



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

Comparación de la capacidad de absorción de energía frente a impactos de baja velocidad de estructuras sandwich augéticas y no augéticas.

TRABAJO FINAL DE MÁSTER

Máster en Ingeniería Aeronáutica

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Alumno: Espí Zamora, Pau (paesza@etsid.upv.es)

Tutor: Albelda Vitoria, José (jalbelda@mcm.upv.es)

Cotutor: Vicente Escuder, Ángel (avicente@mcm.upv.es)

Curso 2020/2021

The logo of the Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño, consisting of a blue stylized building icon above the text 'Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño'.

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría agradecer a mi tutor, José Albelda toda la labor que ha desempeñado para facilitarme la realización de este trabajo. Sin su ayuda y sus conocimientos hubiese sido imposible llevarlo a cabo. De igual manera, me gustaría mostrar mis agradecimientos al cotutor del proyecto, Ángel Vicente, que ha sido de gran ayuda para la realización de los análisis experimentales.

También, agradezco sinceramente a todos y cada uno de los profesores que he tenido durante esta etapa de mi vida, su profesionalidad y capacidad para difundir conocimientos a gente que está ansiosa por aprender.

Por otra parte, ha sido mucho más ameno el transcurso de este camino gracias a los excelentes compañeros de clase que he tenido. Con algunos he llegado a tener más confianza y con otros menos, pero todos han contribuido a que mi vida universitaria haya pasado “volando”.

Y, por último y no menos importante, gracias a mi familia y amigos. Ellos han sido los que me han ayudado en los peores momentos y los que siempre me han apoyado en los mejores. Por eso y mucho más, son parte fundamental de que haya llegado hasta donde estoy.

Resumen

El presente trabajo tiene como objetivo principal evaluar la posibilidad de mejorar la capacidad de absorción de energía frente a impactos en estructuras de tipo *sandwich*. Para ello, se plantea la utilización de materiales con propiedades auxéticas, es decir, cuyo coeficiente de Poisson es negativo. Así pues, la idea principal es la utilización de materiales auxéticos, tanto en las alas como en el núcleo, para fabricar una estructura totalmente auxética en la que se evalúe si se mejora la absorción de energía frente a impactos a bajas velocidades.

Para ello, en primer lugar se definen tanto el núcleo como el laminado que formará las pieles de la estructura auxética y, posteriormente se diseñan e imprimen en 3D las probetas que van a ser ensayadas. El análisis consiste en una prueba de impacto de Charpy, en la que el parámetro fundamental de medida es la absorción de energía en el impacto. A modo de comparación, se realiza el mismo estudio con estructuras *sandwich* que poseen un núcleo de panal de abeja, es decir, no auxético.

El procedimiento realizado para llevar a cabo el proyecto ha consistido en cuatro fases. En primer lugar, se han realizado unos análisis estáticos como primera aproximación, que se comparan más adelante con resultados experimentales para comprobar si los efectos dinámicos son importantes. Tras constatar que sí lo son, se realizan análisis dinámicos a las probetas para adaptar el problema lo máximo posible a la realidad y, por último, se extraen las conclusiones generales de los análisis realizados.

Abstract

The main objective of this work is to evaluate the possibility of improving the energy absorption capacity of sandwich type structures in the event of impacts. To this end, the use of materials with auxetic properties, i.e. with a negative Poisson's coefficient, is proposed. Thus, the main idea is to use auxetic materials, both in the wings and in the core, to manufacture a fully auxetic structure in which it is evaluated whether the energy absorption against low-speed impacts is improved.

To do this, first the core and the laminate that will form the skins of the auxetic structure are defined, and then the test specimens to be tested are designed and 3D printed. The analysis consists of a Charpy impact test, in which the fundamental measurement parameter is the energy absorption on impact. By way of comparison, the same study is carried out with sandwich structures that have a honeycomb core, i.e. not auxetic.

The procedure used to carry out the project consisted of four phases. Firstly, static analyses have been carried out as a first approximation, which are later compared with experimental results to check if the dynamic effects are important. After confirming that they are, dynamic analyses are carried out on the test specimens to adapt the problem as closely as possible to reality and, finally, general conclusions are drawn from the analyses carried out.

Resum

El present treball té com a objectiu principal avaluar la possibilitat de millorar l'absorció d'energia front a l'impacte en estructures de tipus *sandwich*. Per a això, es planteja la utilització de materials amb propietats augéticas, és a dir, el coeficient de Poisson és negatiu. Així doncs, la idea principal és la utilització de materials augéticos, tant en les ales com en el nucli, per fabricar una estructura totalment augética en què s'avalui si es millora l'absorció d'energia front a l'impacte en baixes velocitats.

Per això, en primer lloc es defineixen tant el nucli com el laminat que formarà les pells de l'estructura augética i, posteriorment es dissenyen i imprimeixen en 3D les provetes que seran assajades. L'anàlisi consisteix en una prova d'impacte de Charpy, en què el paràmetre fonamental de mesura és l'absorció d'energia en l'impacte. A tall de comparació, es realitza el mateix estudi amb estructures *sandwich* que posseeixen un nucli de bresca d'abella, és a dir, no augético.

El procediment realitzat per dur a terme el projecte ha consistit en quatre fases. En primer lloc, s'han realitzat unes anàlisis estàtics com a primera aproximació, que es comparen més endavant amb resultats experimentals per a comprovar si els efectes dinàmics són importants. Després de constatar que sí que ho són, es realitzen anàlisis dinàmics a les provetes per adaptar el problema el màxim possible a la realitat i, finalment, s'extreuen les conclusions generals de les anàlisis realitzades.

Índice

Agradecimientos	I
Resumen	I
Abstract	I
Resum	I
Índice	II
Índice de figuras	VII
Índice de tablas	XIII
1. Introducción	1
1.1. Estructuras tipo <i>sandwich</i>	1
1.1.1. Núcleo	3
1.1.2. Alas	4
1.1.3. Adhesivo	5
1.2. Comportamiento de una estructura tipo <i>sandwich</i>	6
1.3. Modos de fallo en estructuras tipo <i>sandwich</i>	7
1.3.1. Resistencia insuficiente	7
1.3.2. Inestabilidades locales	8
1.3.3. Inestabilidades globales	9
1.4. Materiales autogénicos	10
2. Metodología de comparación	12
2.1. Consideraciones previas	12
2.2. Requisitos del modelo de cálculo	12
2.3. Estructuras <i>sandwich</i> comparadas	13

2.4. Metodología del estudio	13
3. Descripción del problema	15
3.1. Selección del núcleo augético	15
3.2. Selección del laminado augético	17
3.2.1. Preimpregnado Gurit SE 84LV/HMC	17
3.2.2. Teoría Clásica de Láminados (TCL)	18
3.2.3. Cálculo del coeficiente de Poisson normal al plano del laminado, ν_{13}	20
3.2.4. Laminado simétrico-equilibrado	23
3.3. Diseño de los modelos CAD	23
3.3.1. EVANS 2D	24
3.3.2. Panal de abeja	27
3.3.3. EVANS 3D	28
4. Análisis estáticos	32
4.1. <i>Setup</i> análisis estáticos	33
4.1.1. Modelo de material empleado.	34
4.2. Núcleo EVANS 2D	36
4.2.1. Alas de espesor 2 mm	37
4.2.2. Alas de espesor 3 mm	38
4.3. Núcleo de panal de abeja	40
4.3.1. Alas de espesor 0.5 mm	40
4.3.2. Alas de espesor 1 mm	42
4.4. Núcleo EVANS 3D	44
4.4.1. Alas de espesor 3 mm	44
4.5. Resumen	45
5. Análisis experimentales: Un material	48
5.1. Prueba de impacto	48

5.2. Núcleo EVANS 2D	51
5.3. Núcleo de panal de abeja	55
6. Análisis experimentales: Dos materiales	60
6.1. Fabricación de laminados	60
6.1.1. Laminado simétrico equilibrado	61
6.1.2. Laminado unidireccional	64
6.2. Análisis experimentales	64
7. Análisis dinámicos	68
7.1. <i>Setup</i> análisis dinámicos	68
7.2. Núcleo EVANS 2D	70
7.2.1. Alas de espesor 1 mm	70
7.2.2. Alas de espesor 4 mm	72
7.3. Núcleo de panal de abeja	75
7.3.1. Alas de espesor 0.5 mm	75
7.3.2. Alas de espesor 3 mm	77
8. Conclusiones	80
9. Trabajos futuros	82
10. Referencias	83
Bibliografía	83
11. Presupuesto del proyecto	84
11.1. Costes de mano de obra	84
11.2. Costes de <i>software</i>	84
11.3. Costes de caracterización	85
11.3.1. Costes de fungibles	85

11.3.2. Costes de amortización	85
11.4. Coste total	85
12. Pliego de condiciones	86
12.1. Condiciones generales	86
12.1.1. Condiciones del puesto de trabajo	86
12.1.2. Obligaciones del empresario	86
12.1.3. Disposiciones mínimas	87
12.2. Condiciones del lugar de trabajo	87
12.2.1. Condiciones constructivas	87
12.2.2. Condiciones ambientales	88
12.2.3. Orden, limpieza y mantenimiento	88
12.2.4. Servicios higiénicos y locales de descanso	88
12.2.5. Materiales y locales de primeros auxilios	88
12.2.6. Especificaciones técnicas	89
A. Anexo I. Simulaciones análisis estáticos	90
A.1. Núcleo EVANS 2D	90
A.1.1. Alas de espesor 1 mm	90
A.1.2. Alas de espesor 4 mm	91
A.1.3. Alas de espesor 5 mm	93
A.2. Núcleo de panal de abeja	94
A.2.1. Alas de espesor 2 mm	94
A.2.2. Alas de espesor 3 mm	96
A.2.3. Alas de espesor 4 mm	97
A.2.4. Alas de espesor 5 mm	99
A.3. Núcleo EVANS 3D	100
A.3.1. Alas de espesor 2 mm	100
A.3.2. Alas de espesor 4 mm	102

A.3.3. Alas de espesor 5 mm 103

Índice de figuras

1.	Esquema de una estructura de tipo <i>sandwich</i> (ver Capítulo 2 de [1]).	1
2.	Configuraciones estructurales empleadas para ilustrar la rigidez a flexión (ver Capítulo 2 de [1]).	2
3.	Tipos de núcleos <i>honeycomb</i> y su aplicación (ver Capítulo 2 de [1]).	3
4.	Esquema tipos de materiales compuestos (ver Capítulo 2 de [1]).	4
5.	Componentes que conforman una estructura tipo <i>sandwich</i>	5
6.	Comportamiento de una viga en I sometida a flexión.	6
7.	Fallo por <i>dimpling</i> (ver Capítulo 3 de [1]).	8
8.	Fallo por <i>wrinkling</i> (ver Capítulo 3 de [1]).	9
9.	Fallo por pandeo global (ver Capítulo 3 de [1]).	9
10.	Fallo por <i>shear crimping</i> (ver Capítulo 3 de [1]).	10
11.	Comparativa entre una carga de tracción y de compresión aplicada a un material convencional y uno augético.	10
12.	Comparativa un impacto aplicado a un material convencional y uno augético.	11
13.	Estructuras geométricas con propiedades augéticas [2].	16
14.	Esquema de las láminas en la TCL.	19
15.	Coefficiente de Poisson del preimpregnado Gurit SE-84LV/HMC en función del ángulo de orientación de las láminas.	21
16.	Coefficiente de Poisson para un material ficticio con menor anisotropía (4) en función del ángulo de orientación de las láminas.	22
17.	Diseño del núcleo EVANS 2D en vista isométrica.	25
18.	Diseño del núcleo EVANS 2D en vista de perfil.	25
19.	Diseño de la probeta con núcleo EVANS 2D en vista isométrica.	26
20.	Diseño de la probeta final con núcleo EVANS 2D en vista isométrica.	26
21.	Diseño del núcleo de nido de abeja en vista isométrica.	27
22.	Diseño del núcleo de nido de abeja en vista de planta.	28
23.	Diseño de la probeta con núcleo de nido de abeja en vista isométrica.	28
24.	Diseño del núcleo EVANS 3D en vista isométrica.	29

25.	Diseño del núcleo EVANS 3D - Corte longitudinal.	30
26.	Diseño del núcleo EVANS 3D - Corte frontal.	30
27.	Diseño de la probeta con núcleo EVANS 3D en vista isométrica.	31
28.	Mallado probeta con núcleo EVANS 2D.	34
29.	<i>Setup</i> probeta con núcleo EVANS 2D.	34
30.	Tensión en función de la deformación producida en la probeta PLA sometida a tracción.	35
31.	Ensayo de tracción PLA.	35
32.	Esquema modelo de plasticidad bilineal.	36
33.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 2 mm de espesor.	37
34.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 2 mm de espesor - Núcleo.	38
35.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 2 mm de espesor - Alas.	38
36.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 3 mm de espesor.	39
37.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 3 mm de espesor - Núcleo.	39
38.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 3 mm de espesor - Alas.	40
39.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 0.5 mm de espesor.	41
40.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 0.5 mm de espesor - Núcleo.	41
41.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 0.5 mm de espesor - Alas.	42
42.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 1 mm de espesor.	42
43.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 1 mm de espesor - Núcleo.	43
44.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 1 mm de espesor - Alas.	43

45.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 3 mm de espesor.	44
46.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 3 mm de espesor - Núcleo.	45
47.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 3 mm de espesor - Alas.	45
48.	Esquema del Ensayo de Charpy [7].	49
49.	Componentes empleados para el Ensayo Charpy.	50
50.	Fuerza en Newtons en función del tiempo para diferentes espesores alares en el núcleo EVANS 2D.	52
51.	Energía absorbida y Energía absorbida/Peso de la probeta en función del tiempo.	53
52.	Energía total absorbida en función del espesor de las alas de la probeta con núcleo de panal de abeja.	53
53.	Probeta ensayada núcleo EVANS 2D y espesor alar 1 mm.	54
54.	Probeta ensayada núcleo EVANS 2D y espesor alar 3 mm.	54
55.	Probeta ensayada núcleo EVANS 2D y espesor alar 4 mm.	54
56.	Fuerza en Newtons en función del tiempo para diferentes espesores alares en el núcleo de panal de abeja.	56
57.	Energía absorbida y Energía absorbida/Peso de la probeta en función del tiempo.	57
58.	Energía total absorbida en función del espesor de las alas de la probeta con núcleo de panal de abeja.	57
59.	Probeta ensayada núcleo de panal de abeja y espesor alas 0.5 mm.	58
60.	Probeta ensayada núcleo de panal de abeja y espesor alas 2 mm.	58
61.	Probeta ensayada núcleo de panal de abeja y espesor alas 3 mm.	59
62.	Probeta ensayada núcleo de panal de abeja y espesor alas 4 mm.	59
63.	Probeta ensayada núcleo de panal de abeja y espesor alas 5 mm.	59
64.	Láminas de preimpregnado cortadas y ordenadas según orientación de apilado.	61
65.	Láminas de preimpregnado apiladas en la placa.	62
66.	Plástico y filtro para extracción y absorción de la resina sobrante, respectivamente.	62
67.	Bomba y bolsa de vacío instaladas para empezar la succión.	63

68.	Vacío generado por la bomba.	63
69.	Diseño de la probeta para la adhesión del laminado.	64
70.	Apoyos semi-cilíndricos necesarios en los análisis experimentales con laminados.	65
71.	Probeta ensayada núcleo EVANS 2D y laminado simétrico-equilibrado.	66
72.	Probeta ensayada núcleo EVANS 2D y laminado unidireccional.	66
73.	Probeta ensayada núcleo de panal de abeja y laminado simétrico-equilibrado.	66
74.	Probeta ensayada núcleo de panal de abeja y laminado unidireccional.	67
75.	Mallado análisis dinámicos.	69
76.	<i>Setup</i> análisis dinámicos.	69
77.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor.	70
78.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Núcleo.	71
79.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Alas.	71
80.	Comparativa entre la fuerza que soporta la probeta EVANS 2D con 1 mm de espesor alar en el ensayo experimental y en el análisis dinámico.	72
81.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 4 mm de espesor.	73
82.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 4 mm de espesor - Núcleo.	73
83.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 4 mm de espesor - Alas.	74
84.	Comparativa entre la fuerza que soporta la probeta EVANS 2D con 4 mm de espesor alar en el ensayo experimental y en el análisis dinámico.	74
85.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor.	75
86.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Núcleo.	76
87.	Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Alas.	76
88.	Comparativa entre la fuerza que soporta la probeta con núcleo de panal de abeja y 0.5 mm de espesor alar en el ensayo experimental y en el análisis dinámico.	77

89. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor.	78
90. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Núcleo.	78
91. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Alas.	79
92. Comparativa entre la fuerza que soporta la probeta con núcleo de panal de abeja y 3 mm de espesor alar en el ensayo experimental y en el análisis dinámico.	79
93. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor.	90
94. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Núcleo.	90
95. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Alas.	91
96. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 5 mm de espesor.	91
97. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 5 mm de espesor - Núcleo.	92
98. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 5 mm de espesor - Alas.	92
99. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 5 mm de espesor.	93
100. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 5 mm de espesor - Núcleo.	93
101. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 5 mm de espesor - Alas.	94
102. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 2 mm de espesor.	94
103. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 2 mm de espesor - Núcleo.	95
104. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 2 mm de espesor - Alas.	95
105. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 3 mm de espesor.	96

106. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 3 mm de espesor - Núcleo.	96
107. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 3 mm de espesor - Alas.	97
108. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 4 mm de espesor.	97
109. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 4 mm de espesor - Núcleo.	98
110. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 4 mm de espesor - Alas.	98
111. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 5 mm de espesor.	99
112. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 5 mm de espesor - Núcleo.	99
113. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 5 mm de espesor - Alas.	100
114. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 2 mm de espesor.	100
115. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 2 mm de espesor - Núcleo.	101
116. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 2 mm de espesor - Alas.	101
117. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 4 mm de espesor.	102
118. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 4 mm de espesor - Núcleo.	102
119. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 4 mm de espesor - Alas.	103
120. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 5 mm de espesor.	103
121. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 5 mm de espesor - Núcleo.	104
122. Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 5 mm de espesor - Alas.	104

Índice de tablas

1.	Efecto del espesor del núcleo en la rigidez, resistencia a flexión y en el peso de la estructura.	2
2.	Coefficiente de Poisson en función de la estructura [2].	17
3.	Propiedades mecánicas estimadas del preimpregnado SE 84LV/HMC.	18
4.	Comparativa de las propiedades entre laminados con diferente grado de anisotropía.	22
5.	Parámetros característicos de fabricación del laminado augético.	23
6.	Parámetros de diseño núcleo EVANS 2D.	24
7.	Parámetros característicos probeta EVANS 2D.	26
8.	Parámetros de diseño núcleo nido de abeja.	27
9.	Parámetros característicos probeta nido de abeja.	28
10.	Parámetros de diseño del núcleo EVANS 3D.	29
11.	Parámetros característicos probeta EVANS 3D.	30
12.	Principales propiedades del PLA.	36
13.	Resumen de las deformaciones máximas y elemento de fallo para el núcleo EVANS 2D.	46
14.	Resumen de las deformaciones máximas y elemento de fallo para el núcleo de nido de ABEJA.	46
15.	Resumen de las deformaciones máximas y elemento de fallo para el núcleo EVANS 3D.	47
16.	Energía total absorbida en función del núcleo y el laminado empleado en las alas.	65
17.	Costes de <i>software</i>	84
18.	Costes de amortización.	85

1. Introducción

1.1. Estructuras tipo *sandwich*

En la actualidad, las estructuras *sandwich* o emparedado han supuesto un gran avance en cuanto al diseño estructural de sistemas de transporte debido a que permiten la fabricación de estructuras con un peso muy reducido y resistencia y rigidez elevadas. Habitualmente suelen utilizarse en el sector aeronáutico, automovilístico, ferroviario y marítimo.

Una estructura *sandwich* (ver Capítulo 2 de [1]) está compuesta por dos placas relativamente delgadas de laminado sólido, denominadas alas, pegadas con un adhesivo y separadas por un núcleo de elevada ligereza con mayor grosor que las anteriores. Es decir, en este tipo de estructuras el espesor de las alas es muy inferior al del núcleo. La composición descrita se puede apreciar con mayor detalle en la Figura 1, en la que e_n representa el espesor del núcleo y e_p el espesor de las placas o alas. Estas estructuras se pueden construir con una gran variedad de formas y con una elevada variedad de materiales, sin embargo la mayoría de las estructuras empleadas en construcciones aeronáuticas están fabricadas con láminas de material compuesto de fibra de carbono, que forman las placas que se unen al núcleo. En el caso del presente proyecto se ha utilizado para fabricar los laminados que forman las alas un preimpregnado carbono-epoxi.

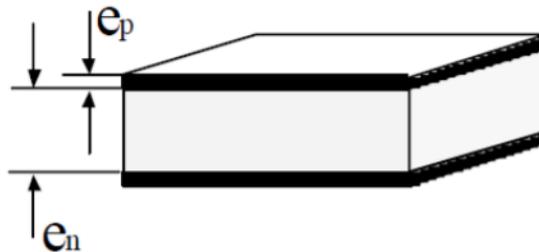


Figura 1: Esquema de una estructura de tipo *sandwich* (ver Capítulo 2 de [1]).

Los principales intervalos de valores geométricos que se emplean en este tipo de estructuras son los siguientes:

- $10 \leq e_n/e_p \leq 100$
- $0.25 \text{ mm} \leq e_p \leq 12.7 \text{ mm}$
- $20 \text{ kg/m}^3 \leq \rho_n \leq 1000 \text{ kg/m}^3$
- $0.025 \text{ mm} \leq e_a \leq 0.2 \text{ mm}$

, donde ρ_n es la densidad del núcleo y e_a es el espesor del aislante.

Por otra parte, entre las características más destacables para la aplicación de las estructuras emparedado, se pueden destacar:

- **Ligereza:** como ya se ha comentado, la densidad que se emplea en los núcleos de estas estructuras es muy reducida, por lo que aunque su grosor sea bastante elevado, su peso es realmente bajo para la elevada resistencia y rigidez que ofrecen. Además, al ser tan finas las alas, no provocan un aumento considerable de peso al pegarlas al núcleo.
- **Resistencia y rigidez a flexión:** para poder entender con mayor detalle estas características, se muestra en la Tabla 1 una comparación entre la rigidez a flexión, resistencia a flexión y peso de distintas configuraciones estructurales. Estas configuraciones se muestran en la Figura 2. En primer lugar, a la izquierda se muestra una placa de aluminio de espesor t , al centro una estructura con núcleo de espesor t y alas de espesor $t/2$, alcanzando un espesor total de $2t$, y por último, a la derecha se muestra una estructura con espesor de núcleo $3t$ y el mismo espesor de alas, por tanto el espesor total es de $4t$.



Figura 2: Configuraciones estructurales empleadas para ilustrar la rigidez a flexión (ver Capítulo 2 de [1]).

Espesor del núcleo	0	t	3t
Rigidez a flexión	1	7	37
Resistencia a flexión	1	3,5	9,25
Peso	1	1,03	1,06

Tabla 1: Efecto del espesor del núcleo en la rigidez, resistencia a flexión y en el peso de la estructura.

De la comparación mostrada se pueden extraer algunas conclusiones. En primer lugar, se observa que al aumentar el espesor del núcleo, el peso total de la estructura no sufre un aumento sustancial, por lo que se concluye que los núcleos de las estructuras *sandwich* son realmente ligeros. Por otra parte, se observa que al aumentar el grosor del núcleo, se alcanzan valores mucho más elevados de resistencia y rigidez a flexión. Así pues, las propiedades mecánicas se mejoran considerablemente al hacer uso de estas estructuras sin sufrir un aumento considerable de peso.

- **Aislamiento térmico:** estas estructuras tienen unos coeficientes de conductividad térmica mucho menores que las placas metálicas. Por esta razón, las potencias caloríficas que son capaces de transmitir pueden ser hasta $1/3$ de las que transmiten las placas de metal.

A pesar de ofrecer una gran cantidad de ventajas estructurales, también se pueden presentar algunas características desfavorables que destacan en estas estructuras:

- Aumento de riesgo de propagación de fuego: algunos de los materiales que son empleados comúnmente para la fabricación de los núcleos tienen una mala resistencia al fuego. Por lo que, el uso de este tipo de materiales aumenta el riesgo de propagación de fuego respecto a materiales empleados clásicamente en las mismas aplicaciones.
- Mal aislamiento acústico.
- Punzonamiento o hundimiento local: Las estructuras *sandwich* son realmente sensibles a impactos. En el caso de que las alas sean muy delgadas puede producirse un fallo a compresión por parte del núcleo. Este es uno de los motivos que justifican este trabajo.
- Mala hermeticidad frente a líquidos: puede producirse una degradación del núcleo después de haberse degradado el adhesivo, filtrando agua o cualquier otro líquido.

A continuación, se realiza una descripción de los tres principales componentes que conforman las estructuras emparedado utilizadas en el sector aeronáutico y sus características más destacables.

1.1.1. Núcleo

El núcleo, o core, de una estructura de este tipo se define como un elemento con unas características mecánicas no muy notables y una baja densidad que sirve para separar las dos alas.

En cuanto al material de fabricación del núcleo, suele hacerse una división en dos grupos: tipo panal de abeja (*honeycomb*), que suelen estar fabricados de Aluminio, Nylon o Nomex, y los de material sintético (espumas). En concreto para la fabricación de la estructura *sandwich* no augética de este proyecto va a emplearse un núcleo tipo *honeycomb* hexagonal. Aunque hay otros tipos de núcleos de panal de abeja que suelen ser utilizados habitualmente, como se puede observar en la Figura 3, el más utilizado es el hexagonal.

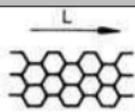
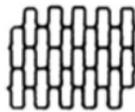
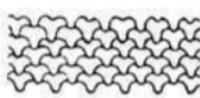
CONFIGURACIÓN	DENOMINACIÓN	APLICACIÓN
	HEXAGONAL	Es la más utilizada. Se puede fabricar por expansión y por ondulación.
	RECTANGULAR	Se fabrica sometiendo al hexagonal a una sobre-expansión en la dirección perpendicular a las superficies pegadas.
	Seta (Flex-Core)	Configuración extremadamente flexible, que puede acoplarse con facilidad a formas complejas

Figura 3: Tipos de núcleos *honeycomb* y su aplicación (ver Capítulo 2 de [1]).

Las principales características que se pueden destacar en los núcleos de tipo *honeycomb* son las siguientes:

- Excelente rigidez y resistencia específicas.
- Tiempo y coste de fabricación reducidos.
- Bajo peso.
- Soportan cargas a compresión y a tracción.
- Se utilizan en zonas donde no se requieren elevadas sollicitaciones mecánicas.

1.1.2. Alas

Las alas o revestimientos son los laminados de material compuesto que encierran al núcleo en un *sandwich*. Un material compuesto está formado por la unión entre una resina, que constituye la matriz, con un material más resistente, las fibras o refuerzos.

Se suele definir el material compuesto como la combinación a escala macroscópica de dos o más materiales con interfases de separación entre ellos para formar un nuevo material. En la Figura 4 se presenta un esquema de clasificación de los tipos de materiales compuestos que existen.

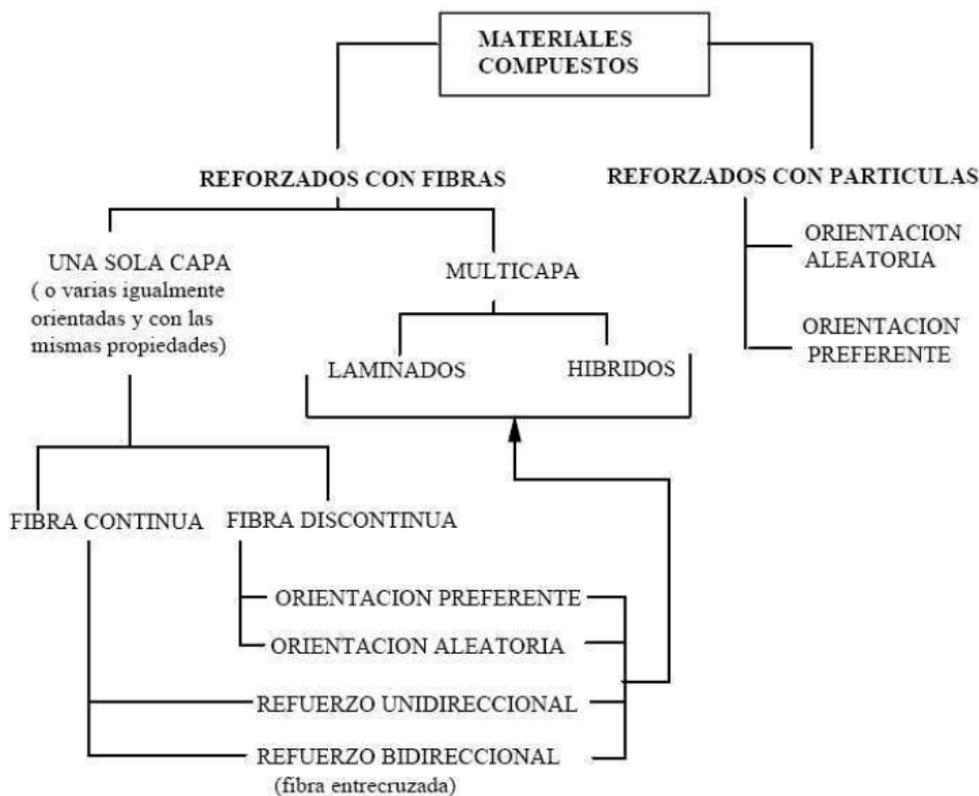


Figura 4: Esquema tipos de materiales compuestos (ver Capítulo 2 de [1]).

Las fibras más usadas son las de carbono, vidrio, boro y las aramidas. Para la matriz se suele emplear resinas epoxi y poliéster. En el presente trabajo se utilizarán preimpregnados de fibras

de carbono y resina epoxi.

A continuación se presentan algunas de las características de mayor interés por parte de los materiales compuestos:

- Alta resistencia y rigidez específicas.
- Baja densidad.
- Baja conductividad eléctrica.
- Alta resistencia a la corrosión.
- Elevada vida a fatiga.
- Aislamiento térmico y acústico.
- Amortiguación de vibraciones.
- Resistencia a la abrasión.

Por otra partes, en cuanto a desventajas se pueden destacar:

- Elevado coste de material.
- Sensibilidad a variaciones de temperatura y humedad.
- Tecnologías de fabricación complejas.
- Posibilidad de inducir corrosión galvánica en contacto con materiales metálicos.

1.1.3. Adhesivo

Para que la unión entre el núcleo de las alas sea efectiva se utiliza en algunas ocasiones una capa de adhesivo entre los dos componentes, tal y como se puede apreciar en la Figura 5.

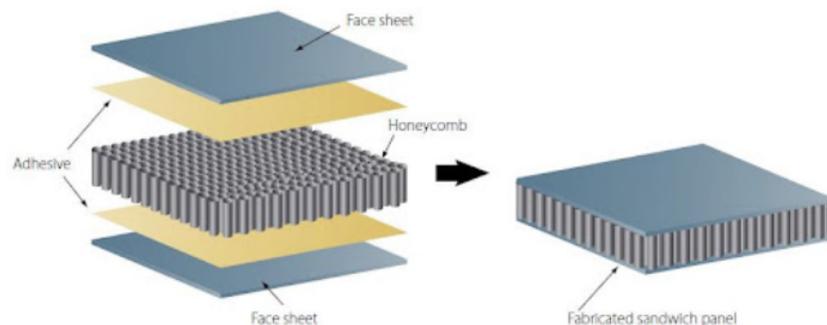


Figura 5: Componentes que conforman una estructura tipo *sandwich*.

Sin embargo, no siempre es necesario emplear un adhesivo. Dependiendo del procedimiento empleado, se suele utilizar film adhesivo o no. En el caso de llevarse a cabo un precurado, en el cual se forman los empilados de fibra en una primera fase y después se unen al núcleo, es necesario utilizar una capa de adhesivo entre cada revestimiento y el núcleo. Por su parte, si la fabricación se basa en un concurado, no es necesario el adhesivo debido a que la resina de las láminas de fibra actúa como medio de unión entre las alas y el núcleo.

1.2. Comportamiento de una estructura tipo *sandwich*

En estas estructuras, los revestimientos separados por el núcleo son los encargados de soportar prácticamente todas las cargas en el plano y los momentos de flexión fuera de este. Además, como tienen un módulo de elasticidad más alto que el núcleo y están a mayor distancia del eje central, proporcionan a la estructura casi toda la rigidez a flexión.

Por su parte, el núcleo proporciona separación entre los revestimientos y les transmite el esfuerzo cortante como una flexión alrededor del eje central de la estructura. Además, también suministra rigidez a cortante y estabiliza las cargas de las alas. De esta manera, en los revestimientos se soportan niveles más elevados de tensión que los que sería capaz de soportar una placa delgada sometida a cargas de pandeo.

Para poder entender la funcionalidad en estas estructuras, en cuanto a resistencia mecánica, la idea básica es que al separar los revestimientos se produce un aumento de la rigidez a flexión. Estos actúan como las alas de una viga en I, siendo capaces de soportar cargas de flexión a través de la tracción del ala inferior y compresión del ala superior, o viceversa si la carga de flexión está aplicada en sentido contrario. Así pues, el núcleo desempeña una función parecida a la del alma de la viga en I, siendo el elemento que resiste las cargas de cortadura transversal. Este comportamiento se ilustra en la Figura 6.



Figura 6: Comportamiento de una viga en I sometida a flexión.

Así pues, las hipótesis que se tienen en cuenta para el comportamiento básico de este tipo de estructuras son las siguientes:

- Las alas se encargan de resistir todas las cargas en el plano y los momentos flectores.

- El núcleo es el encargado de separar las alas y de transmitir cortadura entre ellas . Además, evita que estas pandeen por separado,
- Las cargas fuera del plano se supone que son soportadas por el núcleo.

1.3. Modos de fallo en estructuras tipo *sandwich*

En el diseño de estructuras *sandwich* (ver Capítulo 3 de [1]) con núcleo tipo *honeycomb* deben considerarse los modos de fallo que se detallan a continuación, los cuáles pueden darse de forma independiente o combinados. Cabe destacar que, en el presente proyecto se ha considerado al realizar los análisis la condición de grandes desplazamientos para poder detectar en cualquier caso una inestabilidad en los análisis realizados.

Se pueden clasificar según tres categorías, según el origen del fallo sea:

- Resistencia insuficiente.
- Inestabilidades locales o abolladura.
- Inestabilidades globales.

1.3.1. Resistencia insuficiente

Cuando en las pieles o en el núcleo se superan los valores de resistencia máxima se produce un fallo en el componente. Los distintos modos de fallo pueden clasificarse en función del componente que provoque la rotura.

Fallos en las alas:

- Rotura en tensión plana, que se producen cuando las tensiones debidas a la flexión superan los valores límite de tensión admisible en la piel. Se pueden producir tanto en la cara de compresión como en la de tracción. Suelen deberse a un insuficiente espesor de la estructura.
- Cortadura interlaminar. El fallo por rotura interlaminar entre las telas que conforman las pieles del panel *sandwich* en la zona *bulk* no suele ser crítica, debido a que el valor de la cortadura en las caras extremas es muy baja, siendo en esta zona más probable la rotura por cortadura del núcleo.

Fallos en el núcleo:

- Fallo por cortadura transversal, que se produce bajo la acción de los esfuerzos cortantes. Causado porque el núcleo presenta una resistencia a cortadura insuficientes debido a que el admisible de cortadura o el espesor del panel es bajo.

- Despegue de la unión piel-núcleo. El despegue de las pieles del núcleo en la zona *bulk* únicamente podría producirse por cargas de cortadura. Sin embargo, la resistencia al despegue de las telas del núcleo es en general muy superior al admisible de rotura del núcleo por *core shear*, por lo que este tipo de fallo, no suele ser determinante en esta zona del panel.
- Aplastamiento del núcleo, que se producen por hundimiento local de la piel sobre el núcleo bajo la acción del empujador. Es causado por una resistencia del núcleo a compresión transversal baja. Puede ser un fallo localizado debido a una carga puntual o generalizado debido a una excesiva flexión del núcleo. Este tipo de fallo puede aparecer bajo cargas de impacto y es crucial en este trabajo.
- Tensión o compresión plana en zonas de rampa, donde el núcleo rompe de forma prematura por cortante debido a cargas de compresión en los extremos. Los puntos donde este tipo de fallo es más crítico son las terminaciones del mismo. Esto es debido a que en estas zonas los revestimientos cambian de dirección, y por ello las cargas planas del revestimiento presentan una componente normal al núcleo. Es el tipo de fallo más común para una baja resistencia en las pieles.

1.3.2. Inestabilidades locales

Las inestabilidades locales, son aquellas en las que uno de los elementos, una o ambas caras, el núcleo o la unión entre el núcleo y las alas, fallan de forma independiente.

Entre las inestabilidades locales podemos destacar dos tipos:

- Pandeo de la piel en los vanos de la celda o *dimpling*. Se trata de una inestabilidad cuya longitud de onda es lo suficientemente corta como para quedar dentro de células individuales del núcleo. Como es de esperar, este tipo de fallo solamente se da en núcleos celulares en los que las caras son realmente delgadas y el tamaño de las celdillas es elevado. Este tipo de fallo se ilustra en la Figura 7.

El *dimpling* de una sola celda puede no ser crítico en el funcionamiento de la estructura, pero en el caso de que haya acumulación de arrugas, estas pueden permanecer incluso al retirar la carga.

Esta inestabilidad ocurre bajo cargas de compresión o cargas de cortadura en el plano, su localización crítica suele ser el centro del panel, donde los flectores alcanzan sus valores máximos.

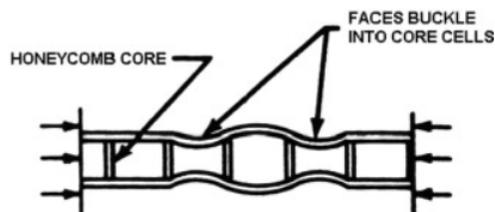


Figura 7: Fallo por *dimpling* (ver Capítulo 3 de [1]).

- Pandeo de la piel y aplastamiento o despegue del núcleo o *wrinkling*. Se trata de un pandeo local de una o ambas caras en el que la longitud de onda es corta, pero no lo suficiente como para quedar encerrado en las células del núcleo. Puede producirse tanto hacia dentro como hacia fuera. En función de la dirección de pandeo, se producirá un aplastamiento o un desgarro (separación) del núcleo. Estos dos casos pueden observarse en la Figura 8.

Esta inestabilidad, igual que el *dimpling* ocurre bajo cargas de compresión o cortadura en el plano, y se centra en el centro del panel, donde los flectores son máximos.

Es importante aclarar que se trata de un fallo catastrófico debido a que las estructuras *sandwich* no poseen capacidad de post-pandeo.

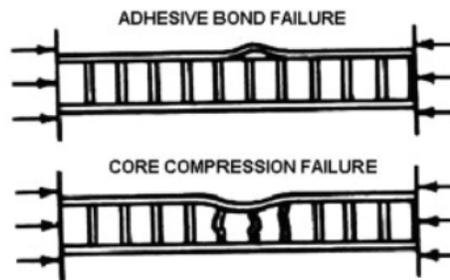


Figura 8: Fallo por *wrinkling* (ver Capítulo 3 de [1]).

1.3.3. Inestabilidades globales

Las inestabilidades globales son aquellas que suponen un fallo completo de la estructura. Entre este tipo de inestabilidades, se pueden destacar dos:

- Pandeo global. El pandeo global de una estructura tipo *sandwich* es similar al pandeo de placas. Una de las posibles causas puede ser un espesor insuficiente de la estructura, aunque también puede darse por una rigidez a cortadura del núcleo baja. Tanto las alas como el núcleo permanecen íntegros cuando se produce este tipo de fallo. Se ilustra de forma detallada en la Figura 9.

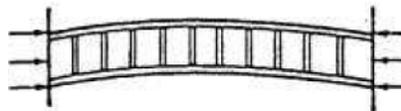


Figura 9: Fallo por pandeo global (ver Capítulo 3 de [1]).

- Pandeo por cortadura del núcleo o *shear crimping*. Suele ser considerada como una inestabilidad local aunque realmente es una inestabilidad global. Al producirse este fallo, se genera una onda de pandeo en la que la longitud de onda es muy corta debido al bajo módulo de cortadura del núcleo. Suele darse en núcleos de baja densidad. Además, puede producir un fallo por cortadura en la unión entre las alas y el núcleo debido a una baja resistencia a cortadura por parte del adhesivo. Este tipo de fallo se ilustra en la Figura 10.

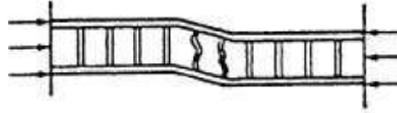


Figura 10: Fallo por *shear crimping* (ver Capítulo 3 de [1]).

1.4. Materiales augéticos

El origen del nombre de los materiales augéticos proviene del término griego *auxien* que significa expandirse. La característica principal de este tipo de materiales es que su coeficiente de Poisson es negativo, tomando valores de $-1 \leq \nu \leq 0.5$.

El coeficiente de Poisson es la relación que existe entre las deformaciones longitudinales que sufre un material en sentido perpendicular a la fuerza aplicada y las deformaciones longitudinales en dirección de la fuerza aplicada. Es decir, la relación entre la deformación transversal y la axial sufridas por el material al aplicar sobre él una carga. La mayoría de los materiales conocidos tienen un coeficiente positivo, que suele tener un valor de $0 \leq \nu \leq 0.5$.

Los materiales convencionales, al soportar una carga de tracción en una dirección, aumentan su longitud en dicha dirección, mientras que pierden espesor en la dirección perpendicular. En el caso de aplicar una fuerza de compresión, se pierde longitud en la dirección de aplicación de la fuerza, pero se aumenta el espesor del material en la dirección perpendicular. Sin embargo, en los materiales augéticos, al tener el coeficiente de Poisson negativo, si se aplica tracción se aumentará la longitud en ambas direcciones y si se aplica compresión se reducirá. La comparativa de la carga de tracción se puede observar en la Figura 11.

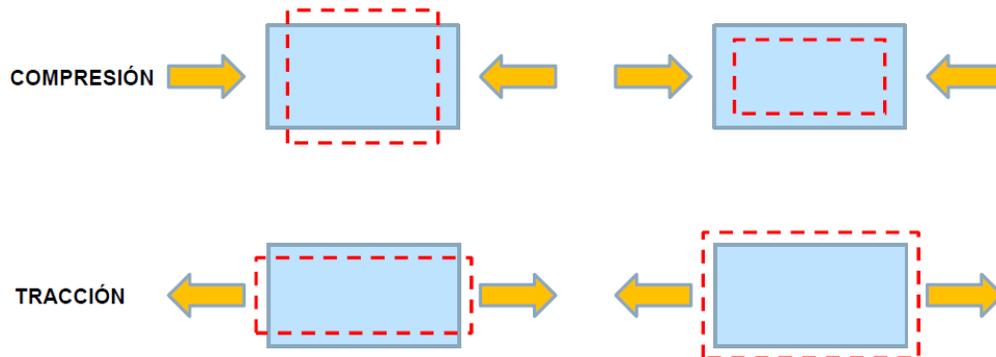


Figura 11: Comparativa entre una carga de tracción y de compresión aplicada a un material convencional y uno augético.

Una de las características principales de este tipo de materiales, y la que más interesa para la realización de este proyecto, es que este tipo de materiales tienen una elevada resistencia a la hendidura. Es decir, cuando un objeto impacta contra ellos, el material tiende a comprimirse hacia el punto de impacto volviéndose más denso en esa zona, tal y como puede apreciarse en la Figura 12. La figura de la izquierda representa un impacto en un material convencional, en el que al impactar el material se expande hacia otras direcciones. Por contra, en la figura de

la derecha se representa un impacto en un material augético, en el que se puede apreciar la compresión del material ante el impacto producido. De esta manera se produce una mejora en la resistencia al impacto y, por ende, una mayor resistencia a la fractura y amortiguación de vibraciones.

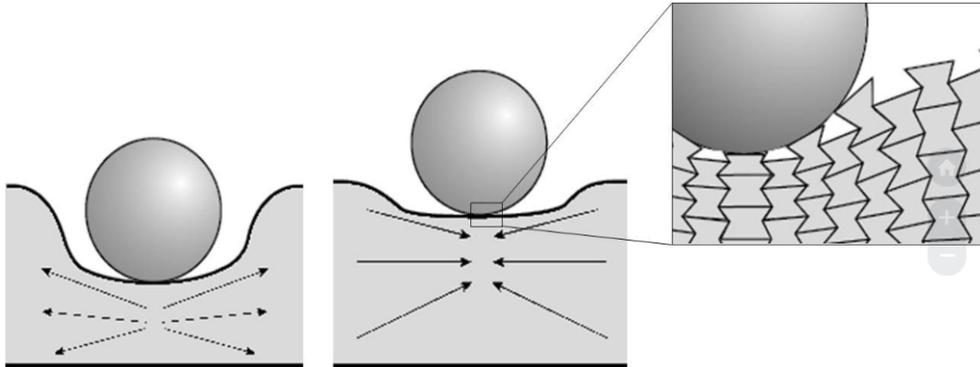


Figura 12: Comparativa un impacto aplicado a un material convencional y uno augético.

Así pues, debido a que el objetivo del proyecto es evaluar si es posible mejorar la resistencia al impacto en estructuras tipo *sandwich* (fabricadas con materiales convencionales y augéticos), la idea principal es la utilización de materiales augéticos, tanto las alas como el núcleo, para fabricar una estructura totalmente augética en la que se aumente la resistencia al impacto.

2. Metodología de comparación

En este apartado se explican las bases y metodologías necesarias para la comparación de estructuras de tipo *sandwich*.

2.1. Consideraciones previas

En primer lugar, se pueden señalar las siguientes consideraciones previas:

- Las estructuras tipo *sandwich* constan de dos componentes, las pieles y el núcleo y para comparar dos tipos de *sandwich* la comparación debe incluir a ambos elementos.
- La rigidez y resistencia de cada uno de los componentes depende de su geometría y del material utilizado.
- Todas las pieles tienen la misma geometría y, por lo tanto, ese componente depende esencialmente del material.
- Los núcleos más ampliamente utilizados son de dos tipos: espumas o nido de abeja. En ese sentido, aunque la rigidez y resistencia depende en este caso tanto del material como de la geometría, podrían estudiarse por un lado los núcleos de espuma y por otro los de nido de abeja. Sin embargo, cuando se quiere utilizar materiales autogélicos, existen multitud de geometrías, lo que hace casi imposible su comparación. En este caso ya se indicó en la introducción los materiales autogélicos que se han seleccionado para realizar el estudio.
- Ante cargas de impacto, la estructura tipo *sandwich* puede utilizarse, bien para absorber la máxima energía posible (lo que conduce casi con seguridad a un nivel de daño elevado o incluso el fallo del componente) o conseguir la máxima resistencia sin que se produzca el fallo del *sandwich*. En este trabajo se busca la máxima absorción de energía.
- Los resultados reales de absorción de energía se obtendrán en este trabajo mediante el ensayo de ciertas probetas mediante ensayos Charpy. Puesto que, el número de probetas utilizadas tiene que ser limitado, el segundo objetivo del trabajo es definir un modelo adecuado para simular este tipo de ensayo, con el fin de poder realizar estudios analíticos que permitan mejorar nuestro conocimiento del problema con un coste económico y temporal razonable. El uso del modelo para extender el estudio del comportamiento del comportamiento de materiales autogélicos en estructuras tipo *sandwich* para la absorción de energía frente a cargas de impacto está fuera de los objetivos previstos.

2.2. Requisitos del modelo de cálculo

Para definir el modelo se pueden tener presente las siguientes consideraciones:

- Puesto que se está estudiando la capacidad de absorción de energía y se va a llevar la estructura hasta la rotura, es importante el tipo de comportamiento del material en las

condiciones de carga utilizadas. En ese sentido debe saberse si las pieles o el núcleo van a fallar por fluencia o por fractura, ya que los métodos de simulación del comportamiento mecánico deben ser diferentes en cada caso.

- La velocidad de impacto influye en el tiempo de impacto y, por lo tanto, en si la amortiguación de las ondas se produce o no durante ese tiempo. Si las ondas no se amortiguan en un tiempo muy inferior al total del impacto, no pueden despreciarse (efecto dinámico del impacto).
- Puesto que el *sandwich* durante el ensayo se lleva a rotura, debe establecerse si con ese nivel de carga, puede estudiarse el problema con pequeños desplazamientos o necesariamente ha de utilizarse grandes desplazamientos. Además, puede existir la posibilidad de que se produzca alguna de las inestabilidades de las pieles o del núcleo comentadas en la introducción, en cuyo caso, el uso de grandes desplazamientos puede simular la aparición de este tipo de comportamientos.
- Aunque es usual utilizar métodos de homogenización para obtener propiedades medias de los componentes del *sandwich*, especialmente en lo referente a propiedades de rigidez, en este estudio se quiere buscar un modelo suficientemente próximo al comportamiento real, por lo cual, se ha modelado la geometría real tridimensional del problema. Esto permitirá mantener el error geométrico del modelo en niveles significativamente bajos.

2.3. Estructuras *sandwich* comparadas

Teniendo en cuenta todas estas consideraciones, está claro que no resulta sencillo realizar una comparación simple entre estructuras tipo *sandwich* con núcleos de nido de abeja y con núcleos augéticos. Como consecuencia de eso solo se podrán realizar una comparación de resultados dentro de un tipo de núcleo concreto y la tendencia de absorción de energía al comparar diferentes tipos de núcleo. La forma correcta de realizar la comparación requeriría utilizar el modelo definido en este trabajo para optimizar una estructura con un núcleo de nido de abeja y otro con núcleo de material augético que pudieran compararse. Es evidente que con la duración establecida para este trabajo no es viable realizar esa tarea.

Aunque no es exactamente lo mismo buscar máxima absorción de energía que máxima resistencia, si no se cambia de tipo de núcleo, las modificaciones que aumentan la resistencia suelen aumentar la energía absorbida. El problema de máxima resistencia con el mínimo peso, es decir, máxima resistencia específica, tiene una solución fácil de entender, dicho máximo exige que se produzca el fallo del núcleo y de las pieles al mismo tiempo si no se produce esa situación, podría eliminarse parte del material que puede resistir más nivel de carga y bajaría el peso. Esta idea de igualdad de resistencia del núcleo y de las pieles es muy útil para entender algunos de los resultados que se han obtenido en el trabajo.

2.4. Metodología del estudio

A continuación, se va a definir la metodología que se ha utilizado en el estudio:

1. Análisis estático de las probetas utilizadas en el estudio con un modelo tridimensional, con grandes desplazamientos y material con plasticidad hasta fallo por fluencia (la máxima deformación equivalente alcance la deformación de máxima carga). Estos análisis serán una primera aproximación al problema y comparando los resultados con los experimentales permitirán evaluar si los efectos dinámicos son importantes y entender los principales mecanismos de fallo.
2. Ensayos experimentales tipo Charpy de las probetas definidas en la introducción. Esto proporcionará los resultados reales necesarios para comparar la absorción de energía frente a impacto de los diferentes tipos de estructuras tipo *sandwich* estudiados. Además, con ellos se podrá valorar si el modelo de simulación utilizado es adecuado para estudiar el problema y los diferentes mecanismos de fallo.
3. Análisis dinámico directo de las probetas utilizadas en el estudio con el mismo modelo utilizado en los análisis estáticos. Comparando estos resultados con los experimentales se podrá valorar y definir el modelo de análisis que debería utilizarse para optimizar los diferentes tipos de estructuras tipo *sandwich*. Adicionalmente, ayudará a entender los mecanismos de fallo.
4. Valoración de los resultados y obtención de las conclusiones.

3. Descripción del problema

En el presente apartado se va a realizar una descripción detallada de las estructuras tipo emparedado que van a ser estudiadas.

Dado que una estructura tipo “sandwich” está formada por un núcleo y un laminado, es necesario realizar un estudio para escoger una estructura para el núcleo que tenga las propiedades augéticas que se pretenden conseguir. Por otra parte, debe elegirse un preimpregnado que tenga unas buenas propiedades mecánicas con el que poder fabricar el laminado que actuará como alas en la estructura.

Respecto a la elección del núcleo augético, presentada en el subapartado 3.1, está fundamentada en un estudio previo [2] en el que se realiza una comparación entre cuatro estructuras con propiedades augéticas.

Una vez escogido el núcleo, es necesario definir el laminado que va a ser empleado para formar las alas. A parte de escoger un material adecuado para el estudio, es importante la definición de varios parámetros como pueden ser la orientación de las capas, la secuencia de apilado de las mismas o el número de láminas apiladas. Todo ello se desarrolla en el subapartado 3.2, en el que se explica la implementación de un código MATLAB para calcular la orientación óptima de las capas [6]. Para ello, es necesario es fundamental conocer la Teoría Clásica de Laminados (TCL), que también se desarrolla en este subapartado [3].

Con ello, una vez definido el tipo de núcleo y el laminado que se quiere emplear, se pasa a la fase de diseño, presentada en el subapartado 3.3. El tamaño de los núcleos y de las probetas que serán posteriormente ensayadas viene delimitado por el análisis de impacto o ensayo de Charpy que va a ser realizado. En total se diseñan tres probetas diferentes, una con el núcleo augético escogido, una con núcleo de nido de abeja para poder realizar una comparación con un núcleo no augético, y por último, una en la que se ha realizado una variación respecto al núcleo augético con tal de optimizar sus propiedades.

Posteriormente, en los siguientes apartados se realiza un estudio paramétrico variando el espesor de las alas con la finalidad de optimizar las estructuras emparedado. El objetivo es que las propiedades del núcleo y de las alas sean lo más similares posibles. Además, para realizar una comparación completa entre tipos de núcleos, las probetas se someten simulaciones mediante ANSYS Workbench de análisis estáticos, dinámicos y ensayos experimentales de impacto.

3.1. Selección del núcleo augético

Para poder conformar una estructura emparedado con propiedades augéticas es esencial la utilización de un núcleo que tenga estas propiedades. Así pues, el objetivo es encontrar una estructura de núcleo con un coeficiente de Poisson lo más negativo posible.

La elección del núcleo óptimo está basada en anteriores estudios que han sido desarrollados con el mismo objetivo [2]. Entre los núcleos con mejores propiedades augéticas, se pueden destacar cuatro estructuras que se aprecian con detalle en la Figura 49. Estas son las siguientes:

- Estructura reentrante EVANS.
- Estructura ARROWHEAD.
- Estructura STAR 4-N.
- Estructura LOZENGE SQUARE.

Con tal de comprobar cuál de ellas tiene mejores propiedades augéticas, el autor [2] realiza un estudio estructural en el que se aplica un desplazamiento de 0.01 m en dirección Z. Con ello, calcula los desplazamientos producidos en las direcciones X e Y para poder calcular el coeficiente de Poisson de cada núcleo. Es importante destacar que el sistema de referencia está definido en cada una de las figuras que componen la Figura 49.

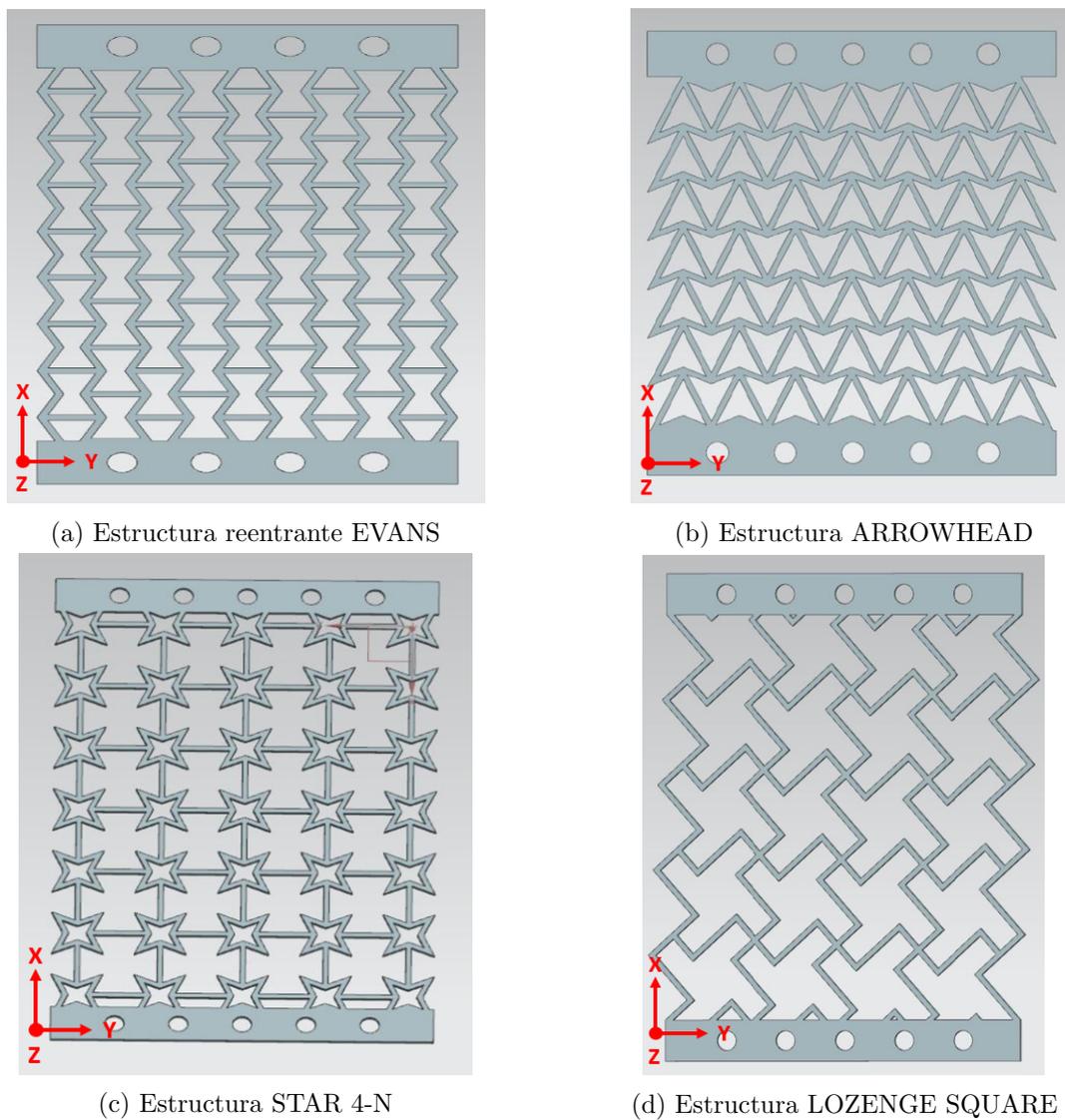


Figura 13: Estructuras geométricas con propiedades augéticas [2].

Como es sabido, el coeficiente de Poisson se calcula como la deformación producida en el eje transversal, dividida por la producida en el eje longitudinal, cambiando el resultado de signo.

$$\nu_{xy} = -\frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x} \quad (1)$$

Así pues, en la Tabla 2 se recogen los coeficientes de Poisson que se han [2] obtenido en función de la estructura. Como se puede observar el coeficiente más negativo pertenece al núcleo EVANS reentrante. Por lo que, al no tener una geometría especialmente compleja a la hora de ser diseñada y al poseer unas excelentes propiedades augéticas, se decide escoger este núcleo para la realización del presente proyecto. Cabe recordar que esta elección se basa en la maximización de las propiedades augéticas de la estructura *sandwich* que va a ser diseñada.

Estructura	Coef. de Poisson
EVANS reentrante	-1,80
ARROWHEAD	-1,12
STAR 4-N	-0,66
LOZENGE SQUARE	-1,36

Tabla 2: Coeficiente de Poisson en función de la estructura [2].

3.2. Selección del laminado augético

Debido a que el objetivo es ensayar una estructura emparedado o “sandwich”, es importante realizar un estudio en el que se lleve a cabo una optimización en cuanto a aquellos parámetros que definen el laminado que formará las alas de la estructura. Dichos parámetros son los siguientes:

- Número de láminas.
- Espesor de cada lámina.
- Material de cada lámina.
- Orientación de cada lámina.
- Secuencia de apilado.

Debido a que el objetivo del proyecto es la evaluación del comportamiento de una estructura con propiedades augéticas, debe asegurarse que tanto el núcleo como el laminado tienen un coeficiente de Poisson negativo. Para comprobar que el laminado cumple este requisito, se ha realizado un programa en MATLAB que calcula el coeficiente de Poisson efectivo en la dirección normal al laminado en función del número de capas, su espesor, la secuencia de apilado y su orientación según el planteamiento de [5].

3.2.1. Preimpregnado Gurit SE 84LV/HMC

Para su fabricación se ha emplea un preimpregnado carbono-epoxi de la empresa Gurit llamado SE 84LV/HMC [4]. Se trata de un preimpregnado de baja viscosidad que puede ser curado a

temperaturas tan bajas como 80°C. Es un sistema endurecido y ofrece excelentes propiedades mecánicas en una amplia variedad de tejidos y fibras de refuerzo. Se utiliza normalmente procesos de moldeo a presión como pueden ser vacuum bagging, press-moulding o autoclave. Además, se trata de un preimpregnado común en estructuras tipo sandwich con núcleo de nido de abeja o espumas. En la Tabla 3 se presentan las principales propiedades mecánicas del material.

Propiedad	Símbolo	Valor
Resistencia a tracción	σ_T	82 Mpa
Módulo de tracción	E_T	181 Gpa
Resistencia a flexión	σ_F	123 MPa
Módulo de flexión	E_F	5 Gpa
Resistencia a compresión	σ_C	163 Mpa
T ^a de transición vítrea	T_g	115°C

Tabla 3: Propiedades mecánicas estimadas del preimpregnado SE 84LV/HMC.

Como se justificará posteriormente, para poder obtener propiedades augéticas en un laminado es importante que la anisotropía del material sea lo más elevada posible. En este caso este ha sido un factor diferencial en la elección del preimpregnado, debido a que al aumentar la anisotropía (E_1/E_2) el coeficiente de Poisson se vuelve más negativo.

Por otra parte, se trata del material con mayor anisotropía al que se podía acceder desde el departamento, por lo que, otro factor importante para su uso ha sido su disponibilidad.

En cuanto a parámetros importantes para la fabricación del laminado, la elección del material determina el espesor de la lámina, que en este caso será de 0.25 mm. Por otra parte, es importante comentar que todas las láminas del laminado estarán formadas por el mismo preimpregnado. Y, por último, el número de capas también viene determinado por el material debido a que se ha podido conseguir una lámina unidireccional de 100x40mm. Por tanto, con tal de hacer los suficientes ensayos experimentales, solamente se pueden hacer laminados de 4 capas de grosor.

3.2.2. Teoría Clásica de Láminados (TCL)

La programación del código mencionado está basada en la conocida Teoría Clásica de Láminados (TCL) [3] y se ha usado como referencia el artículo [5], en el cual se realiza un estudio similar para impactos de baja velocidad en laminados augéticos.

La TCL es la ecuación que predice el comportamiento de un laminado o la ecuación constitutiva del material. Se trata del modelo más simple que puede ser estudiado y, por ello, tiene considerables limitaciones de uso. Las hipótesis en las que está basada son las siguientes:

- Los materiales que conforman el laminado son considerados como transversalmente isótropos, homogéneos y ortótropos.
- Se consideran pequeñas deformaciones. Comportamiento elástico-lineal hasta la rotura.

- La interfase entre las láminas es ínfima y estas están perfectamente unidas.
- El espesor del laminado es considerablemente menor que el resto de dimensiones que lo conforman.
- Las láminas que conforman el laminado se encuentran en tensión plana, es decir, $\sigma_z = 0$.
- Los desplazamientos en la dirección normal al plano son constantes, $\varepsilon_z = 0$. Es decir, la deformación de cualquier lámina es igual a la del laminado. Se produce un comportamiento solidario de las láminas.
- Toda recta que sea normal al plano permanece recta.

Es importante destacar que el plano en el que se encuentra reposado el laminado es el XOY. Además, su plano medio coincide con $z = 0$. La orientación de cada lámina determina el sistema de referencia de cada una de ellas, este se llama sistema de referencia orientado del material y se define mediante Φ_k . Todo ello queda esquematizado en la Figura 14.

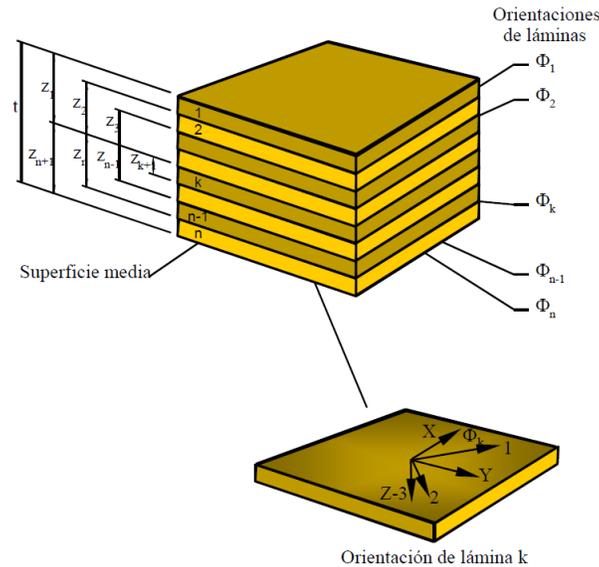


Figura 14: Esquema de las láminas en la TCL.

Tras analizar el comportamiento del laminado teniendo en cuenta las hipótesis mencionadas se llega al siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{cases} \{N\} = [A] \{\varepsilon^o\} + [B]\{k\} \\ \{M\} = [B] \{\varepsilon^o\} + [D]\{k\} \end{cases} \quad (2)$$

En el cual $\{N\}$ es el vector de esfuerzos de membrana, $\{M\}$ es el vector de momentos, $[A]$ es la matriz de rigidez de membrana, $[B]$ es la matriz de acoplamiento entre rigideces, $[D]$ es la matriz de rigidez a flexión-torsión, $\{\varepsilon^o\}$ es el vector de deformaciones en el plano medio del laminado y $\{k\}$ es el vector de curvaturas. En definitiva, la TCL queda definida por el siguiente sistema matricial:

$$\begin{Bmatrix} \{N\} \\ \{M\} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [A] & [B] \\ [B] & [D] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\varepsilon^o\} \\ \{k\} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

3.2.3. Cálculo del coeficiente de Poisson normal al plano del laminado, ν_{13}

Tal y como se recoge en [5], el coeficiente de Poisson que está más estrechamente relacionado con un impacto es el perpendicular al plano, debido a la compresión que el material sufrirá en esa dirección. El cálculo de este coeficiente viene dado por la siguiente expresión:

$$\nu_{13}^e = -\frac{J_{31}}{J_{11}} \quad (4)$$

Como se puede ver, depende directamente de términos de la matriz J, que es aquella que relaciona las cargas aplicadas al laminado con las deformaciones producidas. La ecuación es la siguiente:

$$\varepsilon = (A^{-1} + A^{-1}B(D - BA^{-1}B)^{-1}BA^{-1})N = JN \quad (5)$$

Como se puede ver, para calcular la matriz J, son necesarias las matrices [A], [B] y [D] de la TCL. Para calcularlas es necesario conocer el espesor de cada lámina (Z_k) y su matriz de rigidez orientada, \bar{C}_k .

$$(A_{ij}, B_{ij}, C_{ij}) = \sum_{k=1}^N \int_{h_{k-1}}^{h_k} (\bar{C}_{ij})_k (1, Z, Z^2) dZ \quad (6)$$

Por tanto, suponiendo conocidos los espesores de cada lámina, se requiere conocer la matriz de rigidez orientada en cada una de ellas. Para ello, el primer paso es el cálculo de la matriz de flexibilidad (S), que depende directamente de parámetros elásticos del material compuesto ya comentados.

$$S = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_{11}} & \frac{-\nu_{12}}{E_{11}} & \frac{-\nu_{13}}{E_{11}} & 0 \\ \frac{-\nu_{12}}{E_{11}} & \frac{1}{E_{22}} & \frac{-\nu_{23}}{E_{22}} & 0 \\ \frac{-\nu_{13}}{E_{11}} & \frac{-\nu_{23}}{E_{22}} & \frac{1}{E_{33}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \quad (7)$$

Conociendo la matriz de flexibilidad, es posible obtener la matriz de rigidez no orientada, es decir, no depende de la lámina en la que se está estudiando el comportamiento debido a que considera una orientación nula.

$$C = \begin{bmatrix} \frac{S_{22}S_{33}-S_{23}^2}{S} & \frac{S_{22}S_{33}-S_{23}^2}{S} & \frac{S_{12}S_{23}-S_{13}S_{22}}{S} & 0 \\ \frac{S_{13}S_{23}-S_{12}S_{33}}{S} & \frac{S_{11}S_{33}-S_{13}^2}{S} & \frac{S_{12}S_{13}-S_{23}S_{11}}{S} & 0 \\ \frac{S_{12}S_{23}-S_{13}S_{22}}{S} & \frac{S_{12}S_{13}-S_{23}S_{11}}{S} & \frac{S_{11}S_{22}-S_{12}^2}{S} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{S_{66}} \end{bmatrix} \quad (8)$$

Donde,

$$S = S_{11}S_{22}S_{33} - S_{11}S_{23}S_{23} - S_{22}S_{13}S_{13} - S_{33}S_{12}S_{12} + 2S_{12}S_{13}S_{23} \quad (9)$$

O, si se conoce la relación que existe entre la matriz de rigidez y la de flexibilidad, este paso puede resultar mucho más sencillo y rápido:

$$C = S^{-1} \quad (10)$$

Así pues, gracias a las relaciones que se presentan a continuación, es posible obtener la matriz de rigidez orientada para cada lámina que tendrá una orientación propia, θ .

$$\begin{aligned} \bar{C}_{11} &= C_{11}\cos^4\theta + (2C_{12} + 4C_{66})\cos^2\theta\sin^2\theta + C_{22}\sin^4\theta \\ \bar{C}_{22} &= C_{22}\cos^4\theta + (2C_{12} + 4C_{66})\cos^2\theta\sin^2\theta + C_{11}\sin^4\theta \\ \bar{C}_{33} &= C_{33} \\ \bar{C}_{66} &= (C_{11} + C_{22} - 2C_{12} - 2C_{66})\cos^2\theta\sin^2\theta + C_{66}(\sin^4\theta + \cos^4\theta) \\ \bar{C}_{12} &= (C_{11} + C_{22} - 4C_{66})\cos^2\theta\sin^2\theta + C_{12}(\sin^4\theta + \cos^4\theta) \\ \bar{C}_{13} &= C_{13}\cos^2\theta + C_{23}\sin^2\theta \\ \bar{C}_{16} &= (C_{11} - C_{12} - 2C_{66})\cos^3\theta\sin\theta + (C_{12} - C_{22} + 2C_{66})\cos\theta\sin^3\theta \\ \bar{C}_{23} &= C_{23}\cos^2\theta + C_{13}\sin^2\theta \\ \bar{C}_{26} &= (C_{11} - C_{12} - 2C_{66})\cos\theta\sin^3\theta + (C_{12} - C_{22} + 2C_{66})\cos^3\theta\sin\theta \\ \bar{C}_{36} &= (C_{13} - C_{23})\cos\theta\sin\theta \end{aligned} \quad (11)$$

De esta manera, a través de la Ecuación 6, es posible obtener las matrices de la TCL y calcular el coeficiente de Poisson del preimpregnado en función del ángulo de orientación de las láminas. En este caso se realiza un barrido desde 0 hasta 90° de orientación, tal y como se puede apreciar en la Figura 15.

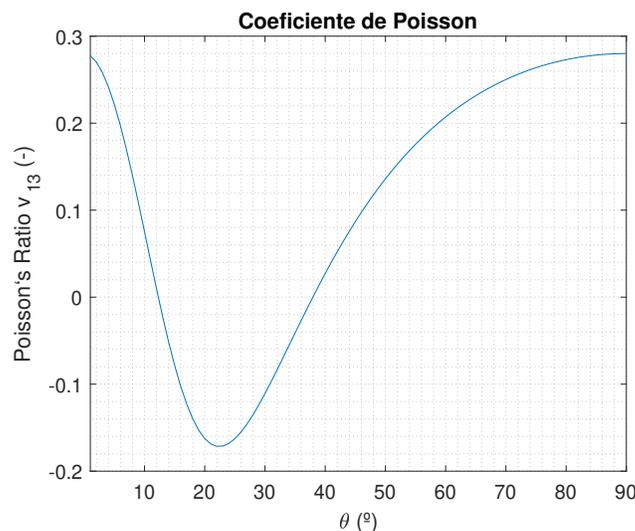


Figura 15: Coeficiente de Poisson del preimpregnado Gurit SE-84LV/HMC en función del ángulo de orientación de las láminas.

Como se puede ver, el coeficiente de Poisson más negativo se consigue aproximadamente entre 20° y 25° de orientación. En concreto el mínimo se consigue para 22° y es de -0.1714 , sin embargo, con tal de facilitar la fabricación del laminado, se escogen 20° . Pues el coeficiente de Poisson que se consigue para esta orientación es de -0.1626 , por lo que la facilidad de fabricación cubre la ligera pérdida de propiedades augéticas del laminado.

Por último, para corroborar que al aumentar la anisotropía el coeficiente de Poisson se vuelve más negativo, se presenta un ejemplo de un laminado ficticio con mucha menor anisotropía en la Figura (16). En ella, se observa que al ser más similares E_1 y E_2 , el coeficiente de Poisson es positivo para todo el rango de ángulos estudiados, por tanto, no se trata de un laminado con propiedades augéticas.

Propiedad	Gurit	Ficticio
E_1 (Gpa)	181	45
E_2 (Gpa)	5	5
E_3 (Gpa)	5	5
ν_{12}	0,28	0,28
G_{12} (Gpa)	7,17	7,17

Tabla 4: Comparativa de las propiedades entre laminados con diferente grado de anisotropía.

En la Tabla 4 se muestran las propiedades utilizadas en la simulación para ambos preimpregnados. Como se observa, la diferencia entre los módulos en las direcciones 1 y 2 es mucho menor en el material ficticio, lo que hace que sea menos anisótropo y por tanto que no tenga un coeficiente de Poisson negativo.

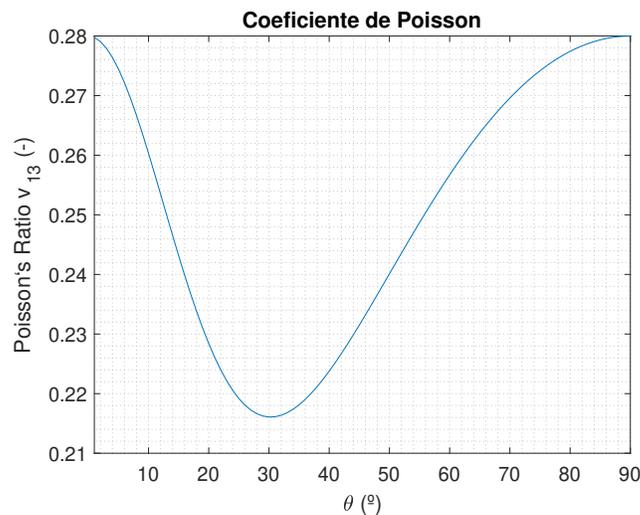


Figura 16: Coeficiente de Poisson para un material ficticio con menor anisotropía (4) en función del ángulo de orientación de las láminas.

3.2.4. Laminado simétrico-equilibrado

Para la fabricación de las alas de la estructura tipo *sandwich*, se va a emplear un laminado simétrico-equilibrado debido a las ventajas que esta configuración de láminas ofrece. Las características de estos tipos de laminados se presentan a continuación:

- Simétrico: Está formado de láminas del mismo material, espesor y orientación dispuestas de forma simétrica respecto a su plano medio. Su característica principal es que la matriz $[B]$ es nula debido a que no existen acoplamientos entre las cargas en el plano y las cargas a flexión. Los acoplamientos no suelen ser deseables, por ello es interesante utilizar un laminado simétrico.
- Equilibrado: Por cada lámina con orientación θ existe una lámina con orientación $-\theta$. Todas las láminas tienen el mismo material y espesor. En este tipo de laminados, se evitan los acoplamientos entre las tensiones y deformaciones normales y tangenciales, todas ellas en el plano. Debido a que no suele ser deseable, es interesante usar un laminado equilibrado.

Así pues, una vez decidida esta configuración de láminas y sabiendo que el ángulo de orientación de las mismas escogido para maximizar las propiedades augéticas es de 20° , el orden de apilado de las mismas será $[20,-20,-20,20]$. Con ello, quedan definidos todos los parámetros que conforman el laminado. Estos quedan recogidos en la Tabla 5.

Parámetros laminado augético	
Número de láminas	4
Espesor de cada lámina (mm)	0,5
Material de cada lámina	Gurit SE-84LV/HMC
Orientación óptima	20°
Secuencia de apilado	$[20,-20,-20,20]$

Tabla 5: Parámetros característicos de fabricación del laminado augético.

3.3. Diseño de los modelos CAD

En el presente subapartado se realiza una descripción de los modelos que han sido diseñados para los posteriores análisis a realizar. En este caso, se ha empleado el *software* Autodesk Inventor como herramienta de diseño 3D.

En primer lugar, se presenta el núcleo augético escogido para el análisis general del proyecto, el núcleo EVANS bidimensional. De él, y como propuesta de I+D, se deriva un diseño siguiendo la misma estructura pero en este caso empleando pirámides en tres dimensiones, por tanto este núcleo se denomina EVANS tridimensional. Por otra parte, se explica el diseño del núcleo de nido de abeja, ampliamente utilizado en la fabricación de materiales compuestos.

3.3.1. EVANS 2D

A continuación, se presenta el diseño del núcleo EVANS bidimensional. Es fundamental tener en cuenta los parámetros de diseño que han sido empleados para el modelado tridimensional del mismo, y de la probeta final que se emplea en los análisis.

En el subapartado 3.1 ha sido presentada la estructura de este tipo de núcleo augético, por lo que solamente se realiza una explicación detallada de los principales parámetros y dimensiones que han sido utilizados. Estos se recogen en la Tabla 6.

Parámetro	Valor
Altura doble-pirámide (mm)	2,43
Base mayor pirámide (mm)	3,99
Base menor pirámide (mm)	1,35
Ángulo de inclinación ($^{\circ}$)	45
Espesor pared (mm)	0,30
Altura núcleo (mm)	9,70
Anchura núcleo (mm)	9,84
Longitud núcleo (mm)	70,59

Tabla 6: Parámetros de diseño núcleo EVANS 2D.

Las dimensiones recogidas en la tabla de parámetros son el resultado de diversas pruebas e intentos de diseñar las probetas con las dimensiones óptimas para la máquina que permite realizar los ensayos de impacto de Charpy, que será explicada en el apartado 7 cuando se expliquen los análisis dinámicos realizados.

Por otra parte, algunas dimensiones como el espesor de la pared de las pirámides han sido determinadas por la tolerancia que permite la impresora *Ultimaker 3*, con tal de obtener una impresión de calidad. En este caso, para un espesor de 0,3 mm se consigue una masa de impresión de 12,973 g en PLA.

Además, para que se pueda entender más fácilmente el diseño se presentan dos figuras descriptivas del núcleo. Por una parte, la Figura 17 muestra el núcleo diseñado en una vista isométrica, donde se puede apreciar claramente que la dimensión en dirección longitudinal es mayor a las demás dimensiones. Además, se presenta la Figura 18, donde se puede observar un corte seccional del diseño, que sigue la estructura indicada para que pueda cumplir las propiedades augéticas que se están buscando.

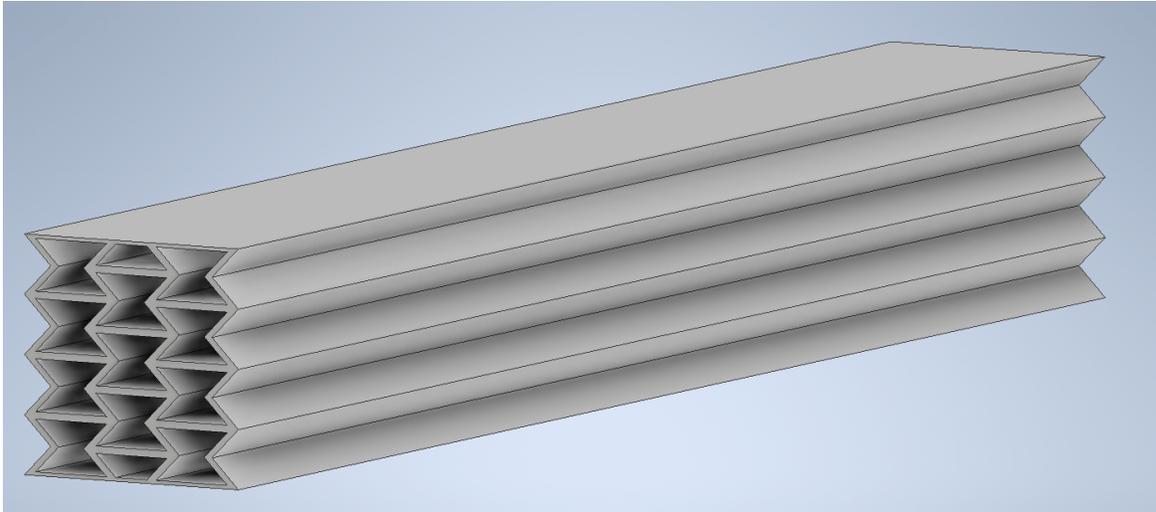


Figura 17: Diseño del núcleo EVANS 2D en vista isométrica.

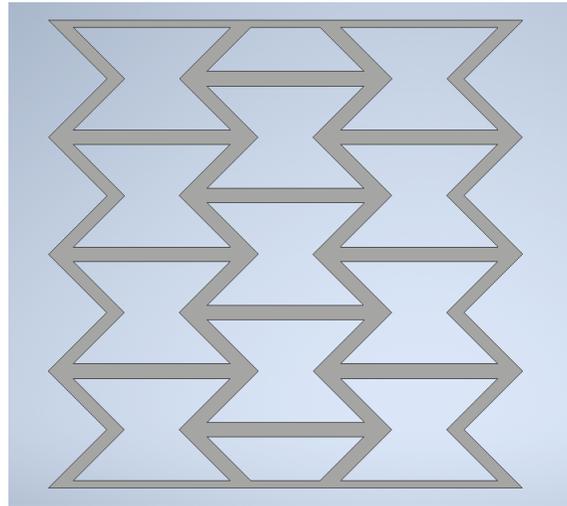


Figura 18: Diseño del núcleo EVANS 2D en vista de perfil.

Para las primeras pruebas y comparación con los cálculos analíticos se han utilizado *sandwich* definidos con un único material (PLA) que puede fabricarse directamente por impresión 3D sin necesidad de uniones adhesivas.

Para poder construir una probeta representativa de la estructura tipo *sandwich*, es necesario incluir unas alas en el núcleo. En este caso, debido a que la impresión de la probeta va a realizarse para los primeros análisis completamente en PLA, se decide que el espesor de las alas sea mayor. Puesto que, el PLA tiene unas propiedades mecánicas inferiores al preimpregnado carbono-epoxi escogido. Para equiparar su resistencia, es necesario que las alas tengan un espesor en torno a los 3 mm, como se puede apreciar en la Figura 19.

Otra parte fundamental del diseño son los apoyos para el ensayo de Charpy, que igual que las alas mencionadas, se pueden observar en la Figura 19. Con tal de cumplir las medidas óptimas para el ensayo, se añaden dos cubos de 10 mm de longitud.

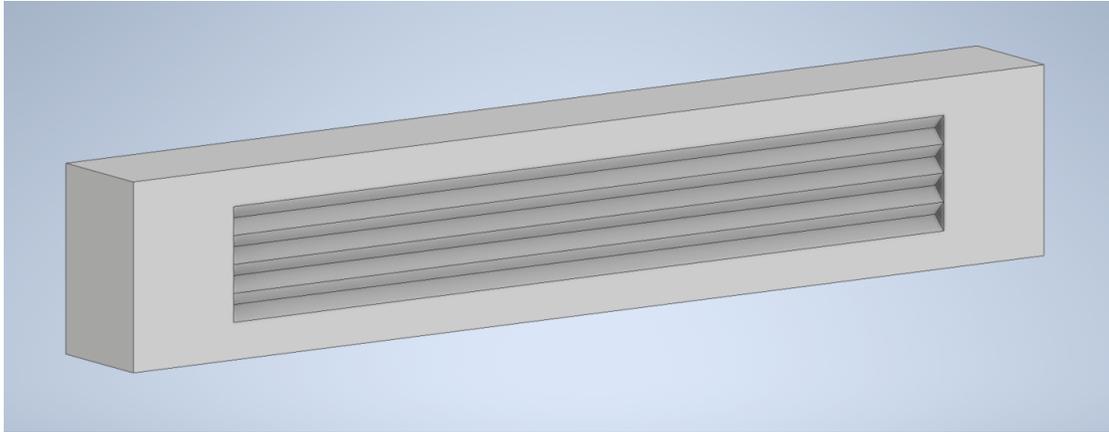


Figura 19: Diseño de la probeta con núcleo EVANS 2D en vista isométrica.

Finalmente, tras la realización de algunas pruebas previas, se optimiza el diseño de la probeta incluyendo dos semicilindros de 5 mm de radio en el extremo de los cubos, por el lado que va a estar sometido a tracción durante el ensayo. De esta manera, el apoyo es más preciso y facilita la identificación de superficies apoyadas en los análisis dinámicos simulados. Además, debido a que la unión entre las alas y los cilindros era una zona que debía soportar elevados esfuerzos, se realiza un doble refuerzo a la probeta con dos chaflanes de 1.5 mm de diagonal. El resultado final de la probeta tras dichas optimizaciones puede observarse en la Figura 20.

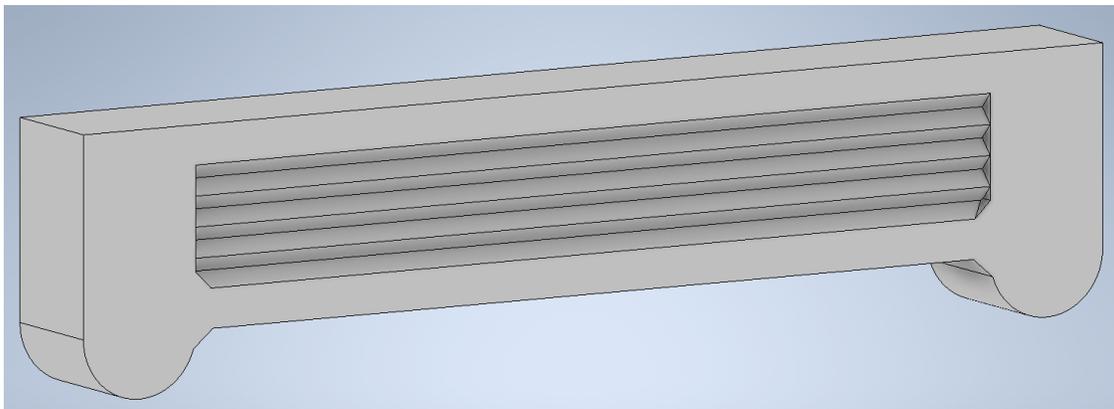


Figura 20: Diseño de la probeta final con núcleo EVANS 2D en vista isométrica.

Con ello, las dimensiones totales de la probeta son las que se recogen en la Tabla 7.

Parámetro	Valor
Altura sin cilindros (mm)	16,00
Altura con cilindros (mm)	21,00
Anchura (mm)	9,84
Longitud (mm)	90,59

Tabla 7: Parámetros característicos probeta EVANS 2D.

3.3.2. Panal de abeja

A continuación, se presenta el diseño del núcleo de nido de abeja. Es esencial tener en cuenta los parámetros de diseño que han sido empleados para el modelado tridimensional del mismo, y de la probeta final que se emplea en los análisis que serán presentados en los siguientes apartados del documento.

Las dimensiones recogidas en la Tabla 8, igual que en el subapartado anterior, son el resultado de diversas pruebas e intentos de diseñar las probetas con las dimensiones óptimas para realizar los ensayos de Charpy.

Parámetro	Valor
Lado hexagono regular (mm)	1,25
Espesor pared (mm)	0,40
Altura núcleo (mm)	10,00
Anchura núcleo (mm)	10,00
Longitud núcleo (mm)	70,59

Tabla 8: Parámetros de diseño núcleo nido de abeja.

Por otra parte, en este tipo de núcleo ha sido necesario aumentar ligeramente el espesor de la pared debido a que es primordial para poder realizar una comparación entre ellos, que todos los núcleos tengan una cantidad de material lo más similar posible. Por tanto, en este caso se ha aumentado el espesor de la pared de 0,3 a 0,4 mm. Con ello, se consigue una masa de impresión de la probeta en PLA de 12,971 g, es decir, difiere un 0,015 % respecto del núcleo EVANS 2D.

Además, para que se pueda entender más fácilmente el diseño se presentan dos figuras descriptivas del núcleo. Por una parte, la Figura 21 muestra el núcleo diseñado en una vista isométrica. Mientras que la Figura 22, donde se puede observar la vista en planta del diseño, en la que se pueden apreciar claramente todos los hexágonos que forman este característico tipo de núcleo.

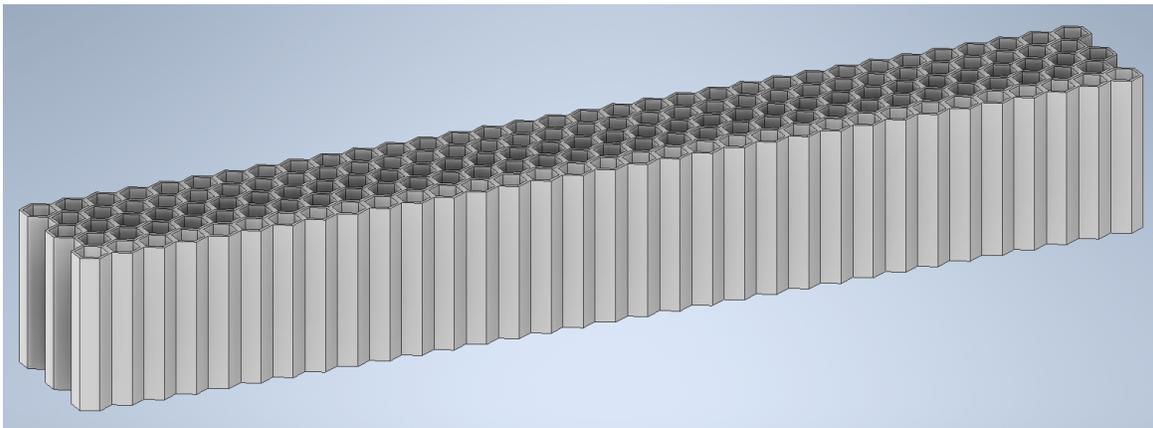


Figura 21: Diseño del núcleo de nido de abeja en vista isométrica.

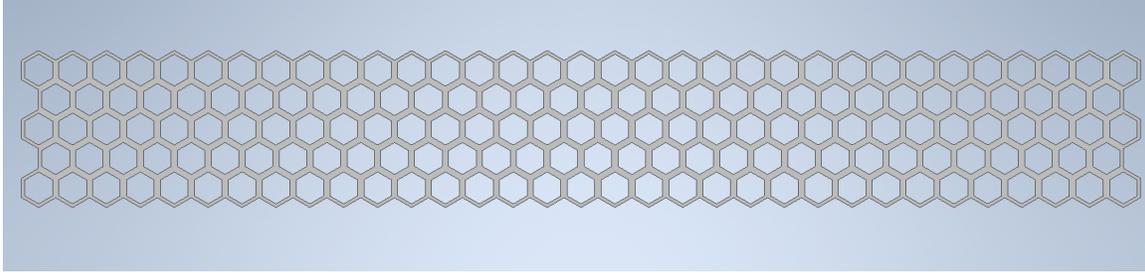


Figura 22: Diseño del núcleo de nido de abeja en vista de planta.

Por su parte, para el diseño final de la probeta, es necesario incluir las alas de 3 mm de espesor, los cubos de 10 mm de longitud, y las dos optimizaciones basadas en los semicilindros y los chaflanes. De esta manera el resultado final es el que se presenta en la Figura 23 y las dimensiones finales de la probeta son las que pueden observarse en la Tabla 9.

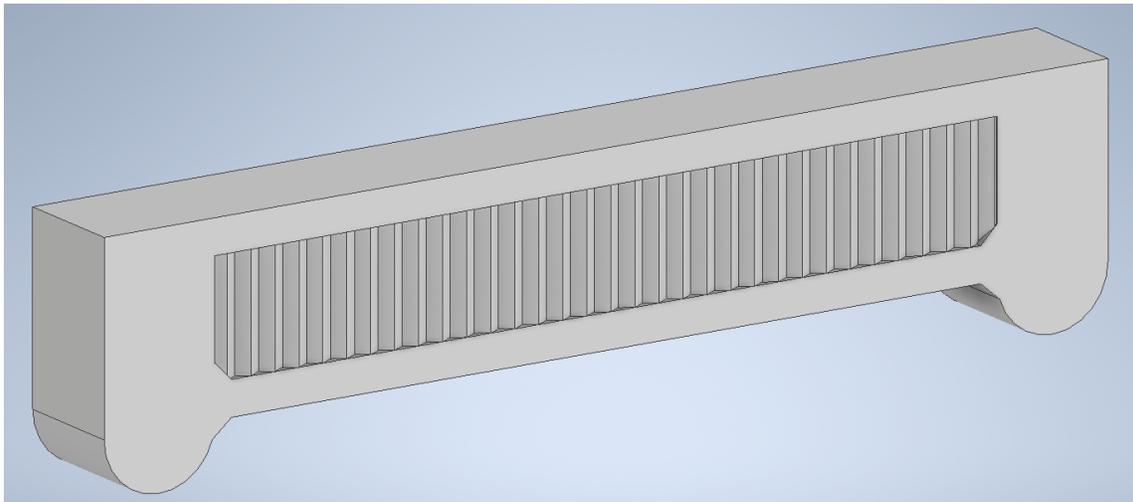


Figura 23: Diseño de la probeta con núcleo de nido de abeja en vista isométrica.

Parámetro	Valor
Altura sin cilindros (mm)	16,00
Altura con cilindros (mm)	21,00
Anchura (mm)	10,00
Longitud (mm)	90,59

Tabla 9: Parámetros característicos probeta nido de abeja.

3.3.3. EVANS 3D

Por último, se presenta el diseño del núcleo EVANS optimizado, que ha sido transformado de un núcleo augético en dos dimensiones a un núcleo augético tridimensional. Para ello, se ha tomado como referencia el corte frontal que se puede ver en la Figura 18 y se han creado

pirámides en tres dimensiones. Con tal de obtener mayor robustez en el núcleo, se ha insertado una lámina de 0,3 mm de espesor entre cada doble pirámide que lo conforma, tal y como se puede ver en la Figura 24.

A continuación, en la Tabla 10 se muestran los principales parámetros que han sido empleados en el diseño de este innovador núcleo. Todos ellos, igual que en los casos anteriores, son el resultado de numerosas pruebas para alcanzar las dimensiones óptimas con tal de realizar correctamente el ensayo impacto.

Parámetro	Valor
Altura doble-pirámide (mm)	2,43
Base mayor pirámide (mm)	3,99
Base menor pirámide (mm)	1,56
Ángulo de inclinación ($^{\circ}$)	45
Espesor pared (mm)	0,30
Altura núcleo (mm)	10,90
Anchura núcleo (mm)	9,54
Longitud núcleo (mm)	70,59

Tabla 10: Parámetros de diseño del núcleo EVANS 3D.

Respecto al espesor de la pared en este núcleo, se ha decidido no aumentarlo más de 0,3 mm para que las paredes pudiesen ser lo suficientemente huecas para albergar propiedades augéticas. Con ello, la masa de la probeta es ligeramente inferior a las demás, a pesar de haber introducido las láminas de refuerzo entre cada doble pirámide. En este caso la masa de la probeta es de 12,434 g, es decir, un 4,15 % inferior a los dos casos anteriores. Sin embargo, las dimensiones marcadas por el ensayo de Charpy no han permitido reducir más este porcentaje.

Con tal de entender mejor el modelo diseñado, se muestran tres figuras descriptivas del núcleo. En primer lugar, la Figura 24 muestra una vista isométrica del diseño, en la que se pueden apreciar las pirámides tridimensionales y las láminas de refuerzo. Por otra parte, para poder observar las cavidades en el interior de estas pirámides se presentan las Figuras 25 y 26, que muestran el núcleo con cortes en el plano XY e YZ, respectivamente.

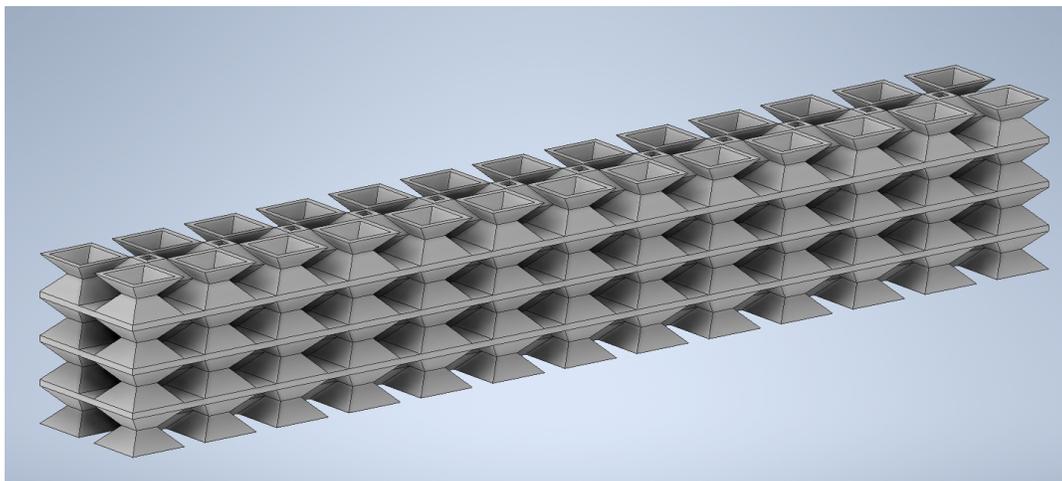


Figura 24: Diseño del núcleo EVANS 3D en vista isométrica.

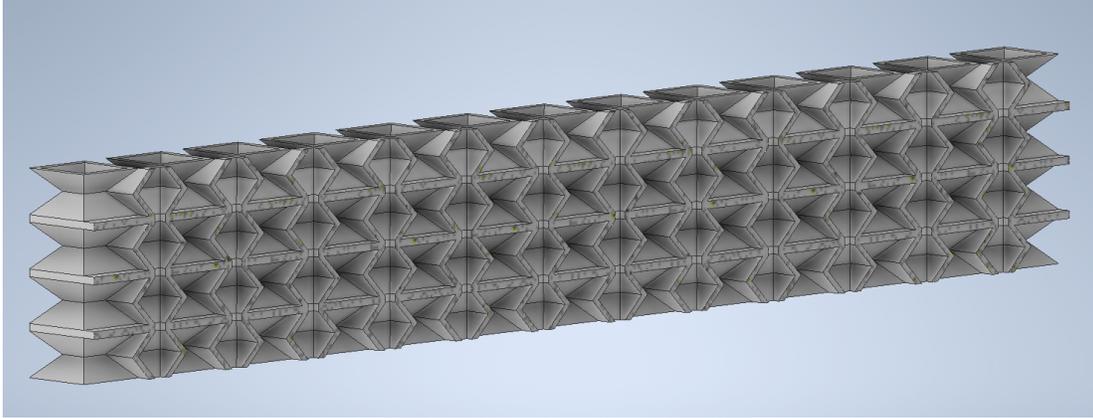


Figura 25: Diseño del núcleo EVANS 3D - Corte longitudinal.

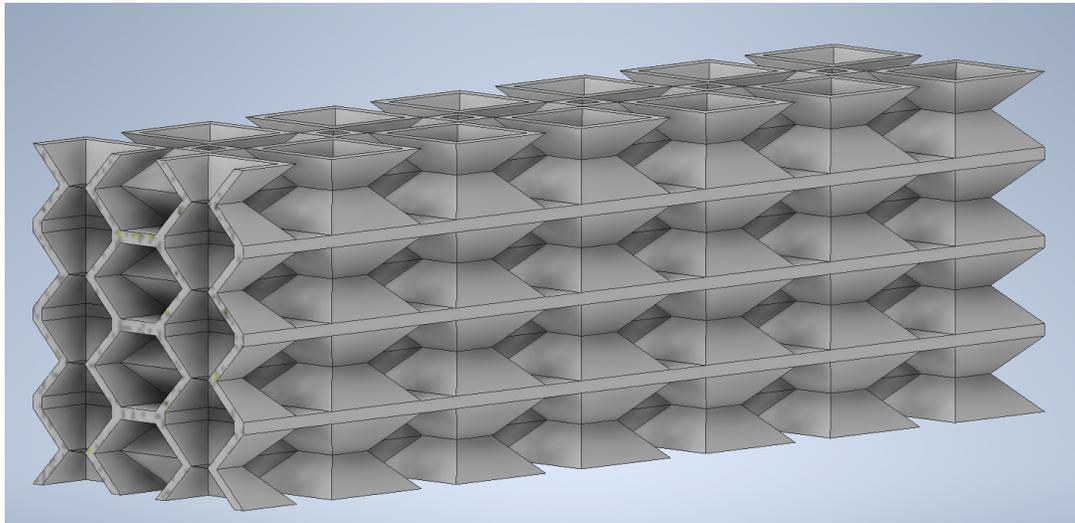


Figura 26: Diseño del núcleo EVANS 3D - Corte frontal.

Finalmente, igual que en los diseños anteriores, se incluyen unas alas de 3 mm de espesor, cubos laterales de 10 mm de longitud, y las dos optimizaciones basadas en los semicilindros y los chaflanes. Así pues, el resultado final es el que se presenta en la Figura 27 y las dimensiones finales de la probeta son las que pueden observarse en la Tabla 11.

Parámetro	Valor
Altura sin cilindros (mm)	16,90
Altura con cilindros (mm)	21,90
Anchura (mm)	9,54
Longitud (mm)	90,59

Tabla 11: Parámetros característicos probeta EVANS 3D.

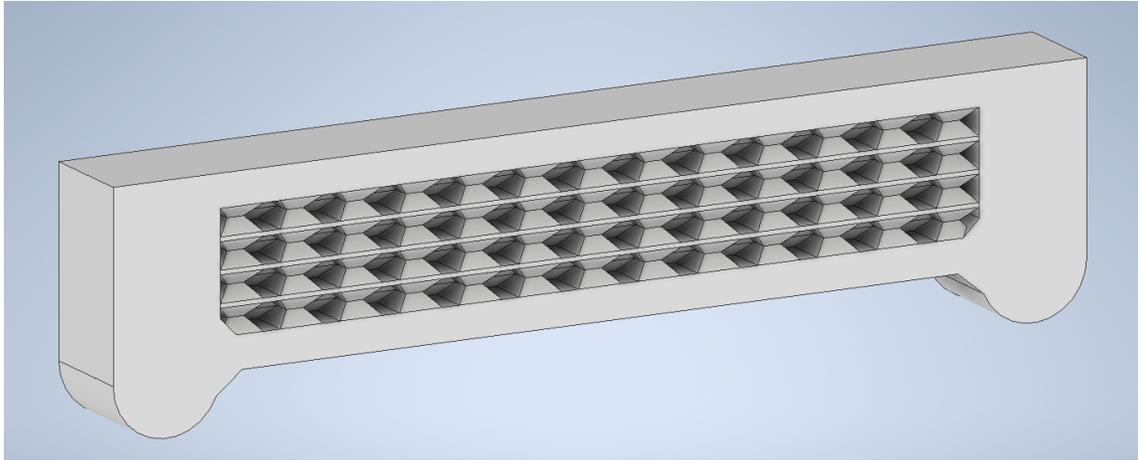


Figura 27: Diseño de la probeta con núcleo EVANS 3D en vista isométrica.

4. Análisis estáticos

En el presente apartado se va a realizar una explicación detallada de los análisis estáticos realizados a los diseños presentados anteriormente. Los análisis estáticos son aquellos en los que se somete una estructura a una fuerza constante en el tiempo. En ellos es fundamental imponer restricciones de movimiento o giro, como pueden ser apoyos, para que la estructura tenga un punto (o varios) de sujeción. Para ello, se ha empleado el *software* ANSYS Workbench, que facilita la importación de geometría 3D definida en el programa CAD, aunque se pierde parte del control sobre el cálculo (opciones de cálculo y control del mallado).

El objetivo principal de este apartado es la optimización del espesor de las alas de la estructura tipo *sandwich* a través de un estudio paramétrico. Para los tres núcleos diseñados, se va a variar el espesor de las alas con tal de encontrar la solución óptima para cada núcleo.

La solución óptima de máxima resistencia específica es aquella en la que la rotura del núcleo y de las alas se produce al mismo tiempo. Es necesario encontrar un equilibrio entre la resistencia de ambos elementos para optimizar la estructura. Esto es debido a que si el núcleo es menos resistente que las alas, romperá antes y propiciará la rotura de las alas debido a su fallo estructural. Por tanto, una parte del material de las alas no sería útil al poder soportar una carga mayor. Por otra parte, si las alas son menos resistentes que el núcleo, al fallar estas provocarán que la estructura falle por completo. En este caso, habría parte del material que conforma el núcleo que sería no útil. Sin embargo, si la resistencia entre ambos elementos es similar, se soportará la máxima carga posible y será útil todo el material utilizado.

En este caso, al considerar que toda la probeta está impresa en PLA, el material del núcleo y de las alas será el mismo. No obstante, normalmente las estructuras tipo *sandwich* cuentan con materiales diferentes para las alas y el núcleo. Por lo que, en este caso la optimización es más sencilla que habitualmente.

En análisis paramétrico va a depender del tipo de núcleo, debido a que la resistencia de cada uno de ellos es diferente. En primera aproximación, el estudio se había planteado para variar el espesor de las alas entre 2 y 5 mm, sin embargo, para los casos de los núcleos EVANS 2D y nido de abeja ha sido necesario estudiar espesores diferentes. A continuación, se enumeran los espesores que han sido analizados para cada diseño de núcleo:

- EVANS 2D
 - Espesor de las alas de 1 mm.
 - Espesor de las alas de 2 mm.
 - Espesor de las alas de 3 mm.
 - Espesor de las alas de 4 mm.
 - Espesor de las alas de 5 mm.
- Nido de abeja
 - Espesor de las alas de 0,5 mm.
 - Espesor de las alas de 1 mm.

- Espesor de las alas de 2 mm.
 - Espesor de las alas de 3 mm.
 - Espesor de las alas de 4 mm.
 - Espesor de las alas de 5 mm.
- EVANS 3D
 - Espesor de las alas de 2 mm.
 - Espesor de las alas de 3 mm.
 - Espesor de las alas de 4 mm.
 - Espesor de las alas de 5 mm.

Sin embargo, en los próximos apartados se mostrarán aquellos casos que son más significativos para analizar los objetivos del trabajo. Serán aquellos en los que se produce un cambio de tipo de fallo, es decir, aquellos cuyo espesor de alas produzca que la rotura de la probeta haya sido provocada por un fallo en el núcleo o en las alas. La solución óptima aparece en medio y además, se produce un cambio de tipo de fallo cuyo estudio parece interesante. Los demás casos se mostrarán en el Anexo I.

4.1. *Setup análisis estáticos*

Es útil realizar análisis estáticos en el caso de que el fallo se produzca por fluencia y la velocidad de aplicación de la carga no sea muy elevada. Si no se dan estas condiciones no serán tan útiles, pero sí permitirán identificar las zonas altamente cargadas propensas al fallo.

En primer lugar, es crucial remarcar que los análisis se han realizado suponiendo grandes desplazamientos para poder tener en cuenta ciertos problemas de inestabilidad, como el pandeo, en el caso de que aparecieran. Por otra parte, un paso imprescindible a la hora de realizar un análisis estático mediante un *software* de elementos finitos es el mallado del modelo. Para todos los casos estudiados, se ha realizado una separación en varios sólidos para facilitar el mallado y se ha tomado un tamaño de elemento base de 2 mm, sin embargo, se ha realizado un mallado con tamaño de elemento adaptado. Por esta razón, el tamaño de elemento es variable en las mallas de los modelos y se realiza un mallado más fino en las zonas más conflictivas, en este caso los núcleos de las probetas. En todo caso, el tamaño de elemento que se puede utilizar está limitado por la versión educacional del programa utilizado (esto no es crítico en problemas 2D pero sí en los tridimensionales).

Con tal de ejemplificar el mallado descrito, en la Figura 28 se presenta el caso de la probeta con núcleo EVANS 2D y alas de 3 mm de espesor. En ella, se puede observar tanto la separación en distintos sólidos (distintos colores) comentada, como el uso del tamaño de elemento adaptado.

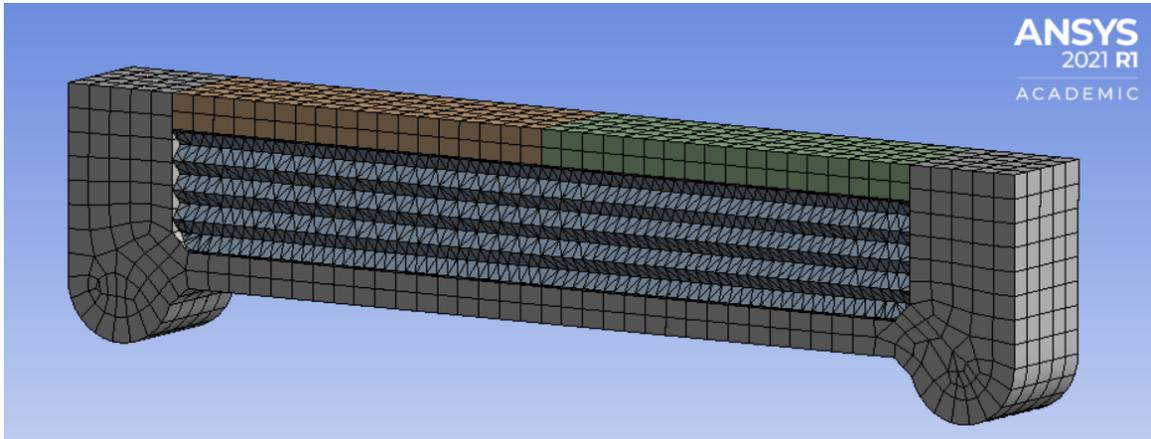


Figura 28: Mallado probeta con núcleo EVANS 2D.

Otra razón por la que ha resultado interesante realizar una división de sólidos en la probeta, ha sido para poder tener una referencia donde poder imponer la fuerza estática. Al estar el ala superior (la sometida a compresión), dividida en dos partes iguales, la unión entre estas partes sirve como línea central referente a la hora de definir esta condición.

A modo de ejemplo, se muestra el *setup* del modelo con núcleo EVANS 2D y 3 mm de espesor de alas en la Figura 29. En ella, se puede ver la línea donde se impone la fuerza. Se trata de una fuerza de 400 N en dirección $-Z$ para todos los casos. Además, es importante la definición de los apoyos fijos, que están situados en las superficies semi-cilíndricas de la parte sometida a tracción. Estas superficies, como se ha comentado en apartados anteriores, han sido expresamente diseñadas para poder tener un punto de apoyo claro.

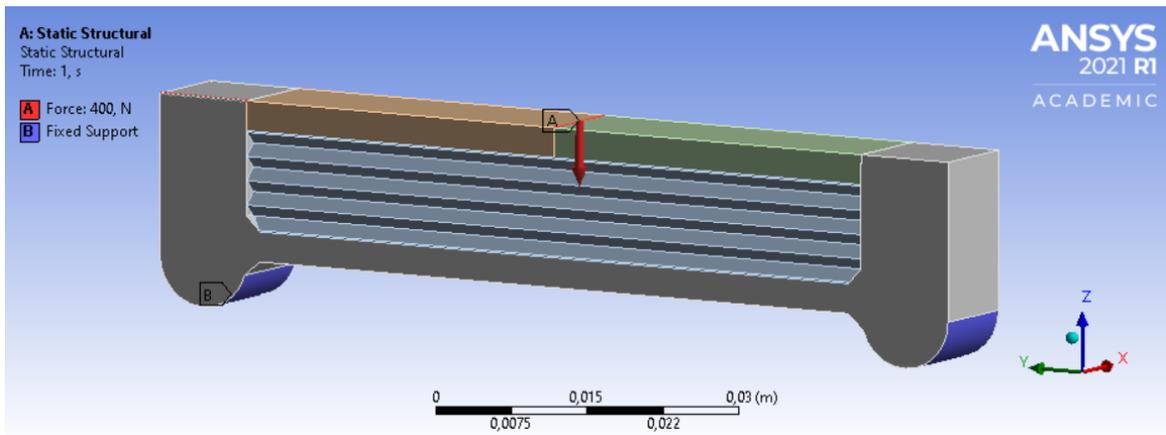


Figura 29: *Setup* probeta con núcleo EVANS 2D.

4.1.1. Modelo de material empleado.

El material con el que serán impresas las probetas para los posteriores ensayos experimentales será plástico PLA (Ácido Poliláctico), por tanto es necesario introducir el modelo de material

en *Workbench* para una correcta simulación. Para ajustar el modelo de comportamiento al PLA específico del que se dispone para la impresión, se ha realizado un ensayo de tracción. Las imágenes características del ensayo de tracción se ven en la Figura 31b. Con ello, ha sido posible obtener el coeficiente de Poisson del material, así como la curva de tensión-deformación (Figura 30) y otros parámetros de interés.

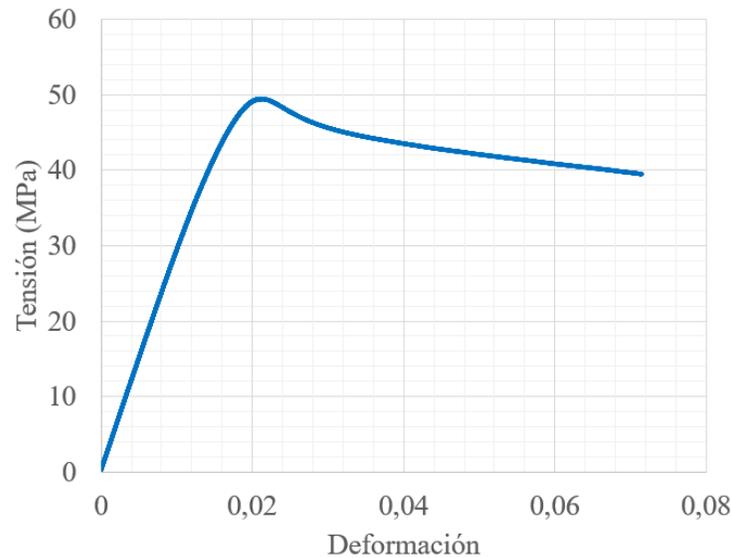
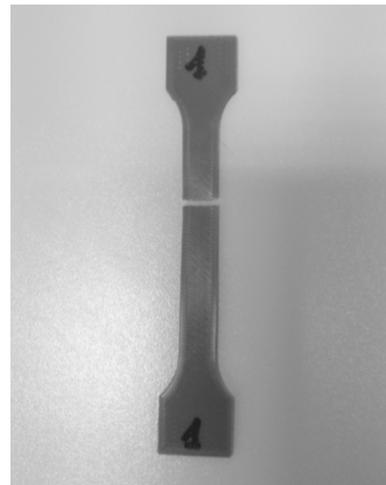


Figura 30: Tensión en función de la deformación producida en la probeta PLA sometida a tracción.



(a) Probeta PLA en máquina de tracción.



(b) Probeta PLA ensayada a tracción.

Figura 31: Ensayo de tracción PLA.

A continuación se muestra una tabla-resumen con las principales propiedades que posee el PLA y que han sido empleadas para la definición del modelo de material en el *software* de elementos finitos. La tabla recoge los resultados del ensayo y el resto de propiedades proporcionadas por el fabricante.

Propiedad	Valor
Densidad (kg/m ³)	1240
Módulo de Young (GPa)	3,2
Coef. de Poisson	0,35
Límite elástico (MPa)	37
Resistencia a tracción (MPa)	45
Resistencia a compresión (MPa)	66
Dureza Vickers (HV)	17-27
Tenacidad a fractura (MPa*m ^{1/2})	3-5
Máx. T ^a en servicio (°C)	55
Mín. T ^a en servicio (°C)	-20
Conductividad térmica (W/m°C)	0,13-0,16

Tabla 12: Principales propiedades del PLA.

En este caso se va a definir un modelo de plasticidad para poder considerar la posible energía absorbida por plastificación del material. En este caso, se considera el modelo de plasticidad bilineal, mostrado en la Figura 32. En este modelo, al iniciarse la plasticidad, la curva de deformación varía siendo a partir del límite de fluencia lineal con pendiente δ , donde δ es un parámetro que produce un cambio de módulo elástico de la zona elástica a la plástica. El valor de este parámetro puede variar entre 0 y 1. Para el modelo empleado en las siguientes simulaciones, el valor de δ es de 0,028.

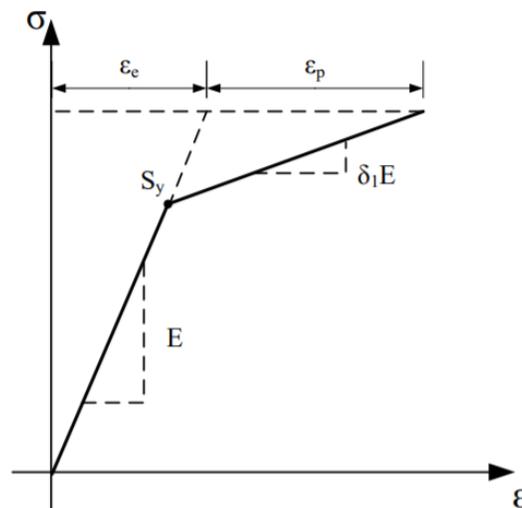


Figura 32: Esquema modelo de plasticidad bilineal.

4.2. Núcleo EVANS 2D

Para el núcleo EVANS 2D, han sido analizadas simulaciones con alas de espesor comprendido entre 1 y 5 mm, sin embargo, las simulaciones más relevantes son las de 2 y 3 mm. Esto es debido a que para un espesor de alas de 2 mm, se produce el fallo en el núcleo de la probeta,

mientras que para un espesor de alas de 3 mm se produce en las alas. Entre estos dos tipos de espesores está la configuración de máxima resistencia y además se produce un cambio en el tipo de fallo, por lo que es interesante visualizar las simulaciones y ver cómo afecta la imposición de la fuerza descrita tanto al núcleo como a las alas.

4.2.1. Alas de espesor 2 mm

A continuación, se muestran varias figuras en las que se puede apreciar la deformación producida tanto en la probeta como en el núcleo y las alas debido a las condiciones impuestas en la simulación. En primer lugar, en la Figura 33 se puede observar la deformación producida en toda la probeta. Entre las zonas más críticas destacan la línea en la que se aplica la fuerza, los chaflanes introducidos y el núcleo. La máxima deformación producida es de 0.01476, por lo que el componente (núcleo o alas) que esté sometido a esta deformación será el que provoque el fallo. En este caso en la Figura 33 ya se puede entrever que el núcleo es el que sufre la máxima deformación de la simulación, y por tanto, es el que rompe produciendo el fallo total de la probeta.

Para corroborarlo, se presenta en la Figura 34 la deformación producida en el núcleo, donde se puede comprobar que la deformación máxima en este componente coincide con la deformación máxima de la probeta, por lo que es el componente que produce el fallo total. Entre las zonas más afectadas se puede destacar la zona de aplicación de la fuerza y las uniones entre las diferentes pirámides que conforman esta estructura nuclear.

Por contra, en la Figura 35 se muestra la deformación en el ala donde se aplica la fuerza, en la cual la deformación máxima es de 0.01215, por lo que es evidente que este no es el componente que produce el fallo teniendo en cuenta que ambos componentes son del mismo material. En este caso, la zona más afectada es la de aplicación de la carga, como era de esperar.

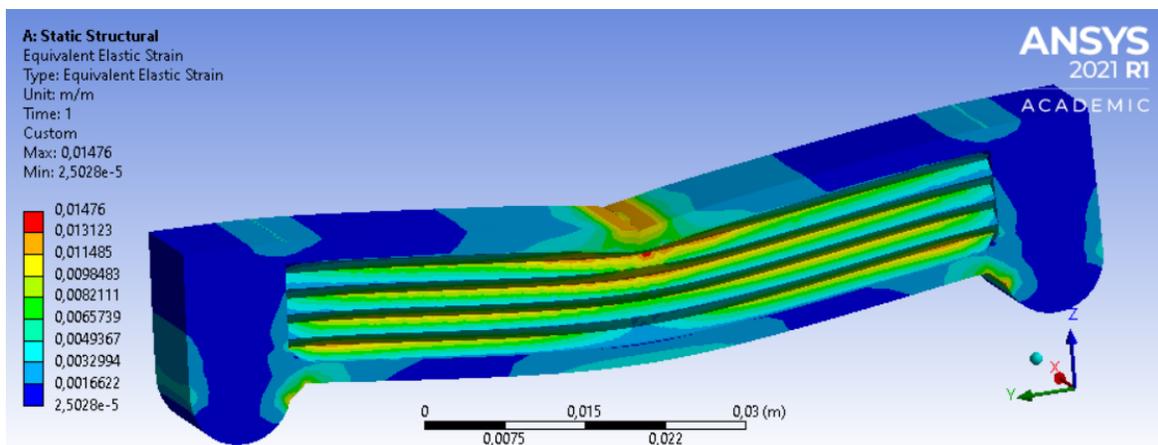


Figura 33: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 2 mm de espesor.

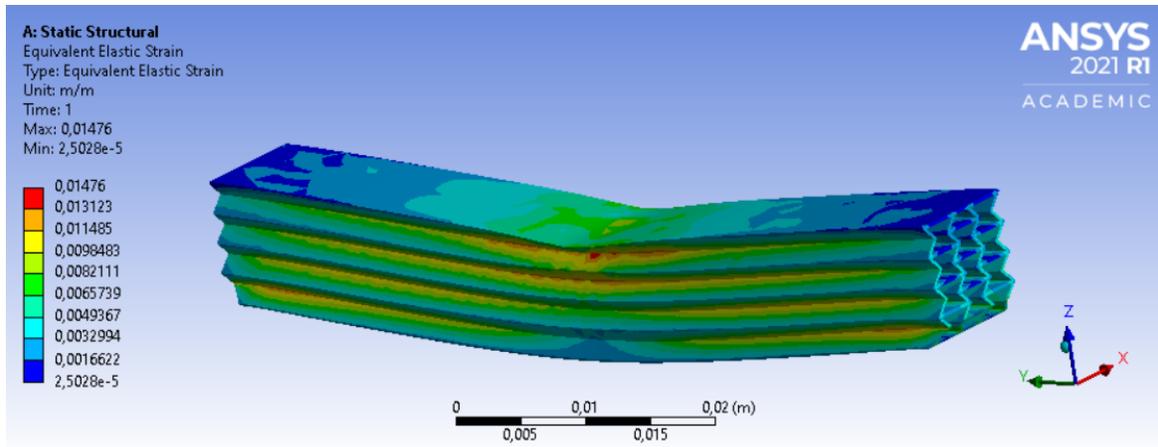


Figura 34: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 2 mm de espesor - Núcleo.

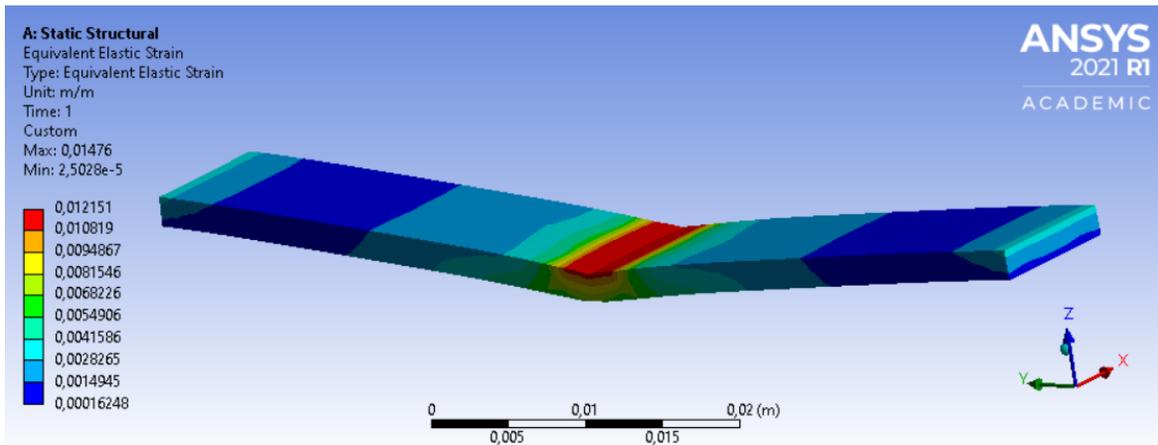


Figura 35: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 2 mm de espesor - Alas.

4.2.2. Alas de espesor 3 mm

Igual que en el subpartado anterior, se muestran varias figuras en las que se puede apreciar la deformación producida tanto en la probeta como en el núcleo y las alas debido a las condiciones impuestas. En la Figura 36 se puede observar la deformación equivalente que ha sufrido todo el modelo. Las zonas que sufren las mayores deformaciones coinciden con el modelo de 2 mm de espesor de alas. En este caso, la máxima deformación producida es de 0.01634. Así pues, el componente que esté sometido a esta deformación será el que provoque el fallo. Para 3 mm de espesor no es tan obvio saber cuál es el componente que provoca el fallo a simple vista, pues en el ala que soporta la carga se produce una deformación bastante elevada. Para poder conocer el componente que falla será necesario examinarlos individualmente.

Por ello, es necesario presentar la Figura 37 donde se observa la deformación producida en el núcleo, en ella se puede ver que la deformación máxima que sufre este componente no coincide

con la deformación máxima de la probeta, sino que es ligeramente menor, 0,01501. De esta manera se confirma que en este caso el componente que provoca la rotura de la probeta son las alas y no el núcleo. Entre las zonas más afectadas, igual que en el caso anterior, se pueden destacar la zona de aplicación de la fuerza y las uniones entre las diferentes pirámides.

De esta manera, ya se supone que en la Figura 38, que muestra la deformación en el ala donde se aplica la fuerza, la deformación máxima va a coincidir con la deformación máxima de la probeta. Se corrobora de esta manera que las alas son el componente que provocan el fallo. En este caso, la zona más afectada es la de aplicación de la carga.

Con ello, se confirma que el espesor de alas óptimo se encuentra entre 2 y 3 mm, debido a que son los espesores donde se produce el cambio de tipo de fallo. En este caso, las deformaciones de núcleo y alas son más similares para el caso de 3 mm, por lo que el espesor óptimo se encuentra más cerca de este espesor para esta estructura de núcleo.

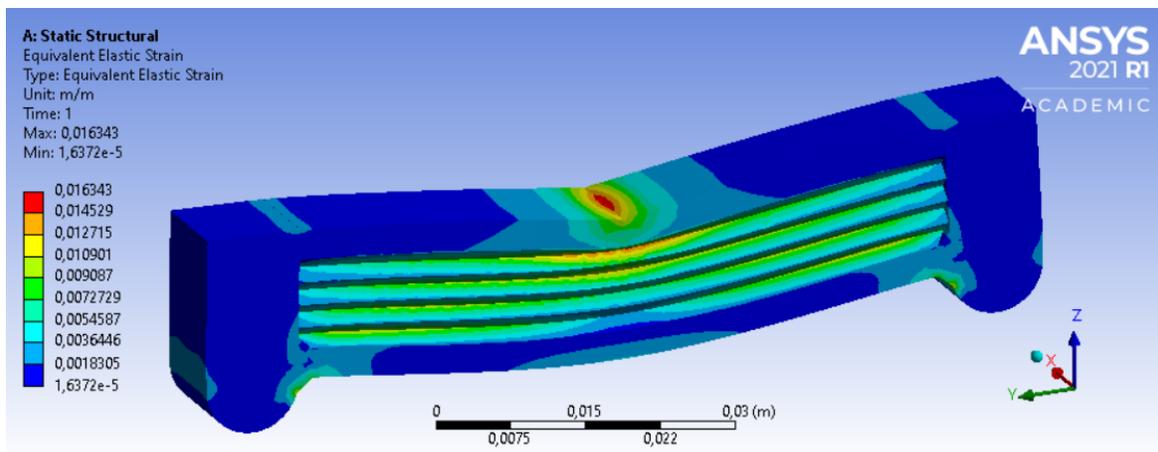


Figura 36: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 3 mm de espesor.

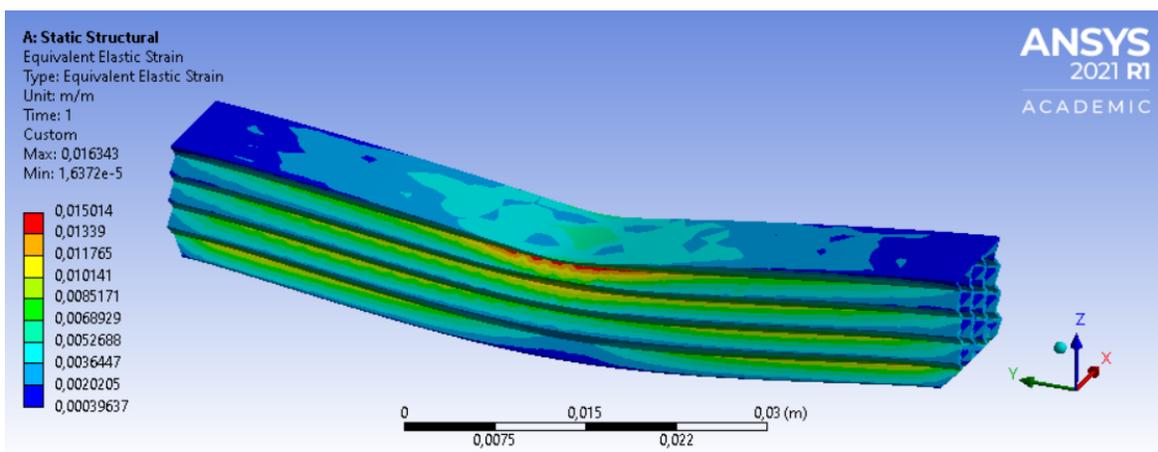


Figura 37: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 3 mm de espesor - Núcleo.

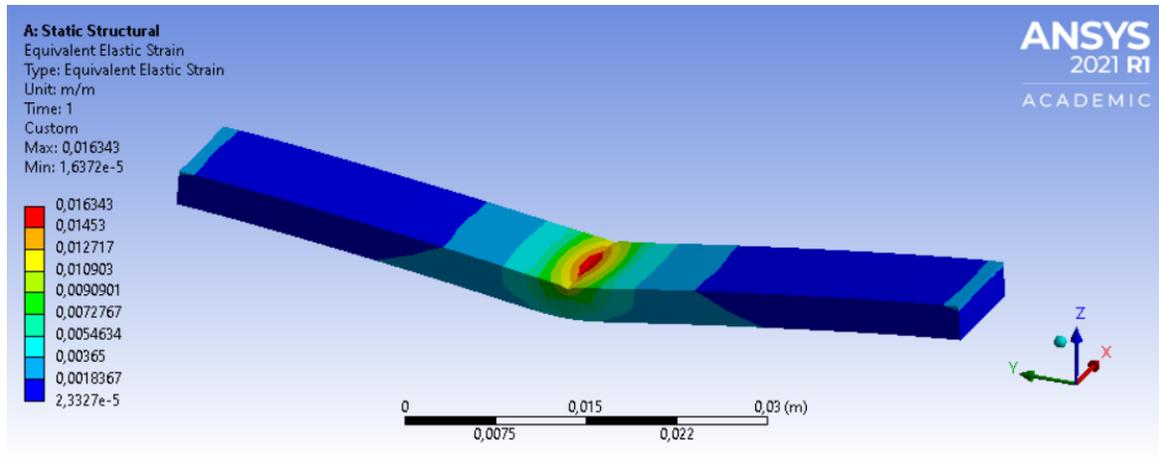


Figura 38: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 3 mm de espesor - Alas.

4.3. Núcleo de panal de abeja

En el caso del núcleo de panal de abeja, también han sido analizadas simulaciones de probetas con alas de espesor comprendido entre 0.5 y 5 mm, sin embargo, las simulaciones más interesantes de cara a los objetivos del proyecto son las de 0.5 y 1 mm. Esto se debe a que para un espesor de alas de 0.5 mm, se produce el fallo en el núcleo de la probeta, mientras que para un espesor de alas de 1 mm se produce en las alas. Como se ha explicado anteriormente, entre estos dos tipos de espesores se produce un cambio en el tipo de fallo y aparece la configuración de máxima resistencia, por lo que es relevante visualizar y analizar las simulaciones pertinentes, y ver cómo afectan las condiciones impuestas a cada uno de los componentes.

4.3.1. Alas de espesor 0.5 mm

A continuación, se presentan varias figuras en las que se puede apreciar la deformación equivalente sufrida tanto por probeta como por el núcleo y las alas debido a las condiciones impuestas. En primer lugar, en la Figura 39 se puede observar la deformación producida en toda la probeta. Entre las zonas más críticas destacan la línea en la que se aplica la fuerza, los chaflanes introducidos, el núcleo en la zona de aplicación y las uniones entre la estructura *sandwich* y los soportes. La máxima deformación producida para esta estructura y este espesor alar es de 0.01759, sin embargo, observando la imagen no es obvio cuál de los dos componentes sufre una mayor deformación y, por tanto, provoca el fallo de la probeta. Por lo que, es necesario analizarlos individualmente para poder conocer el componente que falla.

En primer lugar, se presenta la Figura 40 donde se muestra la deformación equivalente producida en el núcleo. En este caso se puede comprobar que la deformación máxima sufrida por este componente coincide con la deformación máxima de la probeta, por lo que se trata del componente que produce el fallo total. Entre las zonas más afectadas se puede destacar la zona de aplicación de la fuerza y las zonas de unión del núcleo con los soportes laterales.

Por contra, en la Figura 41 se muestra la deformación en el ala que sufre la aplicación de la carga, en la cual la deformación máxima es de 0.01498, por lo que es evidente que no se trata del componente que produce el fallo. La zona más afectada es la de aplicación de la carga, aunque también se ven afectadas las zonas más cercanas a los apoyos.

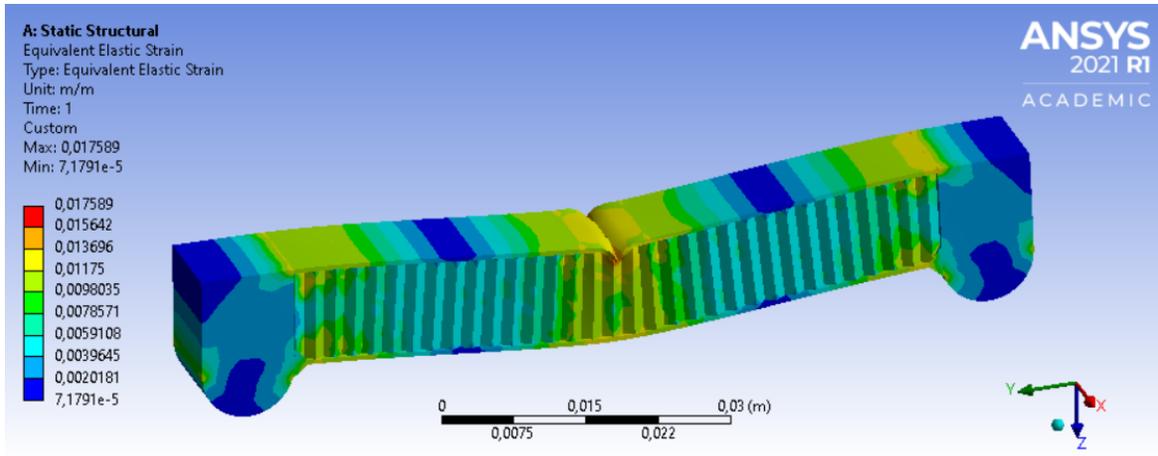


Figura 39: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo ABEJA y alas de 0.5 mm de espesor.

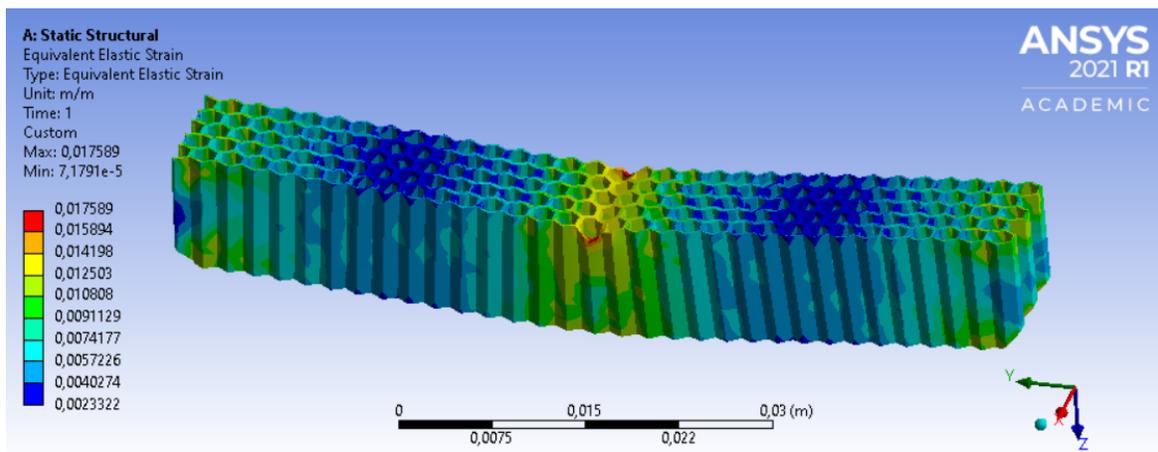


Figura 40: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo ABEJA y alas de 0.5 mm de espesor - Núcleo.

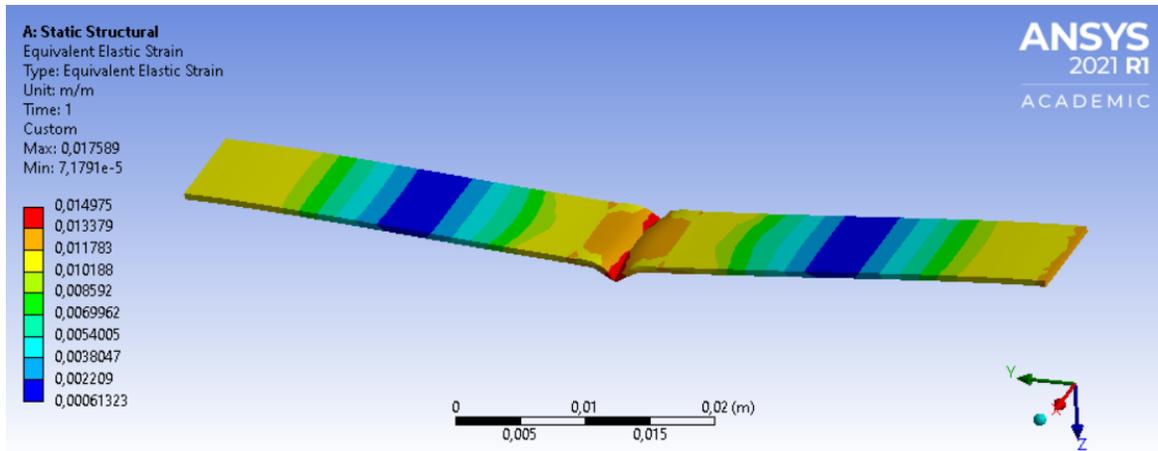


Figura 41: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo ABEJA y alas de 0.5 mm de espesor - Alas.

4.3.2. Alas de espesor 1 mm

De igual manera que en el subpartado anterior, a continuación se muestran figuras en las que se aprecia la deformación equivalente producida tanto en la probeta como en los componentes que la conforman. En la Figura 42 se puede observar la deformación equivalente que ha sufrido la probeta completa. Las zonas más críticas coinciden con el modelo de 0.5 mm de espesor de alas, sin embargo, la deformación sufrida en la unión entre la estructura y los apoyos es menor para este espesor alar. Además, la deformación máxima sufrida por el modelo ha disminuido respecto al anterior. En este caso, la máxima deformación producida es de 0.01515. Así pues, el componente que esté sometido a esta deformación será el que provoque el fallo. Para 1 mm de espesor no es obvio saber cuál es el componente que provoca el fallo a simple vista, pues en el ala que soporta la carga se produce una deformación elevada. Para poder conocer el componente que falla será necesario examinarlos de manera individual.

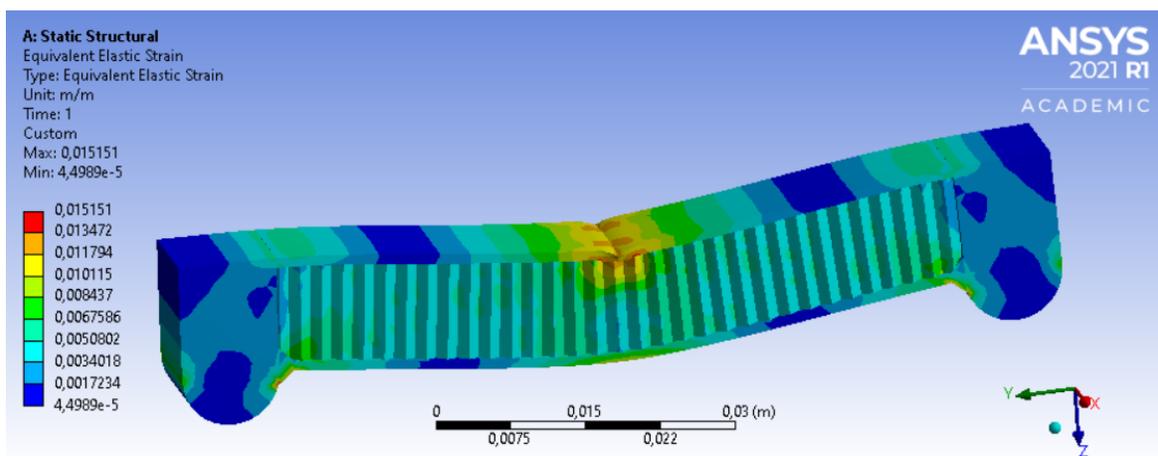


Figura 42: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo ABEJA y alas de 1 mm de espesor.

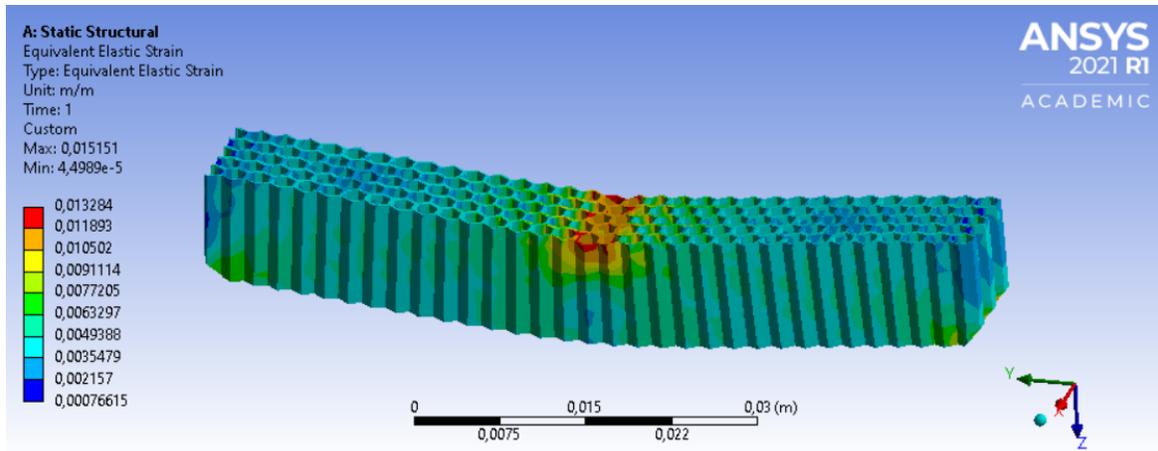


Figura 43: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo ABEJA y alas de 1 mm de espesor - Núcleo.

Así pues, es preciso presentar la Figura 43 en la que se observa la deformación equivalente sufrida por el núcleo, en ella se puede ver que la deformación máxima que sufre este componente no coincide con la deformación máxima de la probeta, sino que es ligeramente menor, 0.01328. De esta manera se confirma que en este caso el componente que provoca la rotura de la probeta son las alas y no el núcleo. Entre las zonas más afectadas, igual que en el caso anterior, se puede destacar la zona de aplicación de la fuerza.

De esta manera, ya se supone que en la Figura 44, que muestra la deformación en el ala donde se aplica la fuerza, la deformación máxima va a coincidir con la deformación máxima de la probeta. Se corrobora de esta manera que las alas son el componente que provocan el fallo. En este caso, la zona más afectada es la de aplicación de la carga.

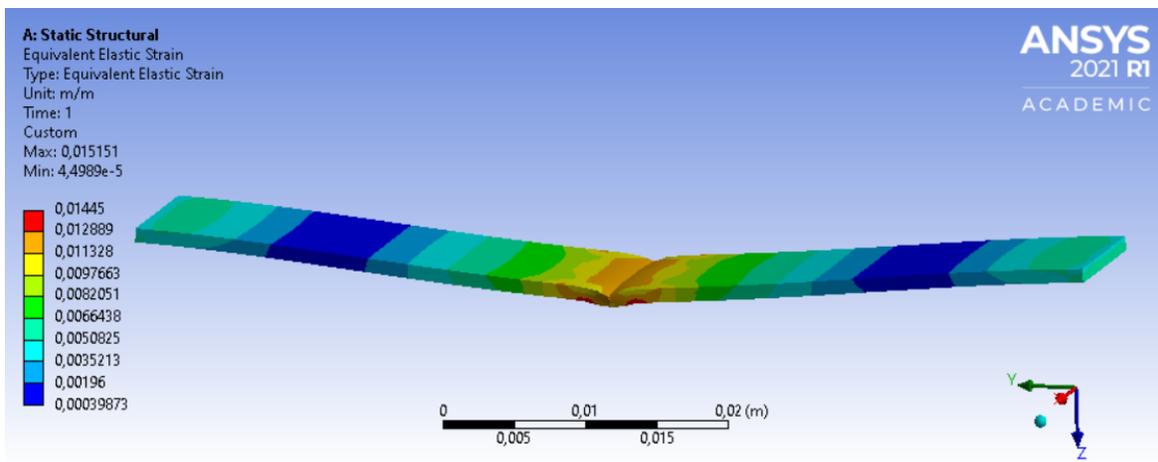


Figura 44: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo ABEJA y alas de 1 mm de espesor - Alas.

Con ello, se confirma que el espesor de alas óptimo se encuentra entre 0.5 y 1 mm, debido a que son los espesores donde se produce el cambio de tipo de fallo. En este caso, las deformaciones

de núcleo y alas son más similares para el caso de 1 mm, por lo que el espesor óptimo se encuentra más cerca de este espesor para esta estructura de núcleo.

4.4. Núcleo EVANS 3D

En el caso del núcleo EVANS 3D, han sido analizadas simulaciones de probetas con alas de espesor 2-5 mm, sin embargo, en ningún caso se ha encontrado un espesor que produjese un cambio en el tipo de fallo. En todas las simulaciones realizadas el componente que provoca el fallo es el núcleo. Además, al reducir el espesor de las alas no hay un acercamiento entre las deformaciones máximas de ambos componentes, por lo que no se ha considerado necesario seguir disminuyendo el espesor de las alas en las simulaciones.

A modo de ejemplo, se muestra la simulación estática del caso con espesor alar de 3 mm, para poder constatar gráficamente que el núcleo es el causante del fallo total de la probeta para las condiciones impuestas en la simulación realizada.

4.4.1. Alas de espesor 3 mm

A continuación, se presentan varias figuras en las que se puede apreciar la deformación equivalente sufrida tanto por probeta como por el núcleo y las alas debido a las condiciones impuestas en el análisis estático. En primer lugar, en la Figura 45 se puede observar la deformación producida en toda la probeta. Entre las zonas más críticas destacan la línea en la que se aplica la fuerza y todo el núcleo en general. La máxima deformación producida para esta estructura y este espesor alar es de 0.02844, sin embargo, observando la imagen no es obvio cuál de los dos componentes sufre una mayor deformación y, por tanto, provoca el fallo de la probeta. Por lo que, es necesario analizarlos individualmente para poder conocer el componente que falla.

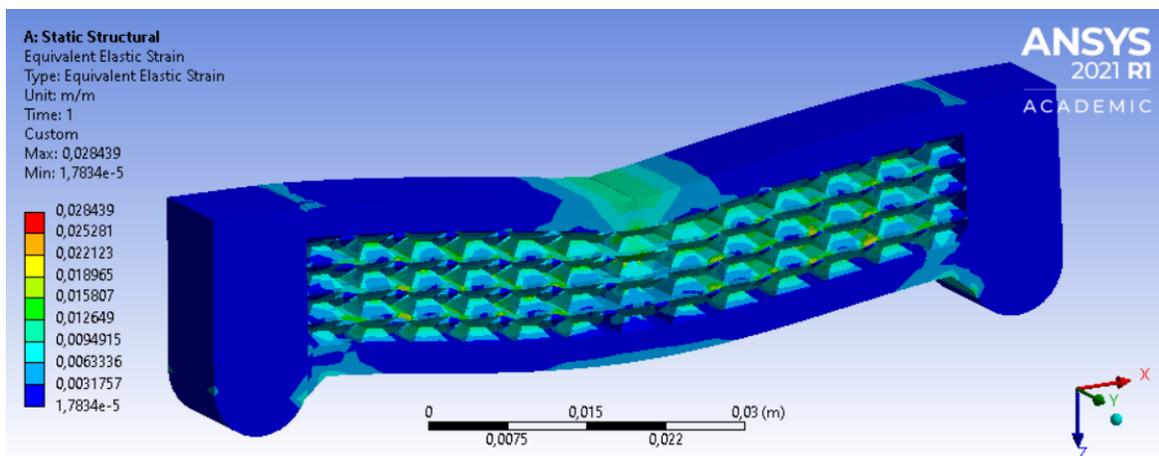


Figura 45: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 3D y alas de 3 mm de espesor.

En primer lugar, se presenta la Figura 46 donde se muestra la deformación equivalente producida en el núcleo. En este caso se puede comprobar que la deformación máxima sufrida por

este componente coincide con la deformación máxima de la probeta, por lo que se trata del componente que produce el fallo total. El núcleo se ve completamente afectado, no hay una zona en la que se destaque la deformación producida.

Por contra, en la Figura 47 se muestra la deformación en el ala que sufre la aplicación de la carga, en la cual la deformación máxima es de 0.01461, por lo que es evidente que no se trata del componente que produce el fallo. La zona más afectada es la de aplicación de la carga, aunque también se ven afectadas las zonas más cercanas a los apoyos.

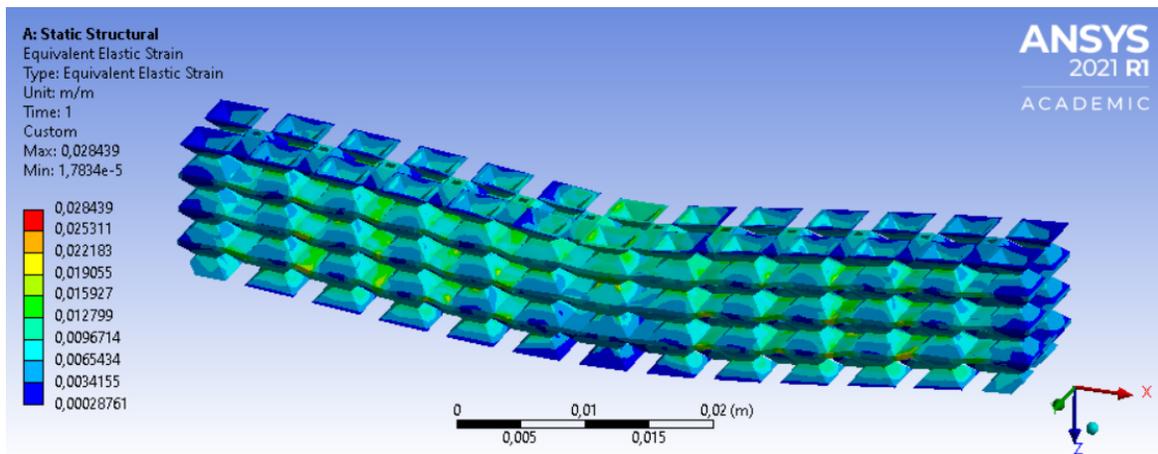


Figura 46: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 3D y alas de 3 mm de espesor - Núcleo.

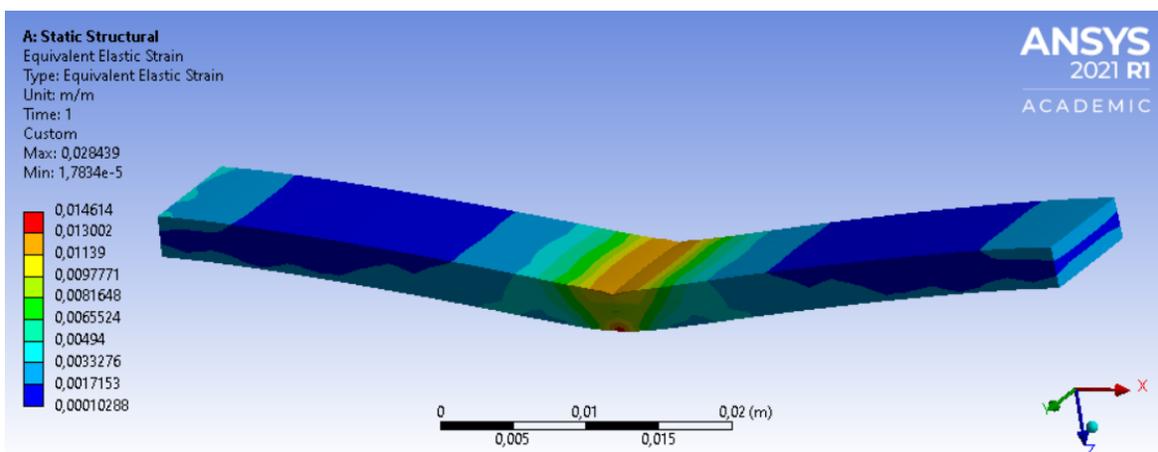


Figura 47: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 3D y alas de 3 mm de espesor - Alas.

4.5. Resumen

En el presente subapartado se presenta un resumen de los resultados obtenidos en todas las simulaciones estáticas realizadas. Los resultados se presentan en tablas en las que se puede diferenciar entre la estructura de núcleo estudiada, el espesor de las alas de cada simulación,

las deformaciones sufridas por cada componente y la total, y por último, el componente que provoca el fallo de la probeta.

En la Tabla 13, se muestran los resultados obtenidos para el núcleo EVANS 2D. Como se ha mencionado anteriormente, el cambio de tipo de fallo se produce para un espesor intermedio entre 2 y 3 mm. Para espesores menores o iguales a 2 mm el fallo será producido por el núcleo de la estructura, mientras que para espesores mayores o iguales a 3 mm el fallo será provocado por las alas.

EVANS 2D				
Espesor Alas (mm)	Def. máx total	Def. máx Alas	Def. máx Núcleo	Fallo
1	1,54E-02	1,49E-02	1,54E-02	Núcleo
2	1,48E-02	1,22E-02	1,48E-02	Núcleo
3	1,63E-02	1,63E-02	1,50E-02	Alas
4	1,62E-02	1,62E-02	1,43E-02	Alas
5	1,71E-02	1,71E-02	1,32E-02	Alas

Tabla 13: Resumen de las deformaciones máximas y elemento de fallo para el núcleo EVANS 2D.

Por otra parte, en la Tabla 14, se muestran los resultados obtenidos para el núcleo de panal de abeja. Así pues, tal y como se ha comentado, el cambio de tipo de fallo se produce para un espesor intermedio entre 0.5 y 1 mm. Para espesores menores o iguales a 0.5 mm el fallo será producido por el núcleo de la estructura, mientras que para espesores mayores o iguales a 1 mm el fallo será provocado por las alas. En este caso se han estudiado espesores inferiores a 1 mm debido a que en las simulaciones se puede constatar que al reducir el espesor de las alas, la diferencia entre las deformaciones máximas de los componentes que componen la estructura se aproxima.

NIDO DE ABEJA				
Espesor Alas (mm)	Def. máx total	Def. máx Alas	Def. máx Núcleo	Fallo
0,5	1,76E-02	1,50E-02	1,76E-02	Núcleo
1	1,52E-02	1,52E-02	1,33E-02	Alas
2	1,70E-02	1,70E-02	1,37E-02	Alas
3	1,78E-02	1,78E-02	7,28E-03	Alas
4	1,54E-02	1,54E-02	5,96E-03	Alas
5	1,65E-02	1,65E-02	4,70E-03	Alas

Tabla 14: Resumen de las deformaciones máximas y elemento de fallo para el núcleo de nido de ABEJA.

Por último, en la Tabla 15 se muestran los resultados obtenidos para el núcleo EVANS 3D. Como ya se sabe, en ningún caso se ha podido alcanzar el cambio del tipo de fallo para esta estructura nuclear. Para todas las simulaciones estudiadas el componente que produce el fallo de la probeta es el núcleo. Además, no han sido estudiadas configuraciones con menores espesores alares debido a que al reducir este parámetro no hay una aproximación entre las deformaciones máximas de los componentes. Por lo que, no se ha considerado necesario.

EVANS 3D				
Espesor Alas (mm)	Def. máx total	Def. máx Alas	Def. máx Núcleo	Fallo
2	2,54E-02	1,21E-02	2,54E-02	Núcleo
3	2,80E-02	1,46E-02	2,80E-02	Núcleo
4	2,71E-02	1,52E-02	2,71E-02	Núcleo
5	2,34E-02	1,59E-02	2,34E-02	Núcleo

Tabla 15: Resumen de las deformaciones máximas y elemento de fallo para el núcleo EVANS 3D.

En definitiva, gracias a los análisis estáticos se pueden obtener configuraciones en las que primero falla el núcleo o primero fallan las alas. Conociendo estas configuraciones, se van a poder definir las geometrías más relevantes a considerar en próximos ensayos y análisis. Se trata de los casos óptimos de resistencia, pero no necesariamente de absorción de energía como se ha comentado en el apartado 2. Sin embargo, a partir del presente apartado se descarta la utilización del núcleo EVANS 3D, pues no se ha podido alcanzar un cambio en el tipo de fallo y, por tanto, no se ha podido encontrar un óptimo en resistencia. Además, las deformaciones son muy altas, lo que permite intuir que las energías absorbidas serán muy bajas.

5. Análisis experimentales: Un material

En el presente apartado se muestran los resultados obtenidos en análisis experimentales mediante el ensayo de Charpy, que se explica en detalle en el subapartado 5.1. En estos análisis, el parámetro más importante de comparación entre probetas es la energía absorbida en el impacto. Además, es interesante analizar la fuerza soportada a través del tiempo y la energía absorbida dependiendo del peso de la probeta. Se muestran gráficas comparativas entre todas las probetas analizadas que han sido fabricadas con PLA y mediante una impresora *Ultimaker 3*. Además, se presentan imágenes de las probetas rotas por el ensayo en las que se puede analizar visualmente la rotura y obtener interesantes conclusiones al respecto.

Es importante destacar que los análisis que van a presentarse a continuación deben ser tomados con prudencia, pues no se han podido realizar varios ensayos para la misma probeta y realizar un promedio de ellos, lo que permitiría identificar posibles probetas mal fabricadas y tener en consideración estocástica de la energía absorbida. Esto se ha debido a una falta de tiempo en la realización del proyecto.

5.1. Prueba de impacto

Como se ha comentado, con la finalidad de realizar análisis experimentales con las probetas diseñadas, se realiza un ensayo de flexión por impacto denominado Ensayo Charpy. Se trata de uno de los ensayos más conocidos y estandarizados para valorar la resistencia de materiales y su tendencia a la rotura frágil.

El ensayo Charpy [7] consiste en la ruptura de una probeta, a la que se le ha provocado una entalla o no, mediante el impacto de un martillo. Este impacto se produce por la acción de un péndulo, que cae sobre el dorso de la pieza que va a ser ensayada produciendo su rotura. El parámetro fundamental que se obtiene al realizar este ensayo es la energía absorbida en el impacto por la probeta al deformarse y romperse. Esta se calcula como la variación de altura inicial y final del péndulo, lo que supone desperdiciar las pérdidas por rozamiento. Aunque estrictamente, lo que se mide es la energía absorbida debajo de la curva de carga, más conocida como resiliencia del material.

Habitualmente, la probeta posee una entalla situada en el punto en el que se requiere que se inicie la grieta. Sin embargo, para los ensayos que van a ser realizados en este proyecto no se han diseñado probetas entalladas porque las estructuras *sandwich* son extremadamente sensibles a este tipo de defectos. De esta manera, es más sencillo diferenciar si la rotura de la probeta ha sido causada por un fallo de las alas o por un fallo del núcleo.

A continuación, en la Figura 48 se presenta un esquema del ensayo del péndulo de Charpy, donde se puede visualizar con mayor claridad el proceso descrito. En ella se puede observar el punto en el que se coloca la probeta y dónde se produce el impacto que genera su rotura. Evidentemente, el impacto será más potente si la altura inicial del martillo es mayor.

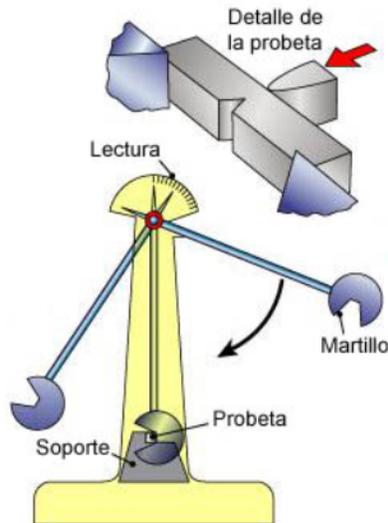


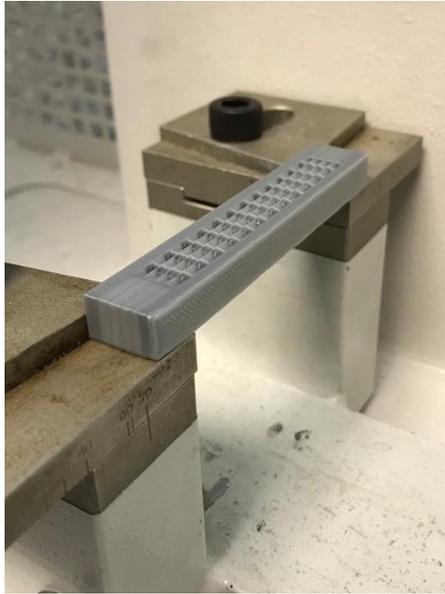
Figura 48: Esquema del Ensayo de Charpy [7].

Con ello, se obtiene la energía absorbida por el impacto (τ), que puede ser calculada mediante la Ecuación 12.

$$\tau = P (h - h') g = Pl (\cos\beta - \cos\alpha)g \quad (12)$$

Donde:

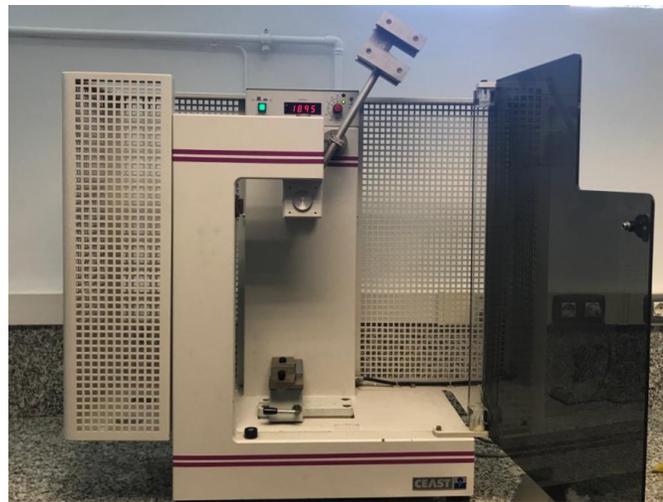
- τ es la energía absorbida en la rotura, medida en J.
- P es la masa del péndulo en kg.
- g es la aceleración de la gravedad (m/s^2).
- h es la altura del péndulo en el instante inicial.
- h' es la altura del péndulo en el instante final.
- l es la longitud del péndulo, medida en metros.
- α es el ángulo formado por el péndulo y la vertical en el instante inicial.
- β es el ángulo formado por el péndulo y la vertical en el instante final.



(a) Probeta preparada para Ensayo Charpy.



(b) Péndulo empleado para Ensayo Charpy.



(c) Máquina Ensayo Charoy Ceast.

Figura 49: Componentes empleados para el Ensayo Charpy.

Para los ensayos realizados, se ha empleado un martillo cuya masa es de 2,192 kg y cuya energía es de 25 J. Este puede apreciarse en la Figura 49b. Debido al principio de conservación de energía, el péndulo tendrá una energía potencial igual a 25 J en el instante inicial, que cuando empiece a desplazarse se dividirá en energía potencial y cinética, pero manteniéndose constante. Realmente, se utilizarán dos martillos iguales, instrumentado con una célula de carga de 1 KN en el punto de contacto y otro no instrumentado para fuerzas mayores de 1 KN.

Además, en la Figura 49a, se puede observar en detalle cómo se coloca una probeta para ser ensayada. El objetivo es que se sitúe lo más centrada posible para que el impacto se produzca en el punto central de la cara sometida a compresión. Además, como se ha comentado en el subapartado 3.3, es importante que la probeta esté dentro de un rango de medidas para poder

realizar correctamente el ensayo.

Los soportes están separados 70 mm, por lo que la probeta que se han diseñado mide aproximadamente 90 mm para que queden apoyados 10 mm en cada lado. En la dirección de impacto, los soportes miden unos 16 mm, por lo que el diseño ha sido optimizado para que las probetas midan 16 mm en esta dirección. Por último, en la dirección vertical debe procurarse que la medida sea inferior al impactor del martillo, que mide unos 20 mm. Por lo que, en esta dirección las probetas tienen aproximadamente un espesor de 10 mm para asegurar su correcto ensayo.

Por otra parte, en la Figura 49c, se puede apreciar la máquina Ceast que ha sido empleada para la realización de los ensayos de Charpy que van a ser comentados y razonados más adelante.

5.2. Núcleo EVANS 2D

En primer lugar, se analiza experimentalmente el núcleo EVANS 2D. En este caso se han analizado tres probetas impresas en PLA, en concreto:

- Núcleo EVANS 2D y espesor de alas 1 mm.
- Núcleo EVANS 2D y espesor de alas 3 mm.
- Núcleo EVANS 2D y espesor de alas 4 mm.

De estos análisis se han obtenido distintas gráficas para poder analizarlos, entre ellas destacan las gráficas Fuerza-Tiempo y las relacionadas con la energía absorbida por la probeta en el análisis de impacto de Charpy.

En primer lugar, en la Figura 50, se muestran los resultados de la Fuerza medida en Newtons para cada instante de tiempo. Como se puede observar, al iniciarse el ensayo el sistema empieza a vibrar considerablemente hasta que se produce la rotura de la probeta. Esto quiere decir que los efectos dinámicos son realmente importantes porque las ondulaciones son considerables, por tanto, se demuestra que los análisis estáticos no son adecuados para el análisis global, pues no consideran en ningún momento los efectos dinámicos.

Por otra parte, se observa que aproximadamente para los tres casos el valor de la fuerza soportada es del mismo orden de magnitud. Sin embargo, para un espesor alar de 1 mm, la vibración de la fuerza se propaga aproximadamente tres veces más que en el resto de casos. Al tratarse de un núcleo augético sin apenas espesor de alas, es capaz de absorber mucha más energía antes de su rotura y, por tanto, soportar durante más tiempo la carga aplicada sobre él.

En el resto de casos, al aumentar el espesor de las alas, es probable que la rotura esté provocada inicialmente por las alas y el núcleo falle en consecuencia de ello, por tanto el tiempo que es capaz de soportar la carga aplicada es significativamente menor.

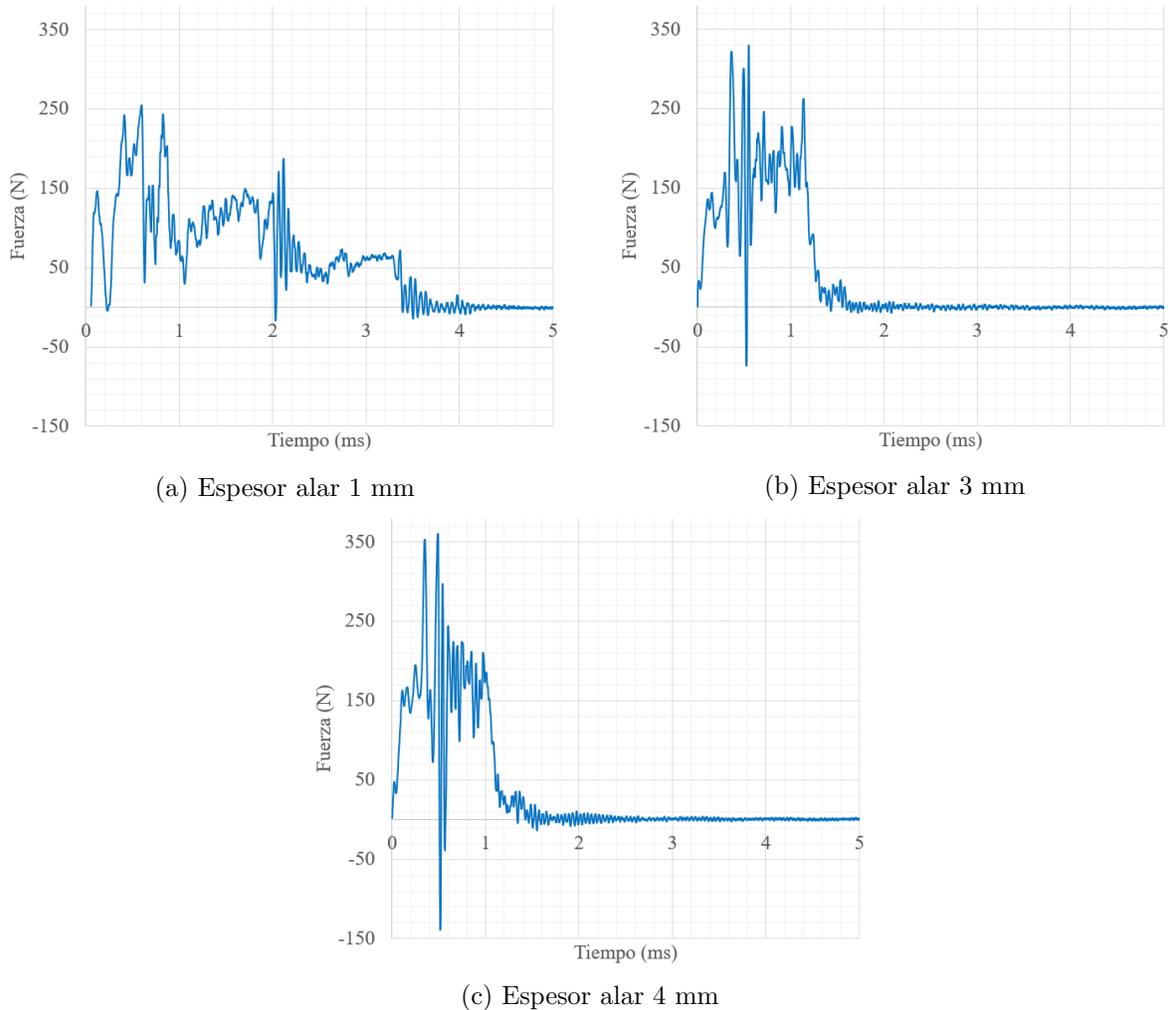


Figura 50: Fuerza en Newtons en función del tiempo para diferentes espesores alares en el núcleo EVANS 2D.

Por otra parte, es fundamental analizar la energía absorbida por la probeta para corroborar el efecto de las propiedades augéticas del núcleo empleado. En este caso se presentan los resultados de los casos más característicos para cada tipo de fallo (los mostrados en los análisis dinámicos) que son 1 mm y 4 mm de espesor alar. En la Figura 51a se muestra la energía absorbida a lo largo del tiempo, como se puede observar la probeta con 4 mm de espesor alar inicialmente es capaz de absorber más energía debido al grosor de las pieles pero llega un momento en el que estas rompen, se produce el fallo de la probeta y deja de absorber energía. Sin embargo, la probeta de 1 mm de espesor alar, puede absorber energía durante mucho más tiempo debido a que no hay fallo en las alas, lo que le permite absorber mucha más energía en total. Además, si se añade el parámetro del peso, como en la Figura 51b, se ve que esta probeta es capaz de absorber mucha más energía para su escasa masa, siendo esta de 6,8 g. Mientras que la otra tiene una masa de 15,03 g.

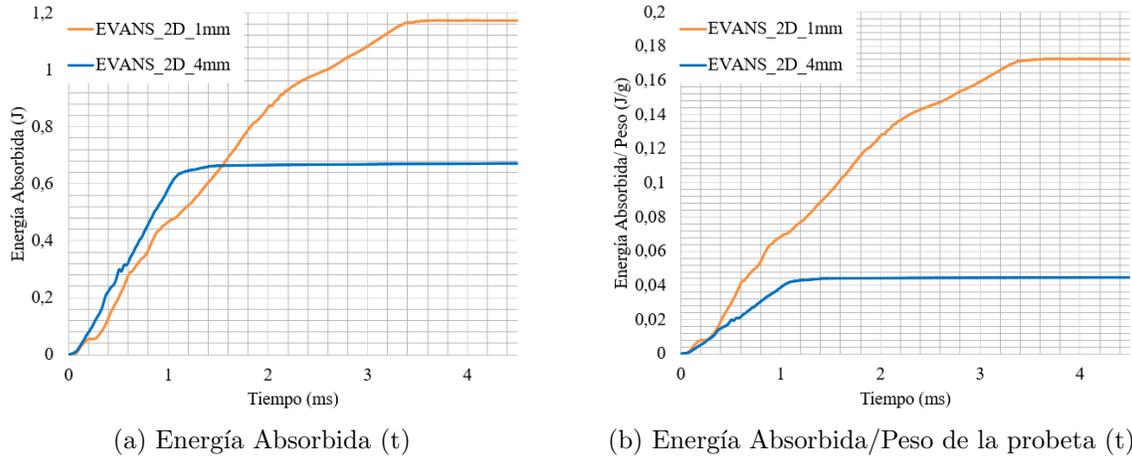


Figura 51: Energía absorbida y Energía absorbida/Peso de la probeta en función del tiempo.

Obviamente, también es interesante analizar la energía total absorbida. En la Figura 52 se observa la tendencia que se sigue en cuanto a la absorción de energía al aumentar el espesor de las alas. Se contrasta que para un menor espesor, al haber rotura por fallo en el núcleo y ser este augético, la energía absorbida es sustancialmente mayor. Sin embargo, al aumentar el espesor de las alas, estas inducen el fallo de la probeta, por tanto el núcleo no es capaz de aplicar completamente sus propiedades augéticas y no es capaz de absorber tanta energía en consecuencia.

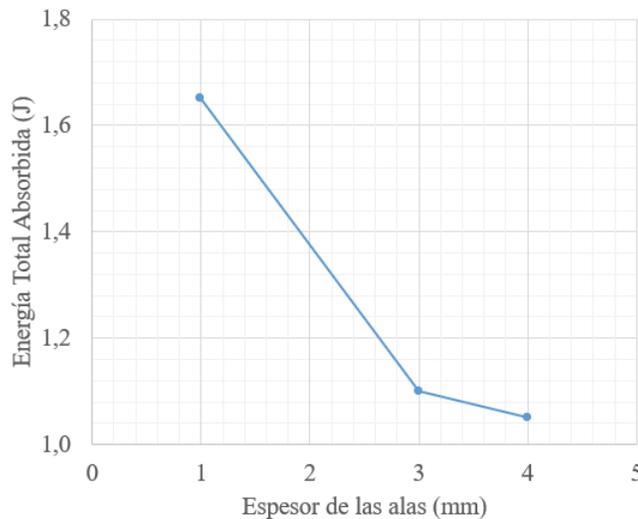


Figura 52: Energía total absorbida en función del espesor de las alas de la probeta con núcleo de panal de abeja.

A continuación, se presentan imágenes de las analizadas probetas rotas debido al ensayo de Charpy. En la Figura 53 se observa como el fallo es debido al núcleo ya que, el daño es más elevado que en las demás probetas para este componente. Tras el fallo del núcleo, al tener unas pieles tan finas, estas rompen. Por su parte, en las Figuras 54 y 55 se observa que el elemento que falla son las alas y una vez estas han fallado, el núcleo no es capaz de resistir la

tensión que estas estaban soportando y rompe. Esta rotura es totalmente impredecible porque las tensiones en el núcleo después de la rotura son muy elevadas.



Figura 53: Probeta ensayada núcleo EVANS 2D y espesor alar 1 mm.



Figura 54: Probeta ensayada núcleo EVANS 2D y espesor alar 3 mm.

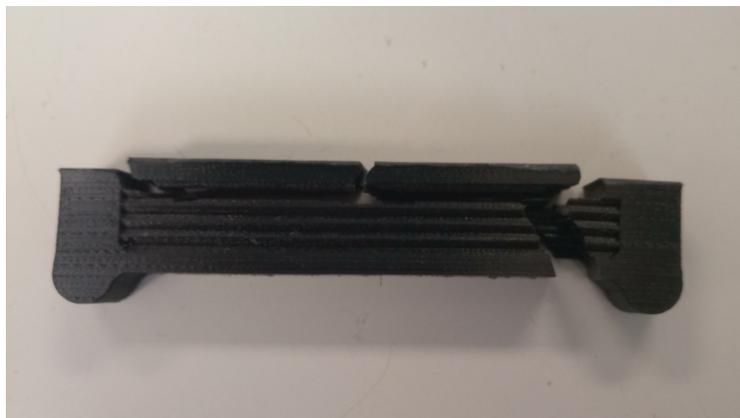


Figura 55: Probeta ensayada núcleo EVANS 2D y espesor alar 4 mm.

5.3. Núcleo de panal de abeja

En segundo lugar, se analiza experimentalmente el núcleo de panal de abeja. En este caso se han analizado cinco probetas impresas en PLA, en concreto:

- Núcleo panal de abeja y espesor de alas 0.5 mm.
- Núcleo panal de abeja y espesor de alas 2 mm.
- Núcleo panal de abeja y espesor de alas 3 mm.
- Núcleo panal de abeja y espesor de alas 4 mm.
- Núcleo panal de abeja y espesor de alas 5 mm.

De estos análisis, como se ha comentado anteriormente, se han obtenido distintas gráficas para poder analizarlos, entre ellas destacan las gráficas Fuerza-Tiempo y las relacionadas con la energía absorbida por la probeta en el análisis de impacto de Charpy.

En primer lugar, en la Figura 56, se muestran los resultados de la Fuerza medida en Newtons para cada instante de tiempo. Como se puede observar, al iniciarse el ensayo el sistema empieza a vibrar considerablemente hasta que se produce la rotura de la probeta. Esto quiere decir que los efectos dinámicos, igual que en el caso anterior, por lo que los análisis estáticos no son adecuados para el análisis global, pues no consideran los efectos dinámicos.

Por otra parte, se observa que el valor de la fuerza soportada va aumentando en magnitud al aumentar el espesor alar. Sin embargo, las gráficas están limitadas a 1000 N debido a que este era el valor máximo que era capaz de medir la célula de carga de la máquina utilizada para el análisis de impacto y se produce la saturación del sensor. Además de aumentar de valor de fuerza soportado, se puede apreciar que la rotura ocurre más tarde al aumentar el espesor de las alas. Esto es debido a que, al no poseer un núcleo augético, cuando rompen las alas, se produce un fallo total de la probeta. Por lo que en este caso, en el que no se dispone de propiedades augéticas en la probeta, lo que provoca un aumento de la resistencia al impacto es el aumento del grosor de las pieles.

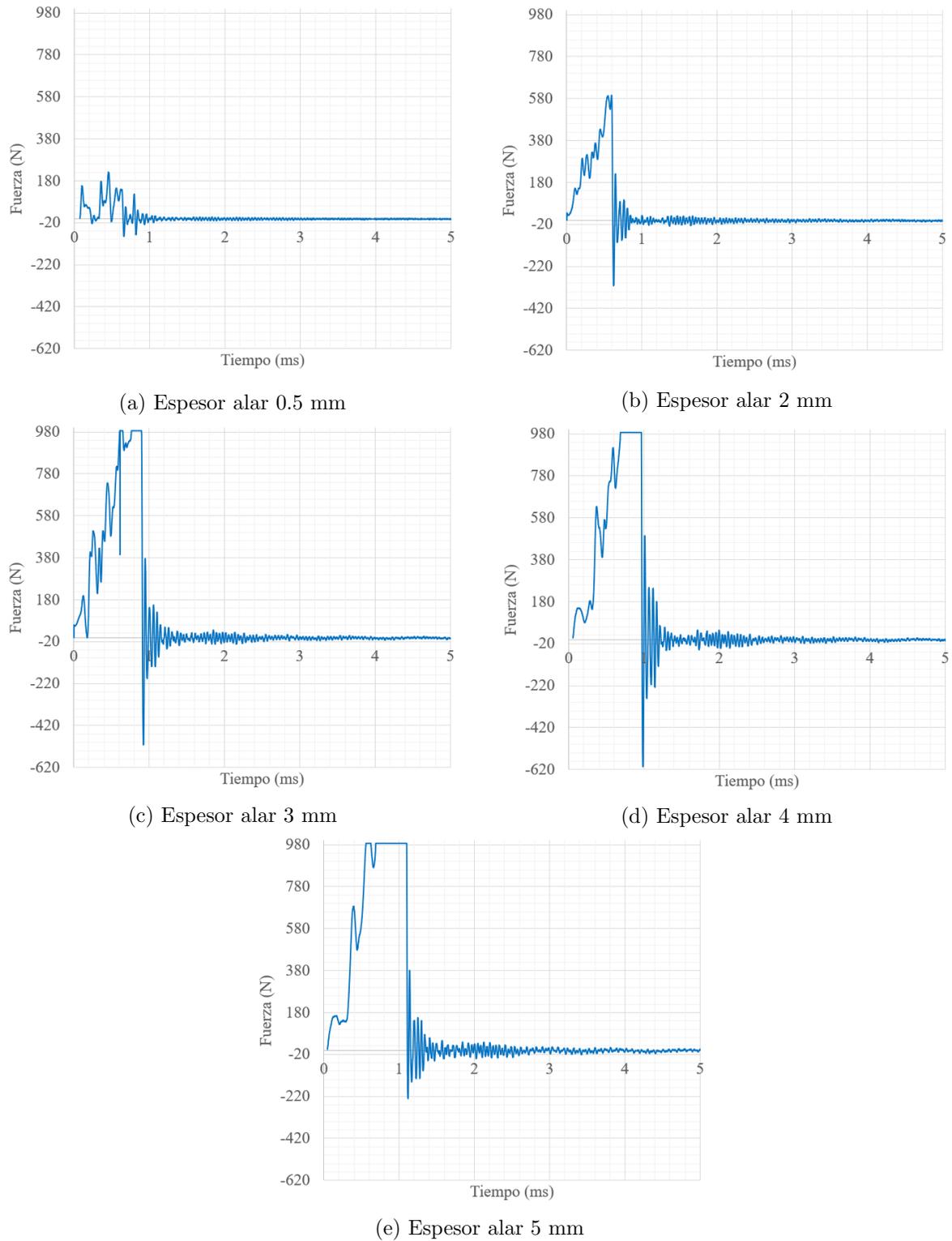


Figura 56: Fuerza en Newtons en función del tiempo para diferentes espesores alares en el núcleo de panal de abeja.

Por otra parte, es fundamental analizar la energía absorbida por la probeta para corroborar el efecto de las propiedades augéticas del núcleo empleado. En este caso se presentan los resultados de los casos más característicos para cada tipo de fallo (los mostrados en los análisis dinámicos) que son 0.5 mm y 3 mm de espesor alar. En la Figura 57a se muestra la energía absorbida a lo largo del tiempo, como se puede observar la probeta con 3 mm de espesor alar, al poseer un mayor grosor de las pieles es capaz de absorber una cantidad mayor de energía. No puede absorberla durante mucho más tiempo debido al fallo producido por las alas, pero si es capaz de absorber una cantidad significativamente mayor que el caso con 0.5 mm de espesor. Además, si se añade el parámetro del peso, como en la Figura 57b, se ve la primera probeta es capaz de absorber mucha más energía en proporción aunque sea mucho mayor su masa, siendo esta de 12.97 g. Mientras que la otra tiene una masa de 6.9 g.

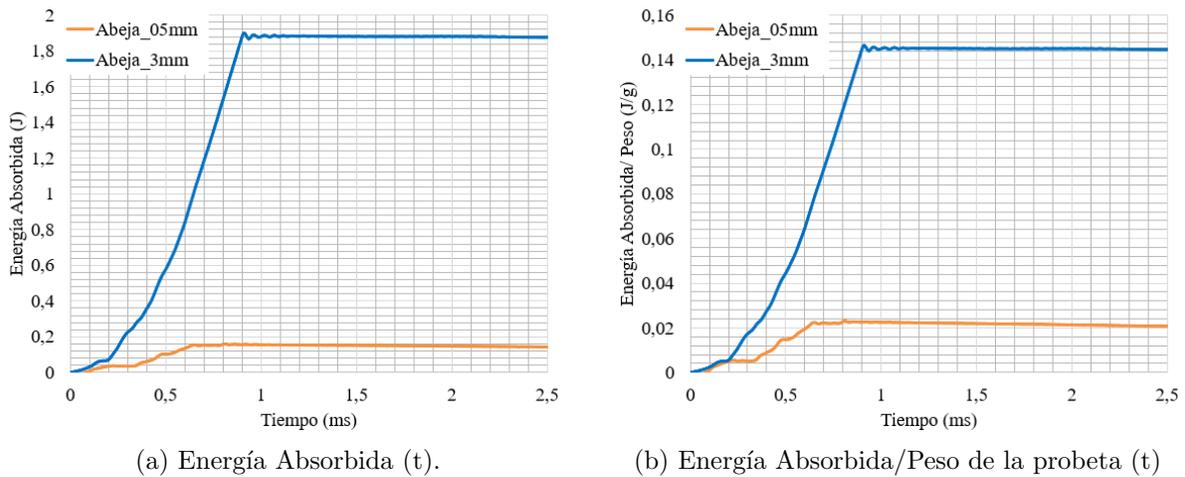


Figura 57: Energía absorbida y Energía absorbida/Peso de la probeta en función del tiempo.

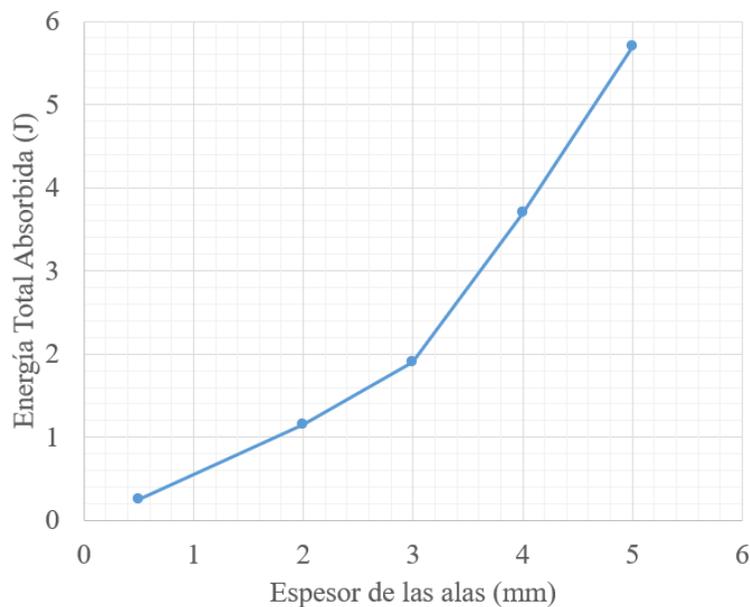


Figura 58: Energía total absorbida en función del espesor de las alas de la probeta con núcleo de panal de abeja.

Además, es interesante analizar la energía total absorbida. En la Figura 58 se observa la tendencia que se sigue en cuanto a la absorción de energía al aumentar el espesor de las alas. Se contrasta que para un mayor espesor de alas, la energía total absorbida por la probeta es mayor. Como se ha comentado, en este caso la probeta no es capaz de soportar mucho más tiempo antes de romperse, pero si absorbe mucha más energía en el mismo tiempo, lo que marca la diferencia cuando no se poseen propiedades augéticas.

A continuación, se presentan imágenes de las probetas ensayadas rotas. En este caso, en las Figuras 59 y 60 se observa un fallo debido al núcleo. Igual que en las probetas de EVANS 2D, cuando el fallo es provocado por el núcleo se ve una zona de daño en este componente y, posteriormente a su rotura, rompen las alas. Sin embargo, en las Figuras 61, 62 y 63 el tipo de fallo es totalmente diferente. Se observa un claro fallo en las pieles debido a que es lo primero que rompe y esto provoca una rotura del núcleo posterior por cortadura. Pueden producirse daños en el núcleo más allá de la cortadura debido a que este no es capaz de soportar el alto nivel de carga que las pieles estaban soportando.



Figura 59: Probeta ensayada núcleo de panal de abeja y espesor alas 0.5 mm.



Figura 60: Probeta ensayada núcleo de panal de abeja y espesor alas 2 mm.



Figura 61: Probeta ensayada núcleo de panal de abeja y espesor alas 3 mm.



Figura 62: Probeta ensayada núcleo de panal de abeja y espesor alas 4 mm.



Figura 63: Probeta ensayada núcleo de panal de abeja y espesor alas 5 mm.

6. Análisis experimentales: Dos materiales

En el presente apartado se muestran los análisis realizados con doble componente augético, es decir, se fabrica el laminado augético propuesto y se combina con el núcleo EVANS 2D. Por tanto, ambos componentes de la estructura *sandwich* van a constar de propiedades augéticas.

En primer lugar, se va a explicar el proceso de fabricación de los laminados. En este caso se han fabricado dos laminados diferentes, ambos con el preimpregnado Gurit SE-84LV/HMC. Uno de ellos con propiedades augéticas, en concreto, un laminado simétrico-equilibrado. Por otro lado, se fabrica un laminado unidireccional, con el objetivo de tener unas pieles de laminado sin propiedades augéticas para poder comparar los distintos casos.

Más adelante, se presentan los resultados experimentales del análisis de impacto de Charpy para las cuatro combinaciones posibles que tenemos de componentes con y sin propiedades augéticas. Estas son las siguientes:

- Estructura *sandwich* con núcleo y pieles augéticas. Núcleo EVANS 2D y laminado simétrico equilibrado.
- Estructura *sandwich* con núcleo augético y pieles no augéticas. Núcleo EVANS 2D y laminado unidireccional.
- Estructura *sandwich* con núcleo no augético y pieles augéticas. Núcleo de panal de abeja y laminado simétrico equilibrado.
- Estructura *sandwich* con núcleo no augético y pieles no augéticas. Núcleo de panal de abeja y laminado unidireccional.

Además, se muestran imágenes de las probetas ensayadas rotas, de las cuales se pueden obtener interesantes conclusiones.

En este caso al realizar los ensayos de Charpy no se ha podido emplear la célula de carga, dado que las cargas que iba a soportar eran mucho mayores que 1000 N al ser más resistente la probeta debido a la inclusión del laminado, cabía la posibilidad de que se rompiera. Por ello, se utilizó el martillo no instrumentado. Por tanto, finalmente no se ha empleado en los análisis. Sin embargo, es posible realizar una comparación entre los casos analizados debido a la cantidad de energía absorbida por cada probeta.

6.1. Fabricación de laminados

Tal y como se ha comentado anteriormente, se pretende fabricar dos laminados diferentes:

- Un laminado simétrico equilibrado con láminas a $\pm 20^\circ$ formado por cuatro láminas. Por tanto la secuencia de apilado sería la siguiente: [-20/20/20/-20].
- Un laminado unidireccional formado por cuatro láminas sin orientar, es decir, todas las láminas están dispuestas con una orientación nula.

En total se dispone de una lámina de 100x40mm del preimpregnado. Por tanto, se van a cortar láminas con las dimensiones necesarias para poder fabricar los laminados mencionados, con sus orientaciones pertinentes, con el objeto de desechar la menor cantidad de material posible.

6.1.1. Laminado simétrico equilibrado

Para la fabricación de este laminado es necesario seguir los pasos que van a ser relatados a continuación.

En primer lugar, es necesario cortar el número de láminas que quieran apilarse para la fabricación del laminado con la orientación determinada y con el mismo tamaño. En este caso, debido a que el tamaño de los núcleos no es muy elevado, se decide cortar láminas de 10x39mm para poder realizar varios ensayos con este laminado. En la Figura 64 se pueden observar las diferentes láminas cortadas, cada una con su orientación correspondiente.



Figura 64: Láminas de preimpregnado cortadas y ordenadas según orientación de apilado.

Una vez se tienen las láminas, es muy importante encerar la placa en la que se va a provocar el vacío y a realizar curado del laminado. Se trata de un paso imprescindible debido a que la cera actúa de desmoldeante, por tanto, una vez se saca del horno el laminado, su extracción de la placa es mucho más confortable.

A continuación, se apilan las láminas en la placa, tal y como se puede observar en la Figura 65 y se corta una cinta adhesiva de doble cara que se pega en los bordes de la placa y sobre la cual se pegará la bolsa de vacío para facilitar la succión. Con ello, se corta a la medida de las láminas un plástico que las cubrirá y que tiene agujeros especialmente diseñados para facilitar la extracción de resina al realizar el vacío. Asimismo, se corta con la misma medida un filtro que se coloca encima del plástico y, que tiene la función de absorber la resina extraída para que no se quede pegada al laminado. Cabe destacar que en la zona que se sitúa la bomba de vacío se colocará una doble capa de filtro debido a que es la zona en la que mayor cantidad de resina se acumulará. Todo ello puede verse con mayor claridad en las Figuras 66a y 66b.

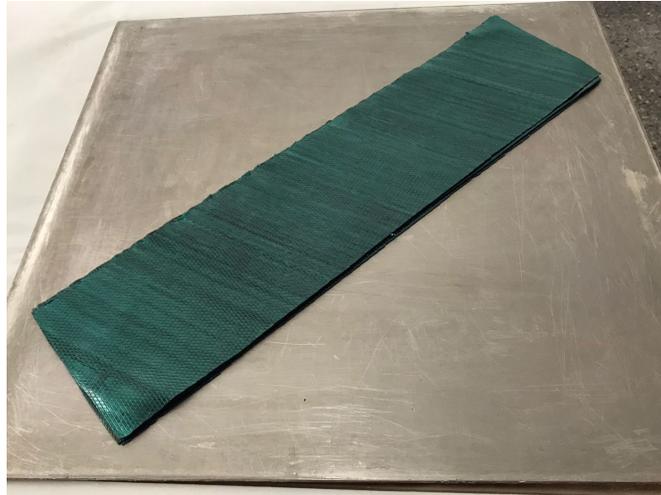
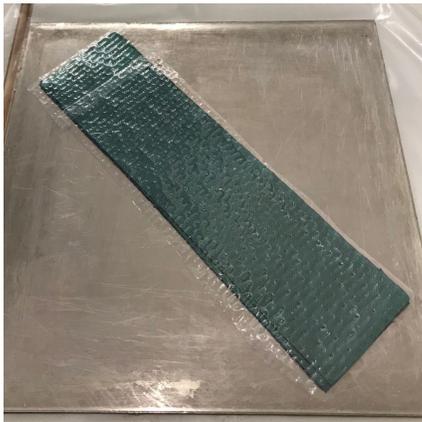


Figura 65: Láminas de preimpregnado apiladas en la placa.



(a) Plástico para facilitar la extracción de resina.



(b) Filtro para absorción de resina.

Figura 66: Plástico y filtro para extracción y absorción de la resina sobrante, respectivamente. Una vez está todo preparado, se elimina el plástico protector (de color verde) que tienen las láminas para que no se peguen entre ellas al ser almacenadas, ya que suelen ser almacenadas en rollos. Este plástico es realmente importante en laminados en los que la temperatura de polimerización de la resina es baja y cercana a la temperatura ambiente. Esto es debido a que la resina podría polimerizarse y las láminas quedarían completamente pegadas.

Ahora, se realiza un pequeño agujero en la zona que va a ser colocada la bomba de succión en la bolsa de vacío para poder instalarla correctamente. Una vez realizada esta tarea, se coloca tanto el plástico con agujeros como el filtro que habían sido cortados sobre el laminado y se pega la bolsa de vacío en la cinta adhesiva. Tras realizar todos los pasos mencionados, el resultado quedaría tal y como se puede apreciar en la Figura 67.

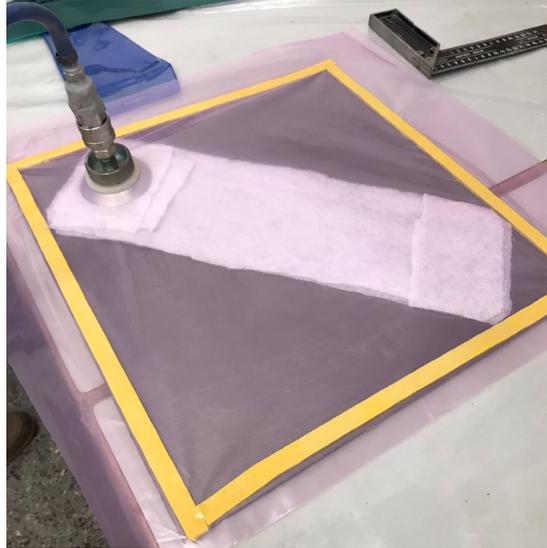


Figura 67: Bomba y bolsa de vacío instaladas para empezar la succión.

El próximo paso es provocar el vacío en el interior de la bolsa para que se expulse toda la resina sobrante de las láminas y queden totalmente pegadas entre ellas. Se mantiene la condición de vacío durante unos minutos hasta asegurarse de que se ha extraído la resina sobrante por completo. En la Figura 68 se aprecia la succión del aire por parte de la bomba.



Figura 68: Vacío generado por la bomba.

Por último, se realiza un proceso de curado en el que se inserta la placa con el laminado sometido al vacío en un horno durante cuatro horas a una temperatura de 90°C. Así pues, una vez se realiza el curado, se extrae la placa del horno, se desmoldea el laminado y se finaliza el proceso de fabricación.

6.1.2. Laminado unidireccional

En cuanto a la fabricación del laminado unidireccional, la fabricación del laminado es realmente similar al explicado anteriormente.

En este caso, con el preimpregnado sobrante se han cortado cuatro láminas unidireccionales de 17.5x33 mm. Las láminas han sido apiladas de igual manera que en la Figura 65 y se ha seguido exactamente el mismo procedimiento hasta el succionado de la bomba de vacío y el posterior proceso de curado, cuyas condiciones son idénticas a las del subapartado anterior.

6.2. Análisis experimentales

Los análisis experimentales realizados a las probetas con laminado son exactamente iguales a los que se han realizado a las probetas fabricadas únicamente en PLA, debido a que se ha realizado una prueba de impacto de Charpy con las mismas condiciones. Como ya se ha comentado, la diferencia reside en que en estos análisis no ha sido posible la utilización de la célula de carga por el elevado riesgo de rotura que presentaba. Por otra parte, ha sido necesario modificar el diseño de las probetas para poder adaptar a ellas los laminados diseñados. En la Figura 69 se puede observar como solamente se tiene el núcleo (en este caso es un núcleo EVANS 2D) y los apoyos laterales que ayudan a la probeta a engancharse en la máquina. En este diseño se polimeriza el laminado a ambas partes del núcleo, superior e inferior. Posteriormente, es necesario incluir los apoyos semi-cilíndricos que se han empleado a lo largo del proyecto. Por tanto, se realiza un diseño aparte de estos que se presenta en la Figura 70 y que es necesario pegar al laminado por la cara que vaya a soportar tracción en el ensayo. Cabe destacar que tanto el núcleo como los apoyos se han impreso en PLA mediante la impresora *Ultimaker 3* igual que el resto de probetas del proyecto.

La unión de las pieles y el núcleo se realiza mediante un adhesivo epoxi con ciclo de curado de 8 horas a temperatura ambiente.

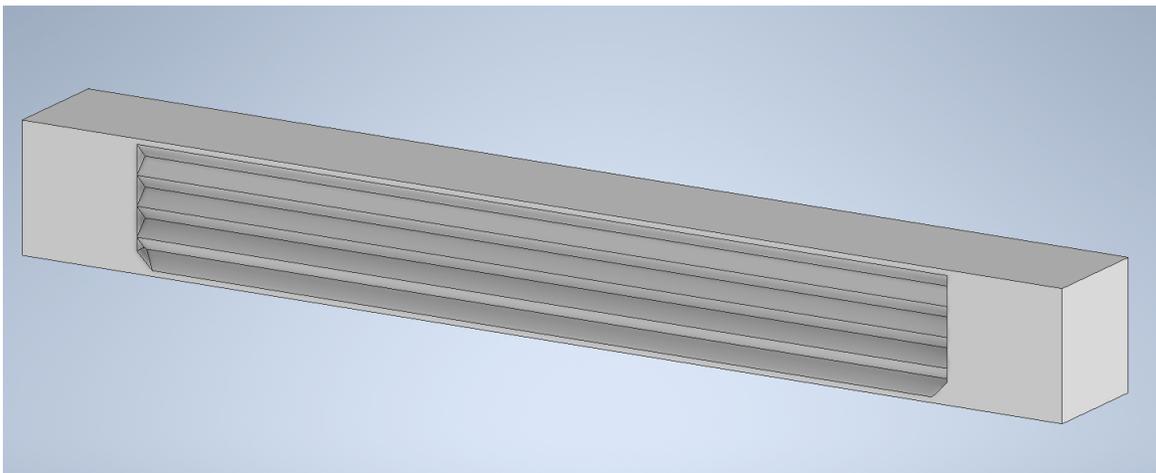


Figura 69: Diseño de la probeta para la adhesión del laminado.

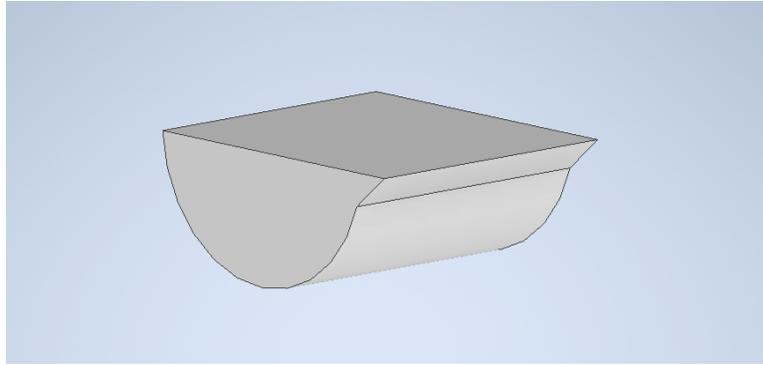


Figura 70: Apoyos semi-cilíndricos necesarios en los análisis experimentales con laminados.

Tras la realización de los análisis de impacto de Charpy, se consiguen varios resultados en cuanto a absorción total de energía, que se presentan en la Tabla 16. En esta tabla podemos ver cuatro resultados:

- **Ningún componente augético.** En este caso se obtiene una absorción de energía de 2.45 J, que es el caso más desfavorable de los cuatro. Esto es debido a que al no poseer ningún elemento augético, la probeta no es capaz de absorber tanta energía como en los demás casos.
- **Alas augéticas.** Se obtiene una energía total absorbida de 3.10 J. Se supera la absorción de energía respecto al caso anterior, por lo que se ve que la inclusión de un componente augético mejora la capacidad de absorción de energía. Sin embargo, se trata del tercer mejor caso, por detrás del caso con núcleo augético.
- **Núcleo augético.** Se alcanza una absorción de energía de 3.40 J. Más energía absorbida que en el caso con las alas augéticas, por lo que se demuestra que, en este caso y con los materiales de fabricación empleados, tener un núcleo augético es significativamente mejor que tener solamente las alas con propiedades augéticas.
- **Ambos componentes augéticos.** Se alcanza un valor de energía absorbida de 3.55 J, el valor más favorable. Como era de esperar, al poseer ambos componentes con propiedades augéticas, la cantidad de energía que es capaz de soportar la probeta es mayor al resto de casos.

Energía Total Absorbida (J)		
	Núcleo	
Pieles	NO Augético Núcleo	Augético Núcleo
NO Augético	2,45	3,40
Augético	3,10	3,55

Tabla 16: Energía total absorbida en función del núcleo y el laminado empleado en las alas.

A continuación se presentan imágenes de las probetas ensayadas:

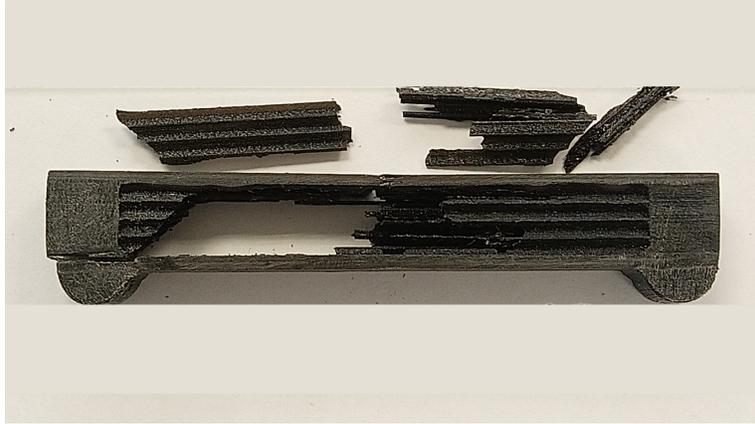


Figura 71: Probeta ensayada núcleo EVANS 2D y laminado simétrico-equilibrado.

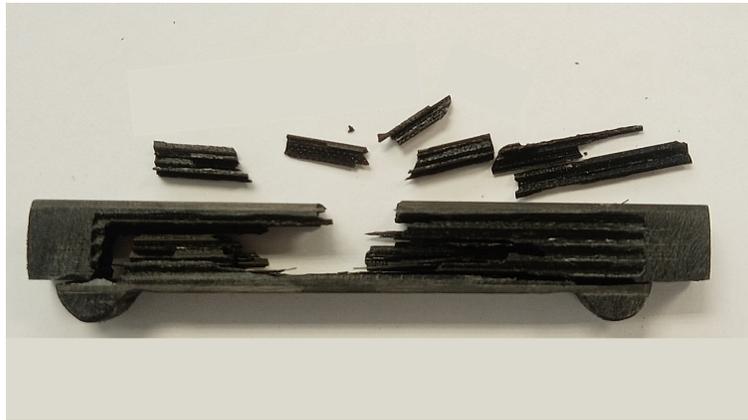


Figura 72: Probeta ensayada núcleo EVANS 2D y laminado unidireccional.

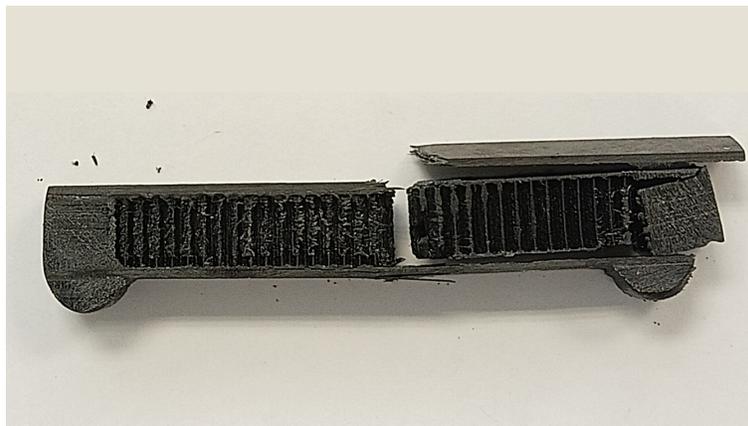


Figura 73: Probeta ensayada núcleo de panal de abeja y laminado simétrico-equilibrado.

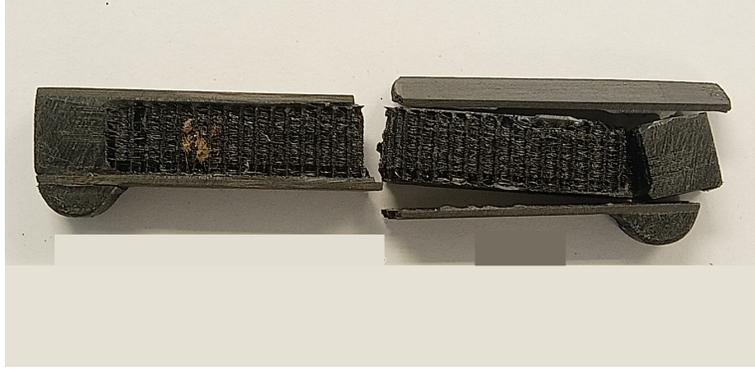


Figura 74: Probeta ensayada núcleo de panal de abeja y laminado unidireccional.

En las Figuras 71-74 se puede observar que se ha producido más daño en los núcleos de tipo EVANS 2D que en los de panal de abeja, lo que justifica una mayor absorción de energía.

Si comparamos las energías absorbidas para las dos estructuras con núcleo de panal de abeja y las dos con núcleo de tipo EVANS 2D, las que tienen las alas de material augético absorben más energía. Del mismo modo, si comparamos las estructuras de iguales pieles, las que tienen núcleos augéticos absorben más energía.

Así pues, en los materiales ensayados se puede concluir que con materiales augéticos se pueden absorber niveles de energía algo mayores. Esto sugiere que puede ser interesante realizar estudios más completos sobre este tema.

7. Análisis dinámicos

Una vez demostrado que los análisis estáticos no eran capaces de representar el problema debido a la existencia de efectos dinámicos, que se han presentado en las gráficas de Fuerza-Tiempo de los análisis experimentales, se decide realizar simulaciones dinámicas directas.

En el presente apartado, a modo de comparación con los análisis experimentales, se realizan análisis dinámicos mediante el *software* ANSYS *Workbench* en los que se simula el impacto producido por el péndulo de Charpy. En concreto, se simulan solamente casos representativos para diferentes tipos de fallo en cada estructura de núcleo. En este caso, las simulaciones se han realizado a las siguientes probetas:

- Núcleo EVANS 2D con 1 mm de espesor de alas, en el que el fallo se produce en el núcleo en los análisis estáticos.
- Núcleo EVANS 2D con 4 mm de espesor de alas, en el que el fallo se produce en las alas en los análisis estáticos.
- Núcleo de panal de abeja con 0.5 mm de espesor de alas, en el que el fallo se produce en el núcleo en los análisis estáticos.
- Núcleo de panal de abeja con 3 mm de espesor de alas, en el que el fallo se produce en las alas en los análisis estáticos.

Para este tipo de simulaciones no ha sido necesario el diseño del péndulo de Charpy, sino que simplemente diseñando el impactor del martillo y variando su densidad para que su peso sea equivalente al péndulo, se ha conseguido realizar una simulación coherente.

7.1. *Setup* análisis dinámicos

En primer lugar, es crucial remarcar que los análisis se han realizado suponiendo grandes desplazamientos para poder tener en cuenta ciertos problemas de inestabilidad, como el pandeo, en el caso de que aparecieran. Por otra parte, un paso imprescindible a la hora de realizar un análisis estáticos mediante un *software* de elementos finitos es el mallado del modelo. Para todos los casos estudiados, se ha realizado una separación en varios sólidos para facilitar el mallado y se ha tomado un tamaño de elemento base de 2 mm, sin embargo, se ha realizado un mallado con tamaño de elemento adaptado. Por esta razón, el tamaño de elemento es variable en las mallas de los modelos y se realiza un mallado más fino en las zonas más conflictivas, en este caso los núcleos de las probetas.

Con tal de ejemplificar el mallado descrito, en la Figura 75 se presenta el caso de la probeta con núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor. En ella, se puede observar tanto la separación en distintos sólidos (distintos colores) comentada, como el uso del tamaño de elemento adaptado.

A modo de ejemplo, se muestra el *setup* del modelo con núcleo EVANS 2D y 1 mm de espesor de alas en la Figura 76. En este caso, se ha definido una velocidad en el impactor (sólido de color morado) con un valor de 6,039 m/s debido a que es la velocidad con la que impacta el

péndulo con la probeta. La dirección de la velocidad es hacia la probeta. Con tal de no tener que realizar el diseño completo del péndulo, se ha aumentado la densidad del impactor para que su masa fuese equivalente a la del péndulo. En este caso su densidad es de $351760,19 \text{ kg/m}^3$ para que la masa sea igual a 2.192 kg. Cabe destacar que el modelo del material de la probeta es igual al de los análisis estáticos, es decir, el PLA está definido por un modelo de plasticidad bilineal.

Por otra parte, es importante la definición de los apoyos con el desplazamiento restringido en la dirección Z, que están situados en las superficies semi-cilíndricas (color verde) de la parte sometida a tracción. Estas superficies, como se ha comentado en apartados anteriores, han sido expresamente diseñadas para poder tener un punto de apoyo claro sobre el que calcular la fuerza de reacción.

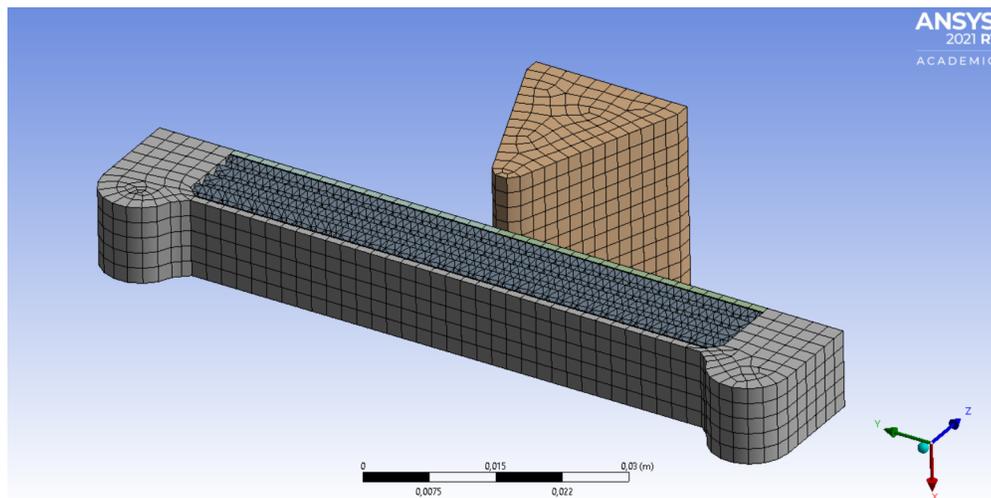


Figura 75: Mallado análisis dinámicos.

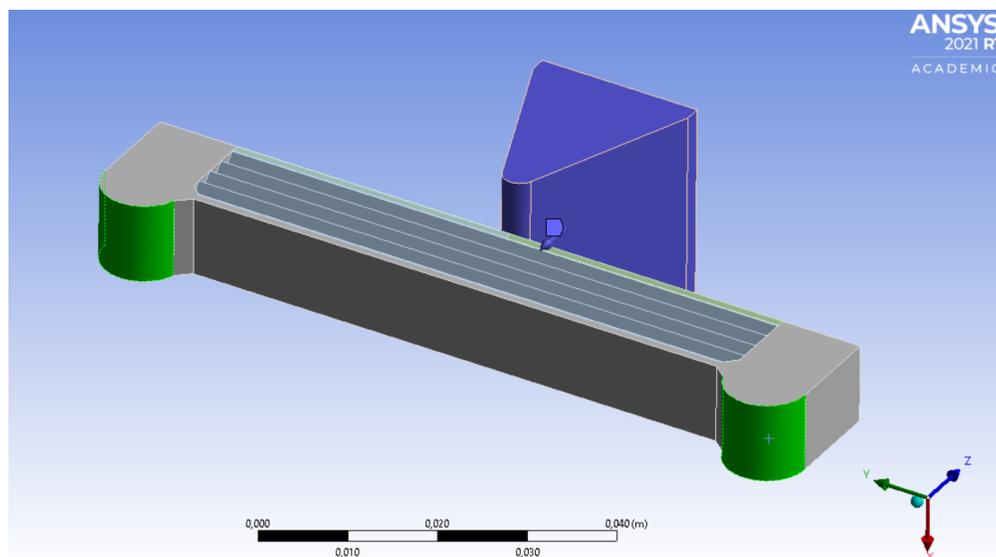


Figura 76: *Setup* análisis dinámicos.

Todos los análisis se han simulado hasta la deformación de máxima tensión que soporta el PLA, que ha sido ensayado a tracción, como se ha comentado en apartados anteriores. En este caso el valor de la deformación de máxima tensión es de 0.02, por lo que los análisis que se presentan a continuación están sometidos a esta deformación. Se trata de la deformación a la que empieza a plastificar la probeta, pero no es la deformación a rotura.

7.2. Núcleo EVANS 2D

Para el núcleo EVANS 2D, como ya se ha comentado se van a presentar los resultados de los análisis dinámicos realizados a los casos con 1 mm y 4 mm de espesor, que definen los diferentes tipos de fallo.

7.2.1. Alas de espesor 1 mm

Para el caso del núcleo EVANS 2D y alas de espesor 1 mm, se presentan en las Figuras 77, 78 y 79 los resultados obtenidos en el análisis dinámico. En concreto, se presenta la deformación equivalente de Von Mises para la probeta, el núcleo y el ala sometida a compresión, es decir, al impacto.

En la Figura 77 se observa que las zonas más críticas son la del impacto, el núcleo al completo y las zonas de los chaflanes. Por otra parte, si nos centramos en el núcleo (Figura 78), se puede ver que este componente es el que está sometido a la deformación máxima y que, por tanto, causará la rotura de la probeta. La zona en la que esta deformación se produce está indicada en la figura, aunque no puede observarse a simple vista debido a que se produce en el interior del componente. Por último, en la Figura 79 se presenta la deformación que sufre el ala sometida al impacto del péndulo, en la que se puede ver que la deformación máxima que sufre este componente es notoriamente menor a la del núcleo, alcanzando un valor de 0.012. Como era de esperar, las zonas más críticas para este componente son la del impacto y la de unión con los apoyos laterales.

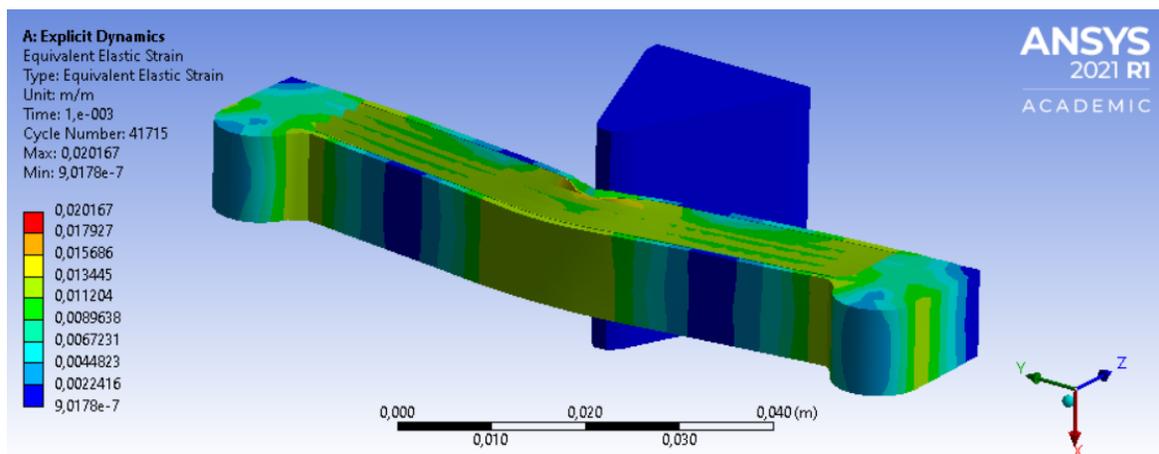


Figura 77: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor.

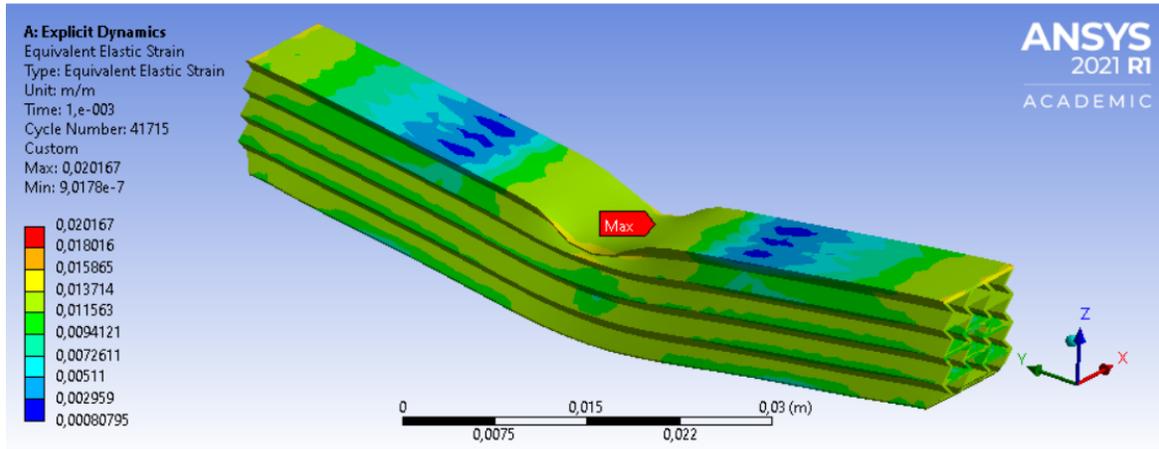


Figura 78: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Núcleo.

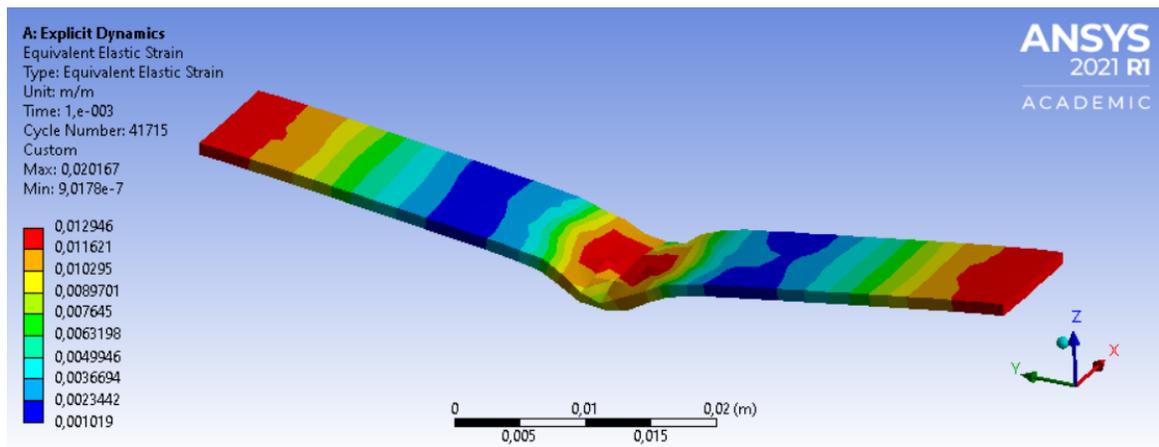


Figura 79: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Alas.

Por último, es interesante realizar una comparativa entre la fuerza soportada por la probeta a lo largo del tiempo para el análisis dinámico simulado y el análisis experimental realizado anteriormente. Esta comparación puede verse en la Figura 80, en la que se observa que analíticamente la probeta es capaz de soportar fuerza durante más tiempo que experimentalmente. En un ensayo experimental la rotura se produce antes que en el dinámico, sin embargo, hasta el fallo de la probeta en el ensayo, los resultados son comparables en orden de magnitud y, en ambos casos, el modelo es capaz de representar la importancia de los efectos dinámicos mediante las oscilaciones de la fuerza. Por tanto, se puede concluir que hasta el fallo, el modelo 3D con grandes desplazamientos y plasticidad es válido, pero el fallo real no se está produciendo por fluencia sino por fractura. Para simular correctamente el análisis habría que incluir un modelo que considere este tipo de fallo, como por ejemplo un modelo de daño continuo. Esto exige caracterizar los materiales para ajustar un modelo de daño y, utilizar el modelo ya evaluado de geometría 3D con grandes desplazamientos y modelo de daño continuo que incluyese tanto efectos plásticos como de daño. Evidentemente, esto está fuera de las posibilidades

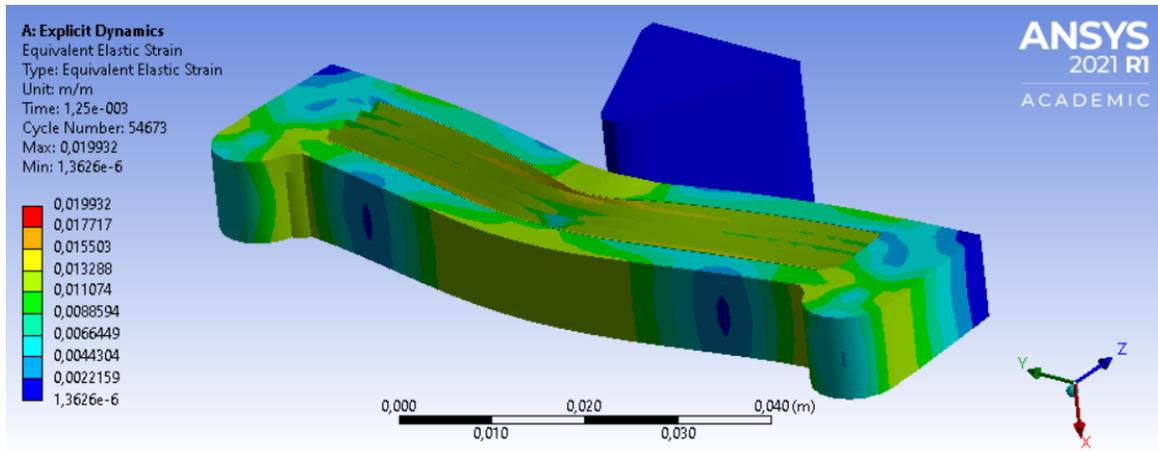


Figura 81: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 4 mm de espesor.

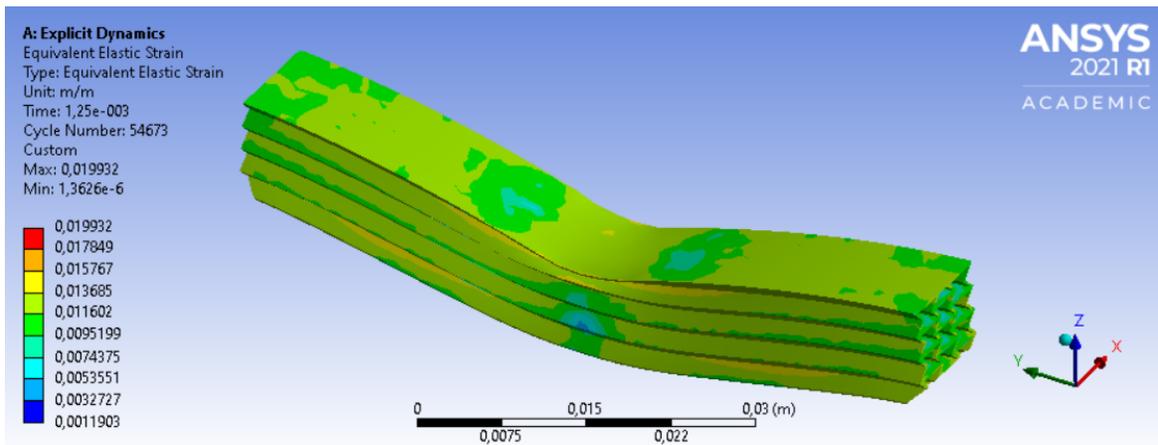


Figura 82: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 4 mm de espesor - Núcleo.

Por otra parte, es interesante realizar una comparativa entre la fuerza soportada por la probeta a lo largo del tiempo para el análisis dinámico simulado y el análisis experimental realizado anteriormente. Esta comparación puede verse en la Figura 84, en la que se observa que analíticamente la probeta es capaz de soportar fuerza durante más tiempo que experimentalmente. En el ensayo experimental la rotura se produce antes que en el dinámico, sin embargo, hasta el fallo de la probeta los resultados son comparables en orden de magnitud y, en ambos casos, el modelo es capaz de representar la importancia de los efectos dinámicos mediante las oscilaciones de la fuerza. Por tanto, se puede concluir que hasta el fallo, el modelo 3D con grandes desplazamientos y plasticidad es válido, pero igual que en el caso anterior, el fallo real no se está produciendo por fluencia sino por fractura. Como se ha comentado, la correcta simulación de este tipo de daño está fuera de las posibilidades del proyecto

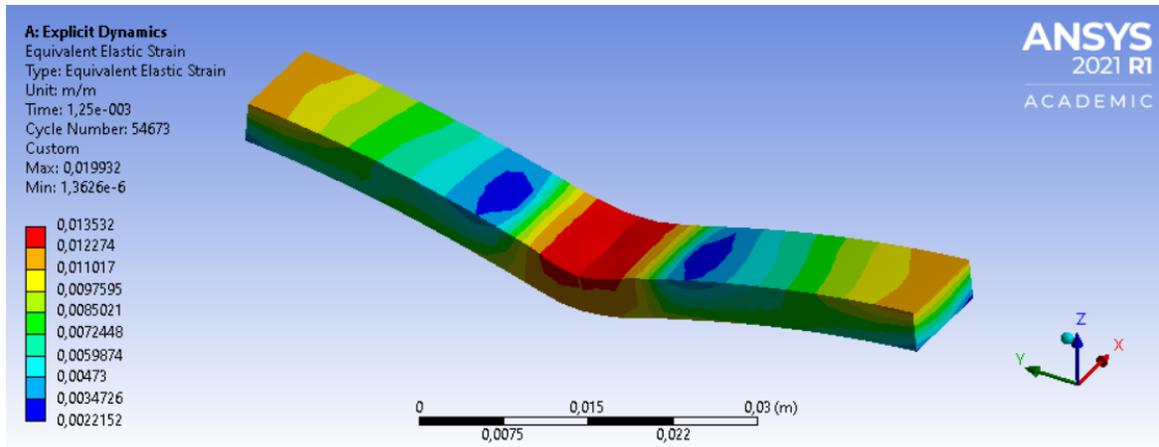


Figura 83: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 4 mm de espesor - Alas.

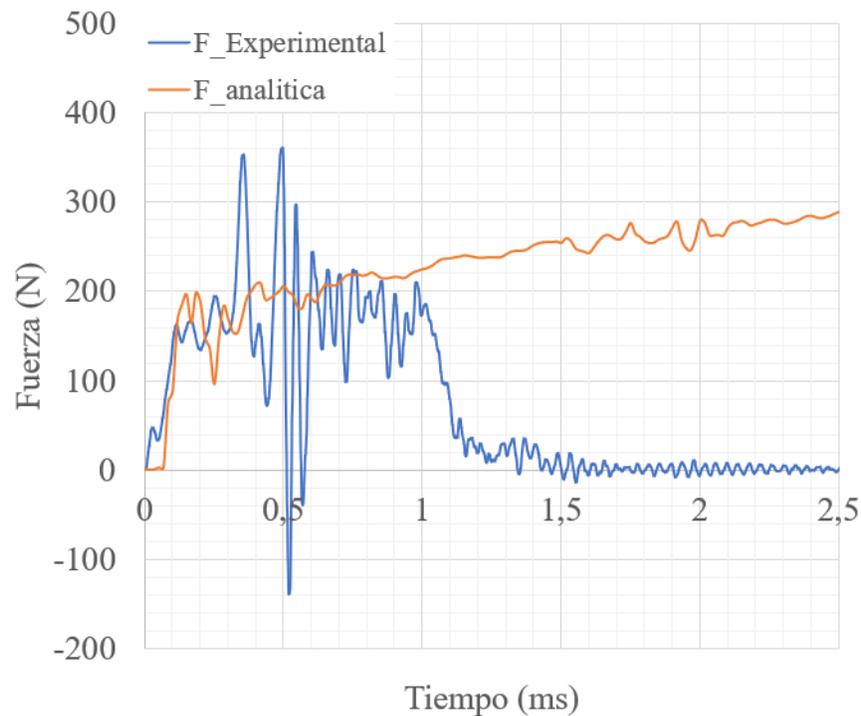


Figura 84: Comparativa entre la fuerza que soporta la probeta EVANS 2D con 4 mm de espesor alar en el ensayo experimental y en el análisis dinámico.

Por ultimo, comentar que es interesante observar la correspondencia entre las zonas de deformaciones próximas a la de rotura tanto en el núcleo como en las alas y las zonas de más daño en las probetas ensayadas experimentalmente. Para el caso del núcleo de panal de abeja, se pueden observar estas zonas de daño en las Figuras 53 y 55.

7.3. Núcleo de panal de abeja

Para el núcleo de panal de abeja, como ya se ha comentado se van a presentar los resultados de los análisis dinámicos realizados a los casos con 0.5 mm y 3 mm de espesor, que definen los diferentes tipos de fallo.

7.3.1. Alas de espesor 0.5 mm

En el caso del núcleo de panal de abeja y alas de espesor 0.5 mm, se presentan en las Figuras 85, 86 y 87 los resultados obtenidos en el análisis dinámico. En concreto, se presenta la deformación equivalente de Von Mises para la probeta, el núcleo y el ala sometida al impacto.

En la Figura 85 se observa que las zonas más críticas son la del impacto y las zonas cercanas a la unión con los apoyos. Por otra parte, si nos centramos en el núcleo (Figura 86), se puede ver que este componente es el que está sometido a la deformación más alta y que, por tanto, en esa zona se iniciará la rotura de la probeta. Las zonas más críticas del núcleo se reparten entre la del impacto y las cercanas a los apoyos. Por último, en la Figura 87 se presenta la deformación que sufre el ala sometida al impacto del péndulo, en la que se puede ver que la deformación máxima que sufre este componente es notoriamente menor a la del núcleo, alcanzando un valor de 0.0166. Como era de esperar, las zonas más críticas para este componente son la del impacto y la de unión con los apoyos laterales.

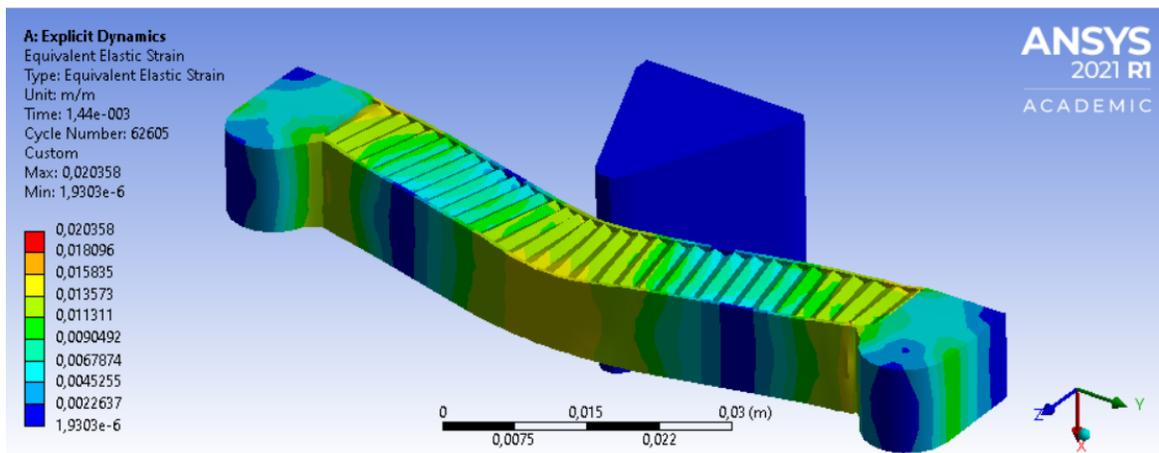


Figura 85: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor.

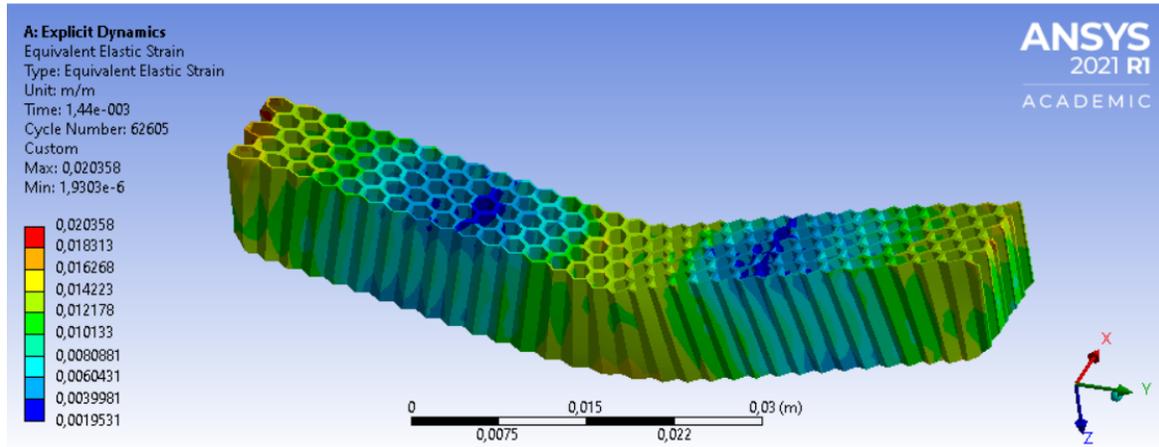


Figura 86: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Núcleo.

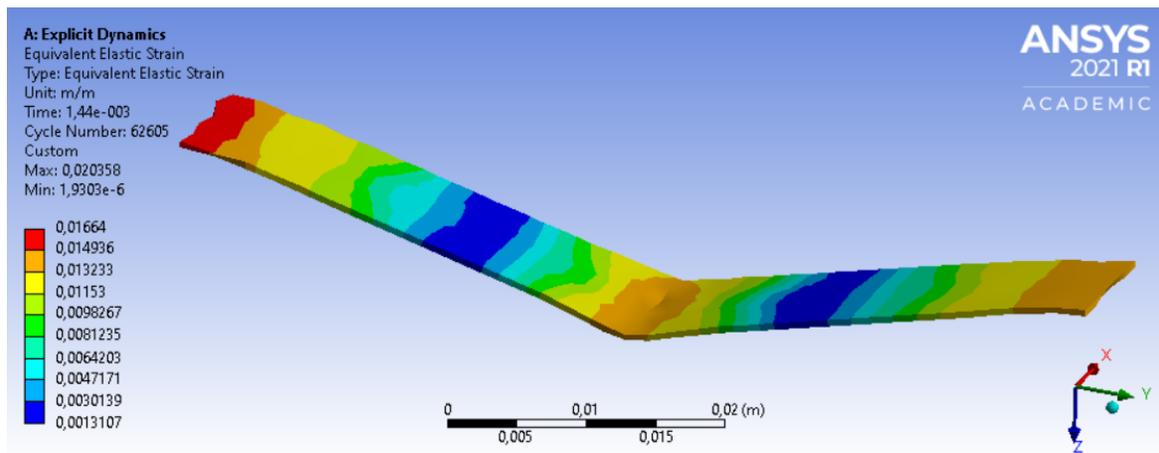


Figura 87: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Alas.

Por otra parte, es interesante realizar una comparativa entre la fuerza soportada por la probeta a lo largo del tiempo para el análisis dinámico simulado y el análisis experimental realizado anteriormente. Esta comparación puede verse en la Figura 88, en la que se observa que analíticamente la probeta es capaz de soportar fuerza durante más tiempo que experimentalmente. En el ensayo experimental la rotura se produce antes que en el dinámico, sin embargo, hasta el fallo de la probeta los resultados son comparables en orden de magnitud y, en ambos casos, el modelo es capaz de representar la importancia de los efectos dinámicos mediante las oscilaciones de la fuerza. Para este tipo de núcleo se presentan mayores oscilaciones, por lo que los efectos dinámicos son mayores.

Así pues, se puede concluir, como en los casos anteriores, que, hasta el fallo el modelo 3D con grandes desplazamientos y plasticidad es válido, pero igual que en el caso anterior, el fallo real no se está produciendo por fluencia sino por fractura. Como se ha comentado, la correcta simulación de este tipo de daño está fuera de las posibilidades del proyecto.

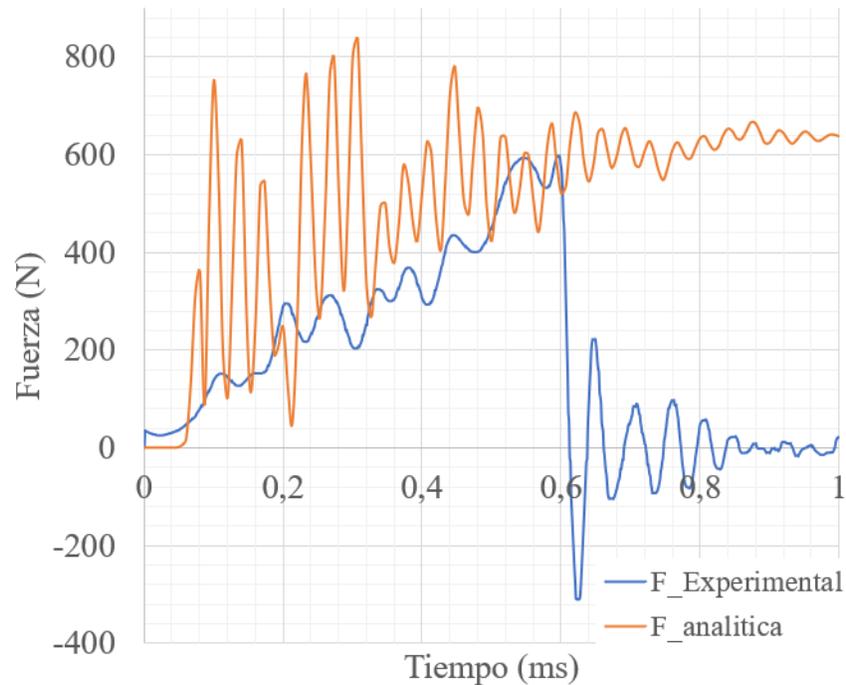


Figura 88: Comparativa entre la fuerza que soporta la probeta con núcleo de panal de abeja y 0.5 mm de espesor alar en el ensayo experimental y en el análisis dinámico.

7.3.2. Alas de espesor 3 mm

En el caso del núcleo de panal de abeja y alas de espesor 3 mm, se presentan en las Figuras 89, 90 y 91 los resultados obtenidos en el análisis dinámico. En concreto, se presenta la deformación equivalente de Von Misses para la probeta, el núcleo y el ala sometida al impacto.

En la Figura 89 se observa que las zonas más críticas son la del impacto, el núcleo en general y las zonas cercanas a la unión con los apoyos cerca de los chaflanes. Por otra parte, si nos centramos en el núcleo (Figura 90), se puede ver que este componente es el que está sometido a una deformación mayor que el ala. Sin embargo, en este caso la deformación máxima se ha producido en la zona de los chaflanes, por lo que en este caso la probeta rompe en esa zona. No obstante, al estar sometido el núcleo a una deformación mayor que las alas, se asume que el fallo de la estructura se produce en este componente. Las zona más crítica del núcleo es evidentemente la zona central. Por último, en la Figura 91 se presenta la deformación que sufre el ala sometida al impacto del péndulo, en la que se puede ver que la deformación máxima que sufre este componente es menor a la del núcleo, alcanzando un valor de 0.014. Como era de esperar, las zonas más críticas para este componente son la del impacto y la de unión con los apoyos laterales.

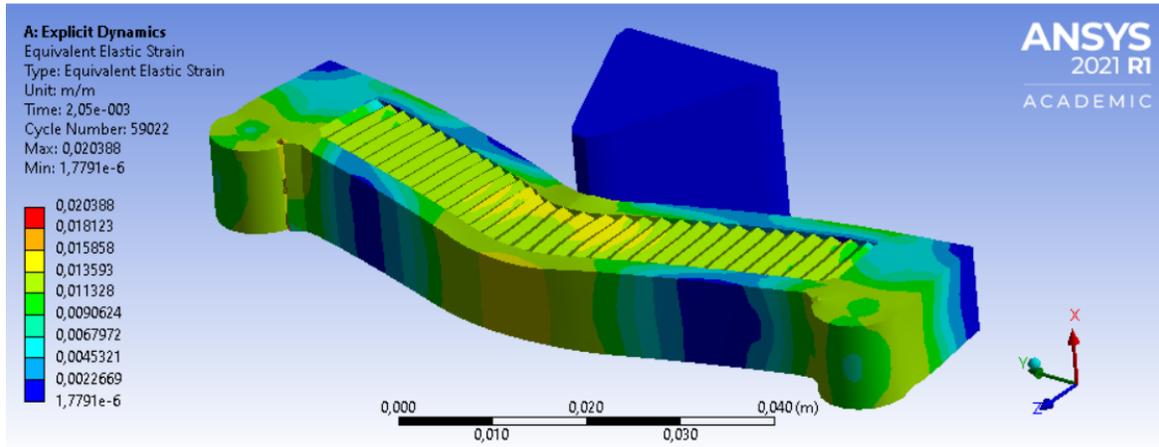


Figura 89: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor.

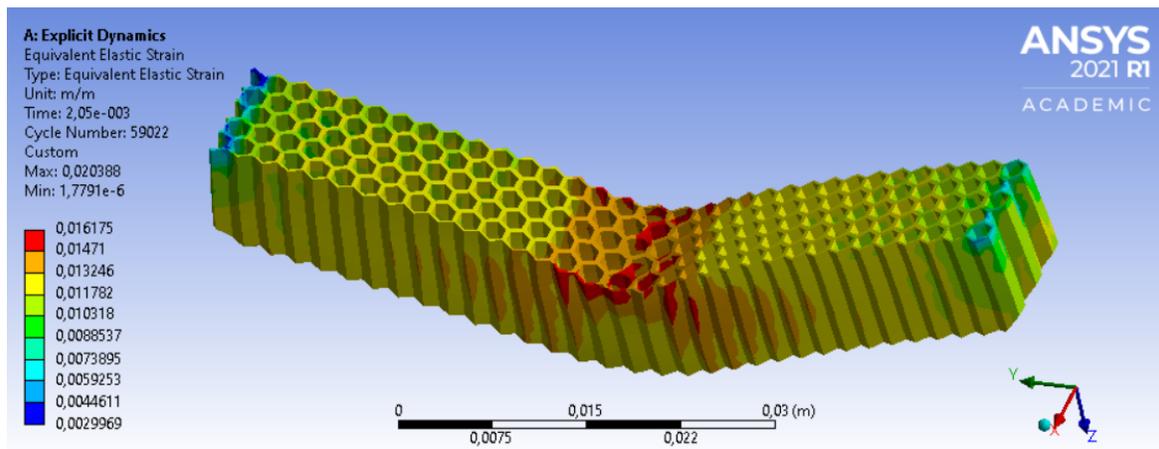


Figura 90: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Núcleo.

Por otra parte, es interesante realizar una comparativa entre la fuerza soportada por la probeta a lo largo del tiempo para el análisis dinámico simulado y el análisis experimental realizado anteriormente. Cabe destacar que la célula de carga de 1000 N se ha saturado para valores próximos a la fuerza máxima por lo que la zona previa a la rotura no es totalmente comparable. Esta comparación puede verse en la Figura 92, en la que se observa que analíticamente la probeta es capaz de soportar fuerza durante más tiempo que experimentalmente. En el ensayo experimental la rotura se produce antes que en el dinámico, sin embargo, hasta el fallo de la probeta los resultados son comparables en orden de magnitud y, en ambos casos, el modelo es capaz de representar la importancia de los efectos dinámicos mediante las oscilaciones de la fuerza. Por tanto, se puede concluir que hasta el fallo, el modelo 3D con grandes desplazamientos y plasticidad es válido, pero igual que en el caso anterior, el fallo real no se está produciendo por fluencia sino por fractura. Como se ha comentado, la correcta simulación de este tipo de daño está fuera de las posibilidades del proyecto.

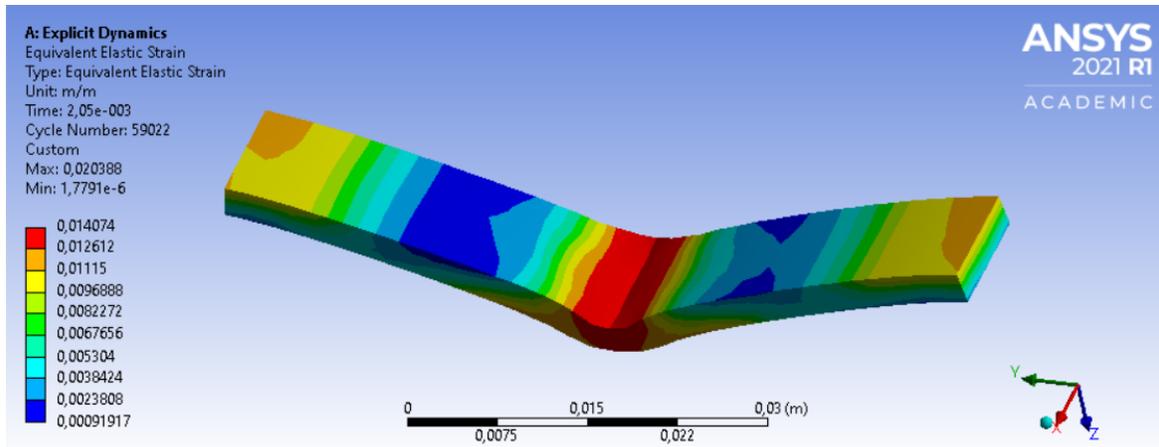


Figura 91: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Alas.

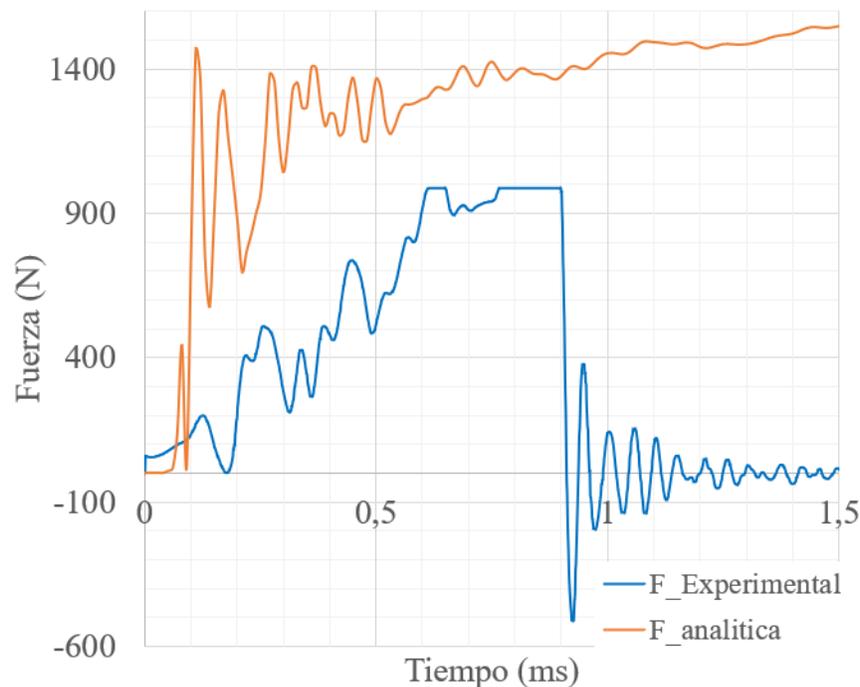


Figura 92: Comparativa entre la fuerza que soporta la probeta con núcleo de panal de abeja y 3 mm de espesor alar en el ensayo experimental y en el análisis dinámico.

Por ultimo, comentar que es interesante observar la correspondencia entre las zonas de deformaciones próximas a la de rotura tanto en el núcleo como en las alas y las zonas de más daño en las probetas ensayadas experimentalmente. Para el caso del núcleo de panal de abeja, se pueden observar estas zonas de daño en las Figuras 59 y 61.

8. Conclusiones

Tras la realización de este proyecto académico, varias conclusiones pueden ser extraídas.

En primer lugar, mediante los análisis estáticos se han podido obtener configuraciones en las que se producían distintos modos de fallo próximos a la configuración de máxima resistencia específica a impacto, es decir, primero falla el núcleo o primero fallan las alas. Conociendo estas configuraciones, se han definido las geometrías más relevantes a considerar en los análisis posteriores. Se trata de los casos óptimos en resistencia, que no son necesariamente los óptimos en absorción de energía. Además, han servido para descartar la utilización del núcleo EVANS 3D en los siguientes ensayos, pues no se ha podido alcanzar un cambio en el tipo de fallo y, por tanto, no se ha podido encontrar un óptimo en resistencia.

Por parte de los análisis experimentales, es necesario tomarlos con prudencia, pues no se han analizado los suficientes casos como para que los resultados sean absolutamente concluyentes. Sin embargo, han sido esenciales para comprobar que los análisis estáticos no son capaces de simular el problema planteado debido a la importancia de los efectos dinámicos, vistos en forma de oscilaciones en las gráficas F-t.

En cuanto a la utilización de un solo material para realizar los análisis se ha visto que cuando el núcleo es augético, la energía total absorbida es mayor para menores espesores en las alas. Esto es debido a que cuando el espesor alar es bajo, el fallo se produce por acción del núcleo, siendo mayor la energía absorbida. Sin embargo, cuando el espesor alar aumenta, el fallo es producido en las alas y el núcleo rompe en consecuencia directa de este fallo, por lo que la energía que es capaz de absorber la probeta en este caso es mucho menor.

Por otra parte, cuando se emplea un núcleo no augético, esta tendencia cambia completamente. En este caso, al aumentar el espesor alar, la energía absorbida aumenta. Este hecho se debe a que cuando el espesor es bajo, el fallo se produce en el núcleo y al no tener propiedades augéticas, su capacidad de absorción de energía es menor. Por tanto, cuando se aumenta el espesor alar, y el fallo es producido en las alas, estas son capaces de absorber mucha más energía que el núcleo debido a su grosor.

En los análisis experimentales realizados con dos materiales, se ha visto que el daño producido en los núcleos augéticos ha sido mayor que en los no augéticos, por lo que también ha sido mayor la absorción de energía en estos casos. Además, las estructuras que poseen pieles augéticas también han sido capaces de absorber mayor cantidad de energía. Por tanto, de los ensayos realizados se puede concluir que con materiales augéticos se puede mejorar la absorción de energía y, por tanto la resistencia al impacto. Por lo que, resulta interesante plantear futuros estudios más completos en este ámbito.

Por último, la realización de los análisis dinámicos ha sido clave para prever que el fallo no se produce por fluencia. Mediante la comparación de las gráficas F-t entre los análisis experimentales y los dinámicos, se ha visto que analíticamente la probeta es capaz de soportar fuerza durante más tiempo que experimentalmente. En el ensayo experimental la rotura se produce antes que en el dinámico, sin embargo, hasta el fallo de la probeta los resultados son comparables en orden de magnitud y, en ambos casos, el modelo es capaz de representar la importancia de los efectos dinámicos mediante las oscilaciones de la fuerza. Por tanto, se puede concluir que hasta el fallo, el modelo 3D con grandes desplazamientos y plasticidad es

válido, pero el fallo real no se produce por fluencia sino por fractura.

9. Trabajos futuros

Una vez justificada la viabilidad de encontrar estructuras *sandwich* con materiales augéticos mejores que con materiales no augéticos de similares características, se plantean los siguientes trabajos futuros de investigación:

- Completar el modelo dinámico directo con geometría tridimensional y grandes desplazamientos con un modelo de daño continuo para el material y comprobación del modelo.
- Ajuste experimental del modelo de daño del material.
- Optimización de estructuras augéticas y no augéticas maximizando la capacidad de absorción de energía o la resistencia específica a impacto.
- Comparación de las mejores estructuras augéticas y no augéticas, lo que permitirá establecer si realmente son mejores unas o las otras.

10. Referencias

Bibliografía

- [1] ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO ESTRUCTURAL DE PANELES SÁNDWICH EMPLEADOS EN EL CARENADO DE AVIONES COMERCIALES. ROMERO GALERA, M^a LUISA. SEPTIEMBRE 2010.
- [2] SREE, P.. (2020). MODELING AND ANALYSIS OF STRUCTURES WITH NEGATIVE POISSON'S RATIO. INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINEERING RESEARCH AND. V9. 10.17577/IJERTV9IS030469.
- [3] JONES, R.M. (1999). MECHANIC OF COMPOSITE MATERIALS. TAYLOR & FRANCIS.
- [4] MANUAL GURIT SE 84LV LOW TEMPERATURE CURE EPOXY PREPREG. GURIT. WWW.GURIT.COM
- [5] FAN, YIN WANG, YEQING. (2021). THE EFFECT OF NEGATIVE POISSON'S RATIO ON THE LOW-VELOCITY IMPACT RESPONSE OF AN AUXETIC NANOCOMPOSITE LAMINATE BEAM. INTERNATIONAL JOURNAL OF MECHANICS AND MATERIALS IN DESIGN. 17. 1-17. 10.1007/s10999-020-09521-x.
- [6] HERAKOVICK, C.T., (1984), COMPOSITE LAMINATES WITH NEGATIVE THROUGH THE THICKNESS POISSON'S RATIOS, JOURNAL OF COMPOSITE MATERIALS, 18(5),447-455.)
- [7] REYES, BRENDA MARMOLEJO, MAYRA SALOM, YALILE. (2018). ENSAYO DE TENACIDAD O IMPACTO (PRUEBA CHARPY).

11. Presupuesto del proyecto

En el presente apartado se discuten los costes que ha supuesto la realización del presente proyecto. Estos deben ser desglosados en varias categorías. En primer lugar, es importante tener en cuenta los costes de mano de obra del proyecto, en este caso del ingeniero, del tutor y el cotutor del proyecto. Por otra parte, es importante evaluar los costes derivados del *software* informático utilizado. Además, se deben cuantificar los costes de fabricación y de caracterización de las probetas utilizadas en los análisis realizados.

11.1. Costes de mano de obra

Para el análisis de los costes relativos a la mano de obra invertida se considera que el realizador del proyecto es un Ingeniero Aeronáutico Superior, con menos de 10 años de experiencia, calidad de Ingeniero Junior. Por lo que, suponiendo un sueldo anual bruto de 19500 € y 5850 € de gastos de seguridad social, el coste por hora bruto asciende a 12.68 €. Por lo que suponiendo 450 horas invertidas por el realizador del proyecto, el coste de mano de obra asciende a 7506 €.

11.2. Costes de *software*

Los costes de *software* recogen tanto los costes de los programas informáticos utilizados como los de los equipos informáticos. Para ello, se debe tener en cuenta que el periodo de realización del proyecto es de 6 meses, por tanto las es necesario calcular el coste directo del uso de las licencias empleadas a lo largo de ese tiempo.

Por parte de los equipos informáticos, se puede estimar unos 400 € de coste debido a que se toma en consideración un coste de aproximadamente 2000 € cada 5 años, por lo que para medio año se puede considerar un coste de 200 € por equipo. Debido a que se ha empleado tanto el equipo propio del alumno como un equipo remotamente situado en la universidad, se alcanzan los 400 €. Además, se deben considerar ciertos gastos extras debido al mantenimiento de los equipos, energía eléctrica y conexión a Internet, por lo que el coste total asciende a unos 600 €.

Tras un estudio del precio actual de las licencias de los programas informáticos empleados, se presentan en la Tabla 17 el total de los costes de *software* del proyecto.

Concepto	Coste en €
Licencia ANSYS Workbench	5500
Licencia MATLAB	1443
Licencia Microsoft Office	580
Licencia Autodesk Inventor	1000
Coste de los equipos	600
Total	9123

Tabla 17: Costes de *software*.

11.3. Costes de caracterización

Los costes de caracterización se dividen en costes de fungibles y costes de amortización de maquinaria.

11.3.1. Costes de fungibles

Sabiendo que el coste del preimpregnado de Gurit es de 60€ por m^2 y se ha empleado una lámina de 1x0.4 m, el coste del preimpregnado es de 24€.

Por otra parte, sabiendo que 50 m de PLA cuestan 17€ y se han empleado aproximadamente en total unos 30 m, el coste de PLA asciende a 8.5€.

Por tanto, el coste total de fungibles es de 32.5€.

11.3.2. Costes de amortización

Es importante tener en cuenta la amortización de la máquina de Charpy, cámara superlenta que ha sido empleada para la grabación de videos en la rotura de las probetas y la impresora 3D. Todo ello en función de su precio, años de amortización y horas de uso. Tras analizar los costes y el uso dedicado a cada máquina, se presentan los costes asociados a su amortización en la Tabla 18.

Concepto	Coste en €)
Uso máquina Charpy	100
Uso cámara superlenta	112,5
Uso impresora 3D	375
Total	587,5

Tabla 18: Costes de amortización.

11.4. Coste total

Sumando todos los costes mencionados se el presupuesto total para la realización del proyecto asciende a DIECISIETE MIL DOS CIENTOS CUARENTA Y NUEVE EUROS (17249€). Sin embargo, es importante añadir al presupuesto total el Impuesto del Valor Añadido (IVA), quedando finalmente un presupuesto de VEINTE MIL OCHOCIENTOS SETENTA Y UN EUROS (20781€).

12. Pliego de condiciones

En el presente apartado se presentan y discuten aquellas condiciones, mediante las cuales ha sido posible la ejecución del proyecto. Para ello, también es necesario realizar una revisión tanto de las herramientas empleadas como de las especificaciones de los equipos. El pliego de condiciones establece y regula la relación entre el propietario del presente proyecto y los contratistas, por lo que es necesario que contenga la información necesaria explicada de forma intuitiva.

12.1. Condiciones generales

Los requisitos necesarios para el desempeño de la labor profesional en el puesto de trabajo se describen de acuerdo con las disposiciones del Real Decreto 488/1997, escrito el 14 de abril y que recoge las disposiciones de seguridad y salud relativas al trabajo con equipos que incluyen pantallas de visualización.

Por otra parte, de acuerdo con las disposiciones del Real Decreto 486/1997 del 14 de abril, es posible establecer las disposiciones mínimas de seguridad y salud aplicables a los lugares de trabajo.

12.1.1. Condiciones del puesto de trabajo

Como se ha comentado, el Real Decreto 488/1997 (REFERENCIAR) establece las disposiciones mínimas para la salud y seguridad de los trabajadores en lugares que incluyan pantallas de visualización. En este caso se puede entender por:

- Pantalla de visualización: cualquier pantalla alfanumérica o gráfica, independientemente del método de representación visual.
- Lugar de trabajo: lugar compuesto por un equipo con pantalla de visualización dotado de un teclado o dispositivo para la adquisición de datos, un programa para interconectar máquina-persona, ofimática y superficies de trabajo, como una mesa y asiento.
- Trabajador: Cualquier persona que emplee una pantalla de visualización durante un alto porcentaje del tiempo que dedica a su trabajo.

12.1.2. Obligaciones del empresario

El empresario está obligado a que sus trabajadores no sufran ningún tipo de riesgo durante el empleo de las pantallas de visualización o, al menos, minimizarlos al máximo. Los riesgos más comunes que pueden sufrir los trabajadores son problemas de visión o carga mental, por lo que es necesario para el empleado hacer un control y gestión eficiente de estos riesgos.

Con el objetivo de la evaluación de riesgos, es necesario considerar todas las características del puesto de trabajo existente, el tiempo de trabajo, el grado de atención a la tarea o el

máximo tiempo de atención a la pantalla. Si tras estas observaciones se determina que los empleados podrían sufrir algún tipo de riesgo, se deben tomar medidas con tal de minimizar o eliminar estos riesgos. Por ejemplo, se puede reducir el tiempo de uso de la pantalla mediante el establecimiento de descansos.

12.1.3. Disposiciones mínimas

Las disposiciones mínimas son aquellos sistemas de los que el trabajador debe disponer como mínimo para poder realizar una correcta ejecución de sus tareas. Se presentan a continuación:

- **Pantalla:** Debe cumplir con los requisitos mínimos de visualización. Entre ellos destacan la luminosidad y contraste ajustables, orientación modificable y visualización del texto clara y estable.
- **Teclado:** puede ser dependiente del monitor o independiente, y debe disponerse del espacio delantero suficiente, con tal de que el trabajador pueda reposar los brazos mientras se trabaja.
- **Iluminación:** como se ha mencionado en las secciones anteriores, se deben cumplir las condiciones de iluminación adecuadas en todos los equipos, además de que la iluminación general del puesto de trabajo debe ser confortable.
- **Superficie de trabajo:** debe cumplir con las condiciones adecuadas de iluminación y confort para conformar un entorno de trabajo cómodo para el empleado. Se recomienda evitar objetos que puedan producir reflejos o deslumbramientos.
- **Asiento de trabajo:** se recomienda que sea regulable, además de proporcionar confort para el empleado. Un asiento incómodo puede acentuar los problemas de salud y fatiga en los trabajadores.

12.2. Condiciones del lugar de trabajo

Por su parte, el Real Decreto 486/1997 del 14 de abril (REFERENCIAR) establece las disposiciones mínimas de salud y seguridad que se aplican a los lugares de trabajo. El lugar de trabajo envuelve todo el área donde los trabajadores pueden acceder para realizar su trabajo. Se incluyen los servicios higiénicos, áreas de descanso, locales de primeros auxilios, comedores e instalaciones de servicios o protección anexas a los lugares de trabajo.

12.2.1. Condiciones constructivas

Los locales en los que se establecen los lugares de trabajo deben ser tener una solidez adecuada y ser lo suficientemente estables para su uso. Está terminantemente prohibido que los elementos estructurales del edificio sean sobrecargados.

Deberá garantizarse la protección de los trabajadores que estén autorizados a acceder a zonas con riesgo de caída, caída de objetos y exposición a elementos agresivos, además de señalar bien dichas zonas e impedir su acceso a gente no autorizada.

Se deberán poder utilizar de acuerdo a su uso previsto y de forma fácil y con total seguridad las vías de circulación de los lugares de trabajo. Los lugares de trabajo deberán estar adaptados para los trabajadores minusválidos, para que dichos trabajadores puedan hacer uso de las instalaciones.

El diseño y la construcción del lugar de trabajo deberán facilitar el control de las situaciones de emergencia y permitir la rápida evacuación de éste. Además, el lugar de trabajo deberá estar provisto de dispositivos para combatir incendios, y en caso de ser necesario, de detectores de incendios y alarmas

12.2.2. Condiciones ambientales

Las condiciones ambientales no deben en ningún caso suponer un riesgo para la seguridad o salud de los trabajadores, ni suponer una fuente de incomodidad o molestias. Por tanto, deberán evitarse temperaturas y humedades extremas, así como cambios muy bruscos de estas. También deberán evitarse olores desagradables, irradiaciones o corrientes de aire.

12.2.3. Orden, limpieza y mantenimiento

Todas las zonas de acceso, vías de circulación y salidas de emergencia deberán estar libres de obstáculos. Los lugares de trabajo se mantendrán con unas condiciones higiénicas correctas y se les realizará un mantenimiento periódico para asegurar que se satisfacen la seguridad y salud de los trabajadores.

En caso de utilizarse una instalación de ventilación, deberá realizarse un mantenimiento que asegure que se encuentra en buen estado y deberá poseer un sistema de control que indique las averías que puedan suceder, las cuales podrían afectar a la salud de los trabajadores.

12.2.4. Servicios higiénicos y locales de descanso

En el lugar de trabajo se dispondrá agua potable suficiente y fácilmente accesible y se intentará evitar cualquier acción que pueda contaminarla. Por otro lado, también se dispondrá de retretes dotados de lavabos en las proximidades del puesto de trabajo, zonas de descanso, vestuarios y zonas de aseo.

12.2.5. Materiales y locales de primeros auxilios

Se dispondrá de material de primeros auxilios que deberá ser el adecuado, tanto cualitativa como cuantitativamente, para el número total de trabajadores y los riesgos a los cuales se

pueden enfrentar. Además, este material deberá estar distribuido de forma que sea fácil acceder a él o desplazarlo al lugar del accidente en caso necesario.

Los lugares de trabajo deberán tener, como mínimo, un botiquín portátil con desinfectantes y antisépticos que estén autorizados, algodón hidrófilo, gasas estériles, vendas, esparadrapos, apósitos adhesivos, pinzas, tijeras y guantes desechables. Además, se deberá revisar de forma periódica el material de primeros auxilios para ir reponiéndolo cuando éste vaya gastándose o caducando.

12.2.6. Especificaciones técnicas

Durante el desarrollo del proyecto se han empleado los siguientes sistemas:

- *Hardware*. La herramienta principal para la realización del proyecto es un ordenador portátil, donde se ha realizado parte del estudio, además de la redacción completa del mismo. Por otra parte, también se ha empleado un equipo del departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.
- *Software*. Los *software* que se han empleado durante el desarrollo del proyecto son:
 - ANSYS *Workbench* 2021 R1 para el análisis mediante elementos finitos del modelo.
 - Microsoft Excel para la evaluación de resultados.
 - Microsoft Teams para la comunicación con el tutor.
 - Overleaf para la redacción del proyecto.
 - Autodesk Inventor 2021 para el diseño de las probetas analizadas.
- Conexión a internet y remota. Se ha empleado una conexión estándar a Internet desde el ordenador portátil. Además, se ha trabajado remotamente con el equipo de la UPV, empleando una conexión VPN y un escritorio remoto.

A. Anexo I. Simulaciones análisis estáticos

En el presente anexo se muestran aquellas simulaciones de análisis estáticos en las que no se produce un cambio en el tipo de fallo. Cabe recordar que aquellas en las que hay un cambio en el tipo de fallo se presentan en el Apartado 4.

A.1. Núcleo EVANS 2D

A.1.1. Alas de espesor 1 mm

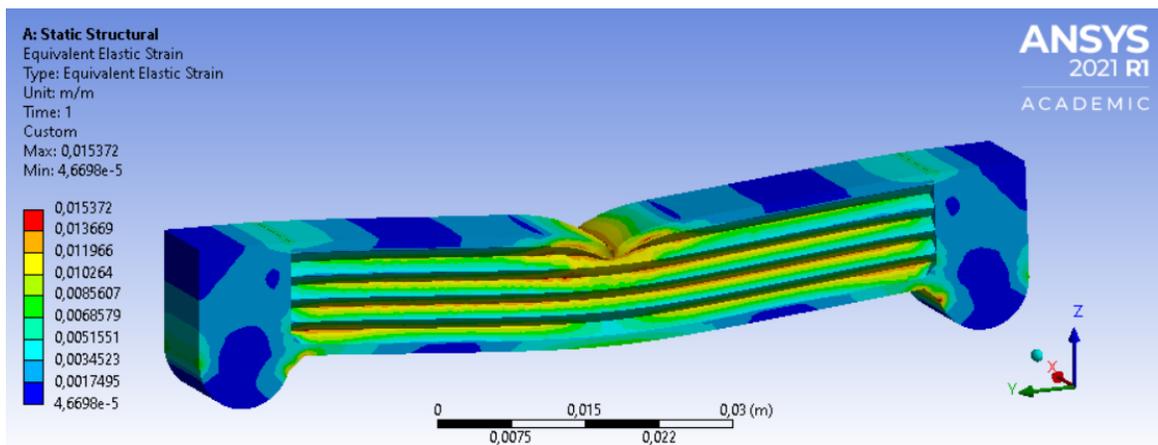


Figura 93: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor.

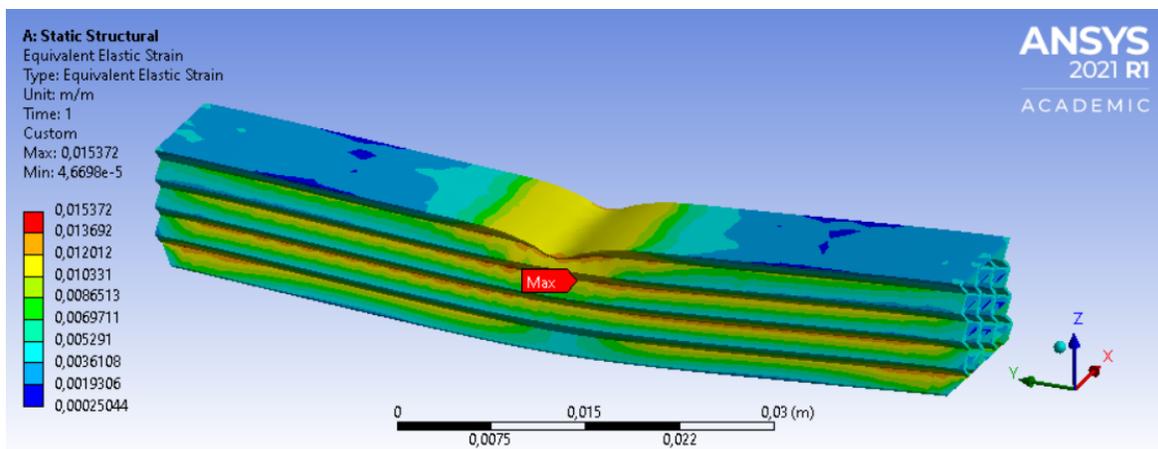


Figura 94: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Núcleo.

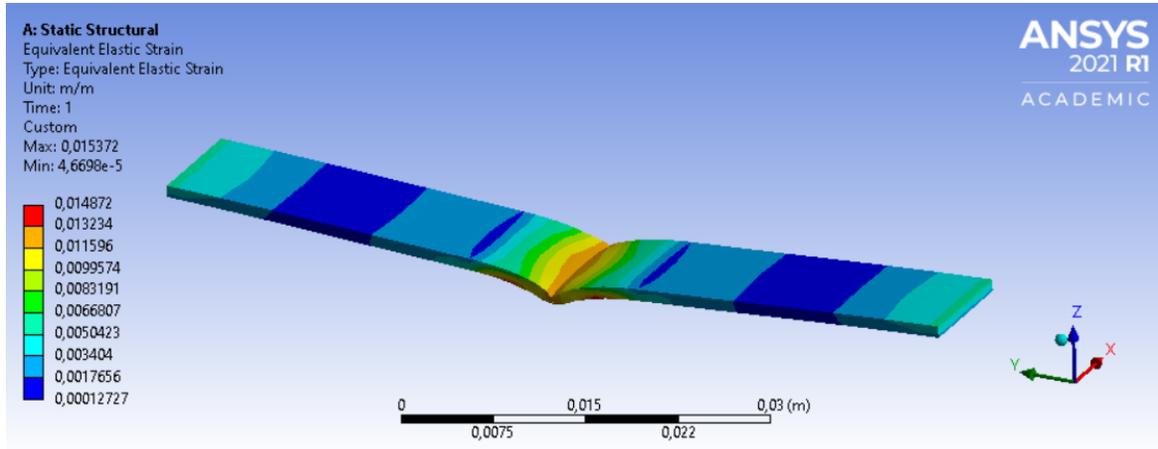


Figura 95: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 1 mm de espesor - Alas.

A.1.2. Alas de espesor 4 mm

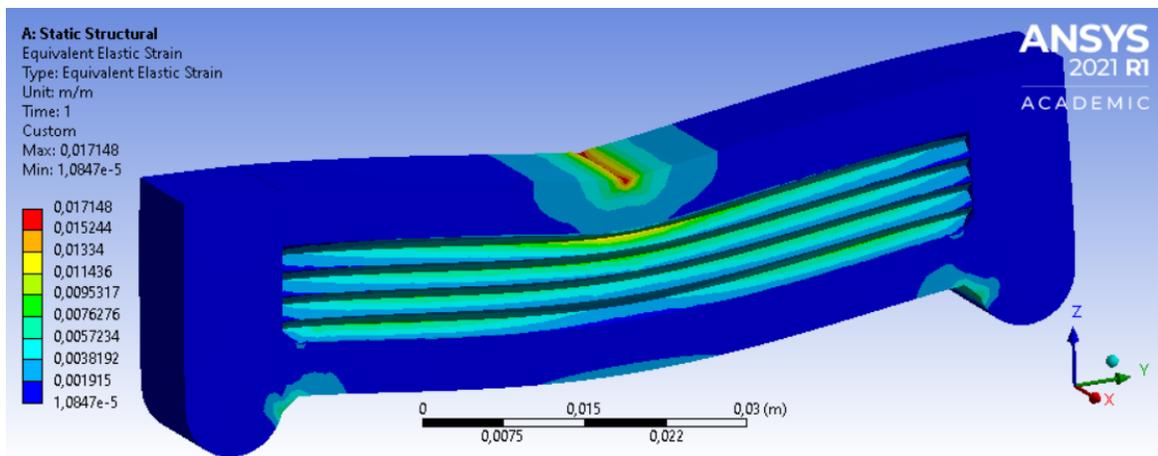


Figura 96: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 2D y alas de 5 mm de espesor.

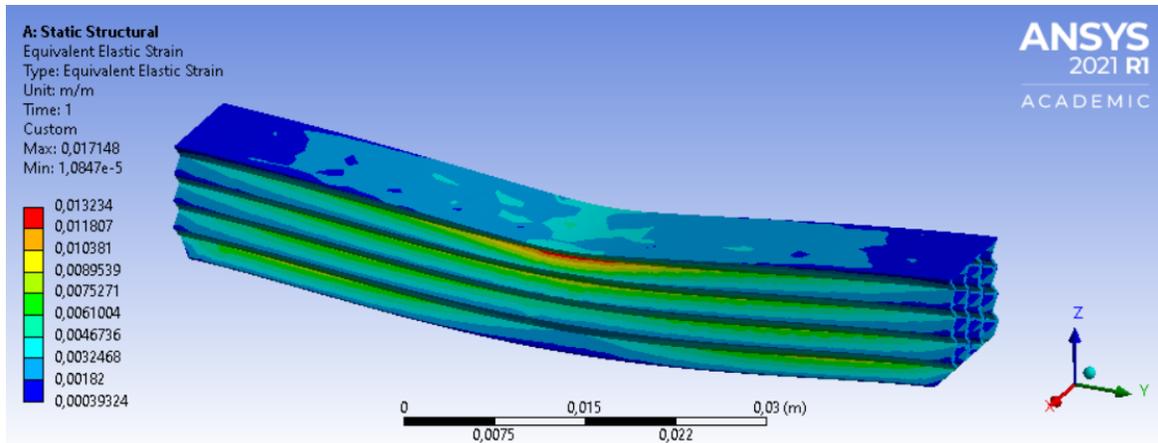


Figura 97: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 5 mm de espesor - Núcleo.

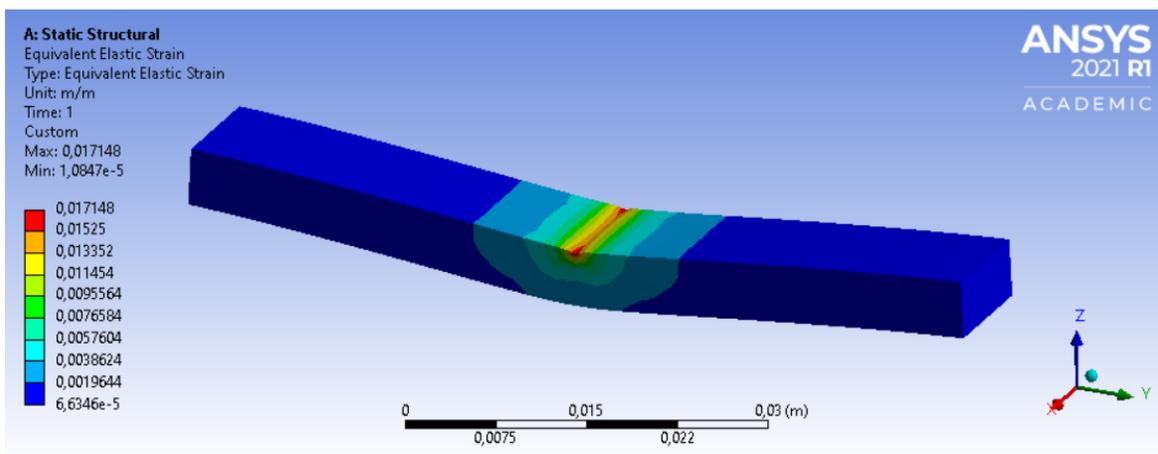


Figura 98: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 5 mm de espesor - Alas.

A.1.3. Alas de espesor 5 mm

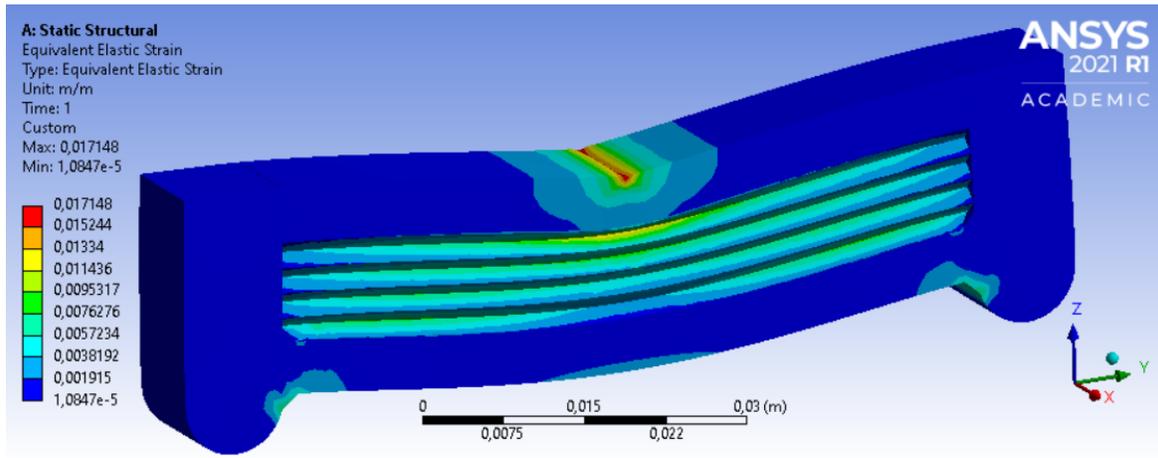


Figura 99: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 5 mm de espesor.

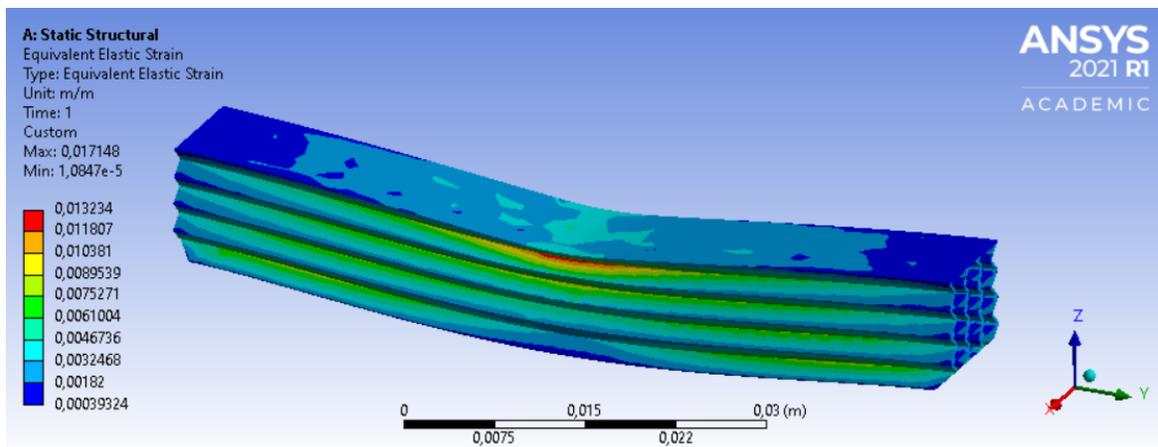


Figura 100: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 5 mm de espesor - Núcleo.

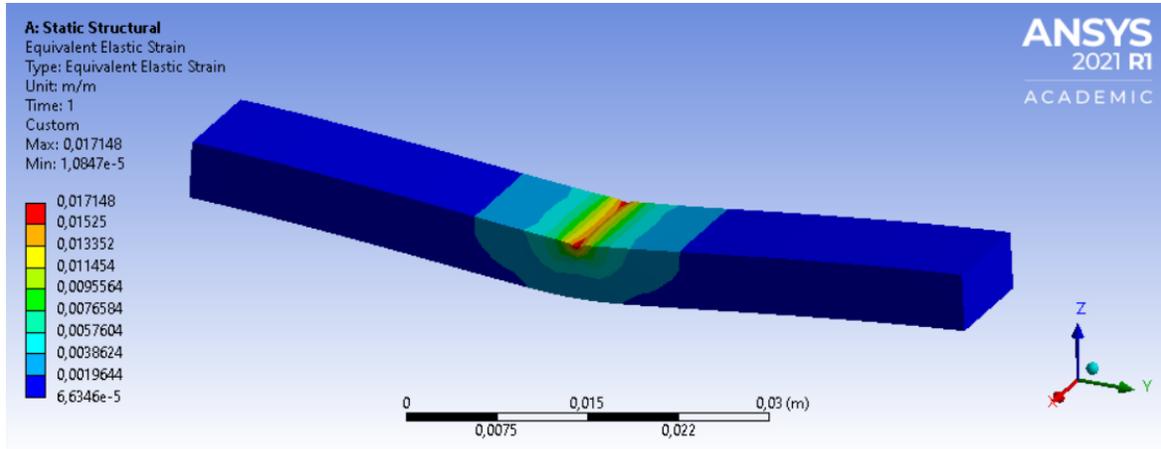


Figura 101: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 2D y alas de 5 mm de espesor - Alas.

A.2. Núcleo de panal de abeja

A.2.1. Alas de espesor 2 mm

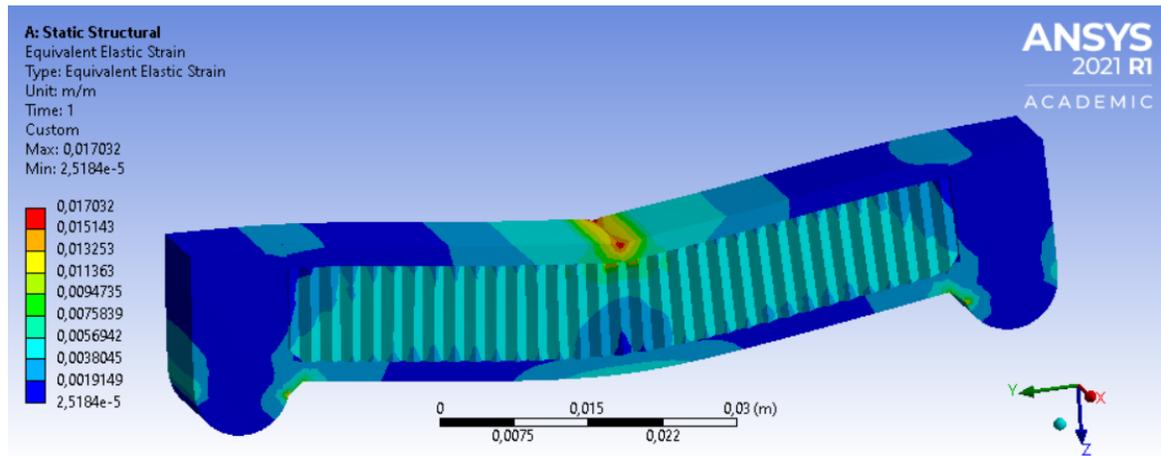


Figura 102: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo ABEJA y alas de 2 mm de espesor.

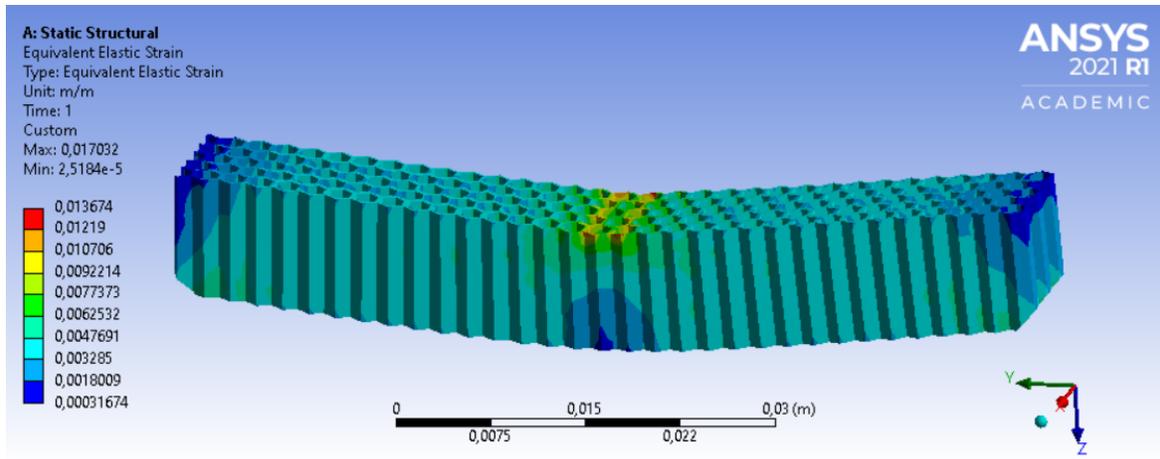


Figura 103: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 2 mm de espesor - Núcleo.

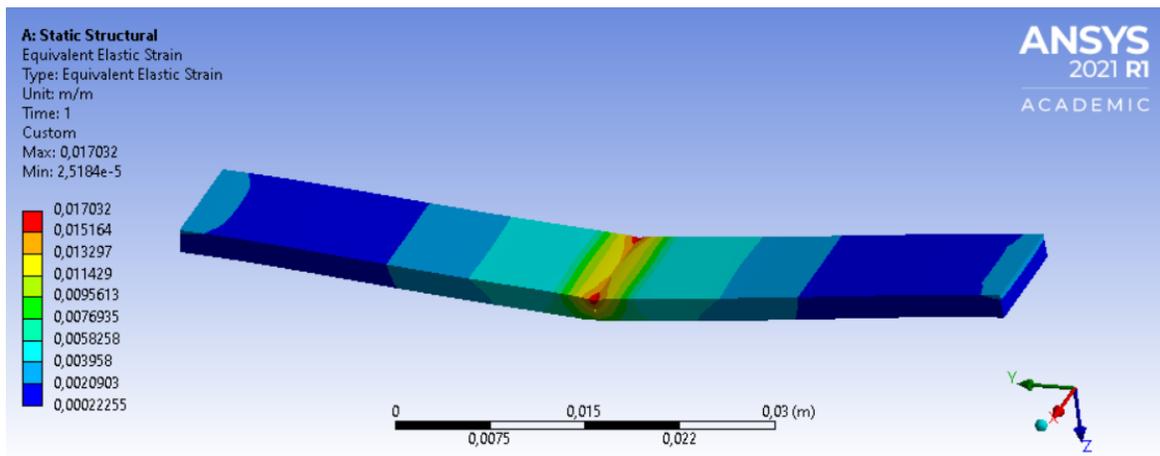


Figura 104: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 2 mm de espesor - Alas.

A.2.2. Alas de espesor 3 mm

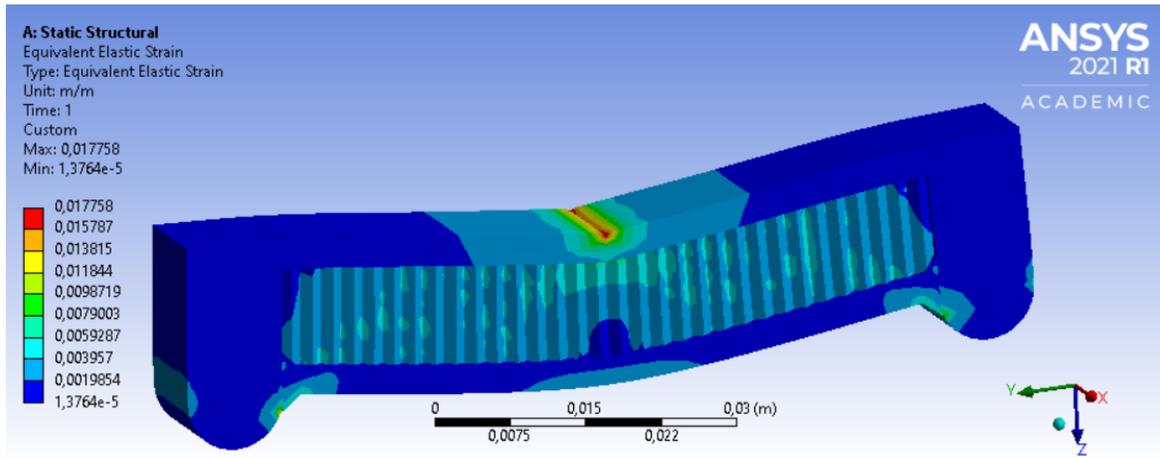


Figura 105: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo ABEJA y alas de 3 mm de espesor.

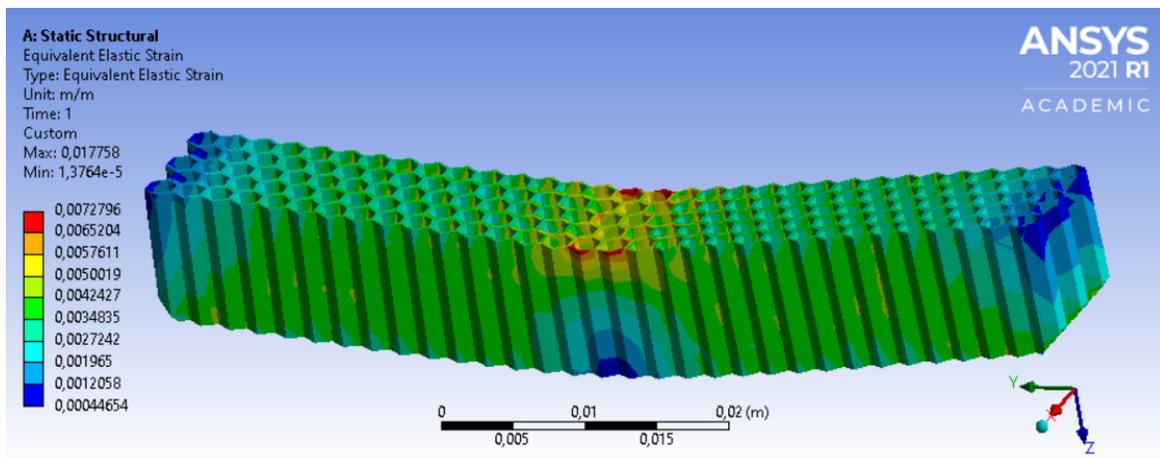


Figura 106: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo ABEJA y alas de 3 mm de espesor - Núcleo.

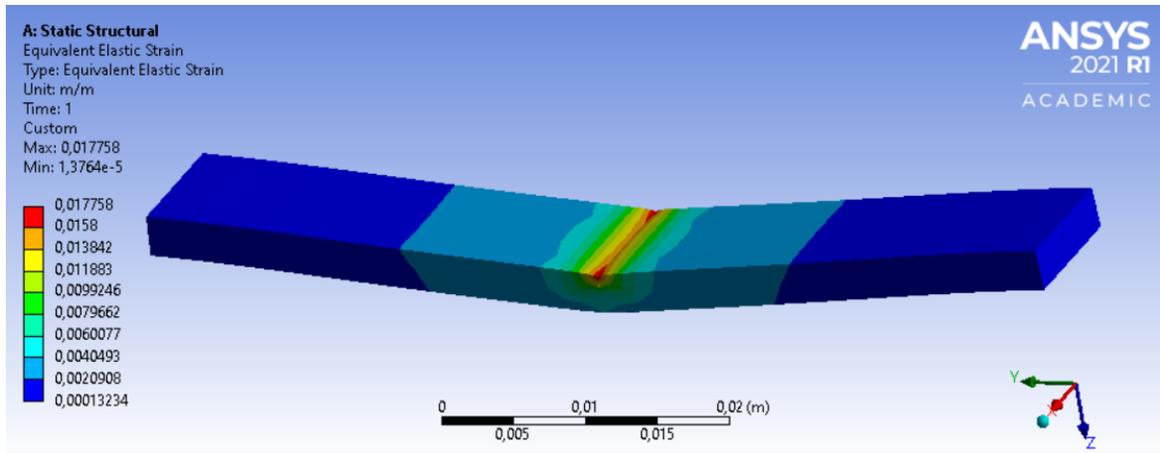


Figura 107: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 3 mm de espesor - Alas.

A.2.3. Alas de espesor 4 mm

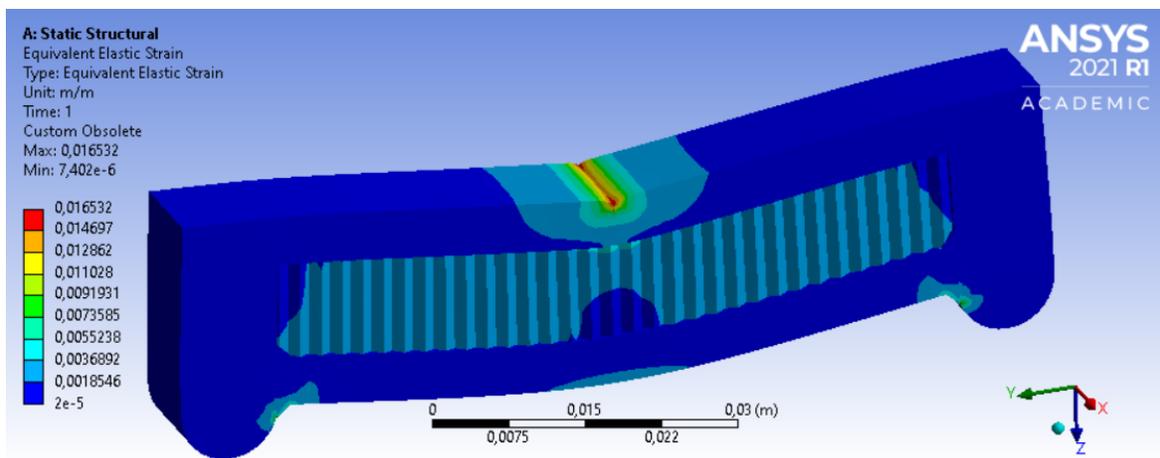


Figura 108: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 4 mm de espesor.

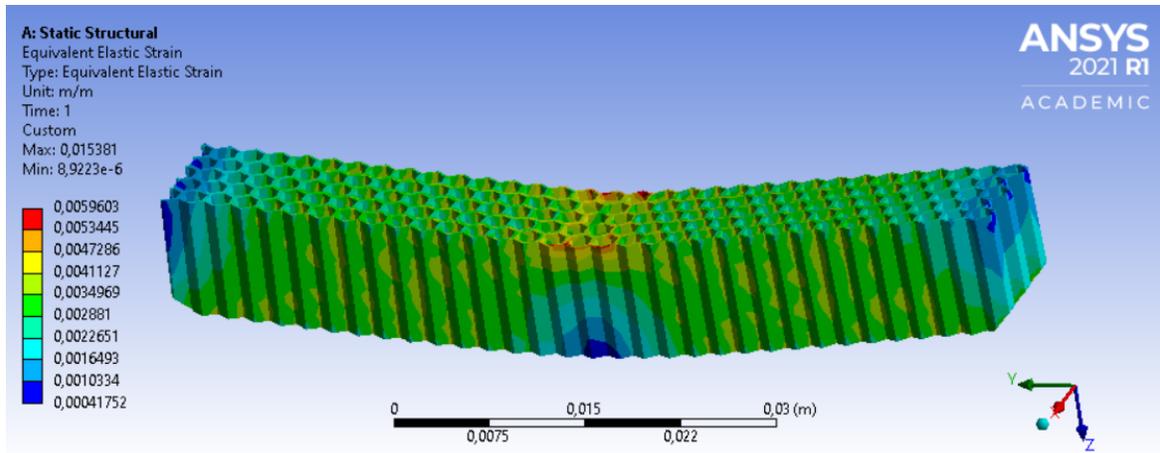


Figura 109: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 4 mm de espesor - Núcleo.

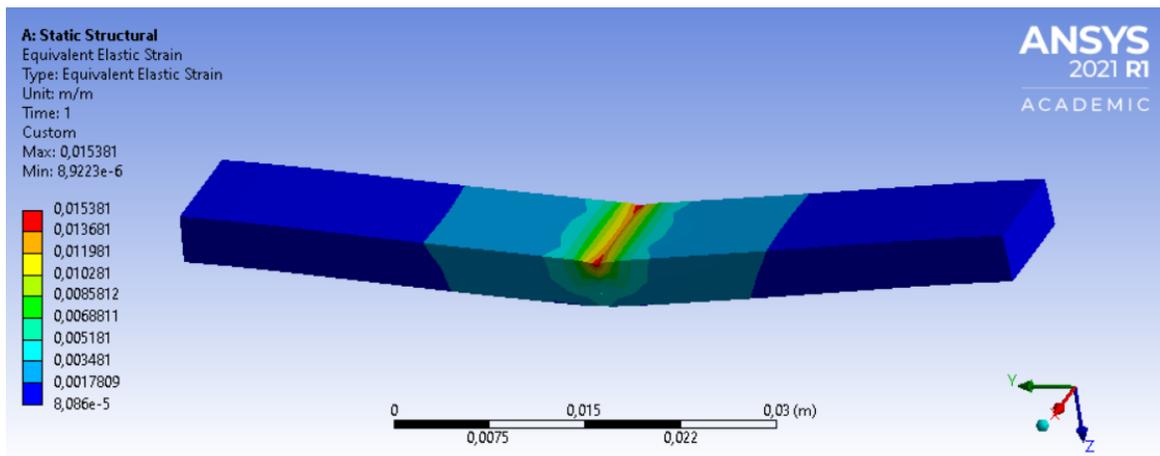


Figura 110: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo ABEJA y alas de 4 mm de espesor - Alas.

A.2.4. Alas de espesor 5 mm

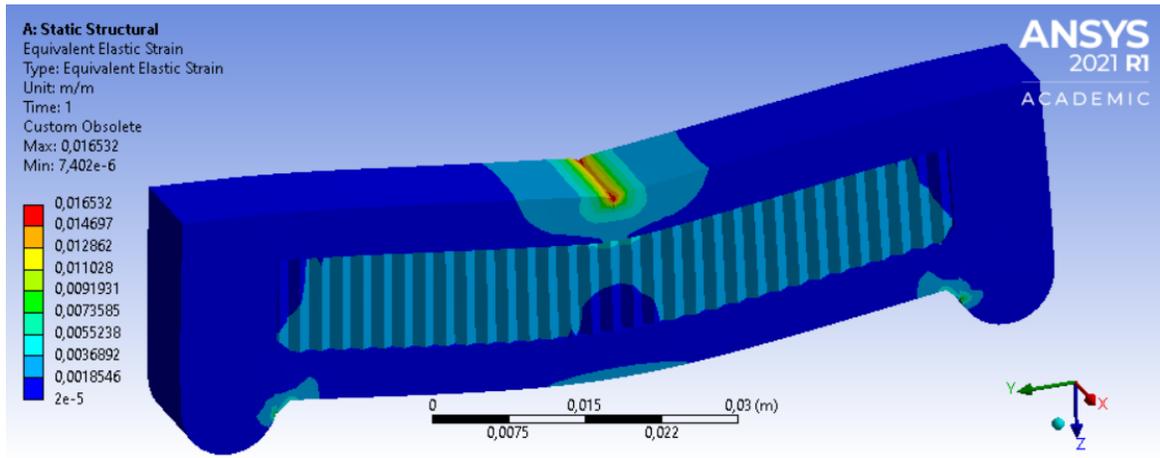


Figura 111: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo ABEJA y alas de 5 mm de espesor.

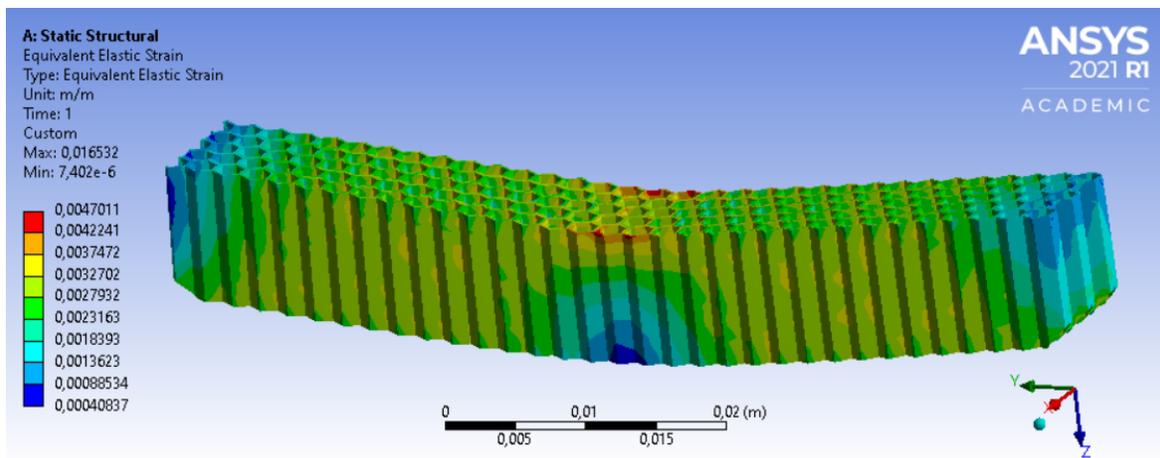


Figura 112: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo ABEJA y alas de 5 mm de espesor - Núcleo.

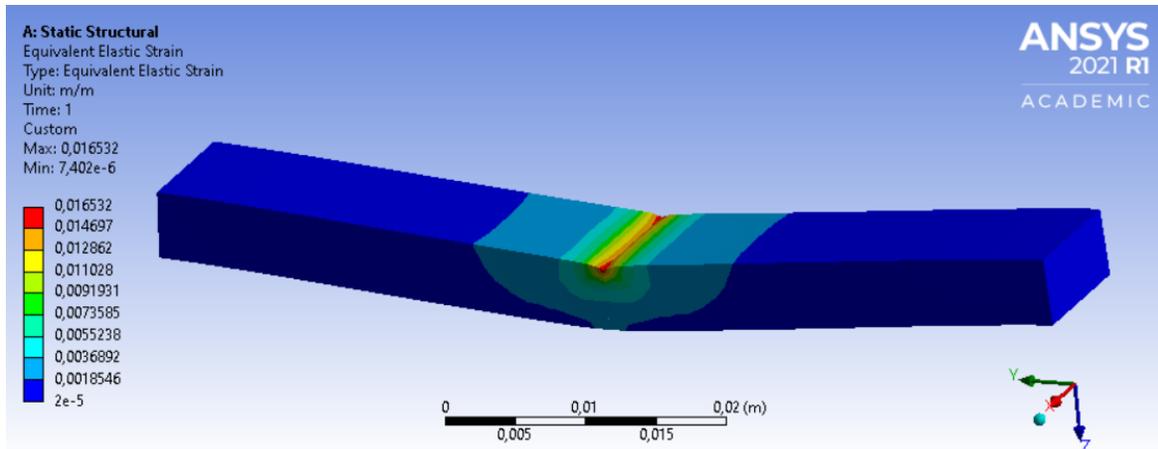


Figura 113: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo ABEJA y alas de 5 mm de espesor - Alas.

A.3. Núcleo EVANS 3D

A.3.1. Alas de espesor 2 mm

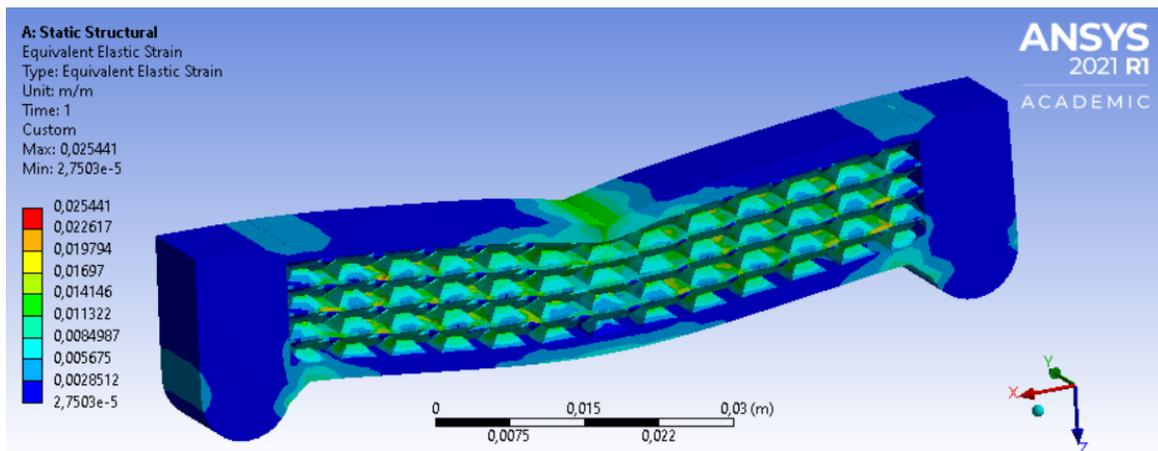


Figura 114: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 3D y alas de 2 mm de espesor.

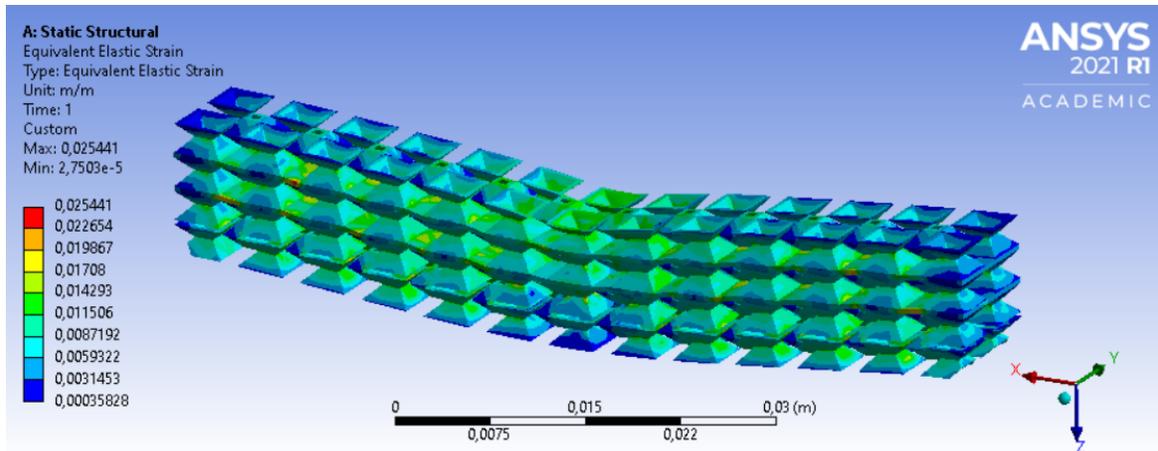


Figura 115: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 3D y alas de 2 mm de espesor - Núcleo.

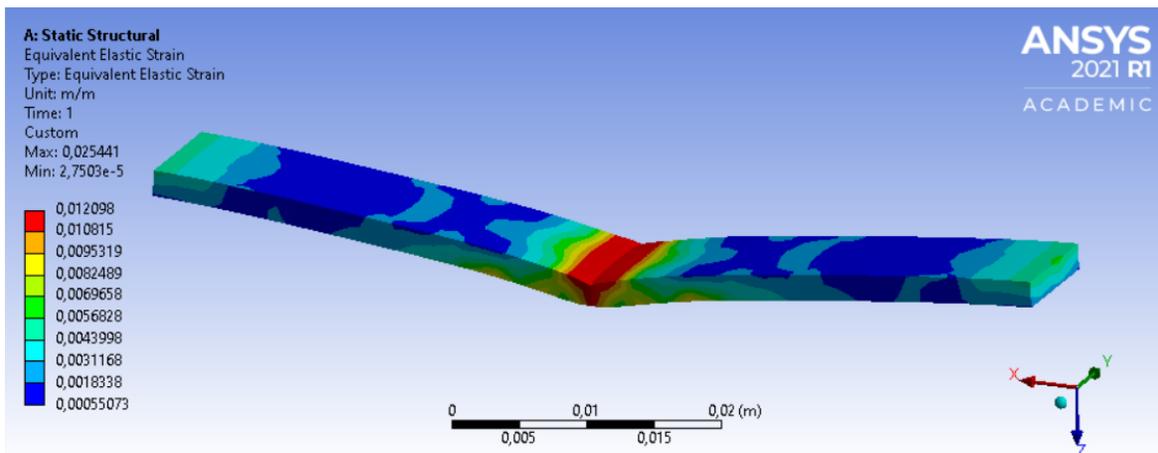


Figura 116: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 3D y alas de 2 mm de espesor - Alas.

A.3.2. Alas de espesor 4 mm

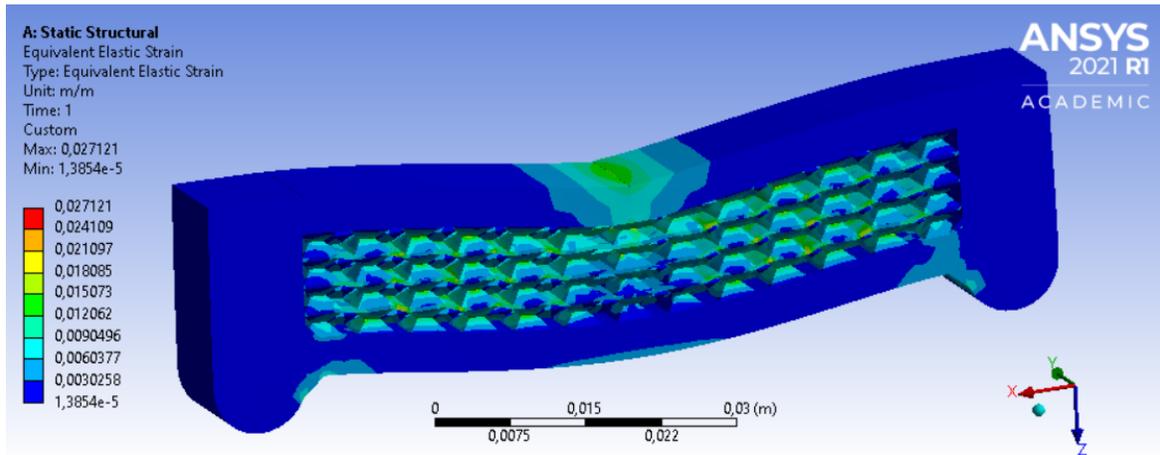


Figura 117: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 3D y alas de 4 mm de espesor.

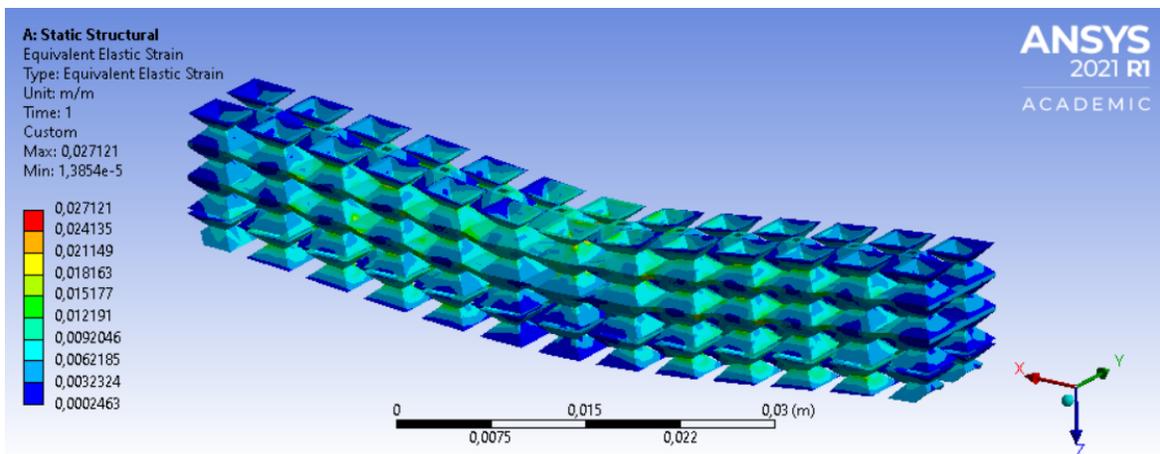


Figura 118: Deformación equivalente de Von Mises para núcleo EVANS 3D y alas de 4 mm de espesor - Núcleo.

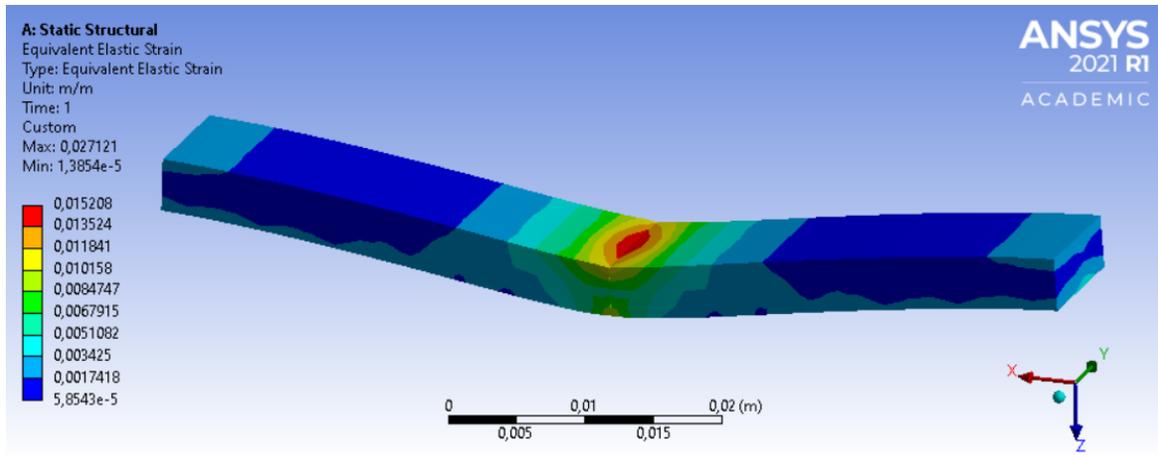


Figura 119: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 4 mm de espesor - Alas.

A.3.3. Alas de espesor 5 mm

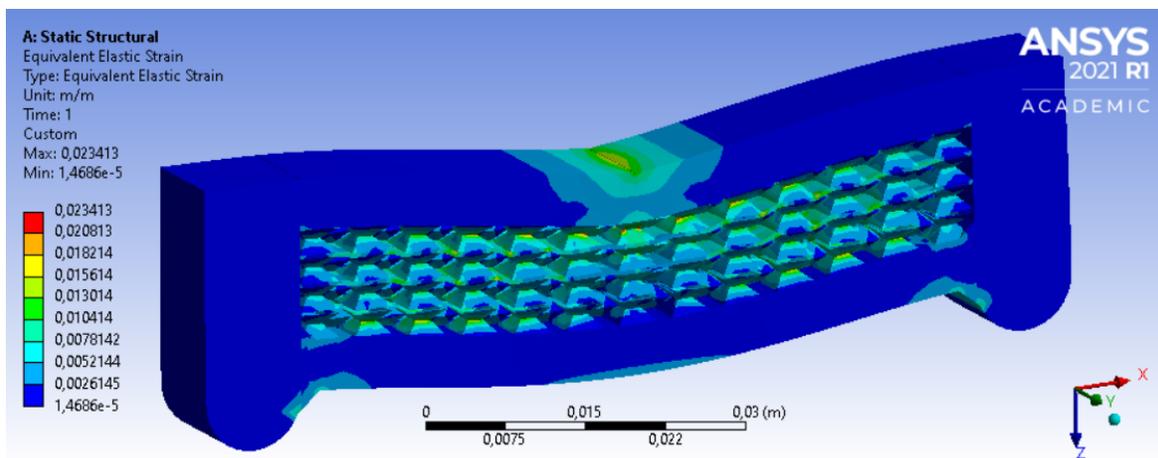


Figura 120: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 5 mm de espesor.

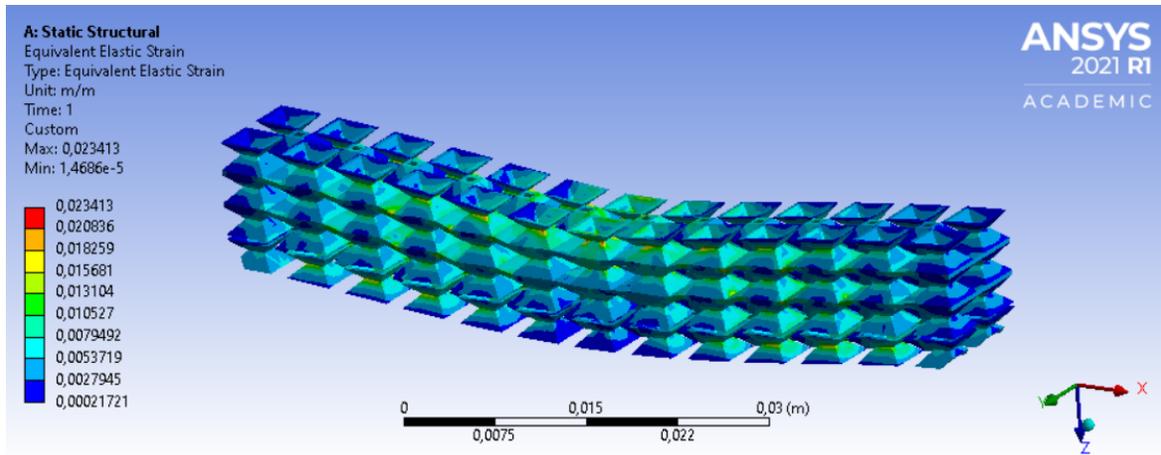


Figura 121: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 5 mm de espesor - Núcleo.

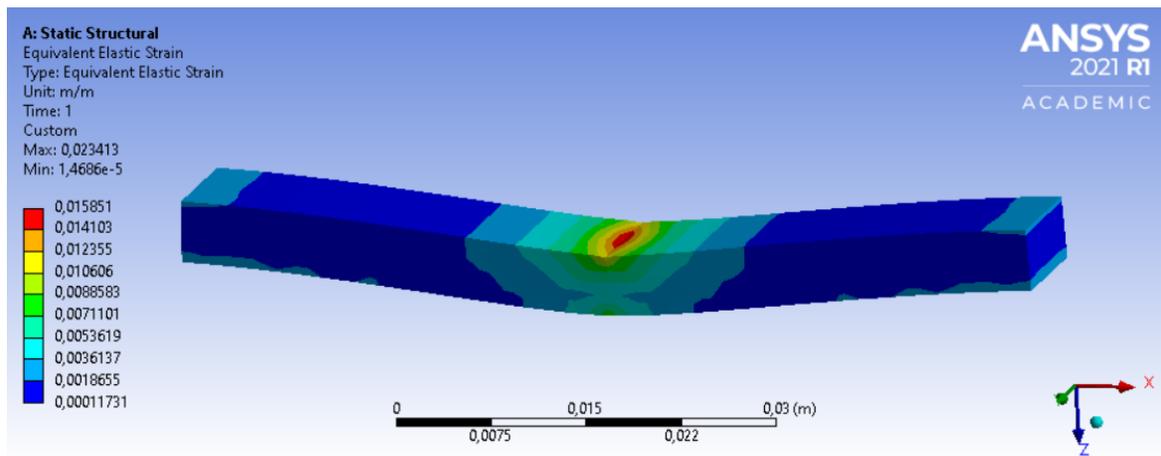


Figura 122: Deformación equivalente de Von Misses para núcleo EVANS 3D y alas de 5 mm de espesor - Alas.