

Planteamiento de la estructura celular de un metamaterial para el diseño y construcción de un eje de transmisión de potencia fabricado mediante manufactura aditiva

Juan Pablo Chacón Acevedo y Dayana Vanessa González Martínez

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director

Heller Guillermo Sánchez Acevedo

PhD. Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional

Codirector

German Adolfo Díaz Ramírez

PhD. Ingeniería de materiales

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Programa Académico

Bucaramanga

2023

Dedicatoria por parte de Juan P. Chacón

La culminación de este trabajo y esta fase de mi vida marca un hito significativo, revelando que, con disciplina y tenacidad, se forjan grandiosos destinos. Este es el final que da inicio a un nuevo capítulo, donde aguardan metas y proyectos majestuosos. Mi dedicatoria se extiende a mi madre, mi luz; a mi hermana, mi inspiración; a mi padre, mi apoyo; y a todos aquellos que, en diferentes momentos, extendieron su mano a lo largo de esta travesía, creyendo inquebrantablemente en mí. Por último, me dedico a mí mismo este logro, como testamento de que soy capaz de alcanzar cualquier meta que me proponga.

Dedicatoria por parte de Dayana González

Deseo dedicar la finalización de este libro a mi querida madre, Jacqueline Martínez, quien ha sido mi fuente de inspiración, mi firme apoyo y la luz que ilumina mi camino. Tu confianza inquebrantable en mí es invaluable, y espero que cada logro que alcance sea un tributo a nuestro amor incondicional. Te amo profundamente y agradezco todo lo que has hecho.

Agradecimientos por parte de Juan Pablo Chacón

En primer lugar, quiero expresar mi sincero agradecimiento a mi compañera Dayana, cuyo incansable esfuerzo y comprensión fueron fundamentales para culminar con éxito este trabajo. Su apoyo constante hizo posible enfrentar los desafíos que encontramos a lo largo del proceso.

También deseo agradecer a nuestros directores, quienes estuvieron siempre disponibles para resolver nuestras dudas y brindarnos orientación. Su experiencia y dedicación fueron invaluable.

Agradezco a la Escuela de Ingeniería Mecánica de la UIS por proporcionarnos los espacios e instalaciones necesarios para llevar a cabo este proyecto.

Por último, quiero expresar mi gratitud a todas las personas que contribuyeron de diversas maneras para hacer realidad este proyecto. Su colaboración y apoyo fueron esenciales en este camino.

A todos ustedes, les doy las gracias de todo corazón.

Agradecimientos por parte de Dayana González

Expreso mis agradecimientos a:

A cada integrante de mi familia, quienes me escucharon, me dieron consejos y me brindaron su colaboración cada vez que fue necesario, y quienes me acompañaron en cada paso dado en este proyecto.

El ingeniero Heller Guillermo Sánchez, nuestro director, por todo el apoyo y la colaboración brindada durante el desarrollo del proyecto. Desde el aporte de ideas, correcciones, préstamo de equipo y material, entre otros. Sin su ayuda este proyecto no habría sido posible.

El ingeniero German Alfonso Díaz, nuestro codirector, por su orientación en el proceso de manufactura, su conocimiento en el área fue importante para la culminación del proyecto.

Juan Pablo Chacón, mi compañero durante toda la carrera y esta travesía, su familia y novia quienes con sus aportes y apoyo me permitieron culminar este proceso.

A cada uno de mis amigos, especialmente a Brian Morales, Antonio Redondo y Sebastián Tapia, y las diferentes personas que me brindaron consejos y la ayuda para llevar a cabo las diferentes actividades del proyecto, quienes me ayudaron a superar cada desafío que se presentaba.

A María René, quien no dudo dos veces en ayudarnos cada vez que fuera necesario, su colaboración fue imprescindible para este proyecto, y a los diferentes miembros de la Escuela de Ingeniería mecánica que permitió culminar este proceso.

Tabla de Contenido

	Pág.
Resumen.....	14
Introducción	16
1. Objetivos.....	19
1.1. Objetivo general.....	19
1.2. Objetivos específicos	19
2. Marco teórico.....	20
2.1. Metamateriales mecánicos.....	20
2.2. Manufactura aditiva	24
2.2.1. Modelado por Deposición Fundida (FDM)	27
2.3. Torsión.....	29
2.4. Método de elementos finitos.....	32
2.5. Análisis modal	34
3. Metodología	36
3.1. Diseño conceptual y propuestas de la geometría de la celda unitaria.....	36
3.1.1. Propiedades del material.....	36
3.1.2. Cálculo del torque teórico.....	37
3.1.3. Estudio bibliográfico de metamateriales sometidos a torsión.....	38
3.1.4. Planteamiento de las propuestas	38
3.1.4.1. Propuestas tipo rejilla.....	39
3.1.4.1.1. Estructura honeycomb.	39
3.1.4.1.2. Estructura cuadrada.....	40

3.1.4.1.3. Estructura triangular.....	41
3.1.4.2. Propuestas tipo hélice.	42
3.1.4.2.1. Estructura hélices radiales.....	42
3.1.4.2.2. Estructura hélices tangenciales.	43
3.1.4.2.3. Estructura hélices curvas.....	43
3.2. Análisis estático de las alternativas.....	44
3.2.1. Comportamiento estático área 1 de las alternativas.....	46
3.2.2. Comportamiento estático área 2 de las alternativas.....	47
3.2.3. Comportamiento estático área 3 de las alternativas.....	47
3.3. Análisis modal de frecuencias naturales.....	48
3.3.1. Comportamiento modal área 1 de las alternativas.....	50
3.3.2. Comportamiento modal área 2 de las alternativas.....	50
3.3.3. Comportamiento modal área 3 de las alternativas.....	51
3.4. Selección de las alternativas y matriz QFD.....	52
4. Diseño de la sección del eje.....	53
4.1. Variación de la longitud en los modelos.....	54
4.2. Diámetro mínimo.....	57
4.3. Propuesta de estructura final.....	59
5. Manufactura de la alternativa y montaje del banco.....	64
5.1. Diseño del montaje del banco de prueba.....	64
5.1.1. Diseño de la brida.....	65
5.1.2. Prototipo del eje.....	66
5.2. Proceso de impresión 3D.....	67

5.2.1. Configuración software MultiMaker Cura.....	69
5.2.2. Proceso de impresión	71
5.3. Análisis modales experimentales	73
5.4. Montaje del banco de prueba	74
5.4.1 Estimación de la fuerza de frenado	75
5.4.2. Ensamblaje del banco de prueba.....	77
5.4.3. Puesta en marcha y diseño de prueba	78
5.4.4. Resultados del diseño de prueba	79
6. Conclusiones	81
7. Recomendaciones	83
Referencias Bibliográficas	84
Anexos	91

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. Propiedades del PLA	36
Tabla 2. Mariz QFD selección de alternativas.....	53
Tabla 3. Parámetros de impresión.....	71
Tabla 4. Tiempos de impresión.....	72

Lista de Figuras

Figura 1 Estructura celular tipo lattice sinusoidal (Jiang et al., 2020).....	20
Figura 2 Clasificación general de los metamateriales.....	21
Figura 3 a) Bloque sometido a una fuerza. b) Modificación de la geometría de un bloque	21
Figura 4 Respuesta de un metamaterial ante una fuerza F	22
Figura 5 Respuesta de un metamaterial tipo Honeycomb ante compresión	22
Figura 6 Clasificación de los metamateriales mecánico	24
Figura 7 Proceso general de manufactura aditiva	25
Figura 8 Estrategia global de diseño para manufactura aditiva	26
Figura 9 Esquema de FMD (Sharma & Rai, 2022)	28
Figura 10 Representación del grosor de capa FDM (Solomon et al., 2021).....	29
Figura 11 Deflexión angular de una barra sometida a torsión pu	30
Figura 12 Esfuerzo cortante en la sección transversal de un eje.....	30
Figura 13 Factor de concentración de esfuerzos de torsión (Hibbeler, 2011)	31
Figura 14 Mallado de geometría 3D en ANSYS Workbench.....	33
Figura 15 Técnicas para el análisis modal.	35
Figura 16 Placa del motor eléctrico.	37
Figura 17 Estructura propuesta de honeycomb.....	40
Figura 18 Estructura propuesta de cuadrados.	40
Figura 19 Estructura propuesta de triángulos.	41
Figura 20 Estructura propuesta hélices radiales.....	42
Figura 21 Estructura propuesta hélices tangenciales.	43
Figura 22 Estructura propuesta hélices curvas.....	44

Figura 23 Esfuerzos análisis estático propuestas.....	45
Figura 24 Deformaciones análisis estáticos propuesta.....	45
Figura 25 Frecuencias propuestas grande.....	49
Figura 26 Frecuencias propuestas mediano.....	49
Figura 27 Frecuencias propuestas pequeña.....	50
Figura 28 Gráfica esfuerzos diámetro 30 [mm].....	54
Figura 29 Grafica deformación diámetro 30 [mm].....	54
Figura 30 Gráfica esfuerzos diámetro 15 [mm].....	57
Figura 31 Gráfica de deformaciones diámetro 15[mm].....	57
Figura 32 Gráfica factores de seguridad diámetro 15 [mm].....	58
Figura 33 Gráfico de esfuerzos diámetro 20 [mm].....	60
Figura 34 Gráfico de deformaciones diámetro 20[mm].....	60
Figura 35 Gráfico factores de seguridad 20[mm].....	61
Figura 36 Frecuencias naturales longitud 5 [cm].....	62
Figura 37 Frecuencias naturales longitud 10[cm].....	62
Figura 38 Frecuencias naturales longitud 15[cm].....	63
Figura 39 Motor eléctrico.....	65
Figura 40 Brida.....	65
Figura 41 Prototipos finales.....	67
Figura 42 Impresora Ender 5 Plus.....	68
Figura 43 Disposición de los modelos en el software Multimaker.....	70
Figura 44 Eje rejilla Honeycomb y Hélices Radiales.....	72
Figura 45 Sección rejilla Honeycomb y Hélices Radiales.....	72

Figura 46 Montaje final del banco.....	77
Figura 48 Documentos por país o territorio.....	92
Figura 49 Palabras clave.....	92
Figura 50 Análisis por autores de VOSviewer.....	93
Figura 51 Calidad de mallado para la brida.....	160
Figura 52 Deformación de la brida.....	161
Figura 53 Esfuerzos en la brida.....	161
Figura 54 Montaje análisis modal.....	162
Figura 55 Geometría en OROS Modal.....	163
Figura 56 Frecuencias y fase estructura Hélices Radiales.....	164
Figura 57 Frecuencia y fase estructura Honeycomb.....	164
Figura 58 "Modal indication function" Hélices Radiales.....	165
Figura 59 "Modal indication function" Honeycomb.....	165

Lista de Apéndices

Anexo A. Análisis bibliométrico en base de datos SCOPUS	91
Anexo B. Información recolectada en el análisis bibliográfico	95
Anexo C. Propiedades geométricas de las alternativas	100
Anexo D. Resultados análisis estáticos de las alternativas	102
Anexo E. Simulaciones estáticas de las alternativas	103
Anexo F. Resultados de los Análisis modales de las alternativas	109
Anexo G. Simulaciones de los análisis modales de las alternativas	111
Anexo H. Resultados de los análisis estáticos y modales de las alternativas seleccionadas	129
Anexo I. Simulaciones estáticas y modales de las alternativas seleccionadas	130
Anexo J. Resultados de los análisis estáticos y modales para establecer el diámetro mínimo...	139
Anexo K. Simulaciones de los análisis estáticos y modales para establecer el diámetro mínimo	140
Anexo L. Resultados estáticos y modales de las secciones de ejes finales.....	149
Anexo M. Simulaciones estáticas y modales de las secciones de ejes finales.....	150
Anexo N. Diseño de la brida.....	159
Anexo Ñ. Análisis modal experimental (EMA)	162

Resumen

Título: Planteamiento de la estructura celular de un metamaterial para el diseño y construcción de un eje de transmisión de potencia fabricado mediante manufactura aditiva*

Autor: Juan Pablo Chacón Acevedo y Dayana Vanessa González Martínez**

Palabras Clave: Metamateriales, Torsión, Manufactura aditiva, Transmisión de potencia, Análisis modal experimental

Descripción:

La implementación de nuevas técnicas de manufactura, como la impresión 3D, ha abierto nuevas posibilidades de estudio en la forma en que se diseñan las estructuras. Un ejemplo de esto es el campo de los metamateriales, que presentan geometrías y características poco comunes en la naturaleza. En el ámbito de la ingeniería, se busca obtener elementos mecánicos que tengan un rendimiento alto en términos de su relación peso-eficiencia, y los metamateriales se perfilan como una opción prometedora en este sentido.

Este trabajo se enfoca en el diseño y prueba de un eje sometido a torsión utilizando dos tipos de metamateriales mecánicos: uno con una estructura tipo rejilla y otro con una estructura tipo hélices. Inicialmente, se propusieron seis diseños con el objetivo de evaluar el comportamiento de las celdas unitarias, tres de cada tipo de estructura. Estas propuestas se caracterizaron mediante análisis estáticos realizados en ANSYS. Entre las estructuras evaluadas, se identificaron como las más prometedoras la estructura tipo "Honeycomb" y la estructura de "Hélices Radiales". Posteriormente, se llevaron a cabo análisis adicionales para determinar cómo se comportaban estas estructuras al variar su longitud y diámetro. También se realizaron análisis modales para identificar los primeros seis modos de vibración asociados con las frecuencias naturales de cada estructura en cada etapa del proyecto.

Para evaluar el comportamiento de estas estructuras en un entorno real, se diseñaron y fabricaron los dos ejes con las mejores alternativas utilizando el método FDM de manufactura aditiva, empleando PLA común y PLA reforzado. Además, se construyó un banco experimental que incorporo un motor eléctrico al que se acoplaron los ejes. En este, se montó un mecanismo de frenado que permitió simular la transmisión de potencia y evaluar el comportamiento cualitativamente de los ejes ante la torsión. También se realizó un Análisis Modal Experimental (EMA) en donde se validaron los resultados de los modos de vibración obtenidos en las simulaciones computacionales.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Ingeniería Mecánica. Director: Heller Guillermo Sánchez Acevedo PhD. Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional. Codirector: German Adolfo Díaz Ramírez PhD. Ingeniería de materiales.

Abstract

Title: Proposal for the cellular structure of a metamaterial for the design and construction of a transmission shaft manufactured through additive manufacturing*

Author(s): Juan Pablo Chacón Acevedo and Dayana Vanessa Gonzalez Martinez**

Key Words: Metamaterial, Torsion, Additive Manufacturing, Power Transmission, Experimental Modal Analysis

Description:

Implementing new manufacturing techniques, such as 3D printing, has opened new possibilities for studying how structures are designed. An example of this is in the field of metamaterials, which exhibit geometries and characteristics uncommon in nature. In the realm of engineering, the quest is to obtain mechanical elements that perform well in terms of their weight-efficiency ratio, and metamaterials are emerging as a promising option in this regard.

This work focuses on designing and testing a torsional shaft using two types of mechanical metamaterials: one with a grid-like structure and another with a helix-like structure. Initially, six designs were proposed to evaluate the behavior of unit cells, three of each type of structure. These proposals were characterized through static analyses conducted in ANSYS. Among the evaluated structures, the "Honeycomb" and "Radial Propeller" structures were identified as the most promising. Subsequently, additional analyses were performed to determine how these structures behaved when varying their length and diameter. Modal analyzes were also performed to identify the first six vibration modes associated with the natural frequencies of each structure at each stage of the project.

To assess the behavior of these structures in a real-world environment, the two shafts were designed and fabricated using the Fused Deposition Modeling (FDM) additive manufacturing method, employing both common PLA and reinforced PLA. Furthermore, an experimental setup was designed, incorporating an electric motor to which the shafts were coupled. This setup included a braking mechanism that simulated power transmission and allowed for the evaluation of shaft behavior under torsion. An Experimental Modal Analysis (EMA) was also conducted to validate the results of the vibration modes obtained in the computational simulations.

* Degree Work

** Faculty of Physical Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Mechanical Engineering. Director: Heller Guillermo Sánchez Acevedo PhD. Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional. Codirector: German Adolfo Díaz Ramírez PhD. Ingeniería de materiales.

Introducción

Las propiedades mecánicas han sido una de las áreas más importantes y estudiadas dentro del campo de los materiales, puesto que es relevante conocer su comportamiento en las aplicaciones de ingeniería. Décadas atrás, estas se podían modificar solamente mediante la variación de los porcentajes en su composición química y el uso de tratamientos térmicos, obteniendo propiedades específicas para cada aplicación (Surjadi et al., 2019).

En el campo de la ingeniería, al hablar sobre elementos mecánicos que permitan la transmisión de potencia, es indudable pensar en los ejes de transmisión. Estos componentes deben ser capaces de soportar esfuerzos cíclicos causados por la deflexión combinada y la torsión que necesitan transmitir (Russell C. Hibbeler, 2011). El material más comúnmente utilizado en la fabricación de ejes es el acero, un metal de alta densidad lo cual los hace elementos pesados. En consecuencia, el transporte y la manipulación de altos volúmenes de este material para su fabricación es costoso. Asimismo, cuando se trata de geometrías complejas, los aceros tradicionales pueden requerir tiempos de fabricación elevados. Además, se ven afectados por problemas en su manufactura como la oxidación, corrosión y las tensiones internas que pueden producir grietas o astillas (Bruggeling, 1956; Zanotti, 2007). Por estos motivos, en la actualidad se están investigando activamente nuevas formas de desarrollar materiales más livianos, asequibles y resistentes.

Los metamateriales son materiales fabricados por el hombre que se componen por microestructuras diseñadas en forma de celdas, las cuales proporcionan propiedades mecánicas únicas que generalmente no son encontradas en la naturaleza. Inicialmente, los metamateriales fueron propuestos por Veselago en los años 60 (Boardman, 2011), pero no se contaba con la

tecnología suficiente para su fabricación ni implementación. Según revisiones bibliográficas, aunque los metamateriales han demostrado resultados positivos en los estudios, todavía se encuentran en una fase de desarrollo debido a la gran variedad de posibilidades que se pueden dar, tanto en las configuraciones como en las aplicaciones. Sin embargo, debido a los avances en técnicas de manufactura aditiva y capacidades computacionales para simulación, su desarrollo ha ganado impulso como una alternativa innovadora en ingeniería.

A partir de lo dicho anteriormente, los metamateriales surgen como oportunidad de reemplazar los métodos convencionales en la fabricación de ejes, abordando las problemáticas que conllevan. Esto inicialmente permitiría la obtención de nuevas estructuras que soporten la torsión a la que están sometidos. Simultáneamente, se busca la integración de los metamateriales en sistemas mecánicos con el fin de lograr componentes más asequibles, resistentes y ligeros. Por este motivo, se considera la pregunta de investigación de este proyecto, ¿Es posible plantear la estructura de un metamaterial para el diseño y fabricación de un eje de transmisión sometido a torsión?

La puesta en marcha de este proyecto se justifica debido a que la adopción de metamateriales proporciona ventajas tanto desde una perspectiva mecánica como económicas en el diseño ejes mecánicos. Gracias a la manufactura aditiva, los metamateriales utilizan el material solo donde es necesario, reduciendo así el desperdicio en comparación con los materiales tradicionales (Seepersad, 2014). Las estructuras diseñadas son fabricadas mediante impresión 3D, lo que conlleva una disminución en los tiempos de producción y los problemas asociados con la fabricación.

Así mismo, dado que la estructura celular puede ser diseñada para un tipo de aplicación determinada, es posible obtener elementos mecánicos con propiedades tales como ligereza,

resistencia y rigidez en gran medida. La reducción en el peso de los componentes se puede traducir en un menor de gasto de energía desde una perspectiva mecánica, ya que se logran mejores relaciones peso-eficiencia (Lu et al., 2022). En consecuencia, mediante la aplicación de metamateriales es viable crear componentes con mayor eficiencia mecánica, al mismo tiempo que se minimiza el desperdicio de material durante la fase de fabricación.

Finalmente, es importante destacar que este proyecto impulsa la investigación de los metamateriales mecánicos aplicados en sistemas de transmisión de potencia. Este enfoque se origina tras realizar un análisis bibliométrico en Scopus, utilizando términos claves como “torsión metamaterial” tal y como se puede apreciar en el anexo A, el cual reveló la ausencia de artículos publicados en Colombia sobre este tema hasta la fecha. En consecuencia, desde la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, se promueve activamente la investigación en áreas de conocimiento ingenieril que abordan temáticas en vía de desarrollo.

1. Objetivos

1.1 Objetivo general

Plantear la estructura celular de un metamaterial para el diseño y construcción de un eje de transmisión de potencia de un motor eléctrico ELECTRO ADDA SpA de 0.25 HP y 1750 rpm, cuya fabricación se realice mediante manufactura aditiva, y cumpla con los requerimientos de torsión generados por el motor.

1.2 Objetivos específicos

Proponer a partir de revisiones bibliográficas la arquitectura de una celda unitaria de metamaterial para someter a cargas torsionales.

Caracterizar a través de pruebas estáticas el comportamiento de la arquitectura celular de metamaterial sometido a torsión mediante un software de simulación.

Diseñar el eje de transmisión teniendo en cuenta la estructura celular definida de metamaterial y su aplicación en el motor eléctrico ELECTRO ADDA SpA de 0.25 HP y 1750 rpm.

Fabricar por medio de manufactura aditiva el prototipo del eje con el fin de evaluar cualitativamente su condición de operación en el motor eléctrico.

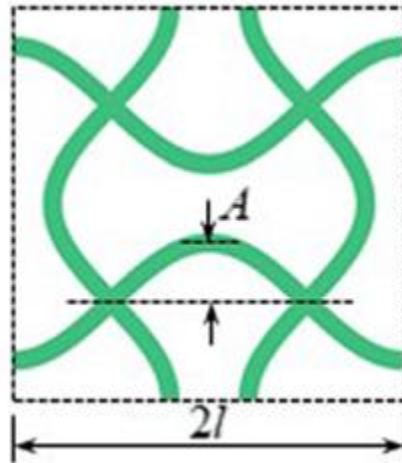
2. Marco teórico

2.1. Metamateriales mecánicos

Los metamateriales son materiales diseñados por el ser humano. Cuyo diseño está dado por una estructura celular donde se contemplan algunas configuraciones como lattices sinusoidales (ver Figura 1) y biomimética. Los primeros son una celda unitaria creada a partir de ondas sinusoidales, mientras que la biomimética se inspira en la naturaleza, ejemplo de ello son las estructuras honeycomb que se basan en un panal de abejas, entre otros.

Figura 1

Estructura celular tipo lattice sinusoidal



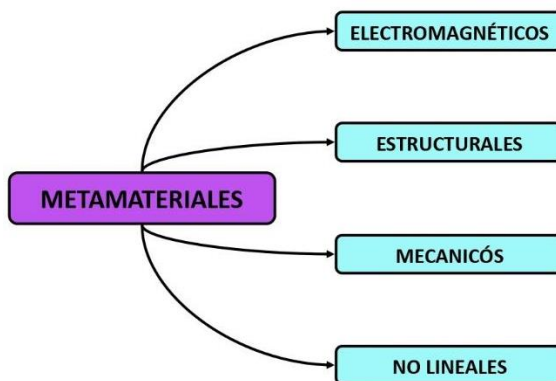
Nota. Tomado de Jiang, H., Zhang, Z., & Chen, Y. (2020). *3D printed tubular lattice metamaterials with engineered mechanical performance*. *Applied Physics Letters*, 117(1), 011906.

Puesto que el estudio de los metamateriales es reciente no existe una definición normalizada para estos, sin embargo, algunos autores dan su concepto propio como lo hace Walser R, quien los define como: “un compuesto macroscópico con una arquitectura celular periódica, tridimensional y hecha a medida. Diseñada para producir una combinación optimizada, de dos o más respuestas a una de una excitación específica.” (Walser, 2001). Mientras, Tama Franco en su

trabajo *Los metamateriales* menciona que: “la palabra “meta”, significa “más allá”, por tal motivo los metamateriales son “más allá que materiales”” (Tama Franco, 2014).

Figura 2

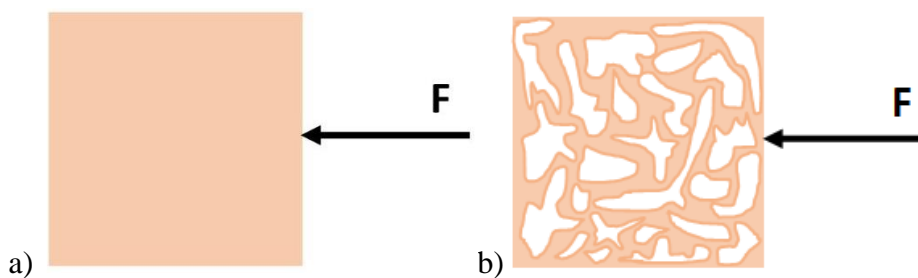
Clasificación general de los metamateriales



Dentro de los metamateriales se encuentran ciertas ramas de investigación principales, las cuales se observan en la Figura 2. Guevara Corso Jeffrey, et al. hacen referencia a que los metamateriales mecánicos (mMMs) son una categoría dentro de este tipo de materiales, la cual se centra en la manipulación de las propiedades mecánicas (J et al., 2022). Las diversas geometrías dadas para cada metamaterial diseñado generan diferentes propiedades en cada uno de estos. De tal manera se logra que dichas propiedades sean únicas y no encontradas en la naturaleza.

Figura 3

a) Bloque sometido a una fuerza. b) Modificación de la geometría de un bloque



Considerando que se tiene un bloque de un material sometido a una fuerza F , como se evidencia en la Figura 3a. La respuesta está dada por la geometría y el material del que está hecho el bloque. Por ejemplo, si a este se le retiran partes de material de manera aleatoria (ver Figura 3b), el comportamiento será completamente diferente y se podrían tener infinitas respuestas mecánicas a la fuerza aplicada, lo que conlleva a que su estudio sea realmente complejo.

Cuando la distribución de material se realiza mediante patrones geométricos, es posible conocer y estudiar la respuesta mecánica del material, tal como se ve en las figuras 4 y 5, en las que se observa la misma cantidad de material y la misma carga aplicada al bloque, pero con diferentes estructuras internas, lo que ocasiona respuestas completamente distintas. En la figura 4 se evidencia que se comprime, mientras que en la figura 5 las celdas se expanden verticalmente.

Figura 4

Respuesta de un metamaterial ante una fuerza F

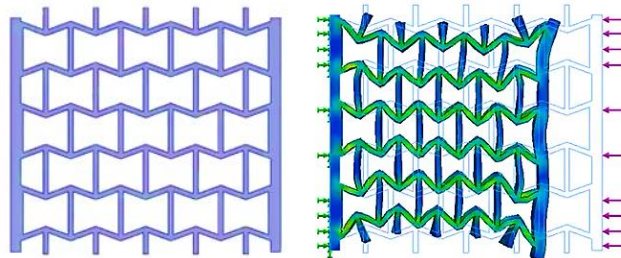
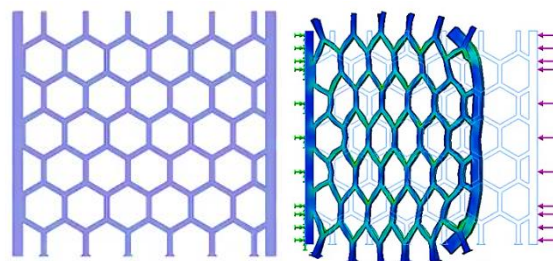


Figura 5

Respuesta de un metamaterial tipo Honeycomb ante compresión



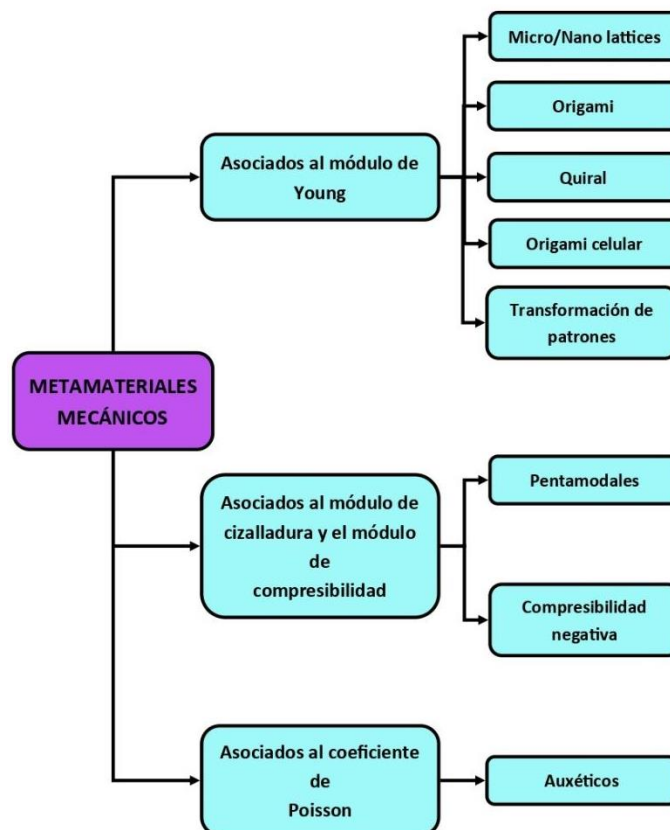
Las propiedades mecánicas de un metamaterial son llamadas propiedades aparentes. Donde se encuentra el módulo de Young aparente que es función del módulo de Young del material, la geometría, la densidad relativa y la relación entre la densidad relativa y el módulo de elasticidad aparente. La densidad relativa también es conocida como la relación de volumen, es decir, es la relación entre el volumen externo y el volumen del sólido.

En los metamateriales mecánicos se encuentran los asociados al módulo de Young, relacionados con el módulo de cizalladura (G) y al módulo de compresibilidad (K), por último, los vinculados al coeficiente de Poisson (ν). La clasificación de los metamateriales mecánicos y sus respectivas subdivisiones se observan con mayor detalle en la figura 6.

Los mMMs asociados al módulo de Young son relacionados usualmente con estructuras livianas o ultralivianas y se clasifican en: Micro y nano *lattices*, origami, quirales, origami celular y transformación de patrones (J et al., 2022). Aquellos asociados al módulo de cizalladura y al módulo de compresibilidad son los pentamodales y los de compresibilidad negativa. Los primeros presentan bajo módulo de cizalladura comparado con el módulo de compresibilidad y los segundos, al ser sometidos a una presión hidrostática, se expanden en el sentido contrario de donde esta presión está aplicada. En cuanto a los asociados al coeficiente de Poisson se tiene la categoría de los auxéticos. Estos pueden presentar un coeficiente de Poisson negativo o cero. También es posible encontrar materiales con coeficiente de Poisson positivo o negativo programable.

Figura 6

Clasificación de los metamateriales mecánicos



Nota. Adaptado de, G.-C. J., J. B.-C. O., A. G.-S. J., & G. S.-A. H. (2022). Passive seismic protection systems with mechanical metamaterials: A current review. *Structural Engineering and Mechanics*, 82(4), 417–434. <https://doi.org/10.12989/SEM.2022.82.4.417>

2.2. Manufactura aditiva

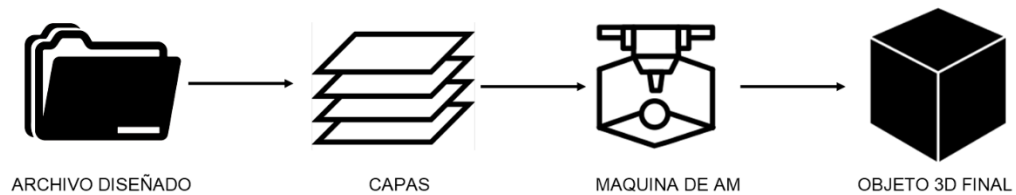
La norma ISO/ASTM 52900-21 define la manufactura aditiva como: “el proceso de unión de materiales para fabricar piezas a partir de datos de modelos 3D, generalmente capa sobre capa, a diferencia de las metodologías de fabricación sustractivas y formativas”(ISO & ASTM, 2021).

Este tipo de manufactura permite la elaboración de estructuras complejas y es posible implementar diferentes materiales que incluyen cerámica, polímeros y metales (Vyatskikh et al.,

2018). En esta tecnología, la materia prima en forma de alambre o polvo se puede fundir o adherir nivel por nivel directamente con una mínima intervención humana (Armstrong et al., 2022). Desde la creación de la primera impresora 3D en 1984, se ha visto un crecimiento en la manufactura aditiva, debido al descubrimiento de los beneficios que aporta esta tecnología a diversos sectores (Christoph et al., 2016).

Figura 7

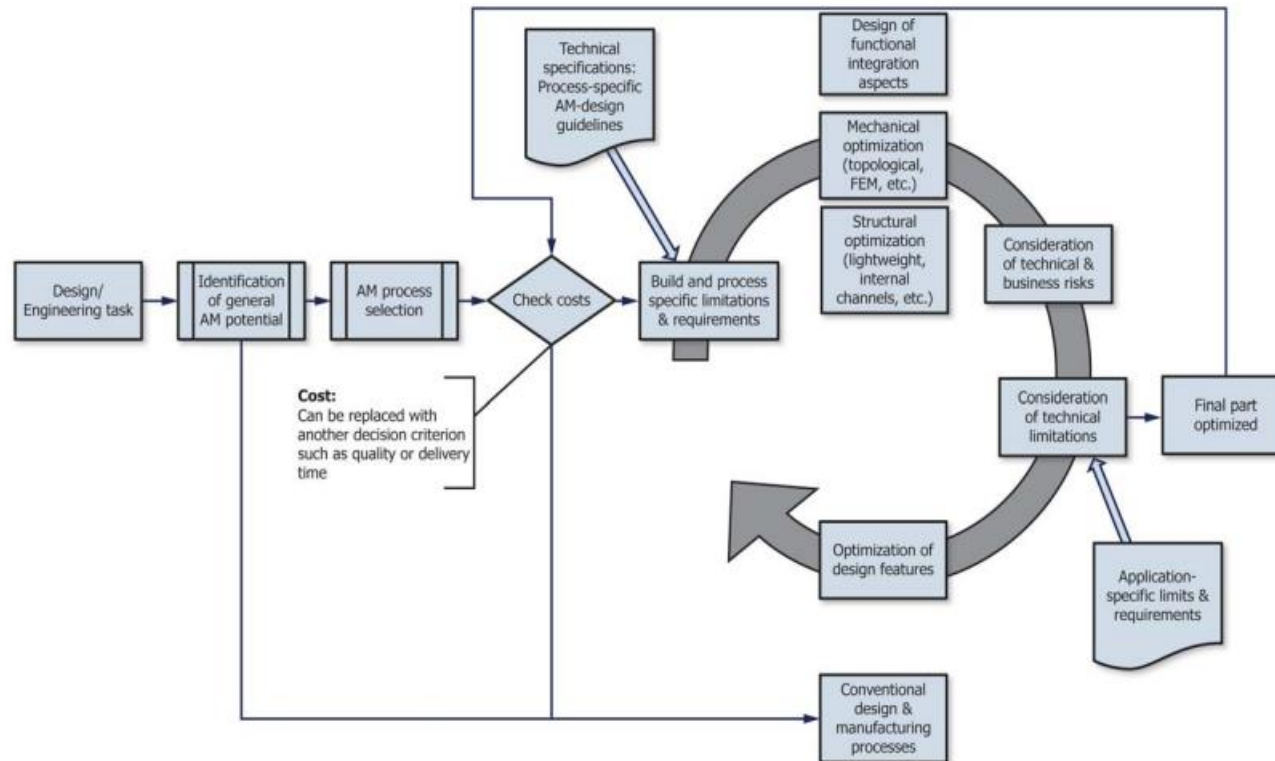
Proceso general de manufactura aditiva



El proceso general de manufactura inicia a partir del modelo creado por un software de diseño por computadora (CAD) o por un escaneo de un objeto existente, posteriormente un software especializado corta el modelo en capas transversales y crea un archivo que es enviado al sistema de AM que genera el objeto capa sobre capa (Niaki & Nonino, 2018), como se muestra en la figura 7. La norma ISO/ASTM 52910:2018(E) define la estrategia global de diseño para manufactura aditiva como se observa en la figura 8.

Figura 8

Estrategia global de diseño para manufactura aditiva



Nota. Tomado de Additive manufacturing — Design — Requirements, guidelines and recommendations, (2018) (Additive Manufacturing — Design — Requirements, Guidelines and Recommendations, 2018)

El desarrollo de esta tecnología ha favorecido el estudio de los metamateriales. Esto se debe a que estos están compuestos por estructuras celulares y la manufactura aditiva permite la fabricación de estructuras complejas, tales que serían difíciles de conseguir por los procesos de manufactura convencionales. Diversos procesos de manufactura aditiva son empleados para fabricar piezas metálicas, poliméricas, cerámicas, compuestas y materiales clasificados funcionalmente (Kumar, 2020). Dentro de la investigación de los metamateriales destaca la implementación de materiales poliméricos.

Los procesos de manufactura aditiva para la fabricación de piezas poliméricas son:

- *Sinterización por láser selectiva (SLS).*
- *Sinterización de alta velocidad (HSS).*
- *Sinterización selectiva por calor (SHS).*
- *Fusión selectiva con láser (SLM).*
- *Estereolitografía (SL).*
- *Modelado por deposición fundida (FDM).*

2.2.1. Modelado por Deposición Fundida (FDM)

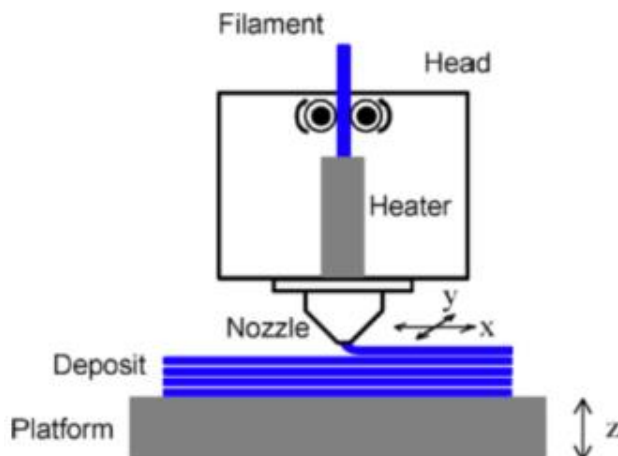
En la técnica FDM, las impresoras utilizan un filamento de tipo termoplástico, que se calienta hasta alcanzar su temperatura de fusión, seguido de la extrusión capa por capa. Esta tecnología cuenta con una boquilla con tres grados de libertad, la cual deposita el material y lo extruye según los comandos dados por el programa.

Los rodillos de la impresora (Figura 9), controlan el filamento que entra en el extrusor, el cual es depositado por la boquilla. Mientras la impresora está posicionando el material de acuerdo con las coordenadas específicas del modelo CAD, la otra boquilla se mueve hacia atrás y hacia

adelante, formando el objeto final. En algunas impresoras, hay múltiples boquillas de extrusión según como sea necesario.

Figura 9

Esquema de FMD

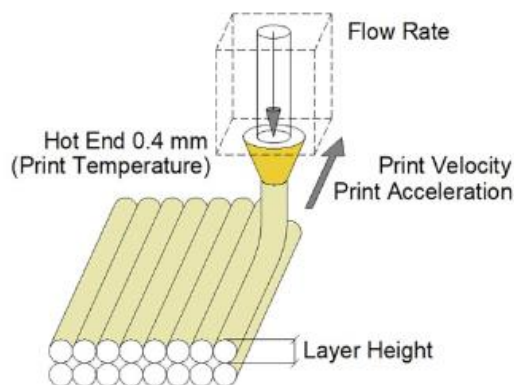


Nota. Tomado de Sharma, A., & Rai, A. (2022). Fused deposition modelling (FDM) based 3D & 4D Printing: A state of art review. *Materials Today: Proceedings*, 62, 367–372. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.03.679>

Los materiales que se emplean en el FMD son: acrilonitrilo butadieno estireno (ABS), nylon, ácido poliláctico (PLA), plástico de policarbonato (PC), y Poliéter éter cetona (PEEK). Doshi et al. menciona que el PLA es la principal materia prima utilizada en la manufactura aditiva, dado que tiene mayor resistencia mecánica respecto a otros termoplásticos (Doshi et al., 2022). Este material tiene buena resistencia a la tracción (Serrano-Cinchilla et al., 2022), además que requiere bajas temperaturas durante el proceso de fabricación y permite la copolimerización con otros materiales.

Figura 10

Representación del grosor de capa FDM



Nota. Tomado de Solomon, I. J., Sevvell, P., & Gunasekaran, J. (2021). A review on the various processing parameters in FDM. *Materials Today: Proceedings*, 37, 509–514. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.05.484>

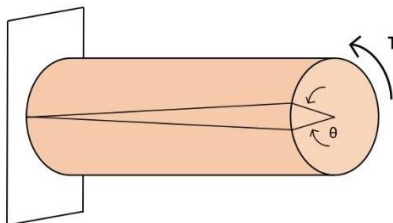
Para el proceso de modelado por deposición fundida se deben tener en cuenta ciertos parámetros, los cuales impactan en las características de las piezas finales. Dichos parámetros son: la orientación de la construcción, grosor de la capa (Figura 10), ángulo de rellenado o deposición del filamento, espacio de aire entre deposiciones, velocidad de impresión, densidad de relleno, patrón de relleno, temperatura de extrusión, diámetro de la boquilla, anchura de la deposición, anchura y número de contornos (Solomon et al., 2021).

2.3. Torsión

Cualquier momento que sea colineal con un eje de un elemento mecánico se llama *vector de par de torsión* (Budynas Richard G. & Nisbett J. Keith, 2012). Cuando un elemento es sujeto a esta clase de momento, se dice que está sometido a torsión. Esta situación es común en ejes de transmisión de potencia, donde es posible encontrar torsión pura, siempre y cuando solo exista transmisión de torque.

Figura 11

Deflexión angular de una barra sometida a torsión pura



Para una un eje de sección circular, la deflexión angular (Figura 11), también llamada ángulo de giro, está dada por la Ec. 1. En donde T es el par de torsión, l representa la longitud de la barra, G módulo de rigidez y J el momento polar de inercia.

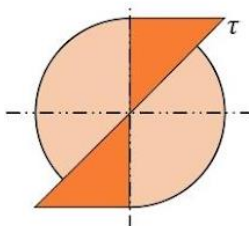
$$\theta = \frac{Tl}{GJ} \quad (\text{Ec. 1.})$$

En el momento que un par de torsión es aplicado en un eje, produce un par interno. Si el material obedece a la ley de Hooke, cualquier variación lineal en la deformación cortante produce la correspondiente variación lineal en el esfuerzo cortante a lo largo del radio de la sección transversal. Por tal motivo, el esfuerzo cortante es máximo en la superficie exterior, como se observa en la figura 12 y está dado por la Ec. 2., donde T es el par de torsión interno, c el radio del eje y J el momento polar de inercia.

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{Tc}{J} \quad (\text{Ec. 2.})$$

Figura 12

Esfuerzo cortante en la sección transversal de un eje



Robert L. Norton menciona que “solo las secciones circulares cerradas, sólidas o huecas, son recomendables para aplicaciones con cargas de torsión” (Norton, 2011). Por consiguiente, si el eje tiene una sección circular sólida o si es un eje tubular, el momento polar de inercia está dado por la Ec. 3. y la Ec. 4. respectivamente. En el cual, c representa el radio del eje, c_o y c_l representan el radio externo de la sección tubular y el radio interno de la sección tubular respectivamente.

$$J = \frac{\pi}{2} c^4 \quad (\text{Ec. 3.})$$

$$J = \frac{\pi}{2} (c_o^4 - c_l^4) \quad (\text{Ec. 4.})$$

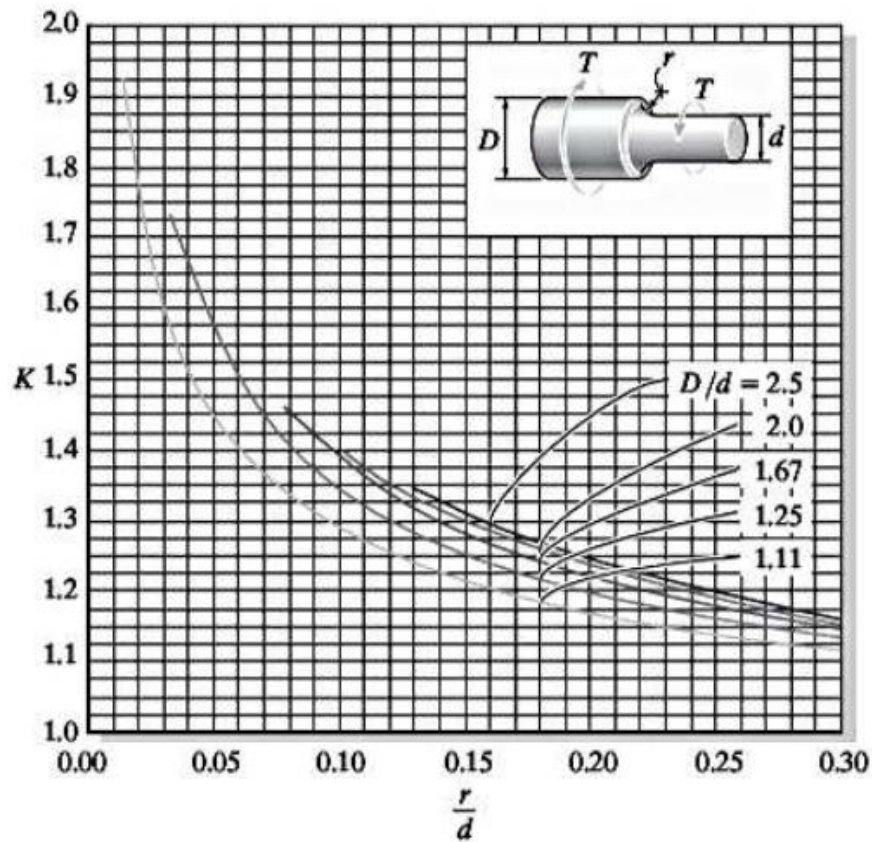
El fenómeno de la torsión se encuentra usualmente en la transmisión de potencia. En este, la torsión a la que es sometida depende de la potencia y de la velocidad angular. La potencia es el trabajo realizado por unidad de tiempo y está dado por la Ec. 5. En donde P es la potencia, T es el par de torsión aplicado y ω es la velocidad angular.

$$P = T\omega \quad (\text{Ec. 5.})$$

Si en el diseño de un eje se presentan cambios de sección, la Ec. 2. no puede aplicarse, puesto que, el cambio de sección transversal simboliza unas distribuciones de esfuerzo y deformación cortante complejas. Por ende, el análisis del esfuerzo en este tipo de discontinuidades se puede llevar a cabo por medio del uso del factor de concentración de esfuerzos de torsión (K). Para encontrar el valor de K se emplea la figura 13, en donde se encuentra la relación de los diámetros para definir la curva adecuada, posteriormente se encuentra la relación entre el redondeo en el cambio de sección y el diámetro menor del eje en el cual se precisa el valor del eje x y por último se determina el valor de K en el eje y del gráfico.

Figura 13

Factor de concentración de esfuerzos de torsión



Nota. Tomado de Hibbeler, R. C. (2011). Torsión. In L. M. Cruz Castillo & B. Gutiérrez Hernández (Eds.), *Mecánica de Materiales* (Octava edición, pp. 179–235). PEARSON.

2.4. Método de elementos finitos

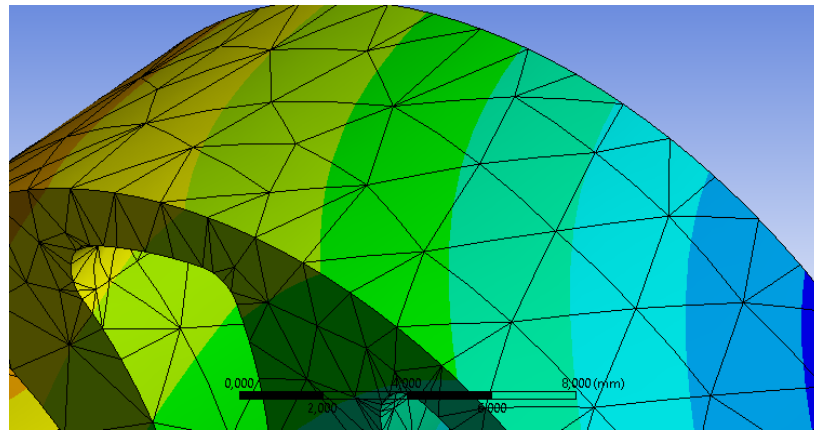
El Método de Elementos Finitos (MEF) surgió en los 40s como una herramienta para el análisis de estructuras complejas. En la actualidad se emplea en la ingeniería para solucionar problemas estructurales, termodinámicos, entre otros. (Reddy, 2019) Este es un método para estudiar el comportamiento de los cuerpos sometidos ante fuerzas externas y se basa en la discretización, la cual consiste en convertir un dominio continuo a uno discreto.

En la actualidad se cuentan con diversos programas CAD que empleando el método de elementos finitos permiten simular problemas con mayor eficiencia, algunos de estos softwares

son ANSYS, ABAQUS, OpenFOAM, entre otros (Lineth Johanna Pérez Monsalve & Juan Nicolás Olarte Rivero, 2021). En estos, la discretización se lleva a cabo dividiendo el cuerpo en pequeños elementos por medio de una malla (ver figura 14). Los elementos son figuras 2D o 3D dependiendo de la pieza o sistema estudiado, dichos elementos pueden ser tetraedros, triángulos, etc. Cada uno de estos está interconectado por medio de los nodos. De tal manera que, por medio de, ecuaciones diferenciales parciales de cada elemento se aproxima las soluciones de cada uno.

Figura 14

Mallado de geometría 3D en ANSYS Workbench



En cada elemento el resultado se aproxima por medio de funciones de forma que se definen en términos de las coordenadas locales del elemento, dichas funciones se emplean para describir el comportamiento físico de cada elemento como lo son los desplazamientos, temperaturas, entre otros (Camacho Puello & Romero Torres, 2012). Posteriormente, mediante el principio de mínima energía, el cual propone que la energía interna y externa de deformación son mínimas en un cuerpo en equilibrio, y la formulación variacional, se llega a un sistema de ecuaciones algebraicas que describen el comportamiento global del sistema. Finalmente, el sistema de ecuaciones resultante se resuelve utilizando métodos numéricos.

El Método de Elementos Finitos tiene diversas ventajas como lo es el refinamiento de la malla, es decir, aumentar el número de elementos y nodos en áreas de interés, lo cual mejora la precisión de la solución en regiones complejas sin necesidad de una malla de igual tamaño en todo el cuerpo; la posibilidad de variar la forma de los elementos del mallado; el poder manejar geometrías diversas; la capacidad para emplear materiales compuestos y no lineales; entre otras. Sin embargo, se debe tener en cuenta que también cuenta con ciertas desventajas como lo son que la precisión de los resultados depende de la discretización del dominio continuo o el costo computacional dependiendo de la complejidad de la simulación.

2.5. Análisis modal

El análisis modal permite conocer las frecuencias naturales, amortiguamientos y modos de un sistema, por tal motivo es empleado en la ingeniería para llevar a cabo diversos diseños, así mismo como optimizar los mismos.

Este se basa en conceptos de la mecánica de vibraciones y la teoría de los sistemas dinámicos, por tal motivo es importante conocer la ecuación de la respuesta al movimiento de un sistema dinámico (Ver Ec.6), donde M es la matriz de masa, C la matriz de amortiguamiento, K la matriz de rigidez y x , \dot{x} y \ddot{x} son los desplazamientos, la velocidad y la aceleración respectivamente (Kranjc et al., 2016).

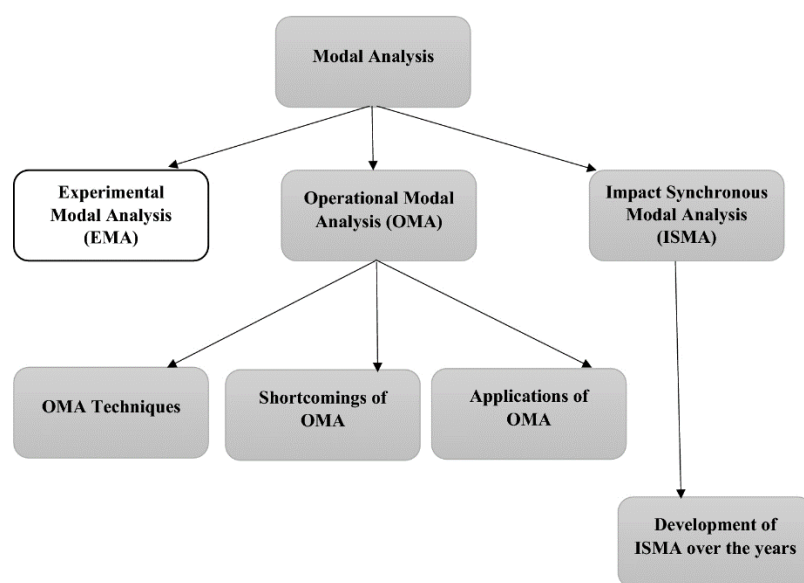
$$f(t) = M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx \quad (\text{Ec.6.})$$

La frecuencia natural es una propiedad inherente del sistema que mide el número de oscilaciones por unidad de tiempo, este se mide sin excitaciones, un sistema tiene tantas frecuencias naturales como grados de libertad (Lineth Johanna Perez Monsalve & Juan Nicolás Olarte Rivero, 2021). Los modos de vibración son las formas características en las que el sistema vibra en las frecuencias naturales.

El análisis modal se pueden encontrar diferentes técnicas, como se ilustra en la figura 15. La técnica más implementada es el EMA, en el cual se excita una pieza o sistema por medio de un “shaker” o un martillo y se recolectan datos con un acelerómetro, posteriormente estos datos se tratan y se analizan (Zahid et al., 2020).

Figura 15.

Técnicas para el análisis modal



Nota. Tomado de Zahid, F. Bin, Ong, Z. C., & Khoo, S. Y. (2020). A review of operational modal analysis techniques for in-service modal identification. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 42, 1–18.

La diferencia principal entre el análisis EMA y el OMA, es que en el primero se toman mediciones de los parámetros de entrada y salida, mientras que en el segundo solo se toman los de salida. Además de que en el análisis OMA se basa en la caracterización utilizando la Función de Densidad Espectral de las respuestas en los lugares de medición y el análisis se identifica la naturaleza de la estructura mediante la Respuesta en Frecuencia (FRF) (César Andrés Reina Lizarazo & Fabian Rodolfo Nova Agudelo, 2017).

3. Metodología

3.1. Diseño conceptual y propuestas de la geometría de la celda unitaria

A partir de los parámetros de operación en los que se diseñó el motor y teniendo en cuenta las revisiones bibliográficas, se establecieron seis propuestas. La elección de las dos estructuras con un mejor comportamiento se realizó mediante comparaciones de análisis estáticos y modales, utilizando una matriz QFD.

3.1.1. Propiedades del material

Para llevar a cabo el proceso de diseño, fue fundamental caracterizar el material que se utilizó para diseñar la sección del eje, debido a que, en el laboratorio de vibraciones mecánicas de la Universidad Industrial de Santander, se emplea el método de modelado por deposición fundida (FDM) en las impresoras disponibles.

El material proporcionado por el laboratorio fue el ácido poliláctico (PLA), cuyas propiedades se detallan en la siguiente tabla.

Tabla 1.

Propiedades del PLA

PROPIEDAD	VALOR
Módulo de Young [GPa]	2,3
Coefficiente de Poisson	0,4
Densidad [g/cm ³]	1,24
Esfuerzo de tracción a la rotura [Mpa]	18

Nota. Tomado de Markforged. “Hoja informativa de material Precise PLA.”

<https://markforged.com/es/materials/plastics/precise-pla>

3.1.2. Cálculo del torque teórico

Para determinar el torque al que fueron sometidos los diseños y, en general, para el desarrollo del proyecto, se emplearon los datos técnicos del motor eléctrico ELECTRO ADDA SpA de 0.25 HP y 1750 rpm. A partir de esta información, es posible realizar el cálculo del torque teórico al que estarán sometidos los componentes del sistema. La placa con los datos técnicos del motor se puede apreciar en la figura 16.

Figura 16.

Placa del motor eléctrico



El torque teórico generado por el motor eléctrico se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$T = 9550 \cdot \frac{P}{N} \quad (\text{Ec.7.})$$

Donde:

T = torque teórico [N·m]

P = potencia del motor [kW]

N = velocidad del motor [Rpm]

Por lo tanto, se tiene:

$$T[N \cdot m] = 9550 \cdot 0.19[\text{Kw}]/1750[\text{rpm}] \quad (\text{Ec.8.})$$

$$T = 1.036[N \cdot m]$$

Este torque representa exclusivamente la fuerza generada por el motor. Sin embargo, para realizar un análisis exhaustivo del diseño de la transmisión de potencia, es necesario agregar una estimación del torque que podría generarse mediante fuerzas externas, tales como aquellas producidas por engranajes, poleas, bombas u otros mecanismos.

3.1.3. Estudio bibliográfico de metamateriales sometidos a torsión

Se llevó a cabo un estudio para establecer los requerimientos que debían cumplir cada una de las propuestas de diseño. Estos requerimientos incluían tener una geometría sencilla, adecuada para soportar el tipo de carga, y viable para imprimir mediante manufactura aditiva.

Posteriormente, se realizó un análisis bibliográfico enfocado en metamateriales diseñados para resistir torsión, como se puede observar en el Anexo b, donde se recopilaron las principales investigaciones en este campo. Sin embargo, la mayoría de estos metamateriales no eran adecuados para la transmisión de potencia, ya que tenían una estructura tubular con un espesor de pared extra delgado. Además, gran parte de las investigaciones presentaban una geometría específica ubicada en el área superficial, lo que dificultaba su impresión.

En este contexto, se desarrollaron propuestas de diseño que incorporan las características generales de dichas alternativas, pero adaptadas de manera más precisa para cumplir con las consideraciones de diseño requeridas.

3.1.4. Planteamiento de las propuestas

Tomando en cuenta las directrices de diseño expuestas anteriormente, se propusieron seis diseños para este proyecto, basados en una celda unitaria con sección transversal circular. Se exploraron dos tipos de geometrías diferentes para el área transversal, utilizando rejillas y hélices como base. Mediante estas propuestas se realizaron simulaciones estáticas para evaluar cuál de ellas mostraba el mejor comportamiento frente a la torsión. Los diseños de estas geometrías se

llevaron a cabo en el software de ingeniería SolidWorks, del cual se obtuvieron los archivos para importarlos posteriormente hacia los softwares de simulación.

Con el fin de establecer condiciones estándar para los análisis posteriores, se definieron ciertos parámetros en los modelos. Se fijó un diámetro de 30 [mm] y un ancho de 10 [mm] para todas las celdas, variando únicamente la geometría y el área de la sección transversal en cada caso. Esta decisión aseguró que las geometrías se encontraran dentro del rango de calidad de la impresora, garantizando la factibilidad de la fabricación.

3.1.4.1. Propuestas tipo rejilla.

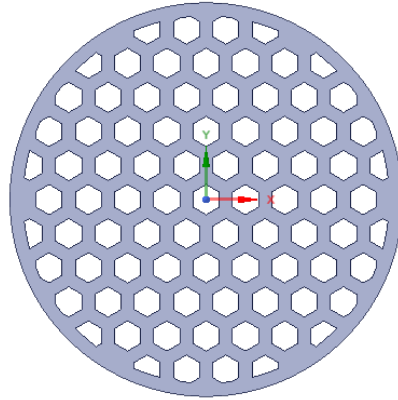
Los metamateriales mecánicos tipo rejilla tienen la característica de estar compuestos de celdas con geometría definida interconectados entre sí a lo largo de la sección transversal del elemento. Estas estructuras se caracterizan por su buena relación de resistencia-peso en las diferentes aplicaciones mecánicas. En este proyecto las estructuras tipo rejilla utilizadas para las propuestas hexágonos (Honeycomb), cuadrados y triángulos.

3.1.4.1.1. Estructura Honeycomb.

Siendo una de las estructuras más utilizadas en el campo de los metamateriales, debido a que proporciona una alta capacidad de soportar carga siendo bastante ligera. La estructura de panal de abeja (Ver figura 17) está formada por celdas hexagonales que se repiten a lo largo de la estructura, formando un patrón de vigas a través de esta.

Figura 17.

Estructura propuesta de honeycomb



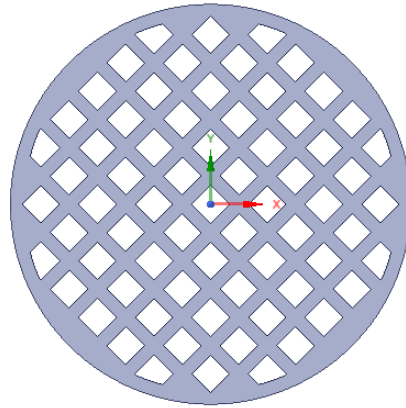
La disposición hexagonal permite que la carga torsional se distribuya uniformemente en todas las direcciones, lo que significa que la estructura en forma de panal de abeja puede soportar cargas torsionales desde cualquier dirección.

3.1.4.1.2. Estructura cuadrada.

Este tipo de estructura propuesta se caracteriza por estar compuesto por celdas cuadradas dispuestas por el área transversal del elemento (ver figura 18), al igual que la estructura en forma de panal de abeja, la carga se puede distribuir de una mejor forma por todo el material.

Figura 18.

Estructura propuesta de cuadrados

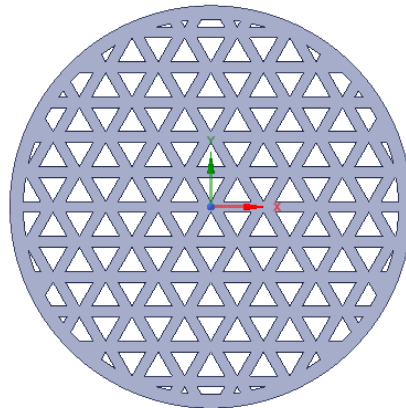


3.1.4.1.3. Estructura triangular.

La estructura propuesta se caracteriza por tener una matriz de triángulos equiláteros en el área transversal de la sección circular (ver figura 19). Esta geometría permite la distribución de los esfuerzos generados por la torsión de manera uniforme, igualmente esta genera una reducción de área a comparación con una sección circular maciza.

Figura 19.

Estructura propuesta de triángulos



3.1.4.2. Propuestas tipo hélice.

Las estructuras tipo hélice presentan características que las hacen una buena alternativa para esta aplicación. Su capacidad para transmitir cargas axiales y torsionales se debe a su forma espiral, similar a un resorte, la cual les proporciona resistencia en ambas direcciones.

Debido a su diseño, las estructuras tipo hélice pueden transmitir cargas axiales, como fuerzas de empuje o tracción, así como cargas torsionales, por ejemplo, la rotación de un eje. Esto hace que sean una opción para aplicaciones donde se requiere una alta capacidad de transmisión de potencia.

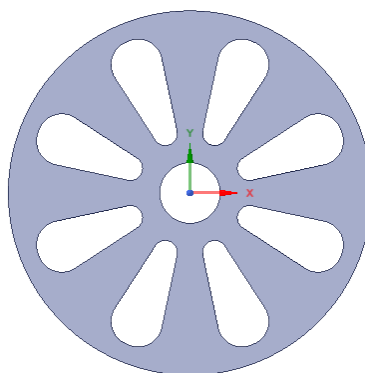
Otra ventaja de las estructuras tipo hélice es su eficiencia en términos de peso y espacio, ya que pueden transmitir cargas significativas sin necesidad de grandes cantidades de material o volumen.

3.1.4.2.1. Estructura hélices radiales.

Este tipo de estructura consiste en hélices que parten desde el alma circular de manera radial, repartidas en cada cierto ángulo para crear un patrón alrededor del área transversal, el cual puede presentar características favorables al momento de obtener alta resistencia a la torsión y la absorción de energía (ver figura 20).

Figura 20.

Estructura propuesta hélices radiales

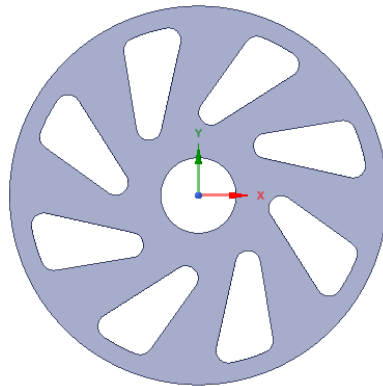


3.1.4.2.2. Estructura hélices tangenciales.

Al igual que el diseño anterior consiste en hélices que parten desde el alma circular de la estructura, pero en forma tangencial, repartidas también sobre una matriz circular alrededor del área transversal (ver figura 21).

Figura 21.

Estructura propuesta hélices tangenciales

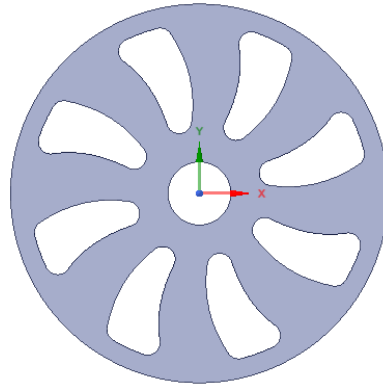


3.1.4.2.3. Estructura hélices curvas

El diseño consiste en ocho hélices curvas que se asemejan al rotor de una bomba. Dichas hélices parten del alma al exterior de la sección circular (ver figura 22). El tipo de geometría permite adaptar el metamaterial a los requisitos generados por la torsión.

Figura 22.

Estructura propuesta hélices curvas



Las características propias del área transversal de cada estructura, tales como el área, los centroides y los momentos de inercia, se encuentran detalladas en el Anexo C.

3.2. Análisis estático de las alternativas

Una vez planteadas las propuestas, se llevó a cabo un análisis estático para cada una. En este, se utilizaron tres áreas diferentes para cada modelo, lo que permitió observar el comportamiento de la geometría frente a la torsión a medida que se iba disminuyendo el área. Este análisis se realizó utilizando el software de ingeniería ANSYS Workbench, específicamente el módulo de Static Structural.

Para asegurar resultados más precisos, se llevó a cabo un estudio de convergencia de malla para cada estructura, utilizando elementos tetraédricos. En cuanto a las condiciones de contorno, se modeló cada propuesta como una viga, fijando una de sus caras y aplicando el torque sobre la cara opuesta.

El torque al que se sometieron las propuestas se determinó mediante iteraciones hasta obtener un factor de seguridad aproximado de 2, en este caso fue de 7500 [N·mm]. Los resultados,

que incluyen mediciones de deformaciones y esfuerzos, se presentan en las siguientes gráficas. Los datos utilizados y las imágenes de la simulación para generar estas gráficas se encuentran detallados en los anexos D y E.

Figura 23.

Esfuerzos análisis estático propuestas

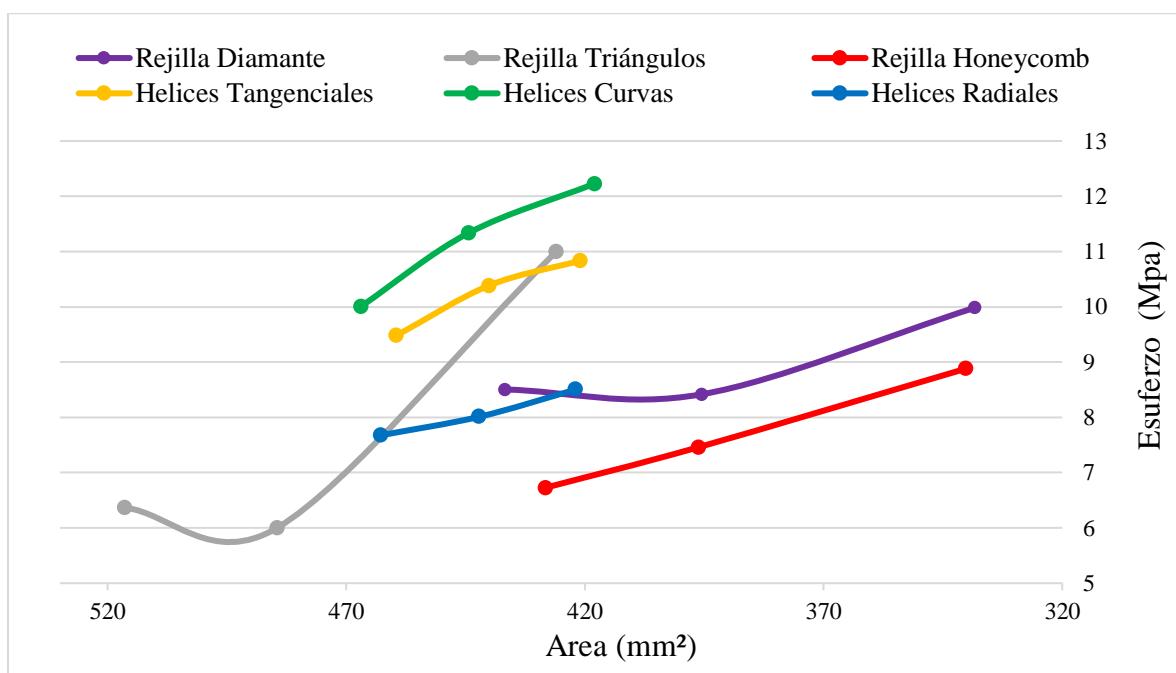
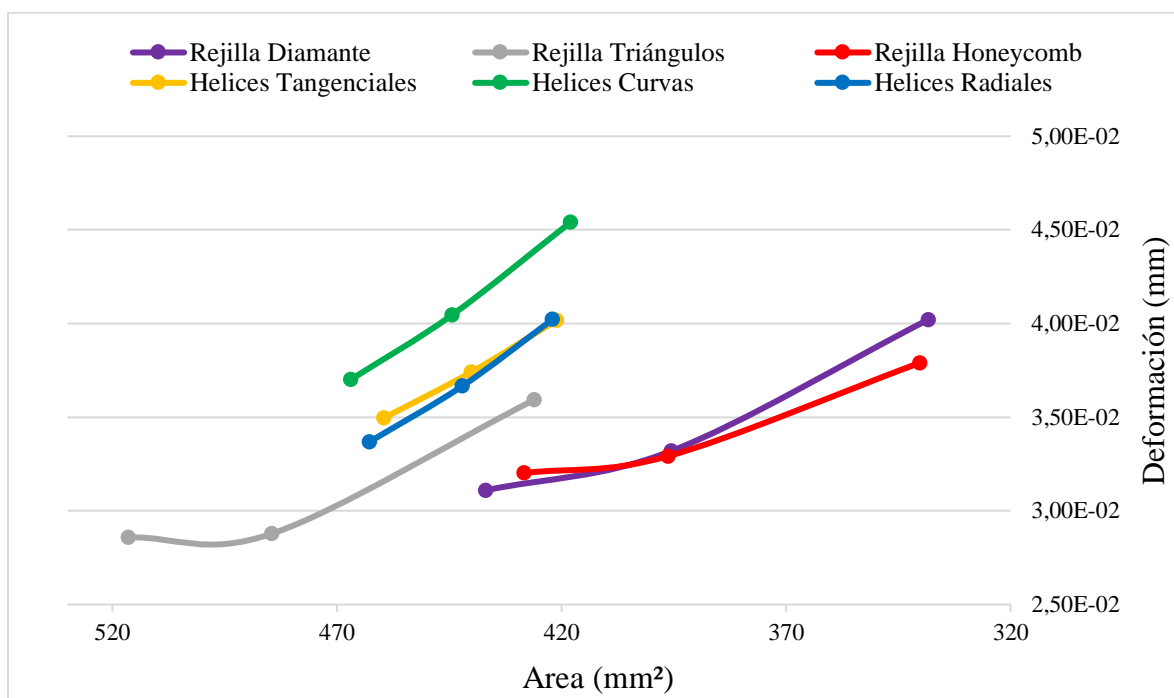


Figura 24.

Deformaciones análisis estáticos propuestas



3.2.1. Comportamiento estático área 1 de las alternativas

En relación con las estructuras de rejilla, en general se observó que presentaron menores esfuerzos en comparación con las estructuras de hélices. Específicamente, las configuraciones Honeycomb y Diamante destacaron al exhibir una relación más favorable entre esfuerzo y deformación en relación con el área utilizada. La estructura de rejilla triangular requirió una sección transversal más amplia para poder incluirse en la comparativa con otras estructuras. Por otro lado, las estructuras de hélices exhibieron esfuerzos y deformaciones más pronunciados, a pesar de tener una sección transversal ligeramente mayor. Esto puede atribuirse a la influencia de su geometría. Sin embargo, la estructura de hélices radiales mostró un valor de deformación intermedio entre las rejillas Honeycomb y Diamante, lo cual es un resultado positivo al contrastar ambas configuraciones.

3.2.2. Comportamiento estático área 2 de las alternativas

En términos generales, todas las estructuras registraron un aumento en los esfuerzos y deformaciones a medida que se redujo el área, manifestando concentraciones de esfuerzos similares a las observadas en el Área 1. El incremento en los esfuerzos guardó una relación proporcional con la disminución del área y mantuvo una tendencia similar.

3.2.3. Comportamiento estático área 3 de las alternativas

En esta tercera área, los esfuerzos continuaron aumentando en todas las estructuras. En el caso de las estructuras de rejilla, tanto Honeycomb como Diamante lograron una reducción sustancial en el área junto con esfuerzos generados aún menores que el resto de las alternativas. Asimismo, en las Hélices radiales se mantuvo una respuesta casi lineal en comparación con las áreas anteriores. Por otro lado, la estructura triangular experimentó un aumento considerable en los esfuerzos y deformaciones durante la última reducción de área, presentando valores comparables a las hélices curvas y tangenciales. Aunque estas últimas continuaron siendo las que presentaron los mayores esfuerzos y deformaciones, se observó que la pendiente de la tendencia entre las Áreas 2 y 3 disminuyó en comparación con la transición de las Áreas 1 y 2.

Las estructuras que demostraron el mejor comportamiento frente a la reducción de área fueron Honeycomb y Hélices Radiales, manteniendo valores de esfuerzos y deformaciones en una tendencia lineal a lo largo de las tres áreas, con una ligera pendiente. La estructura de diamante exhibió un comportamiento similar a Honeycomb, con una leve curvatura en la segunda área, aunque los esfuerzos se mantuvieron superiores. Las hélices tangenciales y curvas evidenciaron una pequeña curvatura que sugiere una convergencia al reducir el área, pero con un aumento proyectado en los esfuerzos y deformaciones. La estructura de rejilla triangular presentó una

pendiente pronunciada en sus tres áreas, pasando de ser una de las que tenía menores esfuerzos en la primera área a tener los mayores esfuerzos en la tercera; un comportamiento inadecuado para los objetivos de este proyecto.

Cabe destacar que los factores de seguridad obtenidos en las estructuras estuvieron entre 1.5 y 2.5. Esto indica que la celda unitaria poseería la capacidad de soportar reducciones en el diámetro sin problemas si se utilizara un torque inferior, lo que podría tener un impacto significativo en la magnitud final del área transversal.

3.3 Análisis modal de frecuencias naturales

El análisis modal se llevó a cabo con el objetivo de determinar los primeros seis modos y frecuencias naturales de cada estructura. Estas frecuencias naturales se obtuvieron al dejar la estructura libre, sin aplicar fuerzas externas; los modos encontrados son intrínsecos a cada estructura y dependen de su masa, amortiguación y rigidez.

Se utilizaron tres áreas diferentes para cada estructura, al igual que en el análisis estático, con el fin de observar su comportamiento frente a las variaciones. Este análisis modal se llevó a cabo utilizando el software ANSYS Workbench, específicamente en el módulo de Modal. El tipo y tamaño de las mallas empleados para este análisis fueron las mismas que se generaron previamente en el análisis estático.

A continuación, se presentan las gráficas obtenidas a partir de este análisis. Todos los datos utilizados para generar estas gráficas, así como las imágenes de los diferentes modos, se encuentran detallados en las tablas de los anexos F y G.

Figura 25.

Frecuencias propuestas grande

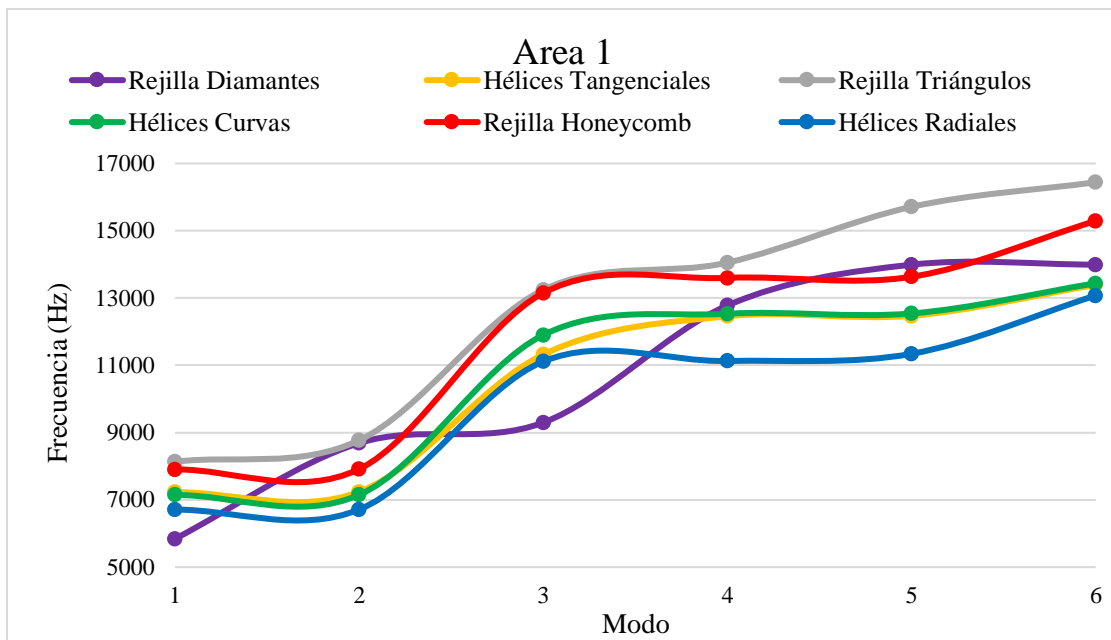


Figura 26.

Frecuencias propuestas mediano

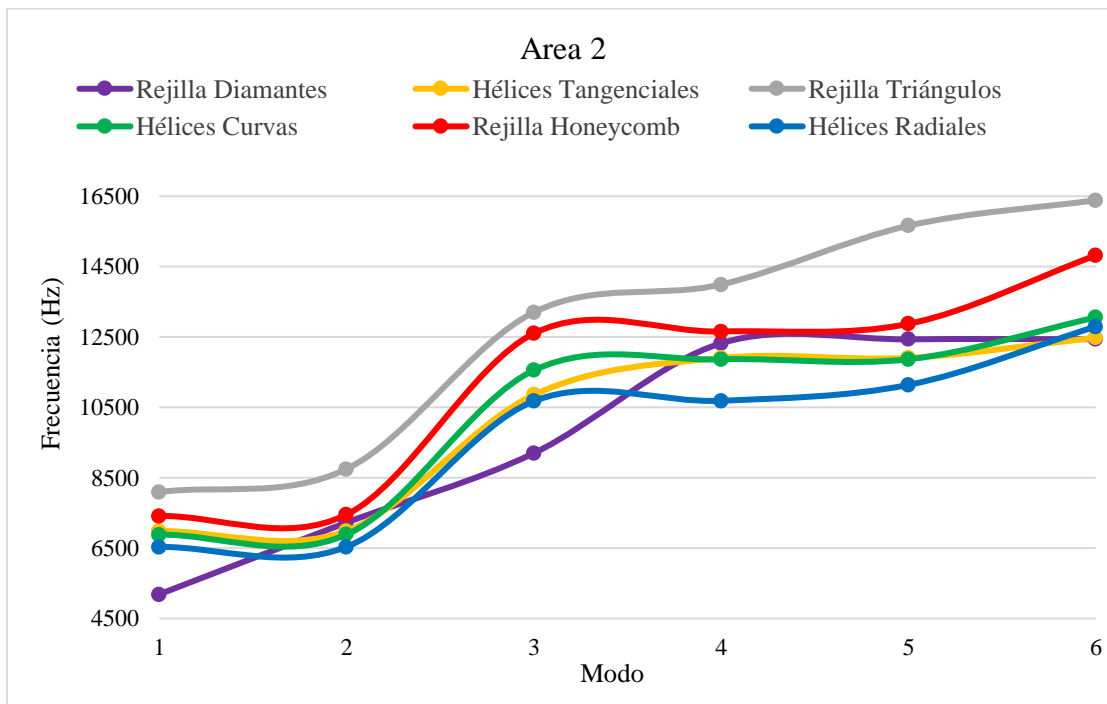
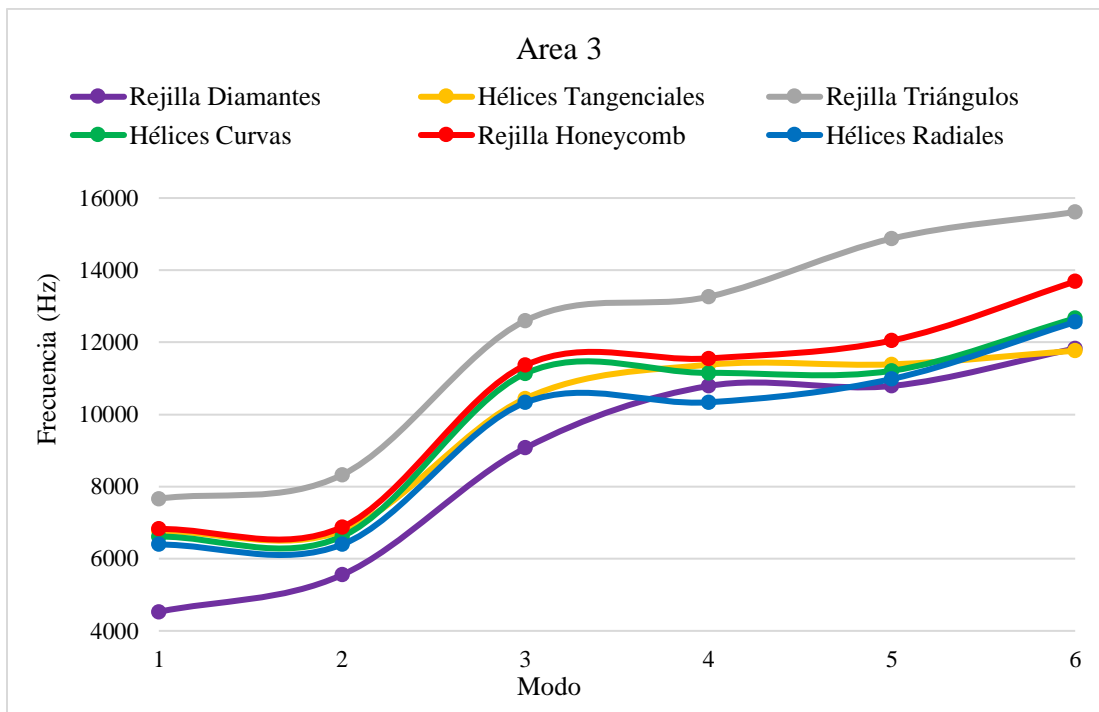


Figura 27.

Frecuencias propuestas pequeña



3.3.1. Comportamiento modal área 1 de las alternativas

Al realizar una observación inicial, se evidencia una diferencia en el comportamiento de la rejilla de diamantes en comparación con las otras estructuras en los primeros cuatro modos de vibración. Esta distinción puede relacionarse con la disposición geométrica característica de dicha rejilla. Por otro lado, las estructuras de hélice y rejilla Honeycomb presentan un comportamiento casi homogéneo a lo largo de la gráfica, con solo ligeras disparidades en hertzios en diversos modos. En contraste, la rejilla de triángulos exhibe un rango de frecuencias más elevado, lo cual puede atribuirse directamente a su mayor área transversal.

3.3.2. Comportamiento modal área 2 de las alternativas

Una vez más, se observa una variación en el comportamiento de la rejilla de diamantes en la gráfica, específicamente en los modos 2 y 4. Esta variabilidad puede explicarse por la

peculiaridad geométrica de su estructura, tal como se mencionó previamente. Al igual que en el Área 1, las estructuras de hélice y rejilla Honeycomb muestran una semejanza continua en la gráfica, aunque la Honeycomb presenta valores ligeramente superiores en hertzios en los modos correspondientes. Por su parte, la rejilla de triángulos, una vez más, exhibe un comportamiento similar, pero con valores de hertzios más altos que las otras estructuras en los modos. En términos generales, esta gráfica guarda similitudes con la anterior, pero los modos se manifiestan a frecuencias más bajas debido a la reducción del área de las alternativas.

3.3.3. Comportamiento modal área 3 de las alternativas

Siguiendo la tendencia de las gráficas previas, se mantiene una similitud en el comportamiento a medida que se reduce el área de las alternativas, lo cual resulta en frecuencias más bajas en cada modo de vibración. Es importante resaltar que, en esta última área, la rejilla de diamantes exhibe las frecuencias más bajas en sus primeros cuatro modos, a diferencia de las otras representaciones gráficas.

Asimismo, la mayoría de las gráficas presentan el efecto de modos doblemente generados, donde dos modos diferentes coexisten para una frecuencia específica. Esta observación puede sustentarse en las propiedades inherentes de las alternativas, como la geometría circular, la longitud de las celdas unitarias, el tipo de material utilizado y el área de la sección transversal. Las simulaciones también demuestran similitudes en el comportamiento de deformación entre los modelos, intercambiando ciertas características en los modos, como se ejemplifica en el anexo G. Por ejemplo, en las simulaciones del área 1 el modo 5 de las rejillas Honeycomb guarda gran similitud con el modo 6 de las rejillas de diamantes y, a su vez, con el modo 3 de las rejillas triangulares, corroborando lo mencionado previamente.

3.4 Selección de las alternativas y matriz QFD

Una vez obtenidos los resultados de los análisis iniciales, se procedió a crear la matriz de decisión QFD para seleccionar las estructuras que se utilizarán en los análisis posteriores. En esta matriz, se han considerado los siguientes parámetros:

Manufacturabilidad: Se evaluó la facilidad de impresión de la estructura celular, evitando diseños complejos con relieves y teniendo en cuenta el tiempo de impresión, entre otros aspectos.

Área: Se buscó una sección transversal menor para lograr un uso más eficiente del material al imprimir la pieza.

Esfuerzos y deformaciones generados: Se buscó obtener magnitudes más pequeñas de esfuerzos en la estructura celular, lo que conlleva a una mayor resistencia frente a la torsión y otros esfuerzos adicionales a los que pueda someterse el modelo.

Frecuencias naturales: Resulta favorable tener frecuencias naturales altas en los modelos, ya que esto evita que la transmisión de potencia entre en resonancia al entrar en régimen operativo.

Factor de seguridad: Se buscó un factor mayor a 2 para asegurar un diseño seguro sin sobredimensionamiento excesivo.

Comportamiento ante la reducción de área: Se evaluó cómo se comporta la estructura celular al reducir el área en esfuerzos, deformaciones y frecuencias naturales, buscando que las estructuras mantengan un comportamiento con la menor pendiente posible.

A continuación, se presenta la matriz obtenida a partir del primer análisis estático de las propuestas. Para realizar una evaluación cualitativa de cada consideración, se estableció un rango del 1 al 5, donde 5 representa la característica más deseada y 1 la menos deseada. La suma de los parámetros dividido en la cantidad de parámetros evaluados determinó qué estructuras son factibles para los análisis posteriores, como se muestra en la tabla 2.

Tabla 2.*Matriz QFD selección de alternativas*

Modelo	Manufacturabilidad	Área	Esfuerzo	Frecuencias naturales	Factor de seguridad	Comportamiento ante reducción de área	Total
R. Diamante	3	5	4	2	4	5	3.8
H. Tangenciales	4	3	3	3	3	3	3.2
R. Triángulos	2	1	3	5	3	1	2.5
H. Curvas	5	3	2	3	1	2	2.7
R. Honeycomb	2	5	5	4	5	4	4.2
H. Radiales	5	3	5	3	5	4	4.2

A partir de esta matriz se seleccionaron las estructuras con las cuales se continuaron realizando los análisis: la estructura celular Honeycomb y las Hélices radiales.

4. Diseño de la sección del eje

Se realizaron análisis adicionales utilizando las estructuras Honeycomb y Hélices Curvas, las cuales previamente demostraron un mejor comportamiento en las evaluaciones. Dado que el tamaño de la celda unitaria se había establecido previamente como 3 cm de diámetro por 1 cm de largo, el objetivo era ahora determinar el comportamiento cuando varias de estas celdas se encontraban unidas.

A continuación, se procedió a variar la longitud en los modelos seleccionados y a determinar el diámetro mínimo necesario para soportar el torque del motor. Por último, se estableció el diseño en función de la carga seleccionada por los autores del proyecto.

4.1. Variación de la longitud en los modelos

En esta ocasión, el objetivo consistió en observar cómo estas estructuras se comportan bajo el torque transmitido por el motor, el cual tiene un valor de 1036 [N·mm], al mismo tiempo que se variaba su longitud. Para el análisis, se utilizaron tres longitudes diferentes: 5, 10 y 15 [cm]. El procedimiento empleado fue el mismo descrito en la sección anterior, tanto para análisis estáticos como para análisis modales.

A continuación, se presentan las gráficas (ver figuras 28 y 29) generadas a partir de los análisis estáticos, los gráficos de frecuencias naturales serán mostrados al momento de determinar el diámetro mínimo. Los datos utilizados para generar estas gráficas, así como las imágenes de las simulaciones, se encuentran detallados en los anexos H e I.

Figura 28.

Gráfica esfuerzos diámetro 30 [mm]

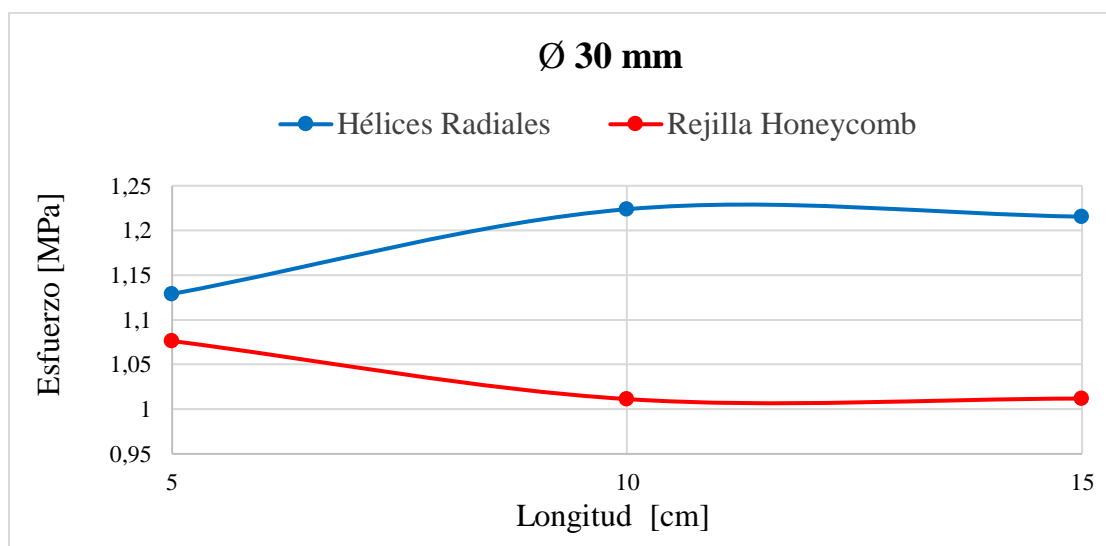
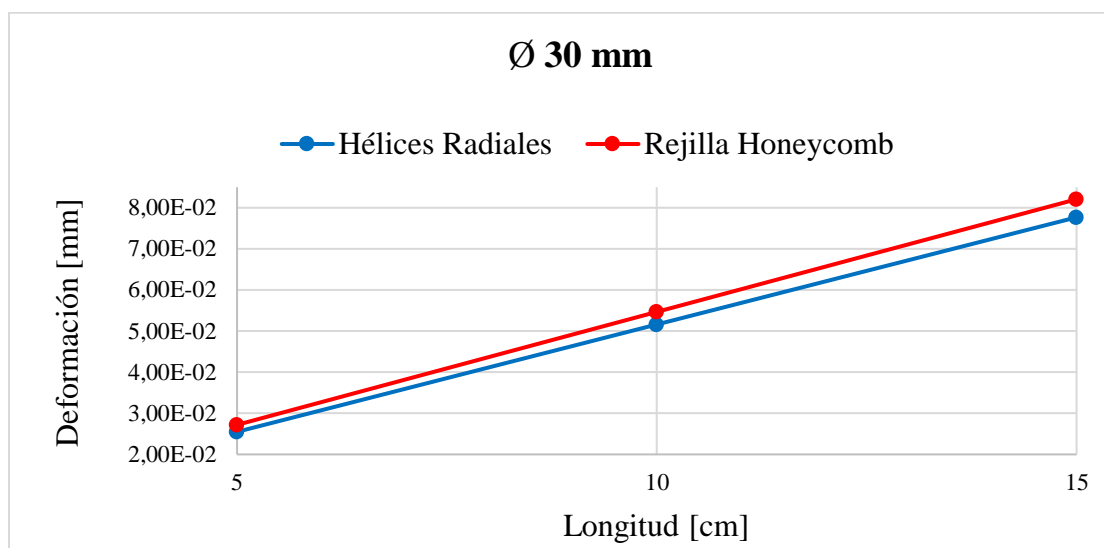


Figura 29.

Gráfica deformación diámetro 30 [mm]



En esta ocasión, se pueden observar diferencias significativas en los resultados de los esfuerzos máximos obtenidos a partir de los gráficos anteriores. Las hélices radiales registraron un valor de 1.13 [MPa] para una longitud de 5 [cm], mientras que la estructura tipo rejilla Honeycomb alcanzó un valor ligeramente inferior, con 1.08 [MPa]. Esta diferencia en los esfuerzos representa una variación del 4%. Al aumentar la longitud a 10 [cm], en el caso de las hélices radiales, el esfuerzo máximo aumentó a 1.224 [MPa], mientras que la estructura Honeycomb experimentó una disminución en su esfuerzo máximo, llegando a 1.011 [MPa]. Esta disminución se traduce que la estructura Honeycomb presenta un 17.4% menos en el esfuerzo máximo en comparación con las hélices radiales. Al llegar a la longitud de 15 [cm], los valores de esfuerzo máximo se mantuvieron prácticamente constantes. Las hélices radiales mantuvieron un valor de 1.215 [MPa], mientras que la rejilla Honeycomb obtuvo 1.011 [MPa]. Esta vez, la diferencia entre las dos estructuras fue del 16.8%. Resulta notable tener en cuenta que, a pesar de contar con un área transversal un 24% menor, la estructura Honeycomb logra superar el rendimiento de las hélices radiales en términos de resistencia y capacidad de carga.

En cuanto a la distribución de los esfuerzos en las estructuras, se pueden identificar patrones distintos. En las hélices radiales, los esfuerzos más intensos se localizan en la superficie longitudinal entre los espacios entre hélices, mientras que los niveles de esfuerzo más bajos se observan en el área longitudinal donde se ubican las hélices, así como en el centro de la estructura. Por otro lado, en la estructura de rejilla Honeycomb, los esfuerzos máximos se distribuyen uniformemente a lo largo de toda el área superficial. Desde una perspectiva radial, los mayores esfuerzos se concentran en los puntos más alejados del centro, y viceversa para los esfuerzos mínimos. Un análisis visual detallado de estos patrones se encuentra disponible en el anexo I.

En relación con las deformaciones, tanto la estructura de hélices radiales como la estructura Honeycomb exhiben un comportamiento similar, aunque presentan pequeñas diferencias en los valores de las tres mediciones. Cabe destacar que la estructura Honeycomb muestra una ligera inclinación adicional en su pendiente. En cuanto a la distribución de las deformaciones en los modelos, ambos comparten la característica de tener las deformaciones más pronunciadas en la cara donde se aplicó el torque, específicamente en los puntos más distantes del centro. A medida que nos movemos en dirección longitudinal hacia la cara fijada, estas deformaciones disminuyen gradualmente. Esta disposición se puede justificar a partir de la naturaleza misma de la torsión, como se describe en el marco teórico, y también se ve influida por la metodología de análisis adoptada.

Para concluir, los cálculos de los factores de seguridad revelan que ambas estructuras presentaron valores superiores a 15. Esto indica que las estructuras han sido dimensionadas con un margen de seguridad considerable.

4.2. Diámetro mínimo

Debido a que el factor de seguridad obtenido en los modelos anteriores estaba sobredimensionado, se procedió a determinar el diámetro mínimo necesario para que pudieran soportar el torque requerido. Se buscó alcanzar un factor de seguridad entre 2 y 2.5, tomando en cuenta que, en aplicaciones de transmisiones de potencia, un factor de seguridad de 2 suele ser suficiente. Sin embargo, se optó por establecer un rango hasta 2.5 para evitar problemas potenciales durante el proceso de impresión.

A continuación, se presentan las gráficas obtenidas a partir de este análisis (ver figuras 30, 31 y 32), donde se encontró que el diámetro mínimo para cumplir con los requerimientos fue de 15 [mm]. Todos los datos utilizados para generar estas gráficas, así como las imágenes de la simulación, se encuentran detallados en los anexos J y K.

Figura 30.

Gráfica esfuerzos diámetro 15 [mm]

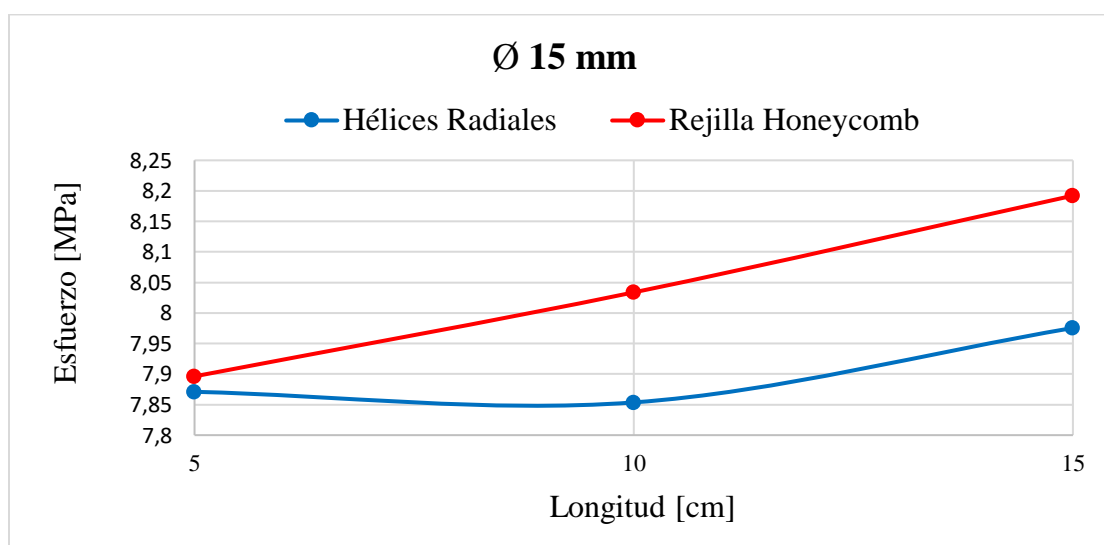


Figura 31.

Gráfica de deformaciones diámetro 15[mm]

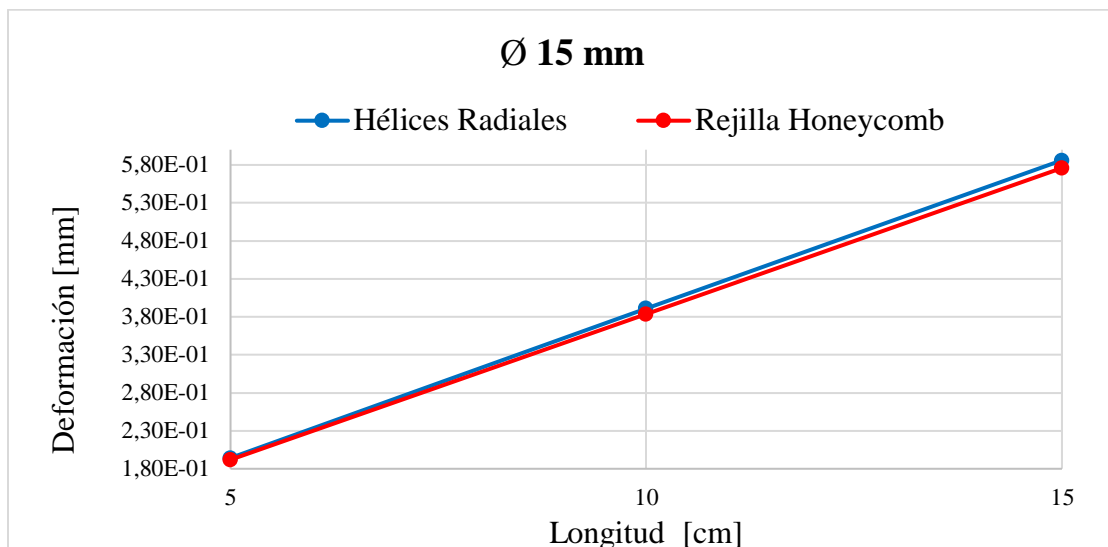
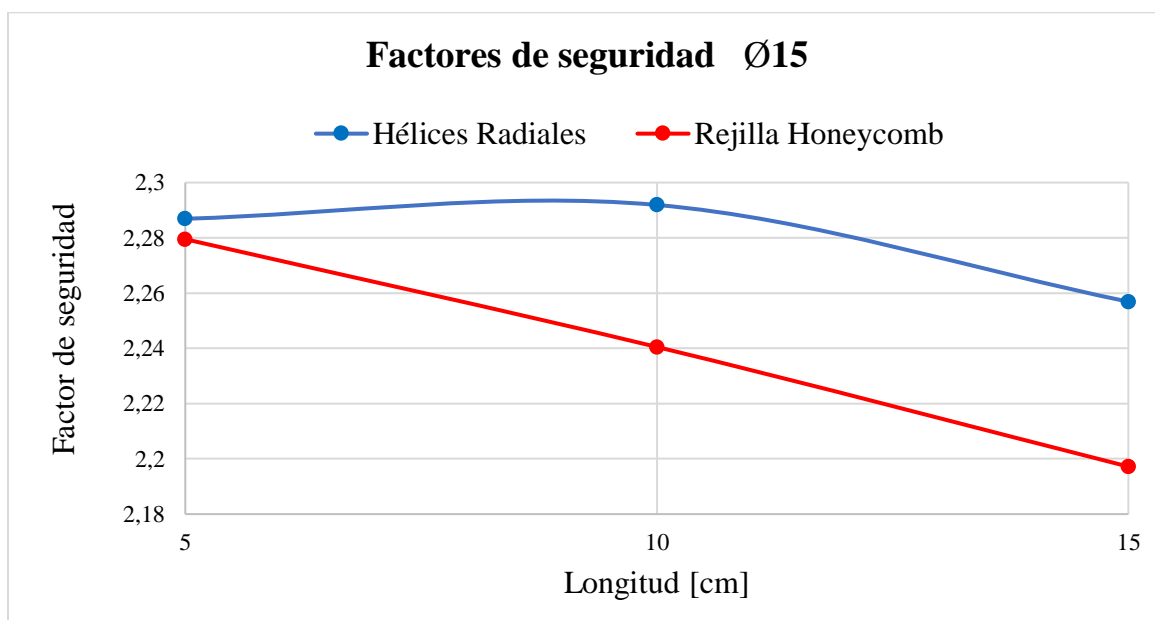


Figura 32.

Gráfica factores de seguridad diámetro 15 [mm]



Luego de determinar el diámetro mínimo necesario para establecer un factor de seguridad viable siguiendo las pautas del proyecto, el área transversal de las hélices radiales disminuyó a 99 [mm²], mientras que la estructura Honeycomb se redujo a 90 [mm²]. A partir de esto, se puede concluir que la estructura de Hélices Radiales exhibió un comportamiento más favorable en

términos de los esfuerzos máximos generados a lo largo de diversas longitudes. No obstante, el rendimiento de la estructura Honeycomb continúa siendo superior en general. Es importante destacar que los valores entre ambas estructuras se mantuvieron muy cercanos y apenas fueron perceptibles en la práctica.

En relación con las deformaciones representadas en la gráfica, ambas estructuras exhibieron comportamientos y magnitudes muy similares entre sí. El factor de seguridad presentado depende en gran medida de los valores de esfuerzos máximos. Por lo tanto, la estructura de hélices radiales obtuvo valores ligeramente superiores en este aspecto.

En lo que respecta a la forma en que los esfuerzos y las deformaciones se presentan en ambas estructuras, se mantuvo el mismo patrón observado durante el análisis de la sección 3. En conclusión, al reducir el diámetro, ambas estructuras exhiben comportamientos similares, con diferencias en los valores que son de pequeña magnitud, pero manteniendo su integridad estructural.

4.3. Propuesta de estructura final

Con el objetivo de buscar el mejor diseño para la impresión del eje de transmisión, se establecieron ciertos parámetros para determinar su diámetro final. Para evaluar su funcionalidad en futuras investigaciones, se fijó un torque objetivo que era el doble del torque neto que debe soportar el motor, equivalente a 2072 [N·mm]. Al igual que en los pasos anteriores, se estableció que el eje tendría un factor de seguridad entre 2 y 2.5 para mitigar posibles problemas durante la manufactura.

Los análisis realizados en esta fase fueron similares a los previos. Después de llevar a cabo varias iteraciones, se obtuvo un diámetro mínimo requerido de 2 [cm] para el eje. A continuación, se presentan las gráficas generadas a partir de este análisis (ver figuras 33, 34 y 35). Todos los

datos utilizados para generar estas gráficas, así como las imágenes de las simulaciones, se encuentran detallados en los anexos L y M.

Figura 33.

Gráfico de esfuerzos diámetro 20 [mm]

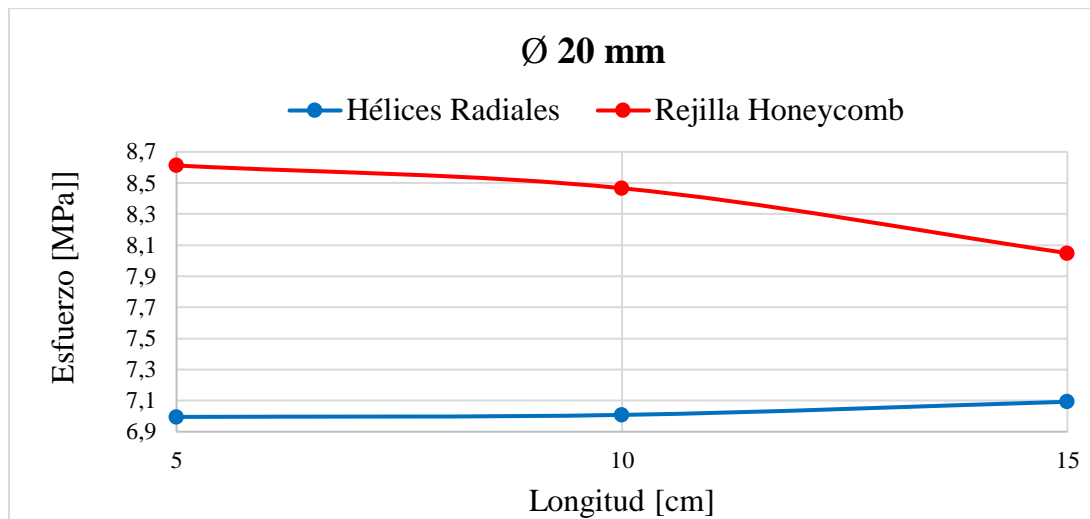


Figura 34.

Gráfico de deformaciones diámetro 20[mm]

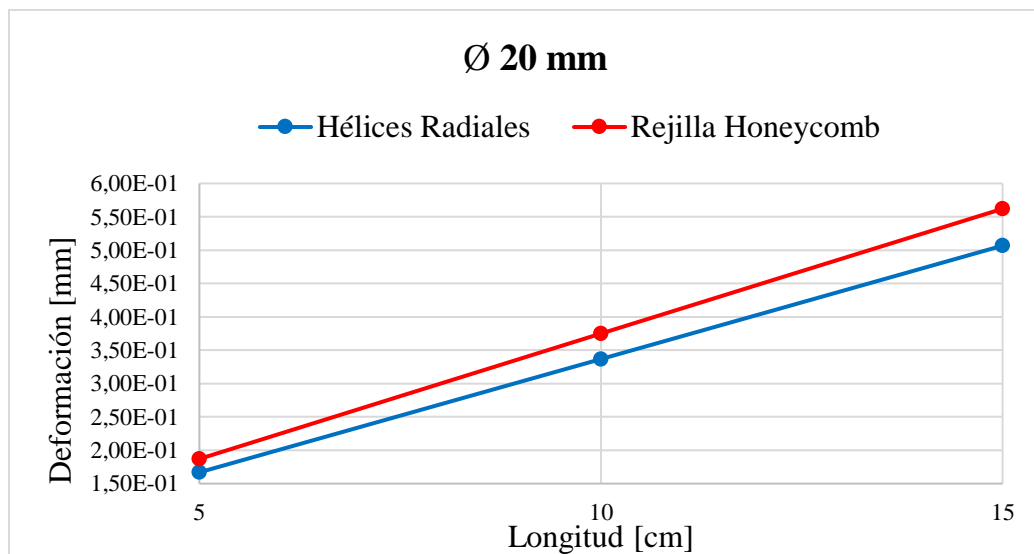
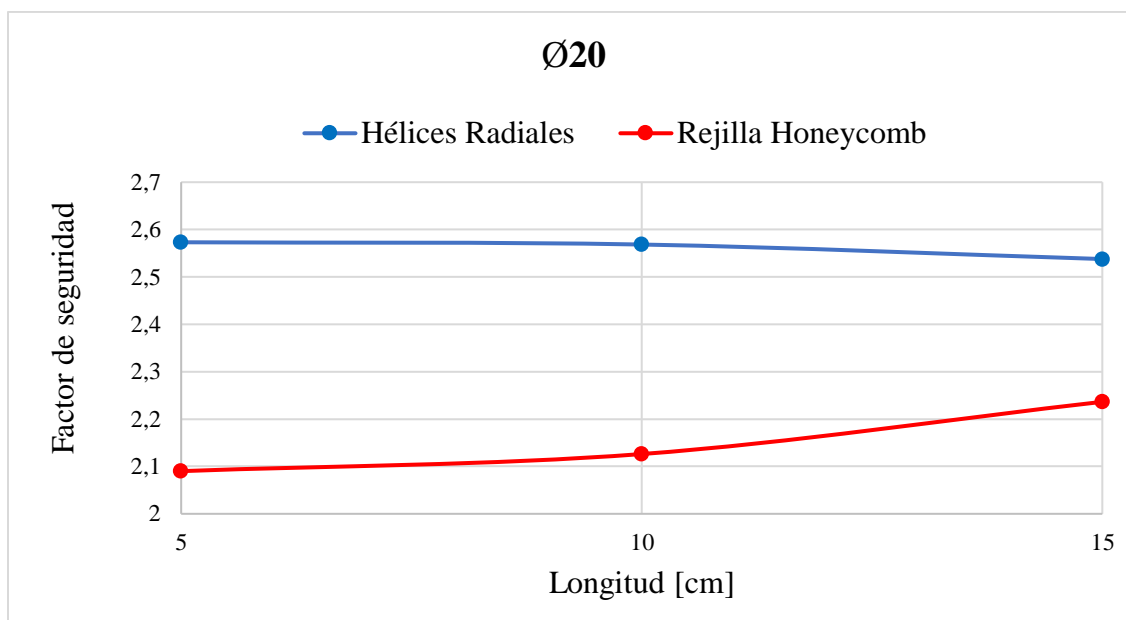


Figura 35.

Gráfico factores de seguridad 20[mm]



De acuerdo con los gráficos anteriores, la estructura Honeycomb experimenta esfuerzos mayores, oscilando entre 8.6 y 8.1 [MPa], según la longitud de la sección. Las deformaciones presentadas varían entre 1.87E-01 y 5.62E-01 [mm]. El área de la sección transversal es aproximadamente 150 [mm²]. En contraste, en la estructura de Hélices Radiales, los esfuerzos máximos fluctúan entre 6.95 y 7.1 [MPa], siendo notablemente inferiores a los de la estructura Honeycomb. Sin embargo, esta estructura tiene un área transversal un 24 % mayor. Respecto a las deformaciones, sus valores varían entre 1.67E-01 y 5.07E-01 [mm], una diferencia que no es perceptible a simple vista.

En cuanto a los factores de seguridad, la estructura Honeycomb obtuvo un valor de 2.1, el cual aumenta a medida que se incrementa la longitud, alcanzando un valor de 2.23. Por el contrario, en las Hélices Radiales, el valor del factor de seguridad disminuye desde 2.57 hasta 2.53 a medida que aumenta la longitud. En relación con la distribución de esfuerzos en las estructuras, esta sigue

siendo similar a la analizada en la sección 3, tanto en términos de esfuerzos como de deformaciones.

Figura 36.

Frecuencias naturales longitud 5 [cm]

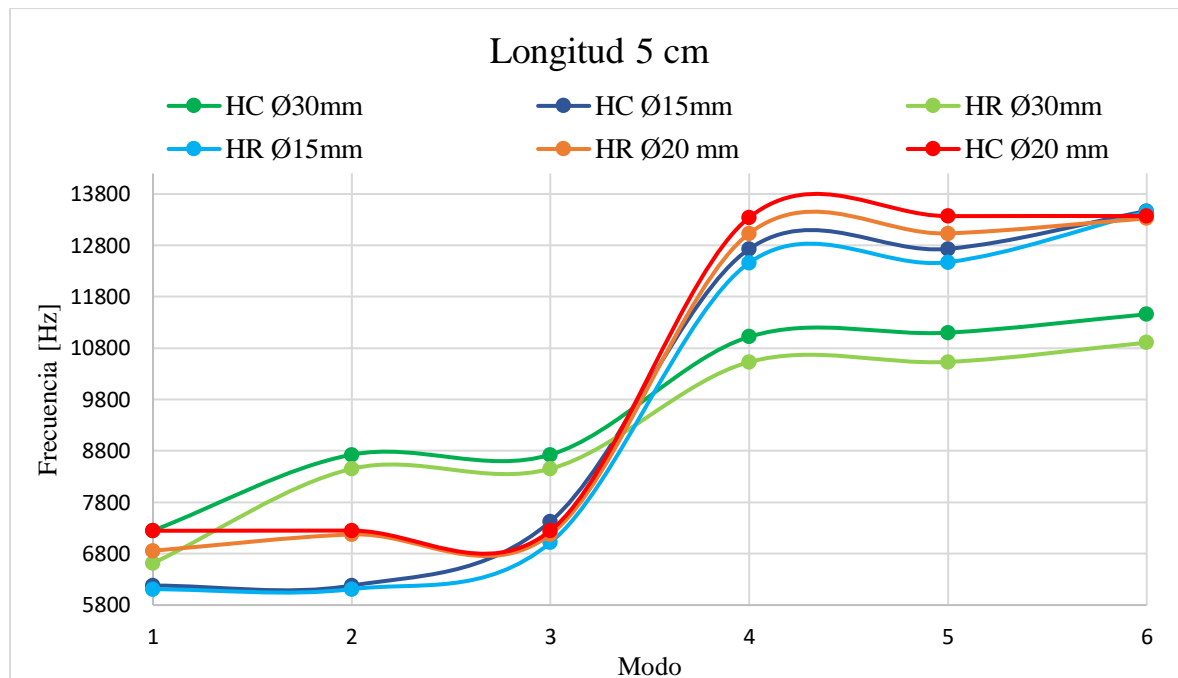


Figura 37.

Frecuencias naturales longitud 10[cm]

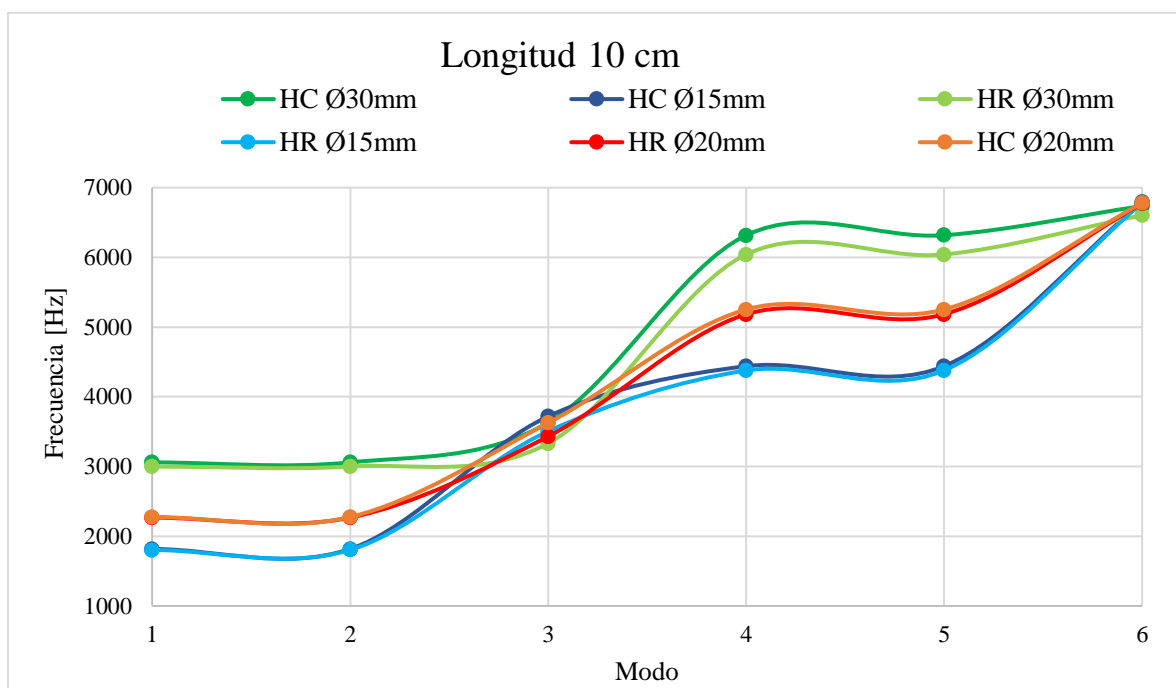
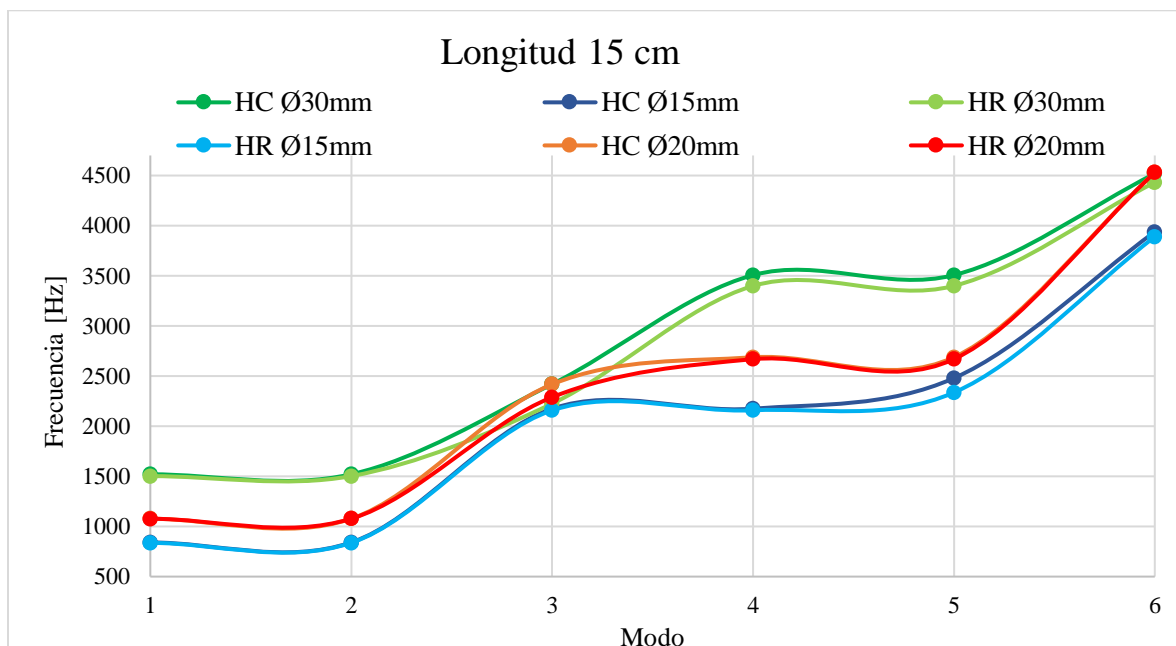


Figura 38.

Frecuencias naturales longitud 15[cm]



A partir de las gráficas (ver figuras 36, 37 y 38), se puede observar que la frecuencia en la que se manifiestan los modos es independiente del tipo de estructura. En el caso de las estructuras

con distintos diámetros, las curvas de tendencia en las gráficas permanecen prácticamente en la misma línea, independientemente del diámetro considerado. Además, es evidente que a medida que la longitud de los modelos aumenta, las frecuencias de aparición de los modos disminuyen, lo cual está directamente relacionado con la rigidez del elemento según su longitud.

Asimismo, se destaca que, en el tercer modo, todas las estructuras, sin importar el diámetro, presentan una frecuencia específica en un rango particular. Es importante mencionar que también se evidencia el fenómeno de modos doblemente degenerados, tal como se analizó en la sección 3.

En resumen, las frecuencias generales no dependen de la geometría, al menos en lo que respecta a las frecuencias de aparición de los modos. Sin embargo, la manera en que cada estructura vibra en los diferentes modos es distinta, como se puede observar en el anexo M. También se puede concluir que, a medida que se incrementa la longitud, las frecuencias iniciales de los modos disminuyen en sus valores.

5. Manufactura de la alternativa y montaje del banco

Una vez realizadas las simulaciones y sus respectivas comparaciones, se continuó con la siguiente fase del proyecto, que consistió en imprimir mediante manufactura aditiva las piezas necesarias para llevar a cabo la puesta en marcha del banco experimental y realizar las pruebas correspondientes.

5.1. Diseño del montaje del banco de prueba

Una vez que se caracterizaron los modelos propuestos por los autores, se procedió al diseño del eje, que se acopló al motor eléctrico mencionado anteriormente. Para lograr esto, se determinó que la mejor forma de acoplar el eje al motor era mediante bridas. Este método garantiza que los esfuerzos a los que será sometido el eje sean exclusivamente torsionales. Como resultado, se

añadió una sección en cada extremo del eje: en uno de ellos se encuentra la brida, mientras que en el otro se instaló un soporte para montar un rodamiento.

5.1.1. Diseño de la brida

Para el diseño de la brida, se tuvieron en cuenta principalmente las características del eje del motor. Como se muestra en la figura 39, el eje del motor presenta las siguientes características:

Diámetro del eje: 12[mm]

Longitud: 24 [mm]

Espacio para una cuña de 20 mm con un ancho de 4 mm y una profundidad de 1.2 [mm].

Figura 39.

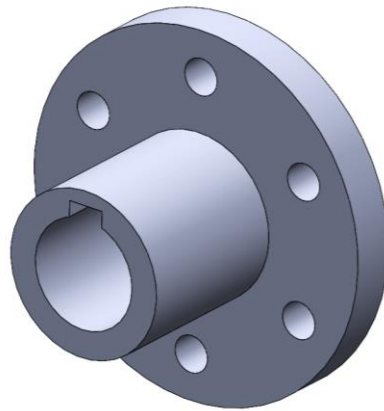
Motor eléctrico



Utilizando estas especificaciones, se procedió a diseñar la brida que se acoplaría al motor mediante el software SolidWorks. En la figura 40 se puede observar el modelo final de la brida.

Figura 40.

Brida



Para el diseño de la brida, se llevó a cabo un análisis estático utilizando el módulo Static Structural de ANSYS Workbench, de manera similar al aplicado en los modelos propuestos para el eje, como se muestra en el Anexo N. Esto aseguró que la brida cumpliera con los requisitos mecánicos necesarios para transmitir el torque de manera adecuada. Es importante destacar que en el diseño de la brida se empleó aluminio como material, con el objetivo de aumentar la resistencia de la pieza en comparación con el PLA, permitiendo así centrar los resultados en el comportamiento de las secciones de metamaterial.

5.1.2. Prototipo del eje

Diseñada la brida que se acoplaría al motor, se procedió al diseño del eje para llevar a cabo la prueba de operación. Se partió de la sección previamente caracterizada en los análisis anteriores, la cual incluía tanto la geometría de Honeycomb como la de Hélices Radiales. Esta sección específica tiene una longitud de 7.5 [cm].

En una de las caras de esta sección, se añadió un disco de 40 [mm] de diámetro y 5 [mm] de ancho. Este disco permite el acople de la brida mediante 6 pernos de 4 [mm] de diámetro, colocados en una matriz circular sobre el área transversal del disco, de manera exactamente igual a como fue diseñado en la brida. En el extremo opuesto de la sección, se incorporó un soporte para

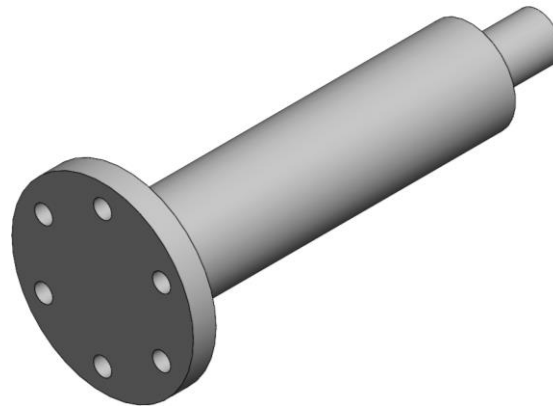
una chumacera de 10 [mm] de diámetro y 15 [mm] de largo, con el propósito de proporcionar un punto de apoyo para que todo el sistema pueda girar libremente.

Es importante destacar que estas adiciones fueron diseñadas en forma sólida para asegurar que pudieran soportar los esfuerzos a los que estarían sometidas. Sin embargo, es necesario tener en cuenta que, al añadir estos elementos, podrían generarse concentradores de esfuerzos en los cambios de sección del eje.

A continuación, en la figura 41 se aprecia el diseño final de los prototipos que fueron propuestos para el montaje del sistema.

Figura 41.

Prototipos finales



5.2. Proceso de impresión 3D

Después de contar con todas las piezas necesarias para armar el sistema, se procedió a realizar el proceso de impresión utilizando la impresora Ender 5 Plus, ubicada en el laboratorio de vibraciones mecánicas de la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

Figura 42.

Impresora Ender 5 Plus (ARROWTI3D, n.d.)



Nota. Tomado de ARROWTI3D. (n.d.). Impresora 3D Creality Ender 5 plus. Retrieved July 31, 2023, from <https://arrowti3d.com/impresora-3d-creality-ender-5-plus>

Para llevar a cabo el proceso de impresión, en primer lugar, se obtuvieron todas las piezas en formato STL. Estas piezas incluían un eje de Estructura Rejilla Honeycomb, un eje de estructura Hélices Radiales y dos secciones cilíndricas de 10 [cm] de la Estructura Honeycomb y Hélices Radiales.

Luego, se procedió a configurar los parámetros necesarios en el software MultiMaker Cura 5.3.1. Estos parámetros permitieron definir la velocidad de impresión, la forma de la impresión y el número de capas, entre otras variables importantes.

Es relevante resaltar que, dependiendo de los parámetros de impresión, se puede tener un impacto significativo tanto en las propiedades mecánicas finales de las piezas como en el tiempo de impresión. Por lo tanto, este aspecto resultó crucial para lograr un resultado satisfactorio y funcional del proceso.

5.2.1 Configuración software MultiMaker Cura

A continuación, se presentan los parámetros tenidos en cuenta para la impresión de las piezas en pro de generar la mejor configuración acorde al presente proyecto.

Altura de capa: Determina la altura de cada capa impresa. Una capa más fina mejora la calidad y detalle, pero aumenta el tiempo de impresión.

Altura de capa inicial: Especifica la altura de la primera capa. Ajustarla adecuadamente garantiza una buena adherencia a la superficie de impresión.

Ancho de línea: Controla el grosor de las líneas impresas. Puede afectar la solidez y acabado superficial de las piezas.

Numero de capas de pared: Indica la cantidad de capas que formarán la pared de la pieza. Mayor número mejora la solidez, pero puede alargar el tiempo de impresión.

Numero de capas inferiores y superiores: Establece el número de capas en la parte inferior y superior de la pieza. Ayuda a obtener una base estable y un acabado más suave en la parte superior.

Temperatura de impresión: Regula la temperatura del material de impresión. Afecta la adhesión y la calidad de las capas impresas.

Velocidad de impresión: Controla la rapidez con la que se mueve la boquilla durante la impresión. Una mayor velocidad puede acelerar la impresión, pero puede afectar la precisión.

Velocidad de impresión capa superior e inferior: Permite ajustar la velocidad específica para las capas superiores e inferiores, lo que puede ayudar a mejorar la calidad de acabado.

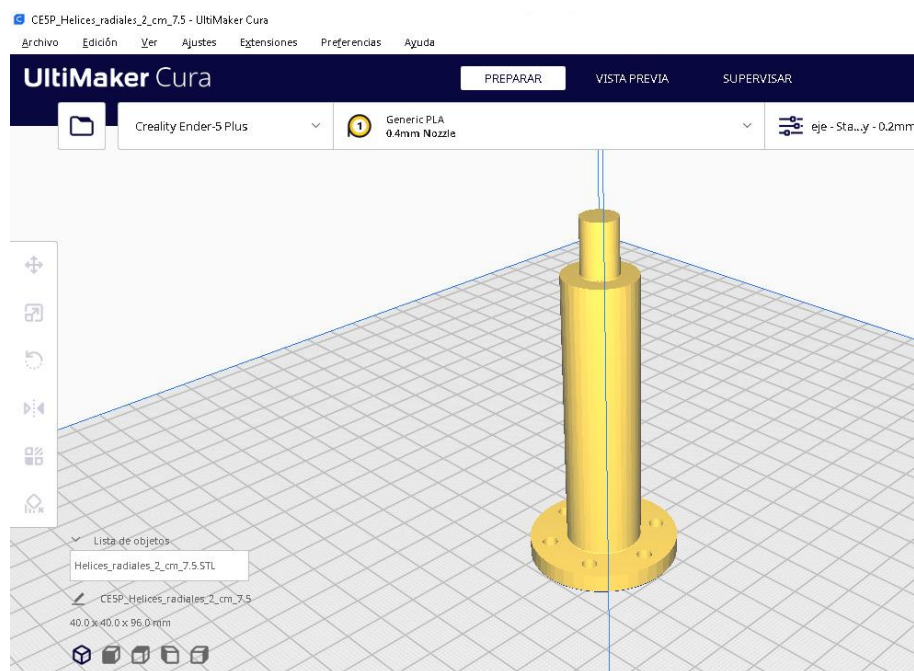
Es relevante destacar que los modelos no necesitaron soportes adicionales durante la impresión debido a la forma de su geometría y la disposición utilizada para imprimirlos. Todos los modelos fueron impresos en el área transversal de la estructura, orientados hacia el eje Z del marco

de referencia de la impresora. La deposición de material se llevó a cabo siguiendo el contorno de las paredes de las piezas, con el objetivo de rellenarlas por completo y evitar la formación de pequeños espacios que pudieran alterar sus propiedades mecánicas.

Esta configuración se puede apreciar en la figura 43, donde se muestran un ejemplo de cómo se dispusieron las piezas para su impresión.

Figura 43.

Disposición de los modelos en el software Ultimaker



Teniendo en cuenta lo anterior mencionado, se muestra a continuación la tabla con los valores numéricos de los parámetros tenidos en cuenta.

Tabla 3.*Parámetros de impresión*

Parámetros de impresión	Eje Honeycomb	Eje H. Radiales	Sección R. Honeycomb	Sección H. Radiales
Altura de capa [mm]	0.2	0.2	0.2	0.2
Altura de capa inicial [mm]	0.3	0.3	0.3	0.3
Ancho de línea [mm]	0.4	0.4	0.4	0.4
Numero de capas de pared	32	32	3	4
Numero de capas inferiores y superiores	3	3	3	3
Temperatura de impresión [°C]	210	210	210	210
Vel de impresión [mm/s]	60	60	60	60
Vel de impresión capa superior e inferior	20	20	20	20

5.2.2. Proceso de impresión

Luego de obtener los modelos y de haber configurado las formas en las que serían impresos, se procedió a imprimirlos. Para llevar a cabo este proceso, se utilizó el material FILOALFA Grafylon PLA. Este material se distingue por su refuerzo con grafeno, lo cual le otorga ventajas significativas en comparación con el PLA estándar. Las propiedades mejoradas de este material, proporcionadas por el fabricante FILOALFA 3D, se detallan a continuación:

Módulo elástico: Aumento del 34%

Resistencia a la tracción: Incremento del 23%

Capacidad de elongación: Aumento del 28%

Acabado superficial superior: Ideal para imprimir objetos finalizados

Conductividad térmica: Aumento del 100% (de 0,1915 a 0,385 [W/mK])

Estas mejoras hacen que el material sea especialmente adecuado para crear piezas con alta calidad y un acabado excepcional.

Habiendo seguido las recomendaciones del fabricante para la configuración inicial de las impresiones, se presentan los tiempos de impresión de cada una de las piezas en la tabla 4. Asimismo, se muestran las imágenes de las impresiones finales en las figuras 44 y 45.

Tabla 4.

Tiempos de impresión

Pieza	Tiempo de impresión
Eje Honeycomb	6 h
Eje Hélices radiales	4h 54 min
Sección Honeycomb	6h 21 min
Sección Hélices Radiales	4h 49 min

Figura 44.

Eje rejilla Honeycomb y Hélices Radiales



Figura 39.

Sección rejilla Honeycomb y Hélices Radiales

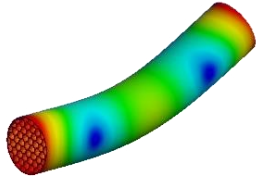

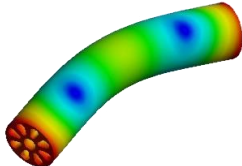

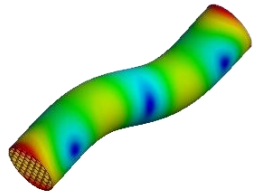
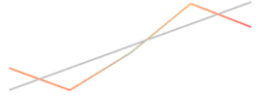
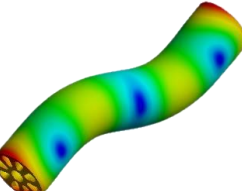
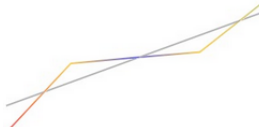


5.3 Análisis modales experimentales

Se llevó a cabo un análisis modal experimental (EMA) utilizando las secciones impresas de ambas estructuras con el objetivo de comparar y validar los resultados obtenidos en las simulaciones. Para realizar el EMA, se emplearon el software Oros Modal, el analizador OR35, el acelerómetro DYTRAN modelo 3224B y el martillo DYTRAN modelo 5850B. El montaje y la configuración del software se detallan en el anexo Ñ.

Inicialmente, al comparar los resultados teóricos con los resultados experimentales, se obtuvo un error porcentual entre 12 y 19%, siendo un error considerablemente elevado. Por lo tanto, se buscó determinar las razones. Se concluyó que la diferencia residía en que los análisis modales teóricos se realizaron con un material PLA de propiedades estándar, mientras que en la fabricación se utilizó PLA reforzado con grafeno, lo que mejoró sus características generales. Por esta razón, se realizó un nuevo análisis modal, siguiendo los mismos procedimientos anteriores, pero ajustando las propiedades mecánicas del PLA, como se especifica en la sección anterior. Debido a la longitud de las secciones impresas solo fue posible encontrar los dos primeros modos con relación a la cantidad de nodos permitidas por las piezas. Los resultados obtenidos se presentan en la tabla 5 que se muestra a continuación.

Tabla 5.*Comparación análisis modales teóricos vs experimentales*

Honeycomb		Hélices Radiales	
Modo 1 Teórico	Modo 1 Experimental	Modo 1 Teórico	Modo 1 Experimental
2634,7[Hz]	2699,52 [Hz]	2624,6[Hz]	2736,05[Hz]
			
Modo 2 Teórico	Modo 2 Experimental	Modo 2 Teórico	Modo 2 Experimental
6079,9 [Hz]	6277,70 [Hz]	6001[Hz]	6253,75[Hz]
			

Al realizar los cambios en las propiedades, se obtuvieron resultados cercanos y aceptables entre sí. La estructura de hélices radiales muestra el modo 1 y el modo 2 a frecuencias de 2736.05 [Hz] y 6253.75 [Hz], respectivamente, mientras que la estructura Honeycomb presenta el modo 1 y el modo 2 a frecuencias de 2736.05 [Hz] y 6277.70 [Hz], respectivamente. Los porcentajes de error para la estructura de Hélices Radiales son del 4.23% para el modo 1 y del 4.21% para el modo 2, mientras que la estructura Honeycomb presenta un error del 4.23% para el modo 1 y del 4.21% para el modo 2.

5.4 Montaje del banco de prueba

El objetivo principal consistía en establecer un banco de pruebas capaz de evaluar el comportamiento de las estructuras diseñadas en el presente proyecto. Con este fin, en una etapa inicial, se llevó a cabo un proceso de mantenimiento en el motor especificado para este proyecto

en particular. El propósito de dicho mantenimiento era minimizar cualquier posible complicación al iniciar su funcionamiento. Se implementaron diversas medidas, como la lubricación de las partes móviles, la eliminación de impurezas en los componentes y la sustitución del cable de alimentación de 220[V], entre otras acciones.

El diseño inicial del banco se realizó acoplando la brida a los ejes impresos y soportándolos en una chumacera en el otro extremo del eje. Para evaluar el comportamiento de los ejes ante la torsión, se integró a este sistema un mecanismo de frenado, el cual permitía generar una fuerza opuesta a la otorgada por el giro del motor. Para garantizar que esta fuerza de frenado solo generara un par de frenado, se utilizó el freno de disco de una bicicleta.

5.4.1 Estimación de la fuerza de frenado

El principio fundamental del funcionamiento de un freno de disco de bicicleta mediante guaya implica el accionamiento de la palanca de freno, que está conectada a una pinza de freno ubicada cerca del disco, el cual se encuentra acoplado al eje. Al tirar del cable, la pinza se cierra sobre el disco de freno, lo que permite que, a través de la fricción, se disipe parte de la energía cinética en forma de calor, reduciendo así la velocidad del eje. Es importante destacar que este sistema permite ajustar la intensidad del frenado mediante la tensión del cable.

Para estimar la fuerza de frenado, asumimos inicialmente una fuerza aplicada en la palanca de freno de 100 [N], una magnitud adecuada para una frenada suave o gradual en la mayoría de los frenos de bicicleta. Para frenadas más fuertes, los valores suelen estar en el rango de 100 a 200 [N]. El coeficiente de fricción entre las pastillas de freno y el disco se sitúa generalmente alrededor de 0.45.

La fuerza de frenado se define en la ecuación x:

$$F_f = \mu \cdot N \quad (\text{Ec. 9.})$$

Donde:

$$F_f = \text{Fuerza de frenado}$$

$$\mu = \text{coeficiente de fricción entre las pastillas y el disco}$$

$$N = \text{fuerza normal sobre el disco}$$

Para calcular el valor de la fuerza normal se realizó un equilibrio vertical de fuerzas:

$$N - P = 0 \quad (\text{Ec. 10.})$$

Donde:

$$P = \text{fuerza producida en la palanca de freno}$$

Reemplazando:

$$N - 100 [N] = 0$$

$$N = 100 [N]$$

Luego se realiza el equilibrio de fuerzas horizontal:

$$T - F = 0 \quad (\text{Ec. 11.})$$

$$T = F_f$$

Por lo tanto se puede definir la fuerza de frenado como:

$$F_f = 100 [N] \cdot 0.45$$

$$F_f = 45 [N]$$

Para el valor del torque máximo producido por el mecanismo, se define como

$$\text{Torque}_{\text{frenado}} = F_f \cdot r \quad (\text{Ec. 12.})$$

Donde

$$r = \text{radio del disco de freno}$$

Entonces:

$$Torque_{frenado} = 45 [N] \cdot 0.07 [m]$$

$$Torque_{frenado} = 45 [N] \cdot 0.07 [m]$$

$$Torque_{frenado} = 3.15 [N \cdot m]$$

Para garantizar una efectiva acción de frenado, es necesario que la guaya esté adecuadamente pre-tensada, de manera que la transmisión de fuerza desde un extremo al otro se realice con la máxima eficiencia. Dado que el torque teórico de frenado suele ser superior al torque efectivamente transmitido por el motor, esto plantea la posibilidad de evaluar el comportamiento del eje al transferir potencia a otro mecanismo. La aplicación del freno permite establecer diversos márgenes de evaluación, los cuales dependen de la fuerza inicial aplicada en la palanca de freno y de la pre-tensión de la guaya.

Es importante destacar que estas consideraciones de frenado se aplican a situaciones de frenado uniforme, y en un entorno real, es posible que se deban tener en cuenta factores adicionales, como la respuesta no lineal del coeficiente de fricción a medida que se lleva a cabo el proceso de frenado.

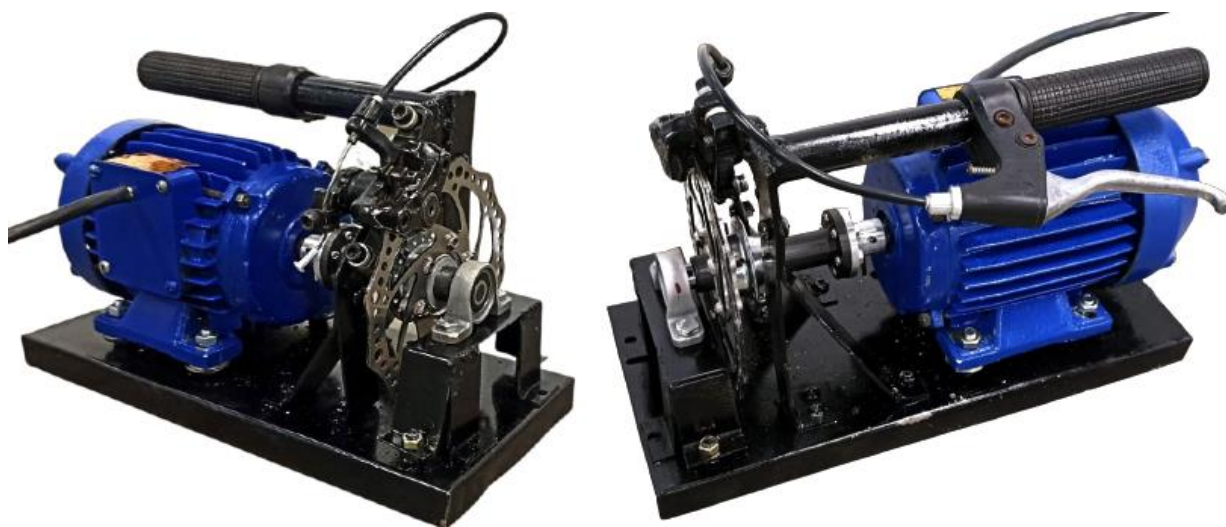
5.4.2 Ensamblaje del banco de prueba

Como se puede apreciar en la figura 46, el banco de pruebas montado en el laboratorio para evaluar el rendimiento de los ejes consistió en un motor que se acopló al eje diseñado en la sección anterior mediante una brida de aluminio. En este último, se instaló un sistema de freno de disco mecánico de bicicleta convencional, que constaba de un manillar con una palanca de freno, una guaya, una mordaza de freno, pastillas de freno y un disco de 140 [mm] de diámetro.

Este sistema se unió al eje mediante bujes y se aseguró con tornillos prisioneros. Además, se incorporó una chumacera de 10 [mm] de diámetro en el extremo del eje, lo que permitió que todo el sistema girara libremente. El conjunto completo se montó en un bastidor diseñado específicamente para mantenerlo rígido y seguro durante las pruebas. La versatilidad del banco de pruebas permitió intercambiar fácilmente los ejes impresos para evaluar su funcionamiento de manera individual y precisa.

Figura 46.

Montaje final del banco



5.4.3 Puesta en marcha y diseño de prueba

Una vez montado el banco de pruebas, se procedió a diseñar la prueba que evaluó el comportamiento de los ejes sometidos a la torsión. Dado que no se disponía de ninguna herramienta que permitiera medir la torsión según las normativas establecidas, los resultados obtenidos durante el procedimiento se basaron principalmente en observaciones cualitativas, basadas en la condición de los ejes durante y al final de cada una de las fases del experimento. Con el fin de obtener una representación más clara de cómo se comportaban las secciones de

metamaterial, se decidió imprimir dos ejes adicionales, idénticos a los presentados en la sección anterior, pero fabricados en PLA tradicional. Este diseño se basó en dos fases que se detallan a continuación.

Fase 1: Consistió en poner en funcionamiento cada uno de los ejes durante cinco minutos, detener el motor y luego reiniciarlo, repitiendo este ciclo un total de diez veces para cada una de las cuatro probetas impresas.

Fase 2: Implicó poner el motor en funcionamiento y aplicar gradualmente el freno, soltándolo después. La idea era aumentar la fuerza de frenado en un 10% en cada iteración hasta alcanzar el 100% de la fuerza de frenado permitida por el sistema, o hasta que una de las probetas fallara. Se llevaron a cabo diez pruebas de frenado para cada una de las probetas. La fuerza se calculó mediante un dinamómetro aplicado en la palanca del freno.

5.4.4 Resultados del diseño de prueba

Con relación a los resultados de la primera fase, se tomó la decisión de incrementar tanto el tiempo de funcionamiento como la cantidad de ciclos de operación de las probetas, ya que estas demostraron una total capacidad para soportar el arranque y parada del motor durante los primeros ciclos de funcionamiento. Durante esta etapa inicial, no se observó ninguna falla evidente que pudiera relacionarse directamente con la manufactura o la geometría del diseño. Tanto el PLA tradicional como el reforzado con grafeno se comportaron de acuerdo con las expectativas. Al concluir las pruebas, las probetas no presentaron deformaciones ni fallas detectables a simple vista mediante una inspección visual.

En la segunda fase de las pruebas, también se llevaron a cabo un mayor número de ensayos en comparación con las pruebas previamente establecidas. En esta etapa, todas las probetas fueron sometidas repetidamente a frenados en seco, donde el torque de frenado igualaba el torque

generado por el motor. En consecuencia, no fue necesario medir la fuerza aplicada en la palanca de freno. Estos resultados demuestran que el diseño de las estructuras de metamaterial fue óptimo y que la manufactura no presentó complicaciones adicionales. Es importante destacar que, a pesar de los repetidos frenados en seco a los que fueron sometidas las probetas en esta fase, no se observaron fallas ni deformaciones aparentes a simple vista.

6. Conclusiones

Basándonos en las revisiones bibliográficas realizadas, se puede concluir que el campo de los metamateriales mecánicos, con un enfoque en aplicaciones como la transmisión de potencia, se encuentra en una etapa inicial de desarrollo, particularmente en el contexto colombiano. Además, es evidente que, al igual que en otras áreas, los metamateriales han demostrado resultados alentadores en la manipulación de propiedades mecánicas. Esto indica que el desarrollo de metamateriales capaces de controlar propiedades mecánicas está en una fase de crecimiento y presenta un considerable potencial para futuras investigaciones y aplicaciones.

En cuanto a las simulaciones estáticas, se concluye que las estructuras tipo rejilla superan al tipo hélice en rendimiento. Tienen áreas transversales más pequeñas y experimentan menores valores de esfuerzos máximos. Esta diferencia puede deberse a la disposición y conexión de las figuras geométricas dentro de las estructuras, lo que resulta en menos puntos críticos no deseados a lo largo de su patrón. Por otro lado, las estructuras tipo hélice presentan concentradores de esfuerzos en las hélices, independientemente de su geometría, generando tensiones más altas que no se concentran en el punto más alejado del centro, como se esperaría en una torsión pura. En el análisis modal, manteniendo propiedades y características idénticas en material y geometría, los modos de vibración exhiben frecuencias naturales similares y sin cambios notables.

La manufactura aditiva demostró ser una herramienta precisa y eficiente para la fabricación de componentes necesarios en el desarrollo del proyecto, permitiendo obtener las propiedades mecánicas deseadas en los elementos y a su vez acelerando la realización de pruebas experimentales. Además, su capacidad para diseñar estructuras complejas y precisas de manera ágil, en contraste con métodos tradicionales más lentos y costosos, facilitó la validación entre los resultados teóricos y experimentales en la aplicación de metamateriales enfocados en torsión.

La implementación de un banco de pruebas permitió validar los resultados obtenidos en las simulaciones, evidenciando el excelente rendimiento de las dos estructuras diseñadas. Al simular la transmisión de torque en un entorno real, las probetas no manifestaron deformaciones y su estado al finalizar las pruebas resultó positivo para ambos PLA implementados. Además, demostraron un comportamiento satisfactorio al operar durante múltiples ciclos de trabajo, lo que es un escenario común en las aplicaciones de transmisión de potencia.

7. Recomendaciones

En cuanto a las recomendaciones, se sugiere en primer lugar llevar a cabo nuevas investigaciones con el fin de caracterizar una variedad más amplia de geometrías en la estructura de la celda unitaria. Asimismo, se recomienda realizar comparaciones con probetas totalmente macizas y de materiales comunes para la fabricación de ejes de transmisión.

Por otro lado, se propone también llevar a cabo en proyectos posteriores la caracterización del comportamiento de las probetas según la normativa establecida para la torsión, y posteriormente comparar estos resultados teóricos y experimentales.

Se aconseja que futuras investigaciones incluyan análisis de fatiga en relación con la aplicación de transmisiones de potencia, teniendo en cuenta sus constantes ciclos de trabajo. Estos análisis ayudarán a comprender mejor el desempeño y la durabilidad de las estructuras en situaciones de carga cíclica.

Por último, se recomienda llevar a cabo un estudio avanzado de vibraciones mecánicas para evaluar su compatibilidad con las estructuras diseñadas, dado que los equipos de transmisión de potencia están sujetos a vibraciones en diversas direcciones, tales como las radiales, axiales y torsionales.

Referencias Bibliográficas

- Armstrong, M., Mehrabi, H., & Naveed, N. (2022). An overview of modern metal additive manufacturing technology. *Journal of Manufacturing Processes*, 84, 1001–1029. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jmapro.2022.10.060>
- ARROWTI3D. (n.d.). *Impresora 3D Creality Ender 5 plus*. Retrieved July 31, 2023, from <https://arrowti3d.com/impresora-3d-creality-ender-5-plus>
- Barhoumi, A., Lemkalli, B., Jakjoud, H., Achaoui, Y., & Rahmani, A. (2022). Improved compression-torsion conversion in geometrically optimized mechanical metamaterials. *2022 2nd International Conference on Innovative Research in Applied Science, Engineering and Technology (IRASET)*, 1–5. <https://doi.org/10.1109/IRASET52964.2022.9738272>
- Boardman, A. (2011). Pioneers in metamaterials: John Pendry and Victor Veselago. *Journal of Optics*, 13(2), 020401. <https://doi.org/10.1088/2040-8978/13/2/020401>
- Bruggeling, A. G. (1956). EXPERIENCIAS Y PROBLEMAS RELATIVOS A LA FABRICACION Y UTILIZACION DE LOS ACEROS PARA PRETENSADO. *Hormigón y Acero*, 7(30).
- Budynas Richard G., & Nisbett J. Keith. (2012). Torsión. In P. E. Roig Vázquez & M. T. Zapata Terrazas (Eds.), *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Novena edición, pp. 98–105). McGraw Hill.
- Camacho Puello, J. C., & Romero Torres, M. de J. (2012). *Análisis estructural con el método de elementos finitos asistido por computadora*.
- César Andrés Reina Lizarazo, & Fabian Rodolfo Nova Agudelo. (2017). *METODOLOGÍA PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE LA TÉCNICA DE ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL (OMA), EN LA CARACTERIZACIÓN DE LOS PARÁMETROS MODALES DE UN EJE DE*

TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE UN BANCO DE ENSAYOS DEL LABORATORIO DE VIBRACIONES MECÁNICAS. Universidad Industrial de Santander.

- Chen, W., Ruan, D., & Huang, X. (2018). Optimization for twist chirality of structural materials induced by axial strain. *Materials Today Communications*, *15*, 175–184. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.mtcomm.2018.03.010>
- Chikkanna, N., Krishnapillai, S., & Ramachandran, V. (2022). In-plane and out-of-plane quasi-static compression performance enhancement of 3D printed re-entrant diamond auxetic metamaterial with geometrical tuning and fiber reinforcement. *Defence Technology*. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.dt.2022.11.009>
- Christoph, R., Muñoz, R., & Hernández, Á. (2016). Manufactura aditiva. *Realidad y Reflexion*, 97–109.
- Committee, A. S. M. I. H. (1990). Metals Handbook Vol 2: Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials. *ASM Int*, 3(5).
- Doshi, M., Mahale, A., Kumar Singh, S., & Deshmukh, S. (2022). Printing parameters and materials affecting mechanical properties of FDM-3D printed Parts: Perspective and prospects. *Materials Today: Proceedings*, *50*, 2269–2275. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.10.003>
- Espinosa Diaz Perla, Torres Cabezas Diego, & Torres-Silva H. (2011). *Estudio de un absorbedor basado en metamaterial quiral*.
- Hibbeler, R. C. (2011). Torsión. In L. M. Cruz Castillo & B. Gutiérrez Hernández (Eds.), *Mecánica de Materiales* (Octava edición, pp. 179–235). PEARSON.

- Hou, R., Dong, P., & Liu, Y. (2023). Novel lozenge-chiral auxetic metamaterials (LCAMs): Design and numerical studies. *Materials Letters*, 331, 133440. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matlet.2022.133440>
- Hur, J. M., & Kim, D.-N. (2023). Auxetic meta-disk for independent control of flexural and torsional waves. *International Journal of Mechanical Sciences*, 243, 108050. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2022.108050>
- ISO, & ASTM. (2021). *Additive manufacturing — General principles — Fundamentals and vocabulary*.
- Additive manufacturing — Design — Requirements, guidelines and recommendations, (2018).
- J, G.-C. J., J, B.-C. O., A, G.-S. J., & G, S.-A. H. (2022). Passive seismic protection systems with mechanical metamaterials: A current review. *Structural Engineering and Mechanics*, 82(4), 417–434. <https://doi.org/10.12989/SEM.2022.82.4.417>
- Jiang, H., Zhang, Z., & Chen, Y. (2020). 3D printed tubular lattice metamaterials with engineered mechanical performance. *Applied Physics Letters*, 117(1), 011906.
- Kranjc, T., Slavič, J., & Boltežar, M. (2016). A comparison of strain and classic experimental modal analysis. *Journal of Vibration and Control*, 22(2), 371–381.
- Kumar, S. (2020). *Additive manufacturing processes*. Springer.
- Liao, Z., Fernández-Domínguez, A. I., Zhang, J., Maier, S. A., Cui, T. J., & Luo, Y. (2016). Homogenous metamaterial description of localized spoof plasmons in spiral geometries. *Acs Photonics*, 3(10), 1768–1775.
- Lineth Johanna Perez Monsalve, & Juan Nicolás Olarte Rivero. (2021). *DISEÑO DE UN METAMATERIAL PARA DISIPACIÓN DE VIBRACIONES CON ANÁLISIS DE LA PROPIEDAD DE TRANSMISIBILIDAD*. Universidad Industrial de Santander.

- Lu, C., Hsieh, M., Huang, Z., Zhang, C., Lin, Y., Shen, Q., Chen, F., & Zhang, L. (2022). Architectural Design and Additive Manufacturing of Mechanical Metamaterials: A Review. *Engineering*. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.eng.2021.12.023>
- Ma, C., Lei, H., Hua, J., Bai, Y., Liang, J., & Fang, D. (2018). Experimental and simulation investigation of the reversible bi-directional twisting response of tetra-chiral cylindrical shells. *Composite Structures*, 203, 142–152. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2018.07.013>
- Ma, C., Lei, H., Liang, J., Wu, W., Wang, T., & Fang, D. (2018). Macroscopic mechanical response of chiral-type cylindrical metastructures under axial compression loading. *Materials & Design*, 158, 198–212. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matdes.2018.08.022>
- Niaki, M. K., & Nonino, F. (2018). The management of additive manufacturing. *Birmingham: Springer*.
- Norton, R. L. (2011). Torsión. In L. M. Cruz Castillo & F. Hernández Carrasco (Eds.), *Diseño de máquinas Un enfoque integrado* (Cuarta edición, pp. 107–112). PEARSON.
- Reddy, J. N. (2019). *Introduction to the Finite Element Method* (4th Edition). McGraw-Hill Education. <https://www.accessengineeringlibrary.com/content/book/9781259861901>
- Russell C. Hibbeler. (2011). *MECHANICS OF MATERIALS* (Cruz Castillo Luis Miguel, Ed.; 8th ed.). PEARSON.
- Salido Rivero, P. (2019). *ESTUDIO Y ANÁLISIS DE UN METAMATERIAL PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA POR TORSIÓN*. Universidad Carlos III de Madrid.
- Seepersad, C. C. (2014). Challenges and Opportunities in Design for Additive Manufacturing. *3D Printing and Additive Manufacturing*, 1(1), 10–13. <https://doi.org/10.1089/3dp.2013.0006>

- Serrano-Cinchilla, L., Bustamante-Góez, L., & Villarraga-Ossa, J. (2022). Influencia de la densidad y de los parámetros de relleno en las propiedades mecánicas compresivas de probetas fabricadas en manufactura aditiva de PLA. *Revista UIS Ingenierías*, 21(2), 107–114.
- Sharma, A., & Rai, A. (2022). Fused deposition modelling (FDM) based 3D & 4D Printing: A state of art review. *Materials Today: Proceedings*, 62, 367–372. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.03.679>
- Solomon, I. J., Sevel, P., & Gunasekaran, J. (2021). A review on the various processing parameters in FDM. *Materials Today: Proceedings*, 37, 509–514. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.05.484>
- Subramanian, M. S. S., Siddharth, K. V, Abhinav, S. N., Arthi, V. V, Praveen, K. S., Jayavarshini, R., & Sundaram, G. A. S. (2012). Design of dual log-spiral metamaterial resonator for X-band applications. *2012 International Conference on Computing, Communication and Applications*, 1–6.
- Sun, P., Guo, H., Jin, F., Zhang, Z., Liu, N., Yuan, T., Ma, L., & Wang, Y. (2022). Mechanics and extreme low-frequency band gaps of auxetic hexachiral acoustic metamaterial with internal resonant unit. *Applied Acoustics*, 200, 109046. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2022.109046>
- Surjadi, J. U., Gao, L., Du, H., Li, X., Xiong, X., Fang, N. X., & Lu, Y. (2019). Mechanical Metamaterials and Their Engineering Applications. *Advanced Engineering Materials*, 21(3), 1800864. <https://doi.org/https://doi.org/10.1002/adem.201800864>
- Tama Franco, G. A. (2014). *Los Metamateriales*.

- Vyatskikh, A., Delalande, S., Kudo, A., Zhang, X., Portela, C. M., & Greer, J. R. (2018). Additive manufacturing of 3D nano-architected metals. *Nature Communications*, 9(1), 593. <https://doi.org/10.1038/s41467-018-03071-9>
- Walser, R. M. (2001). Electromagnetic metamaterials. *Complex Mediums II: Beyond Linear Isotropic Dielectrics*, 4467, 1–15.
- Wang, J., Zhang, H., Hong, L., & Jiao, P. (2023). Thermomechanical buckling of tubularly chiral thermo-metamaterials. *Thin-Walled Structures*, 183, 110344. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.tws.2022.110344>
- Wang, L., & Liu, H.-T. (2021). Parameter optimization of bidirectional re-entrant auxetic honeycomb metamaterial based on genetic algorithm. *Composite Structures*, 267, 113915. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2021.113915>
- Wang, Y.-B., Liu, H.-T., & Zhang, D.-Q. (2021). Compression-torsion conversion behavior of a cylindrical mechanical metamaterial based on askew re-entrant cells. *Materials Letters*, 303, 130572. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matlet.2021.130572>
- Xu, M., Zhao, Z., Wang, P., Duan, S., Lei, H., & Fang, D. (2022). Mechanical performance of bio-inspired hierarchical honeycomb metamaterials. *International Journal of Solids and Structures*, 254–255, 111866. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2022.111866>
- Yang, H., & Ma, L. (2020). Design and characterization of axisymmetric auxetic metamaterials. *Composite Structures*, 249, 112560. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2020.112560>
- Zahid, F. Bin, Ong, Z. C., & Khoo, S. Y. (2020). A review of operational modal analysis techniques for in-service modal identification. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 42, 1–18.

Zanotti, A. L. (2007). Modelado del flujo multifase en la producción de acero por colada continua.

CIMEC Document Repository.

Zhang, W., Zhao, S., Scarpa, F., Wang, J., & Sun, R. (2021). In-plane mechanical behavior of novel auxetic hybrid metamaterials. *Thin-Walled Structures*, *159*, 107191.

<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.tws.2020.107191>

Zheng, B.-B., Zhong, R.-C., Chen, X., Fu, M.-H., & Hu, L.-L. (2019). A novel metamaterial with tension-torsion coupling effect. *Materials & Design*, *171*, 107700.

<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matdes.2019.107700>

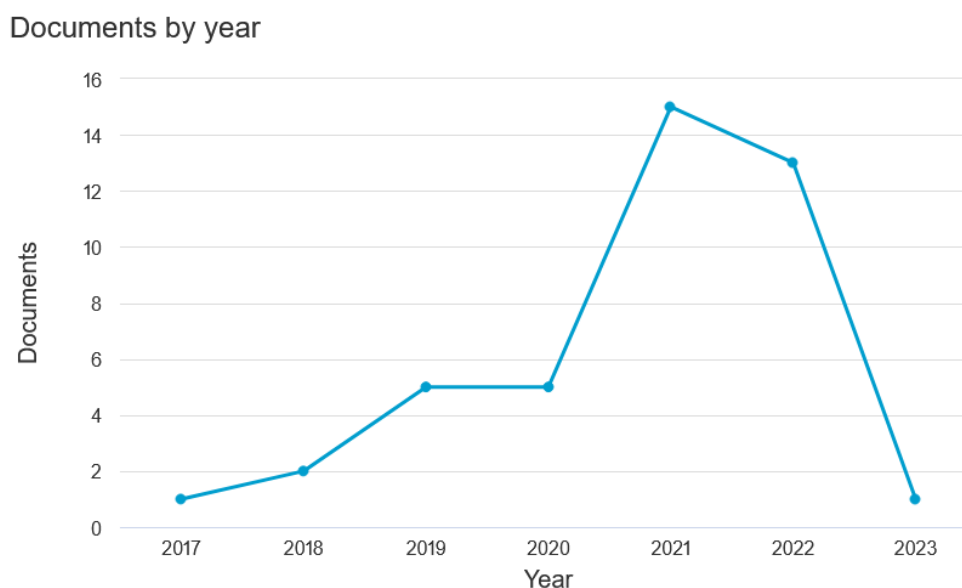
Anexos

Anexo A. Análisis bibliométrico en base de datos SCOPUS

Por medio de la base de datos SCOPUS se realiza un análisis acerca de las publicaciones realizadas con anterioridad empleando las palabras clave “*torsion metamaterial*” con la cual se obtienen un total de 42 resultados.

Figura 47.

Documentos relacionados a "torsion metamaterial" publicados por año



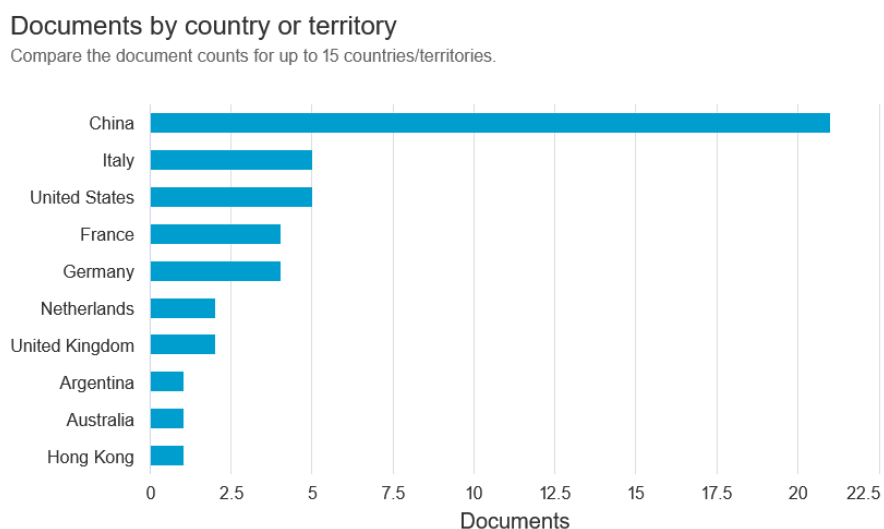
La figura 47 muestra como en el transcurso de los años desde el 2017 se ha incrementado la cantidad de publicaciones relacionadas con metamateriales de torsión. En donde el 2021 se muestra como el año con mayores publicaciones con un total de 15, triplicando así las publicaciones realizadas en el año 2020.

Como se evidencia en la figura 48, el país que más ha llevado a cabo publicaciones respecto a metamateriales de torsión es China, el cual tiene el 50% de las publicaciones encontradas. En segundo lugar, se encuentran Italia y Estados Unidos, los cuales presentan cada uno el 12% en

publicaciones respecto al total. Hasta el momento, Colombia no ha realizado publicaciones relacionadas con metamateriales de torsión.

Figura 48.

Documentos por país o territorio



Por medio del software VOSviewer se realiza una búsqueda de las palabras clave empleadas en los 42 documentos, la cual es mostrada en la figura 49. En esta se evidencia que existe una relación al hablar de metamateriales sometidos a esfuerzos torsionales y metamateriales mecánicos. Así mismo, algunos tipos de mMMs se tienen en cuenta, como lo son los quirales y los de coeficiente de Poisson negativo.

Figura 49.

Palabras clave

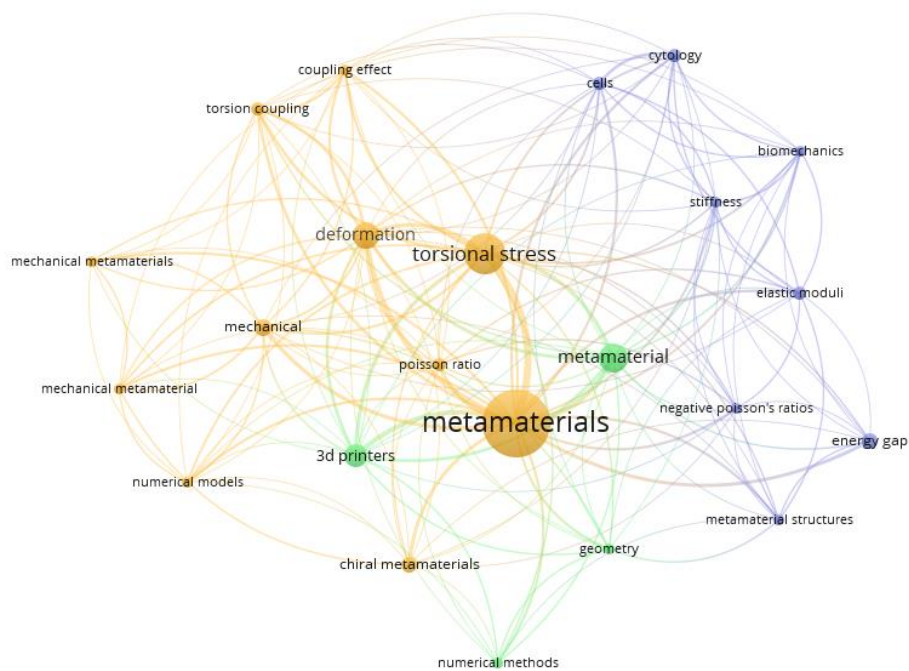
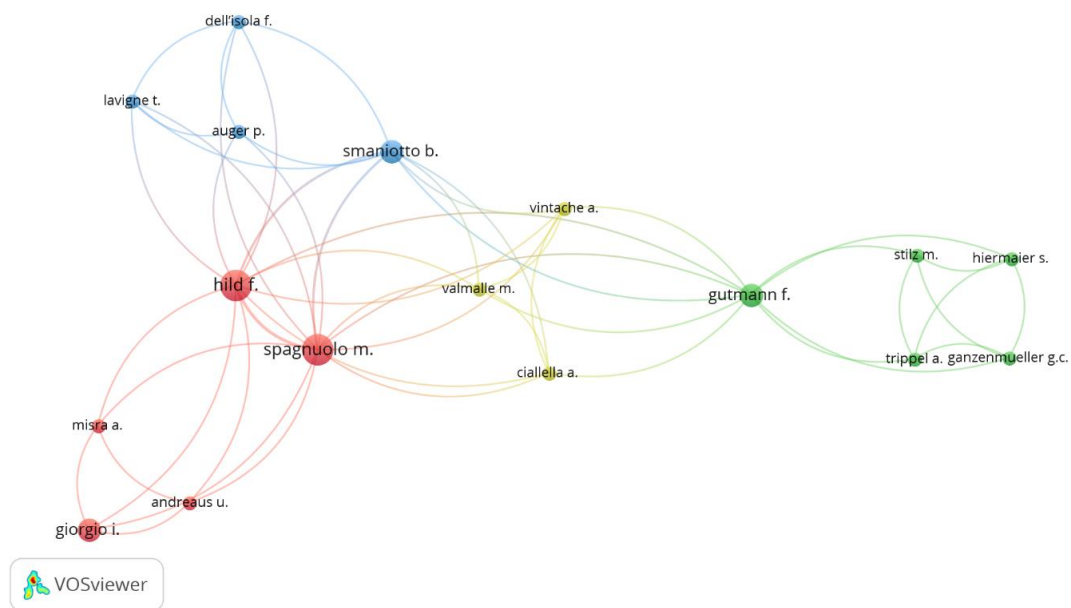


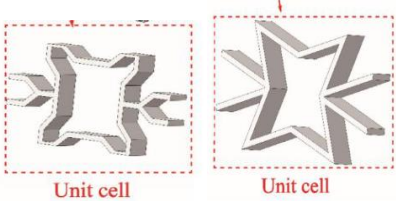
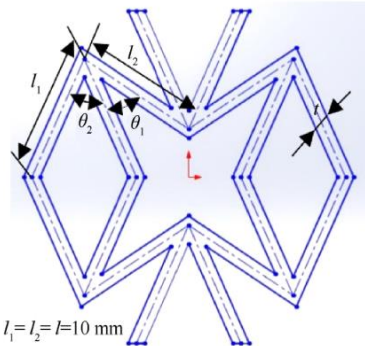
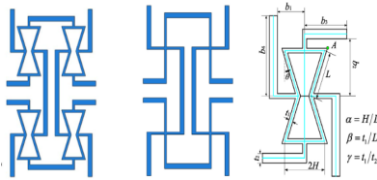
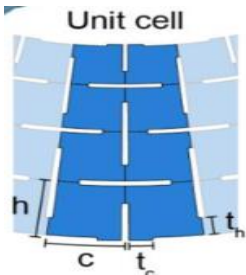
Figura 50.

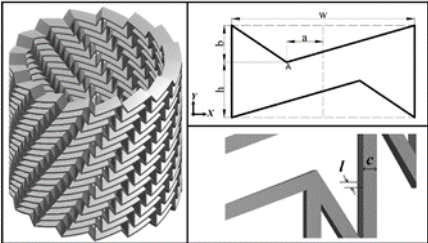
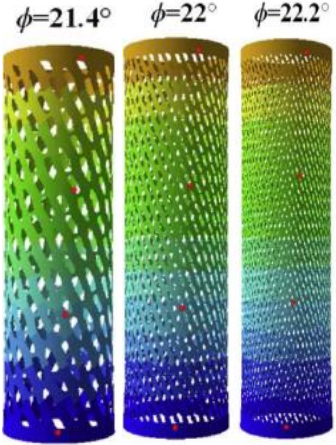
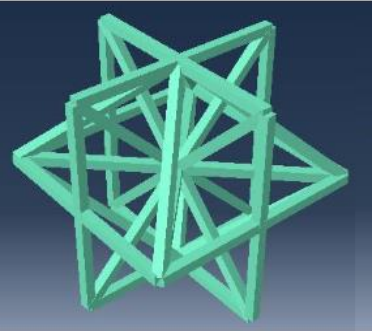
Análisis por autores de VOSviewer




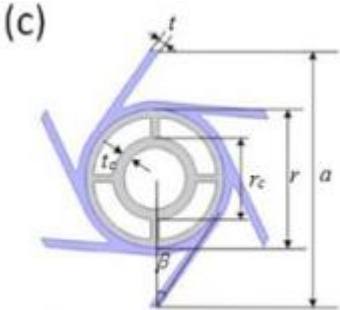
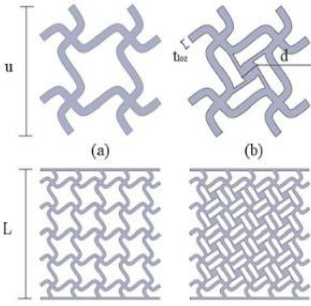
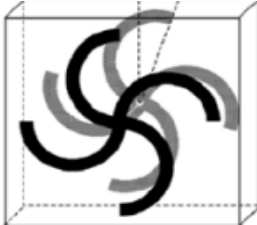
La figura 50 permite observar que actualmente pocos autores están realizando publicaciones relacionadas con el tema “*torsion metamaterial*”. Por consiguiente, la investigación de metamateriales de torsión es un campo de interés.

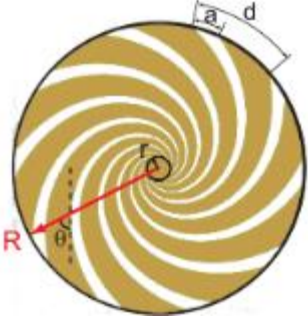
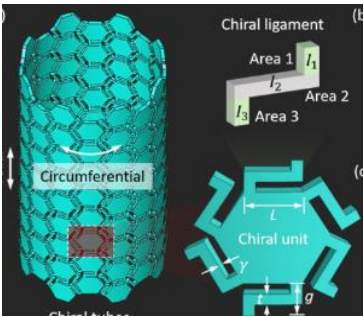
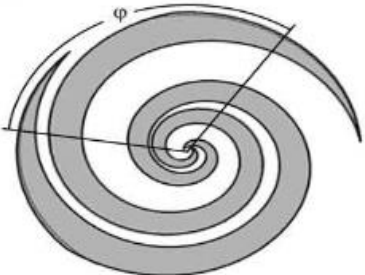
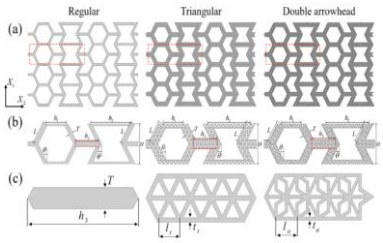
Anexo B. Información recolectada en el análisis bibliográfico

Estructura	Descripción	¿Qué se midió?	Fuente
	<p>Células de panales reentrantes bidireccionales.</p>	<p>Optimización de parámetros mediante script de Python para satisfacer la demanda urgente de metamaterial de panel ligero.</p>	<p>(L. Wang & Liu, 2021)</p>
	<p>Metamaterial auxético de diamante reentrante fabricado con filamento fusionado (acrilonitrilo butadieno estireno)</p>	<p>Se evaluó el rendimiento de compresión uniaxial cuasi-estático, además se implementó la técnica de optimización multiobjetivo basada en grises para llegar a la estructura óptima.</p>	<p>(Chikkanna et al., 2022)</p>
	<p>Metamateriales híbridos que combinan una celda unitaria central de forma reentrante o quiral cruzada y costillas faltantes laterales.</p>	<p>Se empleó el método de elementos finitos para simular las propiedades en el plano de los nuevos metamateriales mecánicos.</p>	<p>(Zhang et al., 2021)</p>
	<p>Metadisco auxético. Se presenta el diseño de resonador a partir de perforación de patrones de rendija estrecha en una estructura sólida de disco hueco.</p>	<p>El metadisco se propone como una manera de controlar de forma independiente la propagación de ondas de flexión y torsión en una tubería.</p>	<p>(Hur & Kim, 2023)</p>

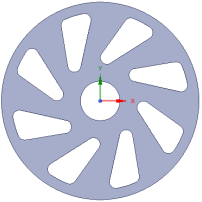
Estructura	Descripción	¿Qué se midió?	Fuente
	<p>Metamaterial mecánico, el cual se compone por células reentrantes oblicuas con simetría rotacional respecto al eje de rotación.</p> <p>Se diseñaron estructuras cilíndricas y cuboides.</p>	<p>Se estudia el comportamiento de conversión compresión- torsión (CTC).</p> <p>Midiendo el Angulo de torsión por deformación axial, así mismo como el efecto del número de células.</p>	<p>(Y.-B. Wang et al., 2021)</p>
	<p>Estructura con altura y radio de 1 [m] y 0,159[m] respectivamente. El grosor del tubo es de 0,01 [m].</p>	<p>Se buscó maximizar el ángulo de torsión de una estructura construida mediante el diseño óptimo de microestructuras de materiales celulares o compuestos.</p>	<p>(Chen et al., 2018)</p>
	<p>Se implementaron estructuras como:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Truss octogonal. - Jerárquico triangular. - Jerárquica rómbica. - Textile 1. - Textile optimización 2. - Modelo macizo. 	<p>Se tabularon resultados de masa, energía plástica abs y energía por unidad de masa.</p> <p>Se encontró que los metamateriales latticce presentan mayor absorción de energía por unidad de masa.</p>	<p>(Salido Rivero, 2019)</p>

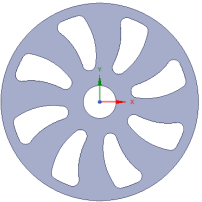
Estructura	Descripción	¿Qué se midió?	Fuente
	<p>Se implementó la estrategia de diseño sistemático, para metamateriales auxéticos axisimétricos con un modo de deformación transversal rotacionalmente simétrico.</p>	<p>Se observó la influencia de los parámetros geométricos en las constantes elásticas.</p>	(Yang & Ma, 2020)
	<p>Cascara cilíndrica tetraquiral, la cual muestra una deformación de torsión bidireccional reversible en los procesos de compresión y tensión axial.</p>	<p>Realizaron pruebas de compresión uniaxial y simulación de elementos finitos para revelar el mecanismo de deformación por .</p>	(Ma, Lei, Hua, et al., 2018)
	<p>La celda se realiza por medio de conexión de capas de panal quirales vecinas mediante varillas inclinadas. Se fabricaron por medio de impresión 3D con plástico ABS.</p>	<p>Se midieron la tensión y la deformación de los puntales dentro de metamaterial.</p>	(Zheng et al., 2019)
	<p>La celda unitaria está conformada por dos redes cuadradas conectadas quiralmente mediante cuatro varillas inclinadas.</p>	<p>Investigan por medio de simulaciones de elementos finitos el efecto de la forma geométrica de las redes sobre la torsión.</p>	(Barhoumi et al., 2022)

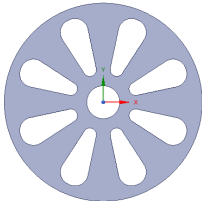
Estructura	Descripción	¿Qué se midió?	Fuente
	<p>Estructuras cilíndricas de tipo quiral. Se manufacturaron mediante sinterización selectiva por láser (SLS) y fusión selectiva por láser (SLM).</p>	<p>Se estudiaron los efectos de la distribución espacial y el tamaño geométrico de la celda celular quiral en la respuesta de compresión axial de los cilindros.</p>	<p>(Ma, Lei, Liang, et al., 2018)</p>
	<p>Metamaterial acústico hexaquiral auxético, el cual cuenta con una unidad resonante interna.</p>	<p>Se analizó la influencia de los parámetros de topología de la red en el rendimiento del sistema, así mismo como las propiedades mecánicas del metamaterial y la brecha de banda.</p>	<p>(Sun et al., 2022)</p>
	<p>Metamateriales auxéticos en forma de pastilla quiral, que combinan diversos quirales interiores con las tradicionales pastillas exteriores.</p>	<p>Se observó el comportamiento de deformación de los LCAM.</p>	<p>(Hou et al., 2023)</p>
	<p>Patrones metálicos insertos en forma periódica de hélice o roseta en el medio dieléctrico.</p>	<p>Se estudió el comportamiento dieléctrico de un dispositivo absorbedor.</p>	<p>(Espinosa Diaz Perla et al., 2011)</p>

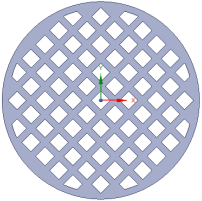
Estructura	Descripción	¿Qué se midió?	Fuente
	<p>Alambre conductor perfecto corrugado por ranuras en espiral.</p>	<p>Se desarrolló un modelo analítico para describir las propiedades electromagnéticas.</p>	<p>(Liao et al., 2016)</p>
	<p>Tubos quirales, con unidades con ligamentos quirales y las células hexagonales.</p>	<p>Se midió la respuesta de pandeo bajo excitaciones térmicas y mecánicas para los termo-metamateriales tubularmente quirales (TCTM).</p>	<p>(J. Wang et al., 2023)</p>
	<p>Diseños duales en espiral logarítmica que representan inclusiones a nivel elemental.</p>	<p>Se estimaron los parámetros de dispersión, el ancho de banda de operación y la impedancia de las muestras de metamateriales.</p>	<p>(Subramanian et al., 2012)</p>
	<p>Celdas unitarias con diversas subestructuras como triángulos equiláteros y celdas reticulares de doble punta de flecha.</p>	<p>Se llevaron a cabo ensayos de compresión cuasi-estáticos y se midió la tracción uniaxial.</p>	<p>(Xu et al., 2022)</p>

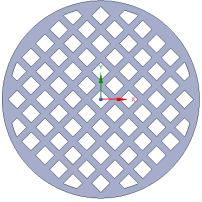
Anexo C. Propiedades geométricas de las alternativas

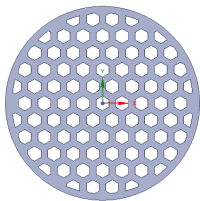
	Hélices Tangenciales		
	Iteración	Área [mm²]	Jo [mm⁴]
	Inicial	459,52	55824,45
	Primera reducción	440,1	54041,8
Segunda reducción	421,03	52284,17	

	Hélices Curvas		
	Iteración	Área [mm²]	Jo [mm⁴]
	Inicial	466,88	56629,5
	Primera reducción	444,35	54533,48
Segunda reducción	417,95	52017,5	

	Hélices Radiales		
	Iteración	Área [mm²]	Jo [mm⁴]
	Inicial	462,77	58008,16
	Primera reducción	442,1	55910,69
Segunda reducción	421,94	53825,73	

	Cuadrada		
	Iteración	Área [mm²]	Jo [mm⁴]
	Inicial	436,79	53470,81
	Primera reducción	395,51	49247,32
Segunda reducción	338,3	42996,87	

	Triángulos		
	Iteración	Área [mm²]	Jo [mm⁴]
	Inicial	516,39	60609,71
	Primera reducción	484,47	58024,5
Segunda reducción	426,04	51648,79	

**Honeycomb**

Iteración	Área [mm²]	Jo [mm⁴]
Inicial	428,25	51741,06
Primera reducción	396,2	49444,33
Segunda reducción	340,15	43321,32

Anexo D. Resultados análisis estáticos de las alternativas

Hélices Tangenciales		
Iteración	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPa]
Inicial	3,50E-02	9,4802
Primera reducción	3,74E-02	10,384
Segunda reducción	4,02E-02	10,834

Hélices Curvas		
Iteración	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPa]
Inicial	3,70E-02	10,01
Primera reducción	4,05E-02	11,337
Segunda reducción	4,54E-02	12,229

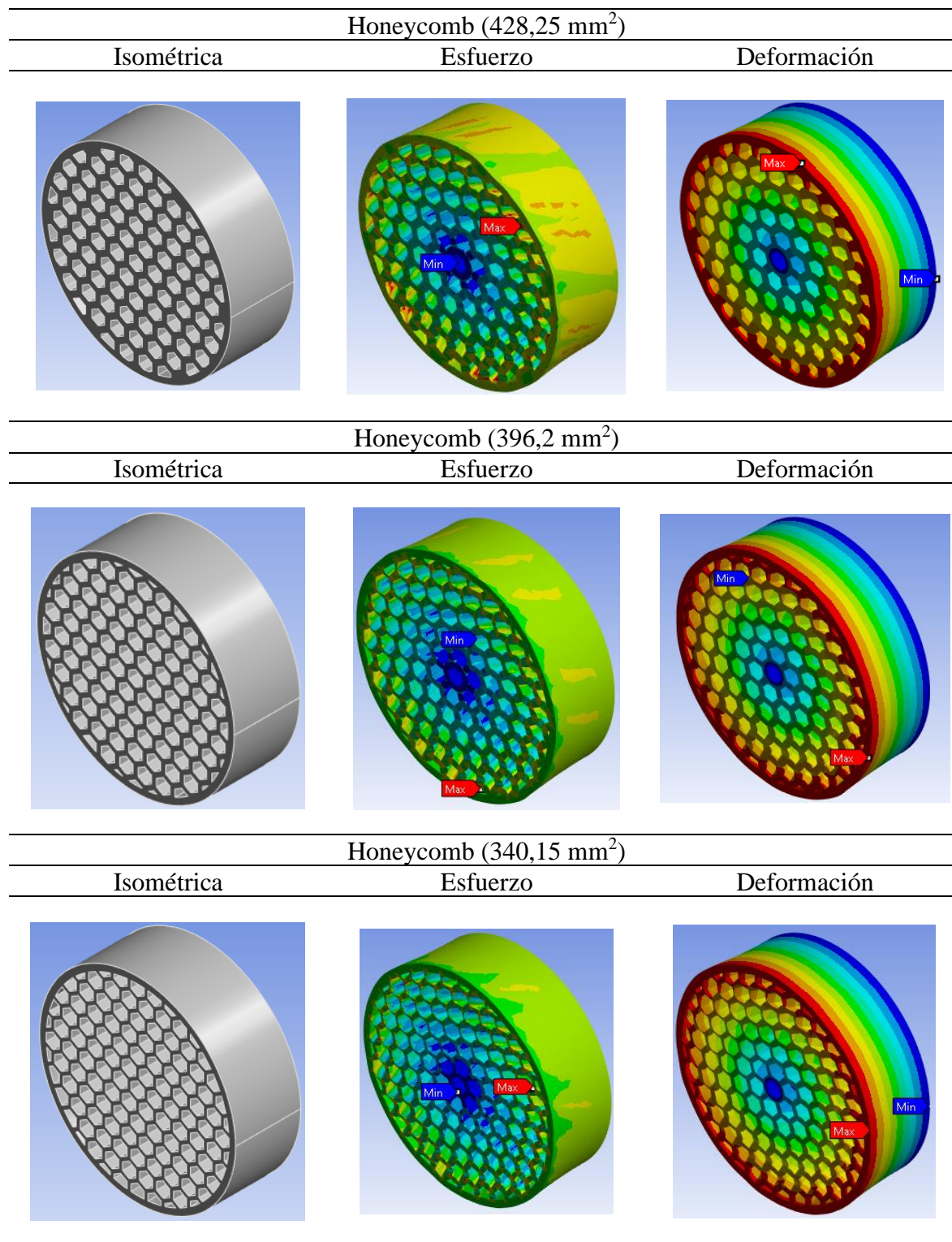
Hélices Radiales		
Iteración	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPa]
Inicial	3,37E-02	7,6759
Primera reducción	3,67E-02	8,0119
Segunda reducción	4,02E-02	8,5023

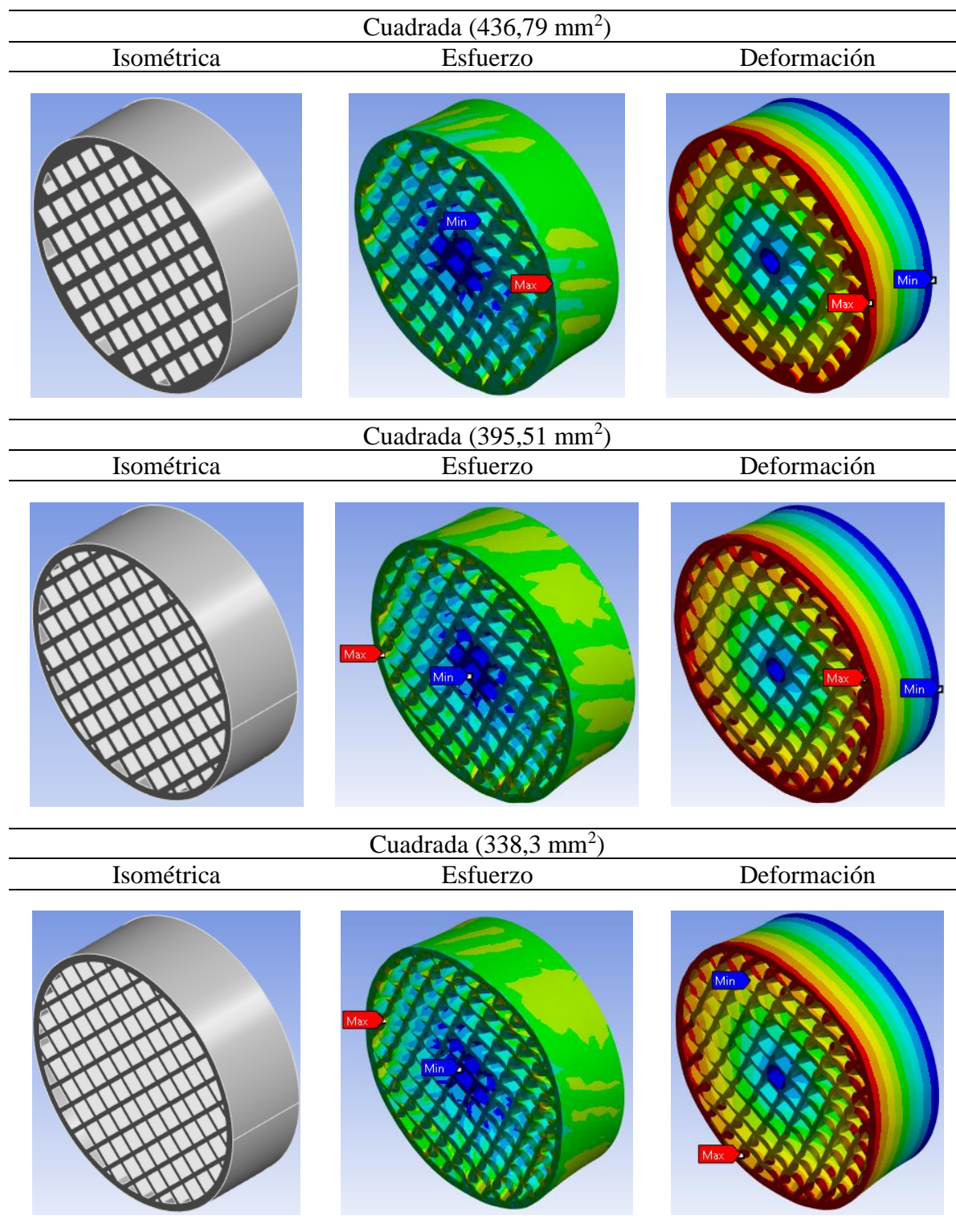
Cuadrada		
Iteración	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPa]
Inicial	3,11E-02	8,5045
Primera reducción	3,32E-02	8,4181
Segunda reducción	4,02E-02	9,984

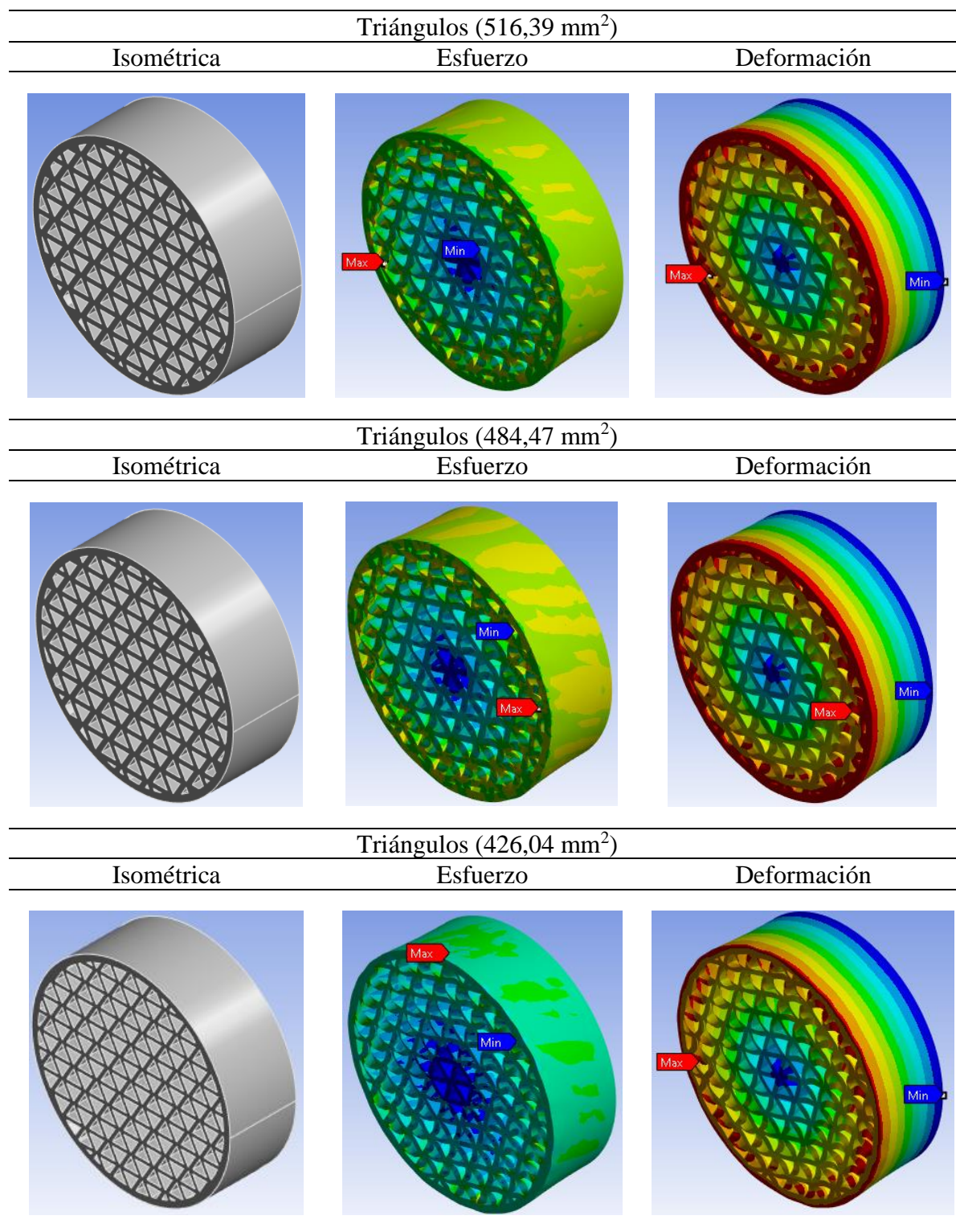
Triángulos		
Iteración	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPa]
Inicial	2,86E-02	6,3692
Primera reducción	2,88E-02	6,0019
Segunda reducción	3,59E-02	10,996

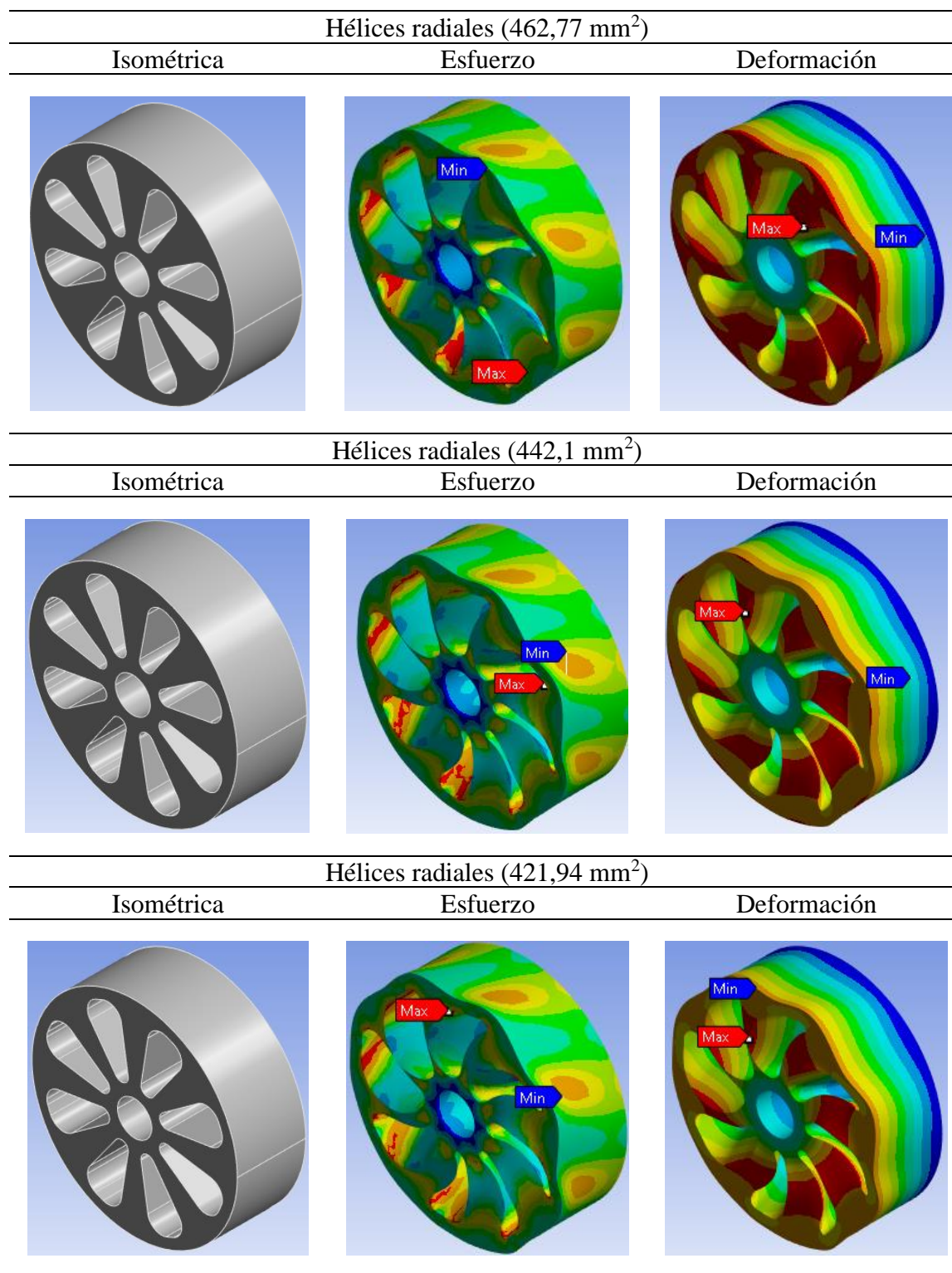
Honeycomb		
Iteración	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPa]
Inicial	3,20E-02	6,7281
Primera reducción	3,29E-02	7,4606
Segunda reducción	3,7909E-02	8,882

Anexo E. Simulaciones estáticas de las alternativas







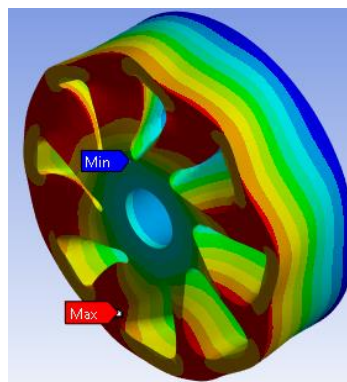
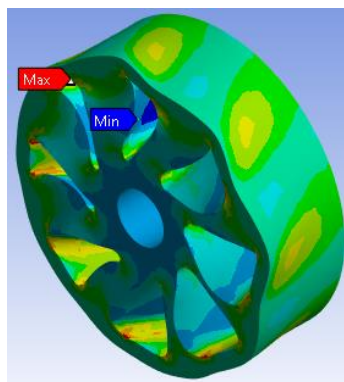
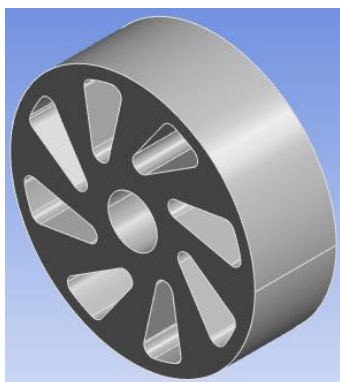


Hélices tangenciales (459,52 mm²)

Isométrica

Esfuerzo

Deformación

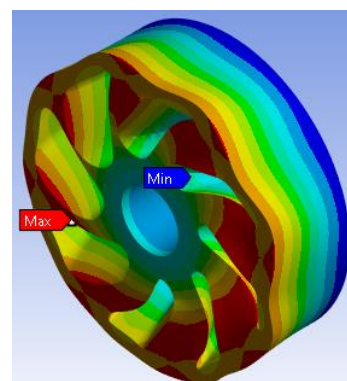
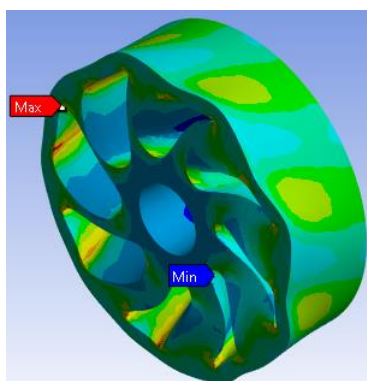
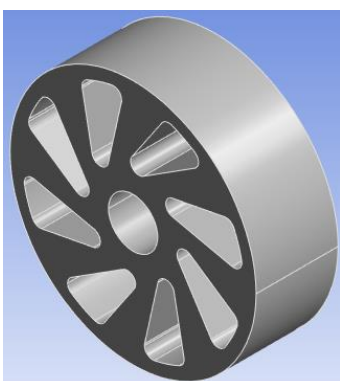


Hélices tangenciales (440,1 mm²)

Isométrica

Esfuerzo

Deformación

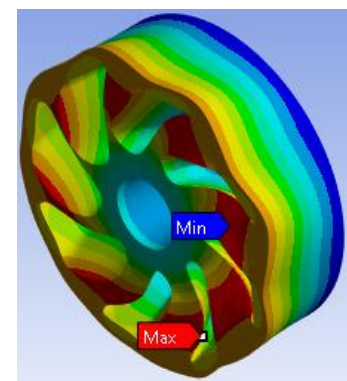
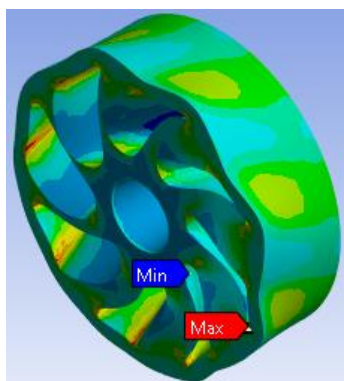
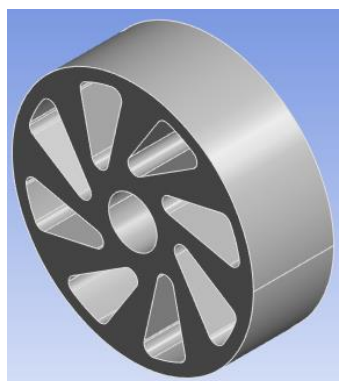


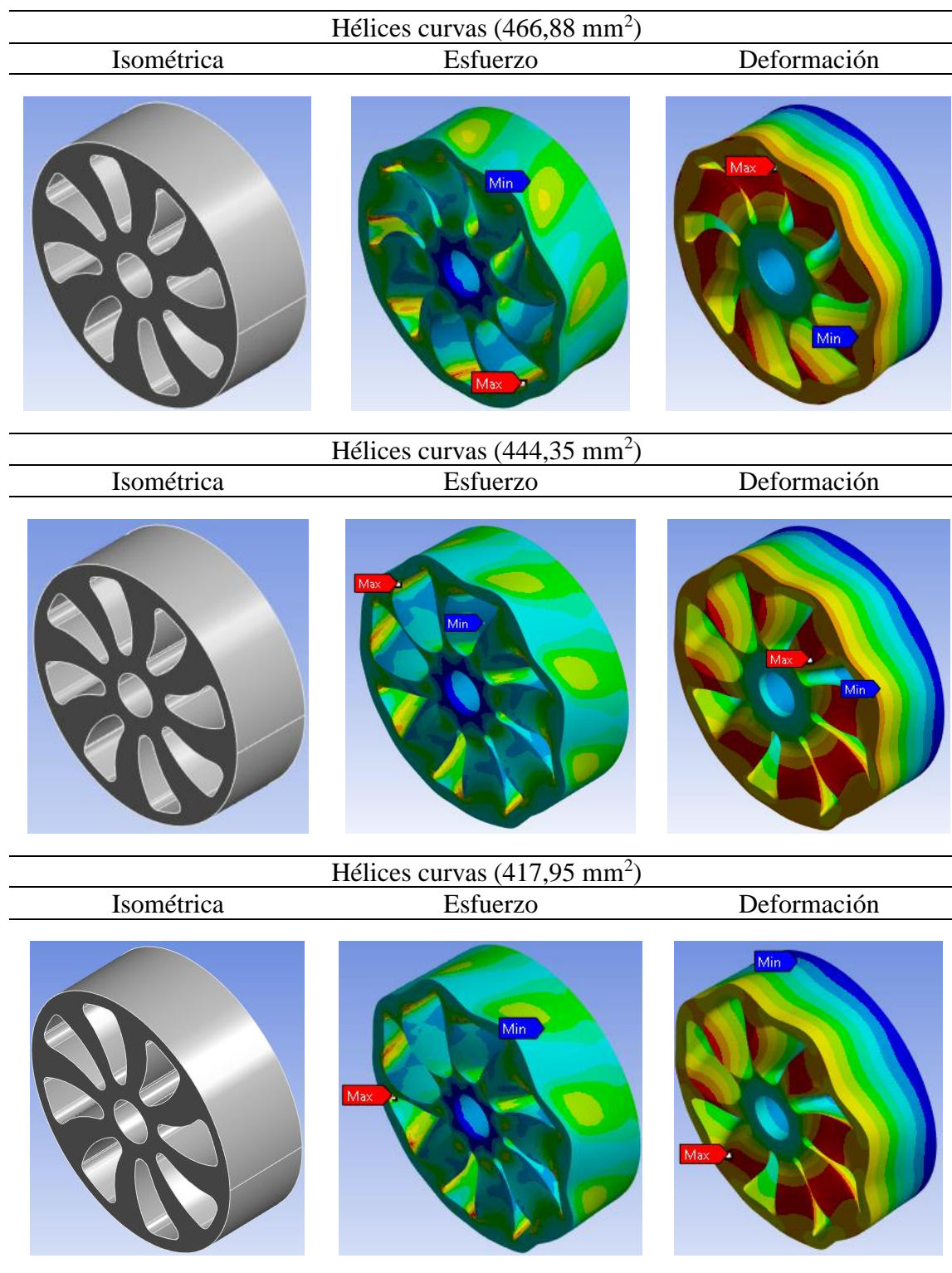
Hélices tangenciales (421,03 mm²)

Isométrica

Esfuerzo

Deformación





Anexo F. Resultados de los Análisis modales de las alternativas

Cuadrada					
Inicial		1ra Reducción		2da Reducción	
Modo	Frecuencia [Hz]	Modo	Frecuencia [Hz]	Modo	Frecuencia [Hz]
1	5841,8	1	5188,7	1	4529,6
2	8687,1	2	7227,3	2	5552,2
3	9298,1	3	9199,3	3	9070,5
4	12780	4	12323	4	10790
5	13991	5	12434	5	10791
6	13993	6	12438	6	11829

Triángulos					
Inicial		1ra Reducción		2da Reducción	
Modo	Frecuencia [Hz]	Modo	Modo	Frecuencia [Hz]	Modo
1	8133,1	1	8094,9	1	7665,5
2	8771	2	8750,1	2	8326,2
3	13243	3	13203	3	12603
4	14053	4	13993	4	13264
5	15711	5	15663	5	14877
6	16442	6	16388	6	15613

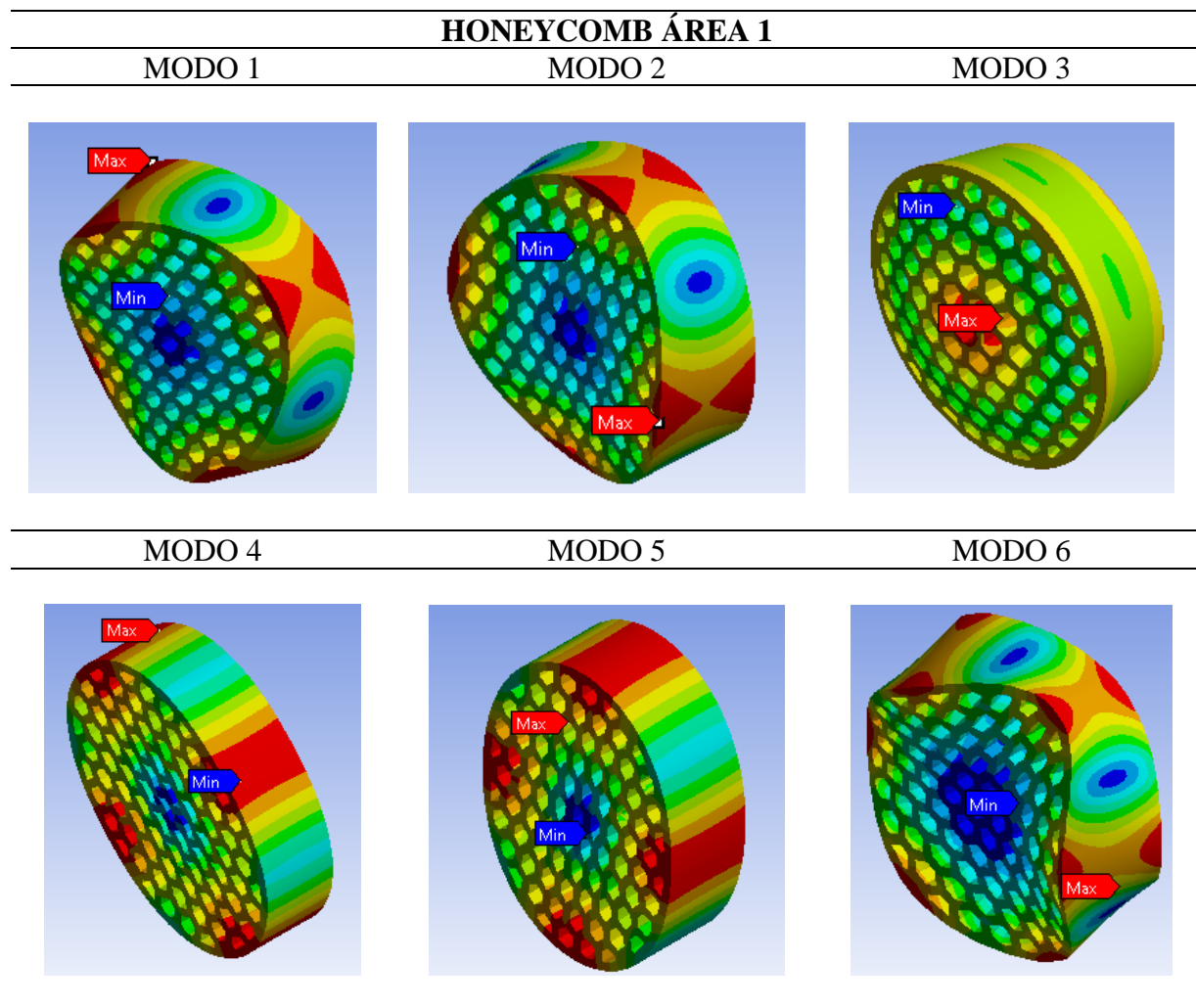
Honeycomb					
Inicial		1ra Reducción		2da Reducción	
Modo	Frecuencia [Hz]	Modo	Modo	Frecuencia [Hz]	Modo
1	7906,2	1	7415,4	1	6825,3
2	7915,9	2	7454,6	2	6877,8
3	13151	3	12602	3	11364
4	13599	4	12657	4	11553
5	13632	5	12874	5	12051
6	15292	6	14818	6	13685

Hélices Tangenciales					
Inicial		1ra Reducción		2da Reducción	
Modo	Frecuencia [Hz]	Modo	Modo	Frecuencia [Hz]	Modo
1	7230,1	1	6988,1	1	6768,5
2	7237,4	2	6990,9	2	6774,1
3	11322	3	10858	3	10443
4	12458	4	11904	4	11378
5	12473	5	11907	5	11390
6	13391	6	12480	6	11768

Hélices Curvas					
Inicial		1ra Reducción		2da Reducción	
Modo	Frecuencia [Hz]	Modo	Modo	Frecuencia [Hz]	Modo
1	7146,5	1	6886,1	1	6615,6
2	7148,4	2	6887,4	2	6619,9
3	11902	3	11555	3	11137
4	12532	4	11864	4	11153
5	12541	5	11867	5	11212
6	13439	6	13057	6	12664

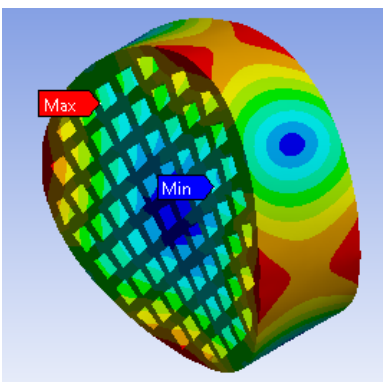
Hélices Radiales					
Inicial		1ra Reducción		2da Reducción	
Modo	Frecuencia [Hz]	Modo	Modo	Frecuencia [Hz]	Modo
1	6711,3	1	6537,1	1	6394,3
2	6712,5	2	6538	2	6395,2
3	11115	3	10679	3	10330
4	11128	4	10688	4	10338
5	11342	5	11140	5	10985
6	13075	6	12797	6	12562

Anexo G. Simulaciones de los análisis modales de las alternativas

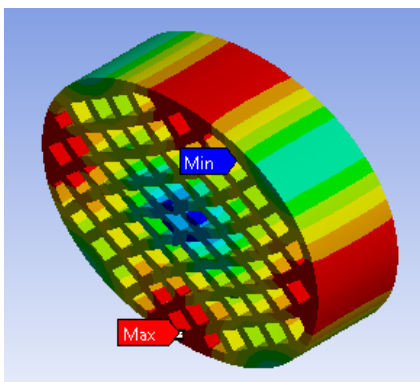


REJILLA DIAMANTE ÁREA 1

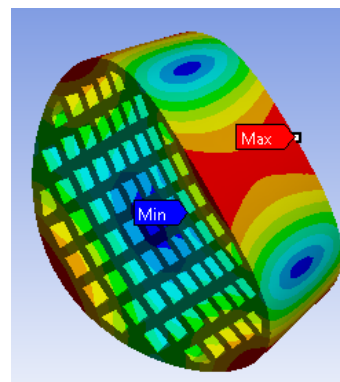
MODO 1



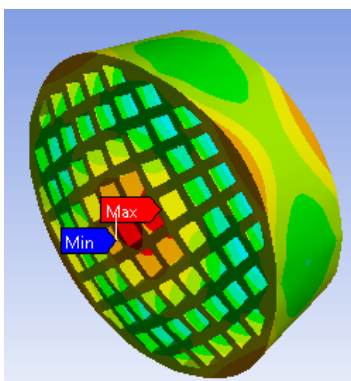
MODO 2



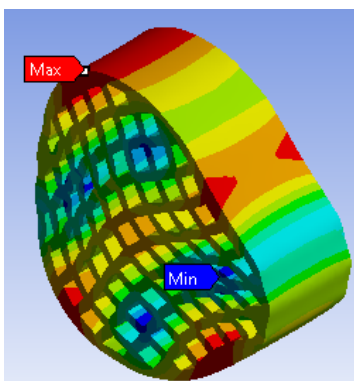
MODO 3



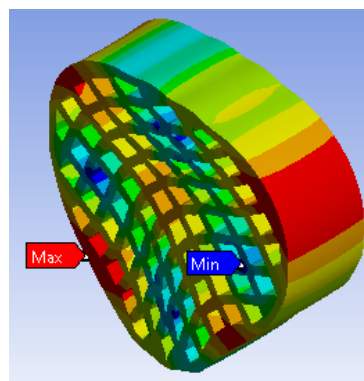
MODO 4



MODO 5

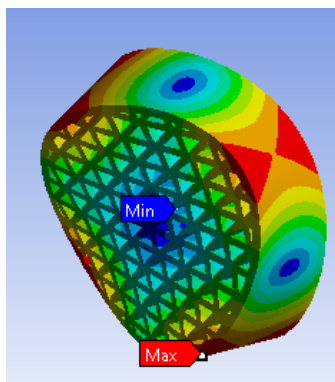


MODO 6

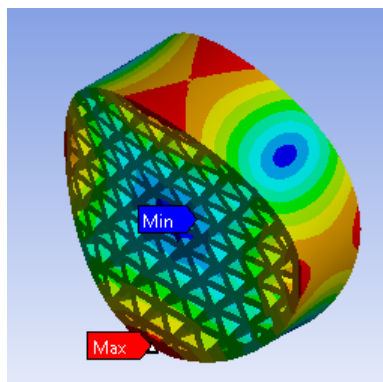


TRIÁNGULOS ÁREA 1

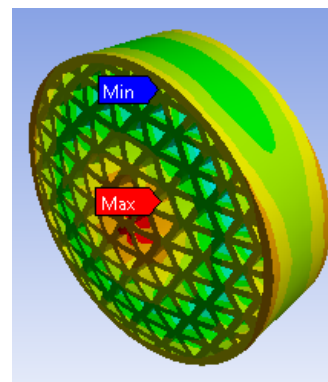
MODO 1



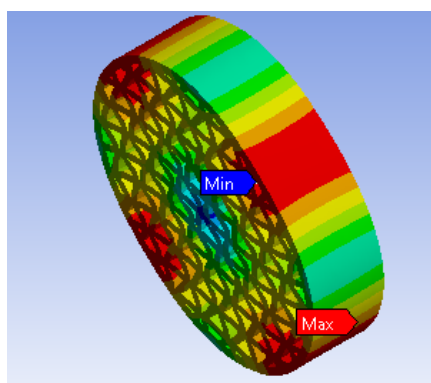
MODO 2



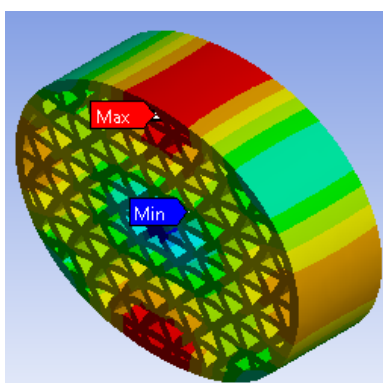
MODO 3



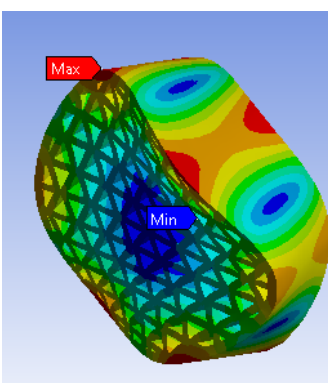
MODO 4



MODO 5

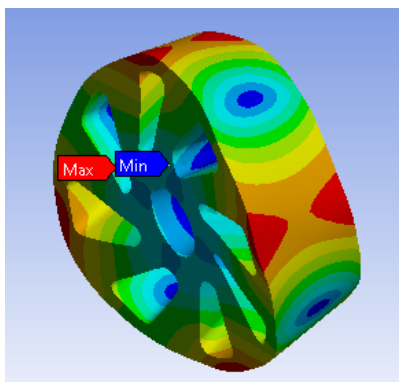


MODO 6

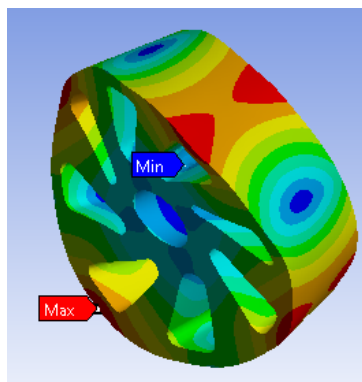


HÉLICES TANGENCIALES ÁREA 1

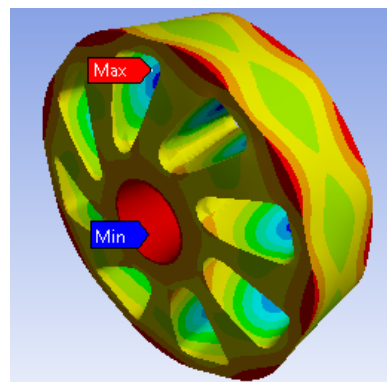
MODO 1



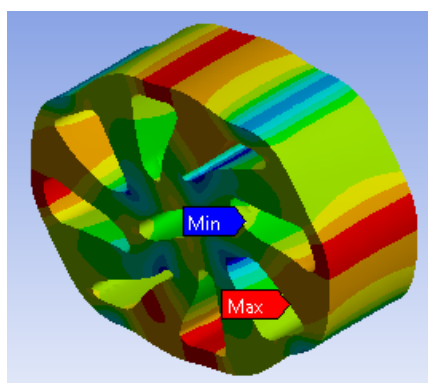
MODO 2



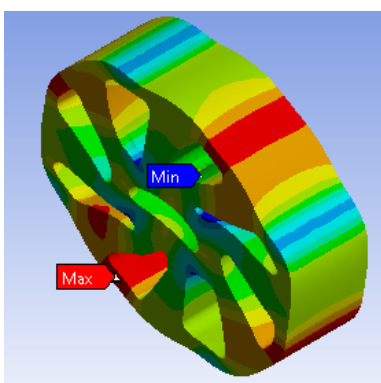
MODO 3



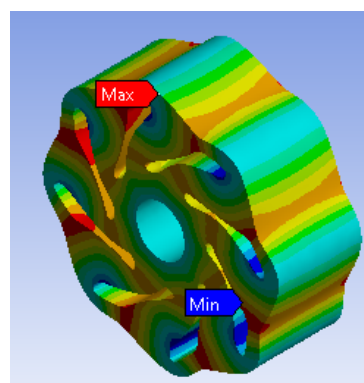
MODO 4



MODO 5

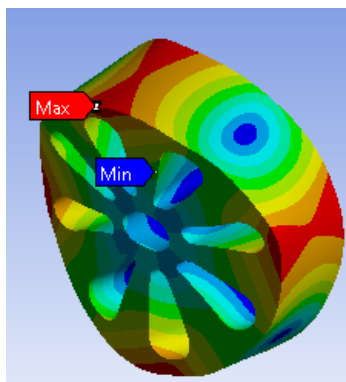


MODO 6

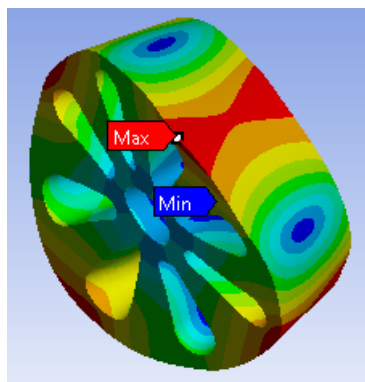


HÉLICES RADIALES ÁREA 1

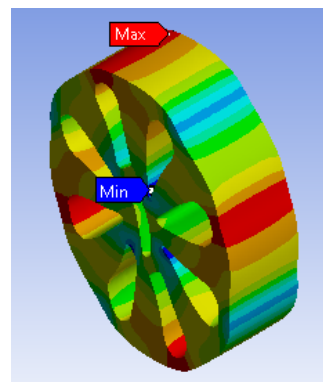
MODO 1



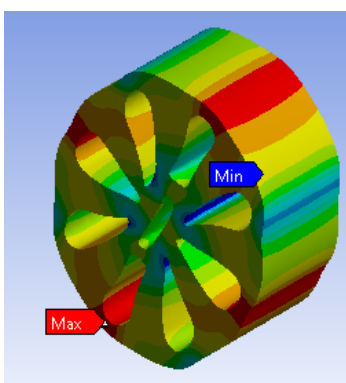
MODO 2



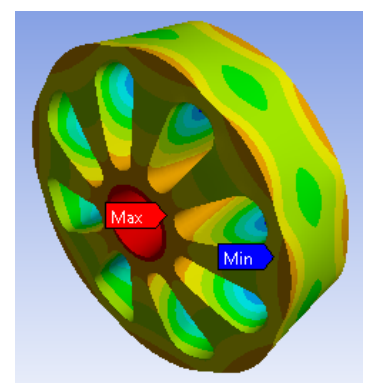
MODO 3



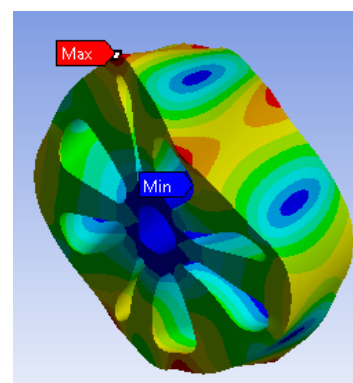
MODO 4



MODO 5

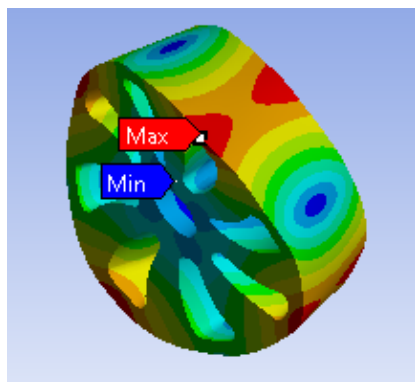


MODO 6

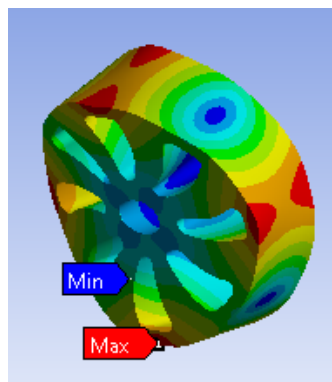


HÉLICES CURVAS ÁREA 1

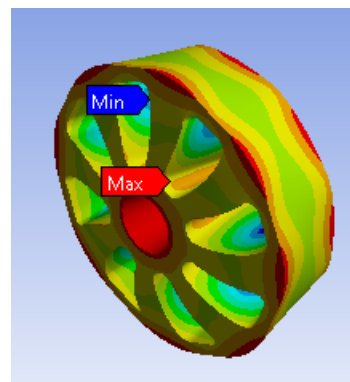
MODO 1



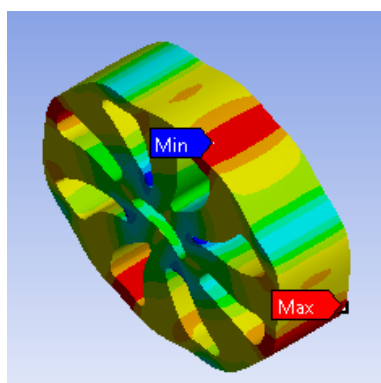
MODO 2



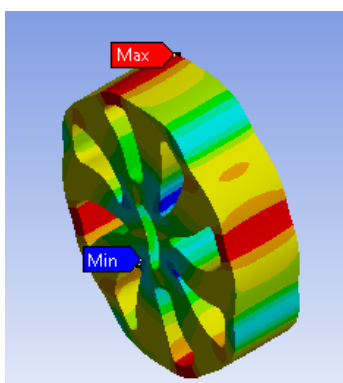
MODO 3



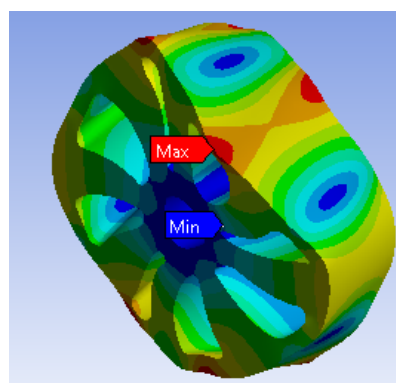
MODO 4



MODO 5

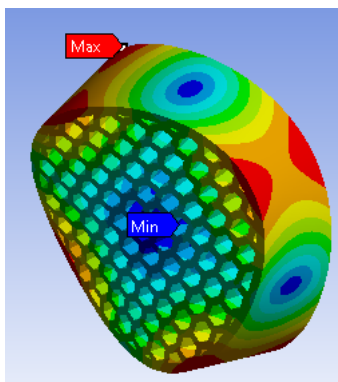


MODO 6

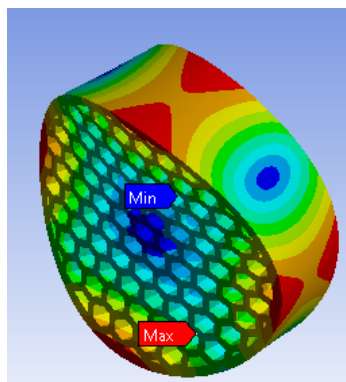


HONEYCOMB ÁREA 2

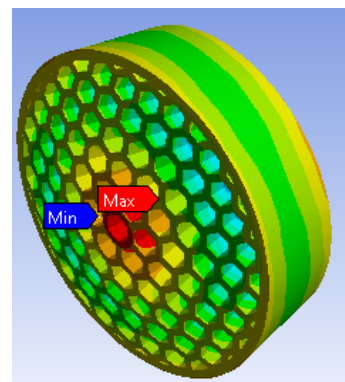
MODO 1



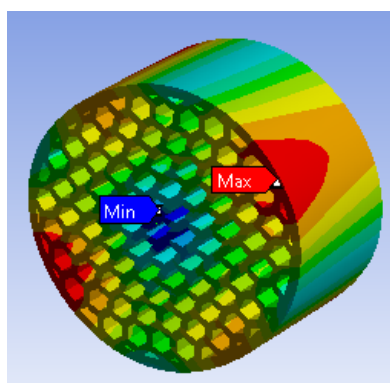
MODO 2



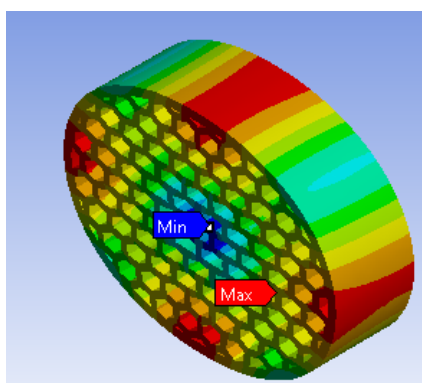
MODO 3



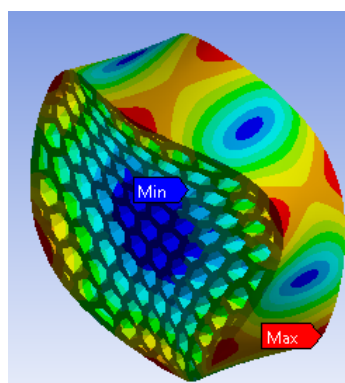
MODO 4



MODO 5

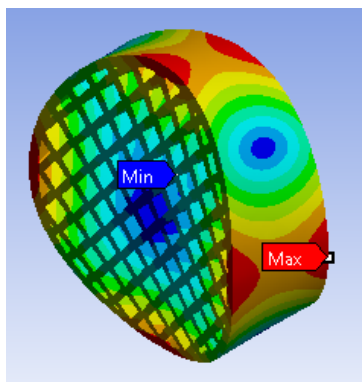


MODO 6

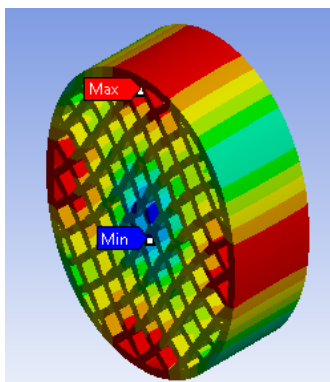


REJILLA DIAMANTE ÁREA 2

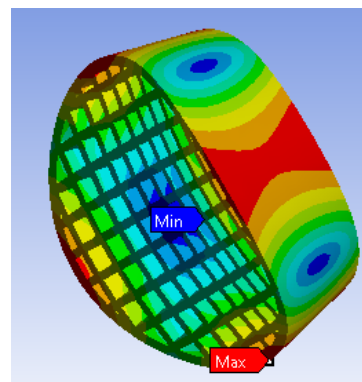
MODO 1



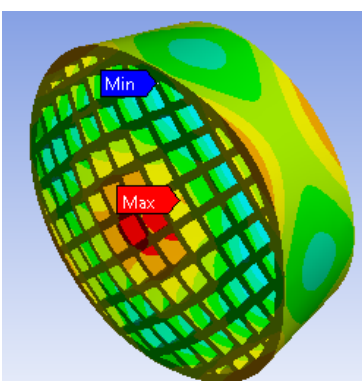
MODO 2



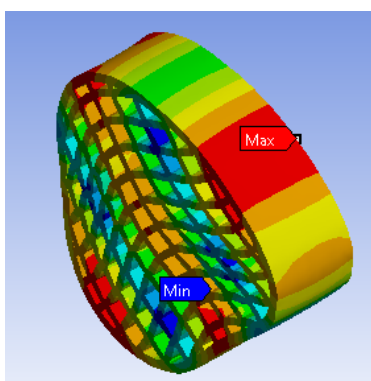
MODO 3



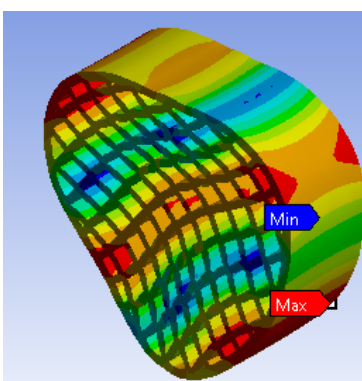
MODO 4



MODO 5

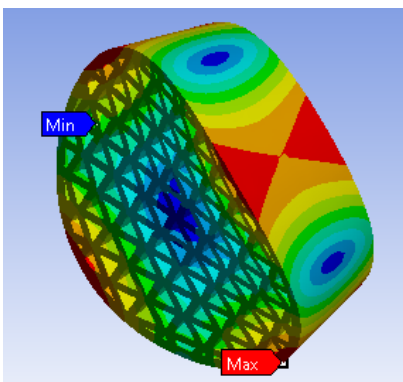


MODO 6

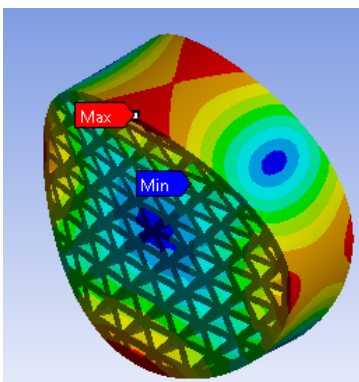


TRIÁNGULOS AREA 2

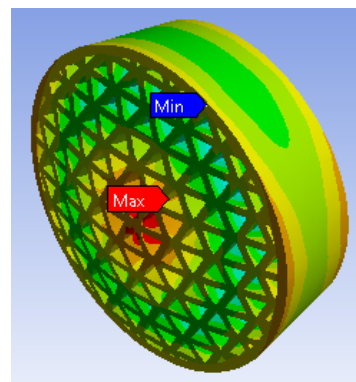
MODO 1



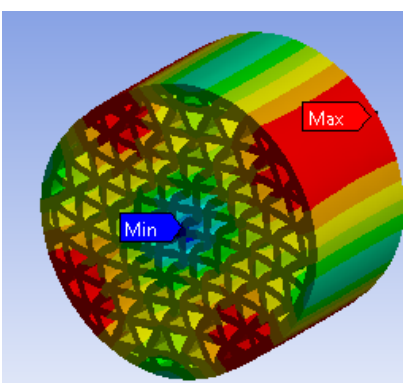
MODO 2



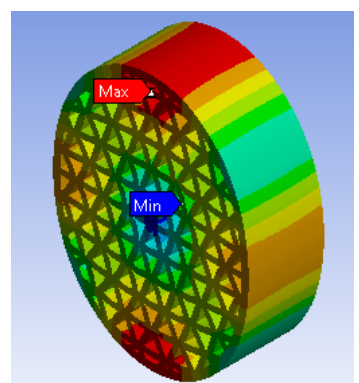
MODO 3



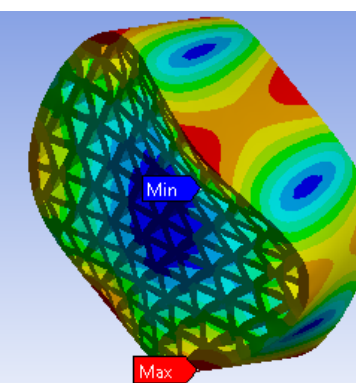
MODO 4



MODO 5

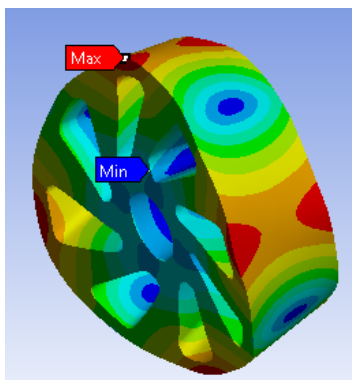


MODO 6

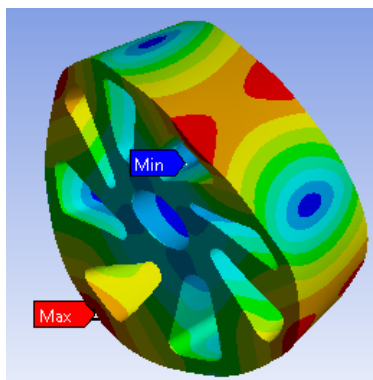


HÉLICES TANGENCIALES ÁREA 2

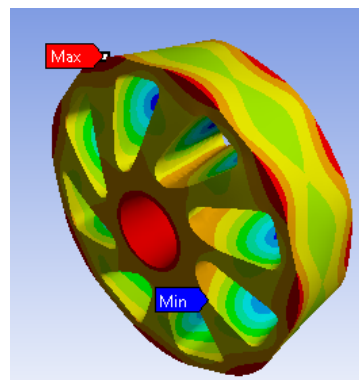
MODO 1



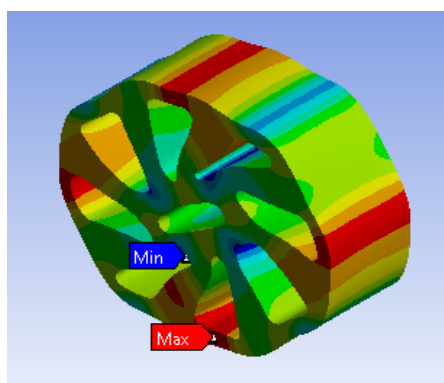
MODO 2



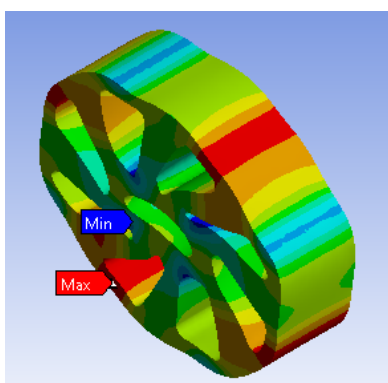
MODO 3



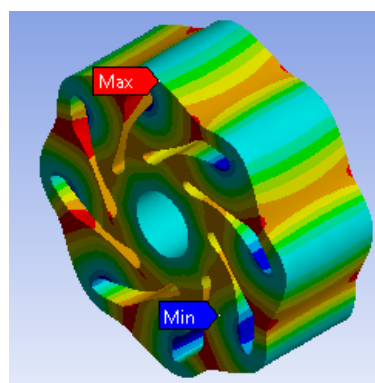
MODO 4



MODO 5

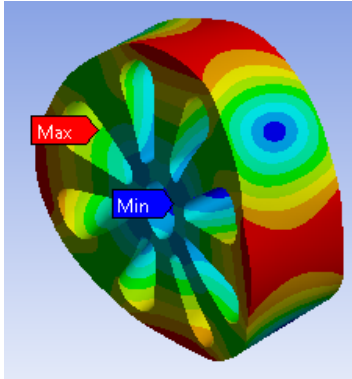


MODO 6

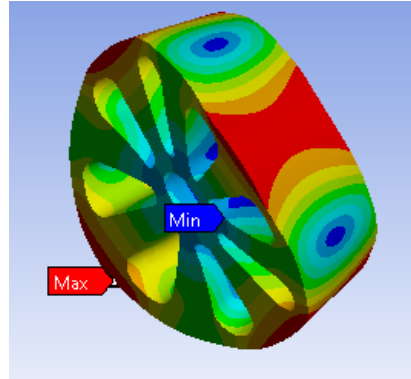


HÉLICES RADIALES ÁREA 2

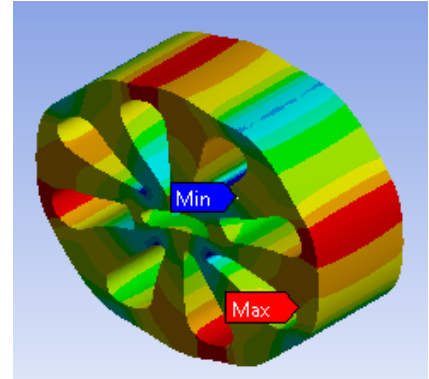
MODO 1



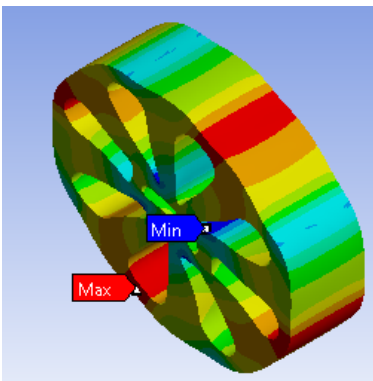
MODO 2



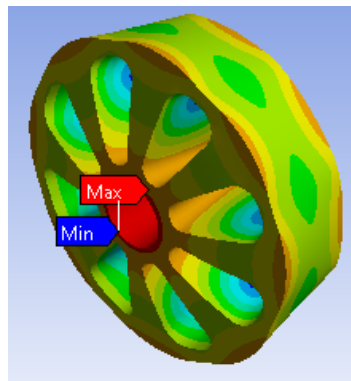
MODO 3



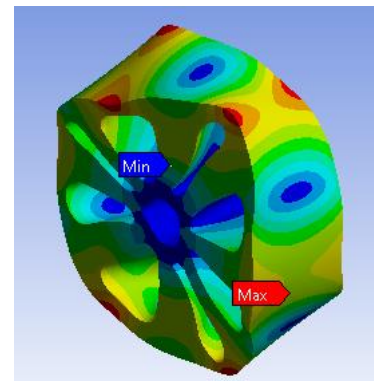
MODO 4



MODO 5

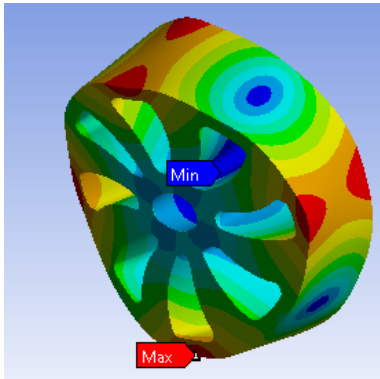


MODO 6

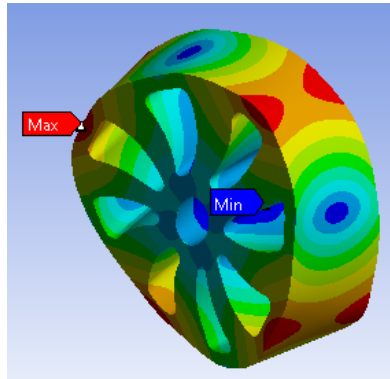


HÉLICES CURVAS ÁREA 2

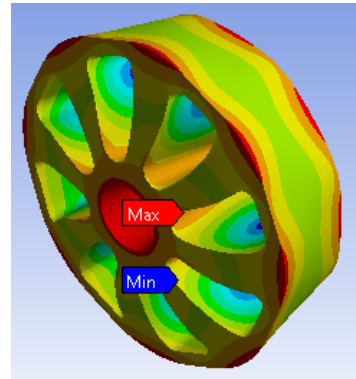
MODO 1



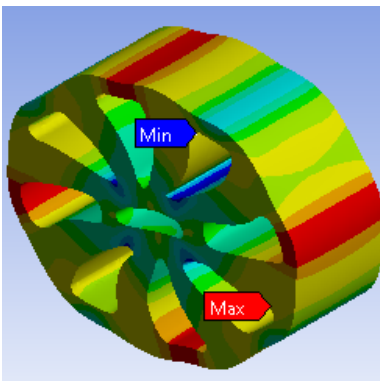
MODO 2



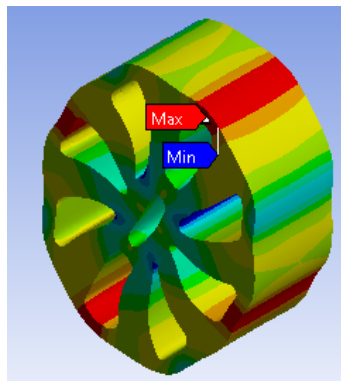
MODO 3



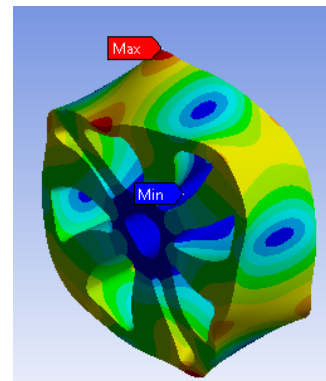
MODO 4



MODO 5

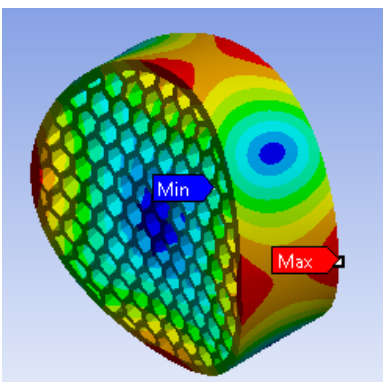


MODO 6

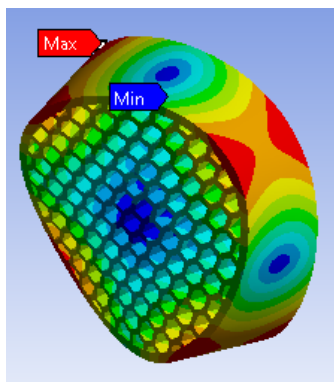


HONEYCOMB ÁREA 3

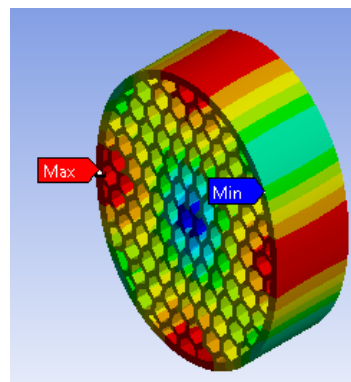
MODO 1



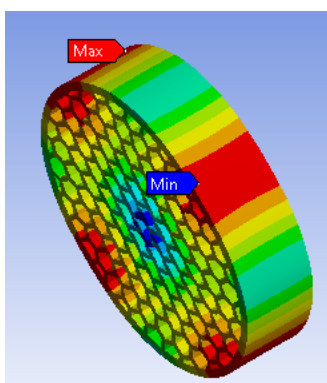
MODO 2



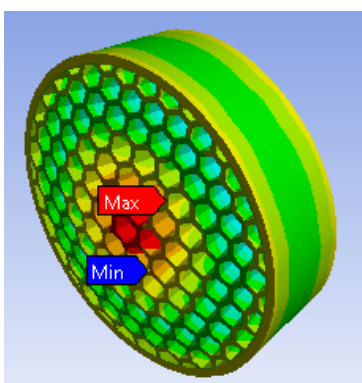
MODO 3



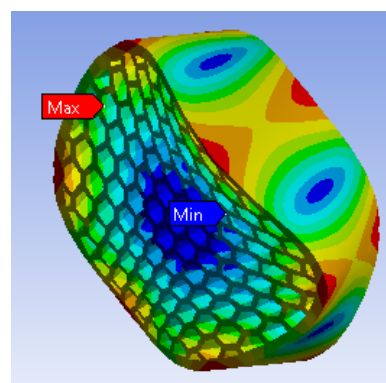
MODO 4



MODO 5

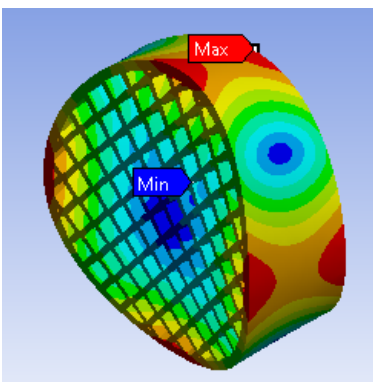


MODO 6

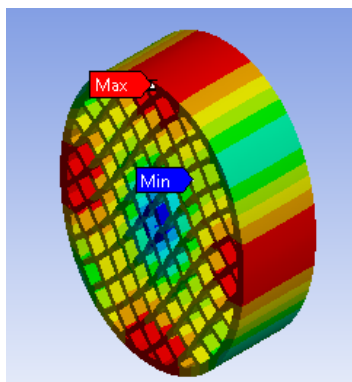


REJILLA DIAMANTE ÁREA 3

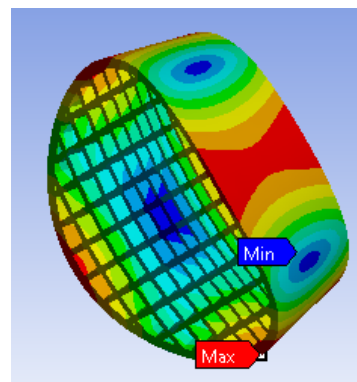
MODO 1



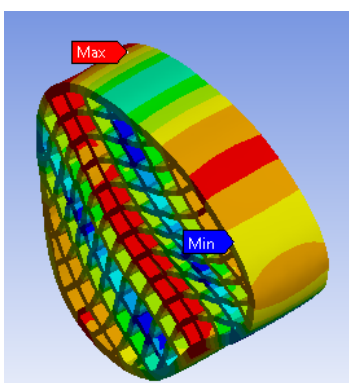
MODO 2



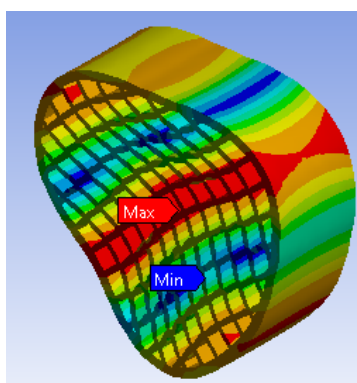
MODO 3



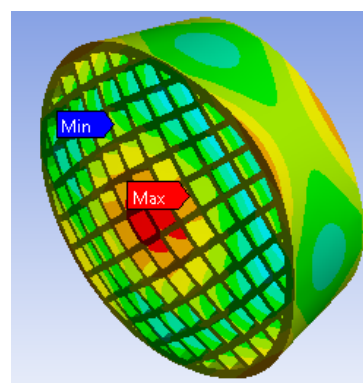
MODO 4



MODO 5

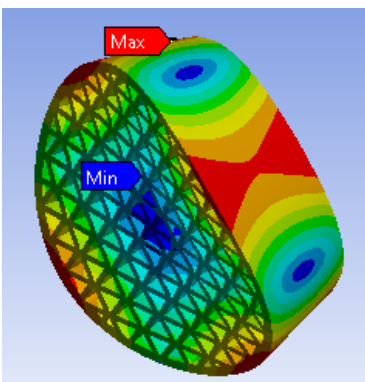


MODO 6

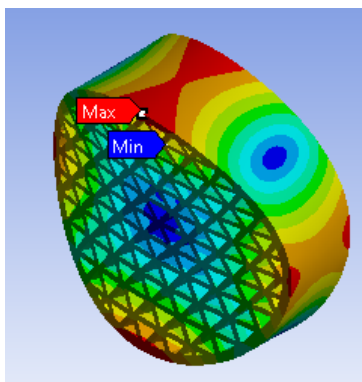


HÉLICES CURVAS ÁREA 3

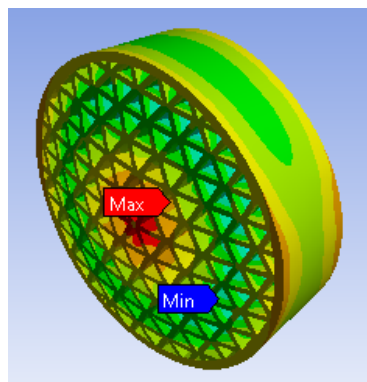
MODO 1



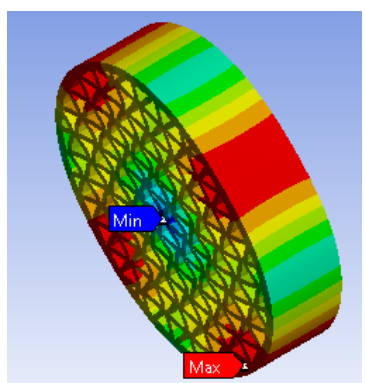
MODO 2



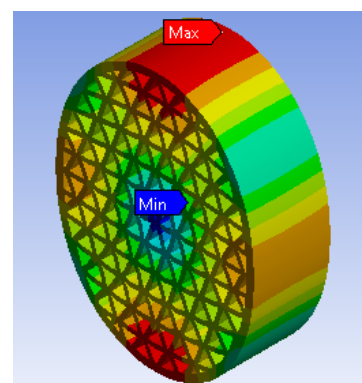
MODO 3



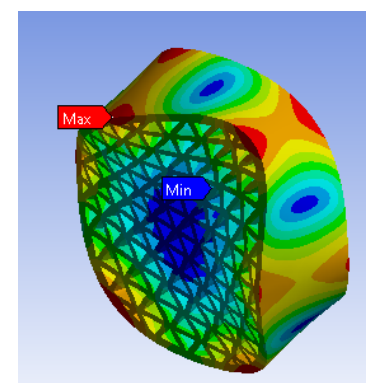
MODO 4



MODO 5

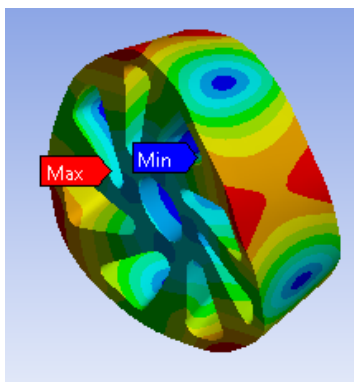


MODO 6

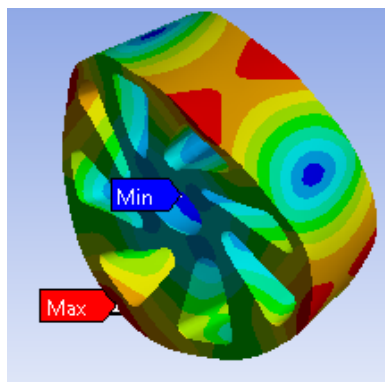


HÉLICES TANGENCIALES ÁREA 3

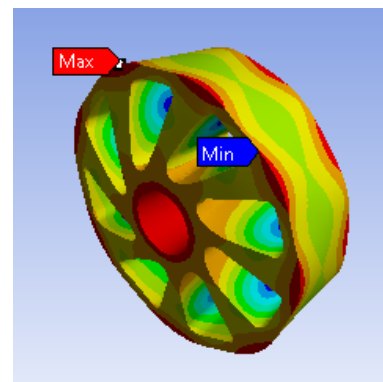
MODO 1



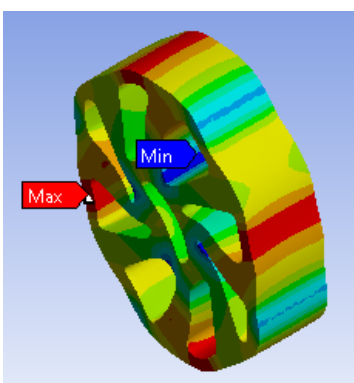
MODO 2



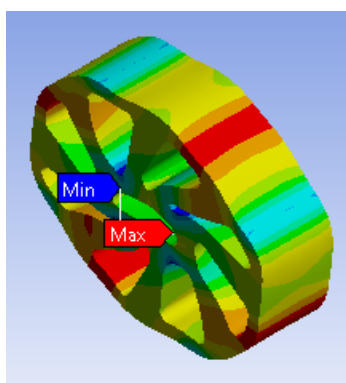
MODO 3



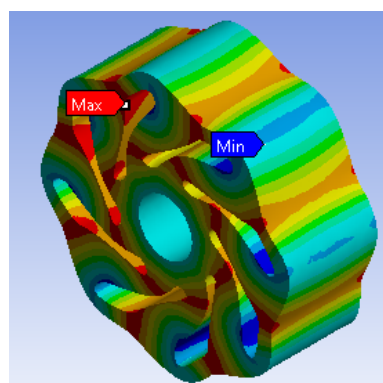
MODO 4



MODO 5

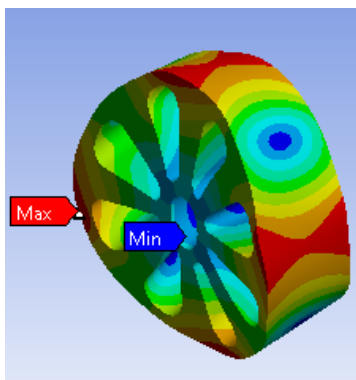


MODO 6

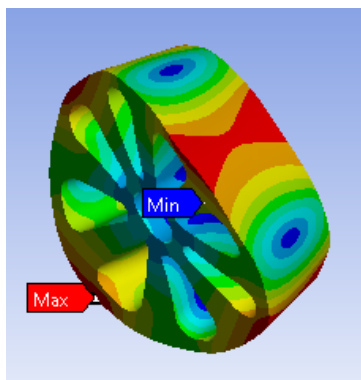


HÉLICES RADIALES ÁREA 3

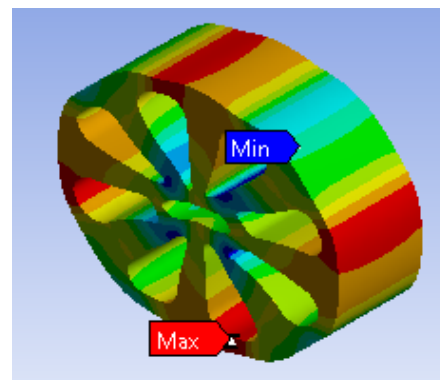
MODO 1



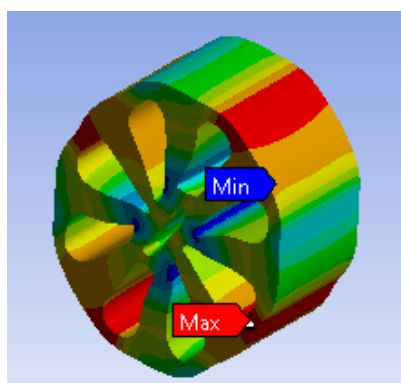
MODO 2



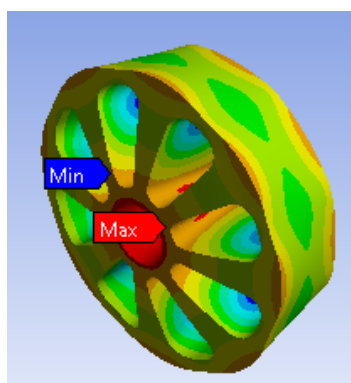
MODO 3



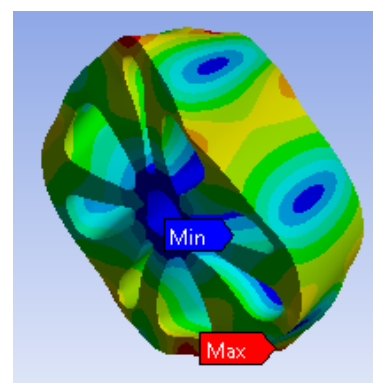
MODO 4



MODO 5

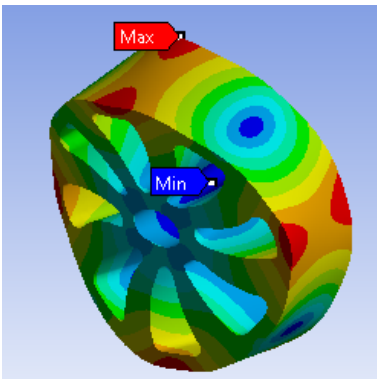


MODO 6

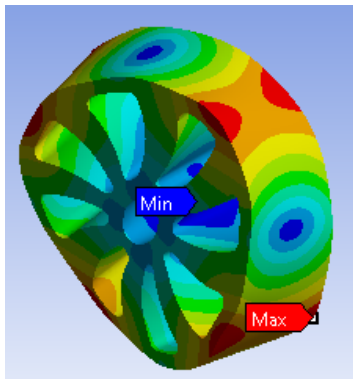


HÉLICES CURVAS ÁREA 3

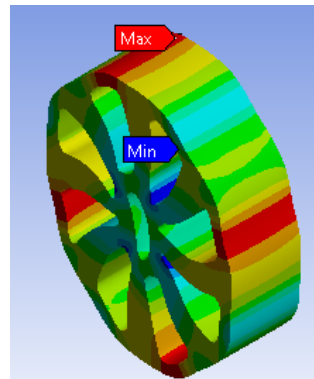
MODO 1



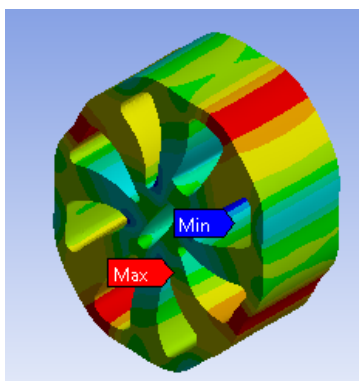
MODO 2



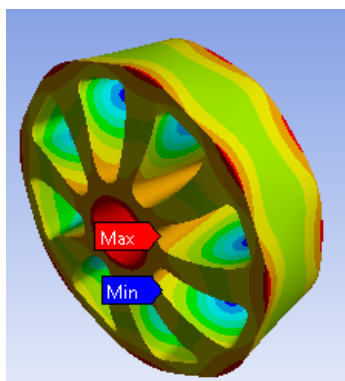
MODO 3



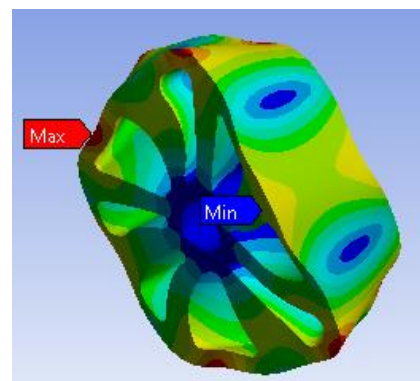
MODO 4



MODO 5



MODO 6



Anexo H. Resultados de los análisis estáticos y modales de las alternativas seleccionadas

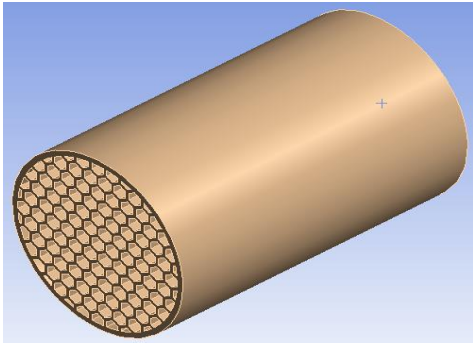
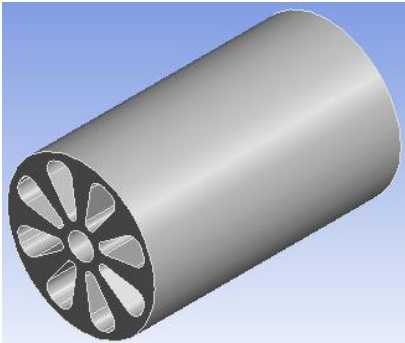
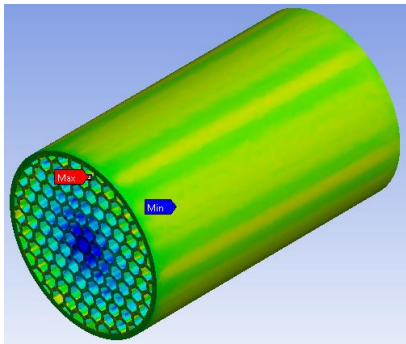
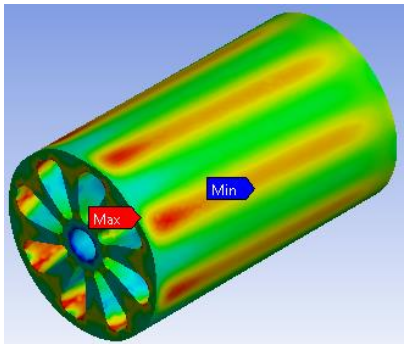
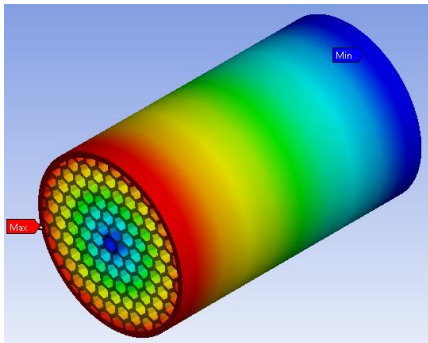
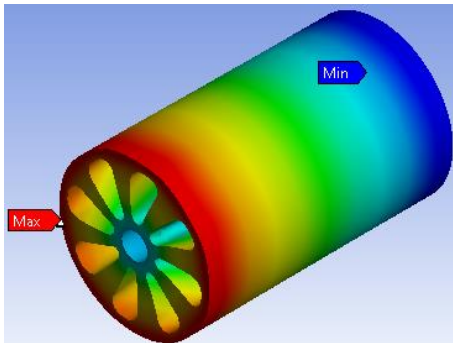
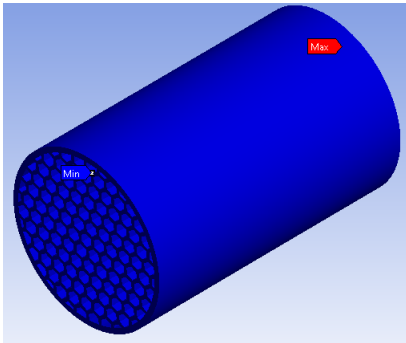
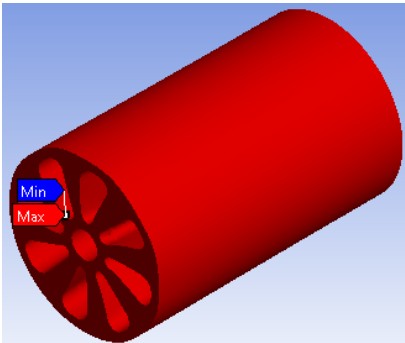
HÉLICES RADIALES					
Diámetro [cm]	Largo[cm]	Torque [N.mm]	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPA]	Factor de Seguridad
3	5	1036	2,55E-02	1,129	15
3	10	1036	5,16E-02	1,2238	14,708
3	15	1036	7,77E-02	1,2154	14,81

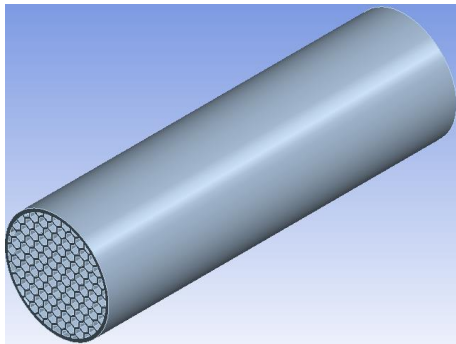
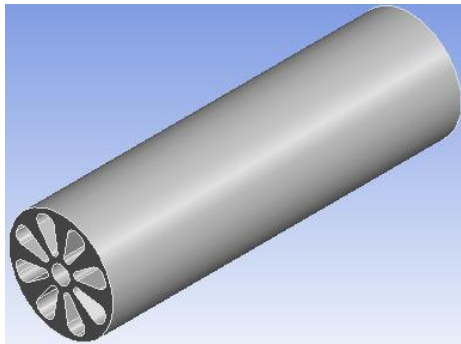
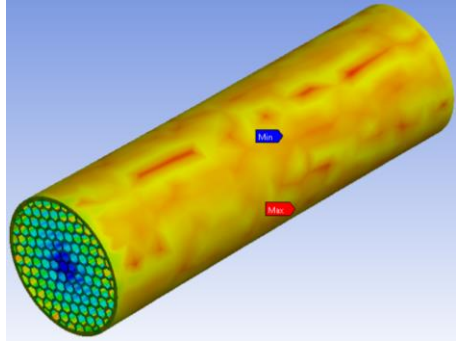
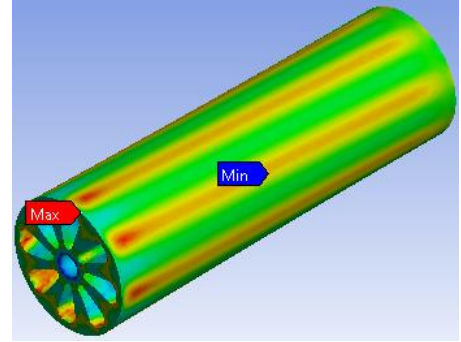
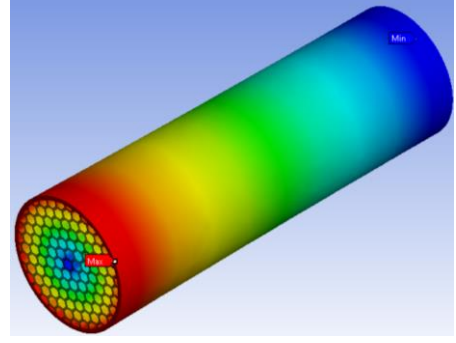
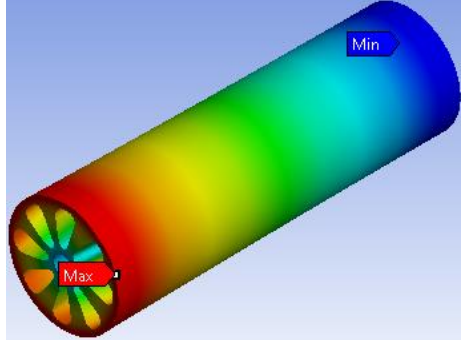
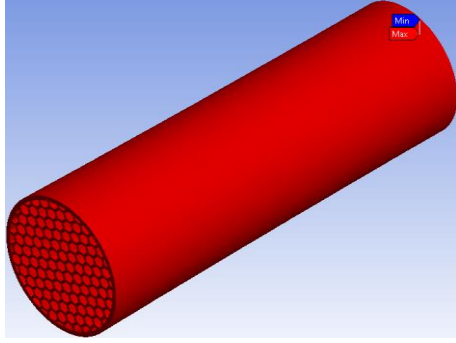
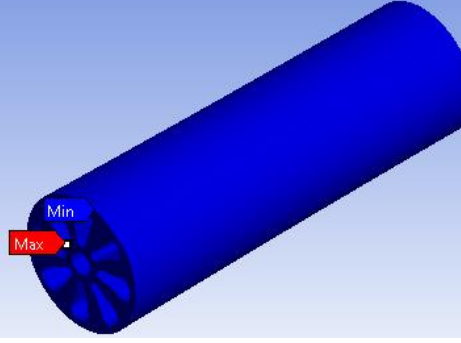
HONEYCOMB					
Diámetro [cm]	Largo[cm]	Torque [N.mm]	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPA]	Factor de Seguridad
3	5	1036	2,72E-02	1,0763	15
3	10	1036	5,47E-02	1,0113	15
3	15	1036	8,21E-02	1,0119	15

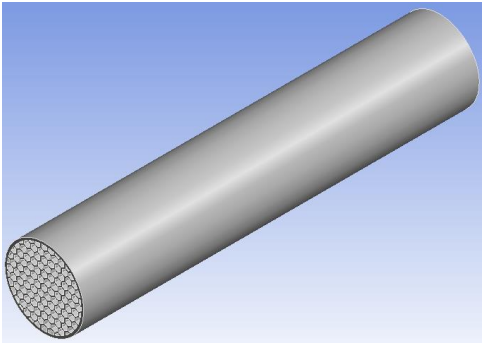
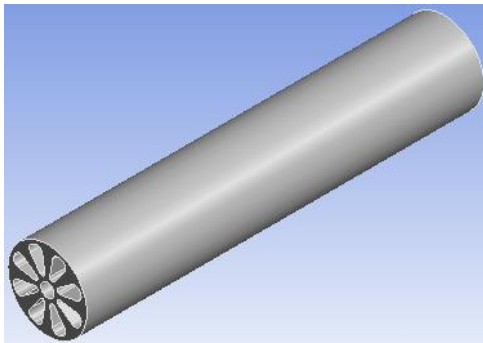
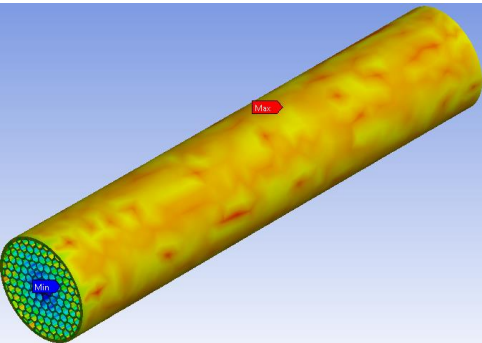
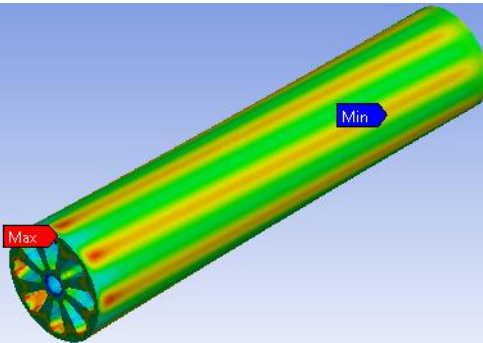
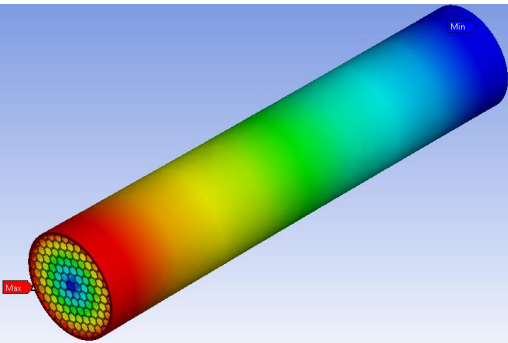
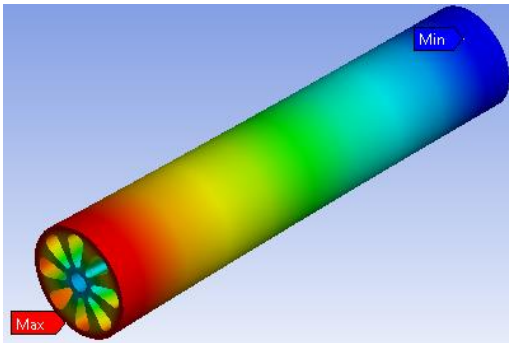
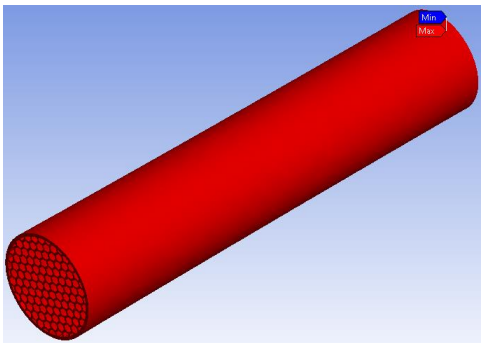
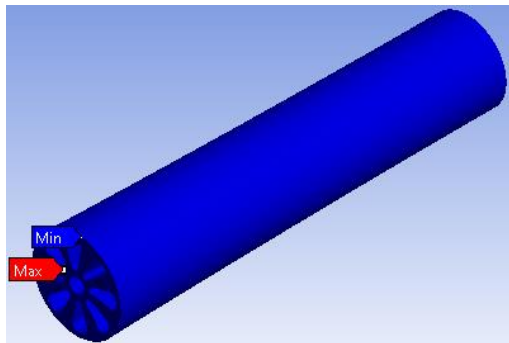
Honeycomb Diámetro 3cm			
Modo	Frecuencia largo 5 cm (Hz)	Frecuencia largo 10 cm (Hz)	Frecuencia largo 15 cm (Hz)
1	7250,3	3059,1	1520,4
2	8726,7	3059,2	1520,4
3	8727,1	3627,9	2419,5
4	11021	6316,3	3506,7
5	11101	6316,9	3506,8
6	11459	6735,9	4518,8

Hélices radiales Diámetro 3cm			
Modo	Frecuencia largo 5 cm (Hz)	Frecuencia largo 10 cm (Hz)	Frecuencia largo 15 cm (Hz)
1	6614,9	2999,8	1502,5
2	8451,4	2999,8	1502,5
3	8453,1	3331,5	2224,5
4	10530	6041,2	3398,9
5	10532	6041,2	3399,3
6	10907	6603,2	4432,2

6Anexo I. Simulaciones estáticas y modales de las alternativas seleccionadas

	Honeycomb diámetro cm largo 5 cm	Radiales diámetros 3cm largo 5 cm
ISOMÉTRICA		
ESFUERZO		
DEFORMACIÓN		
FACTOR DE SEGURIDAD		

	Honeycomb diámetro 3cm largo 10 cm	Radiales diámetros 3cm largo 10 cm
ISOMÉTRICA		
ESFUERZO		
DEFORMACIÓN		
FACTOR DE SEGURIDAD		

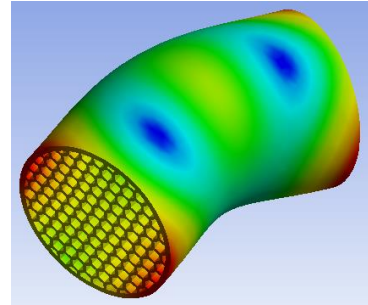
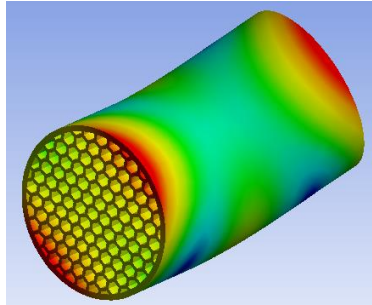
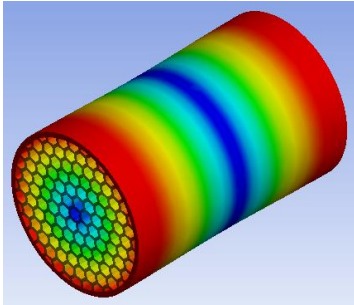
	Honeycomb diámetro 3 cm largo 15 cm	Radiales diámetros 3cm largo 15 cm
ISOMÉTRICA		
ESFUERZO		
DEFORMACIÓN		
FACTOR DE SEGURIDAD		

HONEYCOMB DIÁMETRO 3 CM LARGO 5 CM

MODO 1

MODO 2

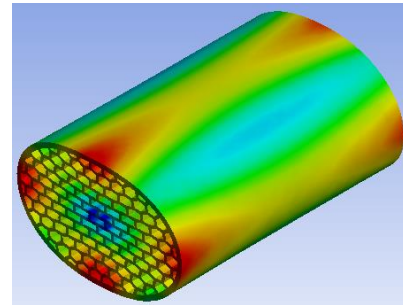
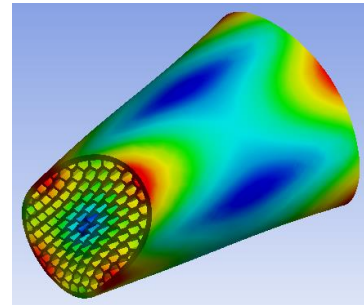
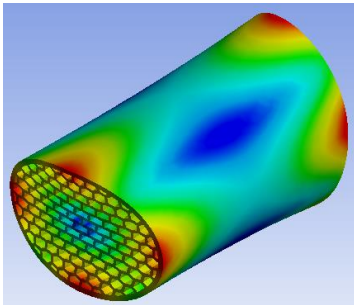
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6

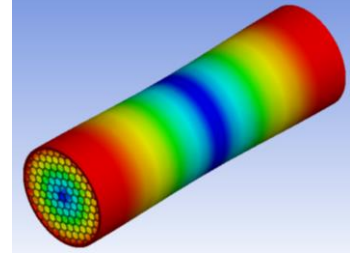
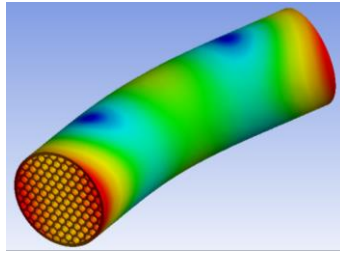
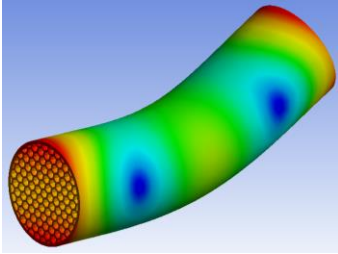


HONEYCOMB DIÁMETRO 3 CM LARGO 10 CM

MODO 1

MODO 2

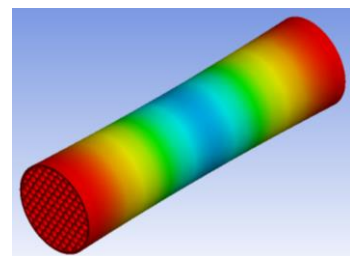
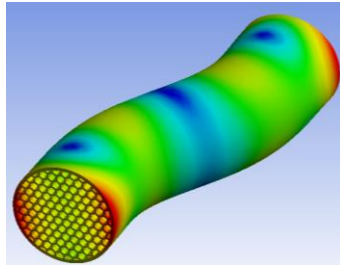
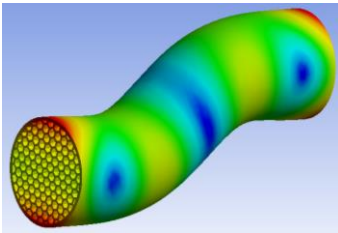
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6

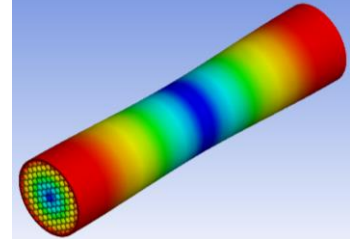
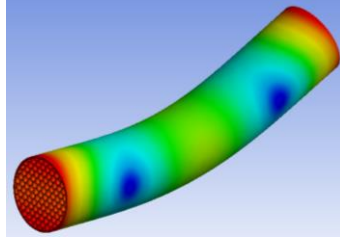
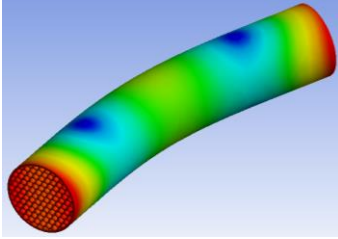


HONEYCOMB DIAMETRO 3 CM LARGO 15 CM

MODO 1

MODO 2

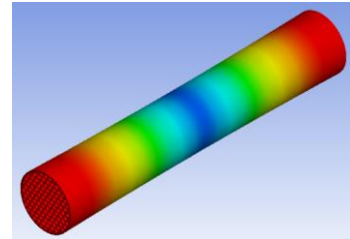
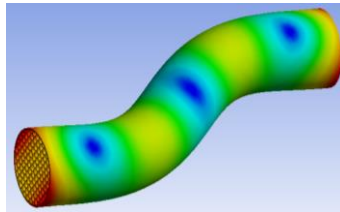
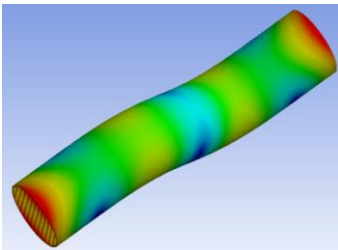
MODO 3



MODO 4

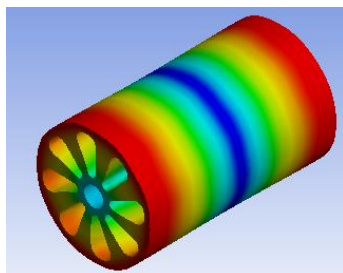
MODO 5

MODO 6

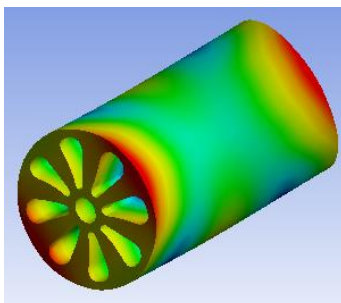


HÉLICES RADIALES DIÁMETRO 3 CM LARGO 5 CM

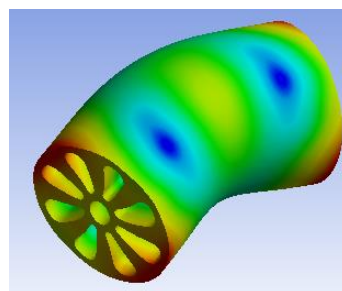
MODO 1



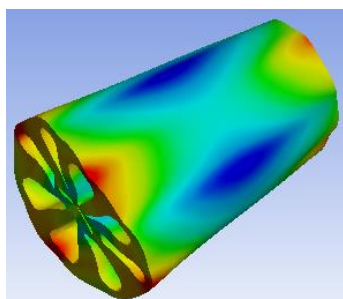
MODO 2



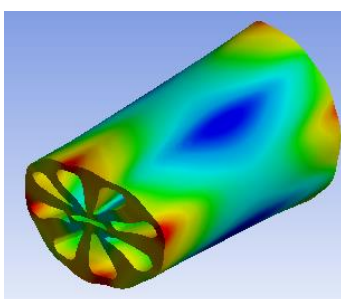
MODO 3



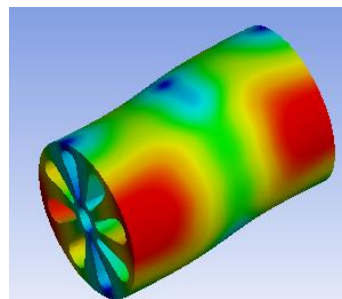
MODO 4



MODO 5



MODO 6

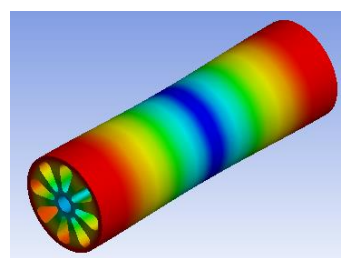
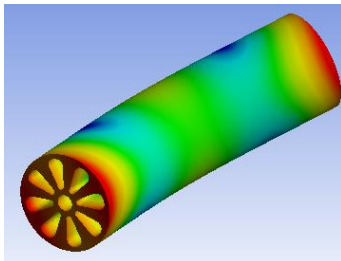
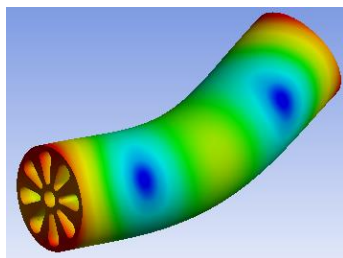


HÉLICES RADIALES DIÁMETRO 3 CM LARGO 10 CM

MODO 1

MODO 2

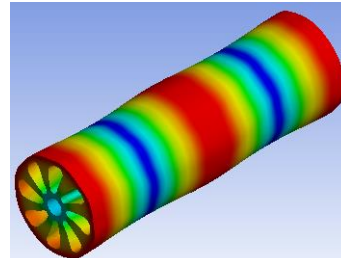
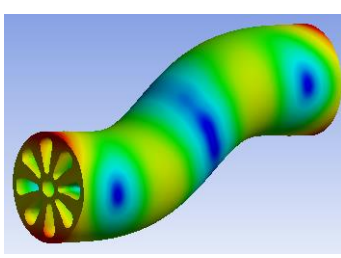
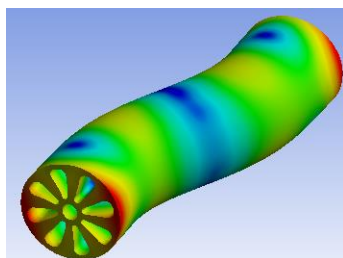
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6

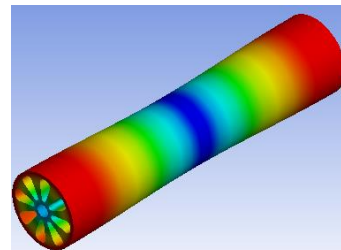
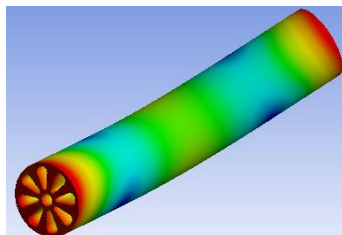
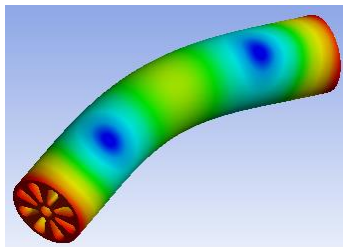


HÉLICES RADIALES DIÁMETRO 3 CM LARGO 15 CM

MODO 1

MODO 2

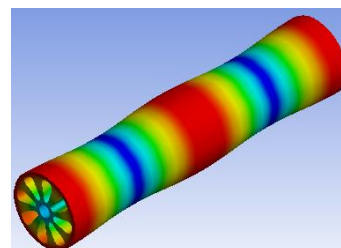
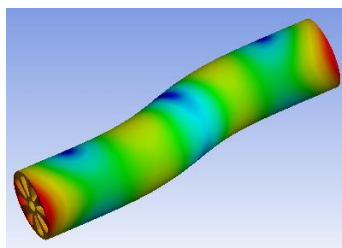
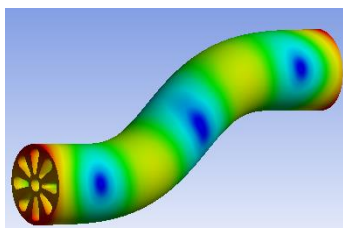
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6



Anexo J. Resultados de los análisis estáticos y modales para establecer el diámetro mínimo

HÉLICES RADIALES					
Diámetro [cm]	Largo[cm]	Torque [N.mm]	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPA]	Factor de Seguridad
1,5	5	1036	1,94E-01	7,871	2,2869
1,5	10	1036	3,91E-01	7,8536	2,2919
1,5	15	1036	5,86E-01	7,9755	2,2569

HONEYCOMB					
Diámetro [cm]	Largo[cm]	Torque [N.mm]	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPA]	Factor de Seguridad
1,5	5	1036	1,92E-01	7,8963	2,2795
1,5	10	1036	3,836E-01	8,0338	2,2405
1,5	15	1036	5,760E-01	8,1922	2,1972

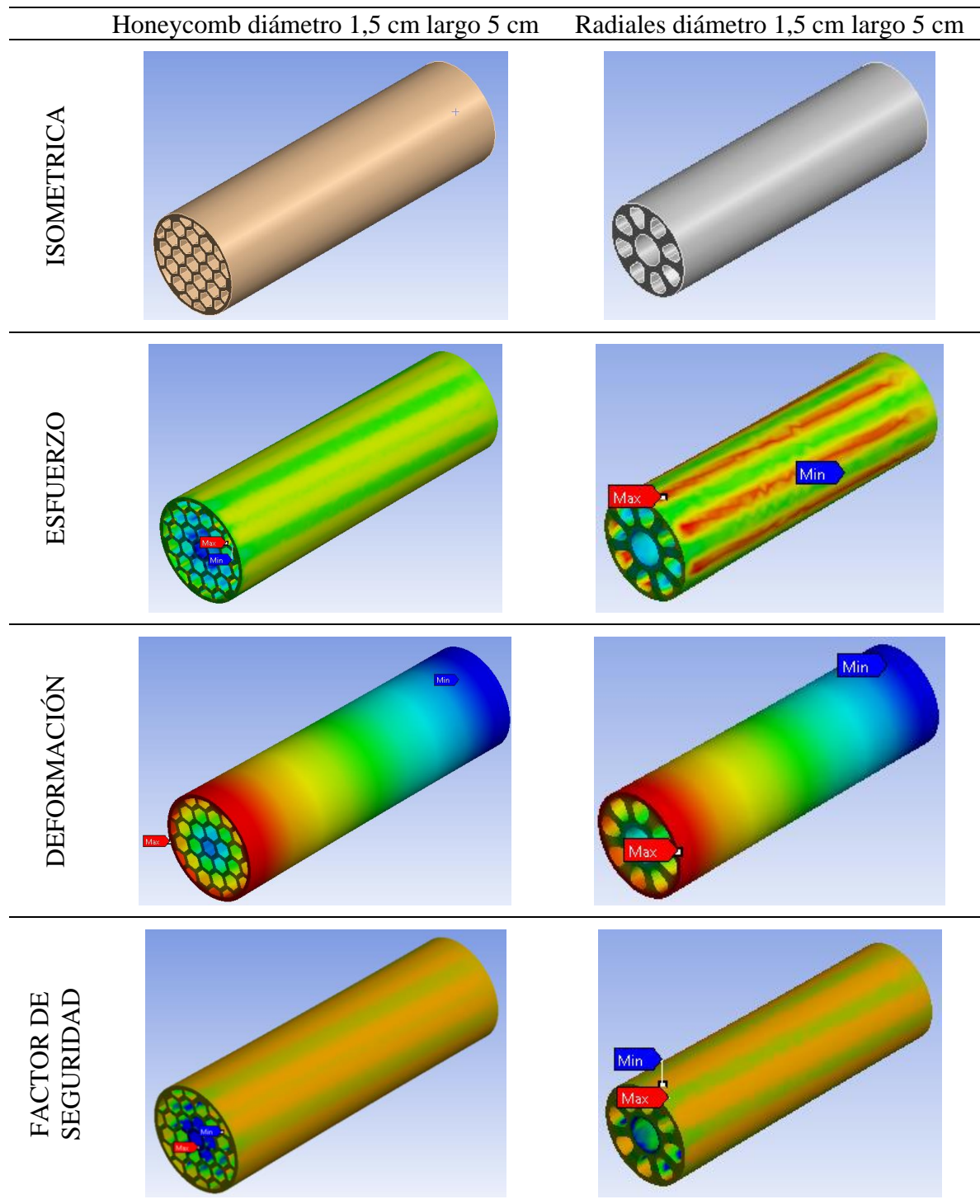
Honeycomb Diámetro 1.5 cm

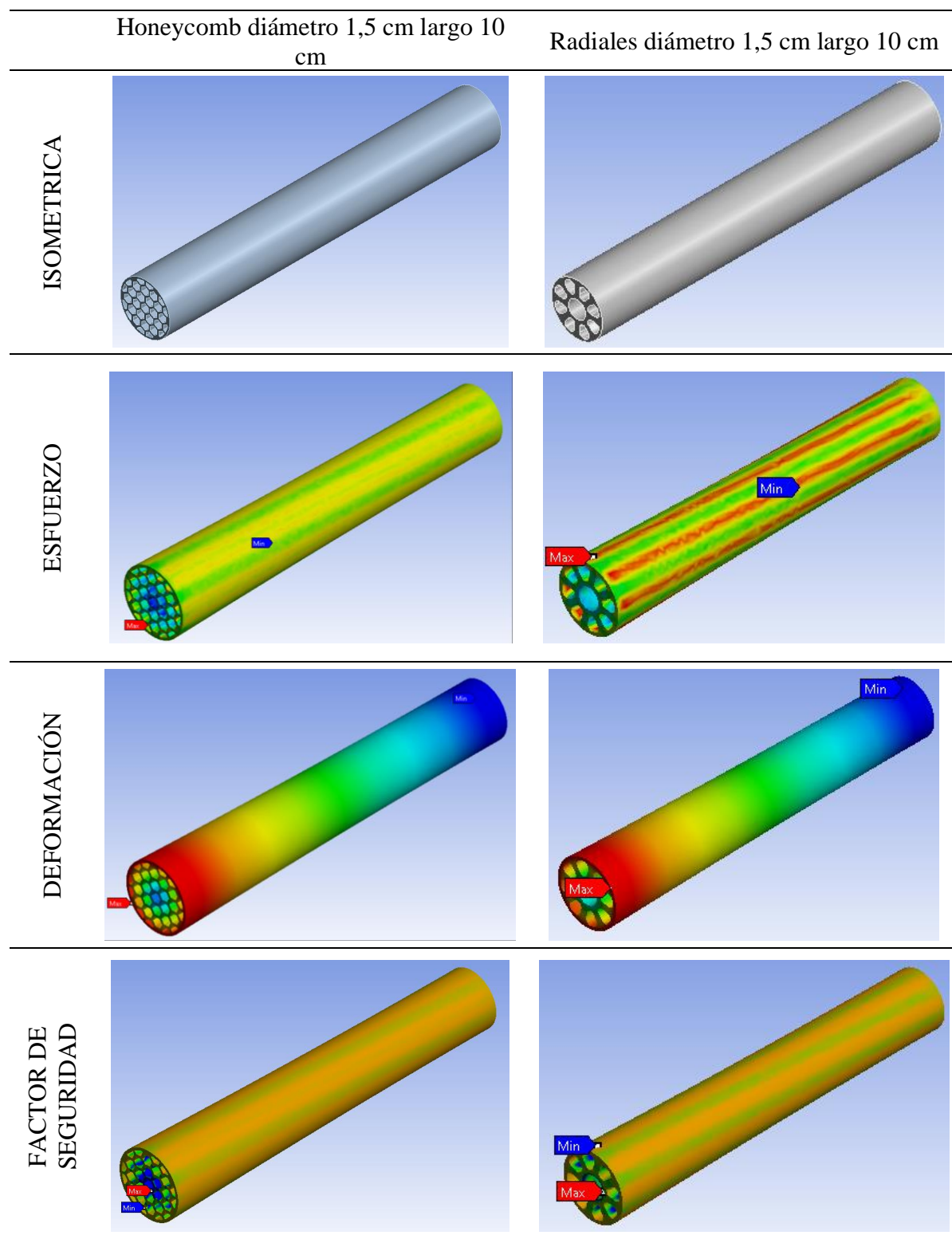
Modo	Frecuencia largo 5 cm (Hz)	Frecuencia largo 10 cm (Hz)	Frecuencia largo 15 cm (Hz)
1	6179,5	1817,3	840,61
2	6179,6	1817,3	840,61
3	7428,5	3718,9	2174,7
4	12731	4439,3	2174,7
5	12732	4439,4	2479
6	13468	6791,7	3938,5

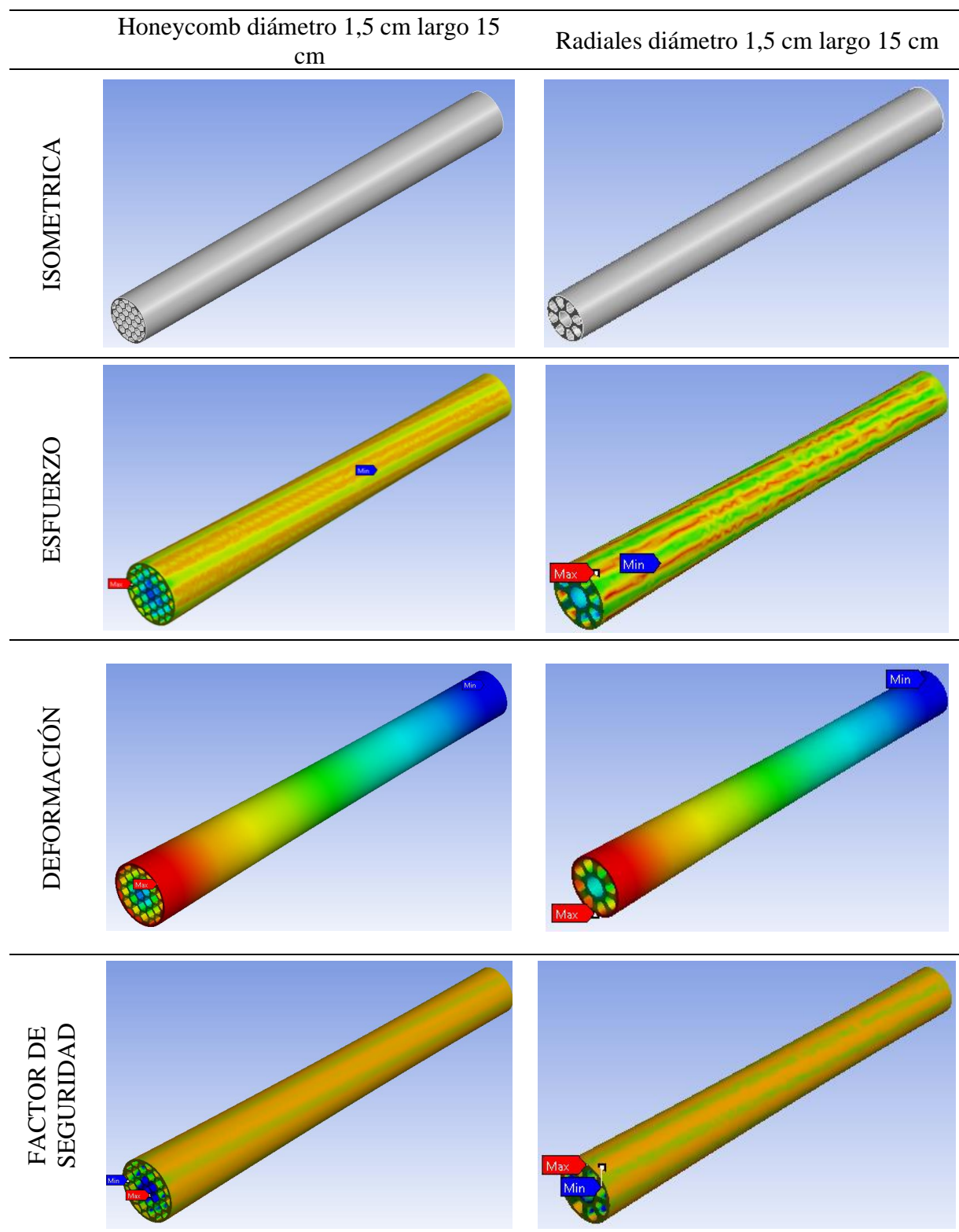
Hélices radiales Diámetro 1,5cm

Modo	Frecuencia largo 5 cm (Hz)	Frecuencia largo 10 cm (Hz)	Frecuencia largo 15 cm (Hz)
1	6108	1803,1	836,61
2	6110,5	1803,8	836,68
3	7015,8	3505	2158
4	12461	4377	2158,5
5	12473	4379,2	2335,7
6	13450	6781,5	3890,3

Anexo K. Simulaciones de los análisis estáticos y modales para establecer el diámetro mínimo





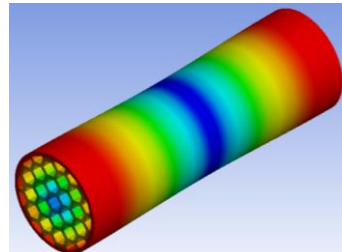
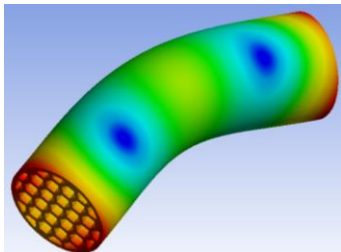
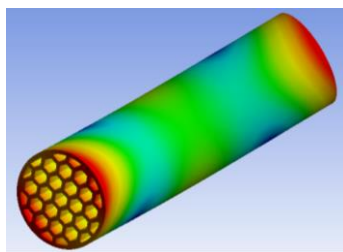


HONEYCOMB DIÁMETRO 1,5 CM LARGO 5 CM

MODO 1

MODO 2

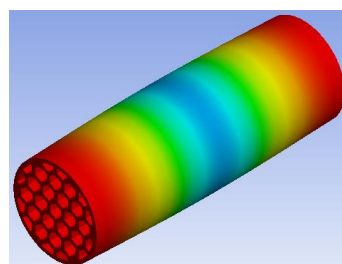
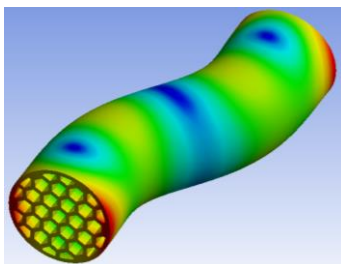
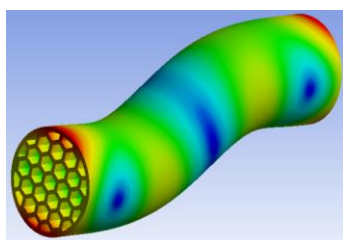
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6

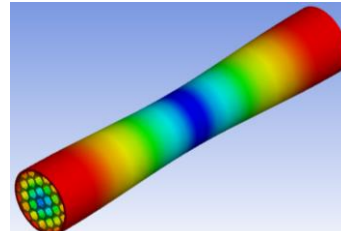
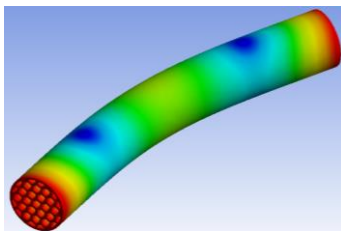
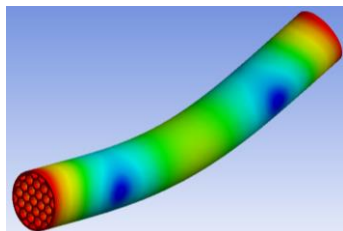


HONEYCOMB DIÁMETRO 1,5 CM LARGO 10 CM

MODO 1

MODO 2

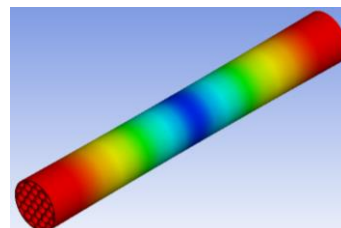
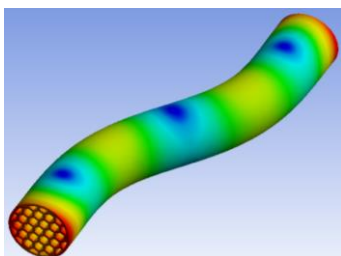
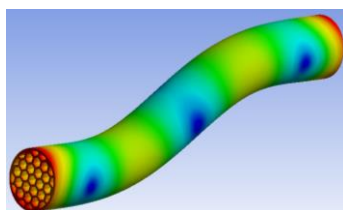
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6

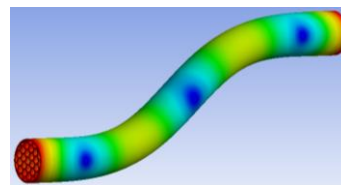
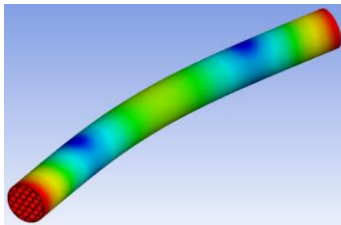
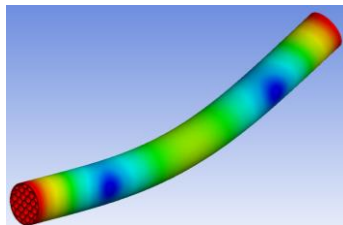


HONEYCOMB DIÁMETRO 1,5 CM LARGO 15 CM

MODO 1

MODO 2

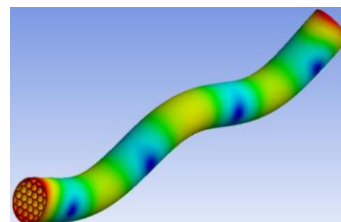
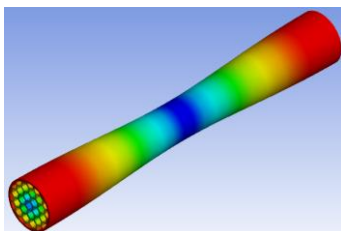
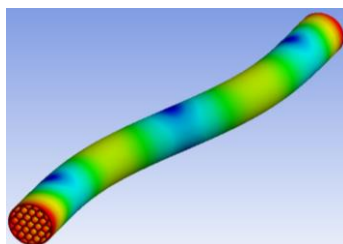
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6

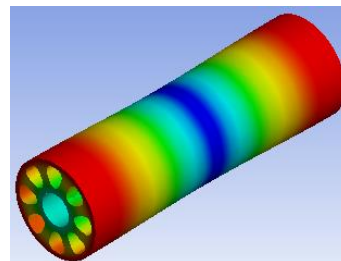
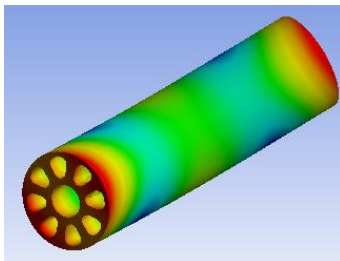
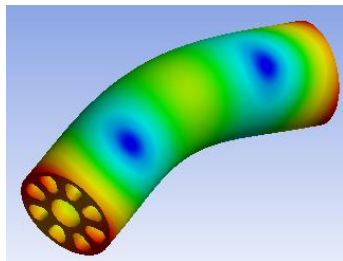


HÉLICES RADIALES DIÁMETRO 1,5 CM LARGO 5 CM

MODO 1

MODO 2

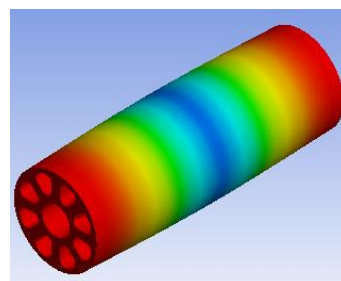
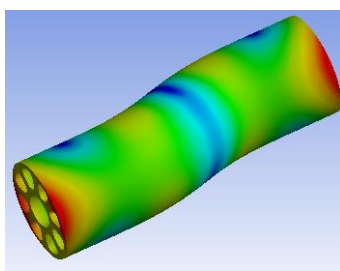
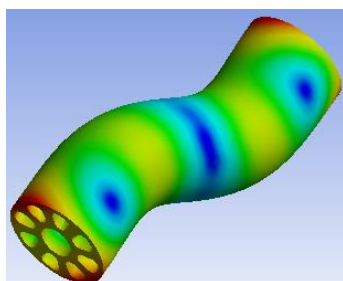
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6

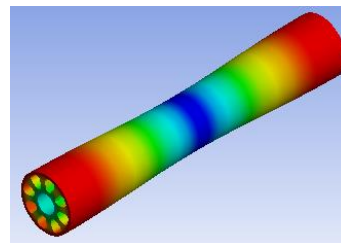
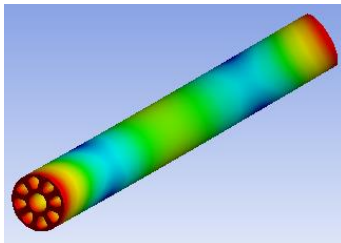
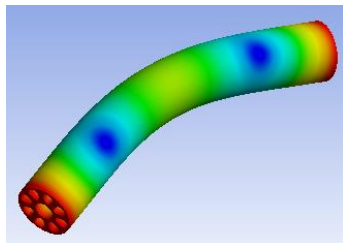


HÉLICES RADIALES DIÁMETRO 1,5 CM LARGO 10 CM

MODO 1

MODO 2

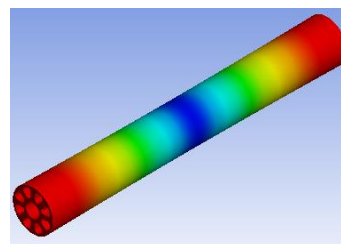
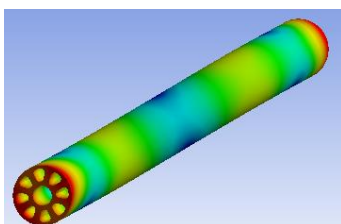
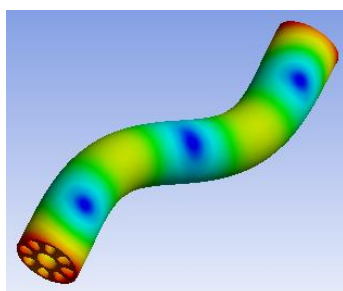
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6

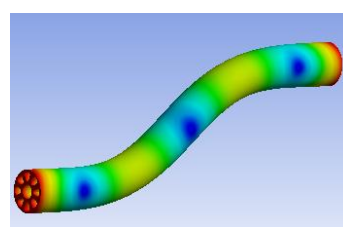
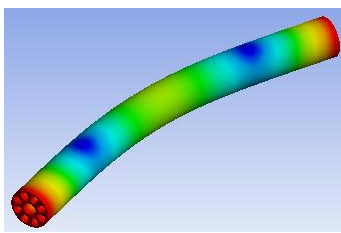
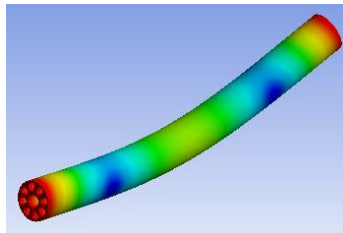


HÉLICES RADIALES DIÁMETRO 1,5 CM LARGO 15 CM

MODO 1

MODO 2

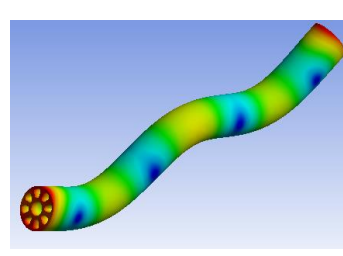
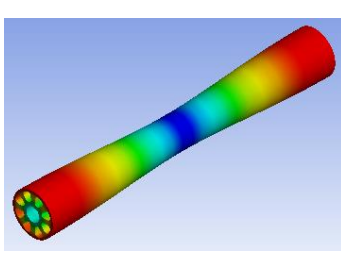
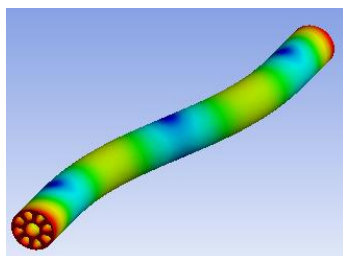
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6



Anexo L. Resultados estáticos y modales de las secciones de ejes finales

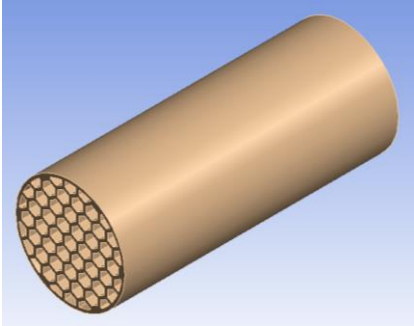
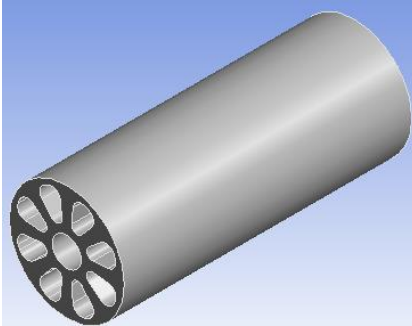
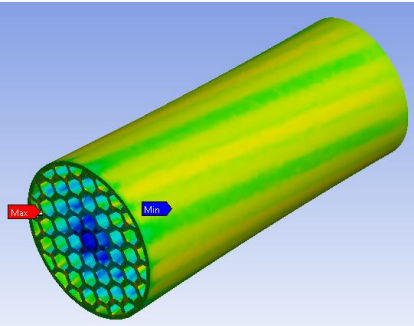
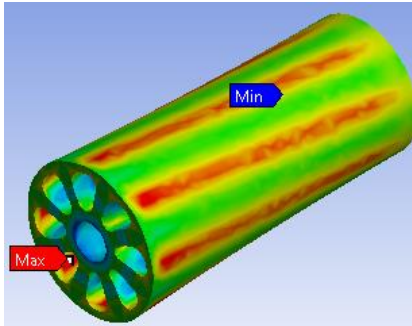
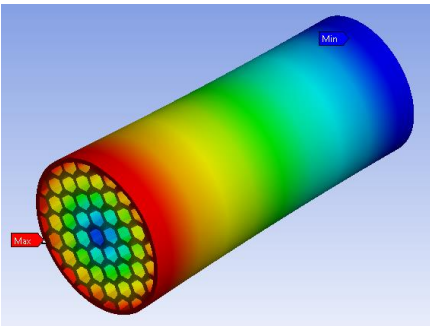
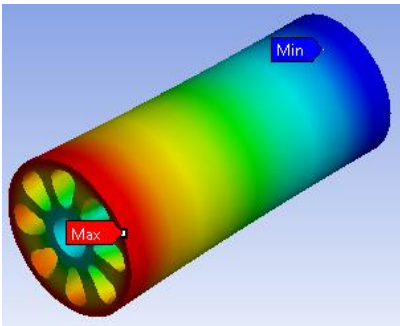
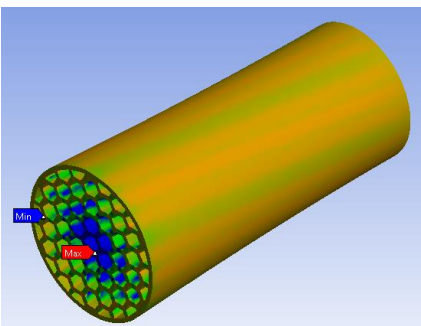
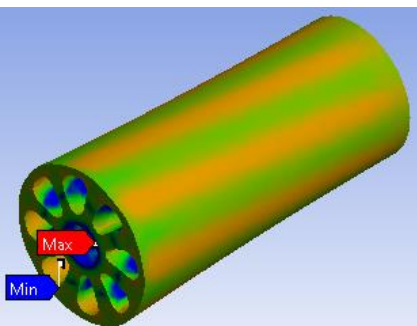
HÉLICES RADIALES					
Diámetro [cm]	Largo[cm]	Torque [N.mm]	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPA]	Factor de Seguridad
2	5	2072	1,67E-01	6,9952	2,5732
2	10	2072	3,37E-01	7,0082	2,5684
2	15	2072	5,07E-01	7,0928	2,5378

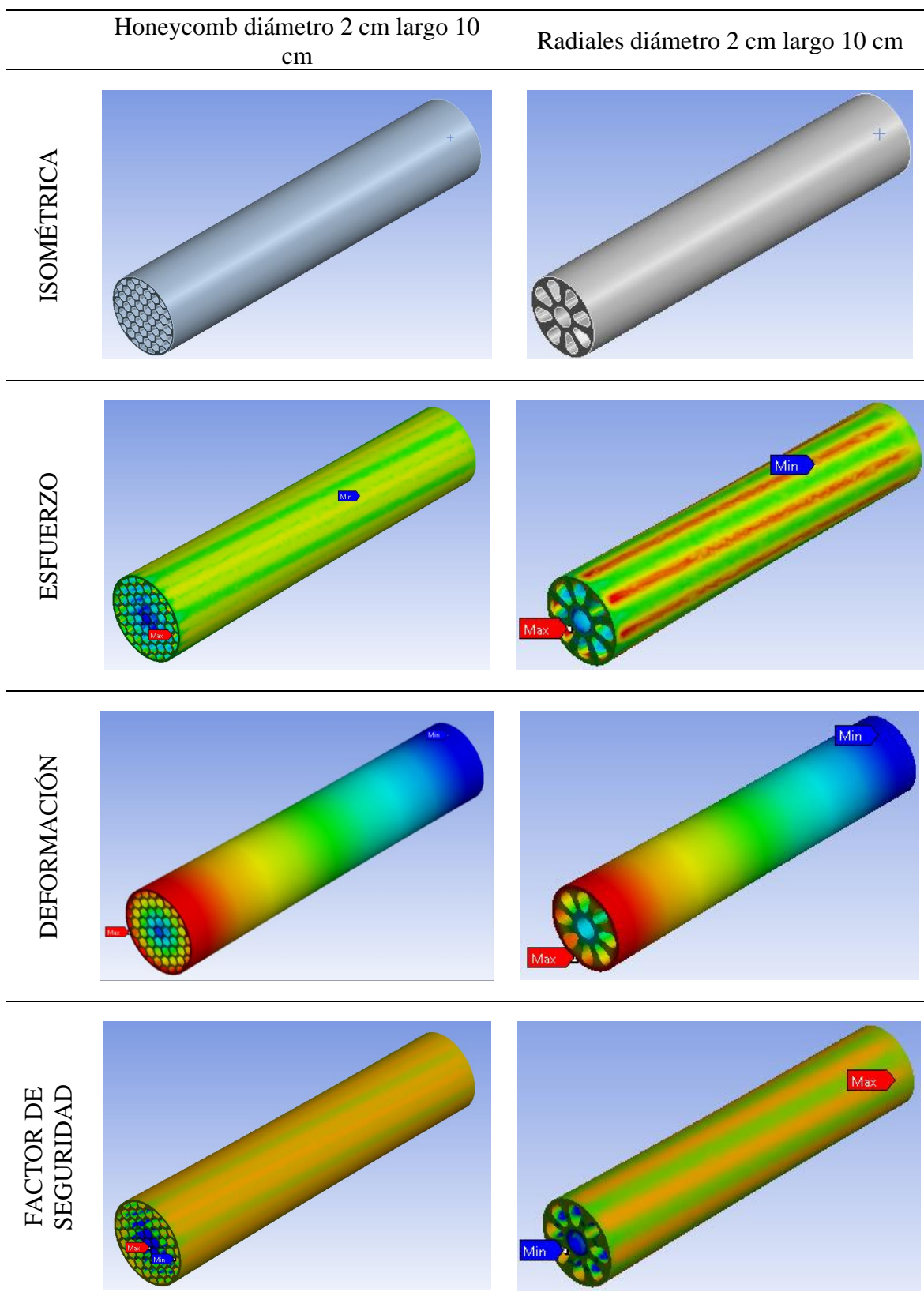
HONEYCOMB					
Diámetro [cm]	Largo[cm]	Torque [N.mm]	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPA]	Factor de Seguridad
2	5	2072	1,87E-01	8,6122	2,0901
2	10	2072	3,75E-01	8,4658	2,1262
2	15	2072	5,62E-01	8,0487	2,2364

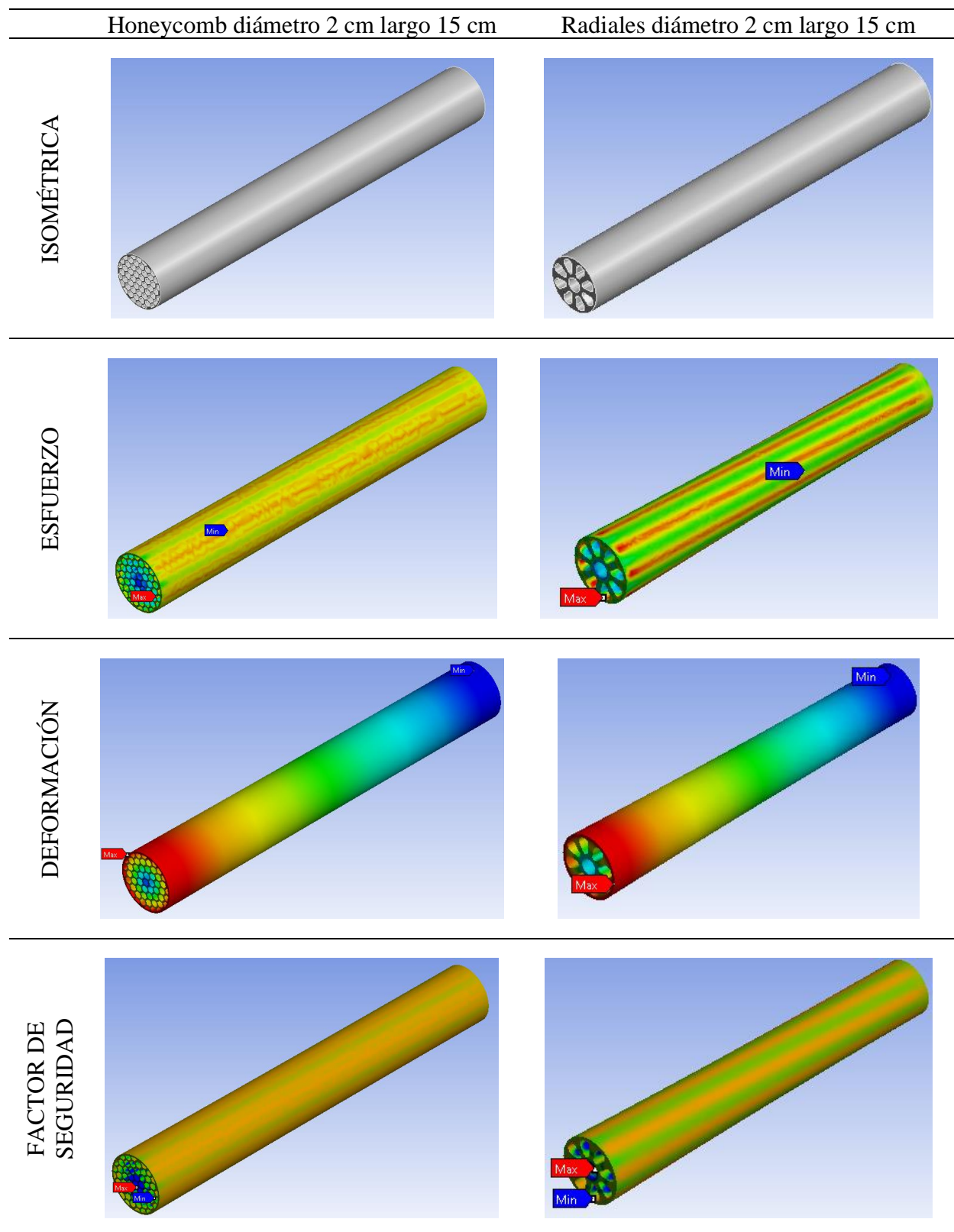
Honeycomb Diámetro 2 cm			
Modo	Frecuencia largo 5 cm (Hz)	Frecuencia largo 10 cm (Hz)	Frecuencia largo 15 cm (Hz)
1	7245,9	2276	1077,3
2	7250	2276	1077,3
3	7250,1	3624,3	2418,1
4	13343	5252,3	2687,4
5	13369	5252,5	2687,5
6	13370	6778,4	4530,7

Hélices radiales Diámetro 2cm			
Modo	Frecuencia largo 5 cm (Hz)	Frecuencia largo 10 cm (Hz)	Frecuencia largo 15 cm (Hz)
1	6857,2	2267,3	1077,1
2	7175,7	2267,6	1077,2
3	7176,9	3431,5	2289
4	13033	5183,5	2668,7
5	13033	5184	2668,9
6	13325	6773,1	4529,9

Anexo M. Simulaciones estáticas y modales de las secciones de ejes finales

	Honeycomb diámetro 2cm largo 5cm	Radiales diámetro 2 cm largo 5 cm
ISOMÉTRICA		
ESFUERZO		
DEFORMACIÓN		
FACTOR DE SEGURIDAD		



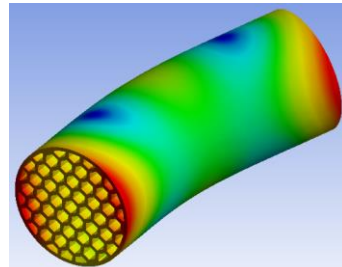
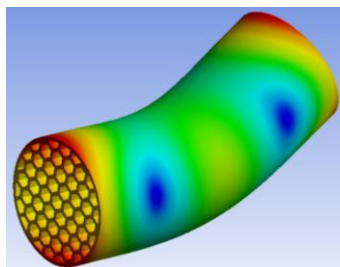
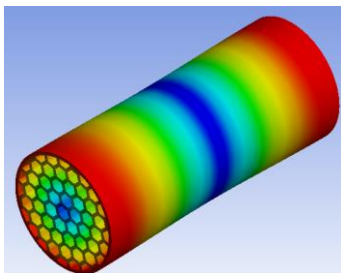


HONEYCOMB DIÁMETRO 2 CM LARGO 5 CM

MODO 1

MODO 2

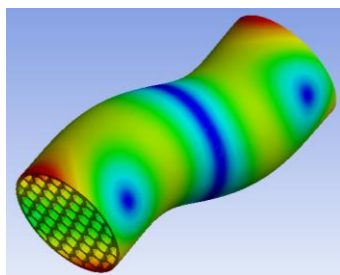
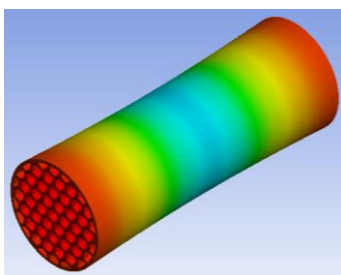
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6

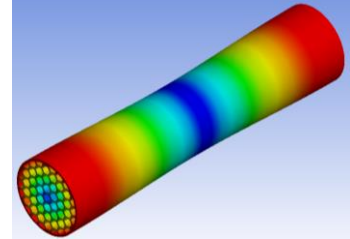
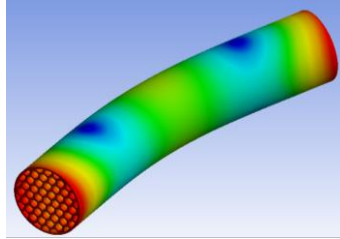
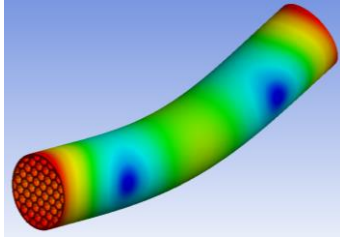


HONEYCOMB DIÁMETRO 2 CM LARGO 10 CM

MODO 1

MODO 2

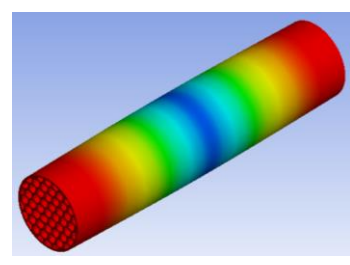
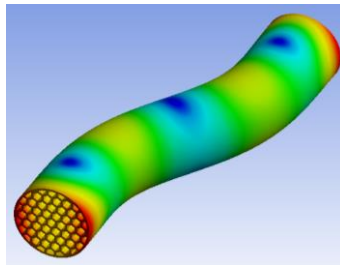
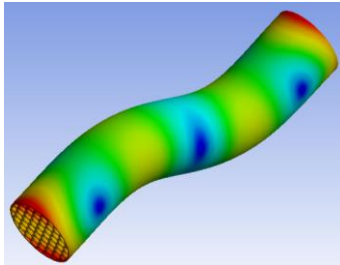
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6

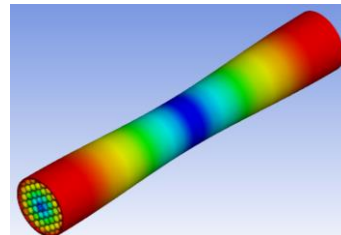
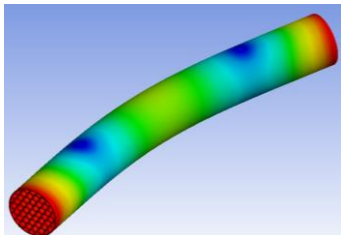
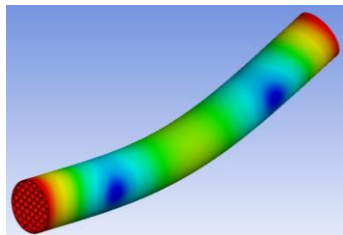


HONEYCOMB DIÁMETRO 2 CM LARGO 15 CM

MODO 1

MODO 2

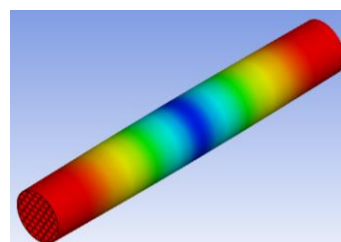
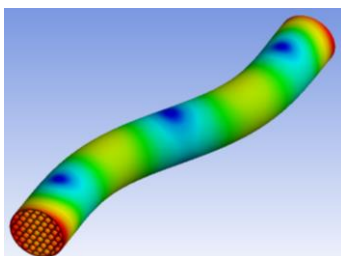
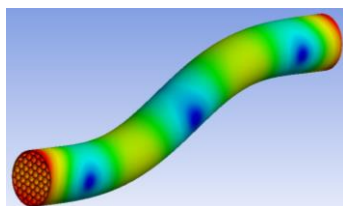
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6

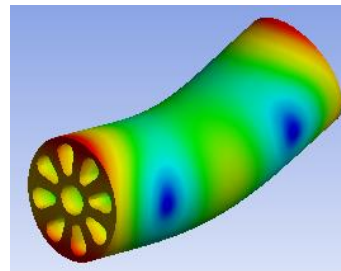
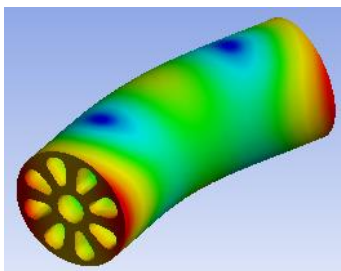
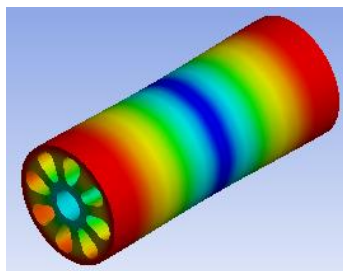


HÉLICES RADIALES DIÁMETRO 2 CM LARGO 5 CM

MODO 1

MODO 2

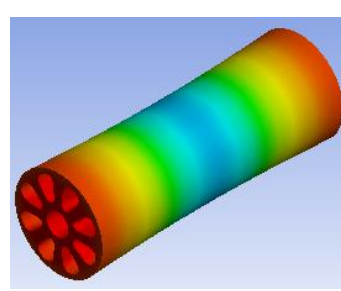
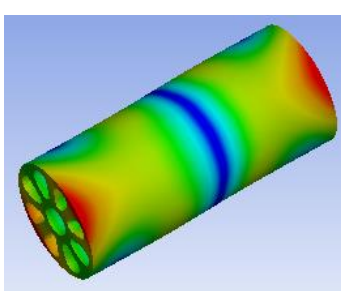
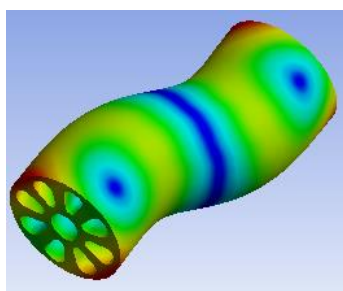
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6

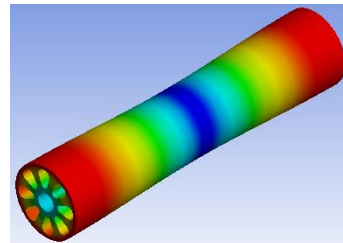
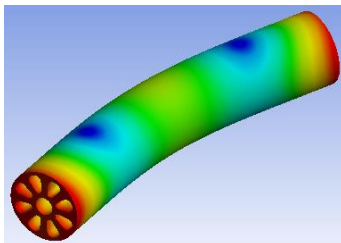
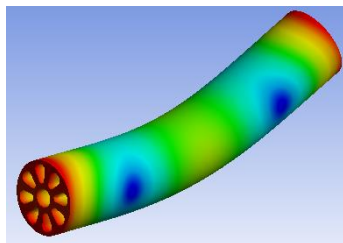


HÉLICES RADIALES DIÁMETRO 2 CM LARGO 10 CM

MODO 1

MODO 2

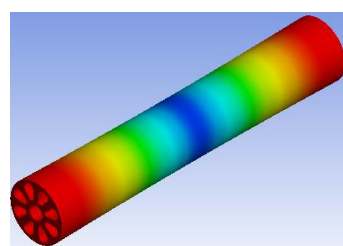
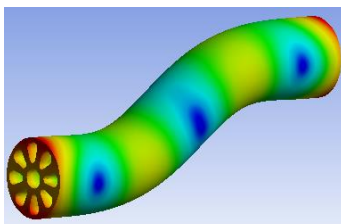
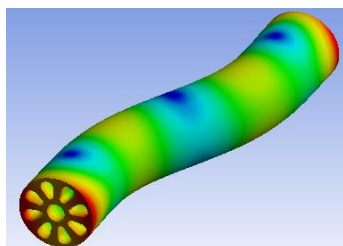
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6

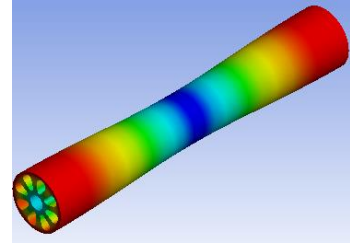
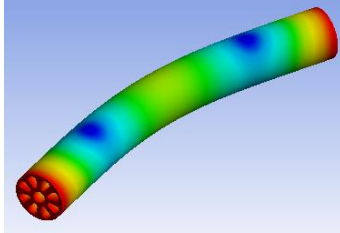
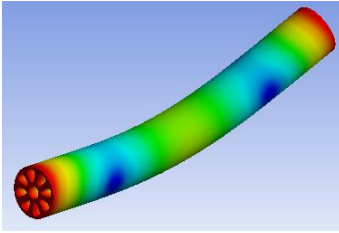


HELICES RADIALES DIAMETRO 2 CM LARGO 15 CM

MODO 1

MODO 2

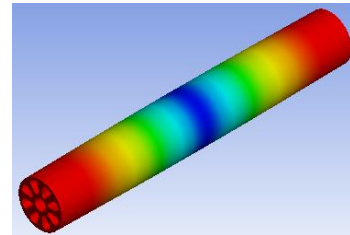
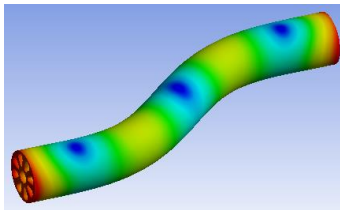
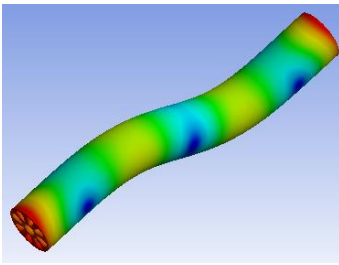
MODO 3



MODO 4

MODO 5

MODO 6



Anexo N. Diseño de la brida

Para poder comprender el comportamiento de la brida, se realizó un análisis estático de la misma en ANSYS Workbench. En el cual las propiedades del Aluminio 6061 implementadas son las siguientes:(Committee, 1990)

PROPIEDAD	VALOR
Módulo de Young [GPa]	68,9
Coefficiente de Poisson	0,33
Densidad [g/cm ³]	2,7
Esfuerzo de tracción a la rotura [Mpa]	276

Nota. Tomado de Committee, A. S. M. I. H. (1990). Metals Handbook Vol 2: Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials. ASM Int, 3(5).

Para el análisis e la brida las condiciones de contorno se mantienen al análisis de las diferentes estructuras, es decir, el torque empleado es 2072[N·m] y se fija una cara. Los elementos empleados en la malla son tetraedros de 1,4 [mm], la calidad del mallado se puede observar en la figura 51. Los resultados de este análisis se presentan en la tabla 6.

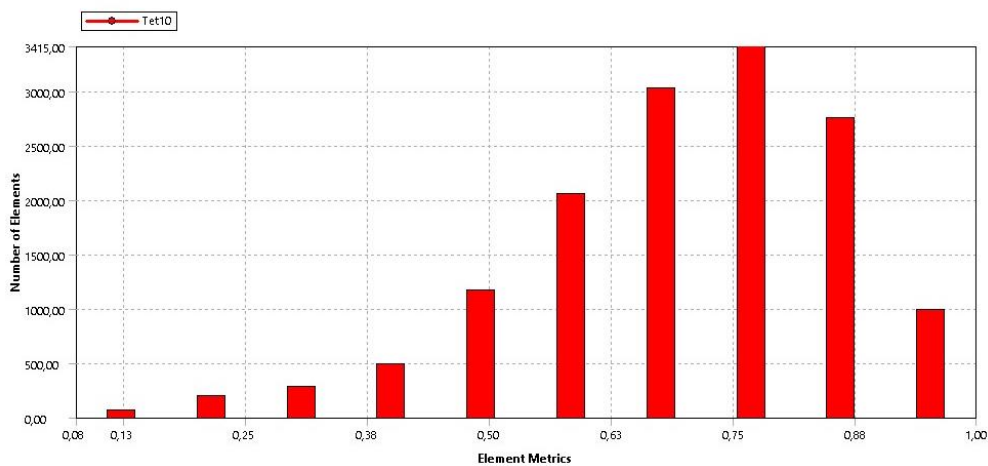
Tabla 6.

Resultados análisis en la brida

RESULTADO	VALOR
Esfuerzo [MPa]	3,6398
Deformación [mm]	6,50E-04
Factor de seguridad	15

Figura 51.

Calidad de mallado para la brida



Del análisis estático se puede determinar que la brida esta sobredimensionada y su factor de seguridad es elevado. Lo cual para la aplicación para la cual será usada, es importante que esta no falle antes que el eje y de esta manera se pueda determinar el comportamiento del eje de manera correcta. En las figuras 52 y 53 se visualiza que la mayor deformación está en donde la brida recibe el torque y los mayores esfuerzos se encuentran en el cambio de sección de esta respectivamente.

Figura 52.

Deformación de la brida

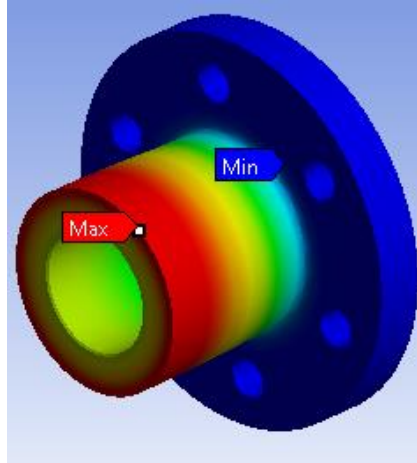
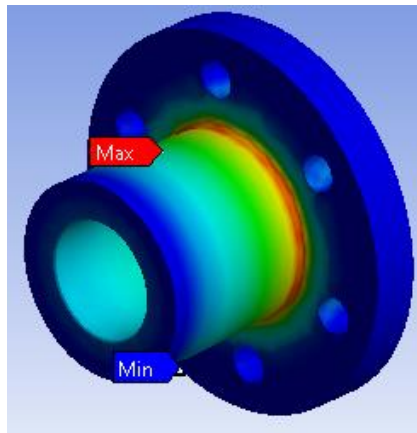


Figura 53.

Esfuerzos en la brida



Anexo Ñ. Análisis modal experimental (EMA)

Debido a la longitud de la pieza, esta se dividió en 4 segmentos. Dada la cantidad de nodos permitida por la pieza es posible obtener los primeros dos modos de esta y para poder adquirirlos se implementó el software OROS Modal. El montaje se realizó colocando la estructura del metamaterial suspendida mediante ligas (Ver figura 54).

Figura 54.

Montaje análisis modal



El acelerómetro se posiciono en el nodo 4 en $-Z$ la numeración de los nodos se puede ver en la figura 55. El software se configuro con un rango de frecuencias de 0 [Hz] a 10000 [Hz], 6401 líneas espectrales. Para evitar el solapamiento de modos estableció con cero. Además, en este se ingresaron las sensibilidades del sensor y el martillo según su modelo tal como se ve en la tabla 7.

Figura 55.

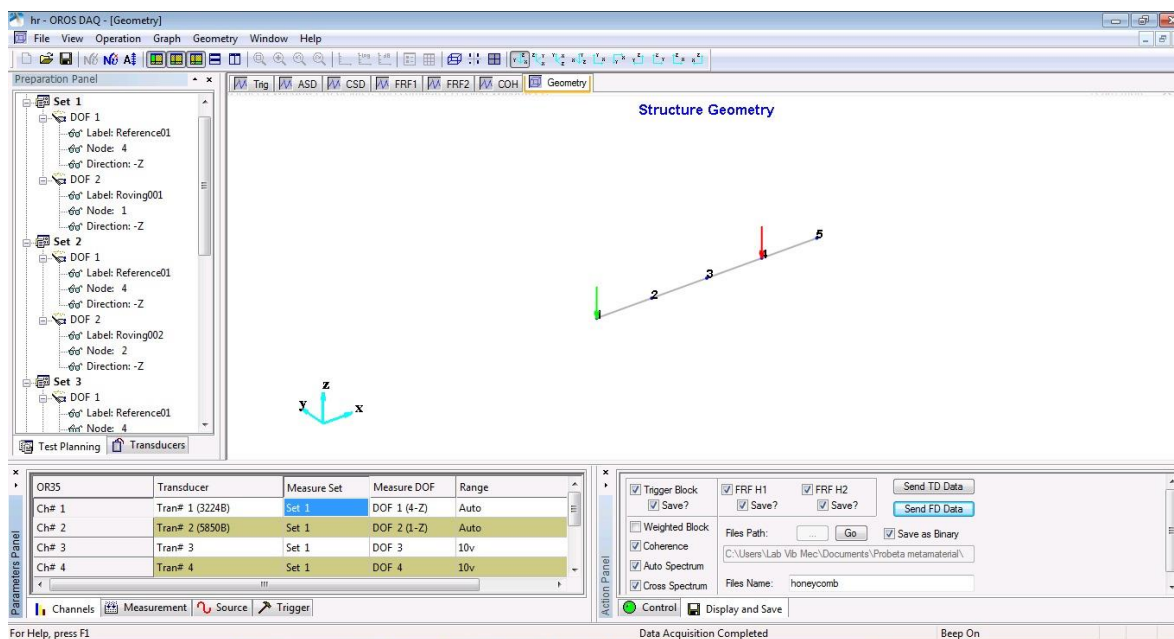
Geometría en OROS Modal

Tabla 7.

Modelos y sensibilidades de los instrumentos

Instrumento	Modelo	Sensibilidad
Acelerómetro	3224B	11.51[mV/g]
Martillo	5850B	101.00[mV/lbF]

La función indicadora de frecuencias y la fase respectivas para cada nodo de las piezas se puede observar en la figura 56 para Hélices Radiales y en la figura 57 para Honeycomb.

Figura 56.

Frecuencias y fase estructura Hélices Radiales

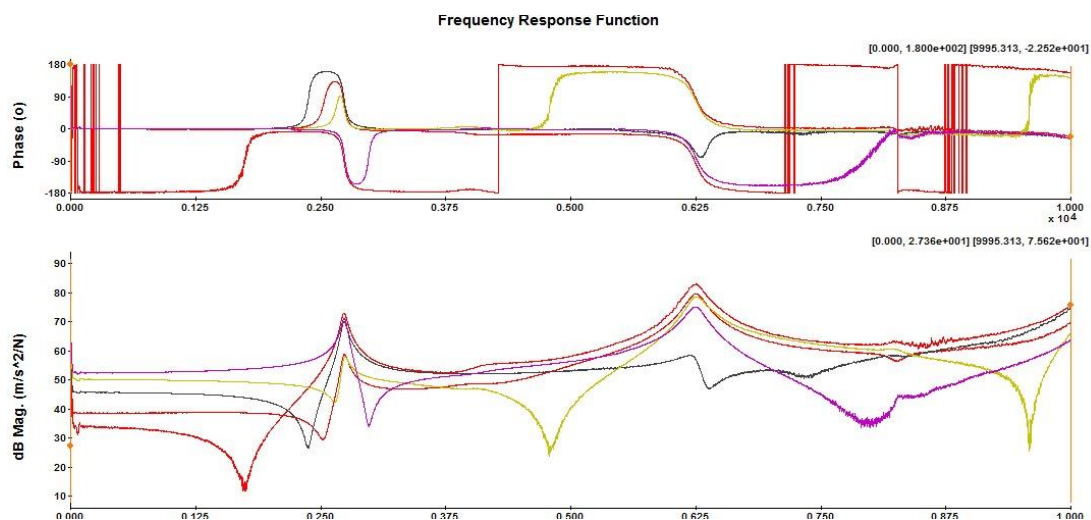
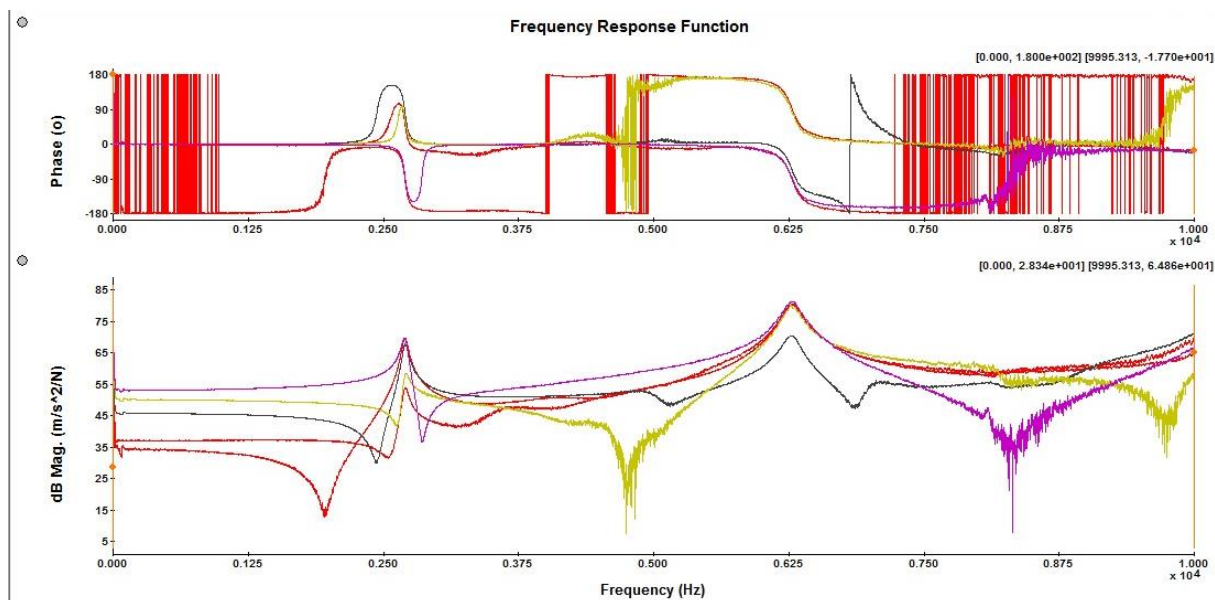


Figura 57.

Frecuencia y fase estructura Honeycomb



Se realizaron tres golpes en cada nodo y se procesó la información los modos y las frecuencias halladas experimentalmente se encuentran en la sección 5, en la cual se

correlacionaron dichas gráficas a las frecuencias naturales de los primeros dos modos y con los resultados teóricos. Las gráficas de la función de indicación modal para hélices radiales y para la estructura Honeycomb se pueden observar en las figuras 58 y 59 respectivamente.

Figura 58.

"Modal indication function" Hélices Radiales

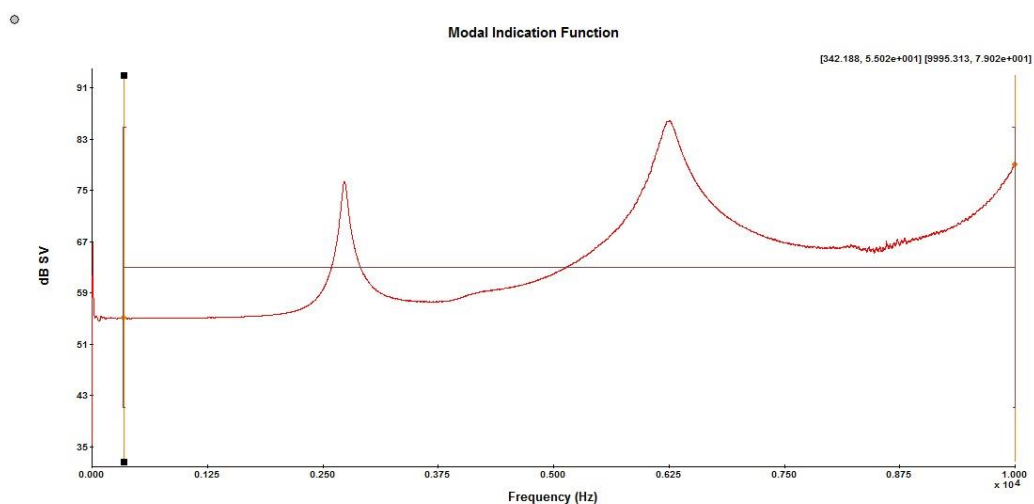


Figura 59.

"Modal indication function" Honeycomb

