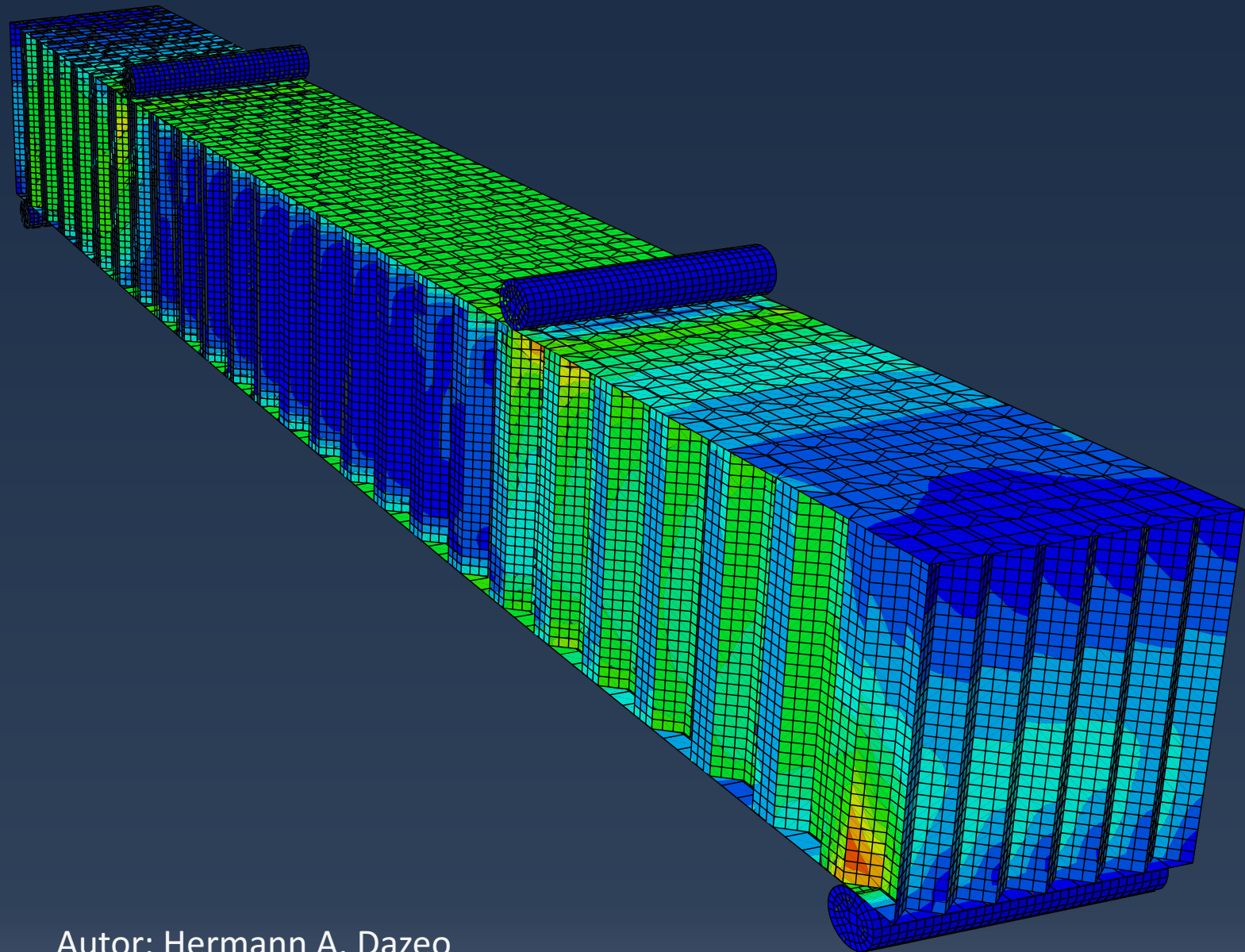


Evaluación de daño subcrítico de paneles sándwich sometidos a impacto

Trabajo Final de la carrera de Ingeniería en Materiales



Autor: Hermann A. Dazeo
Director: Dr. Juan Morán
Co-Director: Dr. Ariel Stocchi

Universidad Nacional de Mar del Plata (UNMdP)
Facultad de Ingeniería
INTEMA (Compuestos Estructurales Termorrígidos)





RINFI se desarrolla en forma conjunta entre el INTEMA y la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

Índice

Capítulo 1 Introducción y alcance	1
Objetivo	1
Introducción	1
Paneles sándwich	2
Piel.....	5
Núcleo.....	7
Comportamiento mecánico del panel Sándwich	9
Resistencia al impacto	13
Modos de falla	13
Piel.....	13
Núcleo.....	14
Fallos globales.....	15
Modelo Numérico.....	19
Procedimiento	19
Capítulo 2 Experimental	22
Introducción	22
Material	22
Caracterización de pieles.....	23
Análisis de secuencia de laminación	23
Tracción de pieles.....	23
Flexión en tres puntos de las pieles	25
Densidad del compuesto	26
Resultados	27
Caracterización del núcleo	30

Ensayo de compresión estabilizada sobre el núcleo	30
Procedimiento del ensayo	31
Resultados	33
Ensayo de impacto.....	35
Resultados	38
Resistencia a la flexión de paneles sándwich	40
Resultados	44
Capítulo 3 Simulación numérica	47
Modelo de las pieles	47
Modelo del núcleo.....	49
Vigas Sándwich sometida a impacto de baja velocidad	55
Flexión en cuatro puntos	61
Capítulo 4 Ejemplo de utilización de la herramienta	66
Espesor de pared de celda.....	67
Espesor de pieles	73
Capítulo 5 Conclusiones	79
Trabajo Futuro	80
Referencias	81
Capítulo 6 Anexo.....	83
Teoría clásica de lámina (CLT)	83
Gráficos comparativos para la validación del modelo	87
Para un tercio del <i>span</i>	87
Para un cuarto de <i>span</i>	93

Capítulo 1 Introducción y alcance

Objetivo

Con la intención de desarrollar una herramienta para el diseño de paneles sándwich mediante un modelo numérico se plantean los siguientes objetivos:

- Caracterización del material
- Generar daño subcrítico en impacto sobre el material analizado
- Medir resistencia residual luego del impacto
- Desarrollar un modelo numérico
 - Modelo del Núcleo
 - Modelo de las Pieles
 - Incorporar ambos en un sistema de panel sándwich
 - Simular Impacto
 - Determinar la resistencia residual sobre el modelo
 - Validar el modelo
- Aplicar el modelo a un caso de uso

Introducción

El objetivo de un diseño estructural es producir una estructura que desempeñe una función eficiente, de manera segura y económica. Para conseguir esta meta se deben predecir las cargas y condiciones a las que se somete dicha pieza en servicio. A partir de estos datos de carga, es posible calcular los esfuerzos correspondientes y compararlos con los esfuerzos críticos de falla del material, los cuales determinan del modo de falla predominante en ese caso en particular.

Buscando mejorar la eficiencia del cálculo de los esfuerzos sobre diseños que presentan geometrías complejas se utilizan herramientas asistidas por computadora, logrando así optimizar las geometrías y seleccionar los mejores materiales.

Los diseños asistidos por computación comienzan a ser un estándar para los ingenieros al estar respaldados ampliamente por modelos matemáticos, teniendo en cuenta el

ahorro en tiempo y recursos que brindan. Así, el análisis por elementos finitos resulta una herramienta útil en optimizaciones de diseño, selección de materiales y procesamientos.

Una de las variables más importantes para tener en cuenta en el proceso de diseño de un componente, son las propiedades de los materiales que lo componen. Estas, afectan directamente al comportamiento de la pieza en servicio.

En busca de materiales que brinden una disminución del peso, sin una pérdida en las propiedades mecánicas, la industria del transporte ha sido pionera en el reemplazo de componentes estructurales fabricados con materiales tradicionales (acero, aluminio, titanio, etc.) por materiales compuestos y estructuras sándwich (llamadas así al estar compuestas por dos “pieles” en las caras con un “núcleo” en el centro).

Los paneles sándwich presentan grandes ventajas como materiales estructurales debido a sus excelentes propiedades mecánicas de rigidez y resistencia a la flexión, alta capacidad de absorción de energía y bajo peso. Generalmente, se utilizan en elementos estructurales tipo viga, como por ejemplo el álabe de molinos eólicos, el paragolpes de un auto, etc.

Paneles sándwich

Un panel sándwich está constituido por dos pieles de pequeño espesor en sus caras, con un núcleo de mayor espesor entre ellas, como se observa en la Ilustración 1-1. Las pieles se caracterizan por poseer elevadas propiedades mecánicas, específicamente resistencia y rigidez, mientras que el núcleo, por lo general, de baja densidad, presenta resistencia a los esfuerzos de corte y compresión. Es muy común que esté constituido por espumas poliméricas o estructuras de aluminio en formato de panal de abeja.

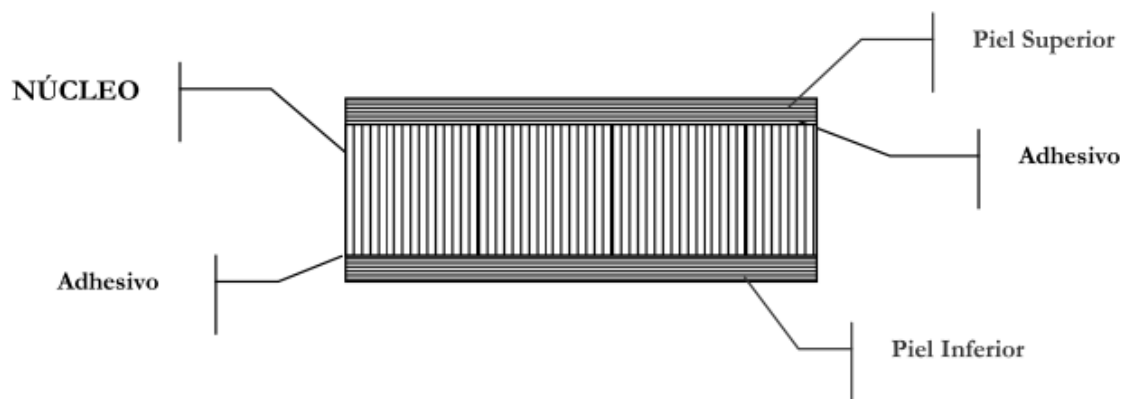


Ilustración 1-1 Panel sándwich con núcleo panal de abeja.

En la naturaleza se encuentran numerosas estructuras que replican el concepto de panel sándwich. Como los huesos que componen el esqueleto humano, que tienen ciertas similitudes con las estructuras sándwich que presentan núcleos de tipo espumado con pieles rígidas (Herrmann, Zahlen, & Zuardy, 2005). De esta manera, el esqueleto humano es una estructura ligera que proporciona gran resistencia y rigidez contra las cargas complejas a las que está sometido.

A diferencia del diseño estructural con los materiales convencionales, cuyas propiedades se consideran isotrópicas, los paneles sándwich presentan una mayor complejidad,. Su comportamiento ante las sollicitaciones depende de varios factores, tanto en el diseño del propio panel como en la configuración geométrica y la combinación de materiales constitutivos de la estructura.

Las vigas sándwich presentan un comportamiento a la flexión similar a las vigas doble T (Ilustración 1-2), cuyo propósito es aumentar el momento de inercia como una estrategia para mejorar la resistencia a la flexión de la viga sin aumentar considerablemente el peso de la estructura. Pero, en un panel sándwich, el núcleo tiene el mismo ancho total que las pieles, por lo tanto, se utilizan materiales de baja densidad a fin de no proporcionar un aumento en el peso.

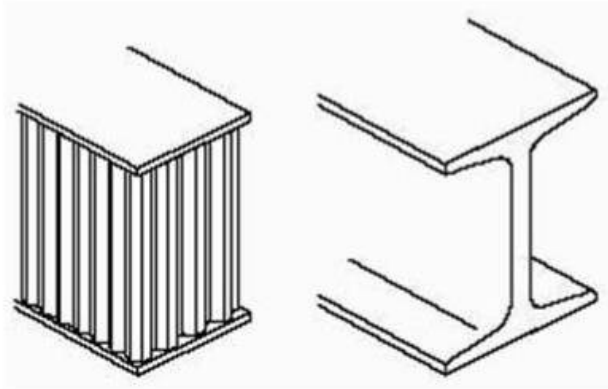

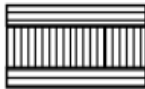
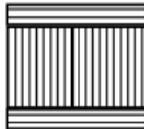


Ilustración 1-2 Comparación entre viga sándwich y viga doble T.

Teniendo en cuenta este comportamiento, al aumentar la distancia entre las pieles, mediante el aumento del espesor del núcleo, se produce un aumento del momento de inercia de la viga sándwich. Como podemos ver en la Tabla 1, con un ligero aumento de peso se consiguen propiedades de rigidez y resistencia a la flexión sensiblemente mayores a las que se pueden obtener en un material donde solo se presenten las pieles.

Tabla 1 Cambio de las propiedades con el espesor.

			
	Material sólido	Núcleo espesor e	Núcleo espesor $3e$
Rigidez	1.0	7.0	37.0
Resistencia a flexión	1.0	3.5	9.2
Peso	1.0	1.03	1.06

Los materiales que componen tanto las pieles como el núcleo nos permiten otorgar diferentes propiedades al compuesto, por lo que resulta fundamental conocer durante la fase de diseño las solicitaciones a las que se verá sometida.

Pieles

Las pieles de la estructura pueden ser de cualquier material que se pueda utilizar en forma de lámina de pequeño espesor y generalmente se utiliza el mismo material para ambas pieles. Estas se pueden dividir en dos grupos,

- Metálicos: Acero, acero inoxidable, aluminio, etc.
- No metálicos: contrachapado, materiales compuestos, etc.

Generalmente, en este componente de la estructura se busca tener mejores propiedades que en el núcleo, siendo las más significativas:

- Altas resistencias a tracción y compresión.
- Rigidez elevada, especialmente a flexión.
- Alta resistencia al impacto.
- Buen acabado superficial.

Pieles de material compuesto

Un material compuesto se puede entender como aquel formado por dos o más componentes, de forma tal que las propiedades específicas del material resultante sean superiores a las que poseen sus componentes por separado. Por ejemplo, se pueden encontrar mejores resistencias mecánicas, rigidez, menores pesos, mejor aislamiento térmico y acústico, mayor resistencia a la fatiga como también al desgaste. Generalmente, se utilizan compuestos de dos componentes, donde uno actúa como matriz y otro como refuerzo. Así, las propiedades mecánicas son principalmente otorgadas por el refuerzo mientras que la matriz se encarga de transmitir la carga, mantener las fibras juntas y proveer a las fibras de protección contra ataques químicos, desgaste y efectos ambientales como puede ser la humedad.

Estos materiales se pueden calificar de la siguiente manera, Ilustración 1-3 (París, Cañas, Marín, & Barroso, 2008):

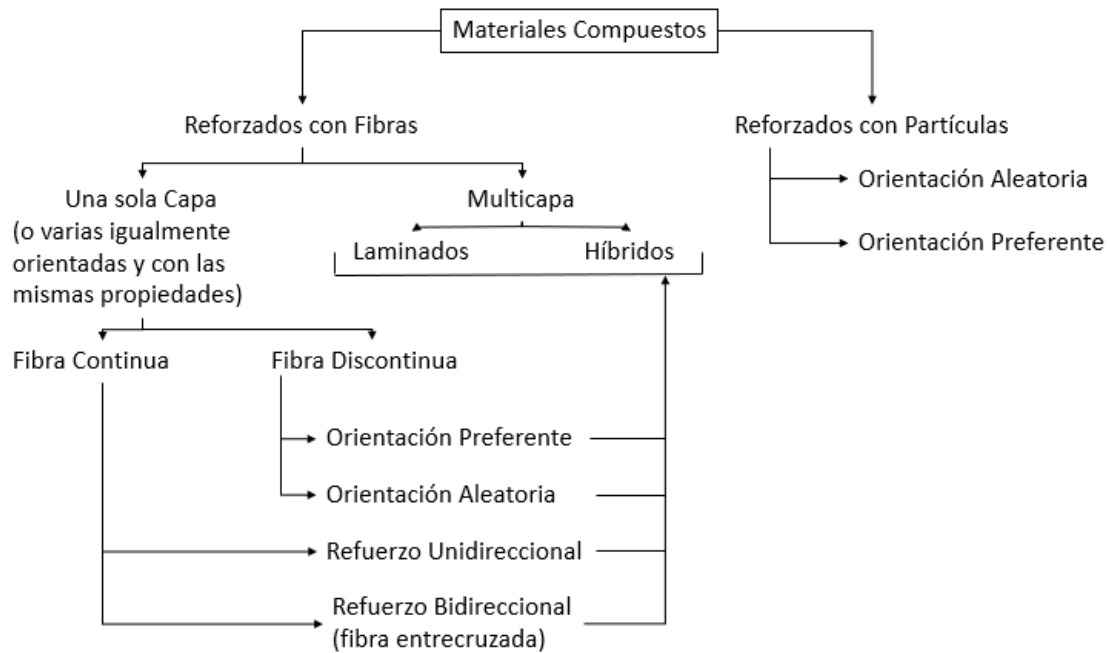


Ilustración 1-3 Mapa de materiales compuestos.

Los compuestos reforzados con fibras se caracterizan por tener propiedades muy dependientes de la geometría de las fibras, como el diámetro y la longitud.

Las propiedades mecánicas de los materiales compuestos presentan diferentes valores según su orientación. Por eso, existe una gran influencia de la dirección en la que se posicionen las fibras y sus combinaciones.

Dentro de los refuerzos más utilizados se pueden encontrar las fibras de vidrio, de carbono y las orgánicas, como el kevlar. Y como matriz, generalmente se utiliza una resina epoxi o poliéster en función al requerimiento del material compuesto.

En la búsqueda de paneles de alto desempeño, se utilizan materiales compuestos por una matriz epoxi reforzada con fibras de carbono. Así se aprovecha la elevada rigidez y resistencia que presenta la fibra de carbono, y para obtener su máximo rendimiento se elige la resina epoxi por su gran estabilidad térmica y resistencia.

Núcleo

El núcleo de una estructura sándwich se puede conformar con casi cualquier material o estructura, variando su altura, densidad o rigidez, para conseguir diferentes propiedades. En general se utilizan materiales ligeros. Estos se pueden clasificar según la forma en la que las pieles se apoyan sobre ellos, como se observa sobre la Ilustración 1-4.

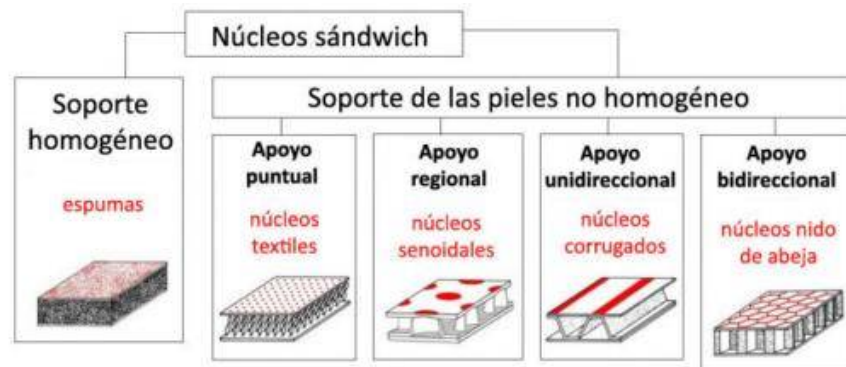


Ilustración 1-4 Clasificación de núcleos para paneles sándwich.

Los arreglos tipo panal de abeja o *honeycomb* consisten en láminas muy delgadas unidas a otras de manera que se forma un conjunto de células interconectadas con forma prismática, son muy livianos y otorgan muy buenas propiedades. Generalmente las celdas presentan forma de hexágono (Ilustración 1-5), pero también se utilizan arreglos rectangulares o trébol, y suelen ser de aluminio, Nylon o Nomex.

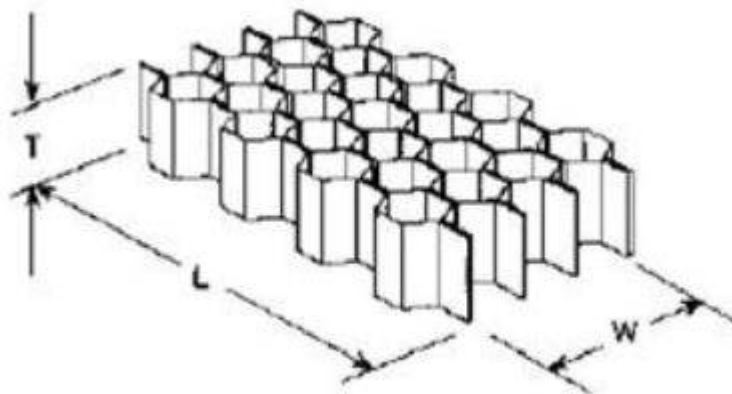


Ilustración 1-5 Núcleo honeycomb regular.

Sus propiedades mecánicas están determinadas en gran medida por las propiedades de los materiales a partir de los cuales se fabricó el núcleo. Pero, algunas propiedades importantes de estos arreglos se ven influenciadas por los parámetros geométricos (Ilustración 1-6) del *honeycomb*:

- Geometría de la celda.
- Tamaño de la celda.
- Espesor de la pared de la celda.
- Altura del núcleo.

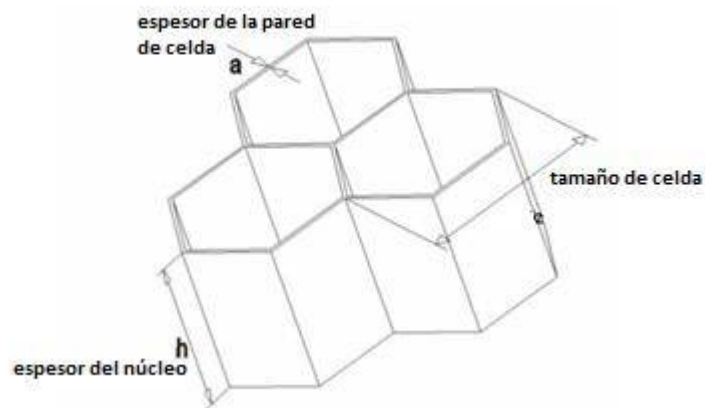


Ilustración 1-6 Geometría del panel honeycomb de celdas hexagonales.

Se puede observar que en los puntos donde se adhieren ambas láminas existen regiones de doble espesor de celda, esto se debe a los procesos de fabricación que existen para estos arreglos.

Comportamiento mecánico del panel Sándwich

En este tipo de estructura las cargas en flexión son principalmente soportadas por las pieles, debido a que tienen mayor módulo de elasticidad que el núcleo, y además están situadas a una mayor distancia del eje neutro de la estructura. El núcleo es el encargado de generar la separación entre las pieles, aumentando el momento de inercia. Con el objetivo de aumentar su resistencia a la flexión con respecto a una estructura con un mismo espesor de pieles, pero en forma de placa delgada. (Gibson, L., & Ashby, 1997).

A partir de esto se definen las siguientes simplificaciones:

- Las pieles resisten todas las cargas en el plano y los momentos flectores.
- El núcleo separa las pieles aumentando la inercia y otorga resistencia al corte. Además de evitar que las pieles pandeen por separado.
- Las cargas fuera de plano se suponen soportadas por el núcleo.

Debido a que las pieles no otorgan resistencia en compresión ni aportan a la rigidez plana de la estructura, resulta importante considerar el comportamiento del núcleo *honeycomb* en compresión.

Se pueden encontrar tres etapas características de deformación mientras el panel es sometido a cargas compresivas normales al plano de la estructura (Ilustración 1-8). Primero, se identifica una etapa lineal elástica, con una variación de la carga proporcional al módulo de Young del material, que finaliza al llegar a una carga crítica que se puede identificar como tensión de colapso. En segundo lugar, las celdas del panel empiezan a pandear periódicamente como se puede ver en la Ilustración 1-7.

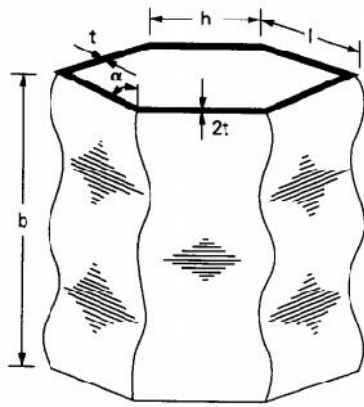


Ilustración 1-7 Pandeo de celda.

Esta segunda etapa se caracteriza por una propagación del pandeo, manteniendo la tensión constante, hasta el último paso donde las paredes empiezan a tener contacto entre ellas, generando una densificación y un aumento de la tensión.

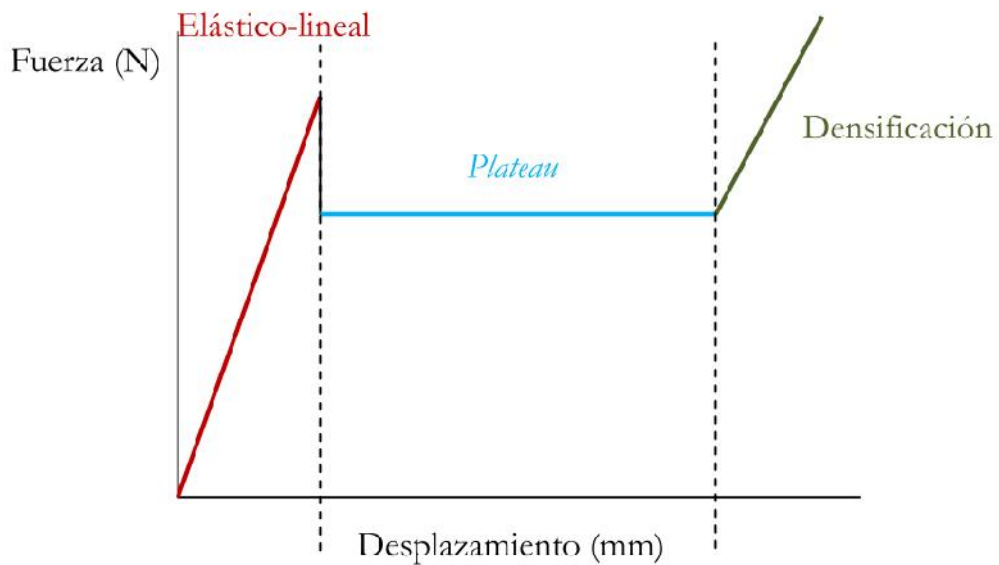


Ilustración 1-8 Comportamiento en compresión.

Con el objetivo de poder estimar la resistencia a la compresión del panel mediante un modelo analítico, se buscó calcular la tensión a la cual se observa la segunda etapa descrita. En esta, el fenómeno que se genera se denomina en la bibliografía como

colapso plástico donde se forman las características “arrugas” producto del pandeo de la celda.

Colapso Plástico

Cuando la tensión neta aplicada en la dirección normal a la celda supera la tensión de fluencia del material, las paredes de la celda empiezan a plastificar definiendo un valor de resistencia para el *honeycomb*.

Este caso fue estudiado por Tomasz Wierzbicki (Wierzbicki, 1983). En su trabajo, se deduce una ecuación para obtener la tensión a la cual se da el colapso plástico.

Las celdas se van doblando progresivamente con una longitud de onda λ , que generalmente es igual al largo de la pared de las celdas. En la Ilustración 1-9 se puede ver como se produce el pandeo plástico que, en una pared aislada, se requiere un trabajo de πM_p por unidad de profundidad para producir. Siendo M_p el momento plástico, una magnitud que caracteriza la resistencia de la pared de la celda sometida a la flexión.

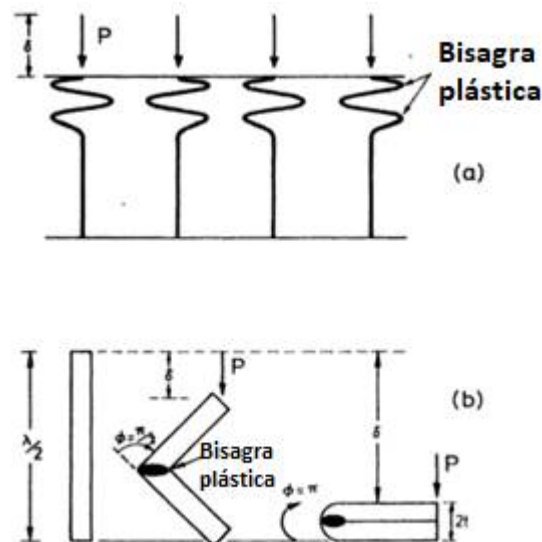


Ilustración 1-9 (a) Pandeo plástico producido por compresión de las celdas. (b) Trabajo producido por la carga P para desplazar la pared de la celda.

Si la celda unidad tiene una dimensión de $(2l + h)$, el trabajo total por celda es de $\pi M_p(2l + h)$. En un desplazamiento de $(\lambda/2 - 2t)$, que se puede aproximar a $\lambda/2$ por el bajo valor de t , nos queda:

$$\frac{P\lambda}{2} = \pi M_p(2l + h)$$

Ecuación 1. Carga de colapso plástico.

Reemplazando,

$$P = 2\sigma_3l(h + l*\sin\theta)\cos\theta$$

$$\lambda = l,$$

$$M_p = \sigma_{ys}t^2/4$$

obtenemos la siguiente ecuación por unidad de longitud:

$$\frac{(\sigma_{pl}^*)}{\sigma_{ys}} \approx \frac{\pi}{4} \frac{\left(\frac{h}{l} + 2\right)}{\left(\frac{h}{l} + \sin\theta\right) \cos\theta} \left(\frac{t}{l}\right)^2$$

Ecuación 2. Tensión de colapso plástico.

Mediante la incorporación de bisagras plásticas adicionales en los extremos, se define la siguiente ecuación que permite calcular la carga de colapso plástico en estructuras regulares que presentan un doble espesor en las caras de contacto.

$$\frac{(\sigma_{pl}^*)}{\sigma_{ys}} \approx 6,6 \left(\frac{t}{l}\right)^{\frac{5}{3}}$$

Ecuación 3. Tensión de colapso plástico para arreglos regulares.

Resistencia al impacto

Las estructuras sándwich son susceptibles al daño producido por cargas impulsivas, como puede ser la caída de una herramienta o el impacto de un pájaro durante el vuelo de una aeronave.

Los impactos a baja velocidad sobre estos materiales pueden causar un daño significativo que produce pérdida de resistencia estructural, que en el caso de los que poseen pieles de fibra de carbono puede ser un daño subcrítico no perceptible en una inspección visual.

Para una misma configuración, el tipo de falla y la absorción de energía están influenciados por parámetros geométricos, y por el espesor de la pared de celda, que resulta de vital importancia. Los paneles que poseen paredes más gruesas tienen mayor estabilidad, pero también más sensibilidad a la fractura (Abarte, 1998). Generalmente, con impactos de mayor energía se suelen producir aplastamientos en el núcleo, mientras que en los de menor energía solo se extiende cierta deformación sobre las paredes de las celdas cercanas al punto de impacto, lo que hace difícil la identificación del daño.

Modos de falla

La estructura de un panel sándwich puede fallar tanto en las pieles como en el núcleo (Daniel & Gdoutos, 2009).

Pieles

- Rotura por tensión plana: Se observa tanto en la cara a compresión como en la que se encuentra en tracción. Se genera la falla cuando en una de las pieles la carga supera el valor admisible en el plano. Este tipo de falla se puede observar en la Ilustración 1-10.

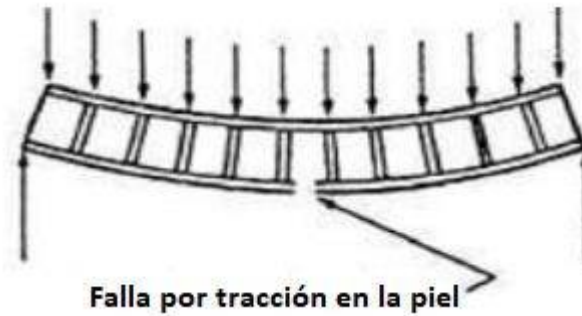


Ilustración 1-10 Rotura en tensión plana.

- Delaminación: Esto ocurre cuando la resina o el adhesivo no pueden soportar la tensión de corte aplicada sobre el panel sándwich, lo que provoca una separación entre las capas del compuesto, o de la piel con el núcleo (Ilustración 1-11).

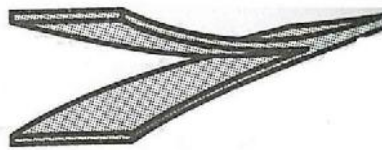


Ilustración 1-11 Falla por delaminación.

Núcleo

- Falla por corte transversal: Ocurre cuando se aplican solicitaciones con dirección opuesta sobre los extremos generando un estado tensional de corte (Ilustración 1-12).



Ilustración 1-12 Fallo del núcleo por corte.

- Aplastamiento del núcleo: Este se genera a partir de momentos opuestos en los extremos de la viga que producen una compresión en la región central (Ilustración 1-13).

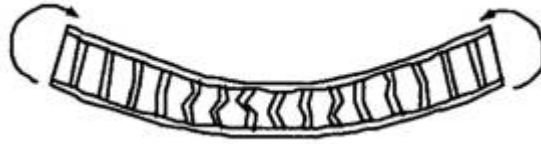


Ilustración 1-13 Aplastamiento del núcleo en flexión.

Fallos globales

Se denomina fallo global a la falla del panel como un conjunto.

- Fallo por compresión de las pieles: Esto ocurre cuando las pieles y el núcleo no son capaces de soportar los esfuerzos a los que se ven sometidos (Ilustración 1-14).

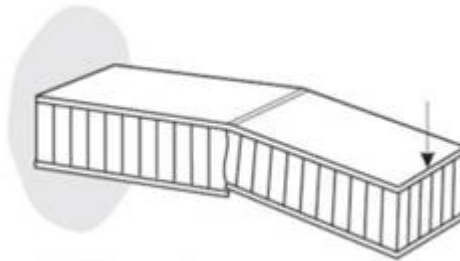


Ilustración 1-14 Fallo en compresión de la piel.

- Pandeo global: Cuando el núcleo y su módulo corte no son los adecuados para soportar las cargas compresivas (Ilustración 1-15).



Ilustración 1-15. Pandeo global de la viga.

- Corte (Shear crimping): Es muy similar al caso anterior, aunque la falla se evidencia en el plano del panel. Tanto el espesor del núcleo como su módulo de corte no pueden evitar el fallo prematuro sometidos a cargas compresivas en los extremos de la estructura (Ilustración 1-16).

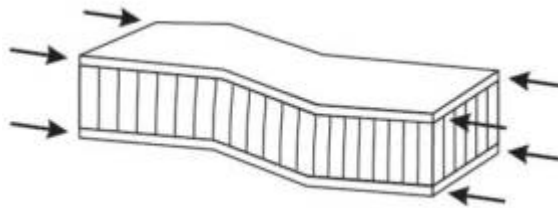


Ilustración 1-16 Efecto rampa.

- Pandeo de la piel (Skin wrinkling): El módulo de compresión de la piel y la resistencia del núcleo a la compresión no son lo suficientemente altas (Ilustración 1-17).



Ilustración 1-17 Pandeo de la piel.

- Pandeo entre celdas (Intra cell buckling): los tamaños de las celdas del núcleo deben ser lo suficientemente pequeñas como para evitar el pandeo interior de la piel y las celdas (Ilustración 1-18).

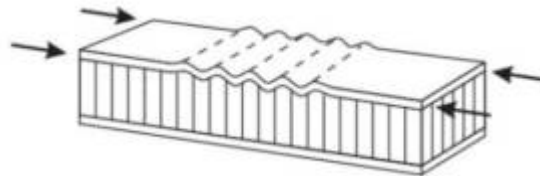


Ilustración 1-18 Pandeo entre celdas.

- Indentación del núcleo (Local compression): La resistencia a la compresión local del núcleo debe ser adecuada para aguantar cargas localizadas sobre la superficie del panel (Ilustración 1-19).

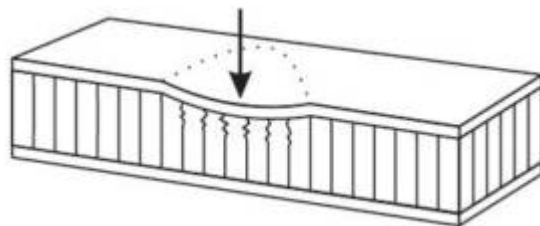


Ilustración 1-19 Aplastamiento del núcleo.

Los diferentes modos de falla y de daño se resumen a continuación en la Ilustración 1-20.

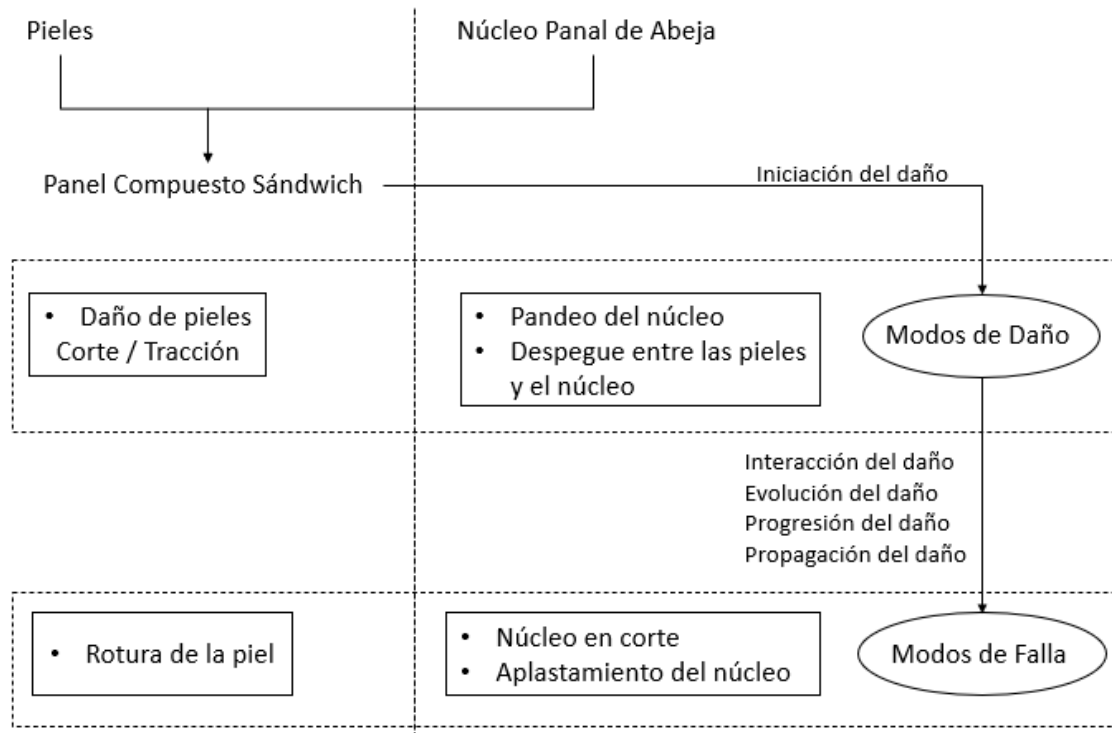


Ilustración 1-20 Mapa de modos de falla (Zhu & Chai, 2013).

Modelo Numérico

El método de elementos finitos es un método numérico de resolución de ecuaciones diferenciales que define el comportamiento físico de un problema. De esta forma, se puede obtener una solución numérica sobre un medio continuo dividiéndolo en un número determinado de subdominios denominados elementos finitos. En su conjunto, estos elementos finitos, forman una partición del medio continuo a la cual se la llama discretización y dentro de cada uno de estos elementos se definen una serie de puntos representativos conocidos como nodos.

La solución alcanzada por este modelo es solamente una aproximación a la solución exacta, coincidiendo con esta en un número finito de puntos, los nodos. En los otros puntos, la aproximación se obtiene interpolando a partir de los resultados obtenidos entre los distintos nodos. Por lo tanto, es muy importante obtener una buena discretización y ubicación de los nodos. Se han desarrollado numerosos métodos que permiten convertir el sistema en un modelo discreto con un número finito de grados de libertad.

1. Finite Element Method (FEM)
2. Boundary Element Method (BEM)
3. Finite Difference Method (FDM)
4. Finite Volume Method (FVM)
5. Spectral Method
6. Mesh-Free Method

Tanto el método de elementos finitos como el método de elementos de contorno son los más utilizados para problemas lineales. Por otro lado, para problemas altamente no lineales el método de elementos finitos es óptimo. (Felippa 2004).

Procedimiento

En la Ilustración 1-21 se pueden ver los pasos a tomar en la resolución de estos problemas.

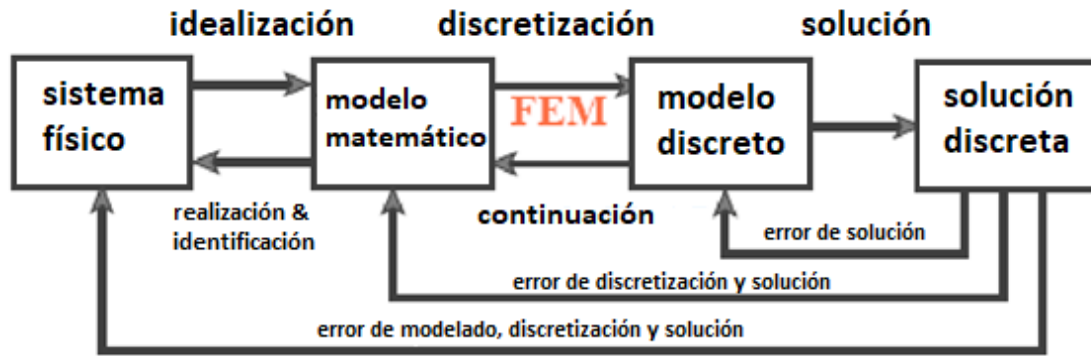


Ilustración 1-21 Proceso físico de una simulación.

Para llevar a cabo una simulación mediante el método de elementos finitos para la resolución de un sistema hay que realizar las siguientes tareas.

- **Pre-proceso:** En este punto se define la geometría a analizar, generando a partir de esta la malla, definiendo las condiciones de contorno, asignando las propiedades de los materiales y analizando otras características propias del modelo. Hay casos en los que se debe emplear operaciones de refinado de la malla para garantizar que la solución que se obtenga sea más certera o conseguir una mejor convergencia del cálculo.
- **Cálculo del modelo:** Tras haber realizado el pre-proceso, de este se puede obtener, en un problema simple que no dependa del tiempo, un conjunto de N ecuaciones con N incógnitas, que se puede resolver con cualquier algoritmo para solución de sistemas de ecuaciones lineales.
- **Post proceso:** En este paso se calculan las magnitudes derivadas de los valores obtenidos para los nodos, en algunos casos, se aplican operaciones de suavizado, interpolación o incluso determinar errores por aproximación.

En la Ilustración 1-22 se puede ver como se realiza el proceso de discretización de un problema físico.

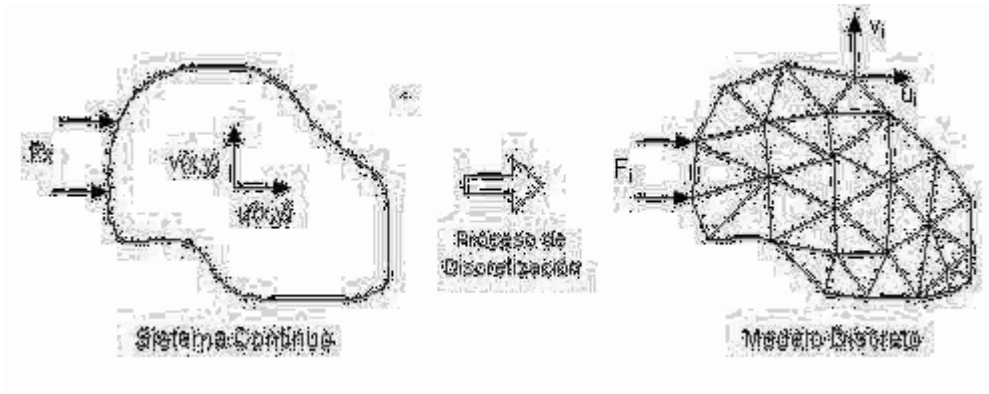


Ilustración 1-22 Método de los elementos finitos.

Capítulo 2 Experimental

Introducción

En este capítulo se detallan los procedimientos experimentales realizados durante los ensayos mecánicos. Los mismos se llevaron a cabo con el objetivo de analizar el comportamiento de los componentes que constituyen el panel sándwich y obtener parámetros necesarios para la implementación de la simulación numérica y validar el modelo.

Los ensayos de caracterización del material fueron los siguientes.

- Pieles:
 - Tracción unidireccional
 - Flexión transversal
- Núcleo:
 - Compresión estabilizada
- Panel Sándwich:
 - Impacto subcrítico
 - Resistencia residual.

Material

La estructura del panel sándwich utilizado en este trabajo consta de dos pieles de material compuesto laminado de fibra de carbono con matriz epoxi, y un núcleo de aluminio en forma de *honeycomb* con celdas hexagonales regulares. Esta es una combinación muy común en la industria aeroespacial y se puede ver en la Ilustración 2-1 junto con los ejes que determinan las direcciones de análisis.

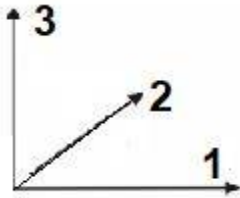


Ilustración 2-1. Panel ensayado.

Caracterización de pieles

Las pieles se conforman con un material compuesto de resina epoxi reforzada con fibra de carbono. Para determinar su composición se llevó a cabo una serie de ensayos para la obtención de sus propiedades y características.

Análisis de secuencia de laminación

Con el objetivo de determinar la cantidad de láminas que componen las pieles de panel sándwich, y conocer los ángulos de orientación de las fibras, se separó el compuesto en láminas. En ese punto se determinó la orientación de las fibras.

Tracción de pieles

Se utilizó la técnica descrita en la norma ASTM D3039M (American Society for Testing and Materials, 2002) para determinar el módulo en la dirección solicitada y la resistencia a la tracción en la dirección solicitada de las pieles de material compuesto. Las probetas se mecanizaron del panel con las siguientes dimensiones (Ilustración 2-2):

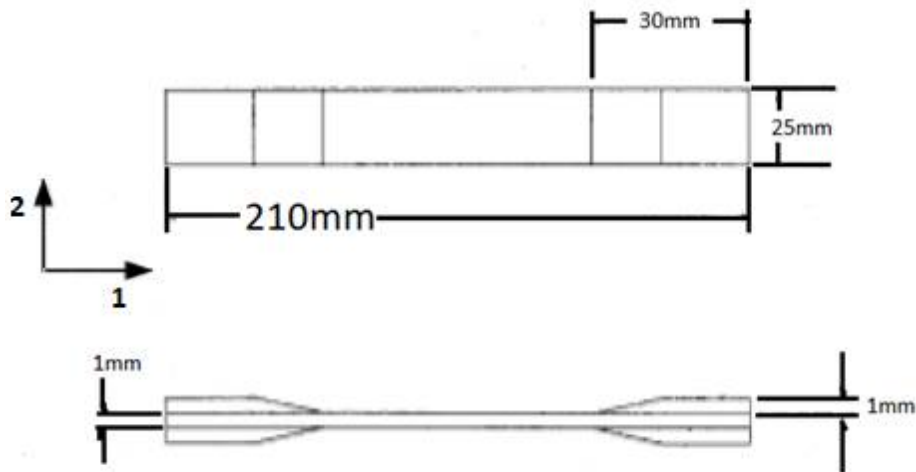


Ilustración 2-2 Medidas de las probetas utilizadas.

Como las pieles tienen diferente comportamiento de acuerdo a su orientación, se realizaron ensayos en ambas direcciones. En este caso se realizó sobre la dirección principal (1), las probetas se ensayaron con un dinamómetro INSTRON 3369 a una velocidad de desplazamiento de 2 mm/min. Se utilizó un extensómetro para medir la deformación durante el ensayo y se le adicionaron *tabs* a los extremos de las probetas para evitar la falla sobre las mordazas.

Los valores de la resistencia a la tracción se calcularon a partir de la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Ecuación 4. Definición de tensión.

Donde F es la carga soportada por la probeta previo a la rotura y A es el área transversal de la probeta. El módulo elástico, por su parte, se obtuvo de la pendiente inicial de la curva tensión (σ) vs. deformación (ε) basado en la siguiente ecuación:

$$E_{11} = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

Ecuación 5. Ley de Hook.

Flexión en tres puntos de las pieles

Con el fin de obtener el módulo elástico en la dirección transversal del compuesto (2), se realizó un ensayo de flexión en tres puntos. Las probetas tomaron las siguientes dimensiones (25 x 10 x 1 mm) que se muestran en la Ilustración 2-3, mientras que se utilizó un *span* en el apoyo de 20mm.

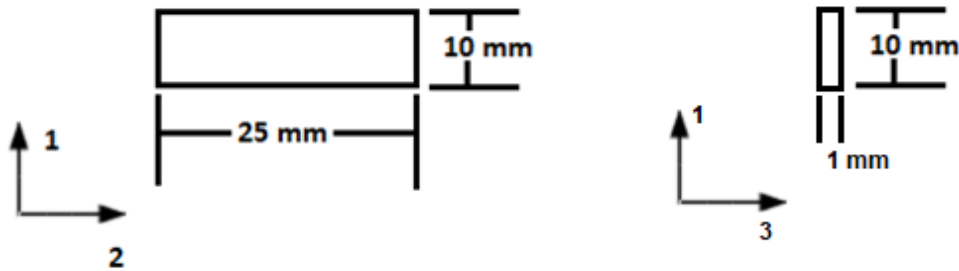
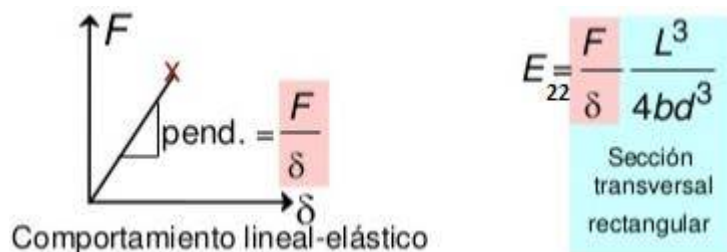


Ilustración 2-3 Probetas para flexión en tres puntos.

Para obtener el valor del módulo elástico en la dirección 2, se tiene en cuenta la siguiente relación:



Ecuación 6. Relación fuerza y desplazamiento.

Donde, F es la fuerza aplicada y δ el desplazamiento y L el *span*. Además, tiene una sección rectangular definida en la Ilustración 2-4:

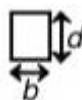


Ilustración 2-4 Sección de la probeta.

Densidad del compuesto

La densidad del compuesto se obtuvo mediante el ensayo de picnometría (Ilustración 2-5) a siguiendo la norma ASTM D792 (American Society for Testing and Materials, 2008), la densidad a temperatura ambiente se calcula con la siguiente ecuación:

$$D^{23} = sp\ gr\ 23^{\circ}C * 997,3$$

Ecuación 7. Densidad.

Donde 997,3 es la densidad del agua a temperatura ambiente y el peso específico corresponde a:

$$sp\ gr\ 23^{\circ}C = \frac{a}{(a + w - b)}$$

Ecuación 8. Peso específico.

Se define,

a = masa de la probeta en aire.

b = masa de la probeta sumergida.

w = masa de la canasta sumergida con el alambre semi sumergido.



Ilustración 2-5. Masa de la probeta en aire (izquierda). Masa de la probeta sumergida (derecha).

Resultados

Al observar la secuencia de laminación del material de las pieles se determinó que está compuesto por diez láminas con la siguiente orientación de ángulos. (Ilustración 2-6)

Tabla 2 Secuencia de laminado.

Lamina	Angulo
Ply-1	0°
Ply-2	30°
Ply-3	60°
Ply-4	90°
Ply-5	-30°
Ply-6	30°
Ply-7	90°
Ply-8	-60°
Ply-9	-30°
Ply-10	0°

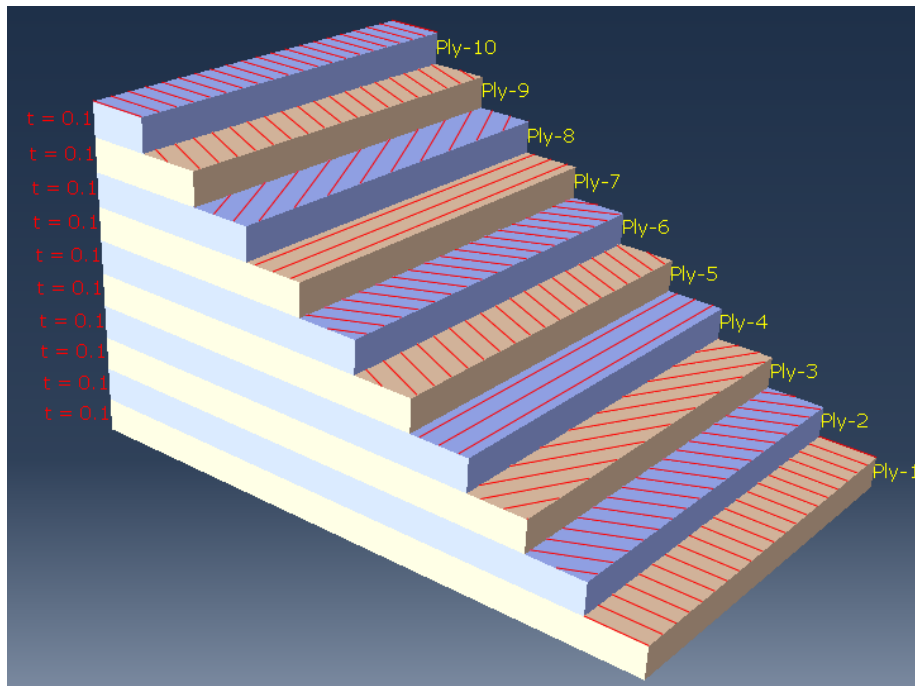


Ilustración 2-6 Secuencia de laminado.

Del ensayo de tracción se obtuvo el valor del módulo elástico del material compuesto en la dirección longitudinal de las vigas de panel sándwich. Se pueden apreciar registros característicos obtenidos, en la ilustración 2-7.

Ensayo de Tracción

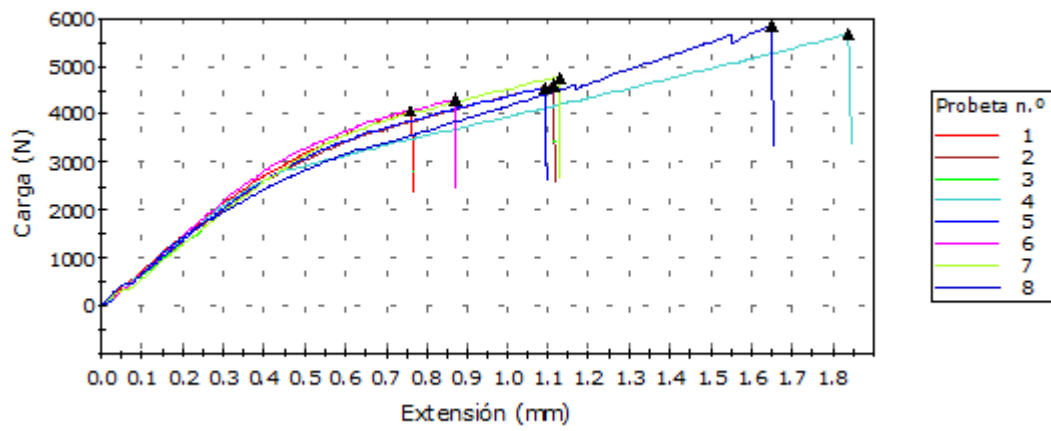


Ilustración 2-7 Ensayo de tracción de pieles

Se obtuvo el siguiente valor de módulo elástico en la dirección ensayada.

$$E_{11} = 65,53 \mp 8,06 \text{ GPa}$$

A partir del ensayo de flexión, se obtuvieron gráficos como el siguiente (Ilustración 2-8):

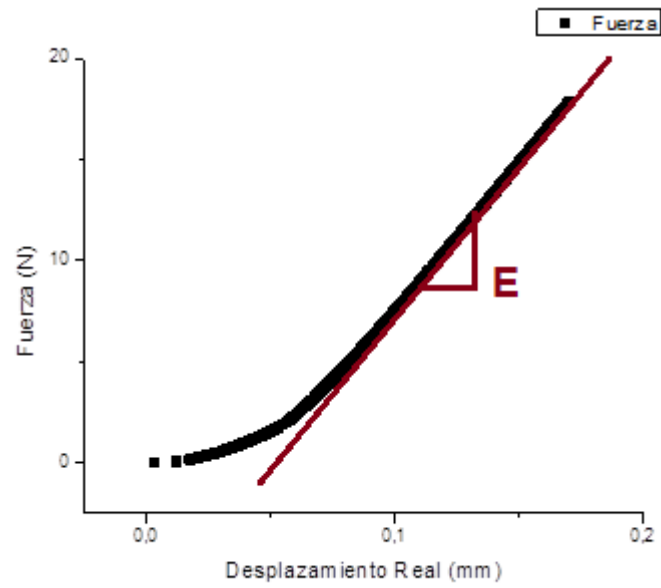


Ilustración 2-8 Grafico fuerza vs. desplazamiento del ensayo de flexión.

$$E_{22} = 39,33 \pm 3,39 \text{ GPa}$$

Por último, la densidad calculada del compuesto fue la siguiente:

$$\rho = 1,4346 \pm 0,0184 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$$

Caracterización del núcleo

El núcleo se compone de una estructura de aluminio 5056 en forma de panel de abeja.

Sus dimensiones se muestran en la Ilustración 2-9.

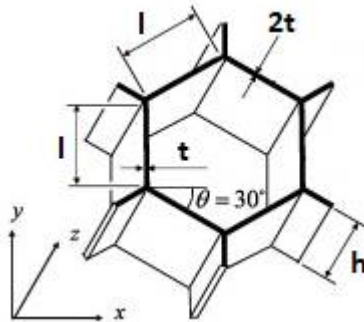


Ilustración 2-9 Celda hexagonal regular.

Tabla 3 Geometría de celda.

Parámetro	Valor
l	2,6 mm
t	0,15 mm
h	30 mm

Ensayo de compresión estabilizada sobre el núcleo

Durante un evento de impacto subcrítico, se espera que el núcleo del panel sándwich esté sometido mayoritariamente a cargas compresivas. Esto produce una deformación en la dirección perpendicular al núcleo de las celdas hexagonales que lo componen. Se llevaron a cabo una serie de ensayos de compresión uniaxial estabilizada para poder caracterizar el comportamiento del panel *honeycomb* ante este tipo de cargas. Mediante los mismos se pudo cuantificar la capacidad de absorción de energía de este material.

Durante los ensayos, se emplearon dos velocidades diferentes, para analizar el cambio de comportamiento del núcleo, dependiente de la velocidad de aplicación de carga.

Procedimiento del ensayo

Los ensayos sobre el núcleo del panel sándwich se llevaron a cabo bajo la norma ASTM C365 (American Society for Testing and Materials, 2016). La máquina de ensayo utilizada fue una INSTRON 3369 (Ilustración 2-10), cuya celda de carga tiene una capacidad de 50 kN.



Ilustración 2-10 Máquina de ensayos INSTRON 3369.

Para la compresión se dispuso de una configuración de dos platos de superficie plana paralelos acoplados al equipo, la probeta que se ensayó se colocó centrada entre ellos. Esto se observa en la Ilustración 2-11. Para prevenir que el aplastamiento del núcleo se produzca sobre un extremo de la probeta se ensaya con las pieles acopladas. A esta configuración se la llama como compresión estabilizada del núcleo.



Ilustración 2-11 Configuración del ensayo.

Los ensayos se efectuaron a velocidad constante de desplazamiento de travesa de 1 mm/min y 100 mm/min para analizar el comportamiento al incrementar la velocidad de aplicación de carga.

Las probetas utilizadas para los ensayos estaban conformadas por un núcleo de *honeycomb* de aluminio, formado por hexágonos regulares con un espesor de lámina de 40 μm (Ilustración 2-12). Las dimensiones nominales fueron de 26 mm x 26 mm x 32 mm.



Ilustración 2-12 Probetas utilizadas.

Resultados

A partir de estos ensayos se obtuvieron las curvas correspondientes a fuerza vs. desplazamiento. Se observó el comportamiento esperado para este ensayo de compresión sobre celdas hexagonales detallado anteriormente (lineal, plateau, densificación).

Teniendo en cuenta que el área debajo de la curva nos brinda una medida de la tenacidad del núcleo, se puede apreciar que este tipo de estructuras tienen una alta capacidad de absorción de energía. En la Ilustración 2-13 se observan las curvas de fuerza-desplazamiento que se obtuvieron en ensayos de compresión cuasi - estática a la misma velocidad de deformación.

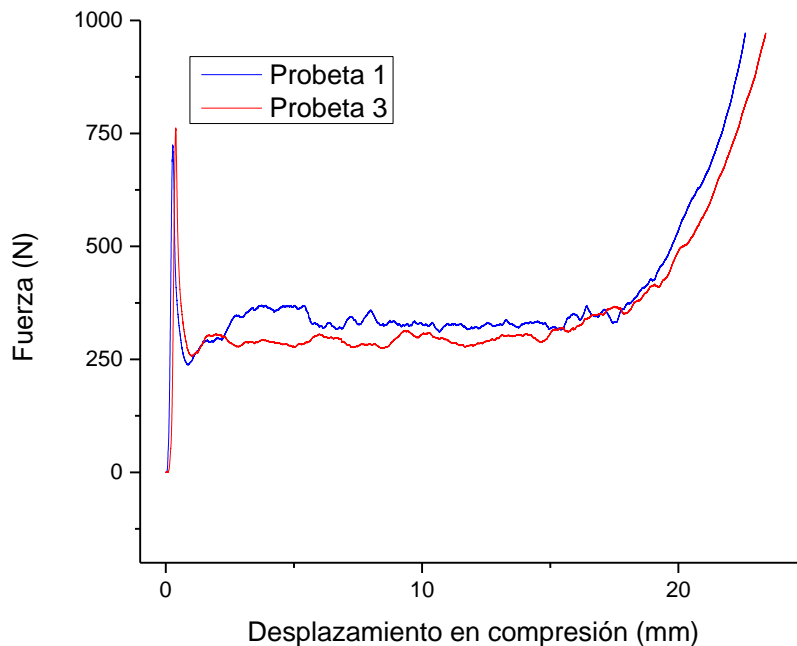


Ilustración 2-13 Curvas fuerza - desplazamiento a velocidad de deformación de 1 mm/min.

Se puede observar una baja dispersión en los valores de carga crítica a la cual se produce el pandeo plástico y en la tensión de la zona estabilizada (*plateau*) como en el comienzo de la densificación.

Se analizó el comportamiento al aumentar la velocidad de deformación y se apreció en la Ilustración 2-14 una dispersión baja de los resultados obtenidos tras haber aumentado a 100 mm/min la velocidad de compresión.

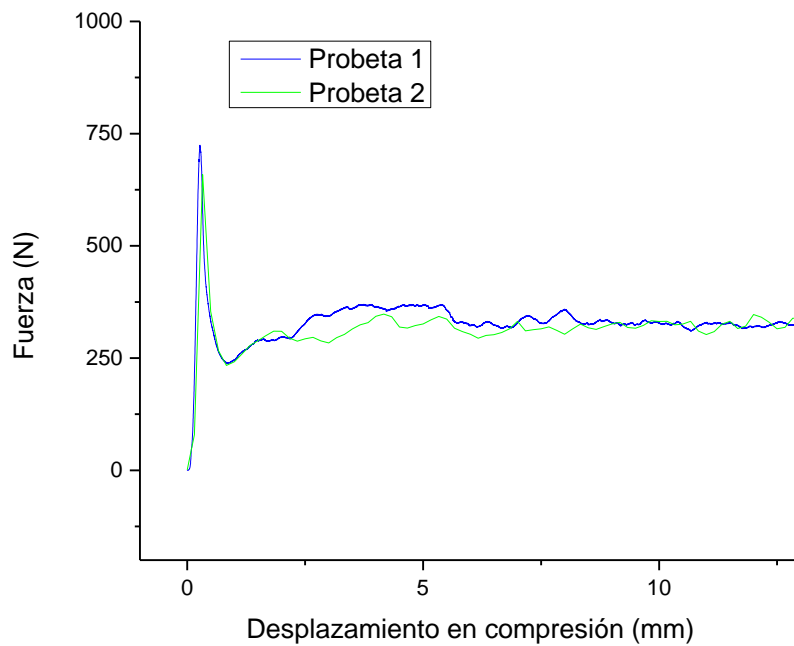


Ilustración 2-14 Curvas fuerza - desplazamiento Probeta 1 (1mm/min); Probeta 2 (100mm/min)

Tabla 4. Comparativa

Valor	1 mm/min	100 mm/min
σ critico	712	658
σ plateau medio	330	325

Ensayo de impacto

El daño asociado de estos materiales ante cargas de impacto de baja energía significa un problema de gran importancia a analizar, este puede disminuir la resistencia del panel sándwich de manera significativa.

Por esto, se realizó un estudio experimental de impacto a bajas velocidades sobre vigas sándwich, eligiendo una configuración de ensayo de flexión dinámica en tres puntos. El equipo utilizado para esto es una torre de caída de peso, debido a su gran versatilidad para impactar con un amplio rango de energías sin afectar la velocidad de impacto.

El ensayo consiste en la caída libre de un elemento percutor, que incide con una velocidad determinada sobre la probeta afectada. La torre de caída se compuso por dos partes, el impactador (percutor) y un sistema de guía con mínima fricción. En la Ilustración 2-15 se puede ver el momento de la caída del percutor sobre la probeta.



Ilustración 2-15. configuración del impacto.

Debido a la limitación en la cantidad y geometría del material a ensayar disponible, se decidió utilizar probetas en forma de viga. Las dimensiones de las probetas utilizadas se pueden observar en la Ilustración 2-16.

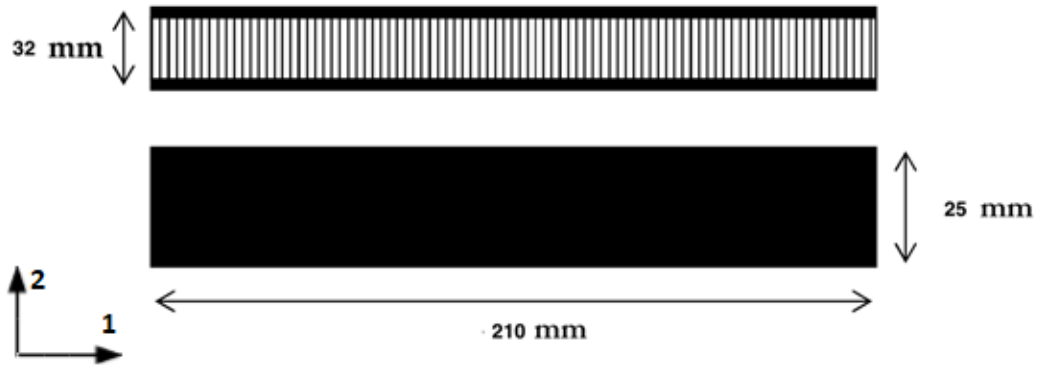


Ilustración 2-16 Dimensiones de vigas ensayadas.

A fin poder analizar el daño causado por el impacto visualmente, y teniendo en cuenta que el objetivo fue trabajar en el rango de energías donde se genera daño subcrítico, se diseñó un impactador que genere una propagación de la energía absorbida en la dirección longitudinal de la viga. Se busco que la forma del daño fuese constante a lo largo del ancho de la probeta al no tener acceso a métodos que permitan ver el daño en el interior del panel, especialmente para analizar el colapso del núcleo. Con este objetivo, se utilizó un percutor estilo Charpy, pero con un ángulo menor en su cabezal, en estos casos la energía se localiza a lo largo del espesor por su comportamiento en flexión dominante (K. Srivastava, 2012).

Al tener probetas angostas el daño se puede ver como en la Ilustración 2-17: (Zhu & Chai, 2013)

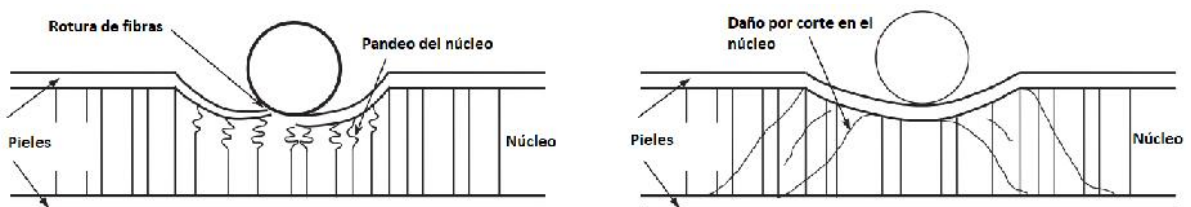


Ilustración 2-17 Daño de la viga sándwich tras impacto.

Por último, se tomó en cuenta en el diseño, la capacidad para poder aumentar el peso del percutor sin comprometer tanto la velocidad como el centro de masas del impactador.

Para determinar la velocidad de impacto y mantenerla fija cambiando la energía, se definió una altura de caída a partir de la expresión para un cuerpo en caída libre.

$$v = \sqrt{2gh}$$

Ecuación 9. Caída libre.

Siendo h la altura desde la que se deja caer el impactador y g la gravedad. Luego, para medir la energía con la que se impacta sobre la viga de panel sándwich se utilizó la expresión de la energía cinética en el instante anterior al impacto.

$$E_{cin} = \frac{1}{2}mv^2$$

Ecuación 10. Energía cinética.

Donde v es la velocidad del percutor definida para el impacto, y m es la masa del percutor. El dispositivo diseñado permite variar la masa del impactador de modo de poder ajustar la energía aplicada en cada caso. Sobre el impactador se incorporó una canasta a la que se fueron agregando pesas calibradas que se ajustaron para evitar vibraciones y disipación de energía.

Resultados

Para determinar los niveles de energía de impacto a estudiar, primero se llevó a cabo una prueba con el objetivo de encontrar un límite superior de energía a partir de la cual el daño resultaba en delaminación del material compuesto en la piel, como también así un despegue del núcleo. Se determinó un valor crítico de 4,6J, visible en la Ilustración 2-18. A partir de este valor se eligieron cinco niveles de energía equiespaciados.



Ilustración 2-18 Límite superior de energía.

Luego de impactar las probetas se distingue una variación del daño visible con las diferentes energías a las que fueron sometidas.

Tabla 5 Niveles de energía utilizados en el impacto.

#	Energía [J]
1	1,746
2	2,381
3	3,016
4	3,651
5	4,286



Ilustración 2-19 Probeta 5 impactada a 1,74636 J.



Ilustración 2-20 Probeta 8 impactada a 2,3814 J.



Ilustración 2-21 Probeta 14 impactada a 3,0164 J.



Ilustración 2-22 Probeta 17 impactada a 3,65148 J.



Ilustración 2-23 Probeta 18 impactada a 4,28652 J.

Se puede apreciar claramente que el daño se propaga desde la zona de impacto hacia los extremos de la viga. En todos los casos se daña la zona superior del núcleo, y con el aumento de la energía de impacto se observa la progresión del daño a zonas más profundas.

Resistencia a la flexión de paneles sándwich

La resistencia a la flexión de un material se puede obtener mediante dos configuraciones de ensayo: flexión en tres puntos y flexión en cuatro puntos. El ensayo de flexión en tres puntos se caracteriza por ubicar la probeta sobre dos soportes en los extremos mientras se aplica una carga en el punto medio. Por otro lado, el ensayo de flexión en cuatro puntos se diferencia al tener dos puntos de carga igualmente separados de los extremos. La carga se distribuye de diferente manera en ambos casos, lo que se tiene en cuenta al seleccionar el ensayo que se va a utilizar para un dado material. En un ensayo de flexión en tres puntos la carga se concentra en un punto, mientras que en el caso de cuatro puntos se distribuye entre dos puntos, aunque el momento máximo que se alcanza en ambos es el mismo como se ve en la Ilustración 2-24.

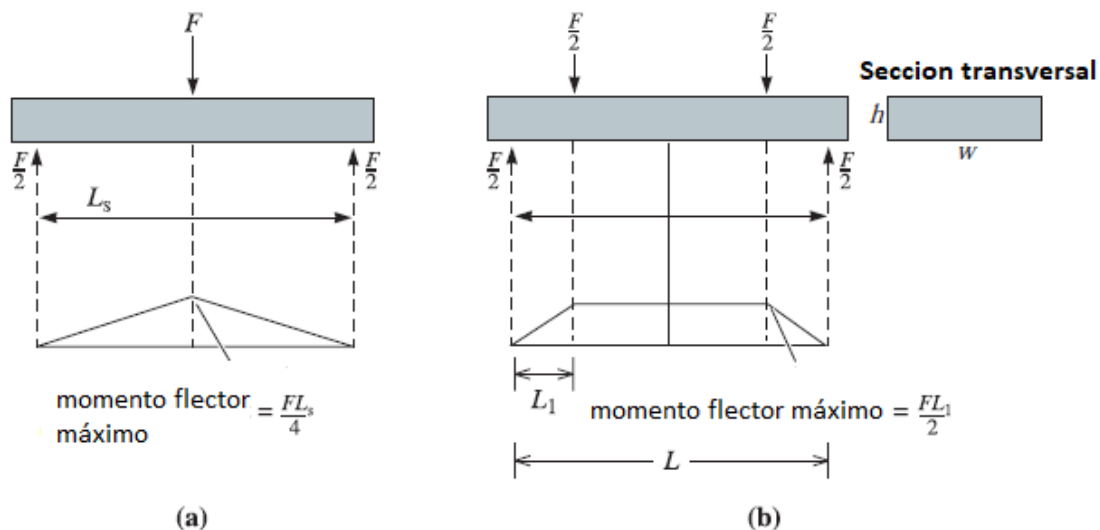


Ilustración 2-24 Gráfico de momento en flexión en tres(a) y cuatro(b) puntos.

Es de gran importancia resaltar que en el presente trabajo se consideró que al tener un daño de la probeta en la región central la configuración de cuatro puntos es la indicada a fin de evitar cargas puntuales en la zona dañada. De esta manera, la carga aplicada sobre toda la zona dañada es constante, como se ve claramente en la figura anterior.

Para determinar un valor de resistencia se siguió la norma ASTM D7250 (American Society for Testing and Materials, 2011) donde se describe un método para calcular la

rigidez a la flexión y la rigidez en corte transversal. En esta, se especifica cómo obtener estos valores mediante el ensayo de una misma probeta en dos configuraciones de flexión diferentes. Los ensayos se realizaron dentro del régimen elástico por lo que las probetas no se dañan entre una configuración y otra. Se buscó la región de régimen Elástico (C-D) en la curva de fuerza vs. desplazamiento (Ilustración 2-25).

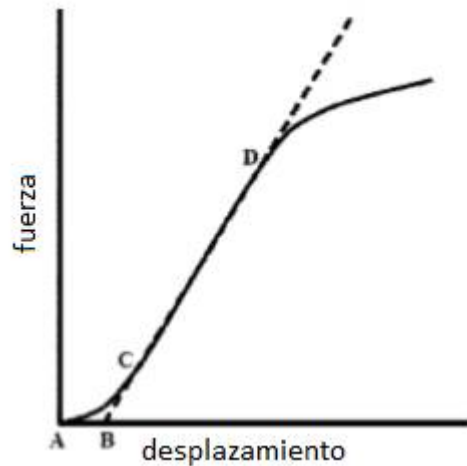


Ilustración 2-25 Curva fuerza vs. desplazamiento para una probeta en flexión.

A partir de esos valores y de acuerdo con las configuraciones utilizadas se obtuvieron valores de rigidez y módulo de corte para cada punto y se hizo un promedio. Se trata de un método con elevada dispersión, por lo que se emplearon al menos 10 probetas por cada nivel de energía.

Para este caso, las configuraciones utilizadas son ambas en cuatro puntos, pero con cargas en un cuarto del *span* y en un tercio del *span respectivamente* (Ilustración 2-26). Se seleccionó esta configuración al ser de las recomendadas por la norma y ambas ser en cuatro puntos, de esta forma no se colocan los apoyos de carga sobre la región dañada como se mencionó anteriormente.

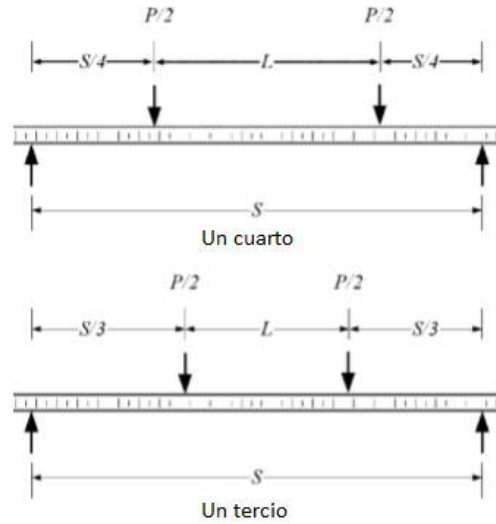


Ilustración 2-26 Configuraciones en cuatro puntos utilizadas.

Para esta combinación de configuraciones, las ecuaciones que se utilizan son las siguientes:

$$D = \frac{99P_1S_1^3 \left(1 - \frac{92 * S_2^2}{99 * S_1^1}\right)}{691\Delta_1 \left(1 - \frac{3 * P_1 * S_1 * \Delta_2}{4 * P_2 * S_2 * \Delta_1}\right)}$$

Ecuación 11. Rigidez a la flexión.

$$U = \frac{P_1S_1 \left(\frac{99 * S_1^2}{92 * S_2^2} - 1\right)}{2\Delta_1 \left[\left(\frac{297 * P_1 * S_1^3 * \Delta_2}{368 * P_2 * S_2^3 * \Delta_1}\right) - 1\right]}$$

Ecuación 12. Rigidez en corte transversal.

$$G = \frac{U(d - 2 * t)}{(d - t)^2b}$$

Ecuación 13. Módulo de corte del núcleo.

Donde,

Δ = deflexión de la viga [mm]

P= Fuerza aplicada [N]

d= Espesor de la viga sándwich [mm]

b= Ancho de la viga sándwich [mm]

t= Espesor de las pieles [mm]

S = *span* del soporte [mm]

D = Rigidez a la flexión [N/mm²]

U = Rigidez en corte transversal [N]

G= Modulo de corte del núcleo [MPa]

Subíndices 1 para el cuarto del *span* y 2 para el tercio de *span*.

Resultados

En primer lugar, se obtuvieron los valores de rigidez previo al impacto para todas las probetas, a partir de los gráficos fuerza vs. desplazamiento resultantes de los ensayos de flexión en cuatro puntos en un cuarto del *span* y un tercio del *span* (Ilustración 2-28).

La configuración del ensayo se observa en la Ilustración 2-27.

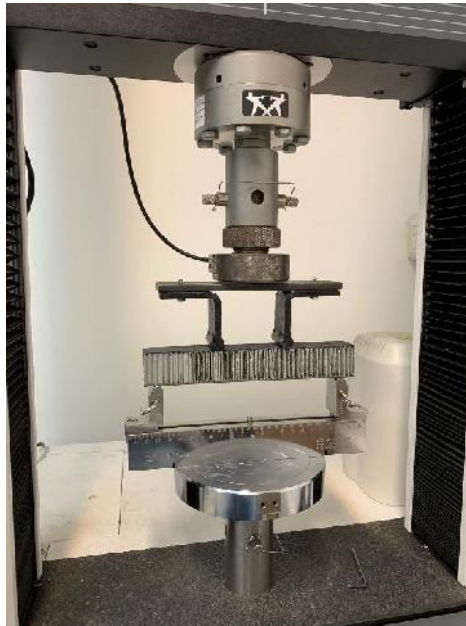


Ilustración 2-27 Configuración de ensayo flexión cuatro puntos.

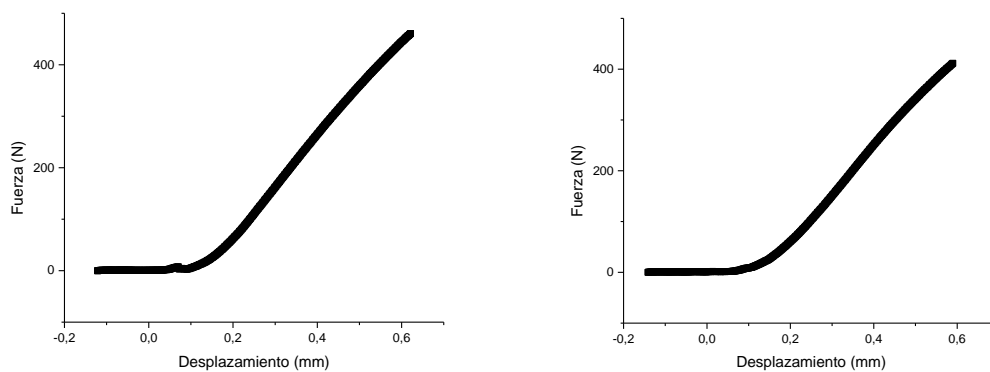


Ilustración 2-28 Gráfico fuerza vs. desplazamiento para la probeta #16. Cuarto del *span* (derecha) Tercio del *span* (Izquierda).

Del análisis de estos gráficos, se definió el rango de fuerzas en el que ambos casos presentan un comportamiento lineal. Luego, este rango se lo divide en 10 intervalos equiespaciados para la realización de los cálculos al ser el mínimo número de intervalos recomendados por la norma.

Así, se obtuvieron los valores de rigidez para las vigas sin impactar.

$$D = 24,67 * 10^6 \mp 5,45 * 10^6 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$U = 3,66e^{-11} \mp 1,96e^{-11} [N]$$

$$G = 4,36e^{-14} \mp 2,33e^{-14} [MPa]$$

Luego del impacto, se realizó el mismo procedimiento nuevamente para todas las probetas. Se calculó una pérdida de rigidez porcentual para cada caso relacionando la energía con la que fueron impactadas (Ilustración 2-29). Para cada uno de los niveles de energía se obtuvo una disminución progresiva en los valores de rigidez.

Tabla 6 Perdida de rigidez luego del impacto.

Nivel	Energía [J]	Perdida de rigidez [%]
1	1,746	35,77
2	2,381	46,90
3	3,016	49,99
4	3,651	52,38
5	4,286	51,41

Esto demuestra que un aumento en el daño por la mayor energía de impacto provoca una pérdida en la rigidez de la viga importante en un principio. Luego, este tiende a un valor máximo donde se estabiliza, siempre y cuando se mantenga en un rango de impacto con daño subcrítico.

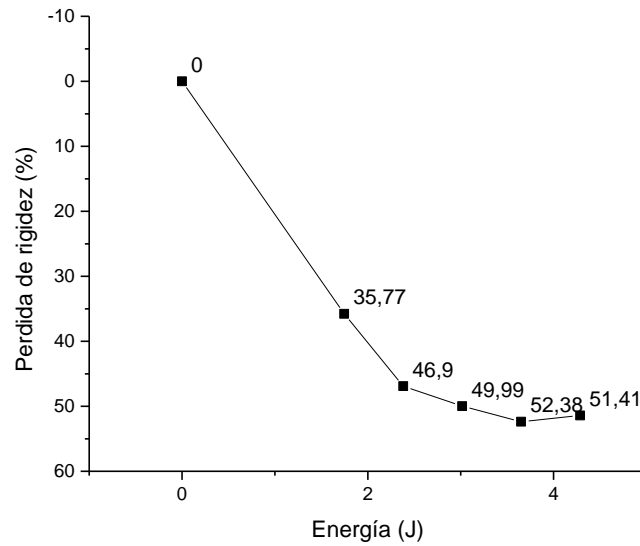


Ilustración 2-29 Pérdida de rigidez.

Capítulo 3 Simulación numérica

El modelo de la viga sándwich se compone de dos elementos con propiedades y comportamientos muy diferentes. Por un lado, las pieles de laminado de matriz epoxi reforzadas con fibra de carbono, y por otro, el núcleo de aluminio en forma de panel de abeja. Las dimensiones reproducen el experimento real llevado a cabo.

Modelo de las pieles

Para simular las pieles del panel se utilizó una geometría tipo cascara (*Shell*) a la que se le definieron las propiedades del compuesto a partir de la secuencia de láminas. Las propiedades de las láminas, sus orientaciones y espesores, se pueden observar en la Tabla 7.

Tabla 7 Secuencia de láminas definidas en Abaqus.

		Ply Name	Region	Material	Element Relative Thickness	CSYS	Rotation Angle	Integration Points
1	✓	Ply-1	piel-shell	mpuesto epoxi/	0.1	<Layup>	0	3
2	✓	Ply-2	piel-shell	mpuesto epoxi/	0.1	<Layup>	26	3
3	✓	Ply-3	piel-shell	mpuesto epoxi/	0.1	<Layup>	62	3
4	✓	Ply-4	piel-shell	mpuesto epoxi/	0.1	<Layup>	90	3
5	✓	Ply-5	piel-shell	mpuesto epoxi/	0.1	<Layup>	-26	3
6	✓	Ply-6	piel-shell	mpuesto epoxi/	0.1	<Layup>	26	3
7	✓	Ply-7	piel-shell	mpuesto epoxi/	0.1	<Layup>	90	3
8	✓	Ply-8	piel-shell	mpuesto epoxi/	0.1	<Layup>	-62	3
9	✓	Ply-9	piel-shell	mpuesto epoxi/	0.1	<Layup>	-26	3
10	✓	Ply-10	piel-shell	mpuesto epoxi/	0.1	<Layup>	0	3

Por último, se definieron las orientaciones de los elementos (Ilustración 3-1), como las propiedades de las láminas, que son ortotrópicas y varían según la dirección en la que se posicione el elemento.

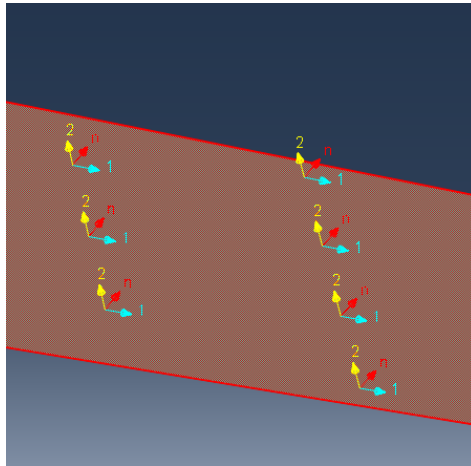


Ilustración 3-1 Orientación local de la pieza.

Propiedades de lámina

Para poder definir el compuesto en el ABAQUS, se requieren las propiedades de lámina del compuesto, que se determinan a partir de las propiedades reales del material compuesto utilizado.

Se utilizaron las ecuaciones definidas en la teoría clásica de laminados (CLT), (ver Anexo), para la escritura de una rutina de MatLab, que a partir de una estimación de parámetros de lámina calcula valores de matrices A, B y D. Con estas matrices se puede calcular la tensión necesaria para lograr un determinado desplazamiento. Estos resultados se comparan con los obtenidos en los ensayos reales hasta encontrar una serie de valores para las propiedades de la lámina con un error despreciable. Estas son las que se utilizan en el modelo de ABAQUS:

Tabla 8. Propiedades de lámina utilizadas en el modelo.

Propiedad	Valor
E_{11} [GPa]	120
E_{22} [GPa]	4,09
ν_{12}	0.31
G_{12} [GPa]	20.08

Modelo del núcleo

Se utilizó el programa de diseño asistido por computadora (CAD) en 3D SolidWorks para generar un modelo virtual que representa la geometría tipo panal de abejas del núcleo.

En la Tabla 9 se presentan las propiedades del aluminio 5056, utilizado para describir el comportamiento del núcleo.

Tabla 9 Propiedades aluminio 5056.

Propiedades	Valor	Unidades
Densidad (ρ)	1.43E-9	$\left[\frac{\text{Ton}}{\text{mm}^3}\right]$
Módulo Elástico (E)	72000	[Mpa]
Coefficiente Poisson (ν)	0.31	
Límite de fluencia (σ_{ys})	420	[Mpa]

Cuando la tensión neta de la sección en el plano normal supera la tensión de fluencia, se produce un colapso plástico de la estructura. En el caso de compresión, el valor de tensión límite se determina por el pandeo plástico que ocurre, esto fue estudiado por Tomasz Wierzbicki (Wierzbicki, 1983).

A partir de su trabajo se definieron las propiedades del aluminio en el modelo como elastoplásticas, con un endurecimiento lineal (Ilustración 3-2).

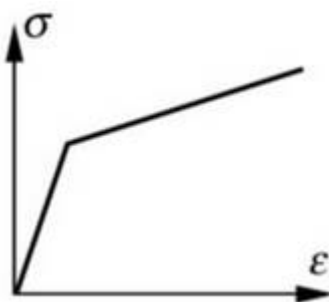


Ilustración 3-2 Comportamiento elastoplástico con endurecimiento.

Por último, se definió un daño progresivo por sobre los elementos de aluminio aplicando degradación del módulo elástico a partir de un valor de deformación definido como el inicio del daño (Ilustración 3-3).

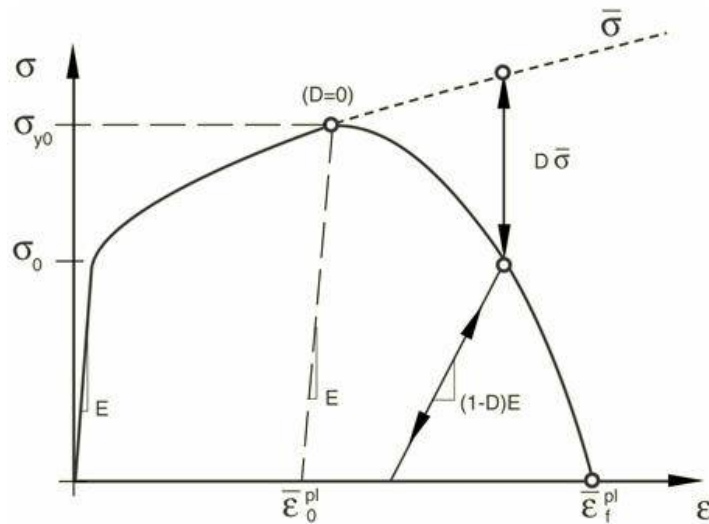


Ilustración 3-3 Curva tensión - deformación con daño progresivo.

Los valores de σ_{y0} y ε_0^{pl} son la tensión de fluencia y la deformación plástica a la cual se genera el comienzo del daño. ε_f^{pl} es el valor de deformación de falla, donde $D=1$, D es la variable que tiene en cuenta todos los efectos de daño en el material. Además, se define un valor máximo para D para que los elementos no dejen de tomar carga, teniendo en cuenta que en el caso real no se observó rotura de las láminas de aluminio.

Para corroborar que todas estas suposiciones no afectan el resultado, se llevó a cabo una simulación de compresión estabilizada de núcleo comparando los resultados con el modelo de Wierzbicki y con los datos obtenidos experimentalmente.

Validación

En la simulación de compresión estabilizada del núcleo de panal de abeja (Ilustración 3-4) se utilizaron tres partes, la probeta de panal de abeja y dos sólidos rígidos que actúan como los platos de la máquina de ensayos.

A la placa inferior se le impuso una condición de empotramiento, mientras que a la placa superior se le aplicó un desplazamiento compresivo sobre el núcleo. Esto se definió con el objetivo de comprobar el comportamiento del modelo contrastándolo con el característico del panal de abeja. Únicamente con un desplazamiento de 10 mm para no llegar a la etapa de densificación donde el contacto que se genera entre las caras disminuye en gran medida el paso necesario para mantener la convergencia del modelo. Al limitar el desplazamiento lateral de los nodos definidos en los extremos se simula la condición de estabilización del núcleo.

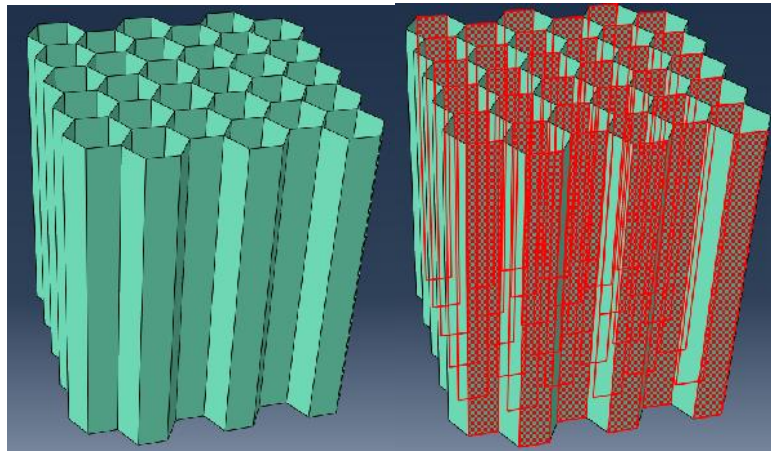


Ilustración 3-4 Panel nido de abeja, se marcan las caras con pared doble.

Tanto en el núcleo tipo panal de abeja, como en las placas rígidas, se utilizaron elementos tipo membrana (*Shell*) S4R. Como el núcleo se obtiene mediante el proceso de expansión, donde se generan paredes de diferente espesor, se definieron dos grupos de elementos, con pared simple (0,015 mm) y con pared doble (0,03 mm). La cantidad de elementos en la dirección del espesor (Ilustración 3-5) se definió luego de realizar un

estudio de sensibilidad de la malla asegura un buen resultado, teniendo en cuenta que se genera un colapso plástico de estos elementos.

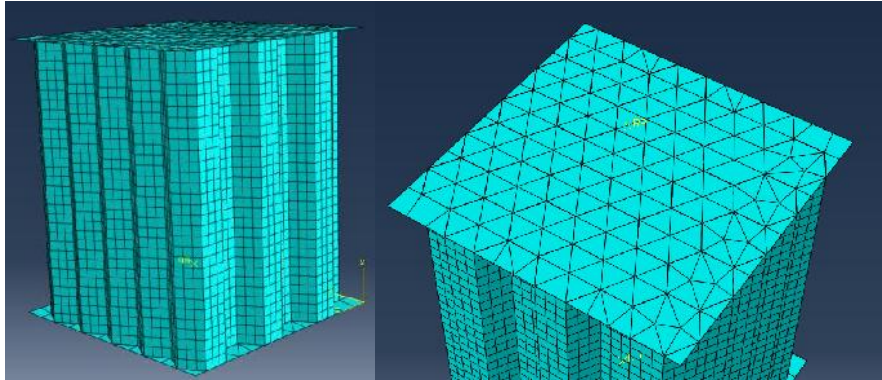


Ilustración 3-5 Mallado del modelo.

Para la interacción entre los platos y el núcleo se utilizó un *constrain* (restricción) tipo *tie* de Abaqus entre los nodos de los extremos del núcleo y los platos que permite limitar la rotación de los nodos extremos para simular la presencia del adhesivo presente en el panel sándwich transmitiendo los seis grados de libertad. Para que los nodos de ambas partes coincidan, se proyectó la geometría del nido de abeja sobre la placa sólida.

La validación del modelo se llevó a cabo comparando los resultados con los obtenidos en el capítulo 3, analizando los comportamientos de las curvas fuerza vs. desplazamiento registrada durante el ensayo experimental y la obtenida a partir del modelo de Abaqus. Los resultados pueden observarse en la Ilustración 3-6 donde a su vez se representó el valor del *plateau* calculado mediante el modelo de Wierzbicki.

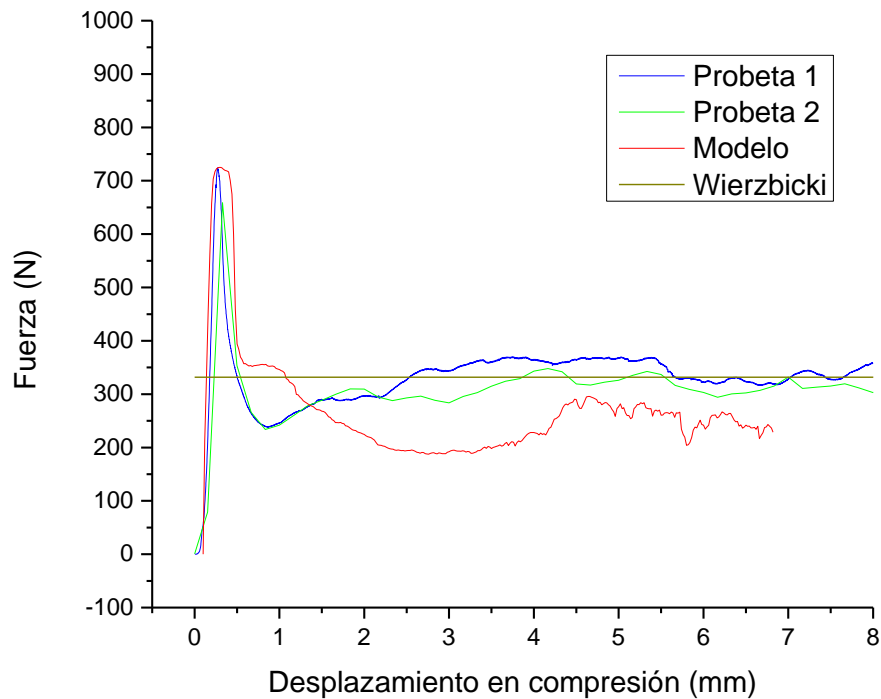


Ilustración 3-6 Comparativa fuerza vs. desplazamiento para el núcleo en compresión.

A partir de la comparación de las curvas, podemos asegurar que el modelo de elementos finitos ensayado es capaz de reproducir el comportamiento característico del núcleo con forma de nido de abeja en estado compresivo en forma satisfactoria. Se pueden observar claramente las regiones correspondientes al comportamiento elástico-lineal, seguido por la meseta de fuerza constante.

La etapa de densificación no fue simulada para reducir el costo computacional ya que no se requiere para el análisis subcrítico. Los resultados obtenidos a partir del cálculo numérico muestran una muy buena correlación con los obtenidos en el ensayo experimental, tanto en la carga máxima como en la fuerza de la región constante.

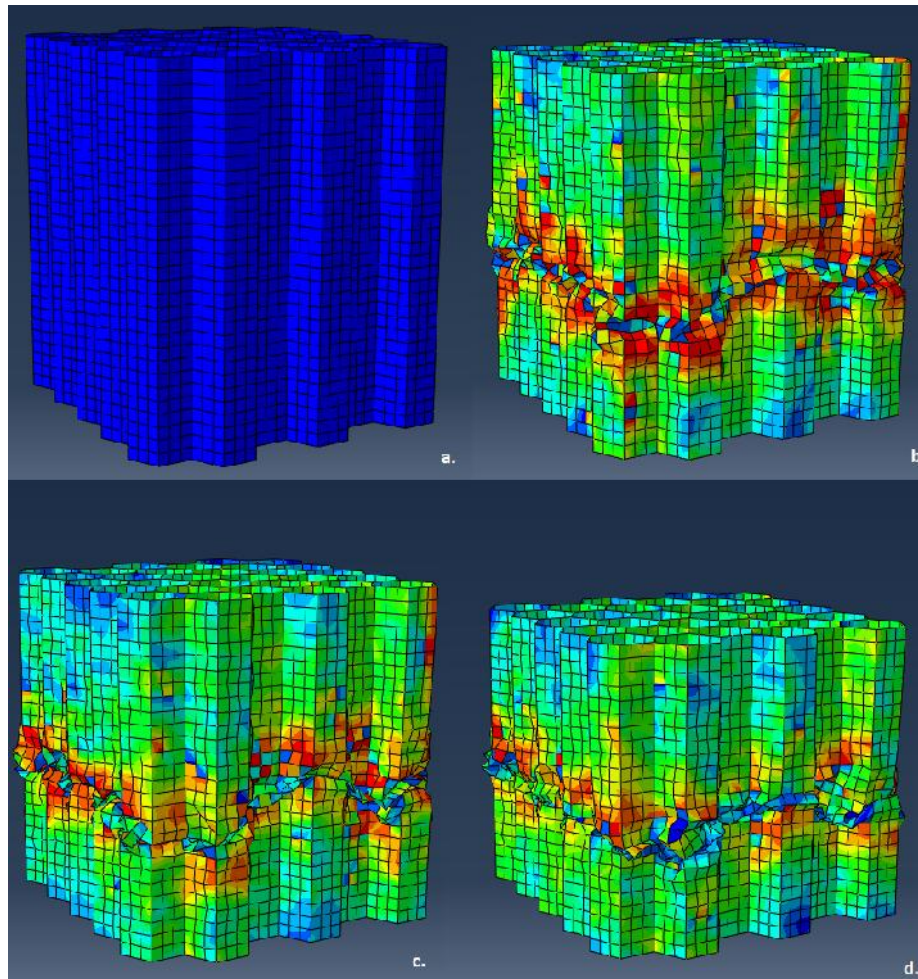


Ilustración 3-7 a. Desplazamiento 0 b. Desplazamiento 2.27mm c. Desplazamiento 3.55mm d. Desplazamiento 6.75mm

Analizando el avance de la deformación a lo largo de la simulación (Ilustración 3-7), se aprecia que comienza en el centro del núcleo y luego los pliegues se propagan hacia las superficies. Este comportamiento es exactamente el mismo al observado durante la compresión uniaxial realizada en la máquina de ensayos INSTRON, como se puede ver en la Ilustración 3-8. Esta condición es conocida como pandeo local, donde la localización del inicio de los pliegues está relacionada con las condiciones de contorno aplicadas sobre la estructura. Debido a que, en este caso, son iguales en ambos extremos del panel, por simetría su iniciación se da en la región media.

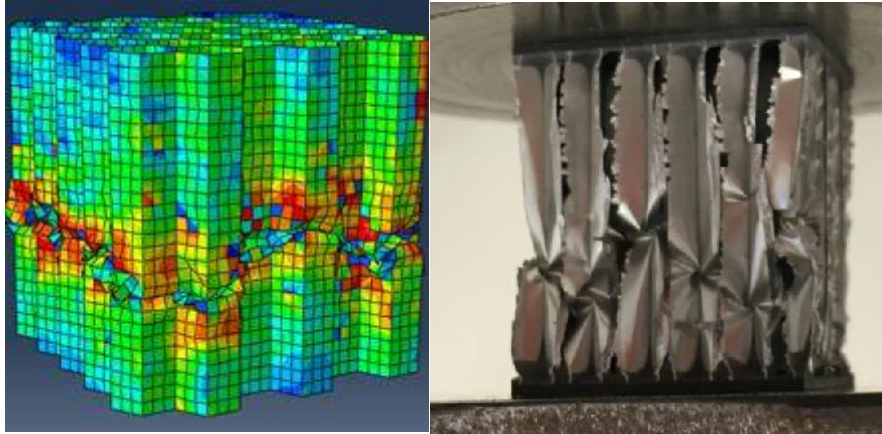


Ilustración 3-8. Modelo numérico (izquierda) - Experimental (derecha).

Vigas Sándwich sometida a impacto de baja velocidad

Luego de definir los modelos utilizados para los componentes del panel sándwich, se procedió a modelar el fenómeno de impacto sobre el mismo. La geometría utilizada representa las probetas del ensayo realizado en el capítulo 3.

Tabla 10 Dimensiones relevantes del modelo.

Parámetro	Magnitud [mm]
Longitud de viga	208
Espesor de las pieles	1
Altura del núcleo	30
Distancia entre apoyos	125
Radio del percutor	16.5

Las simulaciones se realizaron sobre una mitad de la viga con el fin de reducir costo computacional y aprovechando la simetría del sistema. Esto se puede apreciar en la Ilustración 3-9.

Tanto las pieles como el núcleo se definieron como componentes individuales dentro del modelo y luego se las ensamblaron definiendo la interacción entre ellas como un *tie*.

Se crearon dos piezas adicionales, para lograr simular el impacto de manera fidedigna, el percutor y el apoyo, con características de rigidez elevada para asegurar que no absorban energía por deformación.

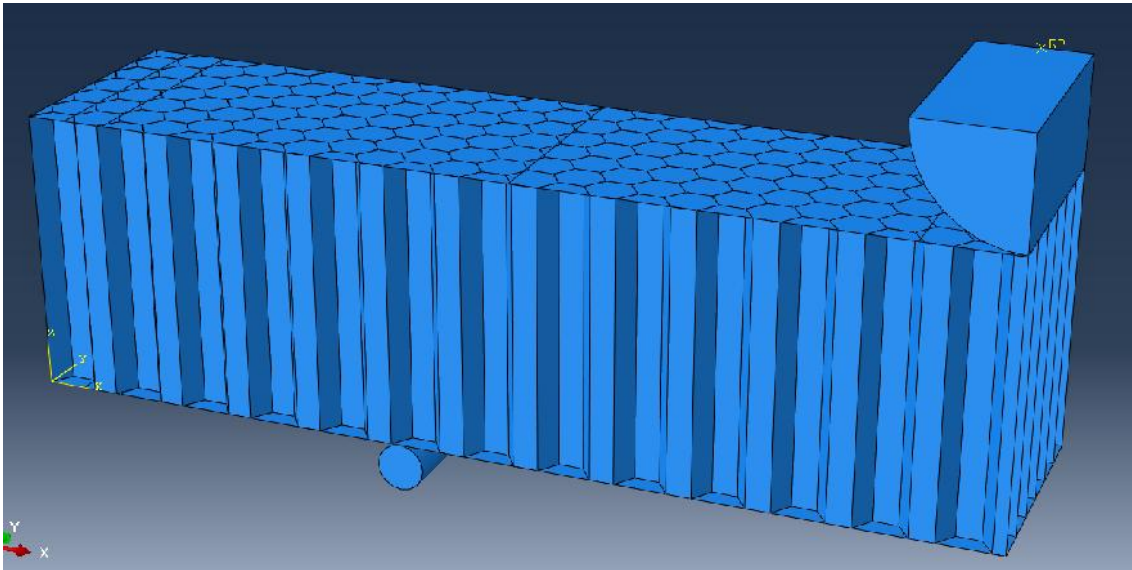


Ilustración 3-9 Modelo utilizado para el impacto.

Se definió el contacto entre las pieles con el percutor y el apoyo. Se despreció la fricción entre las superficies y se definió un comportamiento de contacto sin penetración. Con la finalidad de reducir costo computacional se realizaron particiones en las pieles para concentrar el análisis en las regiones de interés (Ilustración 3-10).

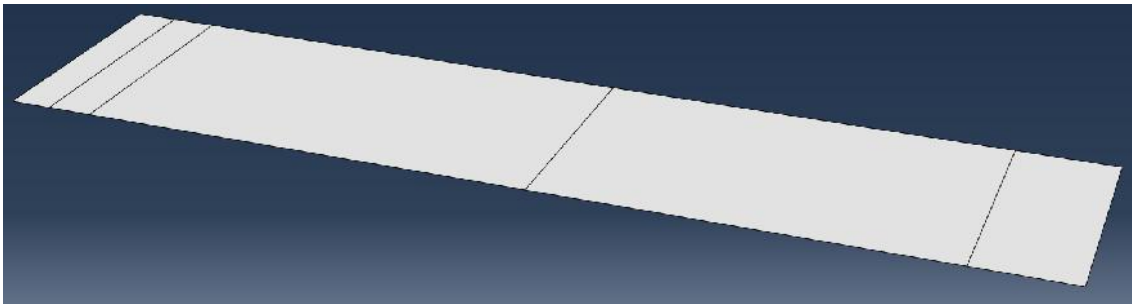


Ilustración 3-10 Divisiones en las pieles.

El modelo del percutor toma como referencia el radio del percutor real, y se utilizó su densidad para aumentar su masa sin variar el volumen. Así, se logró el impacto a diferentes energías sin variar la velocidad, tal como se llevó a cabo en el apartado experimental. Luego, se lo definió como un material elástico-lineal, con las propiedades del acero, buscando que la deformación sea despreciable durante la simulación. Este mismo material se utilizó el apoyo, que se encuentra encastrado para que no se mueva

libremente ni absorba energía. Todo esto con el objetivo de recrear la condición de una viga simplemente apoyada.

Validación

Para verificar que el modelo obtiene resultados certeros se comparan las deformaciones remanentes en el punto de impacto. Se midió la profundidad de la indentación en ambos casos, tanto experimental como del modelo.

Tabla 11 Profundidad de la Indentación experimental.

Nivel	Energía [J]	Profundidad [mm]
1	1,746	1,2/1,4
2	2,381	1,4/1,6
3	3,016	1,6/1,8
4	3,651	1,6/1,8
5	4,286	1,7/1,9

Si se grafica la profundidad en función del tiempo para el modelo (Ilustración 3-11), se aprecia que se estabiliza en un valor cercano al que se obtuvo durante los experimentos realizados en el capítulo 3.

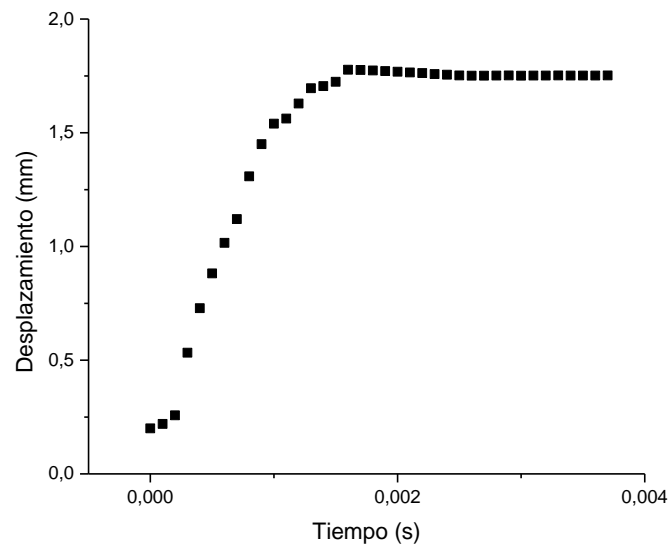


Ilustración 3-11 Profundidad de la deformación en el tiempo para el impacto de 3.651 J.

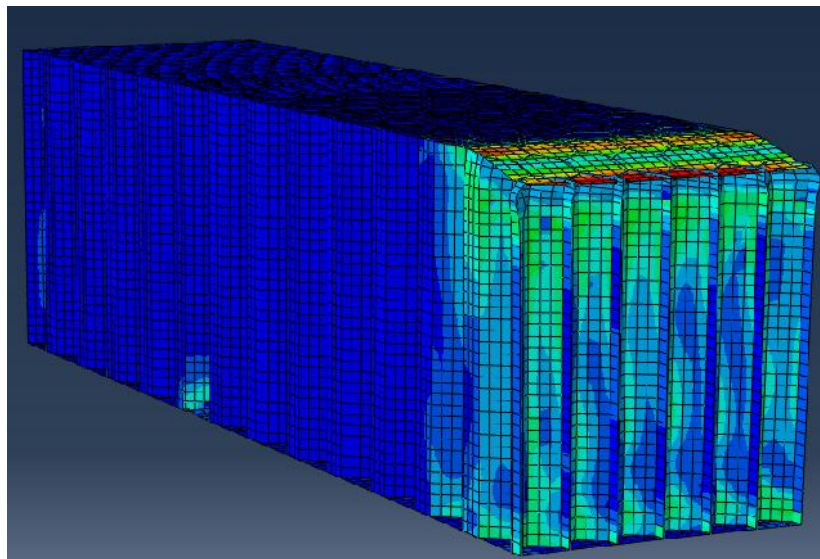


Ilustración 3-12 Viga luego del impacto para el impacto de 3.651 J.

Se puede observar el daño en el núcleo sobre la región superior, próxima al impacto, y en el punto de apoyo de la probeta (Ilustración 3-12). Este tipo de daño se corresponde con el observado experimentalmente en todos los niveles de energía de impacto estudiados (Ilustración 3-13).

Tabla 12 Comparativa entre modelo y resultado experimental.

Nivel	Profundidad experimental [mm]	Profundidad modelo [mm]
1	1,2/1,4	1,32
2	1,4/1,6	1,51
3	1,6/1,8	1,71
4	1,6/1,8	1,75
5	1,7/1,9	1,87

En la Tabla 12 se observa que los valores mostrados por el modelo fueron cercanos a los obtenidos durante la etapa experimental. A partir de estos resultados, se puede afirmar que el modelo funciona correctamente.

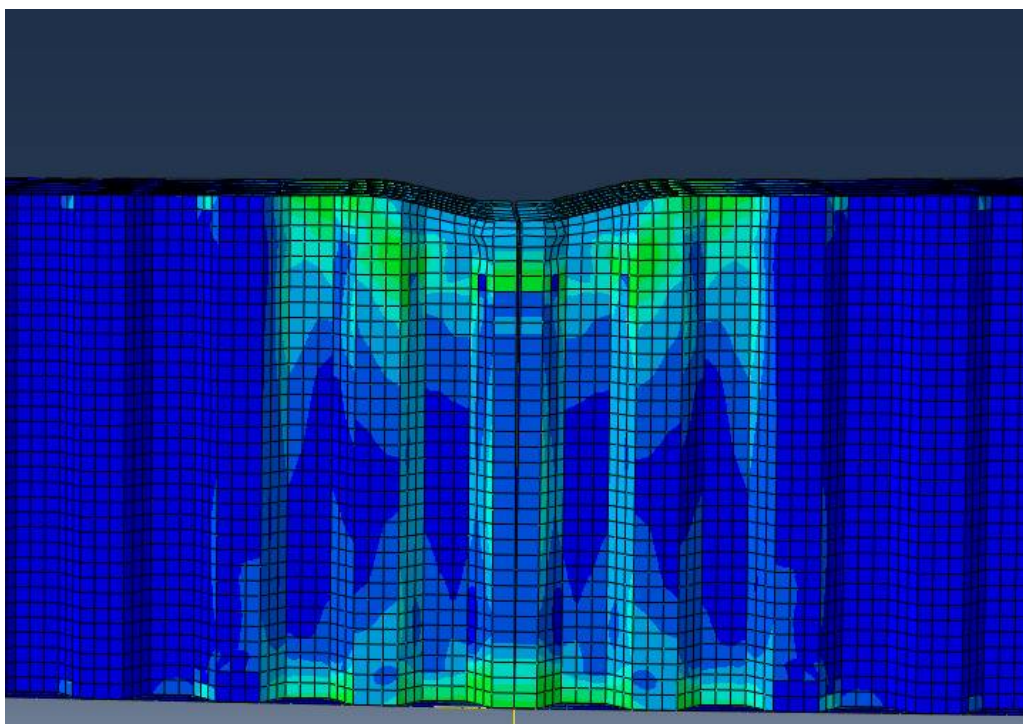


Ilustración 3-13 Zona dañada de la viga.

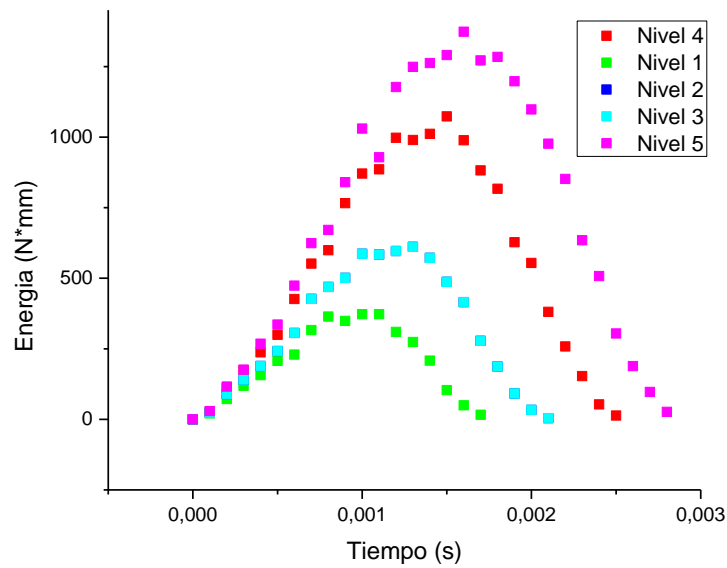


Ilustración 3-14 Energía vs. tiempo para los impactos.

El modelo permite obtener las curvas de energía en función del tiempo para los casos de impacto analizados. En la Ilustración 3-14 se presentan curvas características de un ensayo de impacto por caída, donde la energía del impacto aumenta con los niveles analizados. Se puede observar que el período hasta alcanzar el valor máximo es creciente teniendo en cuenta que el percutor penetra más profundamente en la probeta y su tiempo de contacto es mayor. Se observan mayores picos a medida que aumenta la energía de impacto, algo esperable considerando que el volumen de material involucrado es mayor, como se ve con los valores indentación.

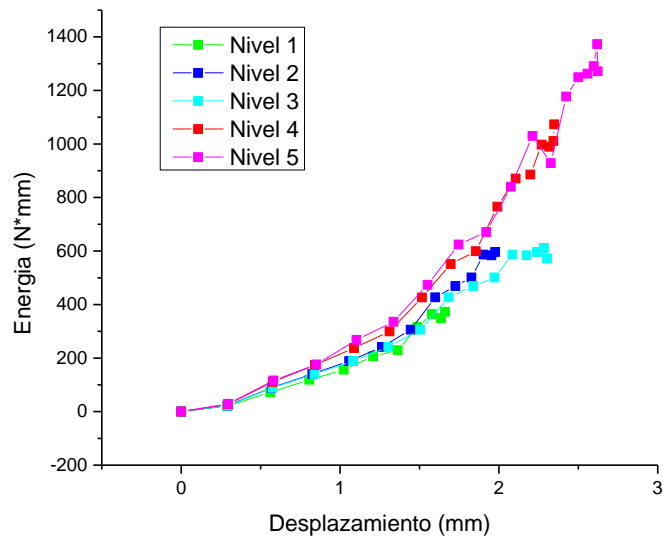


Ilustración 3-15 Energía vs. desplazamiento para todos los niveles.

En la Ilustración 3-15 se puede observar cómo aumenta el volumen de material involucrado a medida que el percutor alcanza mayores valores de desplazamiento. Asimismo, se aprecia un cambio de pendiente en las curvas, que indican un cambio de comportamiento observable a partir de 1,3 mm de desplazamiento. Este cambio se produce en el momento en que los elementos de aluminio en contacto con la piel llegan al valor máximo de degradación definido para el material. Cuando un elemento del núcleo supera el valor umbral, comienza a dañarse y se reduce su resistencia. Por eso, se genera una variación en la tasa de crecimiento de energía de impacto con el avance del percutor.

Flexión en cuatro puntos

El modelo de flexión en cuatro puntos utiliza los resultados obtenidos de la simulación de impacto, para poder calcular la rigidez de las vigas en flexión. La flexión en cuatro puntos se simuló en un cuarto del *span* y en un tercio del *span* a fin de reproducir los ensayos experimentales realizados previamente (Ilustración 3-16).

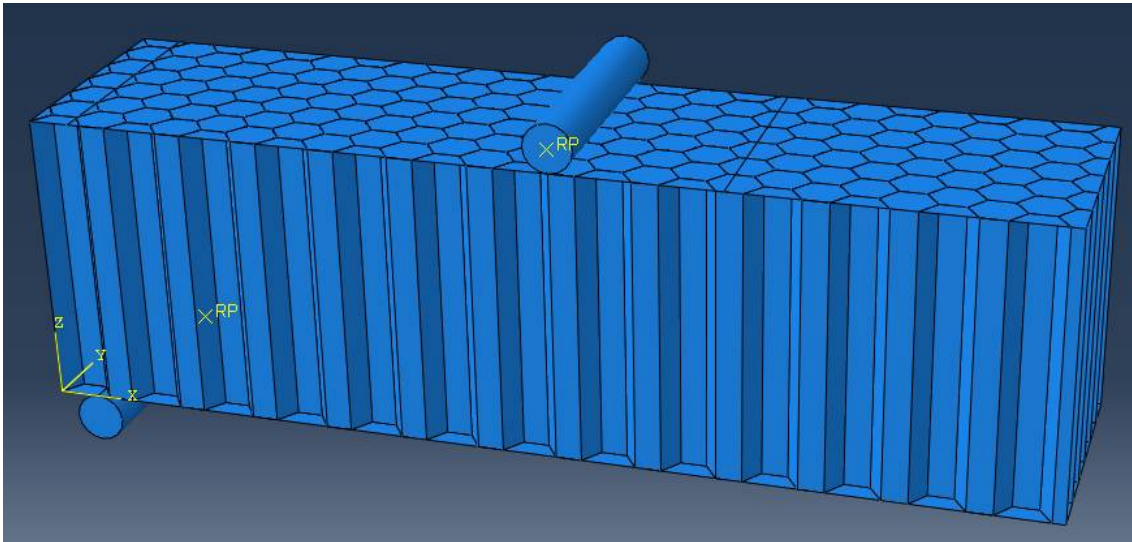


Ilustración 3-16 Configuración del ensayo en un cuarto del span.

Dado que es el comportamiento elástico de la viga es el único valor que se requiere, se aplican pequeños desplazamientos al cilindro superior que genera la flexión.

Validación

Con el objetivo de comprobar que el modelo está calculando correctamente la rigidez de las vigas de panel sándwich bajo estudio se compararon los resultados del proceso experimental, como se hizo anteriormente. Tanto para las calculadas en un cuarto de *span* (Ilustración 3-18) como las de un tercio de *span* (Ilustración 3-17).

La rigidez de la viga se calcula principalmente con la pendiente de la zona lineal, y luego se contrastan las curvas fuerza vs. desplazamiento.

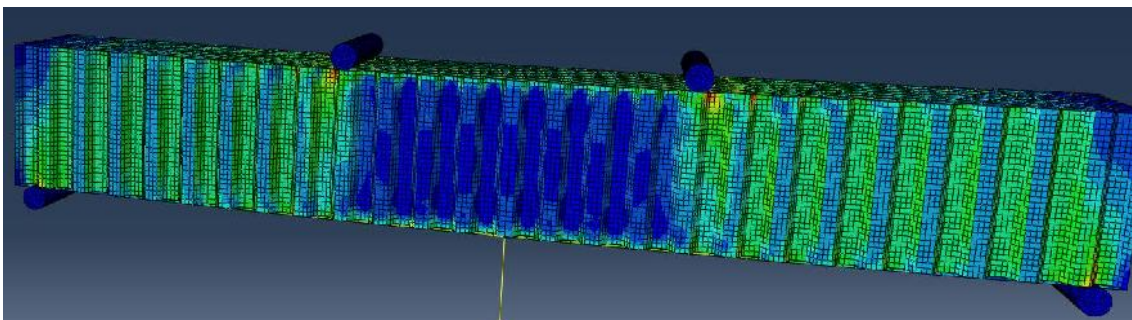


Ilustración 3-17 Flexión en cuatro puntos tercio de span.

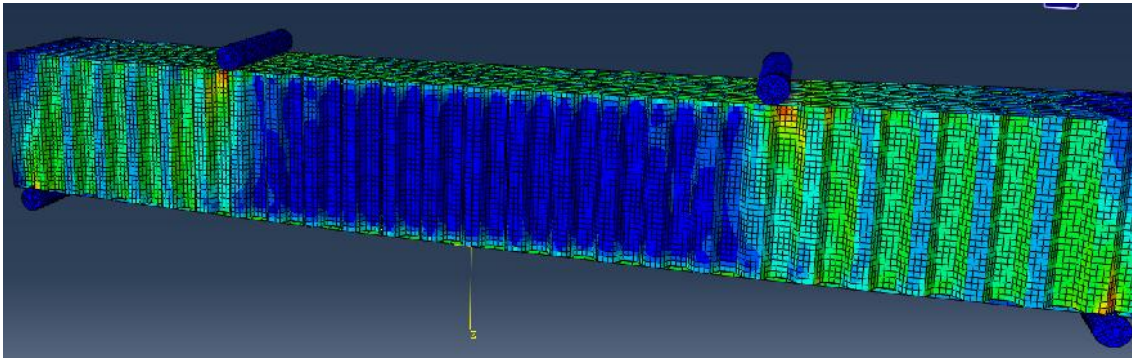


Ilustración 3-18 Flexión en cuatro puntos cuarto de span.

A partir de la distribución de tensiones a lo largo de la viga, se puede asegurar que a partir del modelo se obtienen valores con una buena correlación con los datos experimentales. Asimismo, se observa que la región central tiene momento nulo, como se definió en la Ilustración 2-24.

En la Ilustración 3-19 y la Ilustración 3-20 se muestran las curvas obtenidas de carga en función del desplazamiento para los ensayos de cuatro puntos, comparando los resultados experimentales con los del modelo numérico.

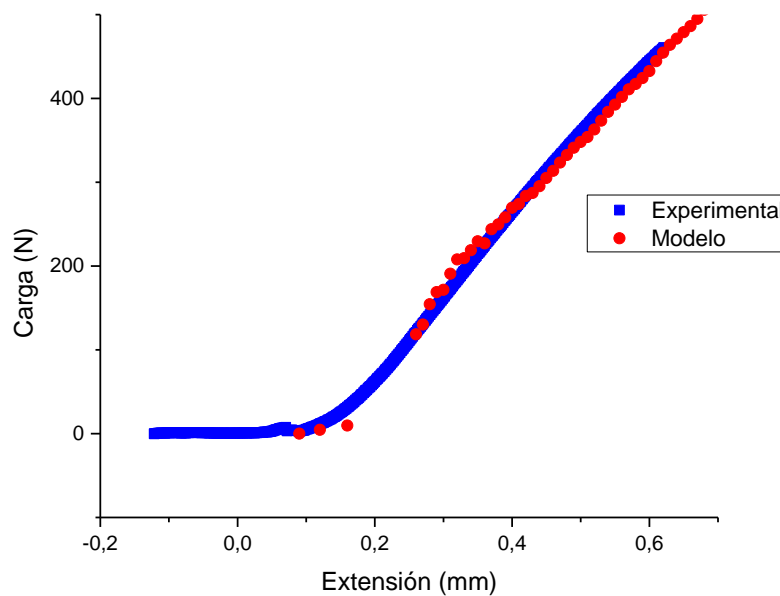


Ilustración 3-19 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un cuarto de span (Probeta 16).

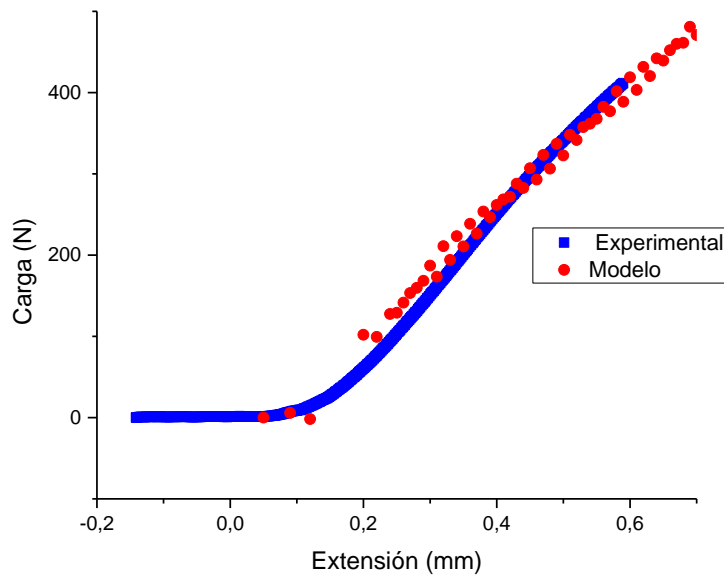


Ilustración 3-20 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un tercio de span (Probeta 16).

A partir de estas curvas se calculó el valor de rigidez a la flexión de la viga simulada para poder contrastar con el resultado experimental a continuación.

Rigidez Experimental	Rigidez del modelo	Diferencia porcentual
$24,66 \cdot 10^6 \frac{N}{mm^2}$	$24,53 \cdot 10^6 \frac{N}{mm^2}$	0,54%

Por último, con los resultados de las simulaciones de impacto, se compara la pérdida de rigidez porcentual en la Ilustración 3-21.

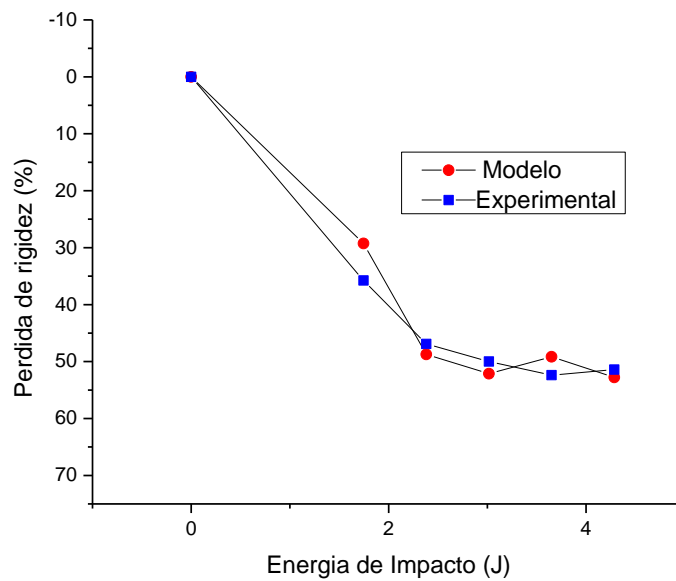


Ilustración 3-21 Pérdida de rigidez tras impacto.

De esta forma es posible aseverar que el modelo obtiene resultados que se correlacionan muy ajustadamente a los obtenidos en la etapa experimental. Con esto, se completa la etapa de diseño y verificación de la herramienta computacional.

Este modelo es de gran importancia teniendo en cuenta la cantidad de ensayos que se tuvieron que realizar para poder validar el mismo. En el anexo Gráficos comparativos para la validación del modelo se muestran todos los gráficos comparando los resultados experimentales con el modelo.

Capítulo 4 Ejemplo de utilización de la herramienta

Luego de validar paso a paso los diferentes modelos propuestos, así como la integración de los mismos, es posible utilizar la herramienta desarrollada para el diseño de paneles sándwich. El objetivo es modificar ciertos parámetros geométricos del núcleo en forma de panel de abeja, y observar cómo estas modificaciones influyen sobre la resistencia del panel al ser sometido a impacto subcrítico.

La realización de este estudio en forma experimental supondría una inversión de grandes cantidades de tiempo y muestras, considerando que se requiere una cantidad de ensayos grande por la dispersión observada en los resultados. Además, esta herramienta permite obtener datos que de otro modo serían muy difíciles de conseguir, como pueden ser las tensiones presentes en el núcleo durante el impacto, o la disipación de energía plástica por su deformación permanente (PEEQ) que se puede observar en la Ilustración 4-1.

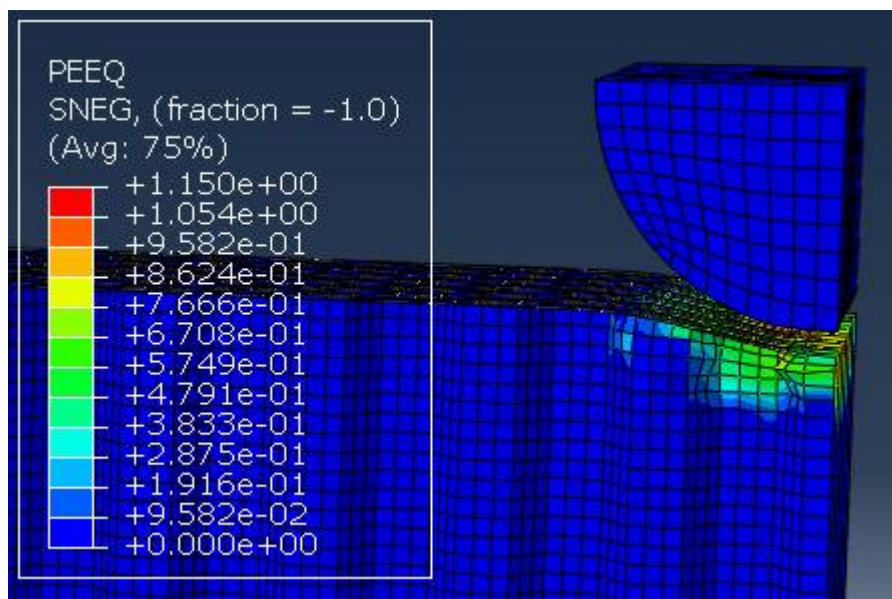


Ilustración 4-1 PEEQ (tensión plástica equivalente en los puntos de integración) para uno de los casos de impacto.

El PEEQ (equivalent plastic strain at integration points) es un escalar variable que se usa para representar la deformación plástica de los materiales. En cualquier punto que este

parámetro sea mayor a cero significa que se superó la tensión de fluencia en la región. (SIMULIA, 2013b)

Se utilizaron los mismos niveles de energía de impacto definidos previamente.

Espesor de pared de celda

Una de las propiedades que tiene en cuenta el modelo de Wierzbicki para calcular la fuerza a la que colapsan las celdas es el espesor de la pared. Por lo tanto, se llevaron a cabo simulaciones para espesores de 0.5 y 2 t, siendo t el espesor original del panel (0,15 mm).

En primer lugar, se comparó la deformación producida sobre las probetas por el impacto.

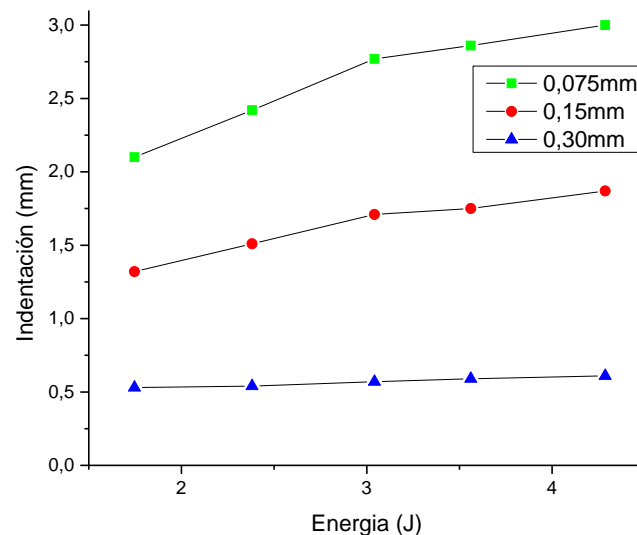


Ilustración 4-2 Indentación para los diferentes espesores de pared de celda.

En la Ilustración 4-2 se observa un aumento en la deformación final remanente sobre las probetas a medida que disminuye el espesor de pared de celda. Esto es esperable, ya que una menor sección resistente provoca una menor resistencia. Por su lado, al duplicar el espesor, se observa que el cambio en la indentación para las energías estudiadas es casi imperceptible, variando 0,1mm entre el primer y el último punto.

Cuando se analiza la energía durante el impacto para los tres casos con diferente espesor de pared de celda, se observan diferentes respuestas con valores máximos que aumentan a medida que disminuye el espesor, para la misma energía de impacto. Esto indica una mayor absorción de energía de la probeta que se corresponde con una mayor deformación remanente. De esta forma se explican los valores de indentación obtenidos anteriormente.

Por último, se observa una disminución en la pendiente para menores espesores de pared de celda. Para un mismo desplazamiento del percutor se aprecia una menor cantidad de energía absorbida, y un daño menor, aunque el daño final luego del impacto es mayor (Ilustración 4-3).

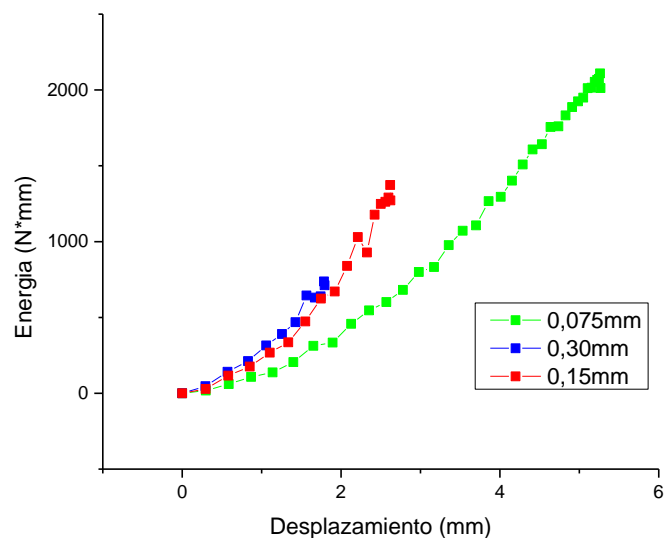


Ilustración 4-3 Energía vs. desplazamiento para el impacto de nivel 5.

Para poder comparar la extensión del daño que se produce sobre la probeta en cada caso se elaboró un índice. Este se define como la cantidad de elementos del núcleo que se identifican como dañados al tener un $D > 0,1$, utilizando la definición de daño que se tiene sobre el material de aluminio (Ilustración 3-3). A partir de la cantidad de elementos dañados se obtiene un valor porcentual de daño producido sobre la pieza.

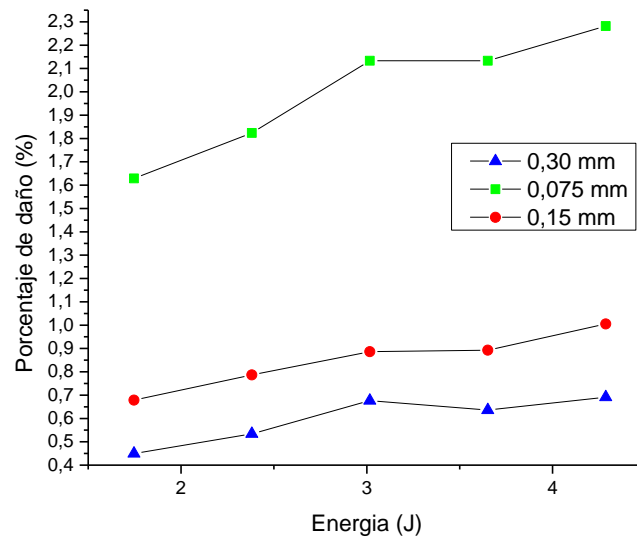


Ilustración 4-4 Porcentaje de daño generado por el impacto cambiando espesor de pared de celda.

Los porcentajes de daño generados sobre el total del volumen de la pieza son bajos (Ilustración 4-4), los máximos se encuentran en torno al 2%. Esto es esperable teniendo en cuenta que se encuentra en un rango de daño subcrítico a bajas energías y la región impactada es pequeña en comparación con el total de la probeta.

Para poder comparar mejor los valores, se normalizan con el máximo encontrado, por lo tanto, cuanto más cercano a 1 es el valor del índice mayor es el daño.

Tabla 13 Índice de daño.

Espesor	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 3	Nivel 4	Nivel 5
0,075mm	0.713	0.799	0.934	0.934	1
0,15mm	0,297	0.344	0.388	0.391	0.440
0,30mm	0.197	0.234	0.296	0.278	0.302

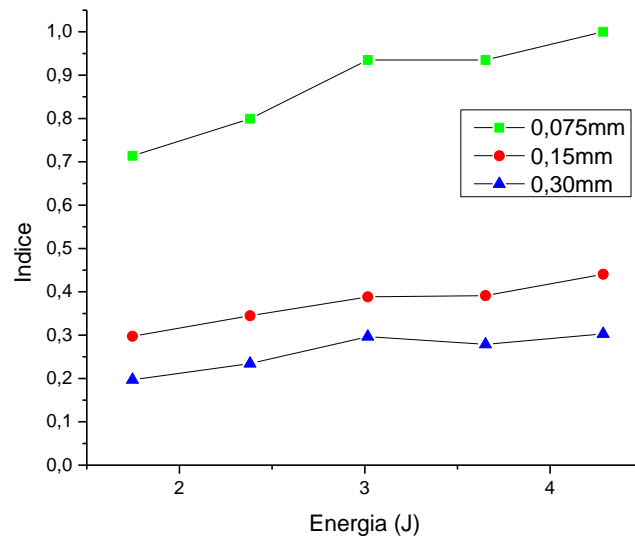


Ilustración 4-5 Índice de daño para los tres casos.

Gráficamente, se observa que el aumento de daño a medida que se incrementa la energía de impacto es parecido en los tres casos (Ilustración 4-5). Se aprecia un cambio en la escala en la que se encuentran, mientras que los casos de 0,30 y 0,15 son similares, el de mínimo espesor de pared de celda presenta mucho más daño que los otros. Todos los casos llegan a un punto entre el nivel 3 y 4 donde no se registran crecimientos en el daño de los elementos. Este fenómeno también se presentó en el gráfico donde se analizó la indentación luego del impacto.

Una ventaja del modelo desarrollado es que nos permitió obtener resultados rápidamente para comparar la variación de la rigidez del material compuesto en flexión con el cambio del espesor de pared de celda.

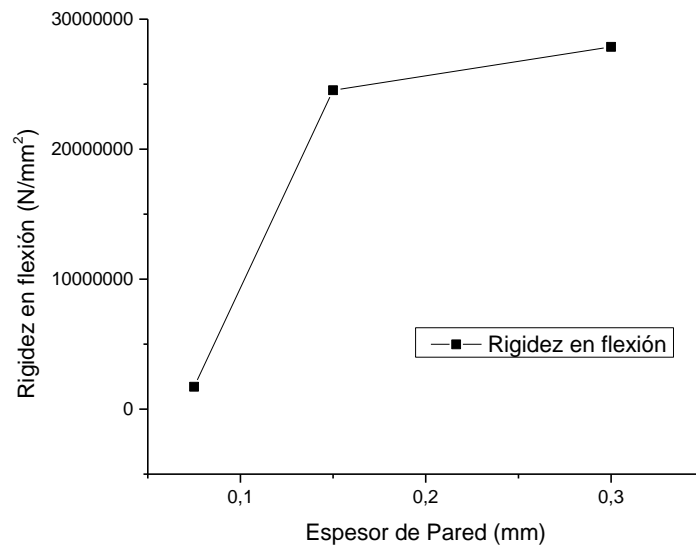


Ilustración 4-6 Rigidez en flexión en función de espesor de pared de celda.

En la Ilustración 4-6 se puede ver claramente, que el aumento de la rigidez en el primer intervalo es de un orden de magnitud, mientras que en el segundo intervalo el crecimiento es mucho menor. Esto justifica las pendientes observadas en los gráficos de energía durante el impacto (*Ilustración 4-3*). Donde el menor valor de energía se corresponde a un espesor de 0,075 mm de pared de celda.

Analizando cómo afecta el daño sobre la rigidez remanente de la viga en flexión al variar el espesor de pared, se observa lo siguiente (*Ilustración 4-7*).

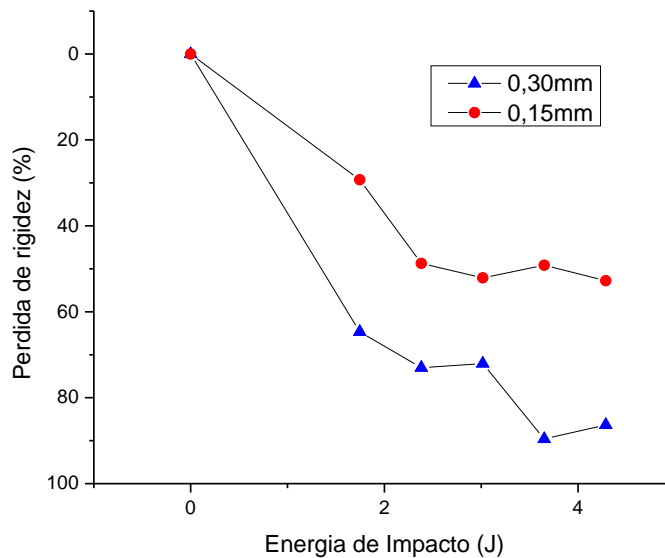


Ilustración 4-7 Cambio en la perdida de rigidez con el espesor de pared de celda.

El cambio de espesor de pared tiene un efecto superior en la disminución de la rigidez residual o remanente. Se presentó un cambio en el mecanismo de daño a partir del valor de energía de impacto de 3 J, donde se presentaba una estabilidad y se genera un salto a un nuevo escalón de pérdida.

Al momento de decidir un valor de espesor de pared óptimo cuando se diseña un panel sándwich, primero se debe tener en cuenta el objetivo de éste. Si lo que se busca es una mayor resistencia al daño por impacto subcrítico, se debe optar por un espesor de pared de celda de 0,30mm, aunque se densifique el panel y se produzca un aumento en el peso. Por otro lado, si lo que se busca es un material de sacrificio, que proteja a otro rompiendo antes y absorbiendo energía, se debe elegir un menor espesor. La rigidez es menor, pero la energía absorbida es mayor, fallando a menores cargas y cumpliendo dicho objetivo.

Espesor de pieles

Otro parámetro que se tiene en cuenta en el momento de diseñar un panel sándwich es el espesor de las pieles. A continuación, se determina como varían las propiedades si el espesor de piel se duplica o se reduce a la mitad (Ilustración 4-8).

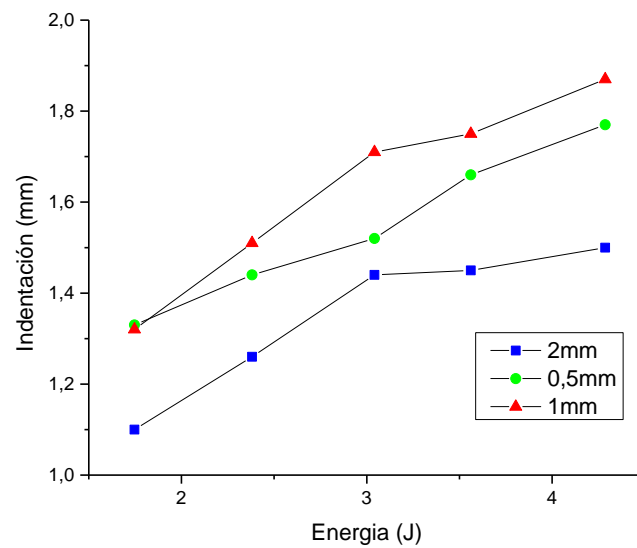


Ilustración 4-8 Indentación para los diferentes espesores de pieles.

El caso con pieles de 1mm resultó el de mayor deformación remanente. En principio se esperaba que fuese un punto medio. Sin embargo, se aprecia que al disminuir el espesor de la piel también disminuyen los valores de indentación. Se debe analizar la energía absorbida en cada caso para poder entender realmente el suceso que está ocurriendo.

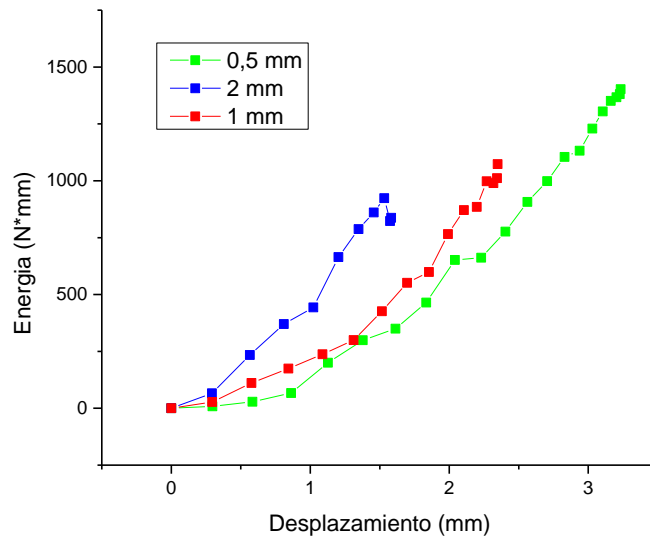


Ilustración 4-9 Energía vs. desplazamiento para el caso nivel 4.

Se puede apreciar claramente en la Ilustración 4-9 que el caso que mayor energía absorbe es el de 0,5mm de pared. Esto es algo esperable teniendo en cuenta que las pieles son las encargadas de soportar los esfuerzos de tracción y compresión. Al disminuir o aumentar su espesor se modifica la resistencia a la flexión de la viga y el sistema bajo cargas de impacto se comporta como una flexión en tres puntos.

Sin embargo, se observa que al duplicar el espesor de la piel de 1mm a 2mm, la energía máxima disminuye únicamente en un 10%. Pero, la tasa de aumento de la energía en función del desplazamiento varía respecto a los espesores de 1mm y 0.5mm.

La energía absorbida para el caso de las pieles de 0,5mm es mayor que para el caso de 1mm, aunque su indentación es menor, lo que podría significar que la propagación de la energía es mayor a lo largo de la probeta.

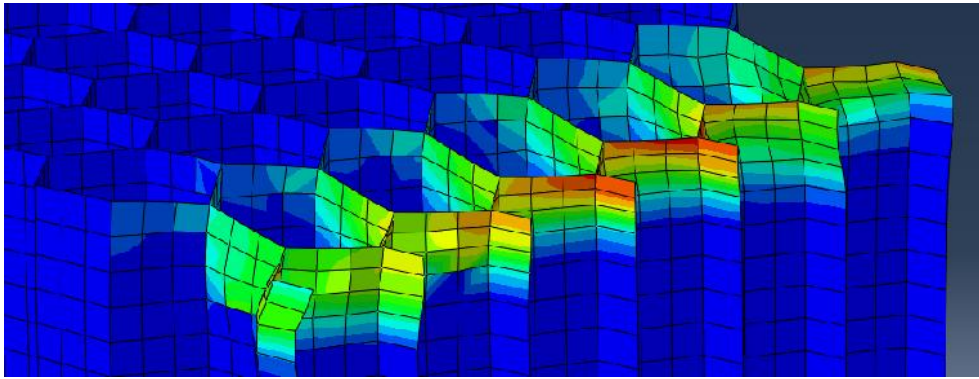


Ilustración 4-10 PEEQ de probeta 1mm de piel en nivel 5.

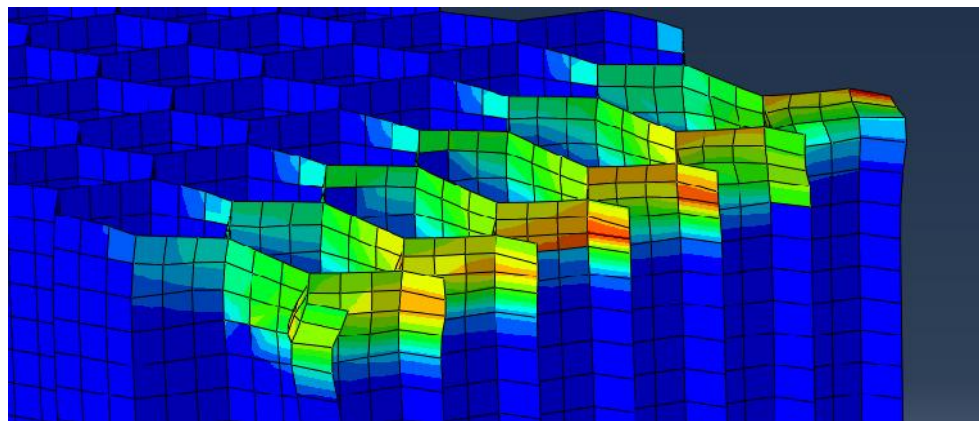


Ilustración 4-11 PEEQ de probeta 0,5mm de piel en nivel 5.

En la Ilustración 4-10 e Ilustración 4-11 se observa claramente que el daño se propaga más en el caso que se tiene menor espesor en la piel, ya que le otorga una menor resistencia al impacto por contribuir menos a la absorción de energía (Ilustración 4-12).

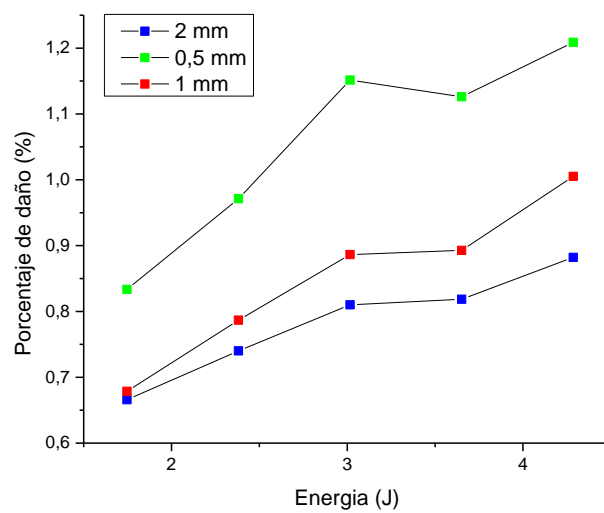


Ilustración 4-12 Daño porcentual cambiando el espesor de la piel.

En la Ilustración 4-13 se compara usando el índice de daño definido anteriormente. Se puede ver lo siguiente.

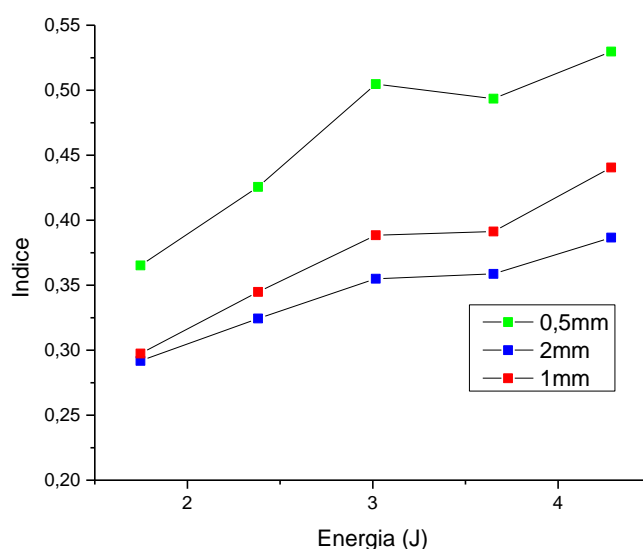


Ilustración 4-13 Índice de daño normalizado para los tres casos analizados.

La pendiente inicial del daño va creciendo a medida que se disminuye el espesor de las pieles, con un claro valor inicial mayor cuando se reduce el espesor de la piel a la mitad. Entre los niveles 3 y 4 se llega a una región donde no hay aumento en el daño, hasta que se llega al último punto donde se vuelve a observar un crecimiento en este. Esto se debe a que en ese rango de estabilidad no aumenta la cantidad de elementos dañados, pero si el valor de daño para los elementos que ya lo presentaban.

Tabla 14 Índice de daño para diferentes espesores de piel.

Espesor	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 3	Nivel 4	Nivel 5
0,5 mm	0.365	0.425	0.504	0.493	0.529
1 mm	0,297	0.344	0.388	0.391	0.440
2 mm	0.291	0.324	0.355	0.358	0.386

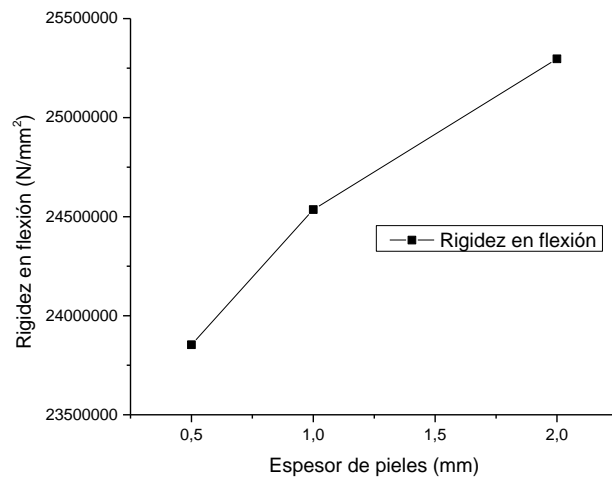


Ilustración 4-14 Rigidez en flexión en función del espesor de las pieles.

En la Ilustración 4-14 no se aprecia que la variación en el espesor de las pieles represente un cambio significativo en el valor de la rigidez a la flexión.

Analizando la pérdida de propiedades por impacto podemos ver que al aumentar el espesor de la piel la pérdida de rigidez se reduce, exceptuando el ultimo nivel de energía (Ilustración 4-15).

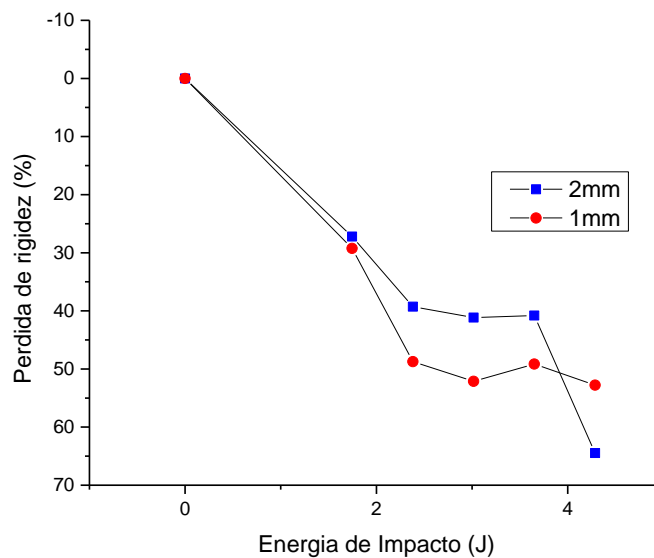


Ilustración 4-15 Cambio en la pérdida de rigidez con el espesor de las pieles.

Existe un cambio en el mecanismo de daño entre los últimos puntos para el caso de las pieles de 2mm. Esto explica por qué, a pesar de una mayor pérdida de propiedades a bajas energías, el caso de 1mm de espesor de piel es más estable a medida que la energía de impacto aumenta.

Al momento de seleccionar el mejor caso, se debe tener en cuenta, que las características a evaluar dependen de los requerimientos de servicio. Contrario a lo que sucedía con el espesor de pared de celda, en este caso existen grandes diferencias en la rigidez residual entre los tres casos, llevando a esta propiedad a determinar un mínimo de espesor de piel requerido.

Si el requerimiento permite un menor o mayor daño en la pieza, los índices muestran claramente la diferencia entre una piel de 0,5 mm de espesor y una de 1 mm de espesor. Sin embargo, entre pieles de 1 mm y de 2 mm, la reducción del daño producido es mínima, por lo que puede no ser conveniente aumentar el peso y costo de la pieza por una baja ganancia en propiedades.

Capítulo 5 Conclusiones

En este trabajo se desarrolló una herramienta computacional destinada al diseño de estructuras tipo sándwich para optimización de respuesta ante impacto subcrítico. La herramienta desarrollada consistió en un modelo de elementos finitos de un núcleo de aluminio en forma de panal de abeja con pieles de epoxi reforzada con fibra de carbono. Entre las actividades más importantes desarrolladas podemos mencionar:

- Se determinaron las propiedades mecánicas del material necesarias para alimentar el modelo numérico mediante ensayos estandarizados.
- Se determinaron las propiedades de la lámina del material compuesto mediante la implementación de la teoría clásica de laminados.
- Se implementó un modelo de elementos finitos conformado por dos submodelos: núcleo y pieles. Cada submodelo fue validado independientemente:
 - Se diseñó y validó un modelo numérico que calcula mediante elementos finitos la reacción de un panel sándwich sometido a impacto subcrítico.
 - Se utilizaron los resultados del modelo de impacto para estimar las propiedades residuales y validar nuevamente.
- Una vez validada la herramienta, se propuso su utilización a un caso de uso concreto que consiste en el rediseño del componente a partir de la variación en su geometría:
 - Se definieron los cambios que se deberían hacer en las variables de geometría analizadas de acuerdo con los requerimientos que se tengan para la pieza.
 - Se demostró la utilidad de la herramienta desarrollada, tanto en su correlación con resultados experimentales, como en su uso para predicción de propiedades en estructuras nuevas

Trabajo Futuro

Durante la realización de este trabajo final se diseñó e implemento una herramienta para el diseño de paneles sándwich sometidos a impacto. Aunque se cumplió con el objetivo general, se identificaron algunos puntos donde la herramienta se puede mejorar.

- Buscar ampliar la herramienta a impactos de mayor energía, saliendo del régimen de impacto subcrítico. Para lograr esto se debe tener algunas consideraciones:
 - Incorporar el mecanismo de daño de delaminación en el material compuesto y el despegue de las pieles con el núcleo.
 - Definir daño en los elementos de material compuesto y no solo en el aluminio. Para esto se puede utilizar el criterio de Hashin ya incorporado en el módulo de ABAQUS.
- Se puede analizar la variación de otras propiedades, no solo las mecánicas. Por ejemplo, la conductividad térmica de los paneles también es una propiedad importante para los materiales de la industria aeroespacial.
- Diseñar un modelo de núcleo diferente para ampliar el rango de paneles sándwich con los que se puede trabajar, como puede ser una espuma poliuretánica.

Referencias

- Abarte, S. (1998). *Impact on composite structures*. Cambridge University Press.
- American Society for Testing and Materials. (2002). Standard Test Method for Tensile Properties of Polymer Matrix Composite Materials. *American Society for Testing and Materials*, 15.
- American Society for Testing and Materials. (2008). Standard Test Methods for Density and Specific Gravity (Relative Density) of Plastics by Displacement. *American Society for Testing and Materials*, 14, 6.
- American Society for Testing and Materials. (2011). D7250 - Standard Practice for Determining Sandwich Beam Flexural and Shear Stiffness. *American Society for Testing and Materials*, i(C), 1–8.
- American Society for Testing and Materials. (2016). Standard Test Method for Flatwise Compressive Properties of Sandwich Cores. *American Society for Testing and Materials*, (1), 1–3.
- Ashby, M. (2000). *Metal Foams: A Design Guide*. (M. Ashby, Ed.).
- Daniel, I. M., & Gdoutos, E. E. (2009). Failure modes of composite sandwich beams. *Major Accomplishments in Composite Materials and Sandwich Structures: An Anthology of ONR Sponsored Research*, 197–227.
- Gibson, L., & Ashby, M. (1997). *Cellular Solids: Structure and Properties (Cambridge Solid State Science Series)*.
- Herrmann, A. S., Zahlen, P. C., & Zuardy, I. (2005). Sandwich Structures Technology in Commercial Aviation, 26.
- K. Srivastava, V. (2012). Impact Behaviour of Sandwich GFRP-Foam-GFRP Composites. *International Journal of Composite Materials*, 2(4), 63–66.
<https://doi.org/10.5923/j.cmaterials.20120204.04>
- Matthews, F. L., Davies, G. A. O., Hitchings, D., & Soutis, C. (2011). *Finite element modelling of composite materials and structures. Finite element modelling of composite materials and structures*.

- Miravete, A. (2000). *Materiales compuestos vol I. y II. INO Reproducciones*.
- París, F., Cañas, J., Marín, J. C., & Barroso, A. (2008). *Introducción al análisis y diseño con materiales compuestos*. UNIVERSIDAD DE SEVILLA.
- SIMULIA. (2013a). Damage evolution and element removal for ductile metals. In *Abaqus Analysis User's Guide*.
- SIMULIA. (2013b). Plasticity in ductile metals. In *Abaqus Analysis User's Guide*.
- Vasiliev, V. V., & Morozov, E. V. (2001). *Mechanics and Analysis of Composite Materials* (Second). Oxford: Elsevier.
- Wierzbicki, T. (1983). Crushing analysis of metal honeycombs. *International Journal of Impact Engineering*, 1(2), 157–174.
- Zhu, S., & Chai, G. B. (2013). Damage and failure mode maps of composite sandwich panel subjected to quasi-static indentation and low velocity impact. *Composite Structures*, 101, 204–214.

Capítulo 6 Anexo

Teoría clásica de lámina (CLT)

La teoría definida por (Matthews, Davies, Hitchings, & Soutis, 2011) define una matriz de rigidez (Q) de una lámina de modo que:

$$\sigma_{12} = Q * \varepsilon_{12}$$

Ecuación 14. Relación entre tensión y deformación.

$$Q = \begin{bmatrix} \frac{E_{11}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} & \frac{\nu_{21}E_{11}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} & 0 \\ \frac{\nu_{12}E_{22}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} & \frac{E_{22}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} \end{bmatrix}$$

Ecuación 15. Matriz de Rigidez.

Donde,

σ : Tensión de la lámina.

ε : Deformación de la lámina.

E : Modulo elástico.

ν : Coeficiente de Poisson.

G : Modulo de corte.

La matriz determina una relación entre la tensión y la deformación de la lámina orientada en la dirección de las fibras. Pero, si se tiene un material que se compone de un arreglo de láminas con diferentes orientaciones, debemos transformar la matriz Q para cada lamina de acuerdo con su orientación respecto del material compuesto. Si se aplica una rotación θ respecto del compuesto:

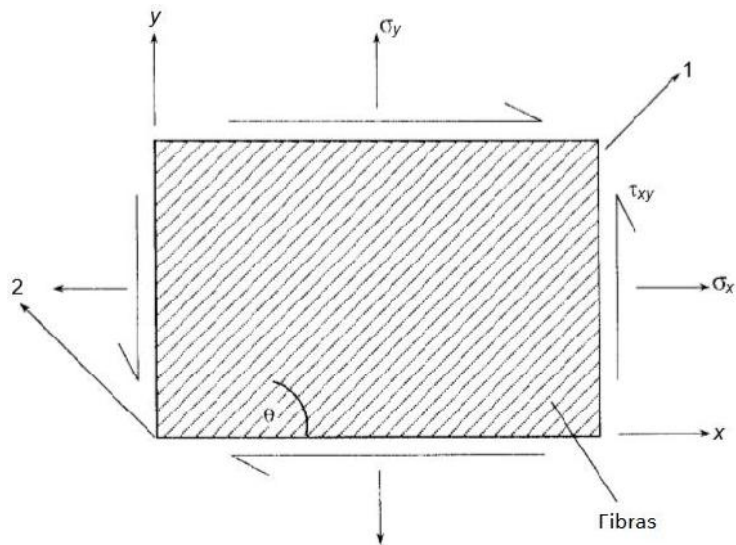


Ilustración 6-1 Lamina unidireccional con los ejes principales rotados respecto de los ejes x-y.

Para obtener las propiedades en una nueva dirección se define una nueva matriz T, de transformación:

$$\sigma_{12} = T * \sigma_{xy} \quad \text{y} \quad \varepsilon_{12} = T * \varepsilon_{xy}$$

Ecuación 16. Relación de rotación.

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & 2mn \\ n^2 & m^2 & -2mn \\ -mn & mn & (m^2 - n^2) \end{bmatrix}$$

Ecuación 17. Matriz de transformación.

Con $n = \sin \theta$ y $m = \cos \theta$.

Si aplicamos la matriz de transformación a la relación de tensión y deformación definida previamente, se obtiene una matriz de rigidez rotada en función del ángulo:

$$\sigma_{xy} = Q_r * \varepsilon_{xy}$$

Ecuación 18. Relación entre tensión y deformación en función del ángulo.

Cuyos elementos son:

$$\begin{aligned} Q_{11} &= Q_{11}m^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{33})n^2m^2 + Q_{22}n^4 \\ Q_{22} &= Q_{11}n^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{33})n^2m^2 + Q_{22}m^4 \\ Q_{12} &= (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{33})n^2m^2 + Q_{12}(m^4 + n^4) \\ Q_{33} &= (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{33})n^2m^2 + Q_{33}(m^4 + n^4) \\ Q_{13} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{33})nm^3 + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{33})n^3m \\ Q_{23} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{33})n^3m + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{33})nm^3 \end{aligned}$$

Con esta ecuación, se calcula la rigidez de cada lámina en su orientación. Luego, se busca su interacción entre todas las láminas individuales para generar el material compuesto. Para esto se calculan las matrices A, B y D con el objetivo de relacionar las cargas y desplazamientos externos.

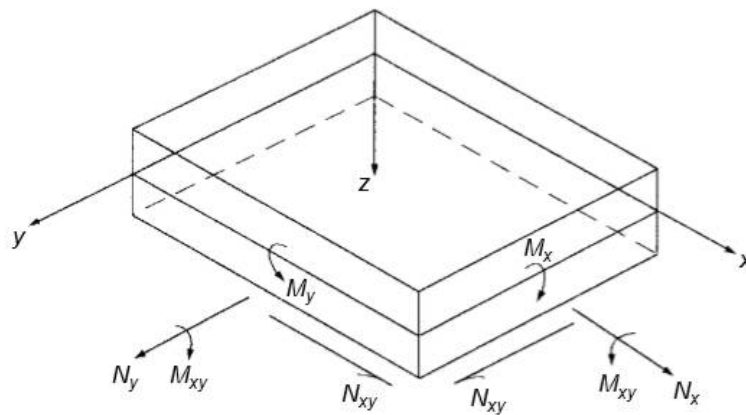


Ilustración 6-2 Cargas que actúan sobre un laminado.

La teoría de lámina (CLT, Classical Lamination Theory) define las matrices a calcular de la siguiente manera, con A siendo la matriz de extensión, B la rigidez de acople y D la rigidez a la flexión.

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^N Q_{r_k} * t_k$$

Ecuación 19. Matriz de extensión.

$$B_{ij} = \sum_{k=1}^N Q_{r_k} * t_k * z_k$$

Ecuación 20. Rigidez del acople.

$$D_{ij} = \sum_{K=1}^N Q_{r_k} * \left(t_k * z_k^2 + \frac{t_k^3}{12} \right)$$

Ecuación 21. Rigidez a la flexión.

Donde, t_k es el espesor de la lámina k y z_k es la distancia al plano neutro de la lámina k .

Y la relación es:

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^\circ \\ \varepsilon_y^\circ \\ \varepsilon_{xy}^\circ \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} \\ B_{31} & B_{32} & B_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} \\ B_{31} & B_{32} & B_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^\circ \\ \varepsilon_y^\circ \\ \varepsilon_{xy}^\circ \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} \\ D_{21} & D_{22} & D_{23} \\ D_{31} & D_{32} & D_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix}$$

Ecuación 22. Comportamiento de un laminado según la orientación de sus laminas.

Así podemos modelar el comportamiento de los laminados de material compuesto.

Gráficos comparativos para la validación del modelo

Para un tercio del *span*

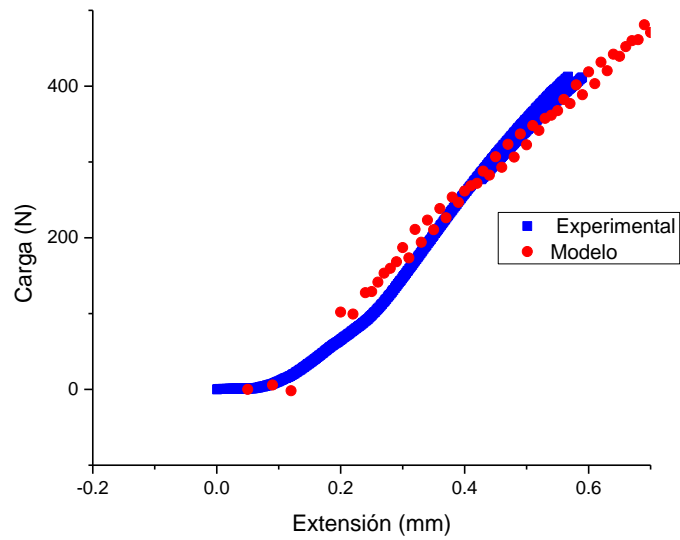


Ilustración 6-3 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un tercio de span (Probeta 18).

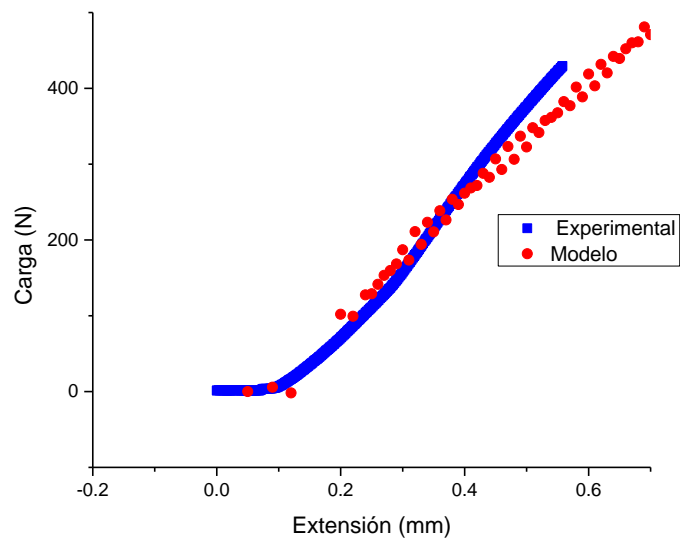


Ilustración 6-4 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un tercio de span (Probeta 17).

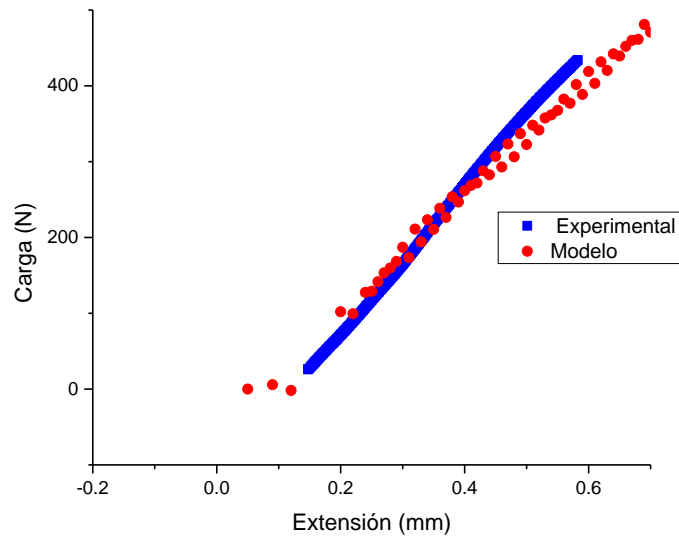


Ilustración 6-5 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un tercio de span (Probeta 15).

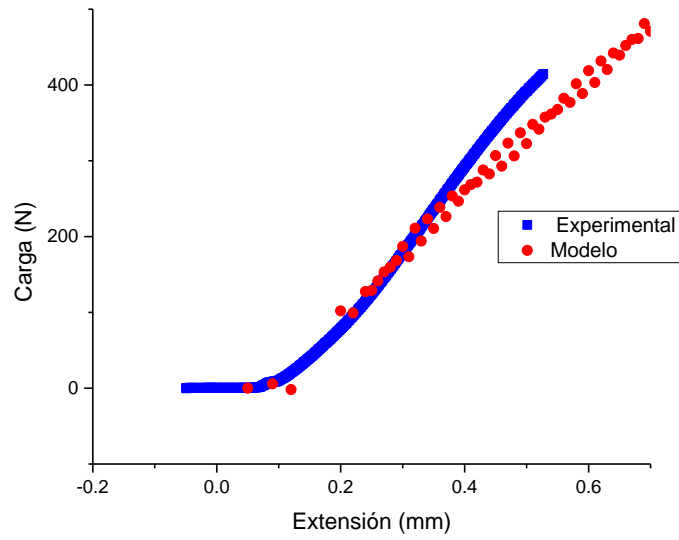


Ilustración 6-6 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un tercio de span (Probeta 14).

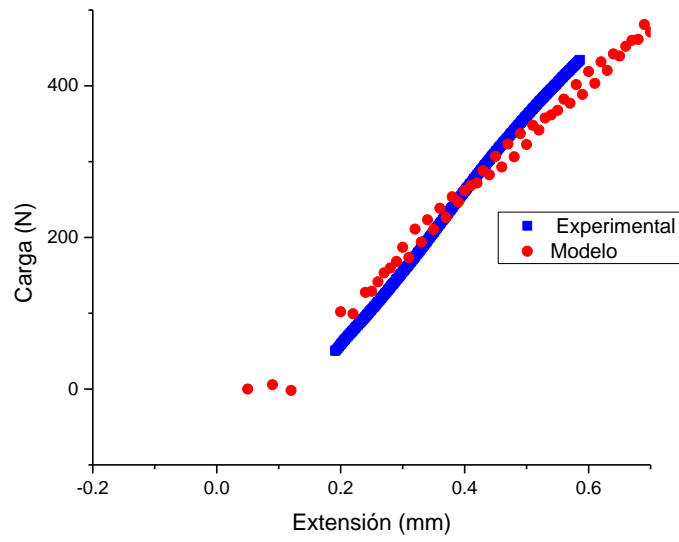


Ilustración 6-7 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un tercio de span (Probeta 13).

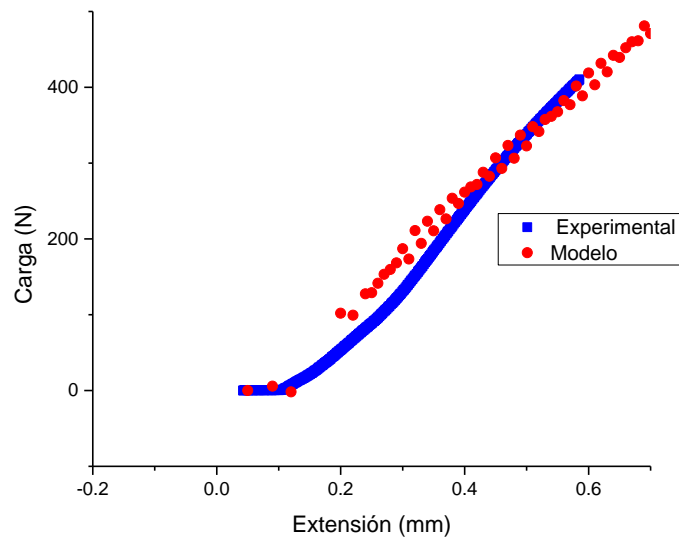


Ilustración 6-8 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un tercio de span (Probeta 12).

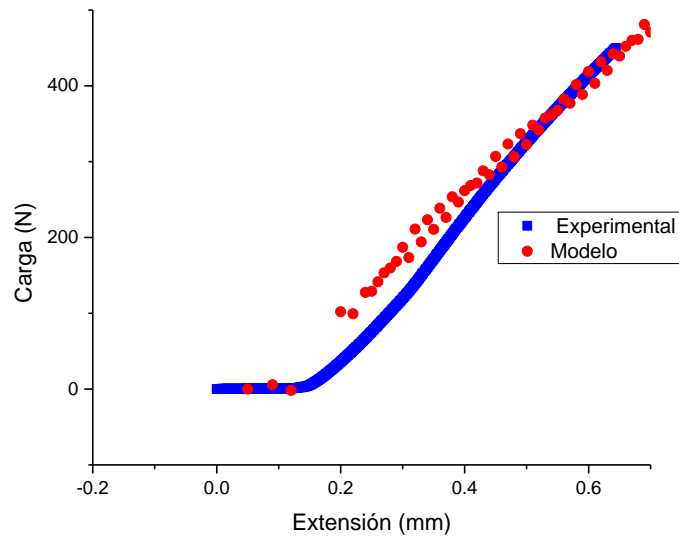


Ilustración 6-9 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un tercio de span (Probeta 10).

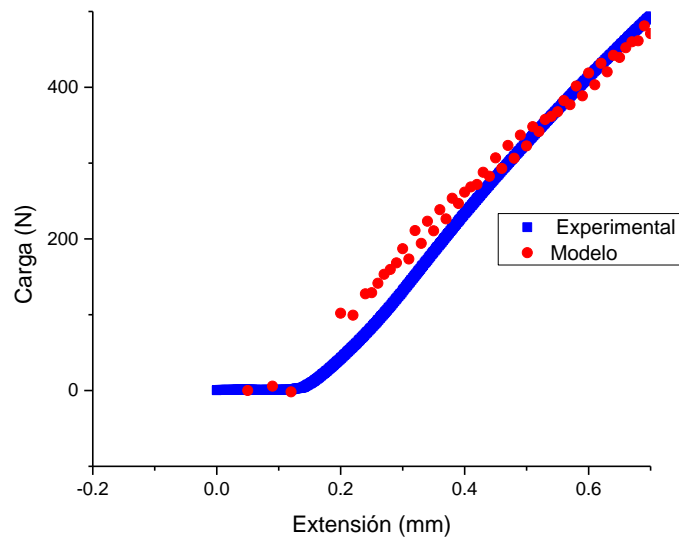


Ilustración 6-10 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un tercio de span (Probeta 9).

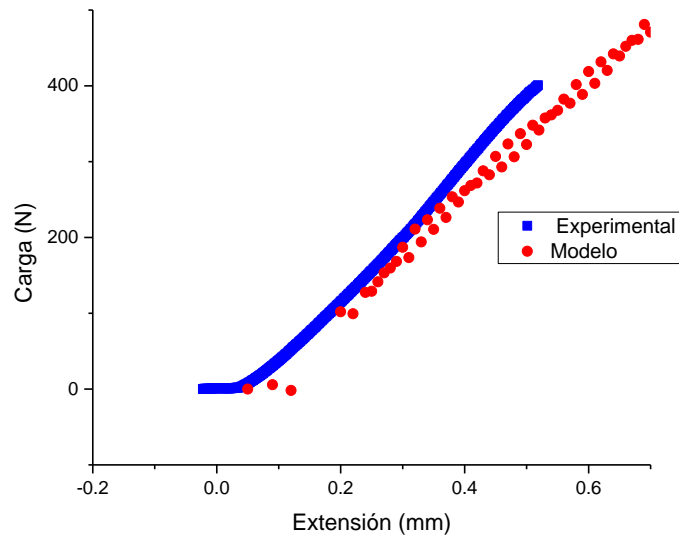


Ilustración 6-11 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un tercio de span (Probeta 8).

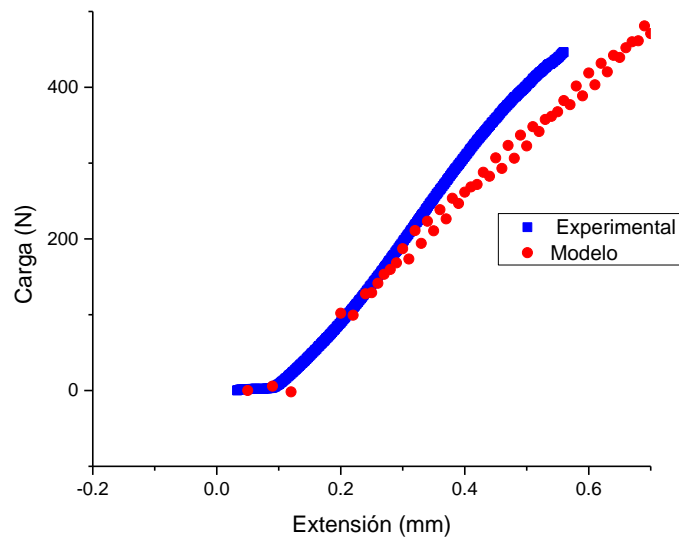


Ilustración 6-12 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un tercio de span (Probeta 7).

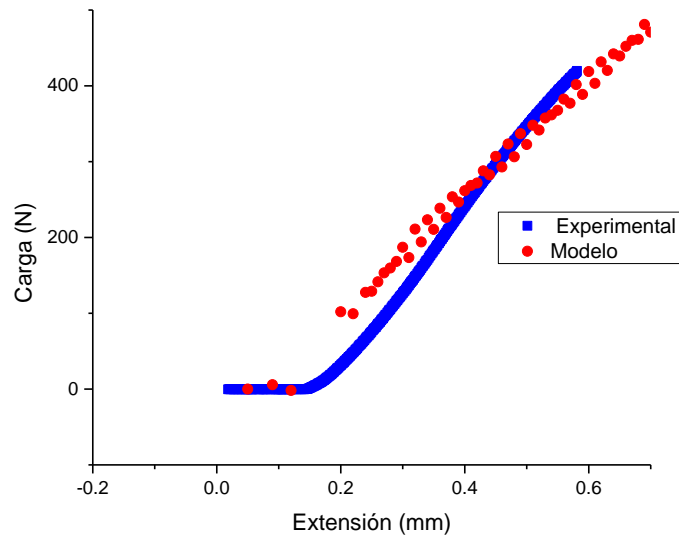


Ilustración 6-13 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un tercio de span (Probeta 6).

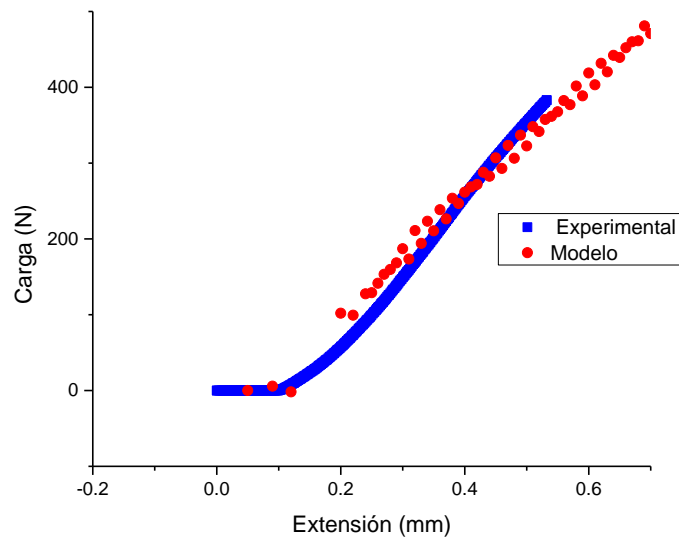


Ilustración 6-14 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un tercio de span (Probeta 5).

Para un cuarto de *span*

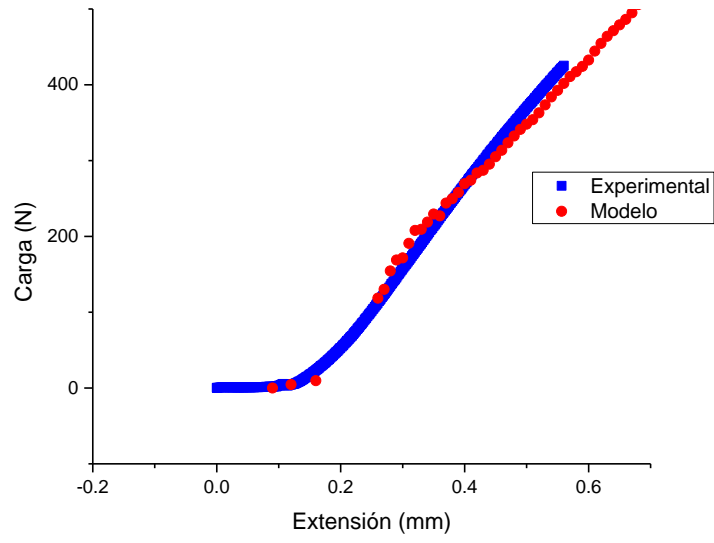


Ilustración 6-15 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un cuarto de span (Probeta 18).

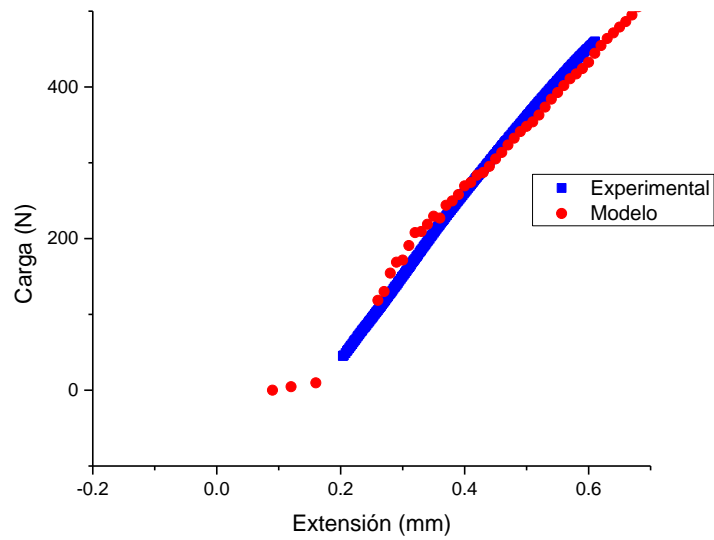


Ilustración 6-16 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un cuarto de span (Probeta 17).

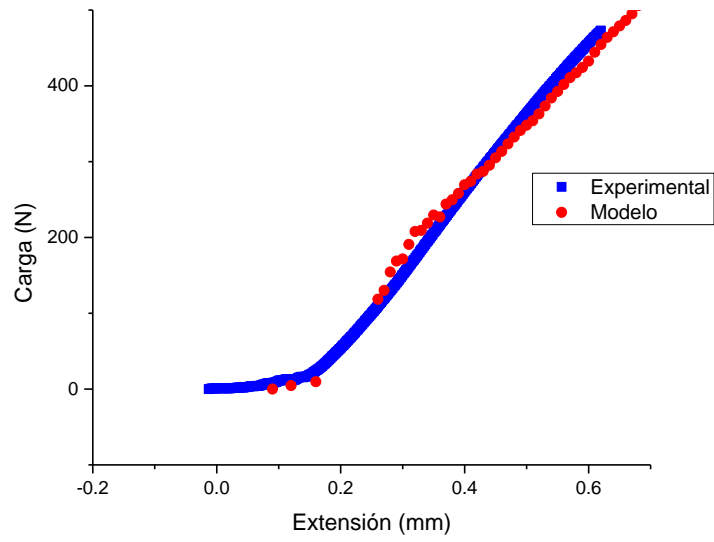


Ilustración 6-17 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un cuarto de span (Probeta 15).

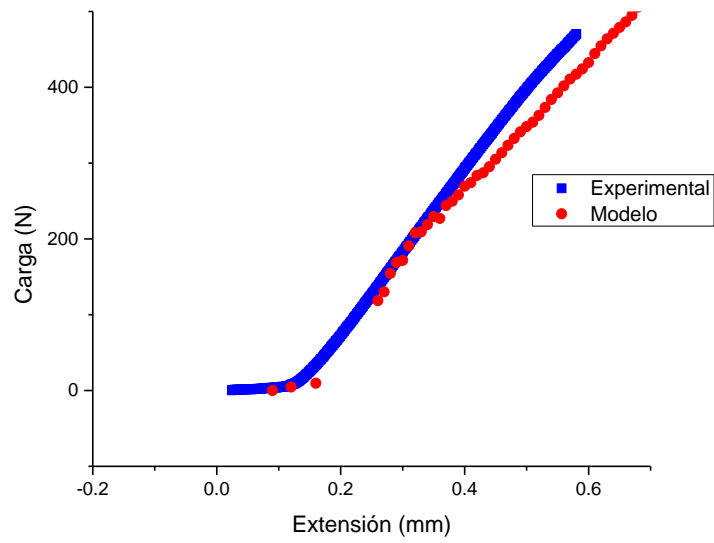


Ilustración 6-18 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un cuarto de span (Probeta 14).

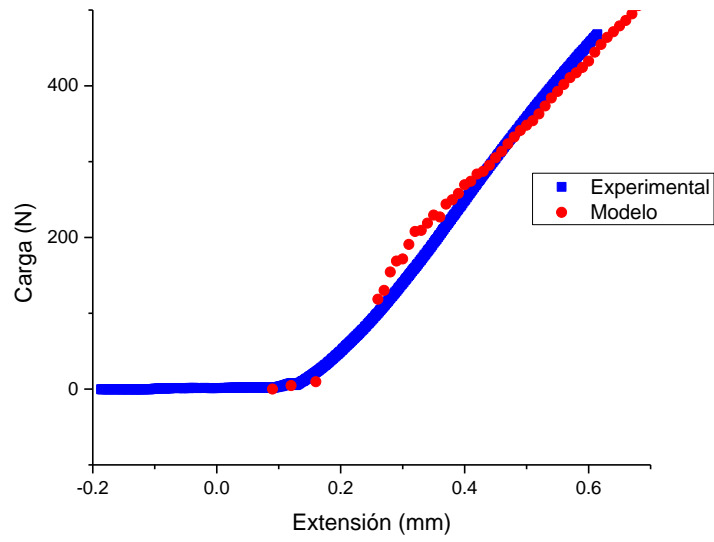


Ilustración 6-19 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un cuarto de span (Probeta 13).

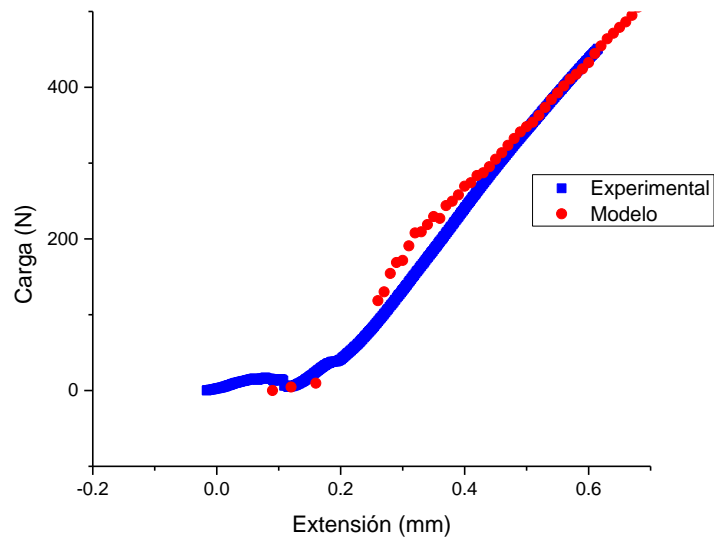


Ilustración 6-20 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un cuarto de span (Probeta 12).

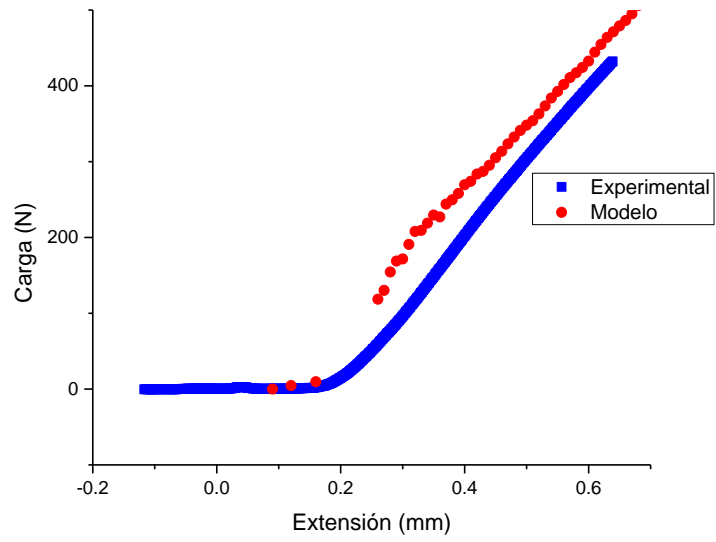


Ilustración 6-21 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un cuarto de span (Probeta 10).

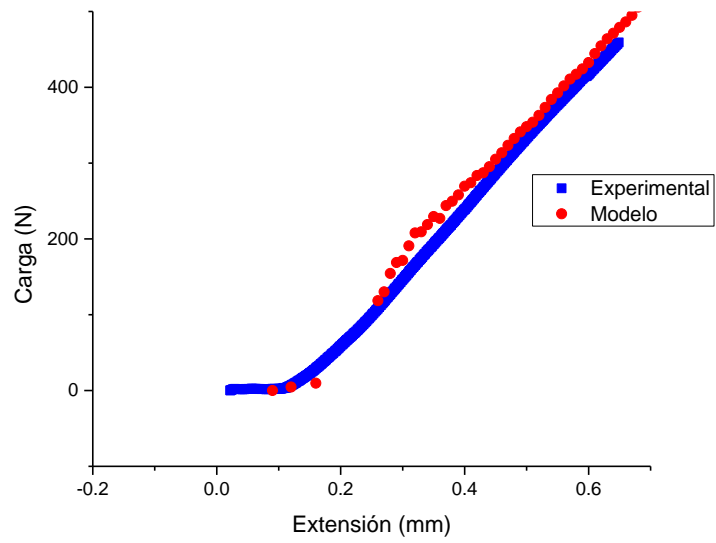


Ilustración 6-22 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un cuarto de span (Probeta 9).

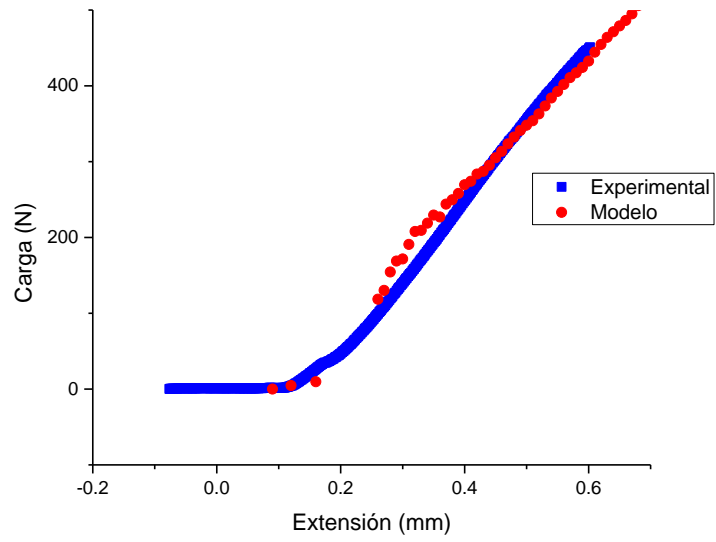


Ilustración 6-23 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un cuarto de span (Probeta 8).

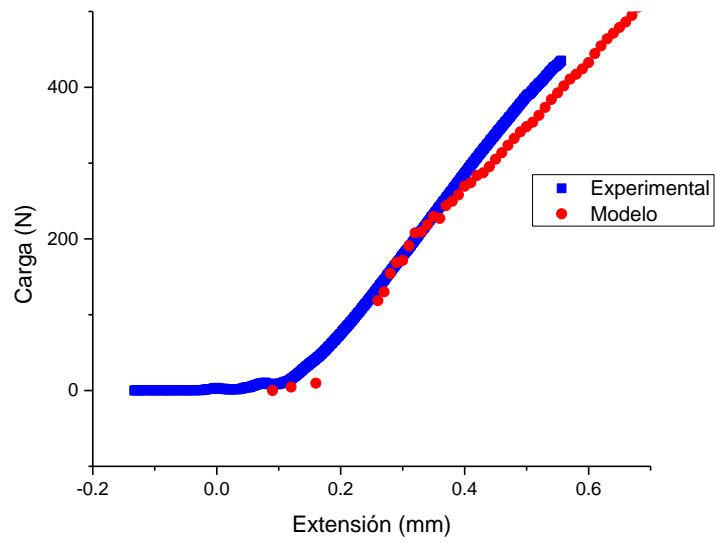


Ilustración 6-24 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un cuarto de span (Probeta 7).

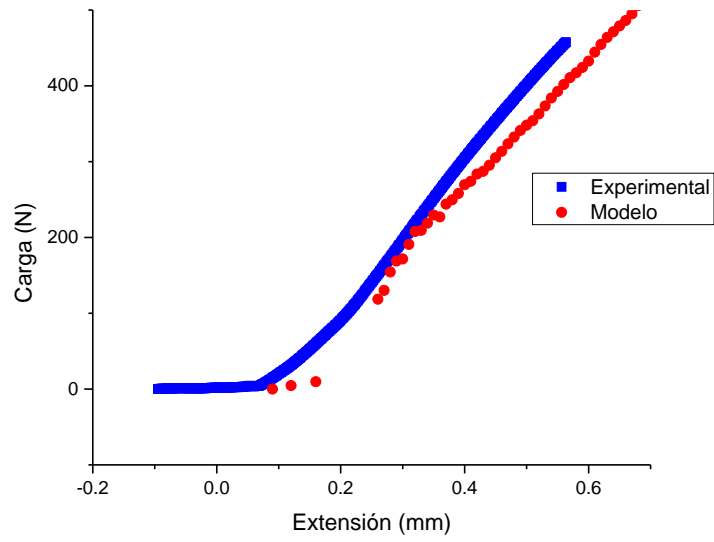


Ilustración 6-25 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un cuarto de span (Probeta 6).

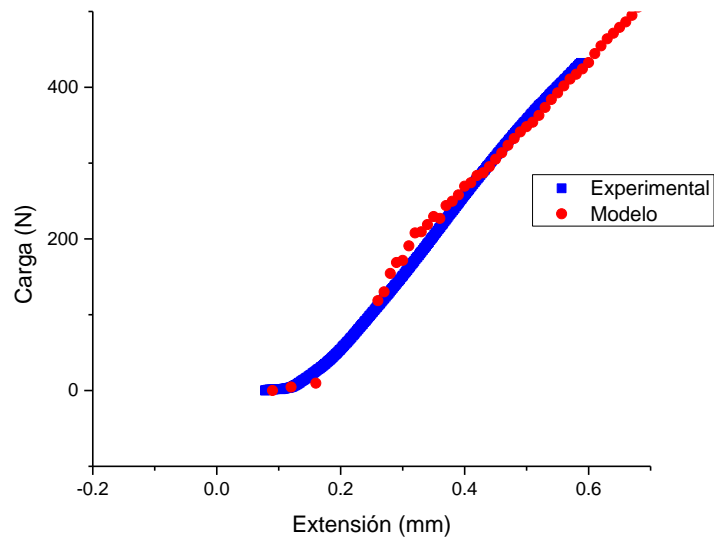


Ilustración 6-26 Comparativa del modelo con el resultado experimental para un cuarto de span (Probeta 5).