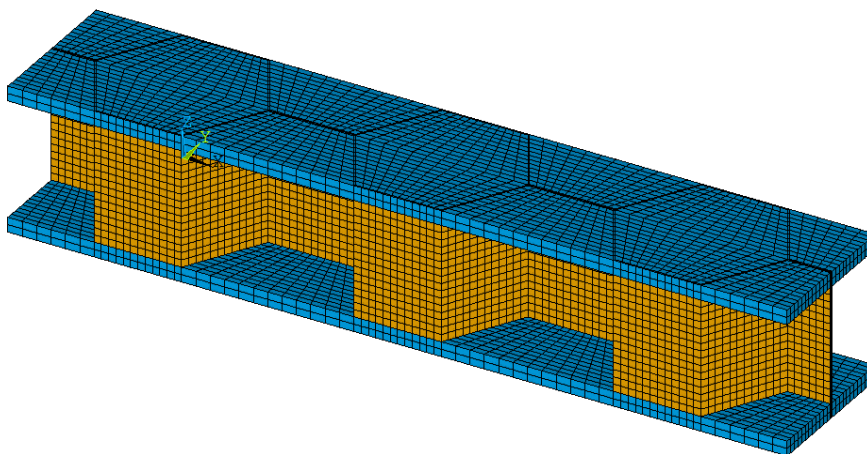


Figura 18. Modelo de elementos finitos de la estructura sándwich de tres celdas con núcleo de panal de abeja de fibra de aramida y pieles isotropas de aluminio.

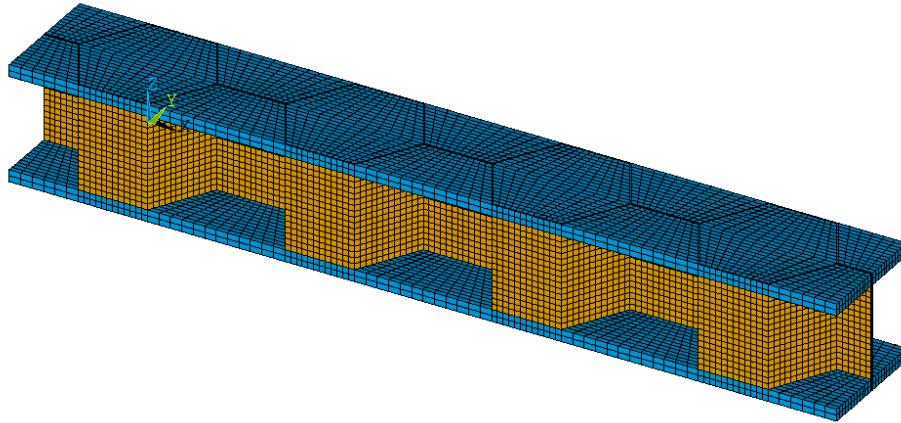


Figura 19. Modelo de elementos finitos de la estructura sándwich de cuatro celdas con núcleo de panel de abeja de fibra de aramida y pieles isotropas de aluminio.

En los tres modelos creados se ha supuesto una unión perfecta entre piel y núcleo. En cuanto al material, se ha considerado que las pieles son de aluminio, el cual se ha caracterizado con las siguientes constantes ingenieriles: módulo de Young de 70.000 MPa y coeficiente de Poisson de 0,33 (Catapano y Montemurro, 2014). Además, se ha fijado un espesor de la piel 10 veces superior al parámetro t_c , cuyo valor puede verse en la Tabla 1.

Por otra parte, sobre los modelos se han aplicado las condiciones de contorno necesarias para simular lo más adecuadamente posible su comportamiento frente al pandeo. Para representar gráficamente estas condiciones de contorno aplicadas sobre los modelos se ha utilizado como referencia el modelo de la Figura 19.

En primer lugar, se ha impuesto una ecuación de restricción que establece que el desplazamiento de los nodos enfrentados en ambos extremos de la dirección y del modelo, siempre sea el mismo, tal como se muestra en la Figura 20 (condición de modelo periódico en y). Esta restricción permite modelar la estructura sándwich como si fuese continua a lo largo del eje y . De este modo, el resultado será independiente del tamaño del modelo en dicha dirección.

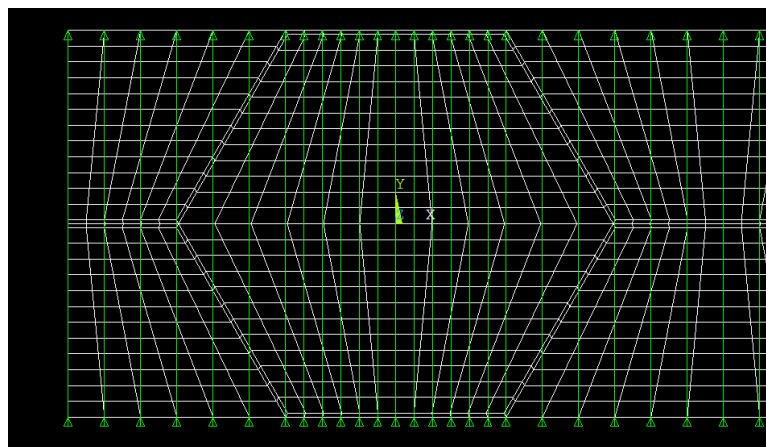


Figura 20. Ecuación de restricción que garantiza continuidad en el modelo a lo largo de la dirección y .

En segundo lugar, se ha restringido el desplazamiento en la dirección del eje z de los nodos ubicados en la cara externa de la piel inferior, tal como se observa en la Figura 21. Esta condición de contorno permite considerar el panel sándwich como si estuviese apoyado en una superficie.

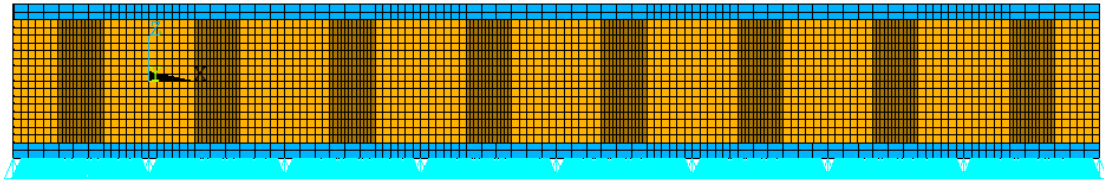


Figura 21. Restricción al desplazamiento en la dirección z de los nodos situados en la cara externa de la piel inferior.

Por último, en aquellos nodos de la Figura 21 situados en la mitad del modelo, también se ha restringido el desplazamiento en la dirección x , tal como se ve en la Figura 22. Además, sobre el nodo central de los previamente seleccionados también se ha restringido el movimiento en dirección y , como se ve en la Figura 23. Con ello evitamos los movimientos de sólido libre.

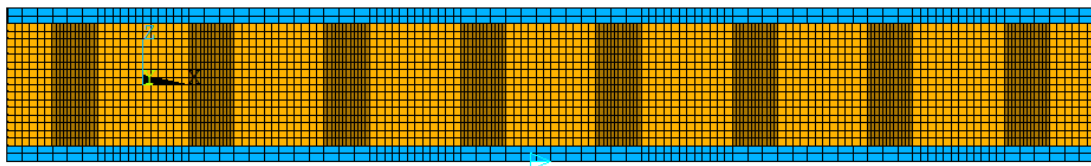


Figura 22. Restricción al desplazamiento en la dirección x de los nodos de la cara externa de la piel inferior situados en la mitad de longitud del modelo.

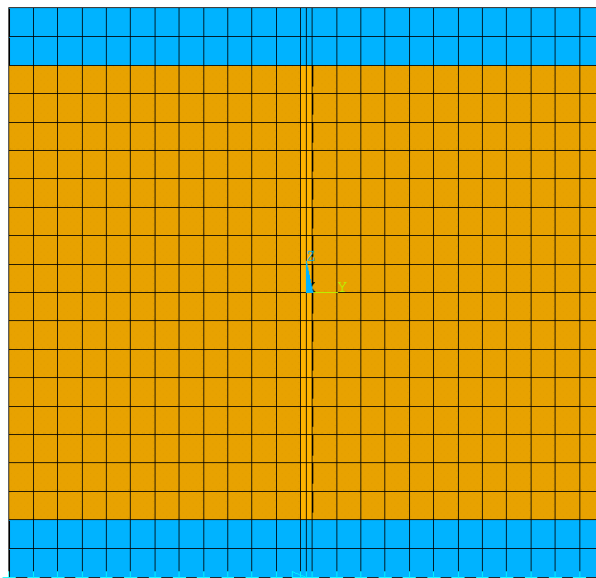


Figura 23. Restricción al desplazamiento en la dirección y del nodo central.

Tras aplicar todas las restricciones descritas, para analizar el comportamiento de la estructura frente al modo de fallo *wrinkling*, se ha aplicado una tensión de compresión sobre ambas pieles de 100 MPa, tal como se observa en la Figura 24.

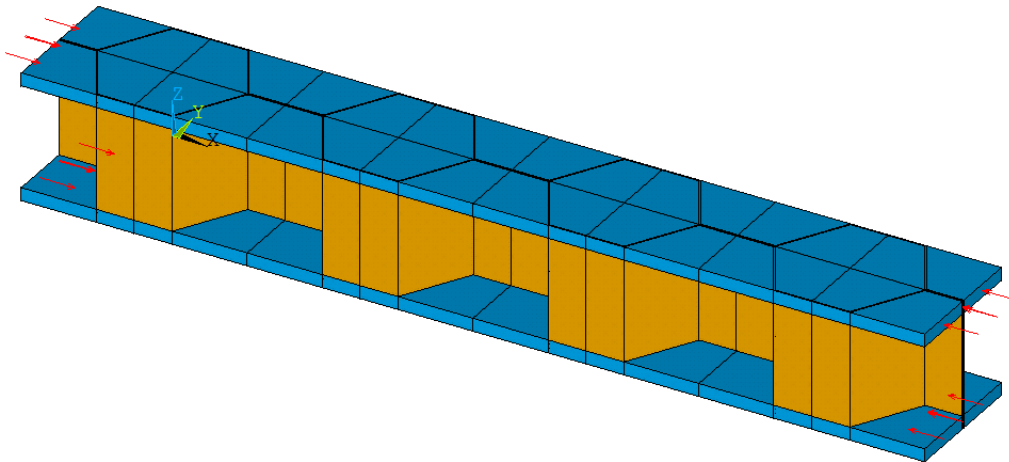


Figura 24. Carga de compresión de 100 MPa aplicada sobre las pieles del modelo de la estructura sándwich.

En el ANEXO II del Proyecto pueden verse todas las instrucciones implementadas para crear el modelo de la Figura 19, así como todas las órdenes necesarias para fijar las condiciones de contorno descritas. Se toman como referencia los pasos seguidos para crear el modelo de la estructura sándwich con cuatro celdas, ya que los modelos con dos y tres celdas se han creado siguiendo los mismos pasos modificando únicamente el parámetro *ncel* a 1 y 2, respectivamente.

Por otra parte, para evaluar la influencia de las propiedades del núcleo en el comportamiento de las estructuras sándwich frente al *wrinkling*, se ha modelado el núcleo de panal de abeja de los tres modelos creados con cada uno de los tres de laminados descritos en el apartado 3.1.

Para finalizar, es importante indicar que los modelos representados en las Figuras 17, 18 y 19 también se han creado mediante scripts programados en el código comercial de elementos finitos Ansys APDL, empleando el mismo tipo de elemento y mismo tamaño de malla que el modelo del núcleo de la Figura 13.

3.7. Cálculo de las propiedades elásticas aparentes del núcleo

En primer lugar, se ha llevado a cabo un proceso de homogenización numérica mediante el código comercial de elementos finitos ANSYS (versión 19.2) sobre el modelo creado del núcleo de panal de abeja, el cual puede verse en la Figura 13, para, posteriormente, obtener sus propiedades elásticas aparentes.

Para realizar esta primera parte del proyecto, se han ejecutado un conjunto de instrucciones sobre el modelo, las cuales se encuentran implementadas en diferentes macros programadas en lenguaje del código ANSYS y distintas rutinas programadas mediante el software matemático Matlab.

A continuación, se citan y enumeran en orden secuencial cada uno de los archivos ejecutados hasta obtener las propiedades elásticas efectivas del núcleo.

1) MACRODEFT_ca.

Este archivo se corresponde con una macro programada en el código de elementos finitos ANSYS. Tras abrir el modelo en el programa ANSYS, se ejecuta esta macro y se generan distintos ficheros en formato *.prn* en el directorio de trabajo que contienen información de los nodos que forman los vértices, aristas y caras del modelo de la Figura 13. Estos ficheros se emplearán posteriormente para poder aplicar las ecuaciones de restricción.

2) Gen-superficies.

Este archivo corresponde a una macro de ANSYS. Tras ejecutarla sobre el modelo, se guarda información sobre las 6 caras del mismo para, posteriormente, poder calcular la tensión promedio. La información generada se guarda en un archivo llamado "superficies".

3) Redondeo

Este archivo corresponde a una rutina del software matemático Matlab. Mediante esta rutina se consiguen corregir los errores numéricos producidos por el programa de elementos finitos ANSYS. De modo que con este archivo se convierten en 0 aquellas coordenadas nodales cuyo valor sea menor a 10^{-11} . Tras ejecutar esta rutina se generan nuevos ficheros *.prn* que contienen las coordenadas corregidas de la geometría del modelo.

4) Lectura_nodos_t_ca

Este archivo corresponde con una rutina del programa Matlab, mediante la cual se generan los 6 casos de carga descritos en el apartado 3.4.

5) Solve6casos

Para ejecutar esta macro se vuelve al programa ANSYS. Con este archivo se consiguen resolver de forma consecutiva los 6 casos de carga generados en el paso anterior.

6) Lecturafzas

Para ejecutar este archivo se vuelve al programa MATLAB. Tras ejecutarlo, se genera en el directorio de trabajo una hoja excel llamada "Resul-tabla-fzas" con los resultados finales de tensión expresados en forma matricial.

7) Plantilla

Este archivo da nombre a una hoja excel en la que se copian los resultados de la hoja excel generada en el paso 6 para obtener la matriz de rigidez $[C]$. Además, este archivo tiene implementadas las fórmulas descritas en el apartado 3.5, necesarias para el cálculo de las propiedades elásticas efectivas del modelo del núcleo.

Por razones de privacidad, no es posible incluir en el proyecto el contenido de cada uno de los 7 archivos citados previamente, ya que estas macros y rutinas no han sido desarrolladas por el autor del proyecto, sino que han sido facilitadas por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales de la Universitat Politècnica de València para el desarrollo del Trabajo Fin de Grado.

3.8. Análisis del pandeo local *wrinkling*

En segundo lugar, se ha analizado el comportamiento de la estructura sándwich frente al fallo por el tipo de pandeo local *wrinkling*. En este apartado se ha estudiado tanto la influencia de la composición del núcleo como la esbeltez en el comportamiento de la estructura.

Para llevar a cabo el análisis de pandeo en el código ANSYS, sobre el modelo de la estructura sándwich se han fijado un conjunto de restricciones y se ha aplicado una tensión de compresión sobre las caras de ambas pieles del panel sándwich. Tanto las restricciones impuestas como la condición de carga sobre las pieles se encuentran descritas en detalle en el apartado 3.6 de la memoria.

Como ya se ha comentado en ese mismo apartado, para ejecutar un análisis de pandeo en ANSYS es necesario realizar un análisis estático previo al propio análisis de pandeo cuando se estudia el pandeo como un problema lineal, como ocurre en este proyecto. Por lo tanto, en primer lugar, se ha realizado un análisis estático sobre el modelo de la estructura sándwich considerando el efecto de la presión y después se ha resuelto el análisis de inestabilidad. Este proceso se ha realizado nueve veces, ya que, para cada una de las tres esbelteces, se ha modelado el núcleo de la estructura con cada uno de los tres laminados estudiados en este proyecto.

4. RESULTADOS

4.1. Propiedades elásticas de una lámina con fibra unidireccional

En cuanto al apartado 3.2, en la Tabla 3 se muestran los valores de las propiedades elásticas de una lámina con fibra unidireccional considerando una $V_f = 0,3$.

Tabla 3. Propiedades elásticas de una lámina de material compuesto con matriz de resina fenólica y con refuerzo de fibra de aramida unidireccional con una $V_f = 0,3$.

Propiedades elásticas	
E_1 (GPa)	43,212
E_2 (GPa)	10,809
G_{12} (GPa)	3,363
G_{23} (GPa)	2,914
ν_{12}	0,336
ν_{23}	0,855

Estos resultados mostrados en la Tabla 3 son los que se introducirán en la macro escrita en código ANSYS como propiedades del material del núcleo.

4.2. Validación del modelo del núcleo

Para comprobar la bondad del modelo del núcleo generado en elementos finitos se ha llevado a cabo la validación del mismo. Para ello, se han comparado los resultados de las propiedades elásticas obtenidos en el modelo del núcleo de la Figura 13 con aquellos obtenidos mediante la técnica analítica de Gibson y Ashby, (1997) y con los publicados por Catapano y Montemurro, (2014) en su estudio.

En este apartado, para validar el modelo, las paredes de la celda hexagonal se han modelado como un material isótropo, en concreto el aluminio, puesto que la aproximación analítica de Gibson y Ashby, (1997) está formulada para materiales isótropos. Por otra parte, se ha escogido este material con el fin de comparar los resultados con los obtenidos por Catapano y Montemurro, (2014), quienes modelaron su modelo con este material. En este sentido, las propiedades elásticas con las que se ha caracterizado mecánicamente al aluminio han sido las mismas que asignaron estos autores al propio material, siendo el módulo de Young de 70.000 MPa y el coeficiente de Poisson de 0,33.

En la Tabla 4 se muestran los valores de las propiedades elásticas efectivas obtenidas en el modelo de este Proyecto, la aproximación analítica de Gibson y Ashby, (1997) y los valores numéricos obtenidos mediante homogenización por Catapano y Montemurro, (2014).

Tabla 4. Valores de las propiedades elásticas obtenidos con el modelo del núcleo creado en el Proyecto, la técnica analítica de Gibson y Ashby, (1997) y los obtenidos por Catapano y Montemurro, (2014).

Propiedades	Modelo Proyecto	Gibson y Ashby, (1997)	Catapano y Montemurro, (2014)
E_1 (MPa)	0,873	0,840	0,884
E_2 (MPa)	0,907	0,840	0,918
E_3 (MPa)	1.812,382	1.400,067	1.812,299
G_{12} (MPa)	0,570	0,210	0,640
G_{23} (MPa)	264,725	263,170	262,982
G_{13} (MPa)	383,264	263,170	390,833
ν_{12}	0,979	1	0,980
ν_{23}	$0,166 \cdot 10^{-3}$	≈ 0	$0,161 \cdot 10^{-3}$
ν_{13}	$0,159 \cdot 10^{-3}$	≈ 0	$0,167 \cdot 10^{-3}$

Como se observa en la Tabla 4, los resultados obtenidos mediante el procedimiento numérico desarrollado en este Proyecto están de acuerdo con los valores calculados mediante la formulación de Gibson y Ashby, (1997) y con los publicados por Catapano y Montemurro, (2014).

En concreto, existe una gran similitud con los resultados publicados por Catapano y Montemurro, (2014), donde se observan errores relativos inferiores al 2% para todas las propiedades, excepto en el caso del módulo de rigidez a cortadura en el plano 1-2 (G_{12}), donde el error relativo es de 12,3%. Las diferencias observadas podrían deberse al hecho que Catapano y Montemurro, (2014) emplearon un tamaño de malla menor al utilizado en este Proyecto.

Respecto a la técnica analítica de Gibson y Ashby, (1997), las diferencias existentes son mayores, especialmente para G_{12} , G_{13} y E_3 con errores relativos de 63,2%, 31,3% y 22,8%, respectivamente. Cabe señalar que la formulación de Gibson y Ashby, (1997) toma como referencia una celda hexagonal de espesor constante, mientras que en el modelo numérico del Proyecto el espesor no es el mismo en todas las paredes de la celda hexagonal, tal como puede verse en el del detalle del Plano 3.1, ya que debido al proceso de fabricación del núcleo de panal de abeja, dos de las seis paredes de la celda hexagonal tienen el doble de espesor que el resto. Este hecho podría explicar las diferencias observadas entre los resultados.

Por lo tanto, tras la discusión de los resultados, se admite como válido el modelo del núcleo para caracterizar las propiedades elásticas de un modelo continuo creado en este Proyecto.

4.3. Propiedades elásticas aparentes del núcleo

Tras realizar el análisis numérico, las propiedades elásticas aparentes del núcleo modelado con cada uno de los tres laminados descritos en el apartado 3.1 se recogen en la Tabla 5.

Tabla 5. Propiedades elásticas aparentes del núcleo modelado con un laminado monocapa con la fibra orientada 0°, con un laminado quasi-isótropo de 7 capas [0°/45°/-45°/90°/-45°/45°/0°] y con un laminado quasi-isótropo de 5 láminas [90°/0°/90°/0°/90°].

Propiedades elásticas	Monocapa	[0°/45°/-45°/90°/-45°/45°/0°]	[90°/0°/90°/0°/90°]
E_x (MPa)	0,467	0,378	0,206
E_y (MPa)	0,487	0,394	0,215
E_z (MPa)	279,869	473,743	827,385
ν_{xy}	0,978	0,978	0,979
ν_{xz}	0,000153	0,000258	0,0000266
ν_{yz}	0,000159	0,000267	0,0000288
ν_{yx}	1,020	1,020	1,020
ν_{zx}	0,092	0,323	0,107
ν_{zy}	0,092	0,321	0,111
G_{xy} (MPa)	0,322	0,245	0,144
G_{yz} (MPa)	33,812	89,668	33,824
G_{zx} (MPa)	48,979	130,624	48,979

Tal como puede verse en la Tabla 5, la orientación de la fibra de la lámina en el laminado tiene una gran influencia sobre las propiedades elásticas de núcleo, ya que, según la orientación de la dirección principal de las láminas en el laminado, el núcleo ofrece una mayor resistencia en determinadas direcciones. En este sentido, como se observa en Figura 25, cuando se emplea un laminado equilibrado como material del núcleo, como es el laminado [90°/0°/90°/0°/90°], se alcanza el valor más alto del módulo de elasticidad en la dirección transversal (E_z), siendo la diferencia de 547,516 y 353,642 MPa, respecto al laminado monocapa y al laminado [0°/45°/-45°/90°/-45°/45°/0°], respectivamente. Esto se debe a la presencia en el laminado de tres láminas con la fibra orientada 90° respecto al eje x del laminado, lo cual provoca que la dirección con mayor rigidez de la lámina, dirección 1, coincida con la dirección z del modelo del núcleo. Por otra parte, este laminado no mejora la rigidez de cortadura, G_{yz} y G_{zx} , cuando se compara con el caso de un laminado monocapa.

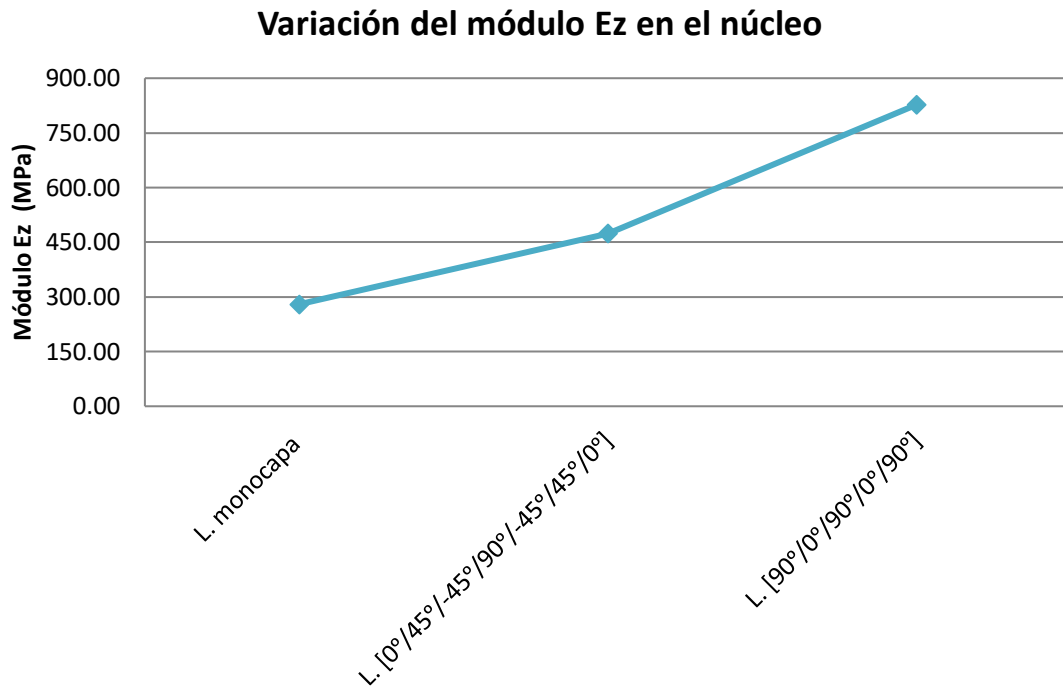


Figura 25. Valor del módulo de Young del núcleo en la dirección del espesor o altura (E_z) para el núcleo modelado con un laminado monocapa con la fibra orientada 0°, con un laminado quasi-isótropo de 7 capas [0°/45°/-45°/90°/-45°/45°/0°] y con un laminado quasi-isótropo de 5 láminas [90°/0°/90°/0°/90°].

Por otra parte, como se ve en la Figura 26, los módulos de resistencia a cortadura fuera del plano del núcleo, G_{yz} y G_{zx} , aumentan considerablemente cuando el núcleo se modela con el laminado [0°/45°/-45°/90°/-45°/45°/0°]. Este comportamiento se debe a la presencia de láminas orientadas +/- 45° en el laminado, ya que según Kaw, (2005) los laminados *angle-ply* tienen mejores propiedades de rigidez frente a esfuerzos cortantes que los laminados cruzados. Además, con el laminado [0°/45°/-45°/90°/-45°/45°/0°] se consigue incrementar el valor del módulo de elasticidad en la dirección transversal del núcleo respecto al laminado monocapa, en parte, por la presencia de un laminada orientada 90°.

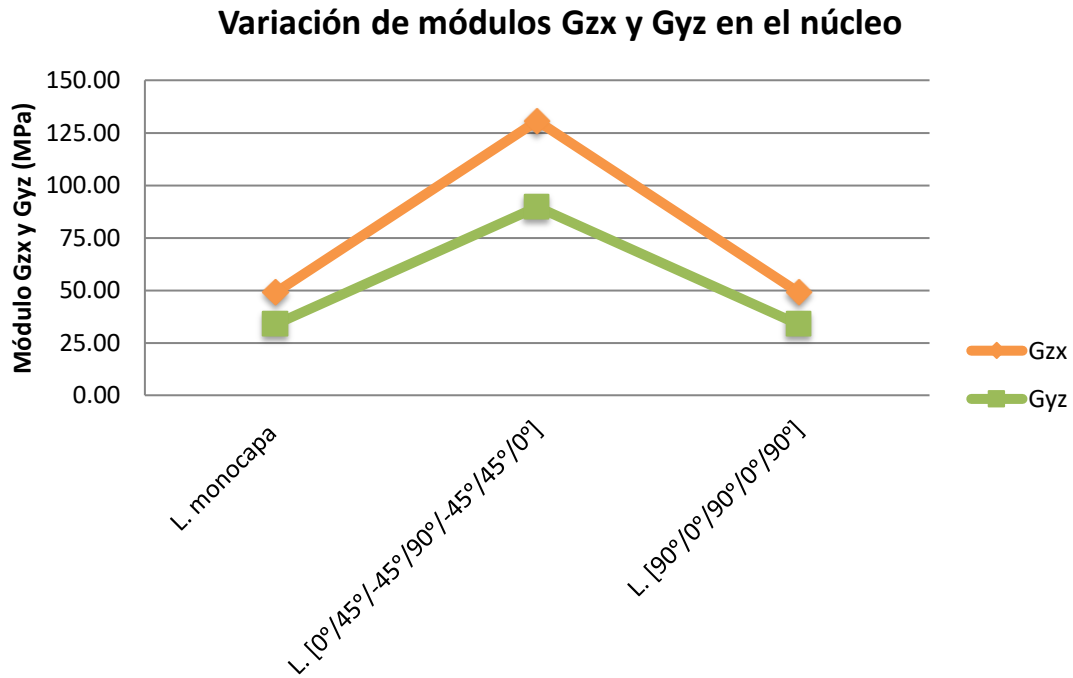


Figura 26. Valores de módulos de rigidez a cizalladura del núcleo G_{zx} y G_{yz} para el núcleo modelado con un laminado monocapa con la fibra orientada 0° , con un laminado quasi-isótropo de 7 capas $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$ y con un laminado quasi-isótropo de 5 láminas $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$.

Con el laminado monocapa con la fibra orientada 0° se obtienen los valores más altos de los módulos de elasticidad en el plano, E_x y E_y , con un valor de 0,467 y 0,487 MPa, respectivamente. Esto sucede porque la dirección con mayor rigidez se encuentra contenida en el plano del núcleo. Aun así, son valores muy inferiores a los obtenidos en la dirección z (E_z). Según Seemann y Krause, (2017) las propiedades mecánicas del núcleo de panal de abeja en el plano x - y suelen despreciarse, ya que son tan débiles que apenas contribuyen a la resistencia de la estructura sándwich. Los resultados obtenidos en este Proyecto, confirman que, el uso del laminado monocapa no representaría una gran ventaja respecto a los otros dos laminados. Por otra parte, estos autores identifican como propiedades clave de las estructuras sándwich la rigidez a compresión fuera del plano y la rigidez a cizalladura en los planos z - x y z - y , las cuales se consiguen mejorar con los laminados $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$ y $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$, respectivamente, tal como se ve en la Tabla 5.

Como puede verse en las Figuras 27, 28, 29 y 30, las propiedades elásticas en las direcciones x e y son muy similares en los tres laminados, sin embargo, no llega a tratarse de un caso de isotropía en plano x - y . Esta similitud es debido a que se trata de una celda hexagonal regular, ya que Gibson y Ashby, (1997) confirmaron que cuando la hexagonal del núcleo era un hexágono regular, existía isotropía de propiedades en el plano x - y . Sin embargo, cabe recordar que, en la formulación desarrollada por Gibson y Ashby, (1997) se considera la celda hexagonal con espesor uniforme y material isótropo, lo cual no ocurre en el modelo de núcleo generado en el proyecto.

Variación de módulos E_x y E_y en el núcleo

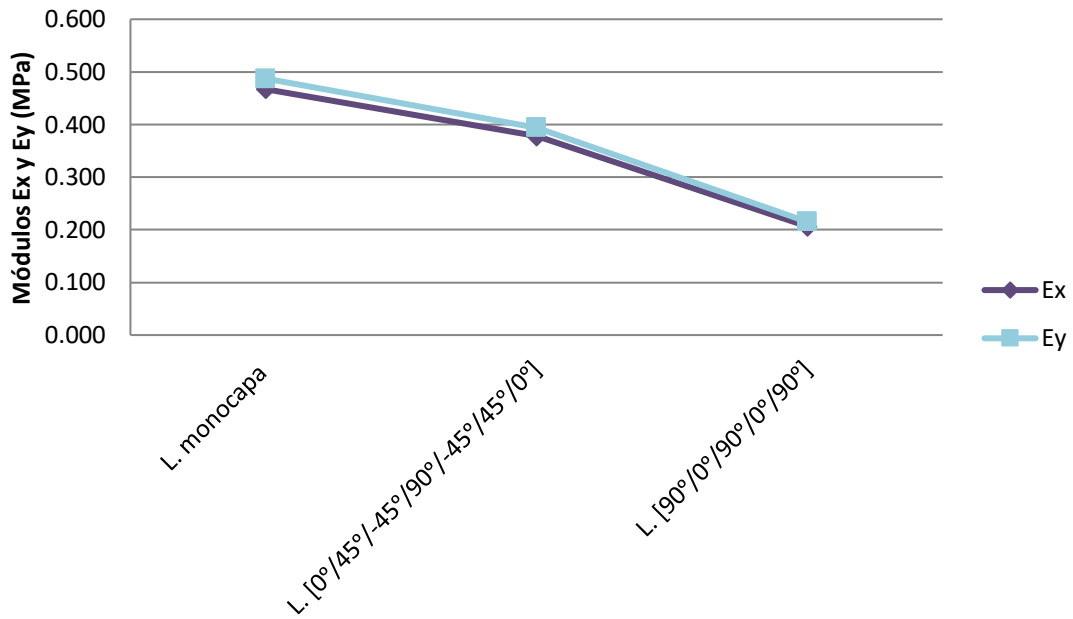


Figura 27. Valor de los módulos de Young del núcleo en la direcciones x (E_x) e y (E_y) para el núcleo modelado con un laminado monocapa con la fibra orientada 0° , con un laminado quasi-isótropo de 7 capas $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$ y con un laminado quasi-isótropo de 5 láminas $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$.

Variación de ν_{xz} y ν_{yz} en el núcleo

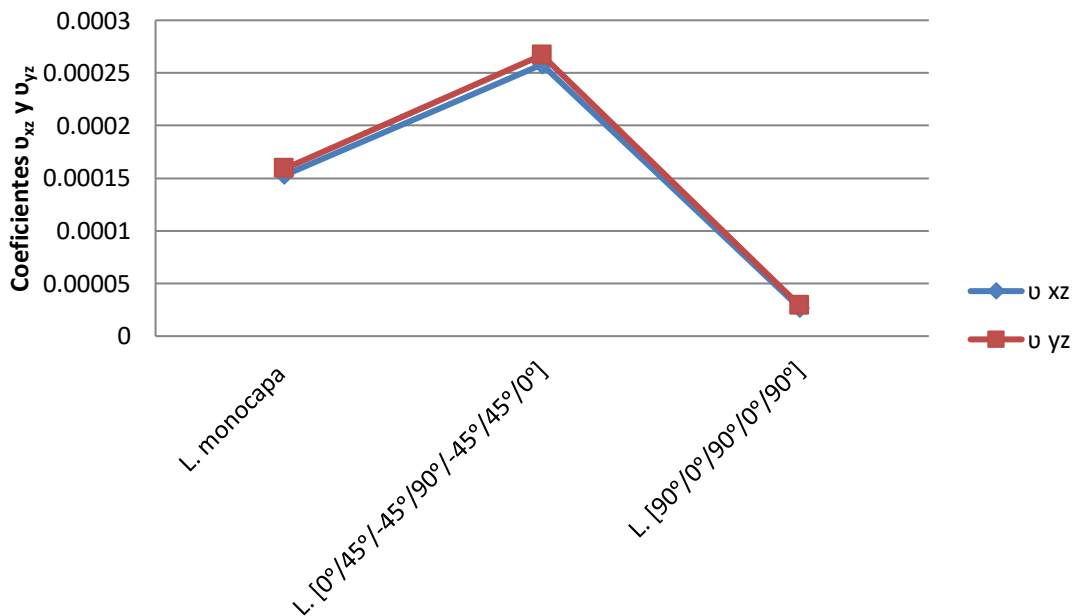


Figura 28. Valor de los coeficientes de Poisson ν_{xz} y ν_{yz} para el núcleo modelado con un laminado monocapa con la fibra orientada 0° , con un laminado quasi-isótropo de 7 capas $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$ y con un laminado quasi-isótropo de 5 láminas $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$.

Variación de ν_{zx} y ν_{zy} en el núcleo

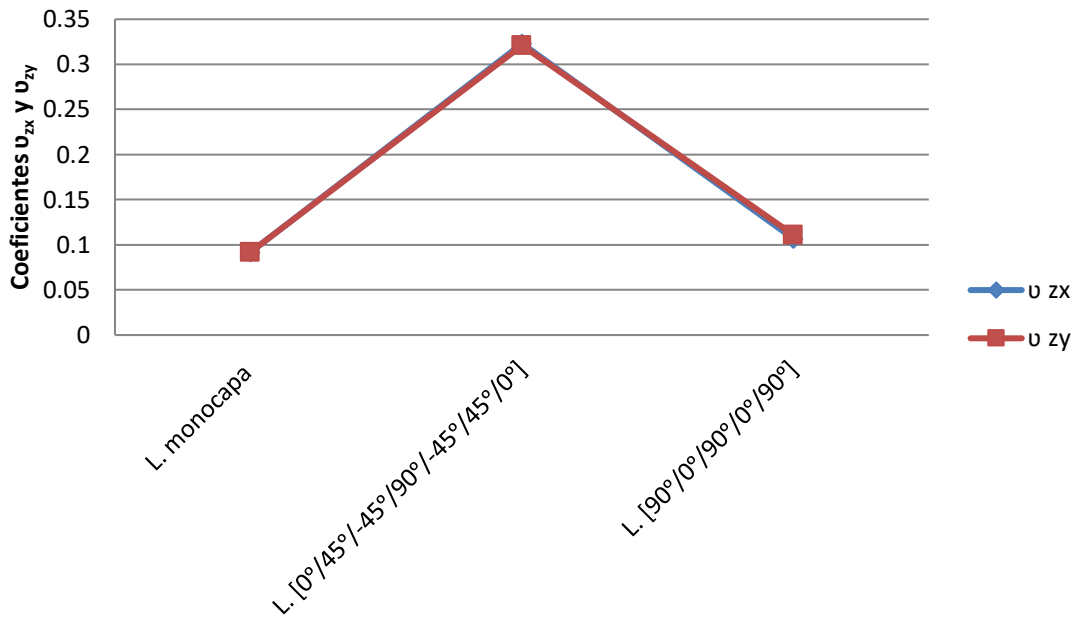


Figura 29. Valor de los coeficientes de Poisson ν_{zx} y ν_{zy} para el núcleo modelado con un laminado monocapa con la fibra orientada 0°, con un laminado quasi-isótropo de 7 capas [0°/45°/-45°/90°/-45°/45°/0°] y con un laminado quasi-isótropo de 5 láminas [90°/0°/90°/0°/90°].

Variación de ν_{xy} y ν_{yx} en el núcleo

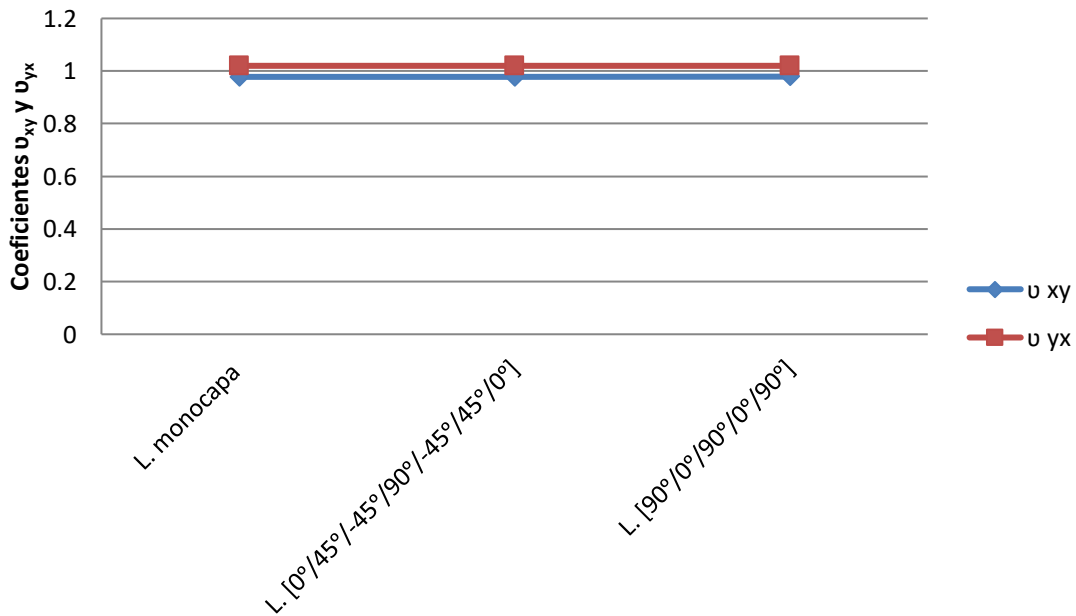


Figura 30. Valor de los coeficientes de Poisson ν_{xy} y ν_{yx} para el núcleo modelado con un laminado monocapa con la fibra orientada 0°, con un laminado quasi-isótropo de 7 capas [0°/45°/-45°/90°/-45°/45°/0°] y con un laminado quasi-isótropo de 5 láminas [90°/0°/90°/0°/90°].

4.4. Comportamiento de la estructura sándwich frente al pandeo local *wrinkling*

En la Tabla 6 se muestran autovalores menores obtenidos tras el análisis de pandeo en la estructura sándwich formada por 2, 3 y 4 celdas hexagonales para cada caso de composición del núcleo de panel de abeja planteado en este proyecto.

Tabla 6. Autovalores (λ) menores del modelo de la estructura sándwich con 2, 3 y 4 celdas hexagonales para un núcleo de panel de abeja compuesto por el laminado monocapa, laminado $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$ y laminado $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$.

Composición del núcleo	λ		
	2 celdas	3 celdas	4 celdas
Laminado monocapa 0°	1,1176	0,92606	0,90763
Laminado $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$	1,8407	1,7955	1,7899
Laminado $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$	1,5639	1,4561	1,4504

Como se observa en la Figura 31, para los 3 tipos de núcleos, el aumento del número de celdas en el panel sándwich reduce la resistencia de la estructura frente al *wrinkling*, ya que los autovalores obtenidos tras el análisis de pandeo disminuyen conforme aumenta el número de celdas, lo cual provoca que la carga crítica de pandeo (ecuación 36), también se reduzca. Sin embargo, el paso de 3 a 4 celdas apenas afecta al comportamiento del panel sándwich frente a la inestabilidad.

El descenso del número de celdas reduce la esbeltez de la estructura sándwich, lo cual podría ser la causa del mejor rendimiento frente al pandeo, ya que la esbeltez de una estructura es un parámetro que influye en la carga crítica que puede soportar la misma previo inicio del pandeo, existiendo una relación inversa entre carga crítica de pandeo y esbeltez.

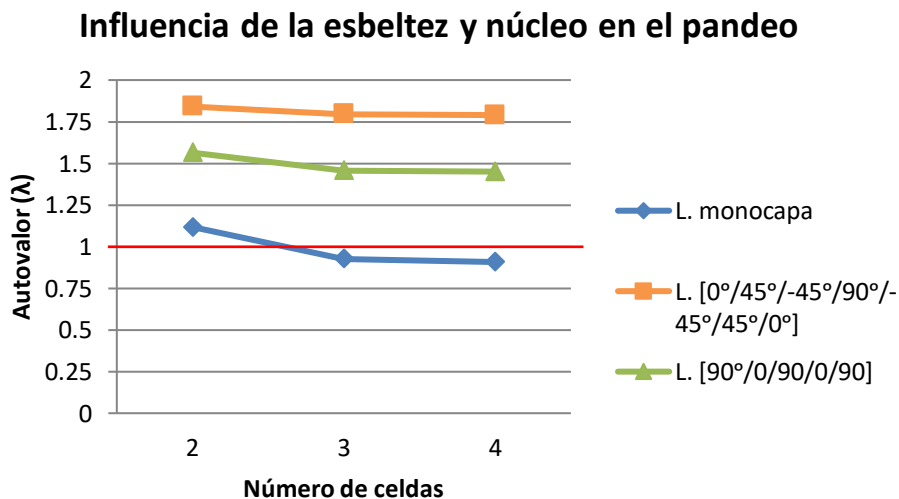


Figura 31. Influencia de la esbeltez y tipo de composición del núcleo en el pandeo.

Por otra parte, la estructura sándwich con un núcleo de panel de abeja compuesto por un laminado que contiene láminas orientadas a $\pm 45^\circ$ presenta el mayor autovalor para un mismo

número de celdas hexagonales, lo cual significa que es el núcleo que permite al panel sándwich soportar la mayor carga antes de iniciarse el pandeo. Esto puede deberse a que el laminado $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$ genera un núcleo con un alto módulo de rigidez transversal G_{zx} en comparación con los otros dos laminados, tal como puede verse en la Tabla 5. En la interfaz entre piel y núcleo, las cargas de compresión aplicadas sobre las pieles pueden actuar como una tensión tangencial sobre el núcleo equivalente al efecto que tendría una tensión tangencial τ_{zx} , con lo cual la alta rigidez transversal G_{zx} que le confiere al núcleo el laminado $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$ proporciona una mayor estabilidad de la estructura sándwich frente al pandeo.

Por otra parte, también es importante destacar el módulo de elasticidad E_z del núcleo en el comportamiento de la estructura sándwich frente al *wrinkling*, ya que las cargas de compresión aplicadas sobre las pieles tienden a doblar las paredes de la celda hexagonal, con lo que una mayor resistencia en la dirección transversal del núcleo puede permitir al panel sándwich resistir mejor frente a este tipo de pandeo. En efecto, como se ve en la Figura 31, la resistencia al pandeo de la estructura sándwich es mayor para el caso del núcleo compuesto por un laminado cruzado para un determinado número de celdas, a pesar de que el módulo G_{zx} es muy similar para ambos núcleos, como se observa en la Tabla 5. Sin embargo, el módulo E_z del núcleo compuesto por un laminado cruzado es muy superior en comparación con el caso del núcleo formado por un laminado monocapa.

La línea roja que aparece en la Figura 31 define una frontera entre estabilidad e inestabilidad de la estructura sándwich frente al pandeo. En este sentido, mediante la ecuación (36) se observa que un autovalor menor a la unidad indica que la carga aplicada sobre la estructura es mayor que la carga crítica de pandeo. Entre los casos estudiados, la estructura sándwich con núcleo de panal de abeja formado por un laminado monocapa se encuentra en la zona de fallo cuando la estructura tiene 3 y 4 celdas, ya que sus autovalores 0,92606 y 0,9703, respectivamente, son menores que la unidad.

La presencia de este tipo de pandeo local sobre las pieles afecta negativamente al núcleo de la estructura, ya que la existencia de pequeñas ondulaciones en la piel puede provocar la separación entre piel y núcleo. En este sentido, en la Figura 32 puede verse el efecto del *wrinkling* sobre el núcleo.

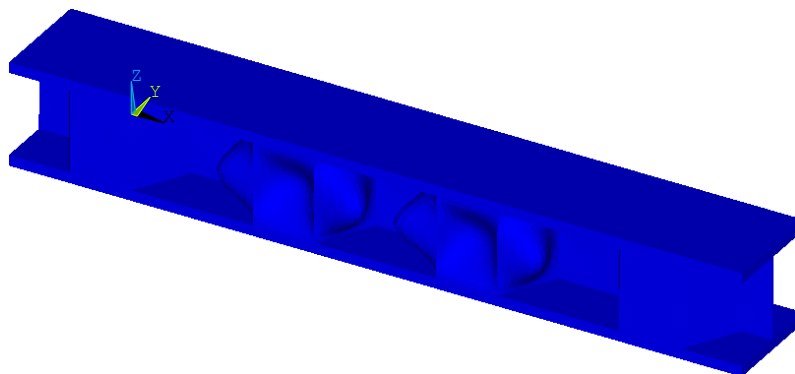


Figura 32. Efecto del *wrinkling* sobre el núcleo de la estructura sándwich.

En la Figura 32 puede verse como este tipo de inestabilidad provoca el pandeo de las paredes de aquellas celdas hexagonales del núcleo situadas en la mitad de la estructura. Esto se debe a que el *wrinkling* origina pequeñas ondulaciones en la mitad de la piel de los paneles sándwich, y, como consecuencia, las celdas que se ven afectadas son las que se encuentran en esa misma posición.

La imagen mostrada en la Figura 32 corresponde al caso de la estructura sándwich con un núcleo de 4 celdas formado por el laminado $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$. No se han representado el resto de modelos ensayados en el análisis de pandeo, ya que el efecto que provoca el *wrinkling* sobre el núcleo es el mismo en todos ellos, diferenciándose únicamente en el grado de flexión de las paredes de la celda hexagonal en cada caso. Por otra parte, en la Figura 33 puede verse la deformada sobre el modelo mallado de la estructura sándwich tras el análisis de pandeo.

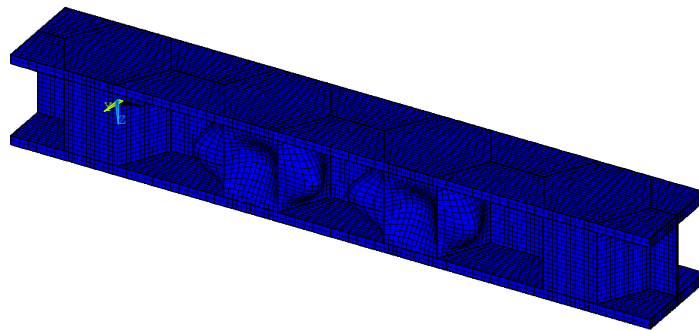


Figura 33. Efecto del *wrinkling* sobre el modelo mallado del núcleo de la estructura sándwich.

Para concluir, estos resultados obtenidos en el análisis de pandeo no se han podido comparar con ningún otro trabajo, ya que las distintas formulaciones existentes sobre el cálculo de la carga crítica están basadas en técnicas experimentales sobre estructuras sándwich formadas con materiales isótropos y bajo hipótesis de contorno distintas a las planteadas en el mismo.

5. CONCLUSIONES

La orientación de las láminas en el laminado ha sido un factor determinante en las propiedades elásticas aparentes del núcleo. En este sentido, cuando se ha utilizado el laminado $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$ como material del núcleo se han conseguido mejorar los módulos de rigidez del núcleo en la dirección transversal, G_{yz} y G_{zx} , en comparación con los otros dos laminados. Por otra parte, con el laminado $[90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ]$ se ha alcanzado la mayor rigidez del núcleo en la dirección z , con un valor de E_z igual a 827,385 MPa. En contra, con el laminado monocapa no se ha conseguido ninguna mejora relevante en las propiedades elásticas efectivas del núcleo respecto a los otros dos laminados.

Por otra parte, se ha visto que la estructura sándwich con un núcleo de panal de abeja formado por el laminado $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/90^\circ/-45^\circ/45^\circ/0^\circ]$ presenta el mejor comportamiento frente al fallo por pandeo *wrinkling*. Por el contrario, las estructuras sándwich más esbeltas (3 y 4 celdas) han colapsado cuando se ha empleado un núcleo de panal de abeja formado por el laminado monocapa. Por último, se ha observado que el aumento de la esbeltez del panel sándwich reduce la carga crítica que origina el pandeo, independientemente del material del núcleo.

Con todo esto, el uso de un laminado de un material compuesto reforzado con fibra puede ser una buena opción como material para fabricar los núcleos de las estructuras sándwich, como el núcleo de panal de abeja, ya que los componentes en los que se encuentran estas estructuras pueden requerir altas propiedades elásticas en ciertas direcciones, lo cual se puede conseguir modificando la orientación de la fibra de las láminas. Además, ciertas aplicaciones donde se emplean este tipo de estructuras, como la aeronáutica, requieren que los componentes presenten acoplamientos entre flexión y torsión, lo cual se puede conseguir durante el diseño del laminado.

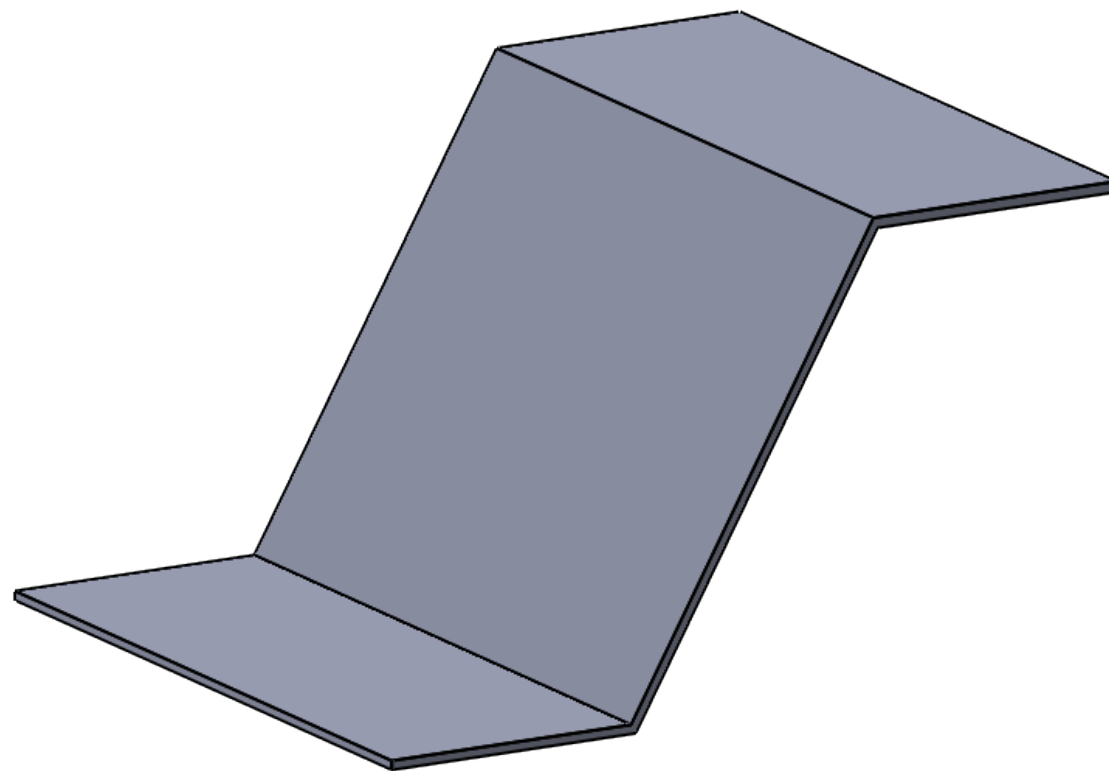
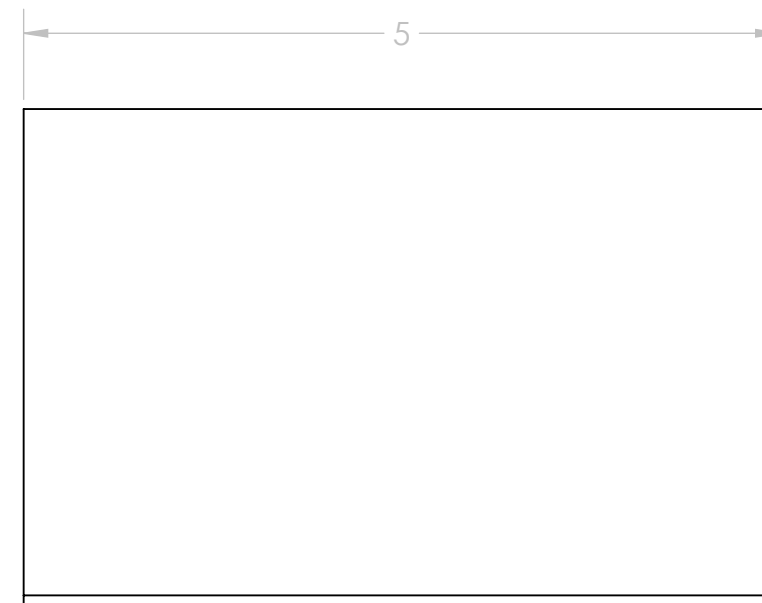
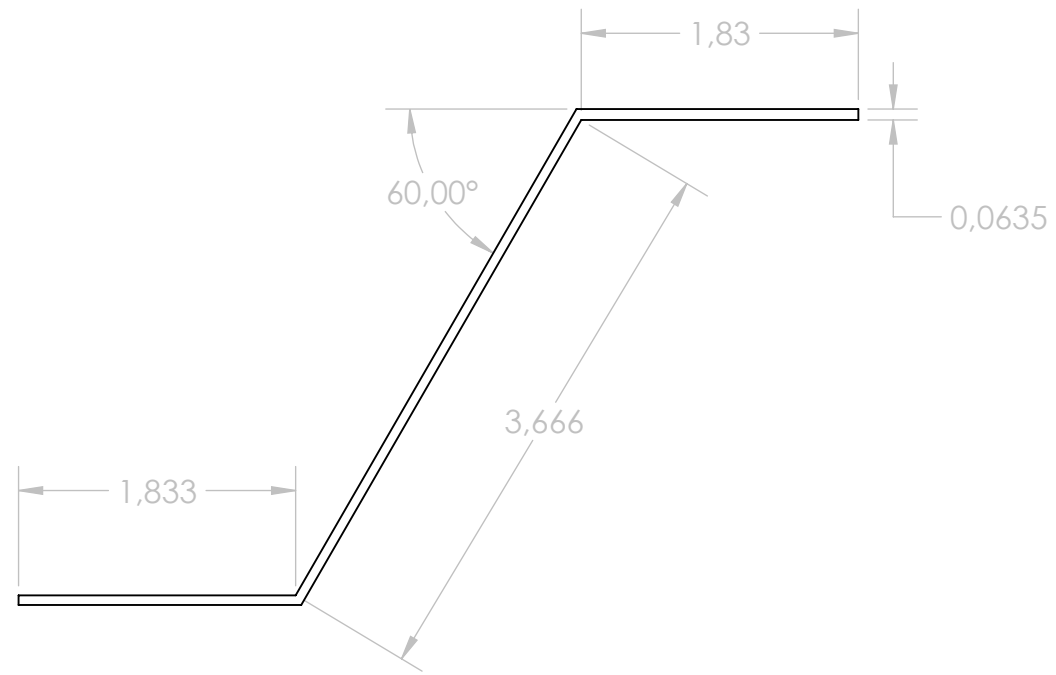
Sin embargo, el análisis del pandeo mediante el código ANSYS como un problema lineal hace que los resultados referentes a este apartado deban corroborarse con un análisis no lineal del pandeo. Del mismo modo, para comprobar la calidad del análisis numérico efectuado para evaluar el comportamiento de la estructura frente al pandeo, debería realizarse paralelamente un ensayo experimental sobre la estructura sándwich con idénticas condiciones de contorno.

6. REFERENCIAS

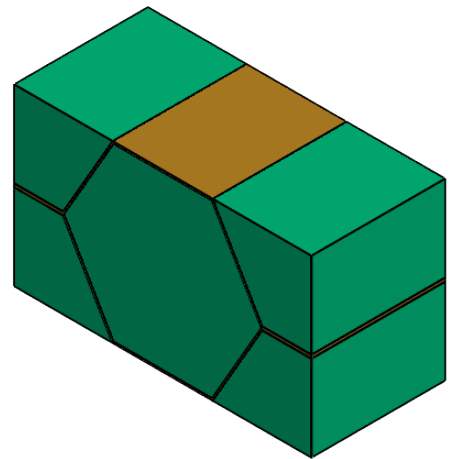
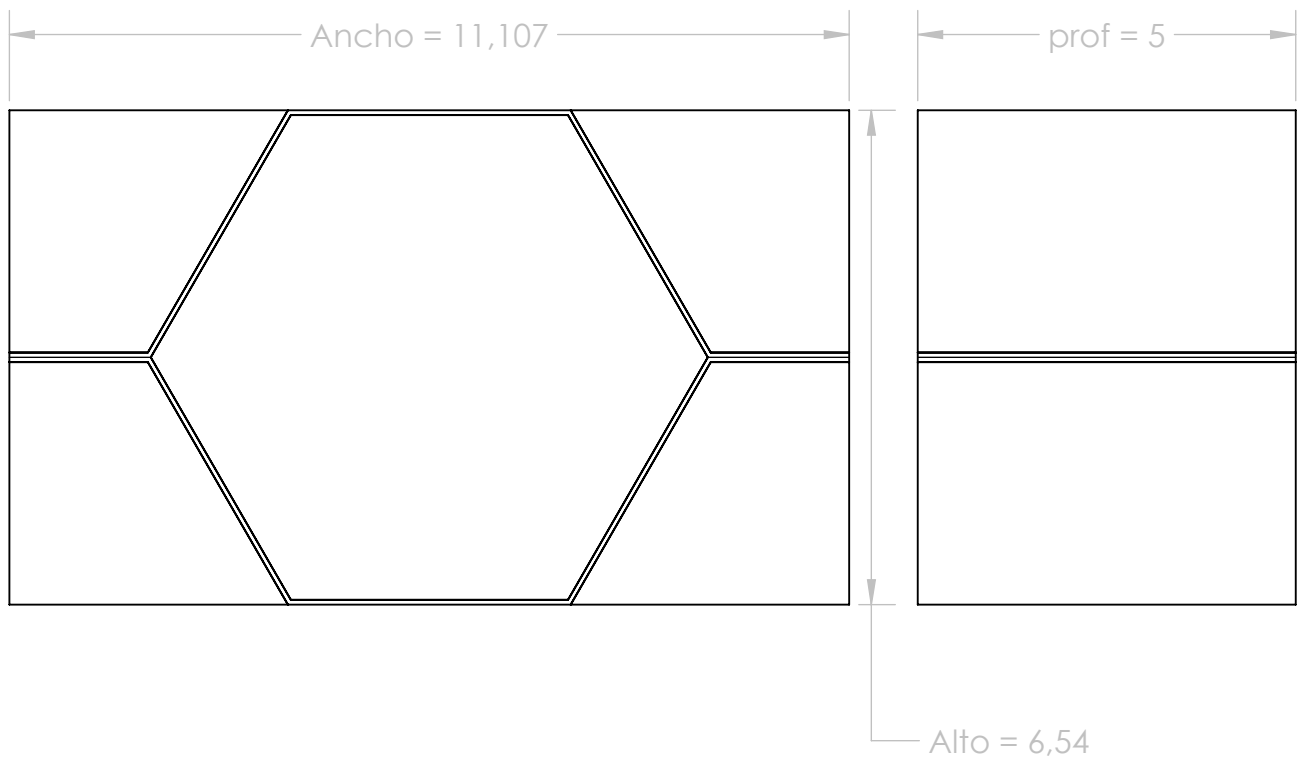
- Birman, V.; Bert, C.W. 2004. Wrinkling of composite-facing sandwich panels under biaxial loading. *Journal of Sandwich Structures & Materials*, **6**:217-237.
- Burton, W.S.; Noor, A.K. 1997. Assessment of continuum models for sandwich panel honeycomb cores. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, **145**:341-360.
- Carlsson, L.A.; Kardomateas, G.A. Wrinkling and Local Instabilities. Structural and Failure Mechanics of Sandwich Composites. Vol 121. London: Springer; 2011. p. 205-227.
- Catapano, A.; Montemurro, M. 2014. A multi-scale approach for the optimum design of sandwich plates with honeycomb core. Part I: homogenization of core properties. *Composite structures*, **118**:664-676.
- Foo, C.C.; Chai, G.B.; Seah, L.K. 2007. Mechanical properties of Nomex material and Nomex honeycomb structure. *Composite structures*, **80**:588-594.
- Gao, J.; Yang, X.; Huang, L. 2018. Numerical prediction of mechanical properties of rubber composites reinforced by aramid fiber under large deformation. *Composite Structures*, **201**:29-37.
- Gdoutos, E.E.; Daniel, I.M.; Wang, K.A. 2003. Compression facing wrinkling of composite sandwich structures. *Mechanics of materials*, **35**:511-522.
- Gibson, L.J.; Ashby, M.F. Cellular solids: Structure and properties. Second edition. Cambridge: Cambridge University Press; 1997.
- Hussain, M.; Khan, R.; Abbas, N. 2019. Experimental and computational studies on honeycomb sandwich structures under static and fatigue bending load. *Journal of King Saud University-Science*, **31**:222-229.
- Hohe, J.; Becker, W. 2000. A mechanical model for two-dimensional cellular sandwich cores with general geometry. *Computational Materials Science*, **19**:108-115.
- Jones, R.M. Mechanics of composite materials. Second edition. London: Taylor and Francis; 1999.
- Kaw, A.K. Mechanics of composite materials. Second edition. Boca Raton: Taylor and Francis; 2005.
- Khalili, S.M.R.; Kheirikhah, M.M.; Fard, K.M. 2014. Biaxial wrinkling analysis of composite-faced sandwich plates with soft core using improved high-order theory. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, **43**:68-77.
- Phan, C.N.; Bailey, N.W.; Kardomateas, G.A.; Battley, M.A. 2012. Wrinkling of sandwich wide panels/beams based on the extended high-order sandwich panel theory: formulation, comparison with elasticity and experiments. *Archive of Applied Mechanics*, **82**:1585-1599.

- Potluri, R.; Rao, U.K. 2017. Determination of elastic properties of reverted hexagonal honeycomb core: FEM approach. *Materials Today: Proceedings*, **4**:8645-8653.
- Qiu, C.; Guan, Z.; Jiang, S.; Li, Z. 2017. A method of determining effective elastic properties of honeycomb cores based on equal strain energy. *Chinese Journal of Aeronautics*, **30**:766-779.
- Rayjade, G.R.; Rao, G. 2015. Study of composite sandwich structure and bending characteristics-a review. *International Journal of Current Engineering and Technology*, **5**:797-802.
- Roy, R.; Park, S.J.; Kweon, J.H.; Choi, J.H. 2014. Characterization of Nomex honeycomb core constituent material mechanical properties. *Composite Structures*, **117**:255-266.
- Seemann, R.; Krause, D. 2014. Numerical modelling of nomex honeycomb cores for detailed analyses of sandwich panel joints. In *11th World Congress on Computational Mechanics (WCCM XI)*.
- Seemann, R.; Krause, D. 2017. Numerical modelling of Nomex honeycomb sandwich cores at meso-scale level. *Composite Structures*, **159**:702-718.
- Vescovini, R.; D'Ottavio, M.; Dozio, L.; Polit, O. 2018. Buckling and wrinkling of anisotropic sandwich plates. *International Journal of Engineering Science*, **130**:136-156.
- Vitale, J.P.; Francucci, G.; Xiong, J.; Stocchi, A. 2017. Failure mode maps of natural and synthetic fiber reinforced composite sandwich panels. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, **94**:217-225.
- Wang, R.; Wang, J. 2018. Modeling of honeycombs with laminated composite cell walls. *Composite Structures*, **184**:191-197.
- Wu, X.; Yu, H.; Guo, L.; Zhang, L.; Sun, X.; Chai, Z. 2019. Experimental and numerical investigation of static and fatigue behaviors of composites honeycomb sandwich structure. *Composite Structures*, **213**:165-172.
- Zhou, H.; Xu, P.; Xie, S.; Feng, Z.; Wang, D. 2018. Mechanical performance and energy absorption properties of structures combining two Nomex honeycombs. *Composite Structures*, **185**:524-536.

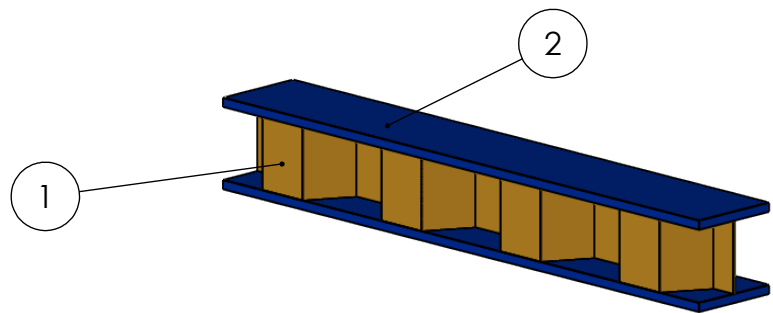
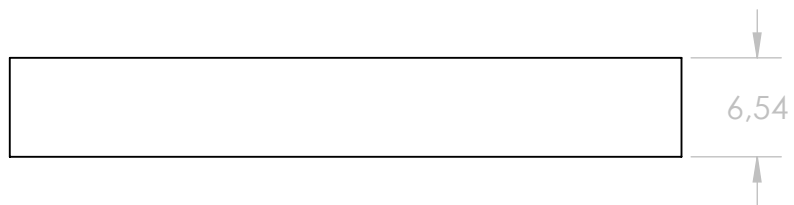
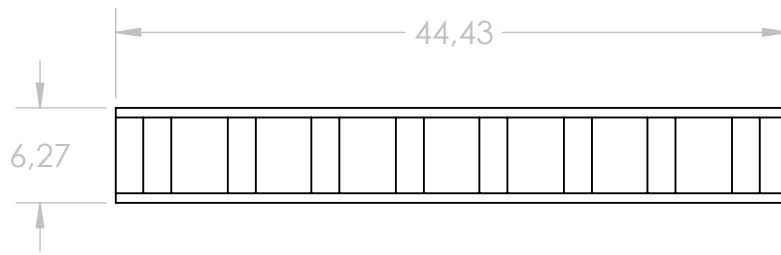
PLANOS



	NOMBRE	FECHA	TÍTULO: 1/4 PARTE DE LA CELDA HEXAGONAL DEL NÚCLEO DE PANAL DE ABEJA (HONEYCOMB)	
CREADO POR	J.A Marqués	22/07/2019		
APROBADO POR	Ana Vercher	27/07/2019		
PROPIETARIO LEGAL:			ESCALA 20:1	HOJA 1 DE 1
			OBSERVACIONES: Cotas en milímetros	Nº PLANO: 1




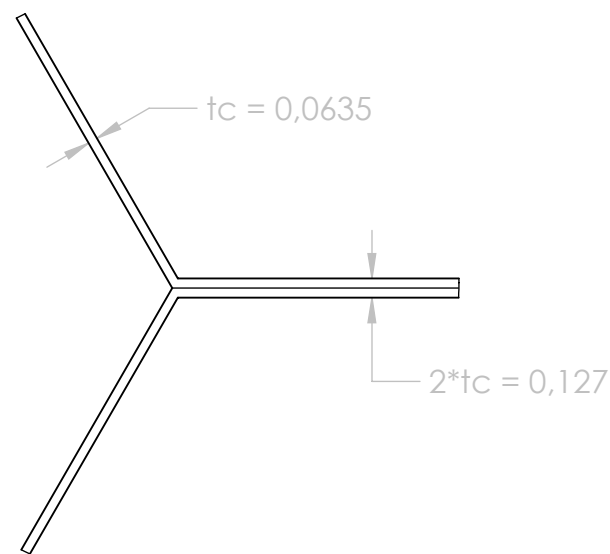
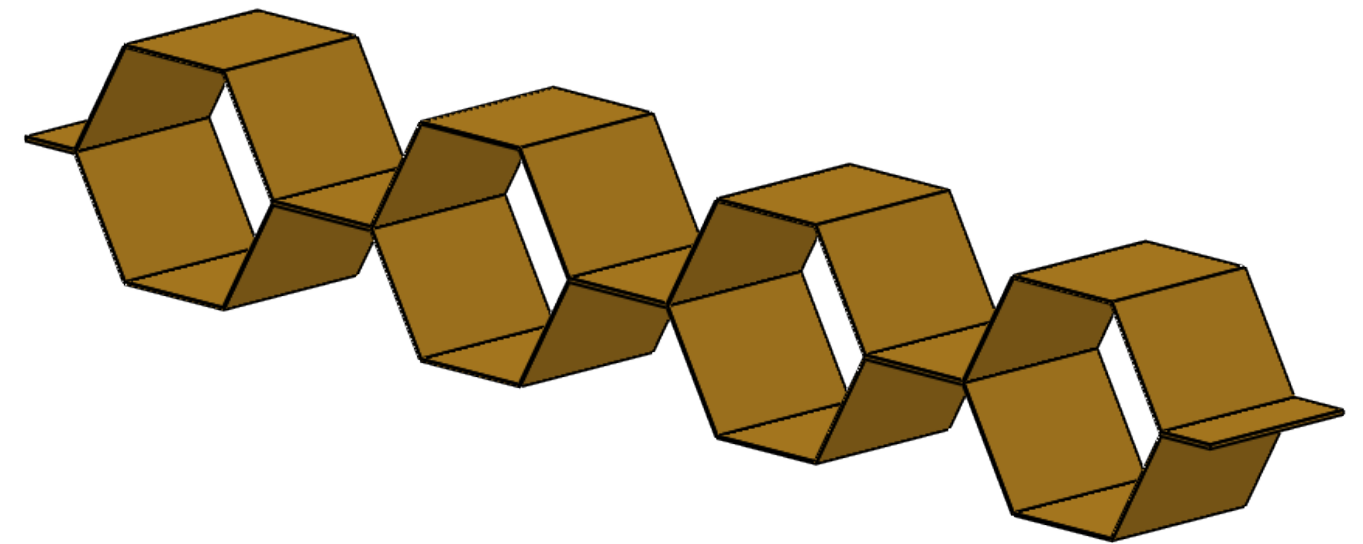
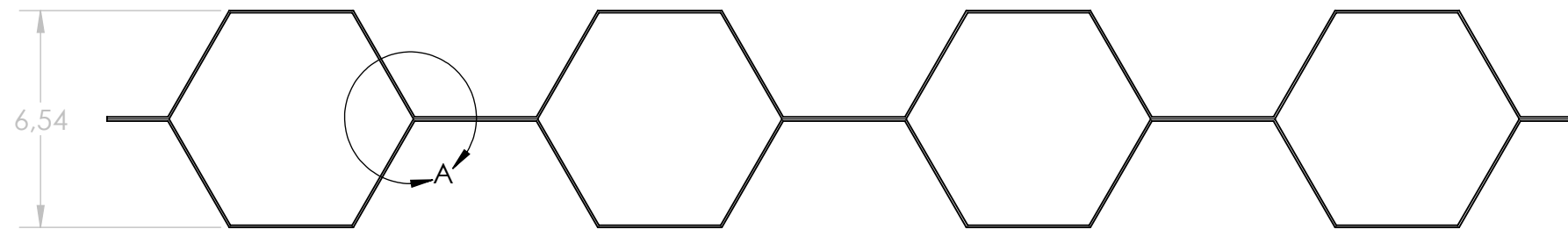
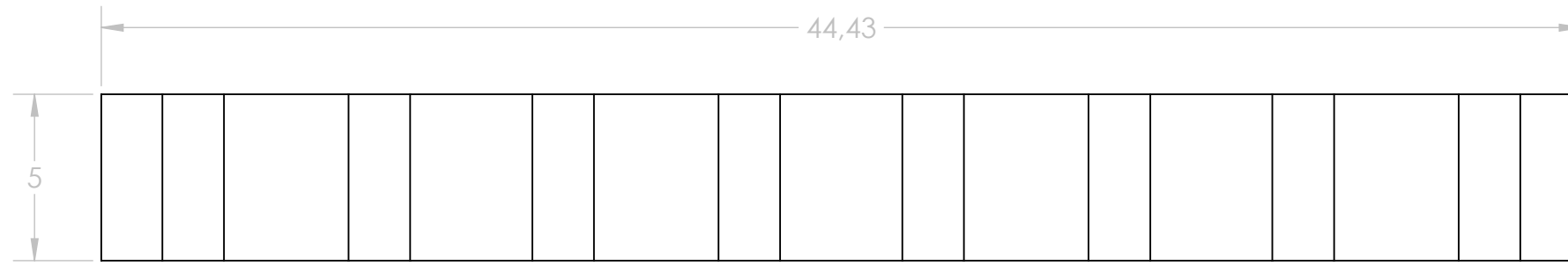
	NOMBRE	FECHA	TÍTULO: MODELO DEL VER DEL NÚCLEO DE PANAL DE ABEJA (<i>HONEYCOMB</i>)	
CREADO POR	J.A Marqués	22/07/2019		
APROBADO POR	Ana Vercher	27/07/2019		
PROPIETARIO LEGAL:			ESCALA 10:1	HOJA 1 DE 1
 Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño			OBSERVACIONES: Cotas en milímetros	Nº PLANO: 2



MARCA	NÚMERO DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN
1	1	NÚCLEO DE PANAL DE ABEJA
2	2	PIEL

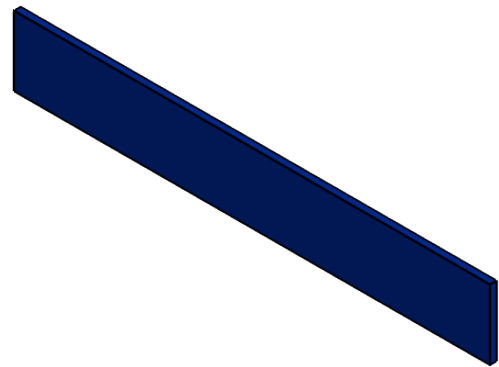
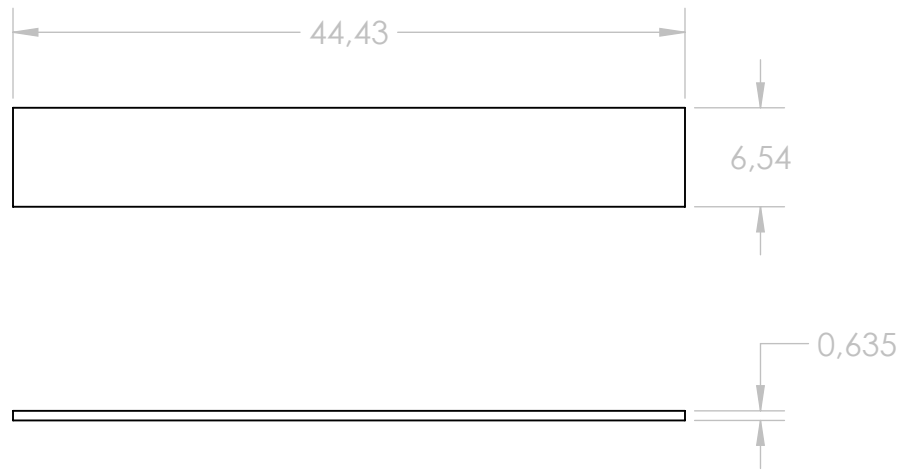
	NOMBRE	FECHA	TÍTULO:
CREADO POR	J.A Marqués	22/07/2019	ESTRUCTURA SÁNDWICH CON NÚCLEO DE PANAL DE ABEJA (<i>HONEYCOMB</i>) CON 4 CELDAS
APROBADO POR	Ana Vercher	27/07/2019	

PROPIETARIO LEGAL:  Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	ESCALA 2:1	HOJA 1 DE 1
	OBSERVACIONES: Cotas en milímetros	Nº PLANO: 3



DETALLE A
ESCALA 20 : 1

	NOMBRE	FECHA	TÍTULO: NÚCLEO DE PANAL DE ABEJA (HONEYCOMB)	
CREADO POR	J.A Marqués	22/07/2019		
APROBADO POR	Ana Vercher	27/07/2019		
PROPIETARIO LEGAL:			ESCALA 5:1	HOJA 1 DE 1
			OBSERVACIONES: Cotas en milímetros	Nº PLANO:
				3.1



	NOMBRE	FECHA	TÍTULO: PIEL	
CREADO POR	J.A Marqués	22/07/2019		
APROBADO POR	Ana Vercher	27/07/2019		
PROPIETARIO LEGAL:			ESCALA 2:1	HOJA 1 DE 1
 Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño			OBSERVACIONES: Cotas en milímetros	Nº PLANO: 3.2

PLIEGO DE CONDICIONES

1. OBJETO

Mediante el pliego de condiciones se establecen las responsabilidades que deben tener tanto el alumno como la tutora en el desarrollo del Trabajo Fin de Grado (TFG).

Este proyecto tiene como objeto evaluar y comparar el rendimiento mecánico del núcleo de panal de abeja cuando se emplea como material del mismo tres laminados diferentes de un material compuesto reforzado con fibra. Además, en el proyecto se analiza la influencia de las propiedades del núcleo y esbeltez de la estructura sándwich en su comportamiento frente a un tipo de pandeo local llamado *wrinkling*.

Se incluirán en el Proyecto las tareas asociadas a la creación del modelo de elementos finitos del núcleo de panal de abeja para poder llevar a cabo el proceso de homogenización, desarrollo del modelo de un estructura sándwich en elementos finitos y ejecución del análisis de pandeo mediante elementos finitos.

Por otro lado, se excluyen del proyecto las tareas correspondientes a la programación de los 7 archivos citados en el apartado 3.7, empleados para el cálculo de las propiedades elásticas efectivas del modelo del núcleo.

2. CONDICIONES GENERALES

2.1. Condiciones Facultativas

Como tutora del proyecto, la profesora Dña. Ana Vercher Martínez deberá cumplir con las siguientes obligaciones:

- Indicar al alumno las pautas adecuadas para desarrollar el proyecto.
- Ofrecer ayuda en caso que el alumno no sea capaz de resolver una determinada situación.
- Revisar periódicamente el trabajo realizado por el alumno.
- Asegurar que la extensión del TFG se ajuste a los créditos ECTS que este ocupa.

Por otra parte, la tutora del proyecto estará apoyada por un conjunto de derechos:

- Ser informada sobre la anulación de la matrícula correspondiente al TFG por parte de un alumno a quién tutele.
- Solicitar, justificadamente, la renuncia a la tutela de un TFG.
- Recibir el reconocimiento académico por la labor de tutoría prestada.

Como alumno y autor del proyecto, Juan Andrés Marqués Laliga, deberá cumplir las obligaciones que se indican a continuación:

- Realizar las tareas propuestas por la tutora dentro del plazo temporal marcado.
- Cumplir con la normativa de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño (ETSID) referente al TFG.
- Asegurar la originalidad del proyecto.

Asimismo, el alumno estará respaldado por un conjunto de derechos:

- Disponer de un equipo informático apropiado para realizar el proyecto.
- Recibir solución a los problemas técnicos no previstos en el proyecto.
- En caso de ausencia del tutor, el alumno tendrá plenos derechos en la toma de decisiones referentes al desarrollo del proyecto, debiendo asumir el tutor dichas decisiones.
- Solicitar, justificadamente, la renuncia al TFG una vez empezado.

Periódicamente se concretarán reuniones entre tutora y alumno para evaluar el trabajo realizado hasta el momento por el alumno.

Una vez finalizada la redacción del proyecto, la tutora realizará una revisión final para dar su aprobación a la presentación del mismo frente al tribunal.

2.2. Condiciones Legales

El alumno deberá haber cursado las asignaturas de Diseño Mecánico Avanzado y Técnicas Computacionales en Ingeniería Mecánica para adquirir los conocimientos básicos necesarios para el desarrollo del proyecto.

Por otra parte, se prohibirá la divulgación de los archivos computacionales cedidos por la tutora del proyecto al alumno para llevar a cabo el desarrollo del trabajo.

Por último, ambas partes, alumno y tutor, podrán renunciar o aplazar unilateralmente el desarrollo del proyecto en caso de enfermedad justificada, aspecto laboral o problema familiar.

3. CONDICIONES TÉCNICAS PARTICULARES

Para realizar el proyecto se requieren distintos programas informáticos, lo cual hace necesario la disponibilidad de un ordenador que cumpla las especificaciones técnicas de todos los programas necesarios.

El código comercial de elementos finitos ANSYS, es uno de los programas empleados en el proyecto y el que presenta mayores requerimientos técnicos. Por lo tanto, serán las especificaciones técnicas de este programa las que se emplearán para definir las características que debe tener el ordenador empleado para realizar el trabajo.

Las características necesarias del sistema para poder trabajar con ANSYS se indican a continuación:

Software

- Sistema operativo: Linux o Windows XP.

Hardware

- Procesador: Pentium Dual Core.
- Memoria RAM: 4GB.
- Disco duro: 100 GB disponibles.

En concreto, el sistema empleado en este proyecto presentaba la siguiente configuración:

Software

- Sistema operativo: Microsoft Windows 10

Hardware

- Procesador: AMD Quad-Core
- Memoria RAM: 4 GB
- Disco duro: 500 GB

El resto de programas empleados para realizar el trabajo se citan a continuación:

- Matlab
- Microsoft Office Excel 2007
- Microsoft Office word 2007

Todos estos programas presentan unos requerimientos técnicos menores que los de ANSYS, por lo que no se citarán, ya que funcionan adecuadamente en el sistema de trabajo que cumple los requerimientos de ANSYS.

PRESUPUESTO

1. COSTE DE MATERIALES

En este apartado se ha establecido el coste asociado a los materiales empleados para realizar el Proyecto. Cabe tener en cuenta que, dentro del coste total de materiales, se han incluido dos precios adicionales a los referentes a los propios materiales como son el valor asociado a los costes complementarios directos y la cantidad correspondiente a los gastos de envío y gestión. Para los costes complementarios directos se ha fijado un valor del 2% respecto a la cantidad procedente del sumatorio de los precios parciales del listado de materiales. Por otra parte, los gastos de envío y gestión se han establecido como un 3% del precio resultante de la suma del precio parcial de todos los materiales y de los costes complementarios directos.

La columna correspondiente al precio parcial se ha obtenido tras multiplicar el precio por unidad por la cantidad de cada material.

Por último, el coste total de materiales se ha calculado mediante la suma del precio parcial de todos los materiales, los costes complementarios directos y los costes de envío y gestión.

REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO (€/Unidad)	PRECIO PARCIAL
MAT 1	Licencia del software ANSYS 18.1 para el ámbito académico	Año	0,5	6.000,00	3.000,00 €
MAT 2	Licencia del software MatLab para el ámbito académico	Año	0,5	250,00	125,00 €
MAT 3	Licencia Microsoft Office 2007	Año	0,5	149,00	74,50 €
					<hr/>
					3.199,50 €
	Costes Complementarios Directos		2%		<hr/>
					63,89 €
					<hr/>
					3.263,49 €
	Costes de envío y gestión		3%		<hr/>
					97,90 €
COSTE TOTAL DE MATERIALES					3.360,79€

2. COSTE DE MANO DE OBRA

En la Tabla 7 se muestra la retribución económica correspondiente a la categoría profesional a la que pertenecerá el alumno cuando finalice su titulación de Grado en Ingeniería Mecánica. Este dato procede de los datos publicados por el Instituto Valenciano de la Edificación (IVE) referentes al año 2018.

Tabla 7. Retribución económica de un Ingeniero Técnico según el IVE para el año 2018.

Categoría profesional	Retribución económica (€/hora)
Ingeniero Técnico	27,00

2.1. Coste de mano de obra directa

En este apartado se ha calculado el coste del trabajo realizado por el alumno. Para ello se ha considerado la retribución económica indicada en la Tabla 7.

Para obtener el coste total de la mano de obra directa, se han multiplicado el número total de horas empleadas por el alumno por la retribución correspondiente a la categoría de Ingeniero Técnico.

REFERENCIA	TRABAJO	OPERARIO	UNIDADES	CANTIDAD
TRAB 1	Búsqueda y lectura de artículos científicos, libros y documentos académicos relacionados con la temática del proyecto para adquirir conocimientos necesarios para su desarrollo	Ingeniero Técnico	h	105,00
TRAB 2	Desarrollo del modelo del núcleo de panal de abeja en el software de elementos finitos ANSYS	Ingeniero Técnico	h	15,00
TRAB 3	Validación del modelo del núcleo	Ingeniero Técnico	h	1,00
TRAB 4	Cálculo de las propiedades elásticas efectivas del modelo del núcleo mediante el proceso descrito en el apartado 3.7, asignando como material del mismo cada uno de los tres laminados descritos en el apartado 3.1	Ingeniero Técnico	h	2,00
TRAB 5	Creación del modelo de la estructura sándwich con núcleo de panal de abeja en el software de elementos finitos ANSYS	Ingeniero Técnico	h	5,00
TRAB 6	Ejecución del análisis de pandeo mediante el software ANSYS	Ingeniero Técnico	h	5,00
TRAB 7	Evaluación y tratamiento de los resultados obtenidos	Ingeniero Técnico	h	37,00
TRAB 8	Redacción y revisión del proyecto	Ingeniero Técnico	h	130,00

h: hora

Coste Total Ingeniero Técnico	300 h x 27,00 €/h	8.100,00 €
COSTE TOTAL DE MANO DE OBRA DIRECTA		8.100,00 €

2.2. Coste de mano de obra indirecta

En este apartado se ha considerado la labor de guía y supervisión realizada por la tutora durante el transcurso del proyecto, la cual se ha valorado en un precio igual al 15% del coste total de mano de obra directa.

2.3. Coste total de la mano de obra

Por último, el coste total de la mano de obra se ha obtenido sumando el coste total de la mano de obra directa junto con el de la mano de obra indirecta.

COSTE TOTAL DE MANO DE OBRA DIRECTA	8.100,00 €
COSTE TOTAL DE MANO DE OBRA INDIRECTA (15%)	1.215,00 €
COSTE TOTAL DE MANO DE OBRA	9.315,00 €

3. COSTE DE UTILIZACIÓN DE LOS EQUIPOS

En este apartado se han considerado los equipos empleados para realizar el proyecto.

El coste total de utilización de equipos se ha calculado mediante la suma del precio parcial de todos los equipos.

REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO (€/Unidad)	PRECIO PARCIAL
EQ 1	Ordenador Portátil ACER Aspire E5-521- 80KF con procesador AMD Quad-Core, 4GB de RAM, 500GB de disco duro y pantalla de 15.6"	Ud	1	245,00	245,00 €
COSTE TOTAL DE TOTAL DE UTILIZACIÓN DE EQUIPOS					245,00 €

Ud: unidad

4. GASTOS GENERALES

Dentro de este apartado se han incluido los gastos asociados a los siguientes aspectos:

- Consumo de energía eléctrica.
- Desplazamiento del alumno a la Universitat Politècnica de València para llevar a cabo las distintas reuniones con la tutora.
- Impresión y encuadernación del TFG.
- Material de oficina

5. COSTE GENERAL DEL PROYECTO

En primer lugar, se ha calculado el Presupuesto de Ejecución Material (PEM) sumando los costes totales de materiales, mano de obra y utilización de equipos.

A continuación, se ha calculado el presupuesto de contrata sumando el valor de los conceptos de PEM, gastos generales y beneficio industrial. Para ello, se ha estimado un coste correspondiente al apartado de gastos generales del 15% del valor del PEM, mientras que el beneficio industrial se ha fijado en un 6% del valor del PEM.

Para finalizar, se ha aplicado el Impuesto sobre el Valor Añadido (I.V.A) sobre el presupuesto de contrata y se ha calculado coste general del proyecto como la suma del presupuesto de contrata más el I.V.A.

COSTE TOTAL DE MATERIALES	3.360,79 €
COSTE TOTAL DE MANO DE OBRA	9.315,00 €
COSTE DE UTILIZACIÓN DE EQUIPOS	245,00 €
PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL (PEM)	<u>12.920,79 €</u>
<u>PRESUPUESTO GLOBAL</u>	
PEM	12.920,79 €
GASTOS GENERALES (15%)	1.938,12 €
BENEFICIO INDUSTRIAL (6%)	775,25 €
PRESUPUESTO DE CONTRATA	<u>15.634,16 €</u>
I.V.A (21%)	3.283,17 €
COSTE GENERAL DEL PROYECTO	<u>18.917,33 €</u>

El precio total del proyecto asciende a la cuantía de 18.917,33 €, dieciocho mil novecientos diecisiete euros con treinta y tres céntimos.

ANEXOS

1. ANEXO I: SCRIPT EN ANSYS APDL PARA CREAR EL MODELO DEL NÚCLEO DE PANAL DE ABEJA (*HONEYCOMB*)

!Modelo del núcleo de panal de abeja de la Figura 13

/PREP7

!Definición del tipo de elemento

ET,1,SOLSH190

!Propiedades elásticas de la lámina del material compuesto reforzado con fibra de aramida con
!una $V_f = 0,3$ (material transversalmente isótropo)

MP,EX,1,43.212E9

MP,EY,1,10.809E9

MP,EZ,1,10.809E9

MP,PRXY,1,0.336

MP,PRYZ,1,0.855

MP,PRXZ,1,0.336

MP,GXY,1,3.363E9

MP,GYZ,1,2.914E9

MP,GXZ,1,3.363E9

!Propiedades elásticas de la fase llamada "aire elástico"

MP,EX,2,1000

MP,PRXY,2,0.0

!Parámetros geométricos de la Figura 12

*SET, l1, 3.666

*SET, l2, 1.833

*SET, THETA_G, 60

PI=ACOS(-1)

THETA=THETA_G*PI/180

*SET, tc, 0.0635

*SET, HC, 5

!Parámetros que definen las dimensiones totales del modelo del núcleo

SET, ancho, -2(-L2-(TC*TAN(THETA/2)))-(COS(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2)))-L2)

SET, alto, 2(SIN(THETA))*(L1+(TC*TAN(THETA/2))+TC)

*SET, prof, HC

!Definición de las shell sections del elemento SOLSH190 para poder atribuir a los elementos
!que forman parte de la celda hexagonal las propiedades de un laminado y a los elementos
!que no forman parte de esta celda hexagonal las propiedades del "aire elástico"

!Este caso se corresponde al laminado [90/0/90/0/90]

sect,1,shell,,

secdata, 1,1,90,3

secdata, 1,1,0,3

secdata, 1,1,90,3

secdata, 1,1,0,3

secdata, 1,1,90,3

!Definición de la shell section correspondiente a los elementos que forman el "aire elástico"

sect,2,shell,,

secdata, 1,2,0,3

!Definición de los keypoints que forman la geometría de la Figura 12

K,1,0,SIN(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2))),-HC/2

K,2,0,SIN(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2))+TC,-HC/2

K,3,-L2-ESQUINA,SIN(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2))+TC, -HC/2

K,4,-L2-ESQUINA-(COS(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2)))),TC,-HC/2

K,5,-L2-ESQUINA-(COS(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2)))-L2,TC,-HC/2

K,6,-L2-ESQUINA-(COS(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2)))-L2,0,-HC/2

K,7,-L2-ESQUINA-(COS(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2)))+(TC*TAN(THETA/2)),0,-HC/2

K,8, -L2,SIN(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2))),-HC/2

!Keypoints adicionales que determinan los dos puntos asociados a los vértices necesarios para completar la cuarta parte del VER de la Figura 10

K,9,0,0,-HC/2

K,10,-L2-ESQUINA-(COS(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2))))-
L2,SIN(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2)))+TC,-HC/2

!Generación de las áreas

!Área del lado horizontal superior de la celda hexagonal de la Figura 12

L,1,2

L,2,3 !2

L,3,8

L,8,1 !4

AL,1,2,3,4

!Área del lado inclinado de la celda hexagonal de la Figura 12

L,3,4

L,4,7 !6

L,7,8

AL,5,6,7,3

!Área del lado horizontal inferior de la celda hexagonal de la Figura 12

L,4,5 !8

L,5,6

L,6,7 !10

AI,8,9,10,6

!Genera el área del rectángulo que forma la cuarta parte del VER de la Figura 10

L,9,2

L,2,10 !12

L,10,6

L,6,9 !14

AL,11,12,13,14

!Genera las 2 áreas correspondiente al "aire elástico" de la cuarta parte del VER de la Figura 10

allsel

AOVLAP,all

!Se realiza una extrusión de las áreas correspondientes a la celda hexagonal para formar la
!cuarta parte del modelo del VER del núcleo

VOFFST,1,HC, ,

VOFFST,2,HC, ,

VOFFST,3,HC, ,

!Se le asignan a los volúmenes de la celda hexagonal creados los atributos asociados a la shell
!section 1, correspondientes a las propiedades uno de los tres laminados

VATT,1,,,,1

!Se seleccionan las 2 áreas del "aire elástico" y se realiza una extrusión para completar la
!cuarta parte del modelo del VER del núcleo

vsel,u,,,1,3,1

VOFFST,5,HC, ,

VOFFST,6,HC, ,

!Se le asignan a los volúmenes de la fase "aire elástico" los atributos asociados a la shell
!section 2, correspondientes a las propiedades de esta misma fase.

VATT,2,,,,2

!Se seleccionan todo y se unen las entidades coincidentes

allsel

NUMMRG,ALL, , , ,LOW

!Se establece la dirección del eje z de los elementos que forman la celda hexagonal para que
!coincida con el sistema de referencia del laminado de la Figura 5

veorient,1,KP,2,1

veorient,2,thin

veorient,3,thin

!Se selecciona todo

allsel

!Se define el tamaño del elemento para el mallado

esize,5*TC

!Generación de la celda hexagonal completa del modelo del núcleo

VSEL,S,MAT,,1

CM,VNOM,VOLU

VSYMM,Y,ALL, , ,1,0

VSEL,U,,,VNOM

NUMMRG,ALL, , ,LOW

veorient,6,KP,24,25

veorient,7,kp,17,31

veorient,8,kp,21,35

VSEL,A,,,VNOM

!Se malla la celda hexagonal

VMESH, ALL,,

VSYMM,X,ALL, , ,0,0

!Creación de la fase "aire elástico" del modelo del núcleo

VSEL,S,MAT,,2

VMESH,ALL

VSYMM,Y,ALL, , ,0,0

VSYMM,X,ALL, , ,0,0

!Se seleccionan todo y se unen las entidades coincidentes

ALLSEL

NUMMRG,ALL, , ,LOW

!Alinear el sistema de referencia propio de los elementos de la celda hexagonal para que coincida con el sistema de referencia del laminado de la Figura 5

VSEL,S,MAT,,1

vsel,s,volu,,1
vsel,a,volu,,6
vsel,a,volu,,8
vsel,a,volu,,9
vsel,a,volu,,12
vsel,a,volu,,14
eslv
wpro,,90.000000,
CSWPLA,11,0,1,1,
EMODIF,ALL,ESYS,11,
WPCSYS,-1,0
vsel,s,volu,,2
vsel,a,volu,,13
eslv
wpro,60.000000,,
wpro,,90.000000,
CSWPLA,12,0,1,1,
EMODIF,ALL,ESYS,12,
WPCSYS,-1,0
vsel,s,volu,,7
vsel,a,volu,,10
eslv
wpro,-60.000000,,
wpro,,90.000000,
CSWPLA,13,0,1,1,
EMODIF,ALL,ESYS,13,
WPCSYS,-1,0

!Se ubica el sistema de referencia respecto al sistema global cartesiano

CSYS,0

!Se seleccionan todo y se unen las entidades coincidentes

ALLSEL

NUMMRG,ALL, , ,LOW

!Escalado del modelo del núcleo en metros

VLSCALE,all, , ,1e-3,1e-3,1e-3, ,0,1

FINISH

! /EXIT,MODEL

2. ANEXO II: MODELO DE LA ESTRUCTURA SÁNDWICH

!EL modelo de la estructura sándwich se ha creado en base a la macro del modelo del núcleo,
!por lo que esta macro parte de la estructura de la macro del ANEXO I

/PREP7

!Definición del tipo de elemento

ET,1,SOLSH190

!Propiedades elásticas de la lámina del material compuesto reforzado con fibra de aramida con una $V_f = 0,3$ (material transversalmente isótropo)

MP,EX,1,43.212E9

MP,EY,1,10.809E9

MP,EZ,1,10.809E9

MP,PRXY,1,0.336

MP,PRYZ,1,0.855

MP,PRXZ,1,0.336

MP,GXY,1,3.363E9

MP,GYZ,1,2.914E9

MP,GXZ,1,3.363E9

!Propiedades elásticas de la fase llamada "aire elástico"

MP,EX,2,1000

MP,PRXY,2,0.0

!Propiedades elásticas del material de las pieles

MP,EX,4,70E9

MP,PRXY,4,0.33

!Parámetros geométricos de la Figura 12

*SET, I1, 3.666

*SET, I2, 1.833

*SET, THETA_G, 60

PI=ACOS(-1)

THETA=THETA_G*PI/180

*SET, tc, 0.0635

*SET, HC, 5

!Se fijan dos nuevos parámetros

*SET, PIEL, TC*10 !Este parámetro PIEL indica el espesor de la piel

*SET, ncel, 3 !Este parámetro se emplea para crear el número de celdas hexagonales en el núcleo de la estructura sándwich

!Parámetros que definen las dimensiones totales del modelo del núcleo

SET, ancho, -2(-L2-(TC*TAN(THETA/2)))-(COS(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2)))-L2)

SET, alto, 2(SIN(THETA))*(L1+(TC*TAN(THETA/2))+TC)

*SET, prof, HC

!Definición de las shell sections del elemento para poder atribuir a los elementos que forman parte de la celda hexagonal las propiedades de un laminado y a los elementos que no forman parte de esta celda hexagonal las propiedades del "aire elástico"

!Este caso se corresponde al laminado [90/0/90/0/90]

sect,1,shell,,

secdata, 1,1,90,3

secdata, 1,1,0,3

secdata, 1,1,90,3

secdata, 1,1,0,3

secdata, 1,1,90,3

!Definición de la shell section correspondiente a los elementos que forman el "aire elástico"

sect,2,shell,,

secdata, 1,2,0,3

!Definición de los keypoints que forman la geometría de la Figura 12

K,1,0,SIN(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2))),-HC/2

K,2,0,SIN(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2)))+TC,-HC/2

K,3,-L2-ESQUINA,SIN(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2)))+TC, -HC/2

K,4,-L2-ESQUINA-(COS(THETA)*(L1+(TC*TAN(THETA/2)))),TC,-HC/2

$K,5,-L2-ESQUINA-(\cos(\theta)*(L1+(TC*\tan(\theta/2))))-L2,TC,-HC/2$

$K,6,-L2-ESQUINA-(\cos(\theta)*(L1+(TC*\tan(\theta/2))))-L2,0,-HC/2$

$K,7,-L2-ESQUINA-(\cos(\theta)*(L1+(TC*\tan(\theta/2))))+(TC*\tan(\theta/2)),0,-HC/2$

$K,8,-L2,\sin(\theta)*(L1+(TC*\tan(\theta/2))),-HC/2$

!Keypoints adicionales que determinan los dos puntos asociados a los vértices necesarios para completar la cuarta parte del VER de la Figura 10

$K,9,0,0,-HC/2$

$K,10,-L2-ESQUINA-(\cos(\theta)*(L1+(TC*\tan(\theta/2))))$

$L2,\sin(\theta)*(L1+(TC*\tan(\theta/2)))+TC,-HC/2$

!Generación de las áreas

!Área del lado horizontal superior de la celda hexagonal de la Figura 12

$L,1,2$

$L,2,3 \quad !2$

$L,3,8$

$L,8,1 \quad !4$

$AL,1,2,3,4$

!Área del lado inclinado de la celda hexagonal de la Figura 12

$L,3,4$

$L,4,7 \quad !6$

$L,7,8$

$AL,5,6,7,3$

!Área del lado horizontal inferior de la celda hexagonal de la Figura 12

$L,4,5 \quad !8$

$L,5,6$

$L,6,7 \quad !10$

$AI,8,9,10,6$

!Genera el área del rectángulo que forma la cuarta parte del VER de la Figura 10

L,9,2

L,2,10 !12

L,10,6

L,6,9 !14

AL,11,12,13,14

!Genera las 2 áreas correspondiente al "aire elástico" de la cuarta parte del VER de la Figura 10

allsel

AOVLAP,all

!Se realiza una extrusión de las áreas correspondientes a la celda hexagonal para formar la
!cuarta parte del modelo del VER del núcleo

VOFFST,1,HC, ,

VOFFST,2,HC, ,

VOFFST,3,HC, ,

!Se le asignan a los volúmenes de la celda hexagonal creados los atributos asociados a la shell
!section 1, correspondientes a las propiedades uno de los tres laminados

VATT,1,,,,1

!Se seleccionan las 2 áreas del "aire elástico" y se realiza una extrusión para completar la
!cuarta parte del modelo del VER del núcleo

vsel,u,,,1,3,1

VOFFST,5,HC, ,

VOFFST,6,HC, ,

!Se le asignan a los volúmenes de la fase "aire elástico" los atributos asociados a la shell
!section 2, correspondientes a las propiedades de esta misma fase.

VATT,2,,,,2

!Se seleccionan todo y se unen las entidades coincidentes

allsel

NUMMRG,ALL, , , ,LOW

!Se establece la dirección del eje z de los elementos que forman la celda hexagonal para que coincida con el sistema de referencia del laminado de la Figura 5

veorient,1,KP,2,1

veorient,2,thin

veorient,3,thin

!Se selecciona todo

allsel

!Se define el tamaño del elemento para el mallado

esize,5*TC

!Generación de la celda hexagonal completa del modelo del núcleo

VSEL,S,MAT,,1

CM,VNOM,VOLU

VSYMM,Y,ALL, , , 1,0

VSEL,U,,,VNOM

NUMMRG,ALL, , , ,LOW

veorient,6,KP,24,25

veorient,7,kp,17,31

veorient,8,kp,21,35

VSEL,A,,,VNOM

!Se malla la celda hexagonal

VMESH, ALL,,

VSYMM,X,ALL, , , ,0,0

!Creación de la fase "aire elástico" del modelo del núcleo

VSEL,S,MAT,,2

VMESH,ALL

VSYMM,Y,ALL, , , ,0,0

VSYMM,X,ALL, , , ,0,0

!Se seleccionan todo y se unen las entidades coincidentes

ALLSEL

NUMMRG,ALL,, , ,LOW

!Alinear el sistema de referencia propio de los elementos de la celda hexagonal para que
!coincida con el sistema de referencia del laminado de la Figura 5

VSEL,S,MAT,,1

vsel,s,volu,,1

vsel,a,volu,,6

vsel,a,volu,,8

vsel,a,volu,,9

vsel,a,volu,,12

vsel,a,volu,,14

eslv

wpro,,90.000000,

CSWPLA,11,0,1,1,

EMODIF,ALL,ESYS,11,

WPCSYS,-1,0

vsel,s,volu,,2

vsel,a,volu,,13

eslv

wpro,60.000000,,

wpro,,90.000000,

CSWPLA,12,0,1,1,

EMODIF,ALL,ESYS,12,

WPCSYS,-1,0

vsel,s,volu,,7

vsel,a,volu,,10

eslv

wpro,-60.000000,,

wpro,,90.000000,

CSWPLA,13,0,1,1,

EMODIF,ALL,ESYS,13,

WPCSYS,-1,0

!Se ubica el sistema de referencia respecto al sistema global cartesiano

CSYS,0

!Se seleccionan todo y se unen las entidades coincidentes

ALLSEL

NUMMRG,ALL, , , ,LOW

!Se crean las pieles de la estructura sándwich con un núcleo con una única celda hexagonal

!Piel superior

ASEL,S,LOC,Z,HC/2

*GET,Nareas,area,0,count

curre=0

*DO,I,1,Nareas,1

ASEL,S,LOC,Z,HC/2

curre=ARNEXT(curre)

VOFFST,curre,PIEL,,

VATT,4,,,,,4

*ENDDO

!Piel inferior

ASEL,S,LOC,Z,-HC/2

*GET,Nareas,area,0,count

curre=0

*DO,I,1,Nareas,1

ASEL,S,LOC,Z,-HC/2

```
curre=ARNEXT(curre)
```

```
VOFFST,curre,-PIEL,,
```

```
VATT,4,,,,4
```

```
*ENDDO
```

!Se asignan a los volúmenes creados asociados a las pieles las propiedades de su material

```
VSEL,S,MAT,,4
```

!Mallado de las pieles

```
VMESH,ALL
```

!Se seleccionan todo y se unen las entidades coincidentes

```
ALLSEL
```

```
NUMMRG,ALL, , , ,LOW
```

!Se borran todas las entidades asociadas al "aire elástico" ya que no es necesario modelar el
!aire en las estructura sándwich

```
VSEL,S,MAT,,2
```

```
VCLEAR,ALL
```

```
VDELE,ALL,,,1
```

!Se genera la estructura sándwich con un núcleo compuesto por 2, 3 o 4 celdas hexagonales.
!Para ello basta con cambiar el parámetro "ncel"

```
VGEN,ncel+1,ALL, , ,ANCHO, , , ,0
```

!Se seleccionan todo y se unen las entidades coincidentes

```
ALLSEL
```

```
NUMMRG,ALL, , , ,LOW
```

!Ecuación de restricción para garantizar la continuidad del modelo

```
CPCYC,UY,0.0001,0,0,alto,0,0
```

!Restricción al desplazamiento en la dirección z de los nodos situados en la cara externa de la
!piel inferior

```
nset,s,loc,z,-Hc/2-piel
```

```
D,ALL,UZ
```

!Restricción al desplazamiento en la dirección x de los nodos anteriores situados en el centro
!de la estructura

```
nset,s,loc,x,(ncel+1)*ancho/2-(ancho/2)
```

```
sel,r,loc,z,-Hc/2-piel
```

```
D,ALL,ux
```

!Restricción al desplazamiento en la dirección y del nodo central de los nodos anteriores

```
nset,r,loc,y,0
```

```
D,ALL,uy
```

!Carga de compresión sobre las pieles de 100 MPa

```
ASEL,S,LOC,X,-ANCHO/2
```

```
ASEL,a,LOC,X,ANCHO/2+ncel*ancho
```

```
Asel,u,loc,z,-Hc/2,Hc/2
```

```
SFA,all,,PRES,100E6
```

!Escalado del modelo de la estructura sándwich en metros

```
allsel
```

```
VLSCALE,all, , ,1e-3,1e-3,1e-3, ,0,1
```

```
FINISH
```

```
! /EXIT,MODEL
```

