



Departamento de
Ingeniería Mecánica
Universidad de Concepción

Diseño y fabricación de la tapa armónica de una guitarra acústica con materiales compuestos

Andres Alonso Contreras Rupayan

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor guía:
Dr.-Ing. Alexis Salas S.

Octubre 2025
Concepción, Chile

©2025 Andres Alonso Contreras Rupayan

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento

Agradecimientos

Agradezco, en primer lugar, a mi familia por su apoyo incondicional, tanto emocional como económico, pilar fundamental para no rendirme en los momentos de frustración de la carrera. Pero un agradecimiento muy especial es a mi novia, Lissett Salazar, quien me inspiró a proyectar mi futuro, a cultivar ambición y a fortalecer mis anhelos de desarrollarme como ingeniero y afrontar la vida profesional. También agradezco a mis compañeros, amigos y amigas que encontré en el camino y en la gimnasia artística, en el TM, a mis amigas conocidas en fiestas y a mis amigos del colegio por su compañía y ánimo constante. Finalmente, reconozco y valoro profundamente mi profesor Alexis Salas, siempre dispuesto a ayudar, a entregarnos buenos consejos y a impulsar lo mejor de nuestro trabajo. Nunca imaginé que elegiría este tema; gracias a su orientación lo descubrí y terminé disfrutándolo sinceramente.

Resumen

La tapa armónica concentra gran parte del comportamiento vibroacústico de la guitarra, mientras que las maderas usadas de forma tradicional muestran variabilidad elástica, suministro incierto y costos en aumento. Este trabajo ha evaluado si una tapa en material compuesto con fibra de vidrio y resina puede reproducir la huella modal de una tapa de madera de referencia dentro de márgenes cuantificados de similitud. El objetivo general ha sido diseñar, simular, fabricar y validar una solución en compuesto que mantuviera las cinco primeras frecuencias próximas a la referencia y que alcanzara alta correlación de formas modales medida con el *Modal Assurance Criterion* (MAC).

La metodología ha integrado fabricación por infusión al vacío, caracterización mecánica con normas ASTM para obtener módulos en tracción, coeficiente de Poisson y módulo de corte en el plano, control de calidad de densidad y homogeneidad del laminado, modelado por elementos finitos en ANSYS con definición de apilamientos en ACP y validación experimental mediante figuras de Chladni con excitación por *shaker*. Para acelerar el diseño se ha aplicado un flujo de sensibilidad y metamodelado con AMOP que ha continuado solo cuando el metamodelo ha mostrado capacidad de pronóstico adecuada. La optimización global se ha ejecutado con un algoritmo evolutivo que ha limitado el número de evaluaciones y que ha empleado como función objetivo la similitud modal entre el compuesto y la referencia.

Los resultados han mostrado dos escenarios. En placa libre sin varillaje el laminado unidireccional con espesor cercano a 1,62 mm no ha replicado de manera completa el patrón frecuencial de la tapa de madera. Se han observado desviaciones en varias frecuencias naturales y un reordenamiento modal en el que algunos modos han quedado por debajo de la referencia al ordenar de menor a mayor. Aun así, el MAC ha sido alto en los cuatro primeros modos pero reducido en el quinto, . Esta correspondencia se vio reforzada por la validación experimental, donde se observaron similitudes visuales claras en los primeros cuatro modos, confirmando que, a pesar de las diferencias en frecuencia, el modelo compuesto reproduce adecuadamente los modos principales. En la configuración con varillaje y tras el análisis de sensibilidad se ha identificado que las varillas horizontales han concentrado la influencia sobre la respuesta con aportes estimados cercanos a 61% para la barra inferior y 22,3% para la barra intermedia. Con esta evidencia se ha reducido el espacio de diseño y la búsqueda ha explorado más de 350 configuraciones hasta converger a un diseño con función objetivo cercana a 0,107. La validación ha mostrado coincidencia frecuente y formas modales coherentes en los modos fundamentales y ha evidenciado intercambio modal en vecinos próximos que explica correlaciones diagonales más moderadas.

Se concluye que es viable aproximar la respuesta modal de una tapa de madera mediante una tapa en material compuesto siempre que se controle con fineza la rigidez local del varillaje y que se verifique la similitud con métricas de frecuencia y MAC. Como proyección se recomienda ampliar el espacio de diseño con variaciones de geometría y orientación de barras, adoptar una formulación multiobjetivo que favorezca separación modal y robustez frente a tolerancias de fabricación y dispersión de propiedades y fortalecer la trazabilidad experimental para identificación de modos cercanos.

Abstract

The guitar soundboard concentrates much of the instrument’s vibroacoustic behavior, while the woods traditionally employed exhibit elastic variability, uncertain supply, and rising costs. This work evaluates whether a fiberglass–resin composite soundboard can reproduce the modal signature of a reference wooden top within quantified similarity margins. The overall objective was to design, simulate, manufacture, and validate a composite solution capable of keeping the first five frequencies close to the reference and achieving high correlation of mode shapes as measured by the *Modal Assurance Criterion* (MAC).

The methodology integrated vacuum infusion manufacturing; mechanical characterization under ASTM standards to obtain tensile moduli, Poisson’s ratio, and in plane shear modulus; quality control of laminate density and homogeneity; finite element modeling in ANSYS with layup definition in ACP; and experimental validation via Chladni figures excited by a shaker. To accelerate design, a sensitivity and metamodeling workflow with AMOP was implemented, proceeding only when the metamodel exhibited adequate predictive capability. Global optimization was performed with an evolutionary algorithm that limited the number of evaluations and used modal similarity between the composite and the reference as the objective function.

Results revealed two scenarios. For the free plate without bracing, the unidirectional laminate with a thickness of approximately 1,62 mm did not fully replicate the wooden top’s frequency pattern. Deviations were observed in several natural frequencies and a modal reordering occurred in which some modes fell below the reference when ordered from lowest to highest. Nevertheless, the MAC was high for the first four modes but reduced in the fifth. This correspondence was reinforced by experimental validation, where clear visual similarities were observed in the first four modes, confirming that—despite frequency deviations—the composite model adequately reproduced the principal modal configurations. In the braced configuration, after sensitivity analysis, the horizontal braces concentrated most of the influence on the response, with estimated contributions of approximately 61% for the lower brace and 22,3% for the intermediate brace. Based on this evidence, the design space was reduced and the search explored more than 350 configurations, converging to a design with an objective function value close to 0,107. Validation showed frequent coincidence and coherent mode shapes in fundamental modes and revealed modal interchange among neighboring modes, explaining more moderate diagonal correlations.

It is concluded that approximating the modal response of a wooden top with a composite top is feasible, provided that the local stiffness of the bracing is finely controlled and similarity is verified using frequency and MAC metrics. As future work, it is recommended to expand the design space with variations in bar geometry and orientation, adopt a multiobjective formulation that promotes modal separation and robustness against manufacturing tolerances and property dispersion, and strengthen experimental traceability for identifying closely spaced modes.

Contenidos

Lista de Figuras	1
Lista de Tablas	4
Nomenclatura	5
1 Introducción	7
1.1 Contextualización	7
1.2 Justificación	7
1.3 Hipótesis	8
1.4 Objetivos	8
1.4.1 Objetivo general	8
1.4.2 Objetivo específico	8
1.5 Descripción del trabajo	8
1.6 Carta Gantt	10
2 Marco teórico y estado del arte	11
2.1 Acústica	11
2.1.1 Fundamentos teóricos del análisis modal	11
2.1.2 Análisis mediante el método de elementos finitos (FEM)	12
2.1.3 Modal assurance criterion (MAC)	13
2.1.4 Análisis modal de guitarras mediante elementos finitos	13
2.2 Madera	15
2.2.1 Propiedades de la madera	15
2.2.2 Tipos de madera para la confección de guitarra	15
2.2.3 Influencia de las propiedades de la madera en las frecuencias naturales y modos de vibrar	16
2.2.4 Geometría del varillaje en la tapa acústica de guitarra	17
2.3 Material compuesto	19
2.3.1 Uso de materiales compuestos en instrumentos musicales	19
2.3.2 Determinación de Propiedades Mecánicas según ASTM D3039 y ASTM D4255	20
2.3.3 Ansys Composite PrepPost (ACP)	22
2.4 Optimización multiobjetivo por ANSYS optislang	23
2.4.1 Análisis de sensibilidad adaptativo	23
2.4.2 Optimización basada en metamodelos	25
3 Metodología	27
3.1 Modelo de referencia de la tapa armónica	27
3.1.1 Geometría de la tapa armónica de referencia	27
3.1.2 Modos de vibrar y frecuencias naturales de la tapa armónica de referencia	28
3.1.3 Material de la tapa armónica de referencia	29
3.2 Material compuesto	29
3.2.1 Caracterización del material compuesto de fibra de vidrio	29
3.2.2 Control de calidad de la fibra de vidrio	30
3.3 Simulación modal en ANSYS workbench	32
3.3.1 Condiciones de borde y mallado del modelo numérico	32
3.3.2 Replicación y validación del modelo de referencia FEM	34

3.3.3	Corrección de las propiedades ortotrópicas de la madera de referencia	36
3.3.4	Configuración del material compuesto	37
3.3.5	Validación del módulo ACP PrepPost ("Lamina de madera")	38
3.4	Optimización paramétrica en optislang acoplado a ANSYS	39
3.4.1	Variables de entrada y salida	40
3.4.2	Análisis de sensibilidad con AMOP en optislang	42
3.4.3	Optimización paramétrica del varillaje en optislang	42
3.5	Fabricación de la tapa armónica	43
3.6	Ensayo modal mediante técnica de Chladni	43
4	Resultados	45
4.1	Propiedades mecánicas del material compuesto	45
4.2	Tapa de fibra de vidrio unidireccional sin varillaje	46
4.3	Tapa con varillaje y proceso de optimización	48
4.3.1	Análisis de sensibilidad del varillaje	48
4.3.2	Resultados de la optimización	51
4.3.3	Comparación modal entre referencia de madera y tapa optimizada . .	52
4.4	Fabricación del prototipo y validación experimental	54
5	Discusión	56
6	Conclusiones	58
	Anexo A Carta Gantt	63
	Anexo B	64

Lista de Figuras

Figura 1.1	Esquema de la metodología del proyecto	9
Figura 2.1	Esquema de una guitarra: Sonido irradiado por tapa, fondo y boca	11
Figura 2.2	Modelo de guitarra creado por Brauchler	14
Figura 2.3	Resultados del modelo de Brauchler	14
Figura 2.4	Frecuencias naturales en función de E_L	17
Figura 2.5	Frecuencias naturales en función de E_T	17
Figura 2.6	Ejemplos de varios tipos de varillajes	18
Figura 2.7	Tipos de refuerzos	19
Figura 2.8	Dimensiones de la probeta ASTM 4255	21
Figura 2.9	Ejemplo de fibra de carbono compuesta laminada con orientación de 90° .	22
Figura 2.10	Representación en subespacios X_2 - X_3 y X_1 - X_2 del metamodelo adaptativo AMOP aplicado a una función analítica no lineal	24
Figura 2.11	Coefficientes de correlación lineal entre masa geométrica (izquierda) y esfuerzo equivalente máximo (derecha). Los colores indican la magnitud e influencia de cada parámetro	25
Figura 2.12	Evolución de la función objetivo mediante algoritmo evolutivo (izquierda) y respuestas del mejor diseño encontrado (derecha).	26
Figura 3.1	Dimensiones de la tapa	27
Figura 3.2	Diseño del varillaje	28
Figura 3.3	Modos de vibración de la tapa con varillaje por figuras Chladini	29
Figura 3.4	Proceso general de moldeo por transferencia	30
Figura 3.5	Prueba de empuje.	31
Figura 3.6	Condiciones de borde	33
Figura 3.7	Geometría discretizada.	33
Figura 3.8	Comparación entre los modos de vibrar de la tapa sin varillaje obtenidos de la simulación y referencia	34
Figura 3.9	Comparación entre el experimento de referencia y nuestro modelo en los modos de vibración	35
Figura 3.10	Visualización de los modos de vibrar anteriormente y actual sin varillaje .	36
Figura 3.11	Visualización de los modos de vibrar anteriormente y actual con varillaje	37
Figura 3.12	Parámetros ortotrópicos del material compuesto ingresados en Engineering Data.	37
Figura 3.13	Visualización general del modelo 3D y su equivalente 2D en superficies. .	38
Figura 3.14	Comparación entre las simulaciones con cuerpo en 3D y ACP.	39

Figura 3.15	Proceso de optimización multiobjetivo basado en MOP	39
Figura 3.16	Esquema de la tapa armónica con identificación de las varillas paramétricas.	40
Figura 3.17	Configuración de los parámetros de entrada en AMOP para el número de capas por varilla.	41
Figura 3.18	Configuración de las opciones de emparejamiento modal en el MAC Calculator de ANSYS.	42
Figura 3.19	Shaker electromecánico TIRA TV 51110 utilizado para la excitación vibratoria.	43
Figura 3.20	Marco perimetral de madera que impone la condición de empotramiento en el contorno de la tapa.	44
Figura 4.1	Curva esfuerzo–deformación de la probeta 5 a 0°, usando el método de la secante.	45
Figura 4.2	Modos de vibración de la tapa armónica sin varillaje: referencia de madera y simulación en compuesto.	47
Figura 4.3	Matriz MAC para validación modal de la tapa sin varillaje: comparación entre referencia de madera y simulación en compuesto.	48
Figura 4.4	Validación del metamodelo: comparación entre valores simulados (<i>Data values</i>) y valores calculados por el metamodelo (<i>Approximated values</i>).	49
Figura 4.5	Superficie de respuesta del valor MAC en función del número de capas de las varillas horizontales.	50
Figura 4.6	Contribución porcentual de los parámetros al efecto total.	50
Figura 4.7	Historial de la función objetivo durante el proceso de optimización	51
Figura 4.8	Valores de los parámetros de entrada y salida para el diseño óptimo encontrado	52
Figura 4.9	Modos de vibración de la tapa armónica con varillaje: referencia de madera y diseño optimizado.	53
Figura 4.10	Matriz MAC para validación modal con varillaje: tapa de referencia en madera y tapa optimizada en compuesto.	53
Figura 4.11	Comparación cualitativa de los cinco primeros modos de la tapa sin varillaje.	54
Figura 4.12	Zonas experimentales de máxima amplitud destacadas para los cinco primeros modos de la tapa sin varillaje.	54
Figura 5.1	Sensibilidad de las frecuencias propias (modos 1–6) frente a la altura de las barras del varillaje.	56
Figura A.1	Carta Gantt.	63
Figura B.1	Plano de referencia de una tapa armonica de guitarra tipo flamenca	64
Figura B.2	Curva esfuerzo–deformación de la probeta 2 a 0°, usando el método de la secante.	65
Figura B.3	Curva esfuerzo–deformación de la probeta 3 a 0°, usando el método de la secante.	65

Figura B.4	Curva esfuerzo–deformación de la probeta 4 a 0°, usando el método de la secante.	66
Figura B.5	Curva esfuerzo–deformación de la probeta 5 a 0°, usando el método de la secante.	66
Figura B.6	Curva esfuerzo–deformación de la probeta 1 a 90°, usando el método de la secante.	67
Figura B.7	Curva esfuerzo–deformación de la probeta 2 a 90°, usando el método de la secante.	67
Figura B.8	Curva esfuerzo–deformación de la probeta 3 a 90°, usando el método de la secante.	68
Figura B.9	Interfaz de ANSYS.	69
Figura B.10	Interfaz de DesignModeler.	70
Figura B.11	Interfaz de configuración del análisis de sensibilidad en optislang.	70
Figura B.12	Interfaz de configuración del módulo ACP Pre.	70
Figura B.13	Interfaz de configuración para la optimizacion optislang.	71

Lista de Tablas

Tabla 1.1	Carta Gantt simplificada	10
Tabla 2.1	Propiedades mecánicas de diferentes tipos de madera	16
Tabla 2.2	Propiedades mecánicas de diferentes tipos de madera (Continuación)	16
Tabla 3.1	Dimensiones del varillaje de la tapa flamenca	28
Tabla 3.2	Propiedades mecánicas de la madera de pino	29
Tabla 3.3	Dimensiones de las probetas utilizadas para los ensayos ASTM D3039 y ASTM D4255.	30
Tabla 3.4	Frecuencias y diferencias porcentuales de los modos de vibración de la tapa de guitarra sin varillaje.	35
Tabla 3.5	Frecuencias y diferencias porcentuales de los modos de vibración de la tapa de guitarra con varillaje tipo flamenca.	35
Tabla 3.6	Propiedades mecánicas homologadas de la madera de pino utilizadas como referencia.	36
Tabla 3.7	Frecuencias y diferencias porcentuales de los modos de vibración de la tapa de guitarra con varillaje.	38
Tabla 4.1	Módulo de elasticidad longitudinal E_1 obtenido en probetas con fibras a 0°	45
Tabla 4.2	Módulo de elasticidad transversal E_2 obtenido en probetas con fibras a 90°	46
Tabla 4.3	Resultados del control de calidad según medición de densidad.	46
Tabla 4.4	Frecuencias naturales de la tapa sin varillaje (9 láminas, espesor 1,62 mm) frente a la referencia de madera.	47
Tabla 4.5	Frecuencias naturales de la tapa con varillaje frente a la referencia de madera.	52

Nomenclatura

ACP	Módulo de ANSYS para modelado y análisis de laminados compuestos
a_i	Límite inferior de la variable de diseño x_i
AMOP	Algoritmo de optimización y metamodelado de <i>Optislang</i>
b_i	Límite superior de la variable de diseño x_i
CoD	Coefficiente de determinación
CoP	Coefficiente de pronóstico
E	Módulo de elasticidad longitudinal o módulo de Young (GPa)
E_c	Empuje ejercido sobre el compuesto sumergido (N)
E_L	Módulo de elasticidad en dirección longitudinal (GPa)
E_R	Módulo de elasticidad en dirección radial (GPa)
E_T	Módulo de elasticidad en dirección tangencial (GPa)
E_X	Módulo de elasticidad en la dirección longitudinal del laminado (GPa)
E_Y	Módulo de elasticidad en la dirección transversal del laminado (GPa)
E_Z	Módulo de elasticidad en la dirección del espesor del laminado (GPa)
F	Vector de fuerzas externas aplicadas
g	Aceleración de la gravedad (m/s ²)
G_{LR}	Módulo de corte longitudinal-radial (GPa)
G_{LT}	Módulo de corte longitudinal-tangencial (GPa)
G_{TR}	Módulo de corte tangencial-radial (GPa)
G_{XY}	Módulo de corte en el plano del laminado (GPa)
G_{XZ}	Módulo de corte en el plano XZ (GPa)
G_{YZ}	Módulo de corte en el plano YZ (GPa)
K	Matriz de rigidez
L	Longitud total del espécimen (mm)
m	Densidad planar del laminado (g/cm ²)
MAC	Indicador de correlación entre formas modales
M_c	Masa del compuesto (g)
M_f	Masa de la fibra (g)
M	Matriz de masas
MOP	Metodología de metamodelado empleada en análisis de sensibilidad y optimización
N	Número de capas del laminado

ϕ_i	Vector propio (forma modal) asociado al modo i
ρ_c	Densidad del material compuesto (kg/m^3)
ρ_f	Densidad de la fibra (kg/m^3)
ρ_l	Densidad del agua (kg/m^3)
ρ_r	Densidad de la resina (kg/m^3)
S_i	Índice de Sobol de primer orden para x_i
S_i^T	Índice de Sobol total
T	Tiempo de curado o tiempo de excitación (s)
$u(x)$	Desplazamiento en un punto x
ν	Relación de Poisson
ν_a	Fracción de volumen de aire
ν_f	Fracción de volumen de fibra
ν_{LR}	Relación de Poisson longitudinal-radial
ν_{LT}	Relación de Poisson longitudinal-tangencial
ν_r	Fracción de volumen de resina
ν_{TR}	Relación de Poisson tangencial-radial
X	Vector de variables de diseño

1 Introducción

1.1 Contextualización

A lo largo de la historia, los instrumentos musicales han evolucionado en términos de diseño, construcción y materiales. Este proceso ha sido especialmente notable en los instrumentos cordófonos, como la guitarra acústica, que ha experimentado diversas transformaciones a lo largo del tiempo [1]. Inicialmente, los lutieres ajustaban los modos de vibración mediante prueba y error, basándose en herramientas rudimentarias y en su percepción auditiva. Sin embargo, en años recientes, estudios con enfoque ingenieril han empleado métodos como el análisis por elementos finitos para simular vibraciones y optimizar geoméricamente las tapas armónicas [2–4].

El cuerpo de una guitarra clásica moderna consta de tres elementos clave: la tapa armónica, el fondo y los aros. Entre estos, la tapa armónica destaca por su influencia en el sonido final, lo que exige materiales de alta calidad [5]. Idealmente, debe combinar rigidez para resistir la tensión de las cuerdas con ligereza para acoplarse eficientemente al aire y producir un sonido potente. Maderas como el abeto y el cedro, reconocidas por su elevada rigidez en relación con su densidad, son las preferidas para esta función. No obstante, incluso en guitarras con dimensiones idénticas, el sonido puede variar significativamente debido a las propiedades elásticas únicas de cada pieza de madera, inherentes a la heterogeneidad natural del material [6].

En este contexto, investigaciones recientes sugieren que maderas del género *Quercus*, con alto módulo elástico específico y bajo amortiguamiento, podrían competir con las especies tradicionales en la fabricación de tapas armónicas, ofreciendo un timbre distintivo y mayor proyección sonora [7]. Sin embargo, su adopción en la lutería aún requiere estudios más profundos que vinculen sus propiedades mecánicas y acústicas con parámetros de calidad sonora, además de evaluar el impacto de tratamientos térmicos y ambientales en su rendimiento acústico [8].

Para mitigar la variabilidad acústica asociada a la madera natural, se han explorado otras alternativas en la construcción de guitarras, como materiales compuestos, que incluyen la fibra de carbono [9]. Pese a los avances en métodos cuantitativos (análisis de frecuencias, amplitudes y contenido armónico), la evaluación cualitativa del sonido sigue siendo un reto: aún no existe una métrica numérica universal que determine objetivamente la "calidad" sonora de un instrumento, por lo que la comparación con ejemplares de referencia sigue siendo indispensable [9].

1.2 Justificación

Los materiales comúnmente utilizados, como el abeto pino, el cedro, la caoba, el arce, el palo rosa y el ébano, provienen de árboles antiguos o especies amenazadas, sobre todo en los cortes destinados a guitarras de alta calidad [5]. Además, el calentamiento global ha alterado el hábitat de estos árboles, lo que resalta la necesidad de explorar alternativas que minimicen el impacto ecológico asociado a la fabricación de guitarras [10]. En este contexto, el uso de materiales compuestos permite fabricar guitarras con una calidad sonora consistente entre distintas unidades, eliminando la variabilidad inherente a la madera.

Sin embargo, el uso de materiales compuestos también presenta ciertas desventajas. Requieren un control preciso en la relación entre matriz y refuerzo, ya que un exceso de fibra

puede dificultar el correcto encapsulamiento y protección del refuerzo, reduciendo la resistencia global del material. Además, su fabricación involucra procesos más complejos, como el moldeo por compresión o infusión de resina, que exigen caracterización previa del comportamiento del refuerzo para asegurar una buena impregnación y evitar defectos estructurales [11]. Estos desafíos hacen indispensable el uso de herramientas de simulación que permitan predecir y ajustar variables como la permeabilidad, la orientación de las fibras y el flujo de resina, optimizando así el rendimiento final del compuesto antes de su fabricación.

La innovación de este trabajo radica en la integración de la caracterización experimental de un material compuesto, su incorporación en un modelo numérico mediante el método de elementos finitos (FEM) y la optimización iterativa del diseño de la tapa armónica. A través de simulaciones en ANSYS, se busca ajustar la geometría y el varillaje de la tapa para que sus modos de vibración y frecuencias naturales se asemejen a los de una tapa de madera convencional. Este enfoque se complementa con ensayos modales en el prototipo fabricado, permitiendo validar experimentalmente la respuesta vibratoria del diseño optimizado.

1.3 Hipótesis

"Se puede optimizar una tapa de material compuesto para que su vibración sea similar a la de una tapa tradicional, con un margen de error en frecuencia de hasta un 20%, mediante la optimización de la distribución del sistema de varillaje, y validada experimentalmente."

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

OG: Diseñar y fabricar una tapa armónica de guitarra en material compuesto con frecuencias naturales y modos de vibración similares a los de una tapa de referencia, mediante ensayo modal.

1.4.2 Objetivo específico

OE1: Describir una tapa de referencia de madera mediante datos geométricos, mecánicos y modales, junto con las propiedades elásticas del material para su integración en el modelo numérico.

OE2: Comparar las formas modales y frecuencias naturales obtenidas en la simulación con las de la tapa de referencia, evaluando su grado de similitud para determinar la validez del modelo compuesto.

OE3: Ajustar el diseño de la tapa armónica mediante simulaciones en ANSYS, garantizando que las frecuencias naturales presenten un margen de error máximo del 20%.

OE4: Construir y evaluar un prototipo de la tapa armónica fabricado con material compuesto, mediante ensayos modales que permitan verificar su respuesta vibratoria.

1.5 Descripción del trabajo

La primera fase consiste en la caracterización de un diseño de referencia de una tapa de guitarra, con el objetivo de determinar sus modos de vibración y frecuencias naturales. En paralelo, se llevará a cabo la caracterización del material compuesto seleccionado para la fabricación de la tapa armónica, mediante la obtención de sus propiedades elásticas de

acuerdo con las normativas ASTM. Estos datos son fundamentales para la integración del material en el modelo numérico que se desarrollará en etapas posteriores (OE1).

A continuación, se desarrollará un modelo numérico utilizando el software ANSYS, que replicará el comportamiento vibratorio de la tapa de madera de referencia. Para garantizar que el modelo sea preciso, se incorporarán las propiedades mecánicas de la madera de referencia y se compararán los modos de vibración y las frecuencias naturales obtenidas en simulación con los resultados experimentales. El objetivo es lograr un coeficiente de correlación modal (MAC) superior a 0.85, lo que indicará que el modelo numérico es una representación precisa del comportamiento vibratorio de la tapa de madera (OE2).

Con el modelo numérico validado, se procederá a la optimización del diseño de la tapa armónica utilizando el material compuesto. Esta etapa implicará la modificación de la disposición y geometría de los refuerzos internos, de modo que las frecuencias naturales del diseño optimizado presenten un margen de error máximo del 20% con respecto al diseño de referencia. Además, se ajustarán los parámetros del modelo para cumplir con el criterio de un coeficiente MAC superior a 0.4 en los modos de vibración simulados. Este proceso de optimización se llevará a cabo mediante simulaciones iterativas en ANSYS (OE3).

Finalmente, se fabricará un prototipo físico de la tapa armónica utilizando material compuesto, mediante un proceso de infusión al vacío. El molde para la fabricación será generado mediante mecanizado CNC según las especificaciones geométricas definidas en la simulación. Para validar el diseño del prototipo, se realizarán ensayos modales experimentales, utilizando el método de Chladni para comparar los modos de vibración experimentales con las predicciones numéricas. Este paso permitirá verificar la simulación y confirmar que el comportamiento vibratorio del prototipo coincide con los resultados esperados (OE4).

En la figura 1.1 se muestra un esquema explicativo de las actividades a realizar.

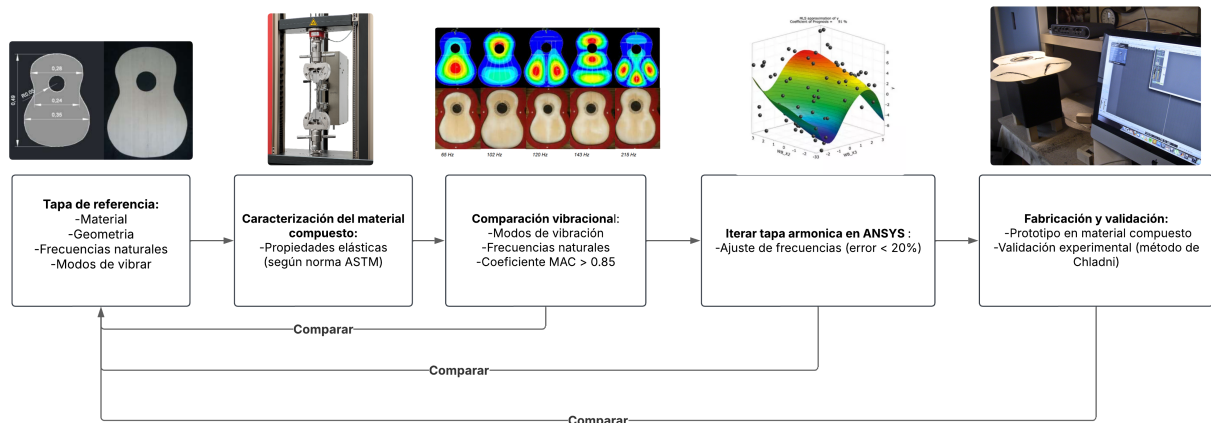


Figura 1.1 Esquema de la metodología del proyecto

1.6 Carta Gantt

A continuación, se presenta una versión simplificada de la carta Gantt. La versión completa se encuentra adjunta en el Anexo ??.

Tabla 1.1 Carta Gantt simplificada

Carta Gantt	Mayo				Junio				Julio				Agosto			
Semana	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Revisión del estado del arte	■	■	■	■												
Selección de un modelo de tapa armónica de referencia	■	■	■	■												
Caracterización del modelo de referencia en ANSYS	■	■	■	■												
Modelación en 3D de la geometría de referencia	■	■	■	■												
Fabricación de probetas según norma ASTM					■	■										
Ensayos de tracción según norma ASTM					■	■	■									
Control de calidad y determinar curvas de esfuerzo y deformación					■	■	■	■								
Caracterización del material compuesto en ANSYS								■								
Simulación de comportamiento vibracional								■								
Identificación de variables para minimizar desviaciones									■							
Estudio de sensibilidad geométrica									■	■						
Optimización estructural mediante FEM									■	■	■					
Simulación del nuevo diseño									■	■	■	■				
Verificación y ajuste final del diseño									■	■	■	■				
Fabricación de la tapa armónica por infusión al vacío													■			
Nuevo molde geométrico fabricado por CNC													■	■		
Realización del método Chladni													■	■		
Análisis y conclusiones															■	

2 Marco teórico y estado del arte

2.1 Acústica

La guitarra actúa como un sistema de elementos vibratorios interconectados, las cuerdas pulsadas generan una cantidad limitada de sonido de manera directa, además logran excitar al puente y la tapa armónica. Esta energía es transferida a la cavidad de aire, los aros y el fondo. El sonido es irradiado de manera eficiente por las placas vibrantes y a través de la boca de la guitarra.

La figura 2.1 presenta un esquema simple de una guitarra. A bajas frecuencias, la tapa armónica transfiere energía al fondo a través de los aros y la cavidad de aire, mientras que el puente actúa prácticamente como parte de la tapa [12]. Sin embargo, a frecuencias altas, la mayor parte del sonido es producido por la tapa, y las propiedades mecánicas del puente adquieren mayor relevancia.

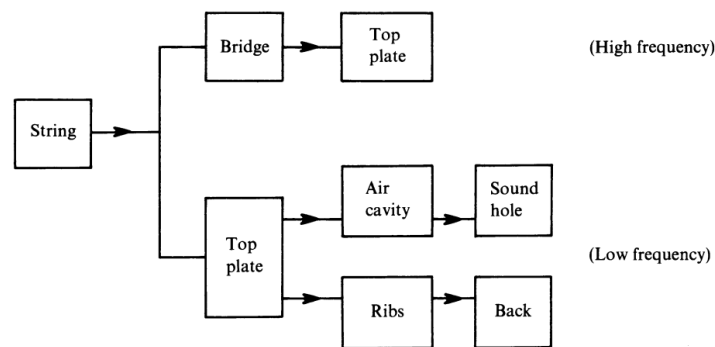


Figura 2.1 Esquema de una guitarra: Sonido irradiado por tapa, fondo y boca [12].

2.1.1 Fundamentos teóricos del análisis modal

El análisis modal se fundamenta en la mecánica vibracional y se apoya en la descomposición del comportamiento dinámico de un sistema en términos de sus modos naturales [13]. La ecuación general del movimiento para un sistema lineal se expresa como:

$$[M] \{\ddot{x}\} + [C] \{\dot{x}\} + [K] \{x\} = \{F\} \quad (1)$$

donde:

- $[M]$ es la matriz de masas.
- $[C]$ es la matriz de amortiguamiento viscoso.
- $[K]$ es la matriz de rigidez.
- $\{F\}$ es el vector de fuerzas externas.
- $\{x\}$ es el vector de desplazamiento.

Para vibraciones libres no amortiguadas la ecuación 1 puede ser escrita de la siguiente forma.

$$[M] \{\ddot{x}\} + [K] \{x\} = 0 \quad (2)$$

Las soluciones son de la forma $x_i(t) = X_i e^{rt}$, reemplazando en la ecuación 2 se llega al siguiente resultado.

$$[Mr^2 + K] \{X\} = 0 \quad (3)$$

La solución no trivial de este sistema de ecuaciones se obtiene para los valores de r que satisfagan la ecuación característica:

$$\det [Mr^2 + K] = 0 \quad (4)$$

Luego se reemplazan estos resultados en la ecuación 3 y se obtienen los modos de vibrar del sistema o vectores propios. Este proceso permite descomponer el comportamiento dinámico del sistema en componentes más simples, facilitando su análisis. El análisis modal puede realizarse mediante métodos experimentales o numéricos:

1. Método Experimental: Este método implica aplicar una excitación a la guitarra y medir su respuesta utilizando sensores como acelerómetros. A partir de estos datos, se pueden obtener las frecuencias naturales y los modos de vibración mediante técnicas de procesamiento de señales, como la Transformada rápida de Fourier (FFT). Este enfoque permite identificar resonancias y problemas estructurales sin necesidad de realizar cálculos complejos [14].
2. Método Numérico: Utiliza modelos computacionales basados en el método de elementos finitos (MEF). En este caso, la guitarra se modela como una serie de elementos discretos, cada uno con propiedades mecánicas específicas [15]. A partir del modelo, se resuelven las ecuaciones que describen el comportamiento dinámico del sistema para obtener las frecuencias naturales y los modos correspondientes.

2.1.2 Análisis mediante el método de elementos finitos (FEM)

Representar con precisión una estructura compleja como la guitarra requiere un conjunto mucho más amplio de ecuaciones diferenciales. A medida que aumenta la complejidad de la estructura, también lo hace el número de ecuaciones analíticas necesarias para describir su comportamiento, lo que hace que sea cada vez más difícil resolverlas analíticamente.

En cualquier representación mediante FEM [15], la estructura se aproxima utilizando un número finito de elementos. Estos elementos pueden ser unidimensionales (1D), bidimensionales (2D) o tridimensionales (3D), y pueden variar según el tipo: lineales, cuadráticos o cúbicos. Dependiendo de su dimensionalidad y orden, cada elemento consta de un número específico de nodos.

La solución a la ecuación diferencial se calcula en estos nodos y luego se interpola entre ellos. Esta interpolación se realiza mediante funciones conocidas como funciones forma, denotadas como N_i . Las funciones forma son típicamente polinomios de cierto orden n y funcionan como pesos para las soluciones nodales. Por lo tanto, la solución para cada elemento se puede expresar mediante la siguiente ecuación:

$$u(x) \approx N_1(x)u_1 + N_2(x)u_2 + N_3(x)u_3 + \dots + N_n(x)u_n = \sum_{i=1}^n N_i(x)u_i, \quad (5)$$

donde n representa el orden del elemento (no su dimensionalidad), i es el índice para cada nodo, x es la variable global independiente y $u(x)$ es el parámetro de interés; esencialmente la solución a la ecuación diferencial en el punto x .

2.1.3 Modal assurance criterion (MAC)

El Criterio de Aseguramiento Modal (MAC, por sus siglas en inglés) es una herramienta ampliamente utilizada en el análisis modal estructural para evaluar el grado de correlación entre dos formas modales, ya sean obtenidas de diferentes métodos numéricos, experimentales o combinaciones de ambos. Matemáticamente, el MAC se define como un índice normalizado que varía entre 0 y 1, donde un valor cercano a 1 indica una fuerte correlación modal y un valor cercano a 0 sugiere que las formas modales son ortogonales o bien, no están relacionadas. Para comparar varios modos de vibrar de diferentes simulaciones se suelen mostrar los resultados del MAC en forma de matriz con colores que representen el valor numérico entre 0 y 1 (ver figura 2.3).

La ecuación que define el MAC es la siguiente:

$$MAC = \frac{|\phi_i^T \phi_j|^2}{(\phi_i^T \phi_i) (\phi_j^T \phi_j)} \quad (6)$$

Donde:

- ϕ_i y ϕ_j son los vectores de formas modales en cuestión.
- El numerador mide el producto escalar entre las dos formas modales.
- El denominador es el producto de las normas cuadradas de cada forma modal, lo que asegura la normalización del índice.

2.1.4 Análisis modal de guitarras mediante elementos finitos

El uso del método de elementos finitos para el análisis de guitarras ha sido usado numerosas veces en la literatura, pudiéndose encontrar varios estudios que lo incluyen en su metodología. Por ejemplo, Viala (2021) usó simulaciones de elementos finitos para investigar la influencia del varillaje y las variaciones climáticas de las propiedades de los materiales en el comportamiento dinámico de la tapa de una guitarra. La principal conclusión del artículo es que las decisiones de diseño en las formas del varillaje tienen un impacto dominante en la dinámica de la tapa armónica, y que las variaciones en la densidad y rigidez de la madera son un efecto de segundo orden [16]. Además, este enfoque puede proporcionar una base para la optimización robusta de los patrones de varillaje de la guitarra con el fin de desarrollar diseños que reproduzcan comportamientos dinámicos específicos, por ejemplo, los de un instrumento apreciado en particular, aunque las condiciones del material y del clima puedan variar [16].

Patil (2017) comparó tres métodos para obtener los modos de vibrar de una guitarra, usando elementos finitos, ensayos experimentales y técnicas de correlación de imágenes digitales (DIC). El método de elementos finitos presentó algunas diferencias con los datos experimentales que fueron atribuidas a desviaciones en la geometría y propiedades mecánicas introducidas en el programa [17]. Por otro lado, DIC presentó una buena correlación con los datos experimentales [17]. Una alternativa para evitar las desviaciones geométricas en los modelos es usar un proceso de escaneo 3D, en [18] utilizan esta técnica para modelar una guitarra de tapa arqueada y en [19] la usan para modelar las tapas de unos violines.

Dentro de todos los estudios revisados, el autor Brauchler ha mostrado la metodología más robusta. En [20] creó un modelo numérico de elementos finitos de una guitarra clásica usando datos experimentales. Primero realizó un escaneo tomográfico de la guitarra para obtener el modelo en CAD (ver figura 2.2); notar que la guitarra está hecha de varios materiales. Luego se establecieron las propiedades de los diferentes tipos de madera usando los valores mostrados en las tablas 2.1 y 2.2, extraídos de la literatura. Al simular los modos de vibrar se obtuvo una pobre correlación entre lo simulado y los resultados experimentales, por lo que se tuvo que ajustar las propiedades de los materiales en un rango de $\pm 30\%$ de los valores iniciales. Los parámetros del material se identifican mediante un muestreo estructurado del espacio de parámetros utilizando una secuencia de Sobol. Finalmente se volvió a simular los modos de vibrar y se obtuvieron los resultados mostrados en la Figura 2.3. En resumen, el procedimiento propuesto es muy adecuado para crear modelos FE (Elementos Finitos) de alta fidelidad de instrumentos existentes [20].

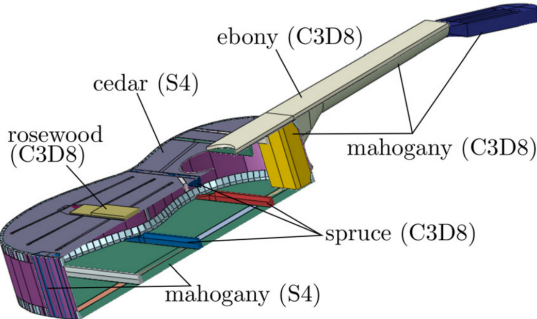


Figura 2.2 Modelo de guitarra creado por Brauchler [20].

1	1	0	0	0.8	0	0.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
2	0	1	0	0	0.1	0	0	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
3	0	0	0.7	0	0	0	0.1	0	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0.1	0	0	
4	0.5	0	0	0.9	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
5	0.3	0.1	0	0.1	0.9	0	0	0	0	0	0	0	0	0.1	0	0	0	0	0	
6	0.4	0	0	0.1	0	0.9	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
7	0	0	0	0	0	0	0.9	0	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
8	0.1	0.2	0	0	0	0	0	0.9	0.1	0.5	0.1	0.5	0	0	0	0	0	0	0	
9	0	0	0.4	0	0	0	0.1	0	0.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
10	0.1	0	0	0.1	0	0	0	0.2	0.1	0.9	0.1	0.4	0	0	0	0	0	0	0	
11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.1	0.7	0	0	0	0	0	0	0	0	
12	0	0	0	0	0	0	0	0.4	0.1	0.4	0.5	0.8	0	0	0	0	0.1	0	0	
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.8	0.2	0	0	
14	0	0	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.1	0.8	0	0	0	
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.1	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15					

Figura 2.3 Resultados del modelo de Brauchler [20].

2.2 Madera

2.2.1 Propiedades de la madera

Tradicionalmente, los luthieres han utilizado especies como el cedro (*Thuja spp.*) y el abeto (*Picea spp.*) por sus excelentes propiedades acústicas. Sin embargo, muchas de estas maderas están ahora bajo amenaza debido a la sobreexplotación y las regulaciones internacionales, Esto ha llevado a los fabricantes a buscar alternativas sostenibles. La investigación ha demostrado que algunas maderas menos comunes pueden ofrecer un rendimiento acústico comparable al de las especies tradicionales. Por ejemplo, estudios han indicado que guitarras construidas con maderas como el nogal o el sapeli pueden producir sonidos similares a los de guitarras fabricadas con maderas más caras y raras [21].

La calidad del sonido en una guitarra acústica está influenciada por las características físicas y mecánicas de la madera. La velocidad del sonido en un material se relaciona directamente con su módulo de elasticidad (E) y su densidad (ρ). Estas propiedades determinan cómo se transmite el sonido a través de la madera, afectando el timbre y la resonancia del instrumento [22].

El módulo de Young es crucial para evaluar cómo una madera responderá a las tensiones aplicadas por las cuerdas. Las maderas con un alto módulo de Young son más rígidas, lo que resulta en un sonido más claro y definido.

La densidad de la madera también juega un papel importante en su capacidad para resonar. Las Maderas más densas suelen producir un sonido más brillante, mientras que las menos densas pueden ofrecer un tono más cálido y resonante [23].

La madera es un material que se caracteriza por su naturaleza ortotrópica, lo que significa que presenta tres ejes de simetría elástica que son perpendiculares entre sí. Esta propiedad da lugar a un comportamiento mecánico complejo, donde las propiedades elásticas varían según la dirección en la que se midan [24]. Como resultado, se requieren nueve constantes independientes para describir completamente su comportamiento mecánico:

- Módulos de Young (E): Se expresan para las direcciones longitudinal (L), tangencial (T) y radial (R) como E_L , E_T , y E_R , respectivamente.
- Módulos cortantes (G): Se representan como G_{LT} , G_{TR} y G_{LR} .
- Relaciones de Poisson (ν): Se denotan como ν_{LT} , ν_{TR} y ν_{LR} .

2.2.2 Tipos de madera para la confección de guitarra

En general, la selección de maderas para la fabricación de guitarras está relacionada con la relación entre rigidez y su peso, las propiedades mecánicas que sirven para cuantificar esto son el módulo de elasticidad y la densidad; en base a estos parámetros se puede obtener un indicador que sirve para comparar tipos de madera. En el ámbito nacional, la selección de materiales para la fabricación de guitarras está principalmente influenciado por la tradición, siendo sus materias primas importadas dado que las especies utilizadas no se encuentran en el mercado nacional [25]. También se sabe que los intentos por parte de luthieres de introducir especies nativas no ha tenido éxito, por cuanto los resultados de su aplicación han sido negativos tanto en términos estructurales y comerciales [25]. Los principales problemas detectados fueron de cantidad de defectos superficiales, defectos de crecimiento y contenidos de humedad inadecuados [25].

En la literatura se han identificado varios tipos de madera comúnmente utilizados en la fabricación de guitarras acústicas, la tapa suele estar hecha de maderas blandas, siendo el abeto (*Picea* spp.) la opción más común debido a sus excelentes propiedades de transmisión del sonido y su ligereza [26]. Otras maderas como el cedro (*Cedrus* spp.) también se utilizan, particularmente por sus cualidades tonales más cálidas, lo que la hace adecuada para ciertos estilos musicales [26]. El fondo y los aros de las guitarras acústicas a menudo utilizan maderas duras como la caoba (*Swietenia macrophylla*) y el palisandro (*Dalbergia* spp.), que contribuyen a la resonancia general y la riqueza tonal del instrumento [27].

Para tener de referencia, en las tablas 2.1 y 2.2 se muestran las propiedades mecánicas de varios tipos de madera usados en la fabricación de guitarras.

Tabla 2.1 Propiedades mecánicas de diferentes tipos de madera [20].

Material	ρ (kg/m ³)	E_L (GPa)	E_T (GPa)	E_R (GPa)
Caoba	420	10,7	0,534	1,18
Cedro	320	8,47	0,466	0,686
Abeto	400	11,9	0,511	0,927
Ébano	1100	17,6	0,880	1,76
Palisandro	775	13,5	0,700	1,40

Tabla 2.2 Propiedades mecánicas de diferentes tipos de madera (Continuación) [20].

Material	G_{LT} (GPa)	G_{LR} (GPa)	G_{TR} (GPa)	ν_{LT}	ν_{LR}	ν_{TR}
Caoba	0,630	0,939	0,224	0,641	0,297	0,264
Cedro	0,728	0,737	0,042	0,296	0,378	0,403
Abeto	0,725	0,760	0,036	0,467	0,372	0,245
Ébano	1,23	1,58	0,352	0,300	0,350	0,350
Palisandro	1,00	1,30	0,300	0,300	0,350	0,350

2.2.3 Influencia de las propiedades de la madera en las frecuencias naturales y modos de vibrar

Respecto al efecto de las propiedades físicas y mecánicas de la madera en el comportamiento vibratorio de las guitarra, Ezcurra (1996) realizó una investigación para determinar los efectos del coeficiente de Poisson, densidad, módulo de Young y módulo de corte en las frecuencias naturales y modos de vibrar [28]. Los resultados son los siguientes:

1. Coeficiente de Poisson (ν): tomando en consideración una variación de 0,395 a 0,8, no se perciben cambios en los modos de vibración y las frecuencias naturales presentan cambios mínimos (dentro del 1%).
2. Densidad (ρ): variaciones en la densidad no cambian los patrones de los modos de vibración, pero son inversamente proporcional a las frecuencias naturales. Se observa que la relación entre las distintas frecuencias naturales sigue siendo la misma.
3. Módulo de Young (E): en las Figuras 2.4 y 2.5 se puede ver directamente el efecto de cambiar el módulo de elasticidad. Notar que algunos modos de vibración pueden cambiar de orden, mientras que otros resultan casi independientes de E_L .

4. Módulo de corte (G): los valores de G_{LT} y G_{TR} , en el rango de las muestras, no producen un cambio mayor al 1% en las frecuencias naturales. Por otro lado, G_{LR} produce variaciones lineales visibles (alrededor del 10%).

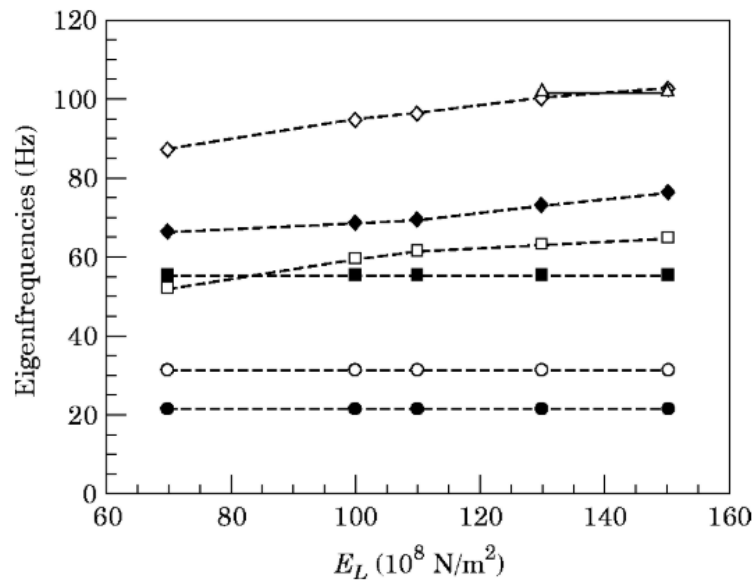


Figura 2.4 Frecuencias naturales en función de E_L [28].

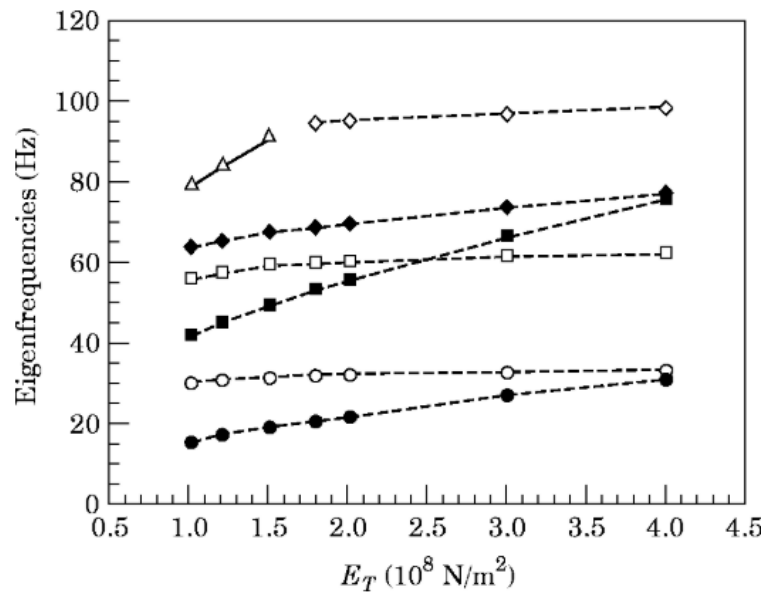


Figura 2.5 Frecuencias naturales en función de E_T [28].

2.2.4 Geometría del varillaje en la tapa acústica de guitarra

Las guitarras acústicas se agrupan principalmente en cuatro tipos: clásica, flamenca, de tapa plana (o folk) y de tapa arqueada. Las guitarras clásicas y flamencas usan cuerdas de nailon, mientras que las de tapa plana y tapa arqueada emplean cuerdas de acero. Las guitarras de cuerdas de acero suelen incluir una varilla de acero en el mástil, y sus tapas cuentan con refuerzos cruzados.

Respecto a las varillas, se han creado varios sistemas de varillaje para las guitarras, estos se

suelen adaptar para ajustarse a los distintos estilos musicales, en la Figura 2.6 se muestra una recopilación de varios tipos.

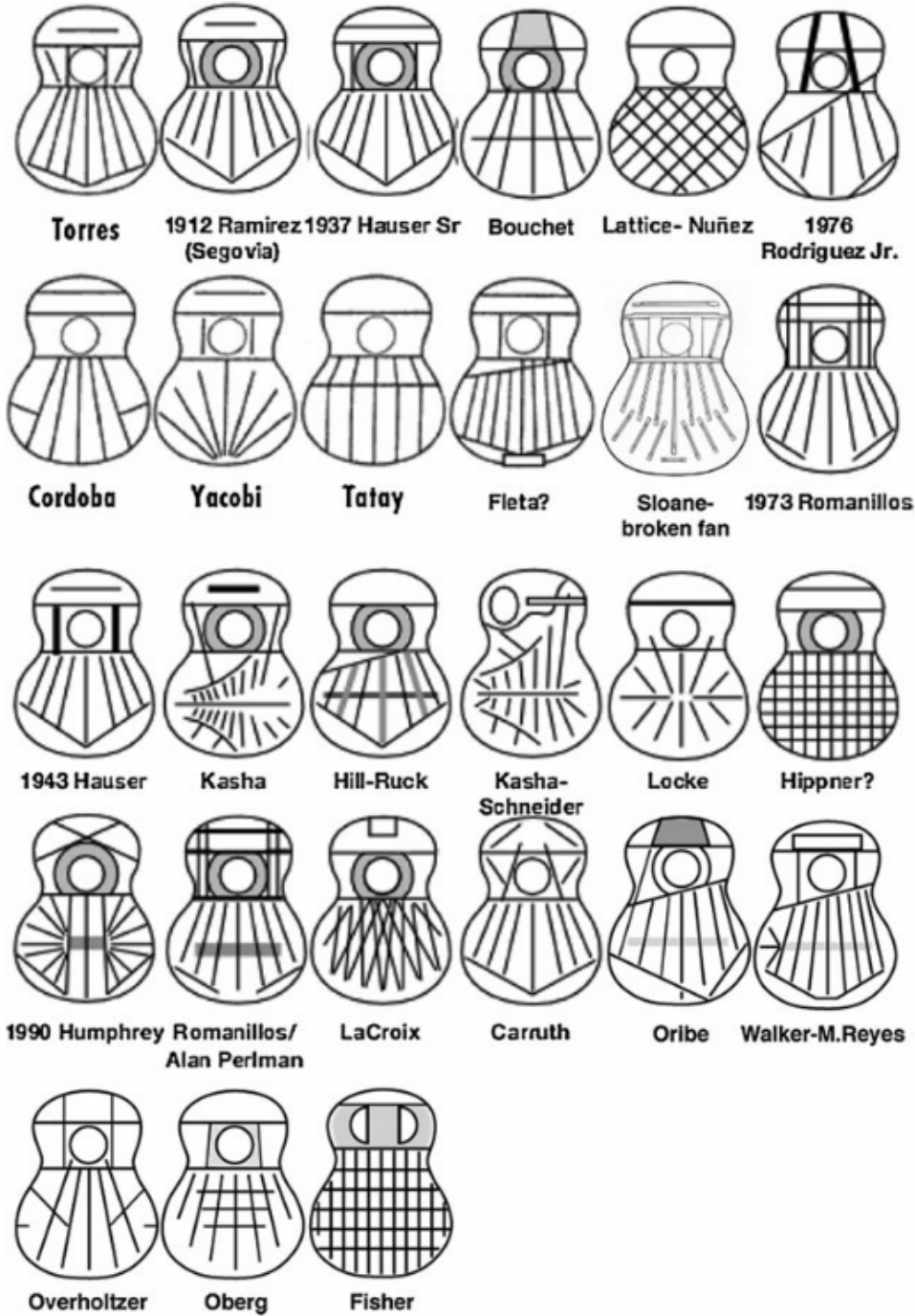


Figura 2.6 Ejemplos de varios tipos de varillajes [29].

2.3 Material compuesto

Los materiales compuestos se componen de la combinación de dos o más sustancias, lo que les otorga propiedades que superan a las de los materiales individuales. A diferencia de las aleaciones metálicas, los componentes en un material compuesto mantienen sus características físicas, químicas y mecánicas [30]. Generalmente, estos materiales incluyen una fase de refuerzo, que puede ser en forma de fibras o partículas, y una fase matriz que las encapsula. La fase de refuerzo es fundamental, ya que es responsable de la rigidez y la resistencia del compuesto.

Las propiedades elásticas de un material compuesto dependen en gran medida de varios factores: las dimensiones y características del refuerzo, su disposición, orientación y su volumen. En menor medida, las propiedades de la matriz también influyen. Debido a la variabilidad en la disposición de las fibras, los compuestos pueden presentar diferentes tipos de anisotropía.

Los compuestos son valorados por su alta resistencia y rigidez, su costo relativamente bajo y su capacidad para resistir la corrosión y cambios ambientales. Por estas razones, se han utilizado ampliamente como sustitutos de metales y cerámicas en diversas industrias, incluyendo la aeroespacial, automotriz, naval, infraestructura, turbinas eólicas y torres eléctricas [30]. Las fibras comúnmente utilizadas en estos compuestos son el carbono, vidrio y aramida, que pueden encontrarse tanto en formas continuas como discontinuas. En cuanto a la fase matriz, los materiales más utilizados son polímeros, cerámicas y metales, dependiendo del uso específico y las propiedades elásticas deseadas. Como se muestra en la figura 2.7, existen diversos tipos de refuerzos utilizados en estos compuestos.

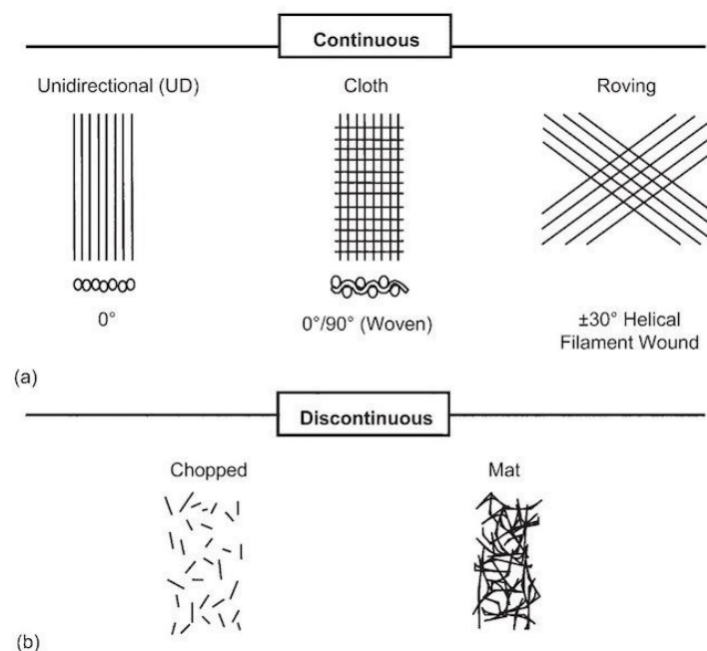


Figura 2.7 Tipos de refuerzos [30].

2.3.1 Uso de materiales compuestos en instrumentos musicales

El uso de materiales alternativos para la fabricación de instrumentos musicales no es algo nuevo, los materiales compuestos, como los plásticos reforzados con fibra de carbono (CFRP) y fibra de vidrio (GFRP), los polímeros cerámicos y los nanocompuestos, se han explorado como soluciones prometedoras para mejorar la durabilidad, reducir el peso y permitir

personalización acústica [31]. Algunos instrumentos como violines, guitarras, tambores y violonchelos ya se fabrican con estos materiales, y se ha comprobado que ofrecen una experiencia sonora comparable, e incluso superior en algunos aspectos, a la de los instrumentos tradicionales [31].

Respecto a métodos de fabricación, se incluyen el moldeo abierto y cerrado, el laminado y la inyección de resina. El moldeo es una técnica clave que permite a los fabricantes crear formas precisas y consistentes [31]. Por ejemplo, el uso del moldeo por transferencia de resina asistido por vacío (VARTM) ha sido exitoso en la fabricación de instrumentos como el bouzouki griego, lo que demuestra la aplicabilidad de los procesos avanzados en la creación de instrumentos de alta calidad [31].

Los estudios que evalúan las propiedades vibroacústicas de los materiales compuestos han utilizado análisis experimentales y simulaciones numéricas. Se han empleado métodos como el análisis modal y el análisis de la función de respuesta en frecuencia (FRF) para estudiar el comportamiento vibracional y las características acústicas de estos materiales en instrumentos como violines y guitarras. Estos estudios han demostrado que es posible controlar y ajustar las propiedades acústicas de los instrumentos mediante la selección y disposición de las capas de compuestos [31].

2.3.2 Determinación de Propiedades Mecánicas según ASTM D3039 y ASTM D4255

Las normas ASTM D3039 y ASTM D4255 son metodologías estandarizadas empleadas para la caracterización mecánica de materiales compuestos reforzados con fibras. Mientras que la norma ASTM D3039 permite determinar propiedades en tracción, como el módulo de elasticidad longitudinal y la relación de Poisson, la norma ASTM D4255 establece el procedimiento para obtener el módulo de corte en el plano del laminado (G_{XY}) mediante el método de corte por rieles, el cual introduce esfuerzos de corte en el plano del material a través de un sistema de sujeción mecánica con rieles paralelos. Este método asegura una distribución de esfuerzos de corte relativamente pura y uniforme en la sección central de la probeta.

La norma ASTM D3039 [32] prescribe el uso de probetas rectangulares reforzadas con pestañas adhesivas para evitar fallas prematuras por agarre. Las dimensiones estándar recomendadas son:

- Longitud total: 250, mm
- Longitud entre mordazas: 150mm
- Ancho: 25 ± 0.5 mm
- Espesor: variable según el laminado, usualmente entre 1.5 y 3.5, mm

El módulo de elasticidad a tracción, también conocido como módulo de Young, se determina aplicando el método de cuerda:

$$E = \frac{\Delta\sigma}{\Delta\varepsilon} \quad (7)$$

La relación de Poisson se calcula como:

$$\nu = \frac{\Delta\varepsilon_t}{\Delta\varepsilon_l} \quad (8)$$

Un análisis detallado del uso de la norma ASTM D3039 fue presentado por Sachin [33], quienes destacaron su aplicabilidad para materiales compuestos livianos utilizados en sectores como la industria automotriz y aeroespacial. Esta norma es adecuada especialmente para compuestos reforzados con fibras cortas o partículas, ya que el alargamiento no suele ser significativo en estos casos. En su revisión, los autores especifican que las probetas deben tener forma rectangular, omitiendo la sección de cuello típica de las probetas tipo "dog-bone", y que su longitud total puede calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Longitud total} = \text{Longitud de sujeción} + 2(\text{Ancho}) + \text{Longitud de medición} \quad (9)$$

Además, señalan que las cargas aplicadas varían entre 30 y 50 kN para compuestos reforzados con fibras de vidrio o naturales, y entre 100 y 250 kN para aquellos con refuerzo de fibra de carbono. Esta revisión constituye una referencia clave al momento de justificar la elección de esta norma en trabajos de caracterización de compuestos de matriz polimérica reforzados con fibras cortas [33].

La norma ASTM D4255 [34] está diseñada para determinar las propiedades de corte de materiales compuestos laminados mediante el método de corte por rieles (*rail shear method*). Este ensayo emplea una probeta rectangular que se monta entre rieles metálicos en un dispositivo de sujeción especialmente diseñado, de modo que la carga axial aplicada se transforma en esfuerzos de corte uniformemente distribuidos en la región central del laminado.

La 2.8 siguiente muestra las dimensiones de la probeta.

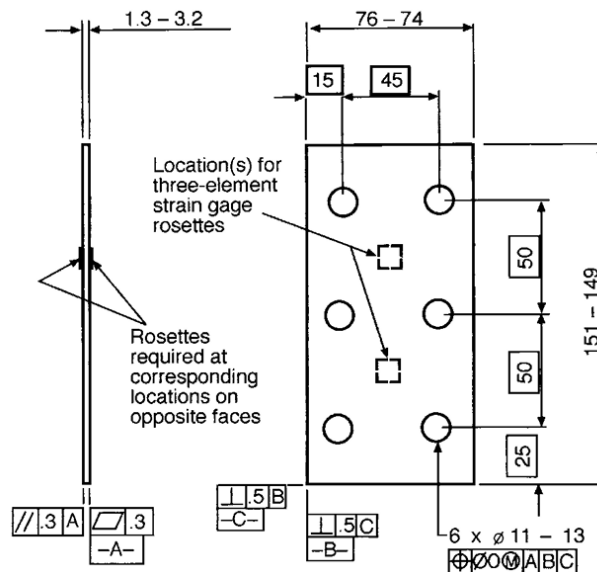


Figura 2.8 Dimensiones de la probeta ASTM 4255

El módulo de corte G_{XY} se calcula a partir de la relación entre el esfuerzo cortante promedio y la deformación cortante media dentro de la región de interés. Esta se puede expresar como:

$$G_{XY} = \frac{\tau}{\gamma} = \frac{V/A}{\Delta x/t} \quad (10)$$

Donde:

- τ : esfuerzo cortante promedio.
- γ : deformación cortante media.
- V : carga cortante aplicada.
- A : área de corte de la sección.
- Δx : desplazamiento relativo entre caras del laminado.
- t : espesor del laminado.

Este método es particularmente adecuado para materiales compuestos ortotrópicos, como los laminados de fibra de vidrio unidireccionales o tejidos tipo twill, ya que permite evaluar directamente el comportamiento en el plano G_{XY} . Sin embargo, no está diseñado para determinar los módulos G_{XZ} o G_{YZ} , que requieren otras configuraciones de corte o especímenes.

2.3.3 Ansys Composite PrepPost (ACP)

Ansys Composite PrepPost (ACP) es una herramienta avanzada dentro del software Ansys que permite el modelado y análisis de materiales compuestos. Esta herramienta se utiliza ampliamente en la ingeniería para simular el comportamiento de laminados compuestos bajo diversas condiciones de carga [35]. Ansys ACP facilita la creación de modelos precisos que consideran las propiedades anisotrópicas de los materiales compuestos.

El modelado en Ansys ACP se realiza a través de varios pasos clave:

1. Definición del material: Se seleccionan las propiedades del material compuesto, como el tipo de fibra y la matriz. En estudios recientes, se ha utilizado fibra de carbono con resina epóxica, cuyas propiedades mecánicas son esenciales para el análisis.
2. Creación de la geometría: En el módulo de diseño de Ansys, se crea un modelo superficial del espécimen. Las dimensiones del modelo deben ser precisas para reflejar las condiciones reales del material compuesto.
3. Configuración del apilamiento: Ansys ACP permite definir secuencias de apilamiento y espesores de las capas (laminas) del material compuesto. Esta configuración es crítica, ya que diferentes orientaciones de las fibras afectan directamente las propiedades mecánicas del laminado, como se observa de ejemplo en la figura 2.9.
4. Análisis estructural y modal: Una vez creado el modelo, se pueden realizar análisis estáticos para evaluar tensiones (como el estrés Von Mises), deformaciones y otros parámetros mecánicos. Además, se pueden llevar a cabo análisis modales para determinar las frecuencias naturales del sistema.

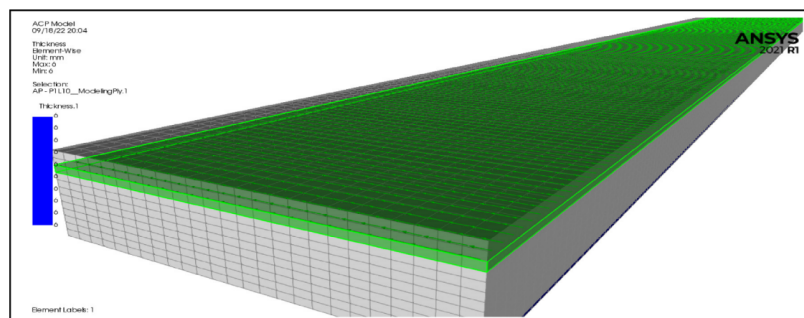


Figura 2.9 Ejemplo de fibra de carbono compuesta laminada con orientación de 90° [35].

2.4 Optimización multiobjetivo por ANSYS optislang

La optimización de parámetros independientes, sin considerar sus interrelaciones, resulta muy demandante en términos computacionales, sobre todo en problemas de diseño con múltiples variables. Técnicas clásicas como el método Taguchi, el recocido simulado, las colonias de hormigas, PSO o las redes neuronales permiten encontrar óptimos globales y aprovechar cierto grado de paralelismo, pero su tiempo de cálculo crece exponencialmente al aumentar el número de parámetros y requieren muestreos muy densos para mantener la precisión [36].

ANSYS optislang es un módulo de optimización, análisis de sensibilidad y robustez que se integra con ANSYS Workbench. Su propósito es automatizar procesos de simulación complejos y reducir los tiempos de cómputo mediante el uso de metamodelos y estrategias de diseño eficientes. Una de sus principales fortalezas es la capacidad de resolver problemas con múltiples parámetros de entrada, restricciones y objetivos definidos, incluso en modelos no lineales [37].

Para lograr esto, optislang emplea el *Metamodelo de Pronóstico Óptimo* (MOP), una estrategia que construye un modelo sustituto del sistema original a partir de un número limitado de simulaciones reales. Este metamodelo permite predecir resultados con alta precisión y bajo costo computacional. Una versión extendida de esta metodología es el algoritmo AMOP (*Adaptive Metamodel of Optimal Prognosis*), que combina la selección automática de variables relevantes y del tipo de metamodelo más adecuado (regresión polinómica, kriging, MLS, etc.) [38].

Para superar las limitaciones computacionales de los métodos clásicos, optislang emplea un enfoque basado en metamodelos. El problema general de optimización sujeto a restricciones se plantea como:

$$\begin{aligned} &\text{Encontrar } \mathbf{X} = [x_1, x_2, \dots, x_m]^T \\ &\text{que minimice } f(\mathbf{X}) \\ &\text{sujeto a } a_i \leq x_i \leq b_i, \quad h_j(\mathbf{X}) = 0, \quad g_k(\mathbf{X}) \leq c_k, \end{aligned} \tag{11}$$

donde \mathbf{X} representa el vector de variables de diseño, $f(\mathbf{X})$ es la función objetivo, a_i y b_i son los límites inferior y superior de cada variable, y h_j , g_k representan las restricciones de igualdad y desigualdad, respectivamente.

2.4.1 Análisis de sensibilidad adaptativo

El análisis de sensibilidad es el primer paso en el flujo de trabajo de optislang. Su objetivo es identificar cuáles variables de entrada tienen mayor influencia sobre las salidas del modelo. AMOP permite automatizar este proceso utilizando indicadores estadísticos como los índices de Sobol, el Coeficiente de Pronóstico (CoP) y el Coeficiente de Determinación (CoD) [39].

Esto permite:

- Reducir el espacio de diseño descartando variables irrelevantes.
- Detectar acoplamientos no lineales entre parámetros.
- Mejorar la interpretabilidad del modelo antes de optimizar.

El Coeficiente de Pronóstico (CoP) se utiliza para evaluar la precisión predictiva de un metamodelo, cuantificando cuán bien puede reproducir los resultados del modelo original

bajo validación cruzada. Su valor se encuentra entre 0 y 1, siendo valores cercanos a 1 indicativos de una alta capacidad de pronóstico.

Por otro lado, el Coeficiente de Determinación (CoD), también conocido como R^2 , mide directamente el grado de ajuste entre las respuestas predichas por el metamodelo y los resultados del modelo original. Al igual que el CoP, su valor oscila entre 0 y 1, donde valores próximos a 1 indican un ajuste preciso, mientras que valores bajos reflejan una pobre capacidad explicativa.

En conjunto, el uso de CoP y CoD permite contar con una visión complementaria de la calidad de un metamodelo: mientras el CoP refleja su capacidad de generalización, el CoD cuantifica su habilidad de reproducir los datos observados.

De forma general, la sensibilidad de una variable x_i sobre una función de respuesta $f(\mathbf{X})$ puede expresarse mediante el índice de Sobol de primer orden:

$$S_i = \frac{\text{Var}_{x_i}[E(f | x_i)]}{\text{Var}(f)} \quad (12)$$

La Ecuación 12 permite cuantificar la proporción de la varianza total del modelo que es atribuible exclusivamente a una variable de entrada específica. Para su cálculo, se considera la esperanza condicional de la respuesta al fijar el valor de dicha variable, mientras las demás continúan variando dentro de sus dominios definidos. Un valor del índice cercano a 1 indica que la variable en cuestión explica por sí sola una fracción significativa del comportamiento del modelo. Por el contrario, un valor próximo a 0 sugiere una influencia mínima.

La Figura 2.10 muestra cómo AMOP detecta acoplamientos no lineales y estructuras complejas en los datos, permitiendo visualizar cómo las combinaciones de variables afectan la respuesta del sistema.

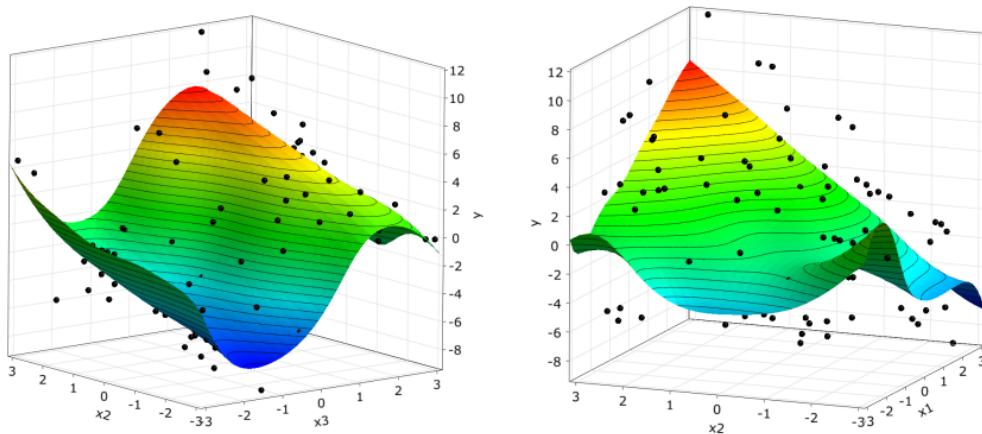


Figura 2.10 Representación en subespacios X_2 - X_3 y X_1 - X_2 del metamodelo adaptativo AMOP aplicado a una función analítica no lineal [38].

La Figura 2.11 muestra un ejemplo típico de salida del análisis de sensibilidad realizado en optislang, donde se observan los coeficientes de correlación lineal entre distintos parámetros geométricos y dos funciones de salida. Este tipo de visualización facilita la interpretación inicial sobre qué variables son relevantes para cada objetivo.

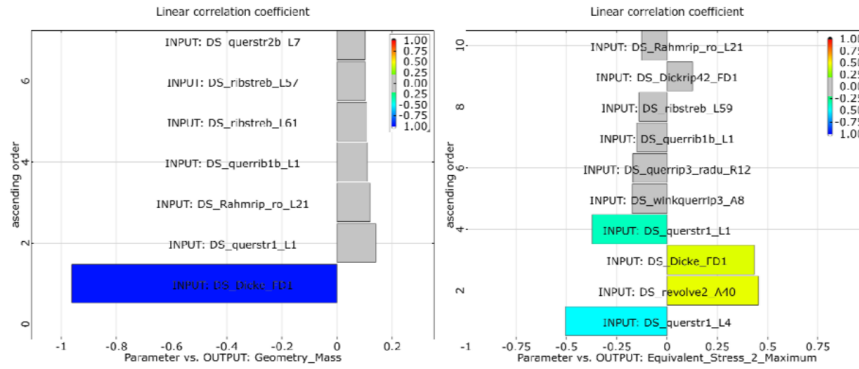


Figura 2.11 Coeficientes de correlación lineal entre masa geométrica (izquierda) y esfuerzo equivalente máximo (derecha). Los colores indican la magnitud e influencia de cada parámetro [40].

Estos análisis permiten seleccionar un subconjunto reducido de variables de diseño relevantes para ser consideradas en las etapas posteriores del proceso de optimización.

2.4.2 Optimización basada en metamodelos

Una vez finalizada la etapa de análisis de sensibilidad y entrenado el metamodelo adaptativo mediante AMOP, optislang procede a ejecutar la fase de optimización final. Esta se desarrolla sobre un espacio de diseño reducido, compuesto por aquellas variables previamente seleccionadas por su alta influencia sobre las salidas del modelo. Esto permite disminuir significativamente los tiempos de simulación, ya que las evaluaciones se realizan directamente sobre el metamodelo, sin necesidad de ejecutar nuevamente el modelo de elementos finitos.

Durante esta etapa, el objetivo principal es identificar la combinación óptima de parámetros de diseño que minimice o maximice la función objetivo definida, respetando al mismo tiempo todas las restricciones impuestas (geométricas, estructurales, de material, etc.). En el caso de este estudio, se trata de un problema de optimización con una sola función objetivo, donde se busca maximizar o minimizar la respuesta deseada del sistema.

Para ello, optislang dispone de diferentes estrategias de optimización. Una de las más utilizadas es el método ARSM (*Adaptive Response Surface Method*) [41], el cual construye una superficie de respuesta local que se actualiza iterativamente en torno a las soluciones candidatas. Esta estrategia ofrece un buen equilibrio entre precisión y costo computacional, especialmente en problemas con superficies suaves y bien condicionadas.

La Figura 2.12 muestra un ejemplo representativo del proceso de optimización aplicado a un caso de estudio. A la izquierda se observa la evolución de la función objetivo a lo largo de las iteraciones, mostrando una mejora acumulada del 15,7% respecto al diseño inicial. A la derecha, se presentan las funciones de respuesta correspondientes al mejor diseño encontrado, que cumple con todos los requisitos estructurales establecidos.

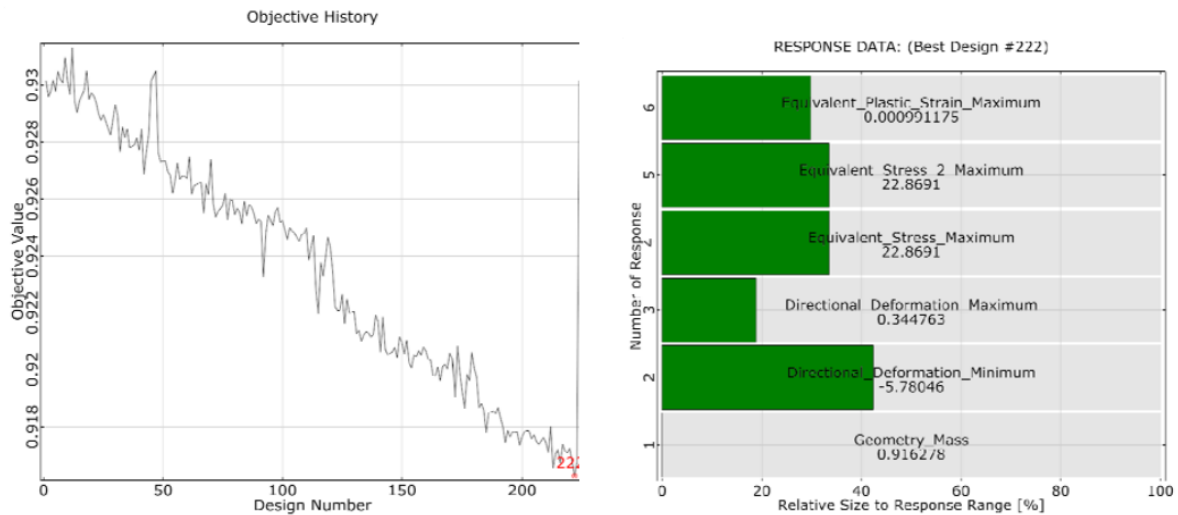


Figura 2.12 Evolución de la función objetivo mediante algoritmo evolutivo (izquierda) y respuestas del mejor diseño encontrado (derecha). [37].

Este enfoque basado en metamodelos permite combinar eficiencia computacional con capacidad exploratoria, facilitando la identificación de configuraciones óptimas que cumplen simultáneamente múltiples criterios y restricciones de diseño. Así, la optimización final constituye el paso clave donde se consolidan los beneficios de la reducción dimensional lograda en las etapas anteriores mediante AMOP.

3 Metodología

3.1 Modelo de referencia de la tapa armónica

3.1.1 Geometría de la tapa armónica de referencia

Para comenzar este análisis, primero se presentan las características de la tapa armónica de la guitarra de referencia (tipo flamenca). Las tapas analizadas fueron elaboradas por el lutier bogotano Enrique Rodríguez Galvis [42]. A diferencia de otros tipos de guitarra, como la clásica o la folk, la guitarra flamenca se caracteriza por tener aros más estrechos y una disposición de cuerdas más cercana al mástil, influenciada por la altura del puente y el ángulo entre el aro, la tapa y el mástil [43].

La tapa armónica, fabricada en pino cien hilos, es más delgada y ligera, lo que le otorga su característico timbre brillante y resonante, sus dimensiones quedan establecidas según la referencia de la Figura 3.1.

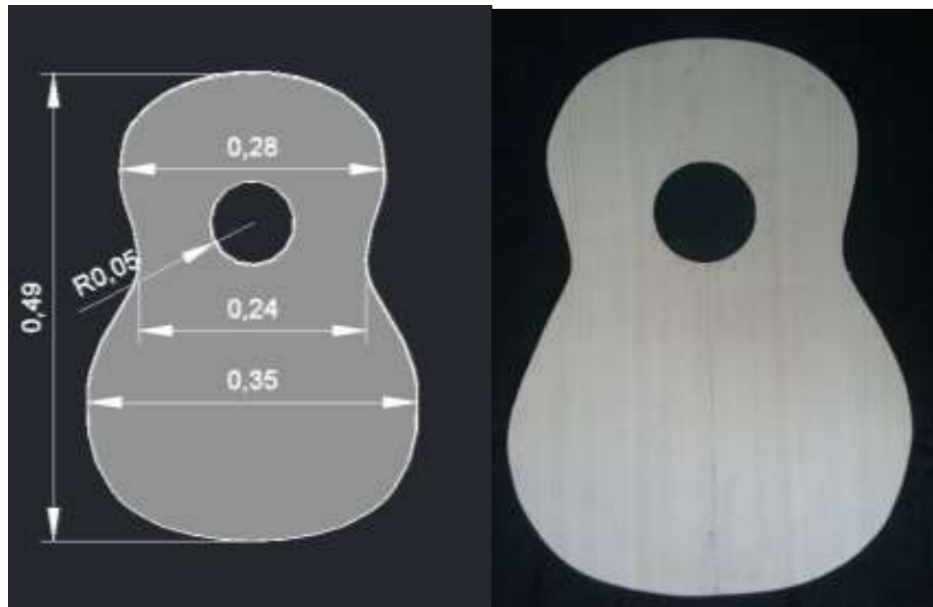


Figura 3.1 Dimensiones de la tapa [42].

El diseño del varillaje que se observa en la figura 3.2, se compone de siete barras dispuestas en abanico en la parte más ancha, y dos adicionales formando una "V" en la zona inferior. Además, se incluyen dos barras horizontales, situadas en la parte superior e inferior de la boca de la guitarra, que se caracterizan por su mayor altura y grosor, junto con una tercera barra más delgada ubicada unos centímetros más arriba. Estas barras refuerzan la estructura para soportar la tensión generada por el mástil. Finalmente, dos refuerzos verticales, más estrechos pero de considerable ancho, se colocan a ambos lados de la abertura de la tapa, las dimensiones del varillaje se presentan en la tabla 3.1.

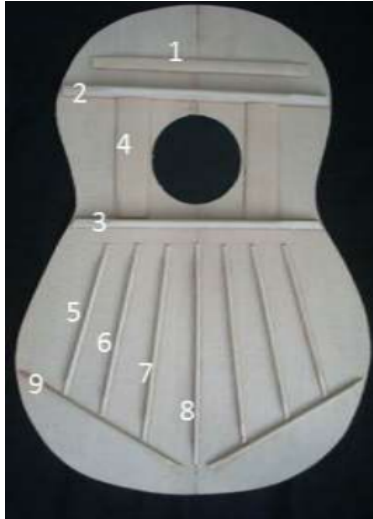


Figura 3.2 Diseño del varillaje [42].

Tabla 3.1 Dimensiones del varillaje de la tapa flamenca [42].

Nomenclatura	Largo (cm)	Ancho (cm)	Alto (cm)
1	21,5	1,2	0,3
2	26,5	0,7	1,5
3	24	0,7	1,6
4	12,2	3,3	0,1
5	22,5	0,3	0,5
6	20	0,3	0,5
7	18	0,3	0,5
8	16	0,3	0,5
9	18,5	0,3	0,5

3.1.2 Modos de vibrar y frecuencias naturales de la tapa armónica de referencia

En el estudio de grado [42], se utilizarán como referencia mediciones obtenidas mediante el método de Chladni. Este método emplea un soporte que sujeta las placas por los bordes, simulando las condiciones de frontera presentes en una tapa fijada al cuerpo de la guitarra. Posteriormente, se ubica un excitador mecánico debajo del soporte y se esparce un material granular sobre la superficie de la placa.

El análisis se centrará en los primeros cinco modos de vibración, que se encuentran en un rango de 0 a 200 Hz. Este rango es particularmente relevante porque captura los modos fundamentales que influyen directamente en la calidad acústica y el comportamiento resonante de la guitarra [44]. Por encima de los 1000 Hz, es más difícil obtener similitudes precisas entre los modos de vibración simulados y experimentales debido a la complejidad del comportamiento dinámico de las placas de guitarra. En el rango de frecuencias más altas, pequeños cambios en las propiedades del material, el diseño del varillaje o incluso las condiciones de ensamblaje pueden generar variaciones significativas en los modos de vibración, lo que dificulta la comparación y validación precisa en estos rangos.

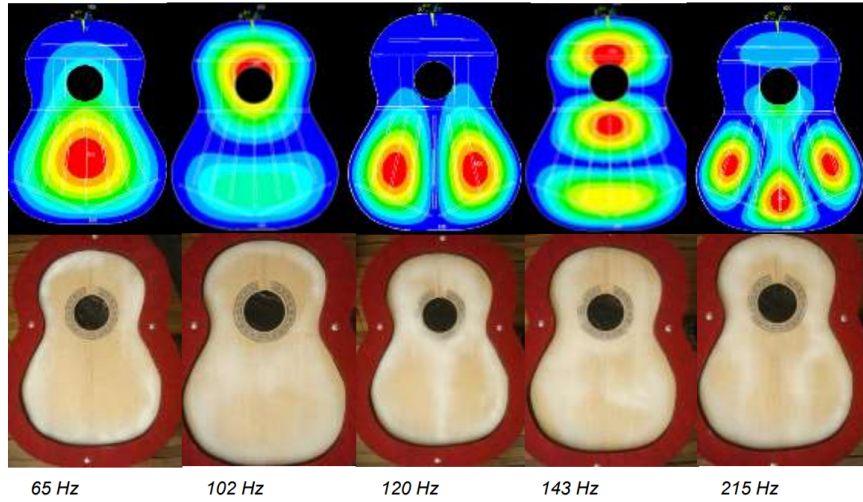


Figura 3.3 Modos de vibración de la tapa con varillaje por figuras Chladini [42].

3.1.3 Material de la tapa armónica de referencia

Para que la simulación se asemeje a la realidad se definen los parámetros físicos de los materiales del objeto estudiado [45], en este caso para la tapa de una guitarra es material de madera pino considerando lineal, elástico y ortotrópico, lo cual se define en 9 constantes elásticas independientes para cubrir, como ya mencionado en el marco teórico, las variables de módulo de elasticidad (E_L , E_T , y E_R), módulos de Young (G_{LT} , G_{TR} y G_{LR}) y relaciones de Poisson (ν_{LT} , ν_{TR} y ν_{LR}) se observa en la tabla 3.6.

Tabla 3.2 Propiedades mecánicas de la madera de pino [45].

Propiedad	Valor
E_L (GPa)	0,72
E_T (GPa)	9,1
E_R (GPa)	0,65
ν_{LT}	0,037
ν_{LR}	0,037
ν_{TR}	0,037
G_{LT} (GPa)	0,6
G_{LR} (GPa)	0,02
G_{TR} (GPa)	1,1

3.2 Material compuesto

3.2.1 Caracterización del material compuesto de fibra de vidrio

Con el objetivo de determinar las propiedades mecánicas ortotrópicas del material compuesto, se realizaron ensayos normalizados según las normas ASTM D3039 y ASTM D4255. Para ello, se prepararon probetas laminadas de fibra de vidrio con resina epoxica Mepox 1685L mezcladas con endurecedor en una proporción de peso 2:1. Las dimensiones correspondientes a cada tipo de ensayo se presentan en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3 Dimensiones de las probetas utilizadas para los ensayos ASTM D3039 y ASTM D4255.

Norma	Longitud (mm)	Ancho (mm)	Espesor (mm)
ASTM D3039 (0°)	250	15	1.0
ASTM D3039 (90°)	175	25	2.0
ASTM D4255 (rail shear)	76	19	2.0

El método de fabricación se limitó a la técnica de infusión al vacío, como se muestra en la Figura 3.4.

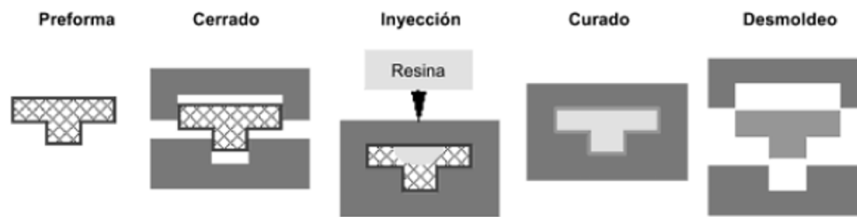


Figura 3.4 Proceso general de moldeo por transferencia [46].

Cinco de estas probetas se orientaron con las fibras a 0° respecto al eje longitudinal, y las otras cinco a 90°. Ambas configuraciones se ensayaron según ASTM D3039 con el fin de obtener el módulo de elasticidad en las direcciones principales del plano del laminado: E_X (dirección longitudinal de la fibra) y E_Y (dirección transversal). Dado que se trata de un laminado unidireccional, se asumió que el módulo en la dirección Z es equivalente al de la dirección Y ($E_Z = E_Y$), considerando la simetría estructural del espesor en laminados delgados [47].

Adicionalmente, se realizaron ensayos conforme a la norma ASTM D4255 con el propósito de determinar experimentalmente el módulo de corte en el plano G_{XY} mediante el método de “rail shear”. Los resultados fueron reportados por un artículo del profesor Carlos Medina. [48], quienes caracterizaron un material compuesto de matriz epóxica reforzado con fibras de vidrio y carbono en un estudio desarrollado en la Universidad de Concepción.

Siguiendo criterios comúnmente aceptados para laminados delgados con apilamiento simétrico, en este trabajo se asumió que los módulos de corte fuera del plano G_{XZ} y G_{YZ} son equivalentes a G_{XY} , debido a que la configuración ortotrópica del material y su bajo espesor tienden a reducir significativamente las diferencias entre planos de corte [47].

3.2.2 Control de calidad de la fibra de vidrio

Se debe asegurar la calidad del material utilizado, tales como inspecciones visuales y el uso de una desgasificadora de vacío para eliminar las burbujas de aire atrapadas en la resina, lo cual mejora la consistencia del material y garantiza que las propiedades mecánicas no se vean comprometidas por vacíos internos. Además, se realizan ensayos para determinar la densidad, el volumen de fibra, el volumen de burbujas y el volumen de resina, así como las propiedades mecánicas, incluyendo el módulo elástico y la resistencia a la tracción, acompañados de gráficos de esfuerzo y deformación.

Para calcular la densidad y el volumen de fibra, se seleccionan probetas obtenidas del material sobrante después de ser cortadas. La medición de la densidad se realiza mediante el principio

de Arquímedes, que consiste en medir el empuje de la muestra en un cuerpo de agua. Este procedimiento se lleva a cabo siguiendo la norma ASTM D792, como se muestra en la figura 3.5.

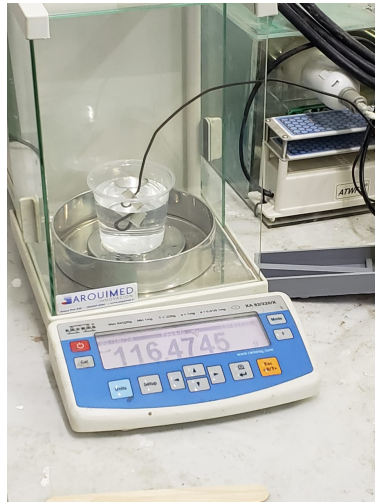


Figura 3.5 Prueba de empuje.

La densidad se calcula según la siguiente ecuación:

$$\rho_c = \frac{\rho_l g M_c}{E_c} \quad (13)$$

Donde:

- ρ_c : Densidad del compuesto.
- ρ_l : Densidad del agua.
- g : Aceleración de la gravedad.
- M_c : Masa del compuesto.
- E_c : Empuje del compuesto.

Usando la densidad del compuesto y la masa de la fibra contenida en la probeta, se puede determinar la fracción de volumen de fibra, de la matriz y de aire contenido en el compuesto. Para medir la masa de la fibra, las probetas son ingresadas a un horno a 500°C durante 90 minutos tras lo cual la resina contenida en el compuesto está completamente quemada, quedando solo la fibra lista para ser pesada.

Las fórmulas de las fracciones volumétricas (ecuaciones 14, 15, 16) están dadas por la norma ASTM D2584:

$$v_f = \frac{M_f \rho_c}{M_c \rho_f} \quad (14)$$

$$v_r = \frac{(M_c - M_f) \rho_c}{M_c \rho_r} \quad (15)$$

$$v_a = 1 - v_f - v_r \quad (16)$$

Donde:

- v_f : Fracción de volumen de fibra.
- M_f : Masa de la fibra.
- M_c : Masa del compuesto.
- ρ_f : Densidad de la fibra.
- v_r : Fracción de volumen de resina.
- ρ_r : Densidad de la resina.
- v_a : Fracción de volumen de aire.

Como otro método para determinar la fracción de volumen de fibra es empleando un pie de metro, que se realizan múltiples mediciones del espesor de la geometría final. Conociendo las propiedades de la fibra, se puede estimar su fracción de volumen utilizando la siguiente ecuación:

$$v_f = \frac{N m}{h \rho_f} \quad (17)$$

Donde:

- v_f : Fracción de volumen de fibra.
- N : Número de láminas.
- m : Densidad planar.
- h : Espesor.
- ρ_f : Densidad de la fibra.

La ecuación 17 se utiliza para calcular la fracción de volumen de fibra a partir de mediciones directas del espesor de la geometría final. A diferencia de las fórmulas anteriores, que dependen de la masa del compuesto y de las densidades de la fibra y la resina, este método se basa en el número de láminas y el espesor medido. Este enfoque resulta especialmente útil cuando no es posible medir directamente la masa de la fibra, como ocurre en la evaluación de propiedades físicas de un material ya fabricado. Así, al conocer el espesor y la densidad planar, se puede determinar la cantidad de fibra en el compuesto.

3.3 Simulación modal en ANSYS workbench

3.3.1 Condiciones de borde y mallado del modelo numérico

Para el análisis de elementos finitos, se empleará el módulo modal de ANSYS, el cual permite evaluar el comportamiento dinámico de la tapa de la guitarra. Este módulo resulta fundamental para determinar los modos de vibración naturales y las frecuencias asociadas, proporcionando una comprensión detallada de cómo la tapa responderá a las cargas aplicadas.

Durante el análisis, se evaluará la tapa de la guitarra bajo condiciones de carga, que incluyen las condiciones de frontera y las fuerzas aplicadas. El borde de la tapa se fijará como si estuviera completamente ensamblada con el cuerpo del instrumento, excluyendo el brazo

(mástil). Este enfoque busca evitar cualquier movimiento de traslación en direcciones no deseadas y restringir la rotación, como se observa en la Figura 3.6

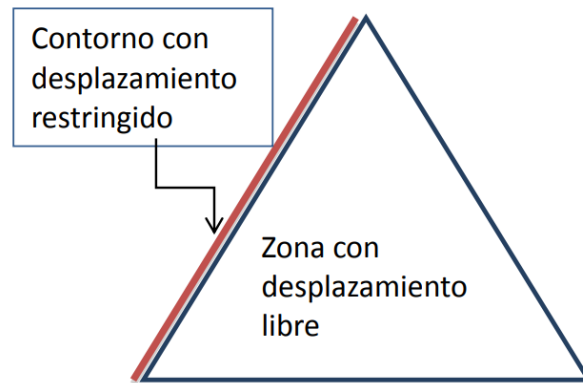


Figura 3.6 Condiciones de borde [42].

En el módulo modal de ANSYS, se utiliza el solucionador directo, que aplica un enfoque basado en la factorización de matrices para resolver sistemas de ecuaciones lineales. Este método se clasifica como "directo" porque resuelve el sistema en un solo paso, garantizando una solución exacta [49]. Al descomponer la matriz del sistema en factores más simples, se facilita la obtención de los modos de vibración naturales y las frecuencias asociadas con alta precisión.

La precisión de los resultados en la discretización depende directamente de la densidad y tamaño de los elementos utilizados [50]. Basado en estudios previos, el tamaño de los elementos se redujo de manera iterativa hasta que se observó que un mayor incremento en la densidad no producía variaciones significativas en los resultados [51]. Como resultado, se definió un tamaño máximo de 5 mm para cualquier elemento del mallado. La figura 3.7 muestra el mallado del modelo.

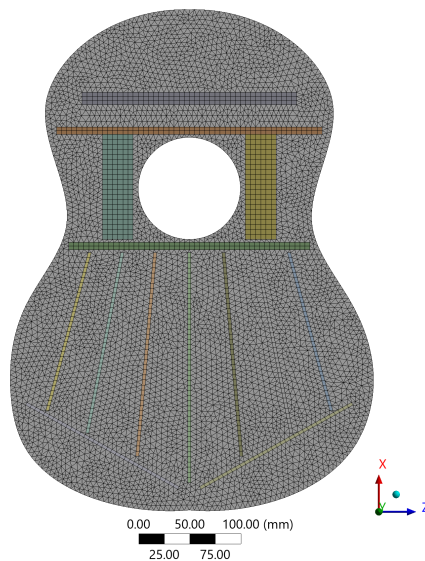


Figura 3.7 Geometría discretizada.

3.3.2 Replicación y validación del modelo de referencia FEM

Para validar el modelo de elementos finitos, se replica el análisis modal de la memoria de la referencia en dos escenarios: sin y con varillaje. La primera comparación, para la tapa sin refuerzos (Figura 3.8), demuestra una alta similitud visual entre los modos de vibración de nuestro modelo (fila superior) y los del estudio de referencia. En términos cuantitativos, las diferencias porcentuales de frecuencia son menores al 10% en cuatro de los cinco modos (Tabla 3.4); únicamente el modo 4 presenta una discrepancia de 13,5%, ligeramente por encima del umbral, lo cual se considera aceptable dada la simplificación geométrica y de condiciones de borde del caso sin varillaje.

La validación se completó al simular la tapa con su varillaje (Figura 3.9), donde nuestro modelo (fila superior) corresponde exitosamente con la simulación del trabajo de referencia (fila intermedia), la cual a su vez fue validada experimentalmente (fila inferior). En este segundo caso, todas las diferencias porcentuales de frecuencia son menores al 10% (Tabla 3.5). Esta correcta replicación en ambos casos confirma que el modelo de este estudio está validado y es fiable para proceder con las siguientes etapas de optimización.

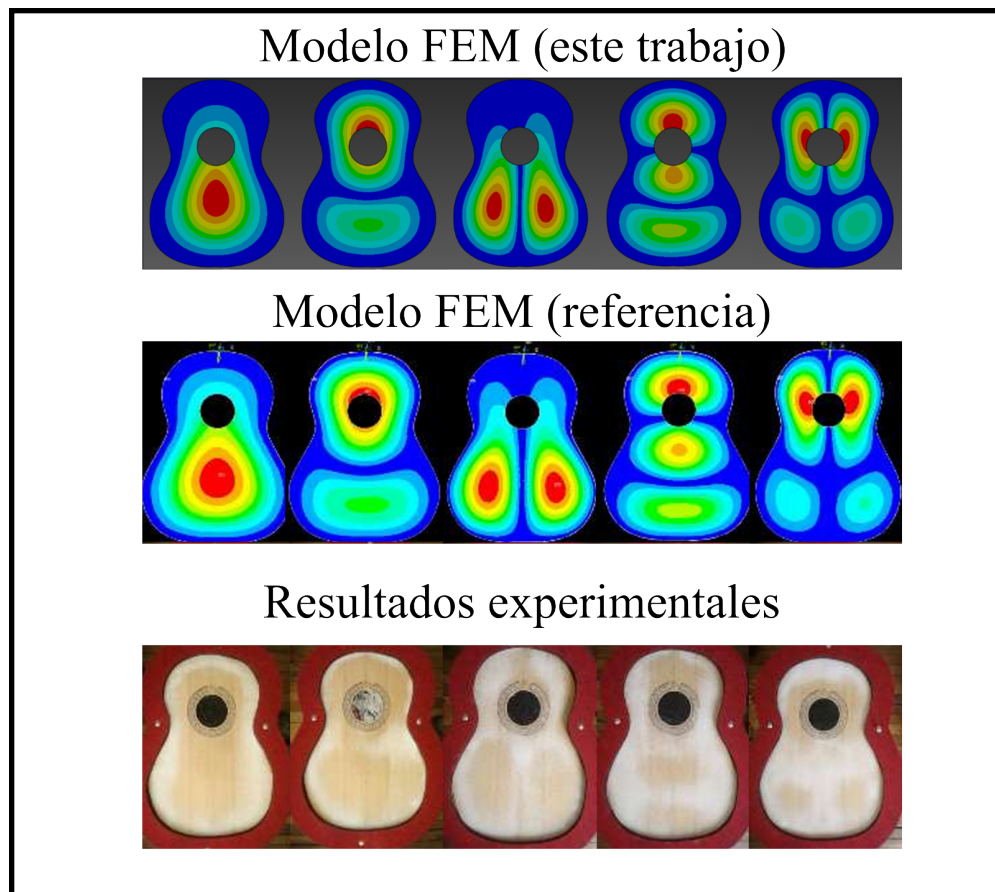


Figura 3.8 Comparación entre los modos de vibrar de la tapa sin varillaje obtenidos de la simulación y referencia [42].

Tabla 3.4 Frecuencias y diferencias porcentuales de los modos de vibración de la tapa de guitarra sin varillaje.

Modo	Simulación (Hz)	Referencia (Hz)	Diferencia (%)
1	52,8	58	8,9%
2	91,0	93	2,1%
3	113,2	122	7,2%
4	116,8	135	13,5%
5	162,4	170	4,5%

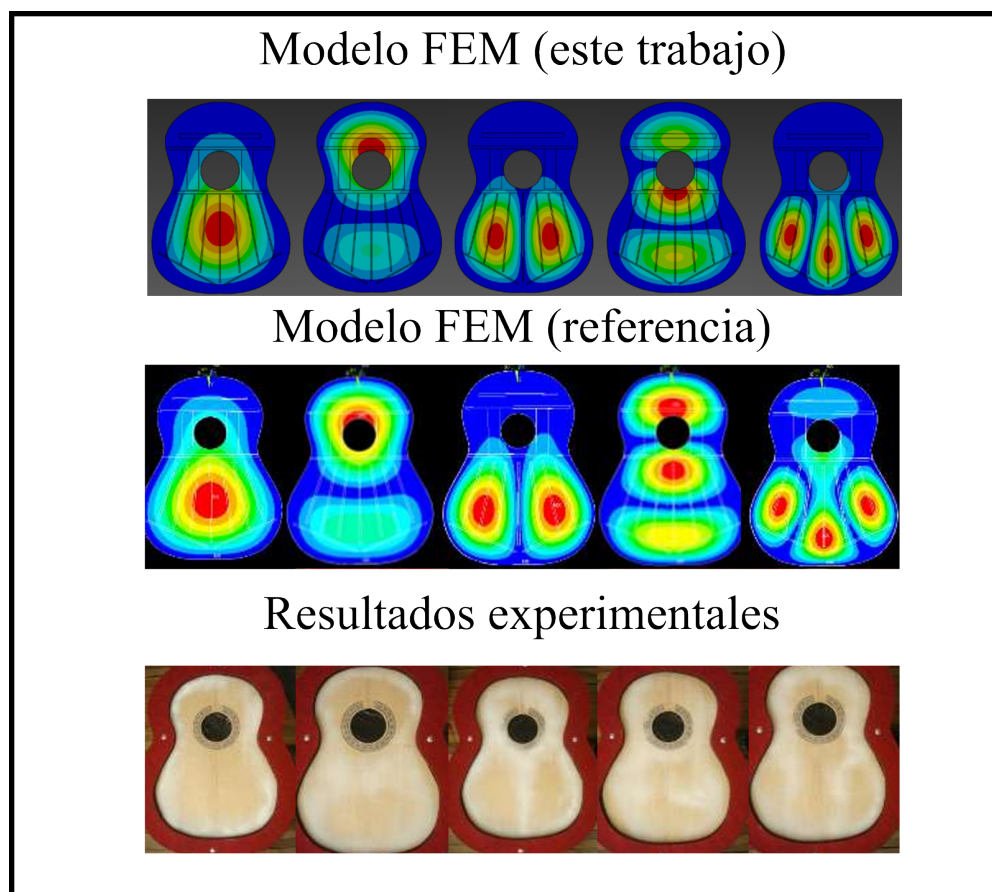


Figura 3.9 Comparación entre el experimento de referencia y nuestro modelo en los modos de vibración [42].

Tabla 3.5 Frecuencias y diferencias porcentuales de los modos de vibración de la tapa de guitarra con varillaje tipo flamenca.

Modo	Simulación (Hz)	Referencia (Hz)	Diferencia (%)
1	64,5	65	0,76%
2	107,8	102	5,70%
3	128,2	120	6,81%
4	139,4	143	2,50%
5	202,7	215	5,70%

3.3.3 Corrección de las propiedades ortotrópicas de la madera de referencia

En el estudio de referencia de la guitarra, el valor más alto del módulo de elasticidad se asigna a la dirección tangencial, lo cual es una insoconsistencia. En el caso del pino, la mayor rigidez corresponde a la dirección longitudinal, es decir, paralela a las fibras (E_L). Con el fin de comparar de forma coherente la tapa de madera con la de material compuesto, se reasignaron los valores de la literatura de modo que E_L sea el módulo dominante, y se ajustaron los módulos de corte y los coeficientes de Poisson para mantener la consistencia ortotrópica.

Las propiedades definitivas utilizadas en todas las simulaciones del modelo de referencia se presentan en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6 Propiedades mecánicas homologadas de la madera de pino utilizadas como referencia.

Propiedad	Valor
E_L (GPa)	9,1
E_T (GPa)	0,72
E_R (GPa)	0,65
ν_{LR}	0,037
ν_{LT}	0,037
ν_{RT}	0,037
G_{LT} (GPa)	0,60
G_{TR} (GPa)	1,10
G_{LR} (GPa)	0,02

En la Figura 3.10 y 3.11 se observan los modos de vibrar de la tapa con las propiedades elásticas definidas erróneamente (anterior), y luego se observan los modos de vibrar con las nuevas propiedades definidas (actual)

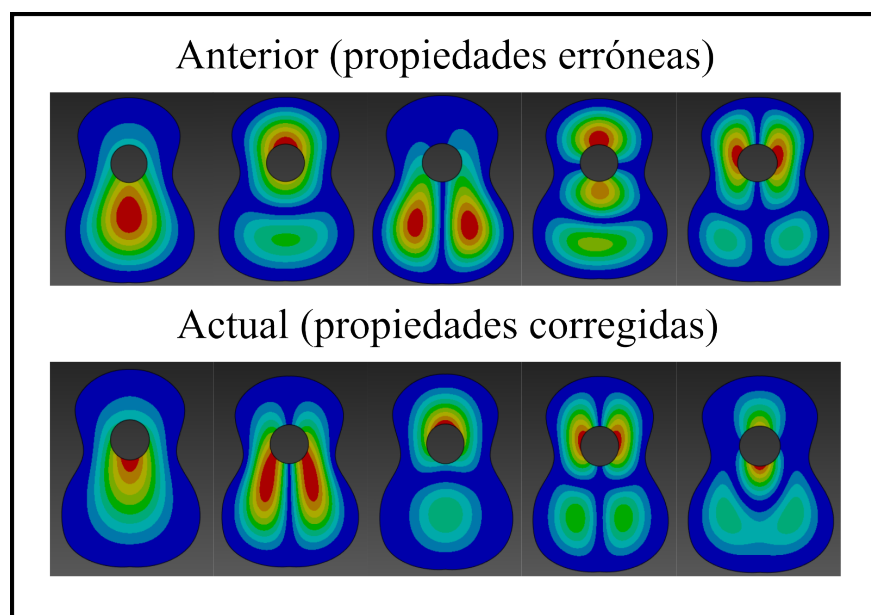


Figura 3.10 Visualización de los modos de vibrar anteriormente y actual sin varillaje

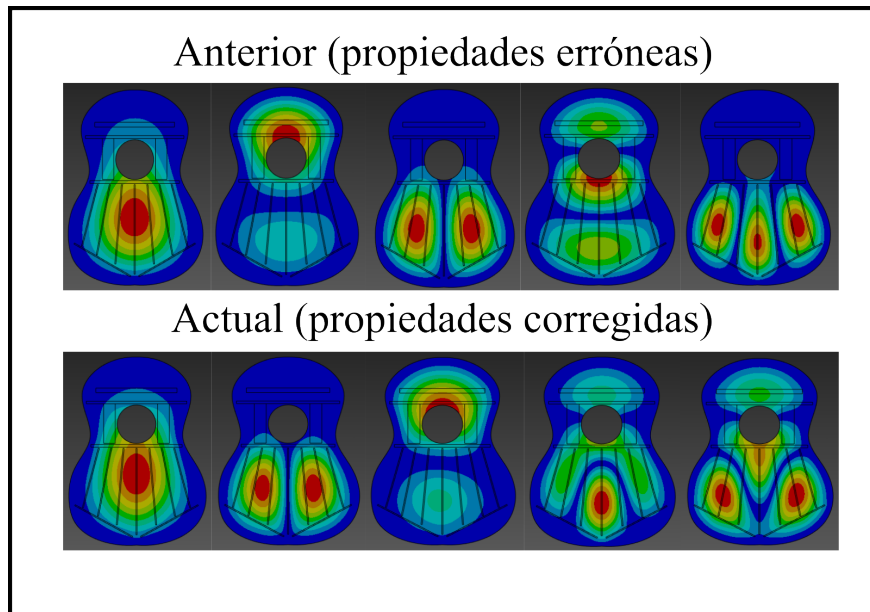


Figura 3.11 Visualización de los modos de vibrar anteriormente y actual con varillaje

3.3.4 Configuración del material compuesto

La configuración del material compuesto en ANSYS se realizó en el módulo *Engineering Data*. Se incorporaron las propiedades ortotrópicas medidas experimentalmente (ASTM D3039 y D7078) y se seleccionaron valores representativos que mantuvieran coherencia con ambas fuentes, priorizando los resultados de ensayo y completando la información faltante con la base de datos de ANSYS. Luego, en ACP (Pre) se definió el apilamiento: número de capas, secuencia y orientación (0°). La Figura 3.12 resume la configuración introducida en *Engineering Data*.

Properties of Outline Row 9: Fibra de vidrio LAB eje x			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Material Field Variables	Table	
3	Density	1800	kg m ⁻³
4	Orthotropic Elasticity		
5	Young's Modulus X direction	38,3	GPa
6	Young's Modulus Y direction	11	GPa
7	Young's Modulus Z direction	11	GPa
8	Poisson's Ratio XY	0,161	
9	Poisson's Ratio YZ	0,161	
10	Poisson's Ratio XZ	0,161	
11	Shear Modulus XY	4277	MPa
12	Shear Modulus YZ	4277	MPa
13	Shear Modulus XZ	4277	MPa

Figura 3.12 Parámetros ortotrópicos del material compuesto ingresados en Engineering Data.

3.3.5 Validación del módulo ACP PrepPost ("Lamina de madera")

El módulo ACP de Ansys requiere que las geometrías sean definidas exclusivamente mediante superficies, por lo que es necesario validar que las simulaciones realizadas con cuerpos tridimensionales sean equivalentes a aquellas efectuadas en ACP, siempre que se utilicen las mismas propiedades del material.

Para ello, el primer paso consiste en reemplazar el modelo 3D por uno basado en superficies. La Figura 3.13 ilustra esta comparación, mostrando claramente la diferencia entre el modelo tridimensional y su equivalente superficial.

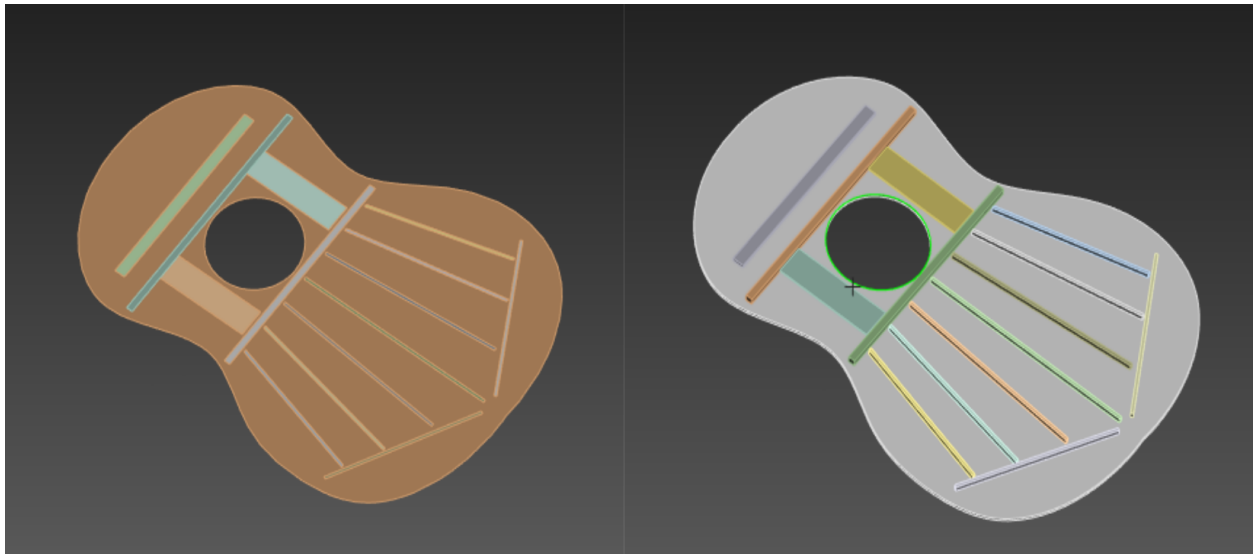


Figura 3.13 Visualización general del modelo 3D y su equivalente 2D en superficies.

En cuanto al mallado utilizado en las simulaciones dentro de ACP, este mantiene una configuración similar a la empleada en el modelo tridimensional. Se utilizaron elementos triangulares para la tapa y elementos cuadrados para las varillas, con un tamaño de elemento de 5 mm, tal como se detalló en el ítem anterior.

Luego de realizar la simulación, se verificó que todas las frecuencias naturales se mantuvieran dentro del rango de error aceptable del 20%, como se muestra en la Tabla 3.7. Además, se aplicó el *Modal Assurance Criterion* (MAC) para comparar los primeros cinco modos de vibración entre ambas simulaciones, observándose en la Figura 3.14 que no se alteró el orden de los modos y que la similitud modal fue cercana a 1 en todos los casos. Estos resultados permiten concluir que el análisis modal realizado con una tapa armónica modelada en 3D es equivalente al realizado mediante elementos de superficie en el módulo ACP de ANSYS.

Tabla 3.7 Frecuencias y diferencias porcentuales de los modos de vibración de la tapa de guitarra con varillaje.

Modo	Simulación (Hz)	Referencia (Hz)	Diferencia (%)
1	70,3	63,4	11,0%
2	131,3	119,2	10,1%
3	141,9	135,87	4,5%
4	189,9	170,23	11,6%
5	199,5	193,95	2,9%

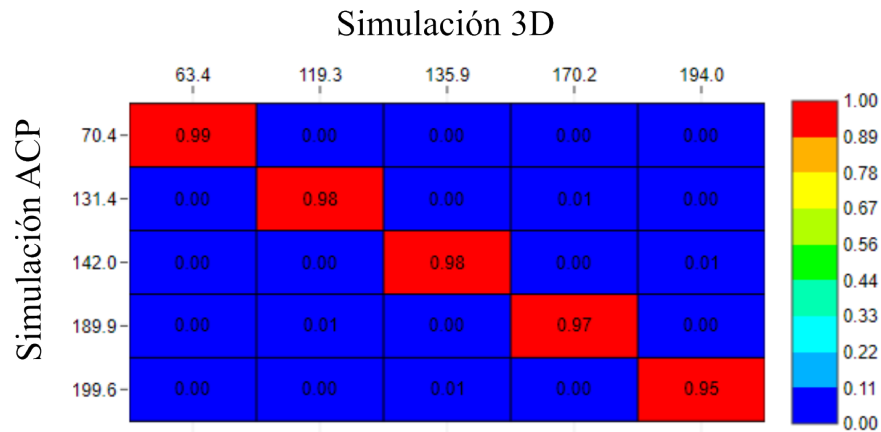


Figura 3.14 Comparación entre las simulaciones con cuerpo en 3D y ACP.

3.4 Optimización paramétrica en optislang acoplado a ANSYS

El proceso de configuración en OptisLang se organiza conforme al esquema ilustrado en la Figura 3.15.



Figura 3.15 Proceso de optimización multiobjetivo basado en MOP

A continuación, se describen las fases principales del proceso:

- **Modelo FEM:** Se desarrolla un modelo de elementos finitos (FEM) en ANSYS Mechanical, incluyendo la definición geométrica, propiedades de materiales y condiciones de contorno adecuadas para la tapa de la guitarra. Este modelo constituye la base de simulación para el estudio modal.
- **Determinación de parámetros de entrada/salida:** Se identifican y parametrizan

las variables de entrada (como el número de capas de las varillas de refuerzo de vidrio) y las respuestas de salida relevantes (frecuencias naturales y modos de vibración).

- **Análisis de sensibilidad de parámetros:** Utilizando la plataforma Optislang, se configura un análisis de sensibilidad basado en el algoritmo *Adaptive Metamodel of Optimal Prognosis* (AMOP). Este enfoque permite construir metamodelos predictivos precisos a partir de un número reducido de simulaciones.
- **Establecimiento del MOP:** A partir del análisis de sensibilidad, se genera un metamodelo que relaciona las variables de entrada con las respuestas del sistema, permitiendo evaluar la importancia relativa de cada parámetro. Para asegurar la fiabilidad del metamodelo.
- **Algoritmo de optimización:** Finalmente, sobre la base del MOP construido, se establece la función objetivo y los criterios de optimización. En esta etapa, se busca maximizar la similitud modal entre el modelo reforzado y el modelo de referencia, utilizando el *MAC Calculator* para evaluar la calidad del ajuste entre modos.

3.4.1 Variables de entrada y salida

Para parametrizar el diseño, se definió como variable de entrada el número de capas de fibra de vidrio en cada varilla estructural de la tapa armónica de la guitarra. Cada varilla se nombró y configuró individualmente, lo que permite un muestreo exhaustivo del espacio de diseño. En la Figura 3.16 se presenta el esquema de la tapa con la ubicación y denominación de cada varilla.

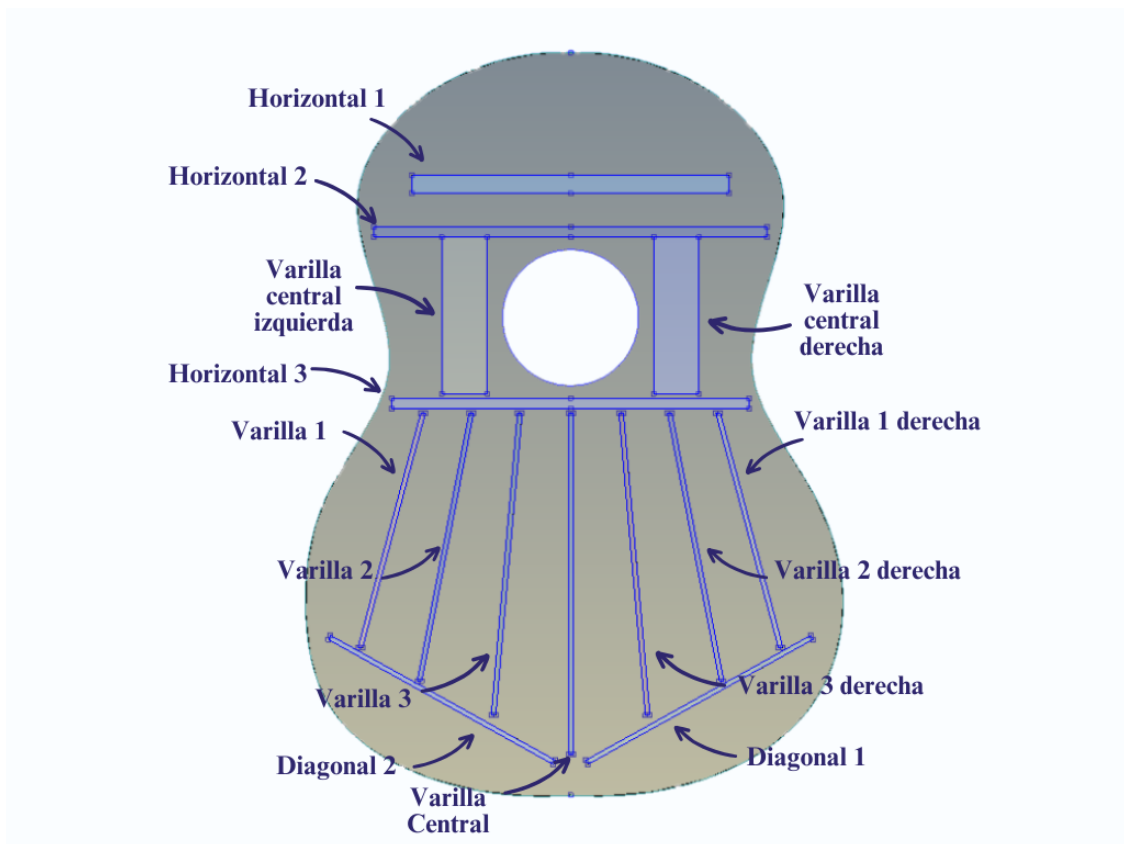


Figura 3.16 Esquema de la tapa armónica con identificación de las varillas paramétricas.

Posteriormente, en la Figura 3.17, se muestra la captura del menú de configuración de sensibilidad, donde se especifican los rangos de capas a iterar para cada varilla.

	Name	Parameter type	Reference value	Constant	Resolution	Range	Range plot
1	varilla_2_derecha.number_of_layers_P5	Optimization	6	<input type="checkbox"/>	Discrete by value	[2-8];	
2	varilla_1_derecha.number_of_layers_P4	Optimization	14	<input type="checkbox"/>	Discrete by value	[10-18];	
3	diagonal_2.number_of_layers_P8	Optimization	28	<input type="checkbox"/>	Discrete by value	[16-30];	
4	diagonal_1.number_of_layers_P9	Optimization	25	<input type="checkbox"/>	Discrete by value	[18-30];	
5	varilla_2.number_of_layers_P2	Optimization	11	<input type="checkbox"/>	Discrete by value	[6-14];	
6	varilla_3.number_of_layers_P3	Optimization	22	<input type="checkbox"/>	Discrete by value	[15-26];	
7	varilla_3_derecha.number_of_layers_P6	Optimization	22	<input type="checkbox"/>	Discrete by value	[15-25];	
8	horizontal2.number_of_layers_P10	Optimization	25	<input type="checkbox"/>	Discrete by value	[15-30];	
9	Horizontal1.number_of_layers_P11	Optimization	4	<input type="checkbox"/>	Discrete by value	[1-6];	
10	horizontal3.number_of_layers_P12	Optimization	26	<input type="checkbox"/>	Discrete by value	[15-30];	
11	varilla_central.number_of_layers_P7	Optimization	25	<input type="checkbox"/>	Discrete by value	[15-30];	
12	Varillacentralizquierda.number_of_layers_P13	Optimization	15	<input type="checkbox"/>	Discrete by value	[8-18];	
13	Varillacentralderecha.number_of_layers_P14	Optimization	14	<input type="checkbox"/>	Discrete by value	[8-18];	
14	varilla_1.number_of_layers_P1	Optimization	29	<input type="checkbox"/>	Discrete by value	[15-30];	

Figura 3.17 Configuración de los parámetros de entrada en AMOP para el número de capas por varilla.

La variable de salida definida para el análisis corresponde a la medida de similitud modal entre la tapa de referencia de madera y la tapa reforzada con fibra de vidrio. Esta similitud se evalúa utilizando el *MAC Calculator* del módulo NVH de ANSYS Mechanical. En este caso, el criterio de optimización consiste en minimizar la diferencia modal, buscando que el error calculado sea lo más cercano posible a 0, lo que indica una alta similitud tanto en las formas de los modos como en las frecuencias naturales asociadas. De esta manera, la función objetivo queda definida como la minimización del error en el MAC para los primeros modos de vibración entre ambas estructuras.

La Figura 3.18 muestra la configuración utilizada en el *MAC Calculator* para establecer la función objetivo.

Mode Pairing Options	
Pair Modes	Yes
MAC Limit	0,4
Frequency Tolerances	User Defined
RB Modes Cutoff Frequency	0,1 Hz
Relative Frequency Tolerance (%)	120
Absolute Frequency Tolerance	5 Hz
Optimization Result	
<input type="checkbox"/> Alpha (Frequency term)	1
<input checked="" type="checkbox"/> Objective Function (f)	0,2896

Figura 3.18 Configuración de las opciones de emparejamiento modal en el MAC Calculator de ANSYS.

La configuración utilizada para establecer la función objetivo fue la siguiente:

- **Emparejamiento de modos:** Activado, permitiendo alinear automáticamente los modos de ambos modelos en función de sus frecuencias naturales.
- **Límite mínimo de MAC:** Establecido en 0.4, considerando únicamente los pares de modos que presentan una correlación modal significativa.
- **Tolerancia relativa de frecuencia:** Configurada en 120%, permitiendo emparejar modos cuya diferencia relativa de frecuencia no exceda dicho porcentaje.
- **Tolerancia absoluta de frecuencia:** Definida en 5 Hz, para asegurar un emparejamiento adecuado en frecuencias bajas.
- **Frecuencia de corte de modos rígidos:** Establecida en 0.1 Hz, para excluir de la comparación modos dominados por rigideces de movimiento global.

3.4.2 Análisis de sensibilidad con AMOP en optislang

Para identificar los parámetros de diseño más influyentes y enfocar la optimización, se realizó un análisis de sensibilidad con el algoritmo AMOP (Adaptive Metamodel of Optimal Prognosis) de optislang. El proceso inició con un muestreo de 300 simulaciones FEM completas, cuyos resultados se usaron para entrenar y evaluar automáticamente varios tipos de metamodelos (Polynomial + MLS + Isotropic Kriging).

El requisito fundamental de esta etapa es validar una aproximación matemática que demostrara una alta calidad predictiva, definida por un Coeficiente de pronóstico (CoP) superior a 0,90.

Una vez obtenido un metamodelo que cumple con dicho criterio de calidad, este se empleó como herramienta de análisis para cuantificar y jerarquizar la influencia de cada varilla sobre la función objetivo. Este metamodelo es crucial para definir el subconjunto reducido de variables críticas, asegurando que la optimización posterior se centrara únicamente en los parámetros de mayor impacto.

3.4.3 Optimización paramétrica del varillaje en optislang

Una vez identificadas las variables más influyentes, se procedió a la optimización paramétrica utilizando el metamodelo AMOP como predictor global. El problema se definió con una

única función objetivo: minimizar el error de correlación modal (MAC) entre la tapa de material compuesto y la de referencia. No se impusieron restricciones geométricas o de esfuerzo adicionales, ya que la propia función objetivo penaliza de forma inherente aquellas soluciones que se alejan de la similitud vibratoria deseada.

Para la búsqueda de la solución, se empleó un algoritmo evolutivo, una estrategia de optimización global que imita el proceso de selección natural, limitando la búsqueda a 250 evaluaciones de diseño. Este proceso de refinamiento progresivo le permite converger hacia una configuración óptima final dentro del presupuesto de simulaciones.

Finalmente se selecciona un diseño candidato que presente el valor más bajo en la función objetivo y como etapa de verificación, se realiza una simulación de validación definitiva en ANSYS.

3.5 Fabricación de la tapa armónica

Para el desarrollo experimental y la validación de la simulación, se fabricará únicamente la tapa de la guitarra sin el refuerzo de varillaje. La tapa se obtendrá a partir de una lámina multicapa de fibra de vidrio que se moldeará y curará, utilizando resina Mepox 1685L con su endurecedor mediante infusión al vacío. Una vez curada, la lámina se cortará con la forma exacta del instrumento usando una máquina de control numérico computarizado (CNC) antes de proceder con los ensayos.

3.6 Ensayo modal mediante técnica de Chladni

Para la caracterización experimental de los modos de vibración de la tapa armónica fabricada en material compuesto, se empleó la técnica de Chladni con excitación armónica controlada mediante un *shaker* electromecánico. El equipo utilizado fue un sistema de vibración modelo *TIRA TV 51110* de la marca *TIRA Schwingtechnik*, que permite aplicar señales en un rango adecuado para el ensayo. La Figura 3.19 muestra el equipo empleado.



Figura 3.19 Shaker electromecánico TIRA TV 51110 utilizado para la excitación vibratoria.

Se diseñó y fabricó un soporte perimetral de madera con el objetivo de reproducir la condición de borde de empotramiento que tendría la tapa al estar unida al cuerpo de la guitarra. Este marco sujeta el contorno y mantiene libre la zona central, facilitando la transmisión de la vibración desde el *shaker*, ubicado justo debajo del centro de la tapa. En la Figura 3.20 se muestra el marco perimetral utilizado durante los ensayos.



Figura 3.20 Marco perimetral de madera que impone la condición de empotramiento en el contorno de la tapa.

Sobre la superficie de la tapa se esparció una capa uniforme de semillas de amapola, material granular que actúa como trazador del comportamiento vibratorio gracias a su adecuada granulometría y visibilidad sobre fondos claros, lo que facilita la identificación de líneas nodales.

Posteriormente, se realizaron ensayos directamente en las cinco frecuencias naturales previstas por la simulación. En cada resonancia, las partículas se agruparon en las zonas de menor desplazamiento (nodos), generando patrones visibles que se registraron fotográficamente de forma sistemática para su posterior análisis y comparación con los resultados numéricos.

4 Resultados

4.1 Propiedades mecánicas del material compuesto

El módulo de elasticidad longitudinal E_1 se determina a partir de cinco probetas con fibras orientadas a 0° , aplicando el método de la secante entre el origen y el punto de ruptura. La Tabla 4.1 resume los resultados, con un valor promedio de 38,9 GPa. La Figura 4.1 muestra la curva esfuerzo–deformación de una de las probetas, mientras que las restantes se incluyen en el Anexo A.

Tabla 4.1 Módulo de elasticidad longitudinal E_1 obtenido en probetas con fibras a 0° .

Probeta	E_1 (GPa)
1	38,80
2	36,71
3	35,67
4	43,34
5	37,82
Promedio	38,90

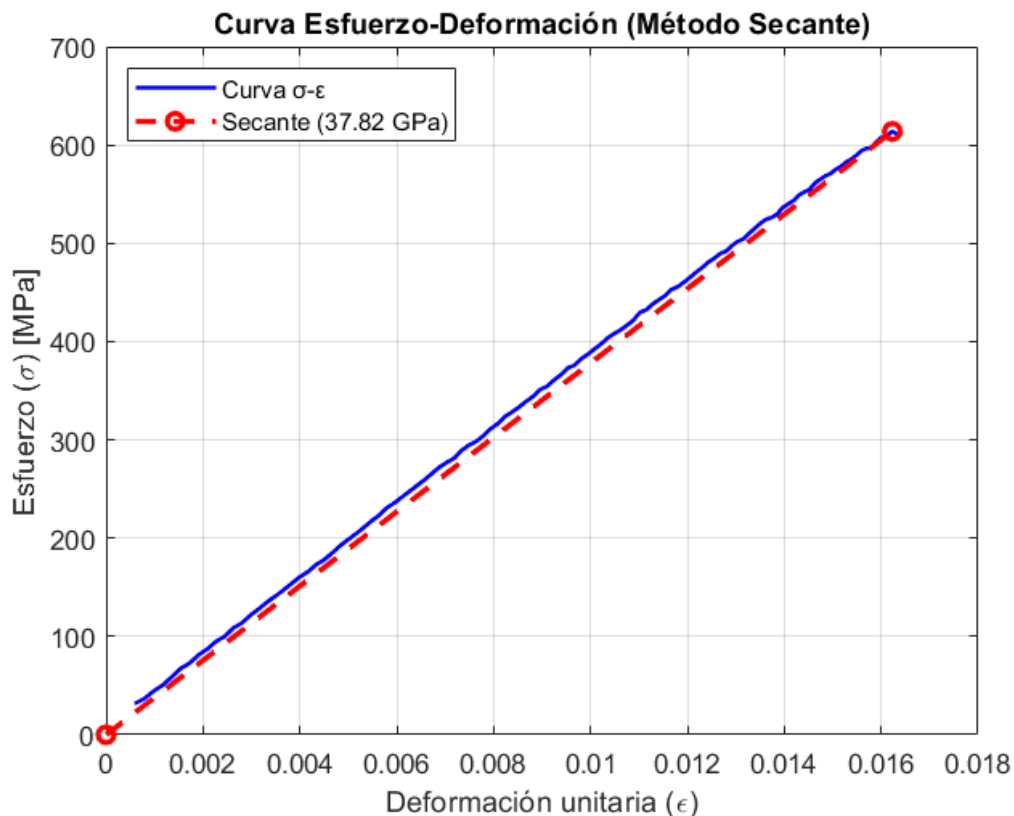


Figura 4.1 Curva esfuerzo–deformación de la probeta 5 a 0° , usando el método de la secante.

Para la dirección transversal (fibras a 90°), se dispone de tres probetas debido a restricciones de recursos monetarios. El módulo E_2 presenta valores inferiores, como es esperable por la dominancia de la matriz en esta orientación. La Tabla 4.2 resume los resultados, con un valor promedio de 11,80 GPa.

Tabla 4.2 Módulo de elasticidad transversal E_2 obtenido en probetas con fibras a 90° .

Probeta	E_2 (GPa)
1	13,25
2	11,65
3	10,51
Promedio	11,80

No es posible calcular experimentalmente el coeficiente de Poisson (ν) debido a que la probeta requiere instrumentación con dos *strain gauges* (longitudinal y transversal) y el registro simultáneo de ambas deformaciones. Por restricciones de recursos, no se dispone de esa configuración. Para completar el conjunto de propiedades en el modelo numérico, se adoptan valores de referencia de la base de datos de ANSYS correspondientes a un laminado unidireccional de fibra de vidrio, coherentes con los rangos reportados para este tipo de material.

Además, se realiza un control de calidad mediante la medición de densidad para estimar el contenido volumétrico de fibra (v_f), matriz (v_m) y aire (v_a). La Tabla 4.3 presenta los resultados obtenidos.

Tabla 4.3 Resultados del control de calidad según medición de densidad.

Muestra	v_f	v_m	v_a	ρ_c [kg/m ³]
1	53,35%	39,14%	8,00%	1737,66
2	49,87%	40,02%	10,00%	1662,17
3	45,98%	47,40%	7,00%	1640,80
4	47,74%	42,21%	12,00%	1633,92
5	51,17%	40,64%	9,00%	1700,68
Promedio	49,62%	41,90%	8,49%	1676,50

Los resultados se consideran aceptables, ya que presentan valores cercanos a los reportados en la base de datos de ANSYS. Aunque el contenido de fibra puede incrementarse mediante ajustes en el proceso de fabricación, la baja porosidad (aire atrapado) constituye un buen indicador de calidad.

4.2 Tapa de fibra de vidrio unidireccional sin varillaje

Los primeros ensayos numéricos se realizan sobre la tapa armónica sin refuerzos estructurales, considerando únicamente el efecto del espesor global. Se modela una tapa compuesta por nueve láminas unidireccionales, correspondiente a un espesor de 1,62 mm, con el objetivo de evaluar su comportamiento vibratorio y compararlo con una tapa de referencia construida en madera.

La Tabla 4.4 presenta las cinco primeras frecuencias naturales obtenidas mediante simulación, junto con sus valores de referencia y el error porcentual relativo. Las diferencias observadas son menores al 20 % en todos los modos, lo que demuestra una buena aproximación general solo mediante el ajuste de espesor. La mayor discrepancia se presenta en el modo 5 (8,33 %), resultado esperable dado que los modos superiores suelen ser más sensibles a variaciones geométricas.

Tabla 4.4 Frecuencias naturales de la tapa sin varillaje (9 láminas, espesor 1,62 mm) frente a la referencia de madera.

Modo	Referencia [Hz]	Simulación [Hz]	%diff
M1	63,4	64,6	1,89 %
M2	119,7	114,56	4,29 %
M3	136,4	130,54	4,30 %
M4	171,2	174,65	2,02 %
M5	194,8	178,57	8,33 %

La Figura 4.2 muestra los modos de vibración obtenidos, comparando la tapa de referencia de madera con la simulación de la tapa compuesta sin varillaje. Se aprecia una buena correspondencia visual en las formas modales, aunque se observan ligeras variaciones en el orden de aparición de los modos.

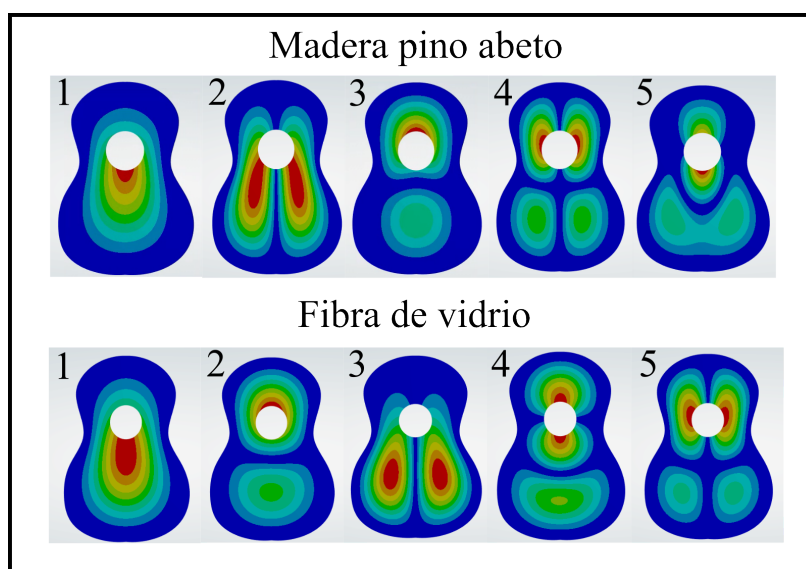


Figura 4.2 Modos de vibración de la tapa armónica sin varillaje: referencia de madera y simulación en compuesto.

Para cuantificar esta similitud, la Figura 4.3 presenta la matriz de correlación modal (MAC) entre los modos obtenidos por simulación y los de la tapa de referencia. Los modos 1 al 4 alcanzan valores de correlación superiores a 0,9, lo que indica una muy buena coincidencia en las frecuencias más bajas y confirma que el modelo representa correctamente el comportamiento vibratorio fundamental.

En el modo 5, la correlación disminuye a 0,78, lo que se explica porque, en frecuencias más altas, la respuesta estructural se vuelve más sensible a detalles geométricos o variaciones locales del material. En los modos 2-3 y 4-5 se observa un reordenamiento modal: al ordenar por frecuencia, las correspondencias aparecen cruzadas, lo que se atribuye a la proximidad entre frecuencias naturales.

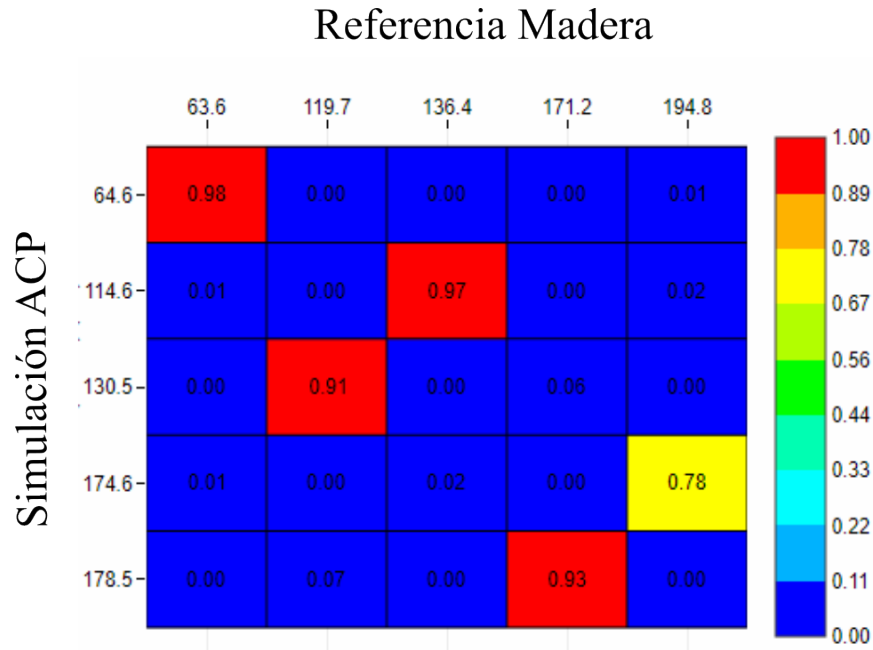


Figura 4.3 Matriz MAC para validación modal de la tapa sin varillaje: comparación entre referencia de madera y simulación en compuesto.

En síntesis, los resultados indican que el ajuste de espesor permite reproducir adecuadamente las frecuencias naturales. No obstante, para lograr una coincidencia más precisa en el orden y una mejor alineación entre frecuencias y modos de vibración, es necesario incorporar el sistema de varillaje, que redistribuye la rigidez y mejora la correspondencia modal.

4.3 Tapa con varillaje y proceso de optimización

El proceso de optimización de la tapa armónica con varillaje se presenta en diversas figuras, las cuales ilustran el análisis de sensibilidad y los resultados de la optimización paramétrica.

4.3.1 Análisis de sensibilidad del varillaje

Una vez construido el metamodelo, se verifica su precisión y capacidad predictiva comparando los valores de la función objetivo obtenidos en las simulaciones (*Data values*) con los calculados por el metamodelo (*Approximated values*). La Figura 4.4 muestra esta comparación en un diagrama X–Y, donde los puntos más próximos a la diagonal indican un menor error.

En el gráfico, los puntos negros representan las predicciones del metamodelo sobre datos no utilizados en el ajuste (CoP), mientras que los puntos rojos corresponden al ajuste sobre la muestra empleada para su entrenamiento (CoD). Ambos conjuntos se agrupan estrechamente alrededor de la diagonal, con dispersión acotada y sin sesgos evidentes, lo que evidencia una buena capacidad de *fitting* y de generalización del modelo.

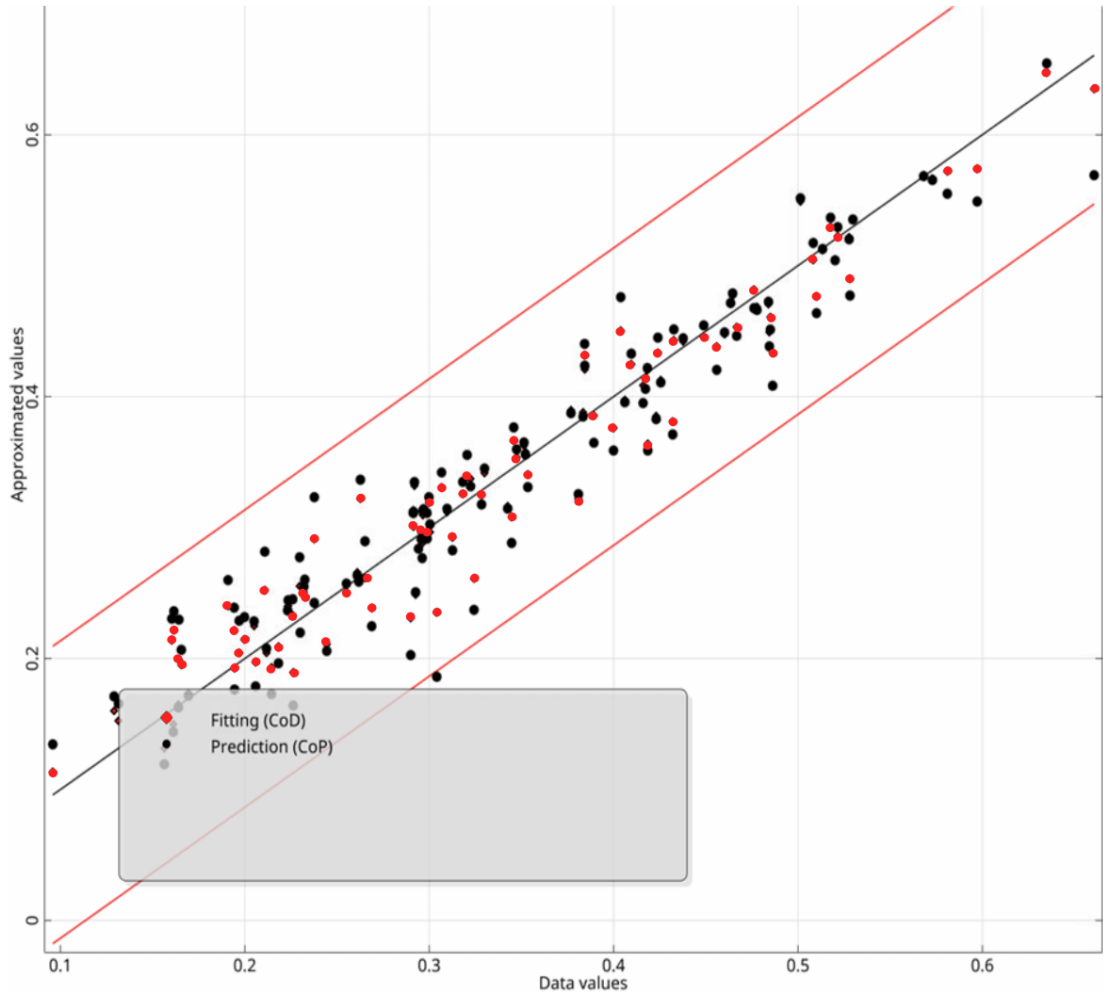


Figura 4.4 Validación del metamodelo: comparación entre valores simulados (*Data values*) y valores calculados por el metamodelo (*Approximated values*).

Se observan ligeras dispersiones en el extremo superior del rango, consistentes con el incremento natural de la varianza a medida que aumenta el valor de la función objetivo. Las líneas rojas paralelas a la diagonal actúan como bandas de referencia visual para apreciar la dispersión. En conjunto, la validación confirma que el metamodelo captura adecuadamente la tendencia del sistema y resulta apropiado para la búsqueda de soluciones óptimas en la etapa siguiente.

La Figura 4.5 presenta una superficie de respuesta generada mediante el método de aproximación *Isotropic Kriging*, con un coeficiente de pronóstico del 91 %. Esta superficie describe la relación entre el número de capas de dos varillas horizontales (Horizontal 2 y Horizontal 3) y el valor de la función objetivo.

La gráfica muestra que la función objetivo, que busca minimizar el error en la correlación modal (MAC), depende de las variaciones en el número de capas de dichas varillas. Los puntos negros dispersos sobre la superficie corresponden a los datos obtenidos en las simulaciones reales empleadas para entrenar el metamodelo, mientras que la superficie de colores representa la predicción generada por el modelo.

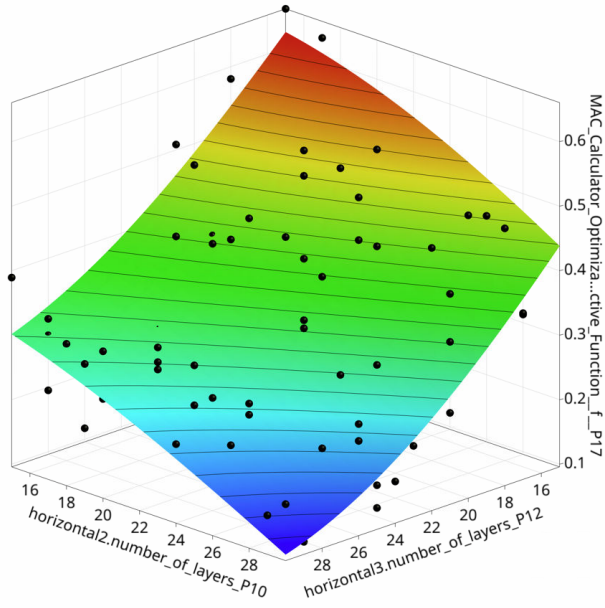


Figura 4.5 Superficie de respuesta del valor MAC en función del número de capas de las varillas horizontales.

El Gráfico 4.6 resume los índices de Sobol de primer orden (S_i), los cuales cuantifican la fracción de la varianza total de la función objetivo explicada por cada parámetro de forma individual. Valores altos de S_i indican que las variaciones en dicho parámetro, manteniendo los demás dentro de sus dominios, generan la mayor parte de la variabilidad observada en la respuesta. En los resultados obtenidos, el 90,9 % del efecto total se atribuye a las varillas analizadas, con una contribución dominante de la varilla *Horizontal 3* (61,0 %) y, en segundo lugar, de *Horizontal 2* (22,3 %). El resto de las varillas aporta porcentajes menores (0,9–2,7 %), lo que evidencia una sensibilidad concentrada en las barras horizontales de la zona inferior.

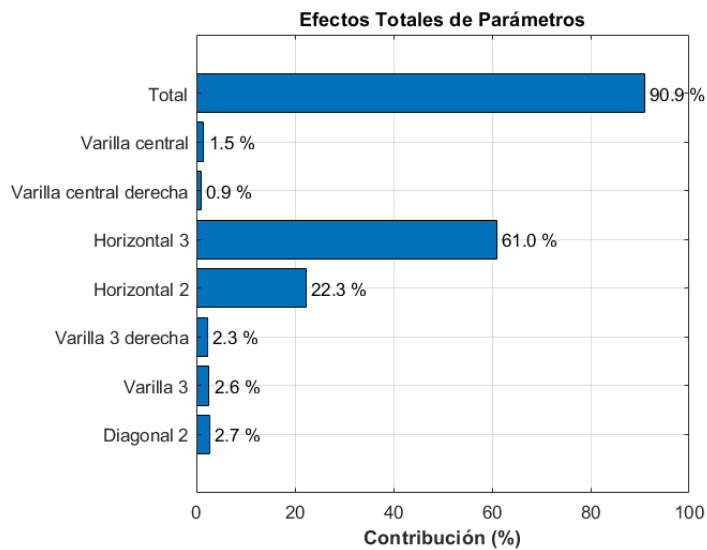


Figura 4.6 Contribución porcentual de los parámetros al efecto total.

Desde el punto de vista físico, las barras con mayor influencia son aquellas que intersectan zonas de alta curvatura modal, es decir, regiones donde la tapa se flexiona con mayor intensidad. Al incrementar la rigidez en esas posiciones, el modo acopla fuertemente con la barra y su frecuencia se desplaza de manera significativa. En cambio, cuando una barra se ubica cerca de una línea nodal —región del modo donde el desplazamiento es prácticamente nulo y la curvatura es baja— su efecto resulta reducido. Por ello, las varillas *Horizontal 3* y *Horizontal 2* actúan como palancas de diseño particularmente efectivas, por lo que conviene priorizarlas en el ajuste fino y la optimización.

4.3.2 Resultados de la optimización

La Figura 4.7 presenta la historia de la optimización, donde se observa cómo el algoritmo busca la mejor solución entre más de 350 diseños. Cada punto verde del gráfico representa una simulación completa de una configuración de varillaje, cuya posición vertical corresponde al valor de la función objetivo. La línea azul de convergencia muestra el progreso del proceso, descendiendo únicamente cuando se identifica un diseño con un error menor que todos los anteriores. De esta manera, el gráfico ilustra cómo la exploración converge progresivamente, descartando las soluciones menos favorables (puntos altos) y refinando las más adecuadas (puntos bajos), hasta identificar el diseño óptimo final con el valor mínimo de la función objetivo.

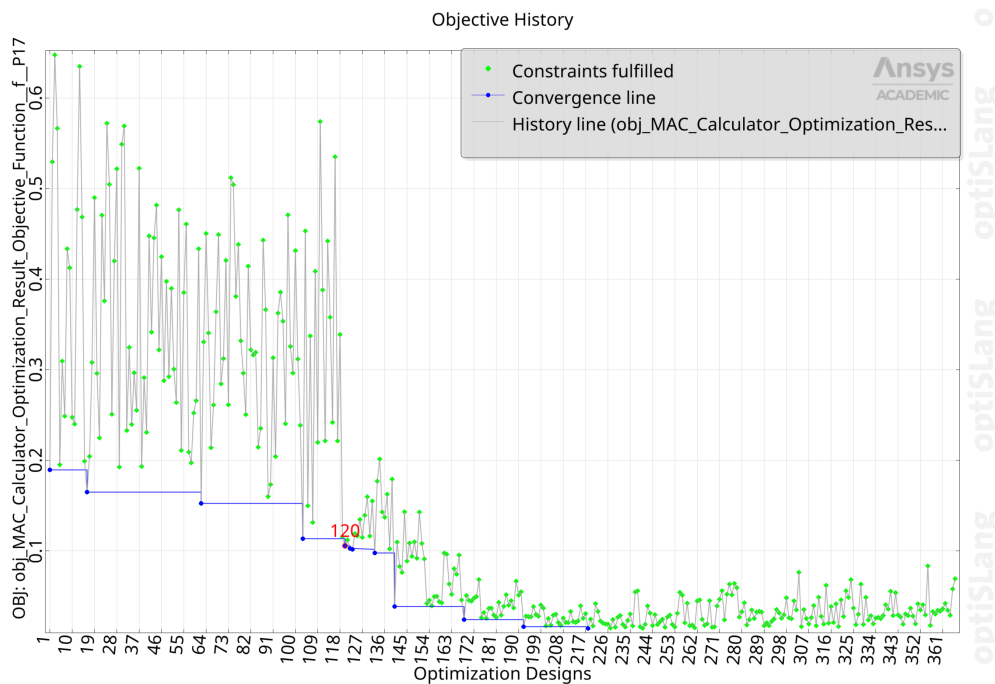


Figura 4.7 Historial de la función objetivo durante el proceso de optimización

Un punto de inflexión en el proceso corresponde al diseño 120, para el cual el metamodelo predice un valor de la función objetivo de 0,1120. Para validar esta predicción prometedora, se selecciona dicha configuración de parámetros y se ejecuta la simulación completa y definitiva. El resultado de esta validación resulta aún más favorable, arrojando un valor real y verificado de 0,10701 para la función objetivo. Esta combinación de parámetros, que constituye el diseño óptimo final, se detalla en la Figura 4.8.

A	B	C	D
ID	Parameter Name	Value	Unit
Input Parameters			
Copy of Copy of ACP CON varillas de 1.88mm (FC UD) (D1)			
P1	varilla 1.number_of_layers	17	
P2	varilla 2.number_of_layers	10	
P3	varilla 3.number_of_layers	24	
P4	varilla 1 derecha.number_of_layers	13	
P5	varilla 2 derecha.number_of_layers	8	
P6	varilla 3 derecha.number_of_layers	16	
P7	varilla central.number_of_layers	18	
P8	diagonal 2.number_of_layers	28	
P9	diagonal 1.number_of_layers	28	
P10	horizontal2.number_of_layers	29	
P11	Horizontal1.number_of_layers	5	
P12	horizontal3.number_of_layers	28	
P13	Varillacentralizquierda.number_of_layers	14	
P14	Varillacentralderecha.number_of_layers	15	
New input parameter	New name	New expression	
Output Parameters			
Modal (E1)			
P17	MAC Calculator Optimization Result Objective Function (f)	0,10701	

Figura 4.8 Valores de los parámetros de entrada y salida para el diseño óptimo encontrado

4.3.3 Comparación modal entre referencia de madera y tapa optimizada

La Tabla 4.5 presenta las cinco primeras frecuencias naturales obtenidas mediante simulación, junto con sus valores de referencia y el error porcentual relativo. Las diferencias observadas son menores al 20 % en todos los modos, lo que demuestra una buena aproximación general únicamente mediante el ajuste de espesor. La mayor discrepancia se presenta en el modo 3 (5,10 %).

Tabla 4.5 Frecuencias naturales de la tapa con varillaje frente a la referencia de madera.

Modo	Referencia [Hz]	Simulación [Hz]	%diff
M1	129,9	130,6	0,54 %
M2	208,9	209,9	0,48 %
M3	211,7	200,9	5,10 %
M4	273,2	284,5	4,14 %
M5	289,8	291,0	0,41 %

La Figura 4.9 muestra los primeros cinco modos de vibración obtenidos para la tapa armónica con varillaje, tanto en la referencia de madera como en el diseño optimizado en material compuesto. Se observa que las formas modales principales se mantienen en ambos casos, lo que indica que la optimización reproduce adecuadamente el comportamiento dinámico característico de la referencia. Aunque se presentan ligeras diferencias en la distribución de amplitudes, la correspondencia global entre los modos resulta evidente.

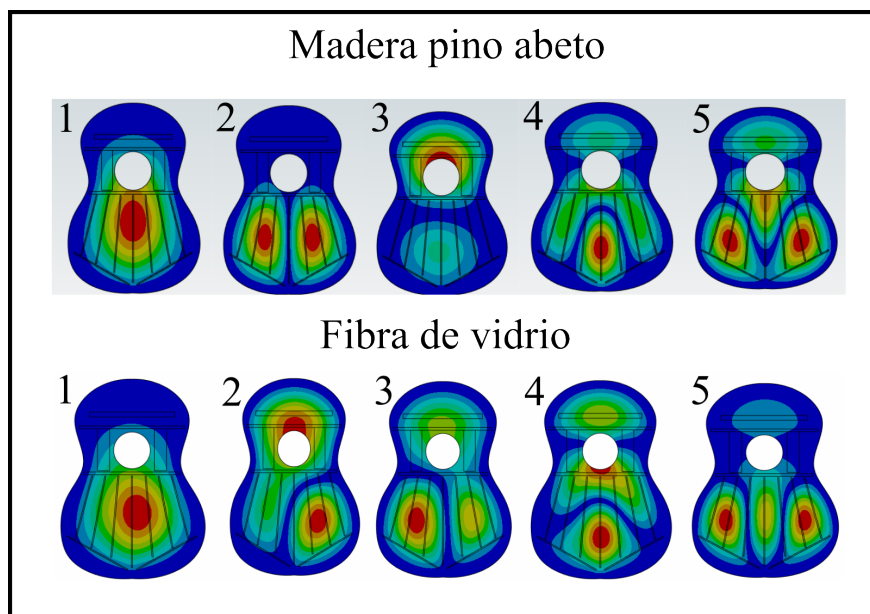


Figura 4.9 Modos de vibración de la tapa armónica con varillaje: referencia de madera y diseño optimizado.

La validación cuantitativa se presenta en la Figura 4.10, donde se muestra la matriz de correlación modal (MAC) entre los modos de la tapa de referencia y los del diseño optimizado. Los valores elevados en la diagonal principal para los modos 1 (0,95), 4 (0,77) y 5 (0,72) indican una similitud aceptable, aunque en los modos 4 y 5 no se alcanza el valor objetivo de 0,85. En contraste, los modos 2 y 3 muestran valores significativamente bajos (0,35 y 0,34), lo que evidencia que no se cumple la meta establecida para estos casos. Sin embargo, los modos 2 y 3 presentan un mayor grado de intercalación debido a la proximidad entre sus frecuencias naturales, lo que explica la menor correlación observada.

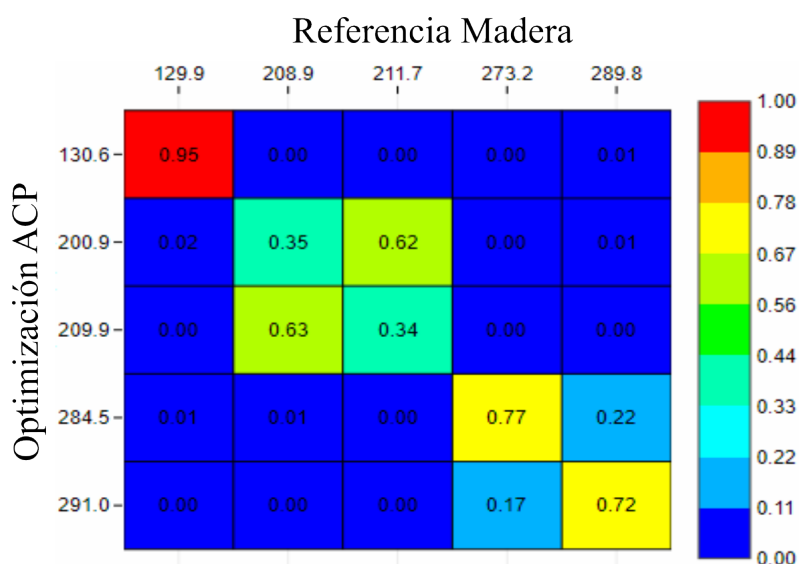


Figura 4.10 Matriz MAC para validación modal con varillaje: tapa de referencia en madera y tapa optimizada en compuesto.

4.4 Fabricación del prototipo y validación experimental

En estos ensayos, la excitación se aplica mediante un *shaker* ubicado por debajo de la tapa, transfiriendo la fuerza a través de un hilo roscado cuyo punto de contacto se posiciona aproximadamente a 3 cm por encima de la circunferencia de la tapa. Las Figuras 4.11 y 4.12 presentan la validación experimental de la tapa sin varillaje fabricada en material compuesto. La Figura 4.11 muestra, para los cinco primeros modos, la comparación cualitativa entre la simulación numérica y los patrones experimentales obtenidos mediante el ensayo de Chladni con apoyo perimetral. Por su parte, la Figura 4.12, sobre las mismas fotografías del prototipo, resalta las zonas experimentales de máxima amplitud, lo que facilita la interpretación de la distribución de la respuesta modal.

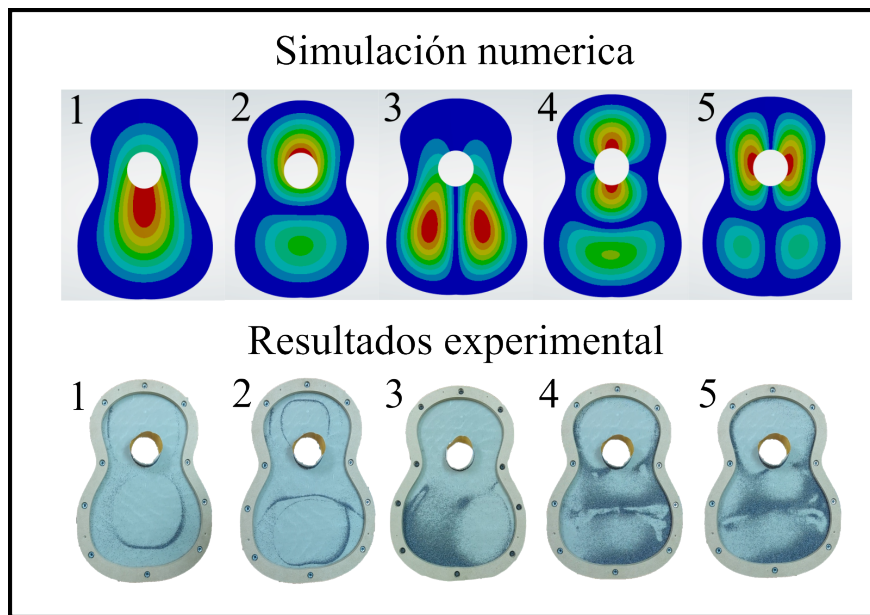


Figura 4.11 Comparación cualitativa de los cinco primeros modos de la tapa sin varillaje.

La Figura 4.11 muestra, en términos generales, una buena coincidencia entre la simulación y el experimento: las zonas de mayor movimiento y las líneas nodales en torno a la boca y a los lóbulos superior e inferior se ubican en posiciones similares. Esto evidencia que el modelo numérico representa adecuadamente el comportamiento vibratorio de la tapa sin refuerzos cuando se mantienen las mismas condiciones de sujeción del ensayo.

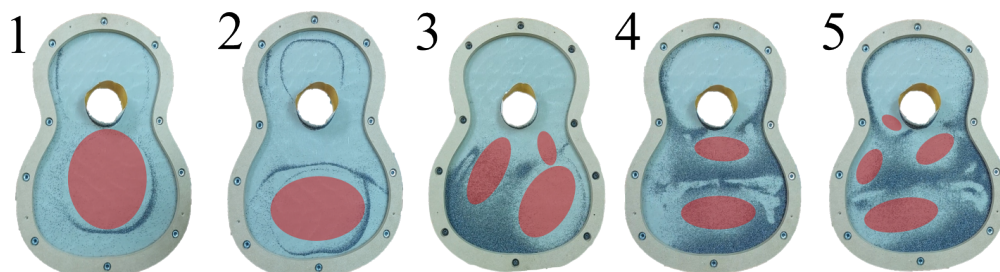


Figura 4.12 Zonas experimentales de máxima amplitud destacadas para los cinco primeros modos de la tapa sin varillaje.

La Figura 4.12 sintetiza la respuesta observada en el prototipo al resaltar las zonas de mayor amplitud. Este resumen visual facilita la comparación con la predicción numérica y apoya la interpretación modo a modo.

Al analizar los resultados, el modo 1 presenta la mejor coincidencia: la deformada principal y su ubicación dentro de la tapa se mantienen en posiciones similares en ambos casos. Los modos 2 y 3 también muestran buena similitud, aunque se aprecian ligeras rotaciones o cambios de orientación del patrón, algo esperable cuando las frecuencias son muy próximas y la excitación no es perfectamente simétrica. El modo 4 coincide en gran medida con la forma de vibrar prevista; las pequeñas diferencias se atribuyen a tolerancias geométricas y a variaciones locales de rigidez y masa del laminado. En cambio, en el modo 5 la similitud disminuye de forma evidente: el patrón de desplazamientos aparece más distribuido y con orientaciones distintas respecto de la simulación, por lo que la comparación cualitativa resulta menos favorable.

La diferencia observada en el modo 5, pese a la buena coincidencia en los modos 1 al 4, se explica porque en ese rango de frecuencias el sistema es más sensible. Pequeñas asimetrías del prototipo —como variaciones en el espesor, la orientación real de las fibras o el contenido de resina— pueden hacer que la forma medida sea una mezcla o una rotación de la esperada, modificando el patrón de desplazamientos respecto del cálculo. A esto se suma la brecha inevitable entre lo modelado y lo observado en el ensayo: el modelo supone un apoyo perimetral ideal y propiedades uniformes del laminado, mientras que en el banco de ensayo el apoyo no es completamente rígido, presenta cierta flexibilidad (cede levemente ante la excitación) y amortiguamiento; además, el laminado no es perfectamente homogéneo, con terminaciones cerca de la abertura y pequeñas irregularidades de fabricación. Estas diferencias influyen poco en los modos bajos, pero sí en los superiores, debido a que sus longitudes de onda son más cortas y resultan más sensibles a variaciones locales.

En síntesis, las Figuras 4.11 y 4.12 muestran que, para la tapa sin varillaje, el prototipo reproduce cualitativamente los primeros cuatro modos de la simulación con buena concordancia. Las discrepancias observadas en el modo 5 son coherentes con la mayor sensibilidad de los modos superiores y con pequeñas diferencias entre el modelo y el prototipo. Además, en el ensayo se orienta el barrido a partir del conjunto de frecuencias naturales estimadas en la simulación; si la frecuencia experimental del modo 5 se encuentra desplazada respecto de la simulada, es posible que el barrido no haya coincidido exactamente con su resonancia, reduciendo la claridad de la forma observada y, en consecuencia, su similitud con el cálculo.

5 Discusión

Los resultados presentados en el capítulo anterior permiten evaluar el efecto del espesor de la placa y de la configuración del varillaje sobre la capacidad de la tapa compuesta para reproducir la respuesta modal de la tapa de madera de referencia. Al mismo tiempo, estos resultados sirven para contrastar los hallazgos con la literatura, donde se destaca que el desempeño vibroacústico depende principalmente de la distribución de rigidez y masa, de la orientación de las fibras y del proceso de fabricación, más que del material en abstracto [31].

En primer lugar, se analiza la placa libre (sin varillaje) para aislar el efecto de la masa y la rigidez global. Con un laminado unidireccional de nueve láminas y un espesor aproximado de 1,62 mm, ajustar únicamente la geometría permite ubicar las cinco primeras frecuencias dentro de márgenes acotados ($\leq 20\%$) respecto de la referencia, manteniendo patrones modales similares. Esto sugiere que, en ausencia de refuerzos, la variable que más influye para alinear los modos bajos es el espesor (junto con la fracción volumétrica de fibra); bajo este criterio, el material compuesto puede aproximar la rigidez de la madera si se ajusta la masa por unidad de área.

En segundo lugar, se incorpora el varillaje y se evalúa su sensibilidad estructural. El análisis muestra que las varillas horizontales concentran la mayor influencia ($\approx 90,9\%$ del efecto acumulado), destacando las varillas *Horizontal 3* ($\approx 61,0\%$) y *Horizontal 2* ($\approx 22,3\%$). Esta jerarquía coincide con la observación de que las barras que controlan la curvatura en la franja inferior condicionan la distribución modal de la tapa. Además, la literatura reporta que pequeñas variaciones geométricas del *bracing* pueden reorganizar selectivamente los modos —especialmente a partir del cuarto y quinto— al modificar la rigidez local efectiva [52, 53]. Para ilustrar este comportamiento, la Figura 5.1 muestra un ejemplo publicado donde la altura de las barras se correlaciona selectivamente con las frecuencias de varios modos, en línea con lo observado en este estudio [52].

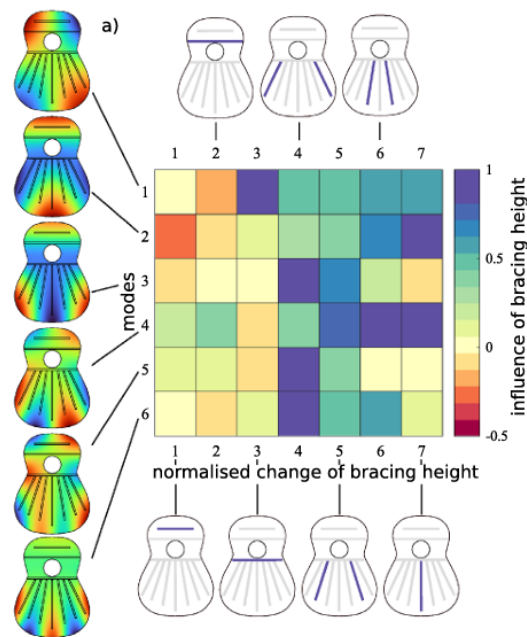


Figura 5.1 Sensibilidad de las frecuencias propias (modos 1–6) frente a la altura de las barras del varillaje. [52].

Posteriormente, se aplica una optimización para el conjunto de modos. La búsqueda explora más de 350 diseños y converge hacia una solución con una función objetivo de aproximadamente 0,107, que luego se revalida en el modelo completo. En términos de correlación de formas, la matriz MAC frente a la tapa de madera arroja un valor cercano a 0,95 en el modo fundamental y valores intermedios en los modos 4 y 5 ($\approx 0,77$ y $\approx 0,72$). En cambio, los modos 2 y 3 presentan MAC bajos ($\approx 0,35$ y $\approx 0,34$) junto con correlaciones cruzadas elevadas entre sí ($\approx 0,62$ y $\approx 0,63$). Este patrón corresponde a un reordenamiento del orden modal causado por la proximidad frecuencial. En la práctica, para reducir la brecha de MAC en los modos 2 y 3 no basta con ajustar la cantidad de refuerzo; también es necesario definir con precisión su distribución, considerando la posición y el ángulo de las barras, su perfilado y el co-diseño del puente y de los parches locales [52].

Durante el ensayo modal, la excitación se aplica mediante un *shaker* ubicado en distintas posiciones —cerca del borde rígido y en la zona superior de la tapa—, observándose diferencias notorias: algunos modos modifican su forma aparente o tienden a “rotar” alrededor de 90° . Esto evidencia que la identificación modal depende del punto de excitación y de las condiciones de apoyo. Además, el soporte del banco de ensayo corresponde a un sistema tipo “sándwich” (sujeción por ambas caras), lo que puede sobre-restringir el contorno; una sujeción unilateral, rígida en el borde pero sin comprimir la tapa por ambas caras, se aproxima mejor a la condición de montaje real. Por ello, se recomienda fijar puntos de excitación repetibles o promediar barridos en distintas posiciones para obtener resultados más estables.

Finalmente, se reconocen como principales limitaciones de este estudio: un espacio de diseño restringido, dado que la optimización prioriza variables de apilamiento y altura por barra sin considerar la posición ni el ángulo de las varillas; y la variabilidad de manufactura, ya que, aun con un control de calidad adecuado, la homogeneidad y el contenido de fibra del laminado introducen dispersión en las frecuencias. Abordar estos aspectos en futuras iteraciones permitirá reducir la incertidumbre y aumentar la robustez de la convergencia del diseño.

6 Conclusiones

Este trabajo demostró la viabilidad de diseñar y fabricar una tapa armónica en material compuesto capaz de aproximar la respuesta modal de una tapa de madera de referencia. Se partió de la hipótesis de alcanzar errores de frecuencia $\leq 20\%$ y un MAC $\geq 0,85$ con validación experimental. En primer lugar (OE1), se caracterizó la tapa de referencia y el material compuesto, incluyendo control de calidad del laminado (fracción de fibra $\sim 49,6\%$ y $\rho_c \approx 1676,5 \text{ kg/m}^3$), lo que proporcionó una base consistente para el modelado numérico.

En segundo lugar (OE2), en la placa libre sin varillaje, con un laminado unidireccional de 9 láminas ($\approx 1,62 \text{ mm}$), las cinco primeras frecuencias de la simulación quedaron dentro de márgenes acotados (hasta $\sim 20\%$) respecto de la referencia; la correlación modal (MAC) fue muy alta en los modos 1 al 4 ($> 0,9$) y de 0,78 en el modo 5, Además al ordenar por frecuencia, se produjo un reordenamiento del orden modal, las correspondencias Modos 2-3 y 4-5 aparecen intercaladas.

En tercer lugar (OE3), se incorporó el varillaje y se ejecutó una optimización paramétrica (más de 350 diseños) que convergió a una solución con función objetivo $\approx 0,107$, manteniendo cualitativamente las formas modales clave; la validación cuantitativa arrojó MAC $\approx 0,95$ en el modo fundamental, 0,77 y 0,72 en los modos 4 y 5, y valores bajos en los modos 2 y 3 ($\sim 0,35$), con correlaciones cruzadas altas entre estos últimos, lo que evidencia intercambio modal por cercanía frecuencial.

Finalmente (OE4), se fabricó el prototipo y se realizó una validación experimental mediante figuras de Chladni en la tapa sin varillaje, observándose buena coincidencia cualitativa entre simulación y experimento al replicar las condiciones de apoyo.

En conjunto, se cumple el objetivo general de aproximar frecuencias y formas modales de una tapa de madera usando un diseño en material compuesto, especialmente en placa libre; con varillaje, la similitud es parcial debido al intercambio modal entre modos vecinos y a la sensibilidad a variaciones locales de rigidez y masa. La hipótesis se confirma parcialmente: el criterio de error frecuencial $\leq 20\%$ se cumple, pero el umbral de MAC $\geq 0,85$ no se alcanza de manera sistemática en todos los modos tras la optimización.

Como línea de continuidad, se propone mejorar el banco de ensayo para aproximar mejor la condición de montaje: reemplazar la sujeción tipo “sándwich” (presión por ambas caras) por un empotramiento unilateral del contorno que aporte rigidez en el borde sin comprimir la tapa desde arriba y abajo; estandarizar los puntos de apoyo y la presión de sujeción; y fijar un protocolo de excitación con *shaker* que mantenga ubicación (por ejemplo, a $\sim 3 \text{ cm}$ sobre la circunferencia de la boca), complementándolo con barridos en dos o tres puntos alternativos para mitigar sensibilidades locales. Con estas medidas se espera estabilizar la identificación modal y reducir giros aparentes de modos cuando cambia el punto de excitación.

Se propone ampliar el espacio de diseño en Optislang incorporando la posición y el ángulo de las varillas, el perfilado con altura y ancho variables, así como zonas de espesor diferenciado en la tapa (espesor variable por regiones), formulando un problema multiobjetivo que maximice el MAC y minimice el error en frecuencias, con restricciones explícitas de separación entre frecuencias cercanas. Resulta conveniente emplear metamodelos con validación cruzada, análisis de sensibilidad y diseño robusto frente a tolerancias de material y geometría, y extender la validación a configuraciones con acople vibroacústico (tapa, aros, fondo y cavidad).

Referencias

- [1] N. Conard and M. Malina, “New evidence for the origins of music from the caves of the swabian jura. studien zur musikarchäologie.,” *Journal of Acoustical Society of America*, vol. 22, 01 2008.
- [2] A. Pilch, “Modification of the guitar bracing using optimization,” *Publishing House of Poznan University of Technology*, 2023.
- [3] V. Gauthier, V. Almanza, M. Jossic, S. Kirsch, E. Foltête, S. Cogan, J.-P. Echard, N. Wilkie-Chancellier, and S. Vaiedelich, “Investigation of bracings transformations on voboam guitars: What can uncalibrated fem models tell us?,” *Forum Acusticum 2023*, p. 1817–1824, Jan. 2022.
- [4] M. R. Shepherd, S. A. Hambric, and D. B. Wess, “The effects of wood variability on the free vibration of an acoustic guitar top plate,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 136, p. EL357–EL361, Oct. 2014.
- [5] M. French, R. Handy, and M. J. Jackson, “Manufacturing sustainability and life cycle management in the production of acoustic guitars,” *International Journal of Computational Materials Science and Surface Engineering*, vol. 2, no. 1/2, p. 41, 2009.
- [6] H. Yano, Y. Furuta, and H. Nakagawa, “Materials for guitar back plates made from sustainable forest resources,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 101, p. 1112–1119, Feb. 1997.
- [7] Javier-Ramón Sotomayor Castellanos, *Caracterización mecánica de la madera con métodos no destructivos*. Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, 2014.
- [8] I. Brémaud, Y. el Kaim, D. Guibal, K. Minato, B. Thibaut, and J. Gril, “Characterisation and categorisation of the diversity in viscoelastic vibrational properties between 98 wood types,” *Annals of Forest Science*, vol. 69, 04 2012.
- [9] S. Brezas, M. Katsipis, K. Kaleris, H. Papadaki, D. T. G. Katerelos, N. A. Papadogianis, M. Bakarezos, V. Dimitriou, and E. Kaselouris, “Review of manufacturing processes and vibro-acoustic assessments of composite and alternative materials for musical instruments,” *Applied Sciences*, vol. 14, p. 2293, Mar. 2024.
- [10] C. Vezzoli and E. Manzini, *Design for Environmental Sustainability*. Springer London, 2008.
- [11] D. Askeland and P. Phulé, *Ciencia e ingeniería de los materiales*. Thomson, 2004.
- [12] D. E. Hall, “Music producers: <i>the physics of musical instruments</i>. neville h. fletcher and thomas d. rossing. springer-verlag, new york, 1990. xviii, 620 pp., illus. \$69.,” *Science*, vol. 252, no. 5013, pp. 1728–1729, 1991.
- [13] K. Bathe, “Finite element method,” *Wiley Encyclopedia of Computer Science and Engineering*, p. 1–12, June 2008.
- [14] B. Suciú and S. Karimine, “Visualization of chladni patterns at low-frequency resonant and non-resonant flexural modes of vibration,” *European Journal of Engineering and Technology Research*, vol. 9, p. 25–32, June 2024.
- [15] J. N. Reddy, “An introduction to the finite element method,” *Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 111, p. 348–349, Aug. 1989.

- [16] R. Viala, V. Placet, and S. Cogan, “Model-based evidence of the dominance of the guitar brace design over material and climatic variability for dynamic behaviors,” *Applied Acoustics*, vol. 182, p. 108275, Nov. 2021.
- [17] K. Patil, J. Baqersad, D. Ludwigsen, and Y. Dong, “Extracting vibration characteristics of a guitar using finite element, modal analysis, and digital image correlation techniques,” p. 065003, 2016.
- [18] D. Salvi, S. Gonzalez, F. Antonacci, and A. Sarti, “Modal analysis of free archtop guitar top plates,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 150, p. 1505–1513, Aug. 2021.
- [19] S. Gonzalez, D. Salvi, F. Antonacci, and A. Sarti, “Eigenfrequency optimisation of free violin plates,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 149, p. 1400–1410, Mar. 2021.
- [20] A. Brauchler, P. Ziegler, and P. Eberhard, “An entirely reverse-engineered finite element model of a classical guitar in comparison with experimental data,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 149, p. 4450–4462, June 2021.
- [21] S. Calvano, F. Negro, F. Ruffinatto, D. Zanuttini-Frank, and R. Zanuttini, “Use and sustainability of wood in acoustic guitars: An overview based on the global market,” *Heliyon*, vol. 9, p. e15218, Apr. 2023.
- [22] S. Calvano, F. Negro, F. Ruffinatto, D. Zanuttini-Frank, and R. Zanuttini, “Use and sustainability of wood in acoustic guitars: An overview based on the global market,” *Heliyon*, vol. 9, p. e15218, Apr. 2023.
- [23] P. Ahvenainen, “Anatomy and mechanical properties of woods used in electric guitars,” *IAWA Journal*, vol. 40, pp. 106–S6, Feb. 2019.
- [24] F. F. P. Kollmann, E. W. Kuenzi, and A. J. Stamm, *Principles of Wood Science and Technology*. Springer Berlin Heidelberg, 1975.
- [25] V. Gaete, “Aptitud de algunas maderas nativas chilenas para su aplicación en la construcción de instrumentos musicales tradicionales,” *Universidad de Chile*, 2000.
- [26] Y. Giro, J.-L. Le Carrou, A. Vincenti, S. Dartois, R. Viala, and B. Navarret, “Predicting the effects of bracing pattern modifications on acoustic guitar soundboards,” p. 3419–3422, Jan. 2024.
- [27] S. Carcagno, R. Bucknall, J. Woodhouse, C. Fritz, and C. J. Plack, “Effect of back wood choice on the perceived quality of steel-string acoustic guitars,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 144, p. 3533–3547, Dec. 2018.
- [28] A. Ezcurra, “Influence of the material constants on the low frequency modes of a free guitar plate,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 194, no. 4, pp. 640–644, 1996.
- [29] V. Bucur, *Handbook of Materials for String Musical Instruments*. Springer International Publishing, 2016.
- [30] F. Campbell, “Structural composite materials,” *ASM International*, vol. 14, 2010.
- [31] S. Brezas, M. Katsipis, K. Kaleris, H. Papadaki, D. T. G. Katerelos, N. A. Papadogianis, M. Bakarezos, V. Dimitriou, and E. Kaselouris, “Review of manufacturing processes and vibro-acoustic assessments of composite and alternative materials for musical instruments,” *Applied Sciences*, vol. 14, p. 2293, Mar. 2024.

- [32] ASTM International, “Standard test method for tensile properties of polymer matrix composite materials,” 2017. ASTM D3039/D3039M-17.
- [33] S. S. Raj, K. A. Michailovich, K. Subramanian, S. Sathiamoorthy, and K. T. Kandasamy, “Philosophy of selecting astm standards for mechanical characterization of polymers and polymer composites,” *Materiale Plastice*, vol. 58, no. 3, pp. 247–256, 2021.
- [34] ASTM International, “Standard test method for in-plane shear properties of polymer matrix composite materials by the rail shear method,” 2015. ASTM D4255/D4255M-15.
- [35] A. All Noman, S. Mohammad Shohel, S. Hossain Riyad, and S. Sen Gupta, “Investigate the mechanical strength of laminated composite carbon fiber with different fiber orientations by numerically using finite element analysis,” *Materials Today: Proceedings*, 2023.
- [36] M. Shang and J. Liu, “Multi-objective optimization of high power density motor based on metamodel of optimal prognosis,” *IECON Proceedings (Industrial Electronics Conference)*, 2023. Cited by: 5.
- [37] T. Most and J. Will, “Sensitivity analysis using the metamodel of optimal prognosis,” 11 2011.
- [38] T. Most and J. Will, “Metamodel of optimal prognosis – an automatic approach for variable reduction and optimal meta-model selection,” 2008.
- [39] T. Most and J. Will, “Recent advances in meta-model of optimal prognosis,” 10 2010.
- [40] M. Egerland, D. Roos, and J. Will, “Optimization of a fan shroud by ansys/designmodeler and optislang,” 01 2007.
- [41] D. Roos, U. Adam, and V. Bayer, “Design reliability analysis,” 01 2006.
- [42] E. 'Eraso Rosada, Mario Esteban Riveros Ramírez, “análisis modal en tapas de guitarra según su diseño de varillaje,” tech. rep., 'Fundación Universitaria de Ciencias de la Salud', 2014.
- [43] R. Reguera, *Historia y técnica de la guitarra flamenca*. Editorial Alpuerto, 1981.
- [44] J. Torres, *Modos de vibracion simulados por computadora y experimentales de una tapa de guitarra en sus etapas de construccion*. PhD thesis, UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO, 08 2006.
- [45] A. Ezcurra, “Influence of the material constants on the low frequency modes of a free guitar plate,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 194, no. 4, pp. 640–644, 1996.
- [46] L. Martínez, J. Romero, and J. Montes, “Procesos industriales para materiales no metálicos: (2^a edición),” 2010.
- [47] A. K. Noor, W. S. Burton, and C. M. Andersen, “Basic mechanics of laminated composite plates,” Tech. Rep. NASA-TM-4632, NASA Langley Research Center, 1995. NASA Technical Memorandum 4632.
- [48] C. Medina, C. Canales, C. Arango, and P. Flores, “The influence of carbon fabric weave on the in-plane shear mechanical performance of epoxy fiber-reinforced laminates,” *Journal of Composite Materials*, vol. 48, p. 2871–2878, Sept. 2013.
- [49] A. I. Courses, “Governing equations for modal analysis.” Retrieved October 8, 2024.

- [50] J. Gómez, E. Dufeu, P. Beckers, and F. Cugnon, “Control del error en la optimización de forma de estructuras bidimensionales,” *Rev.int. métodos numer.cálcu*, 1997.
- [51] J. Torres and D. Torres-Torres, “Cambios en la propagación de ondas en una tapa de guitarra debidos al abanico y el puente,” *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, vol. 31, p. 228–234, Oct. 2015.
- [52] A. Brauchler, S. Gonzalez, M. Vierneisel, P. Ziegler, F. Antonacci, A. Sarti, and P. Eberhard, “Model-predicted geometry variations to compensate material variability in the design of classical guitars,” 08 2022.
- [53] A. Burgos, F. Fernandez-Zacarias, P. Mayuet, R. Hernandez, and L. rodriguez parada, “Influence of 3d printing direction in pla acoustic guitars on vibration response,” *Poly-mers*, vol. 15, p. 4710, 12 2023.

A Carta Gantt

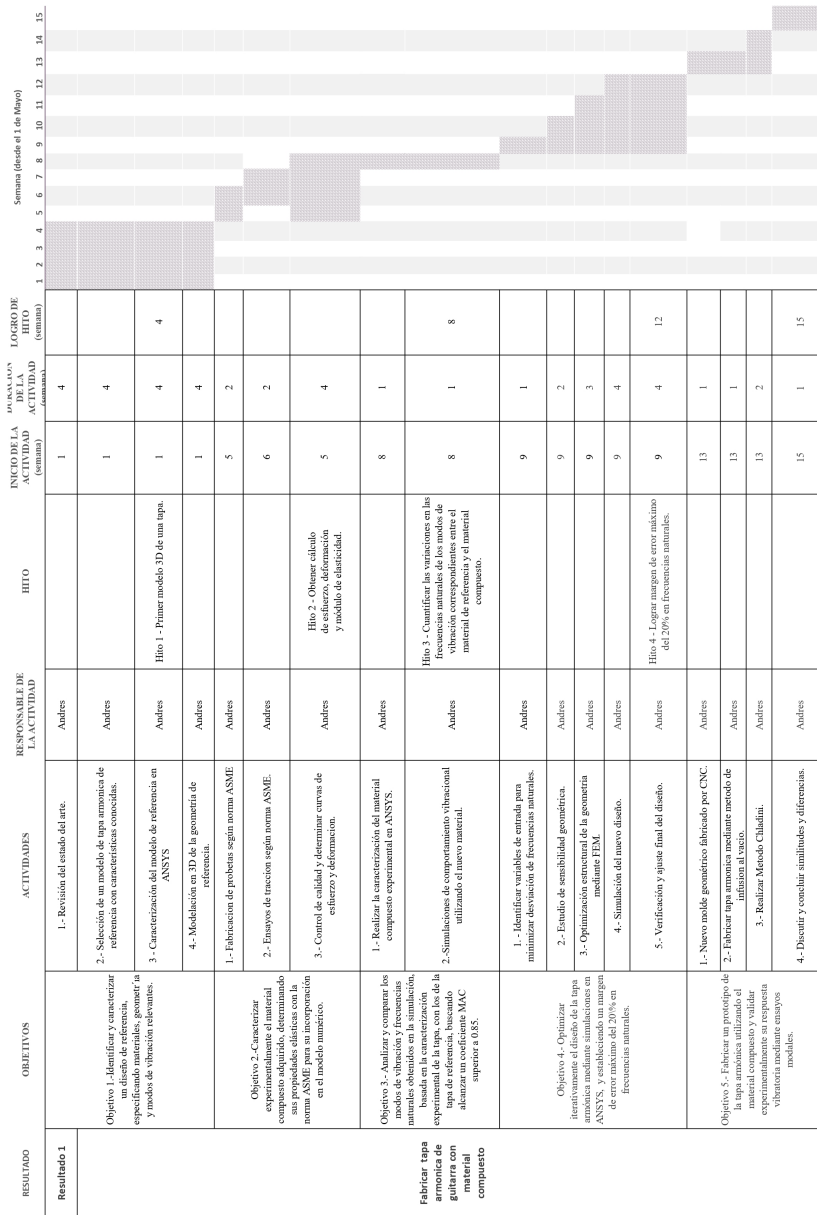


Figura A.1 Carta Gantt.

B

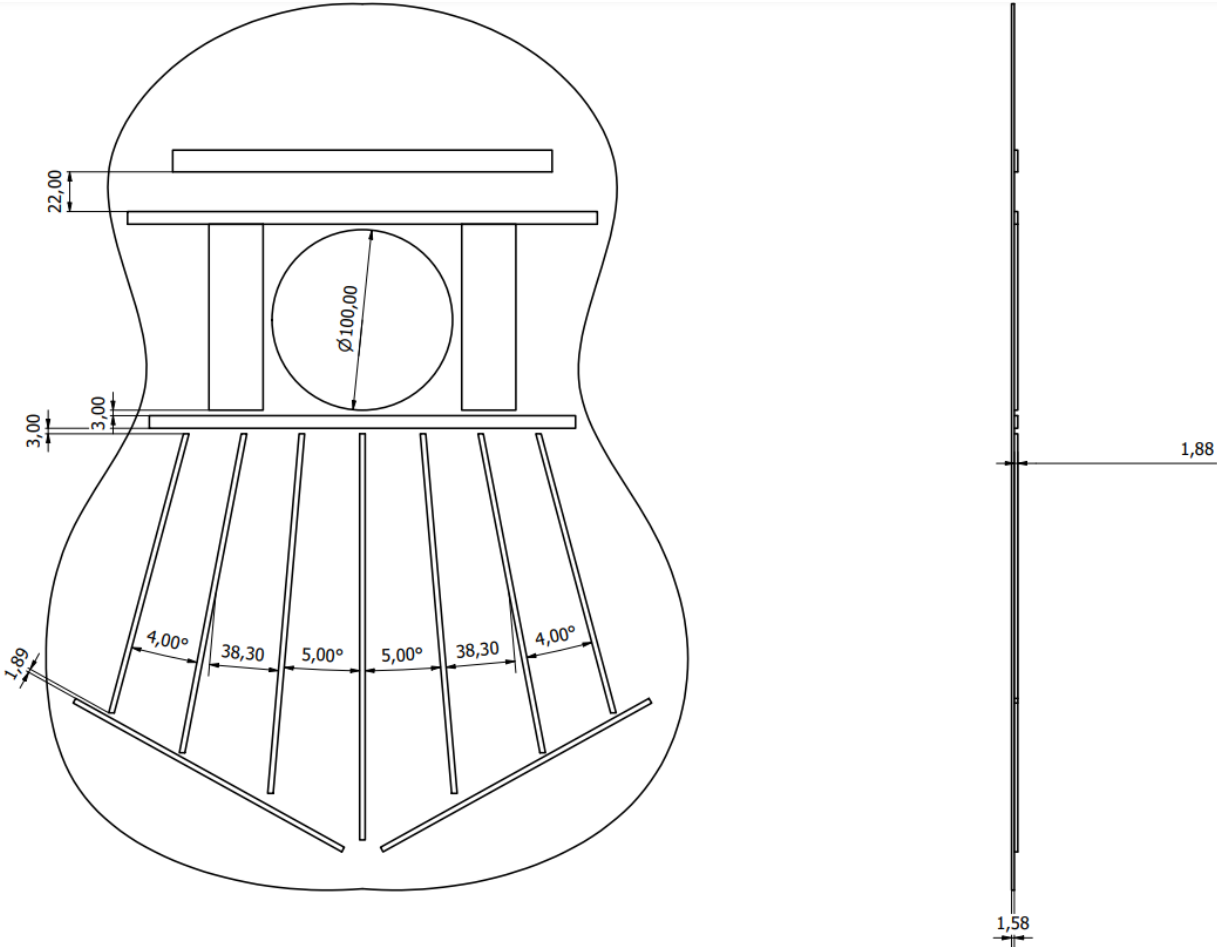


Figura B.1 Plano de referencia de una tapa armonica de guitarra tipo flamenca

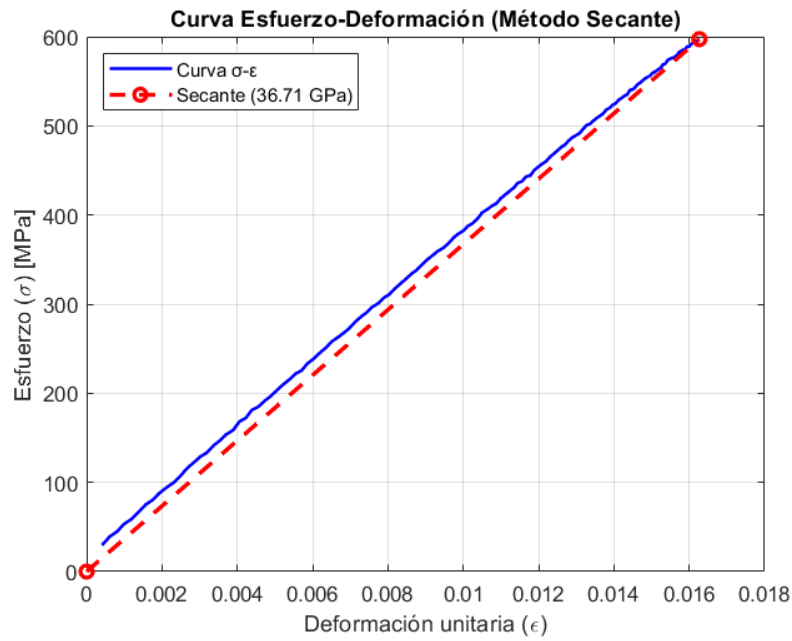


Figura B.2 Curva esfuerzo–deformación de la probeta 2 a 0° , usando el método de la secante.

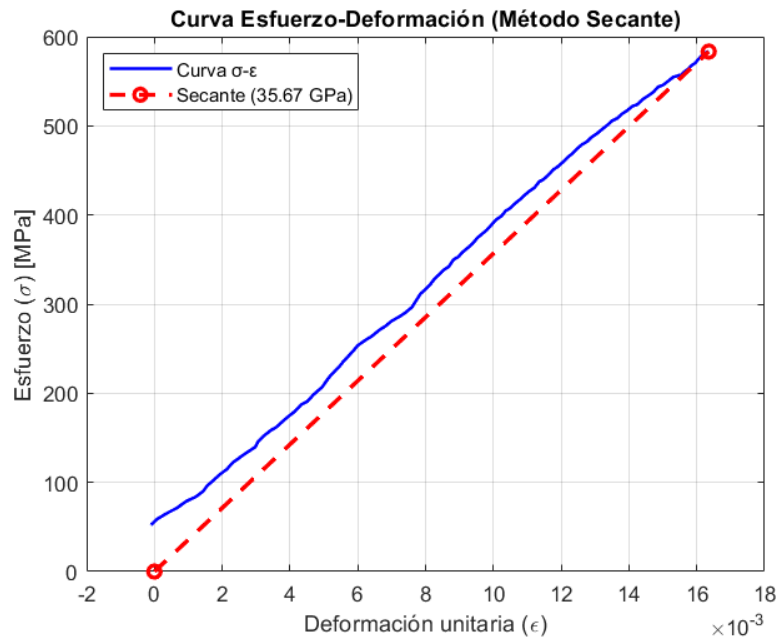


Figura B.3 Curva esfuerzo–deformación de la probeta 3 a 0° , usando el método de la secante.

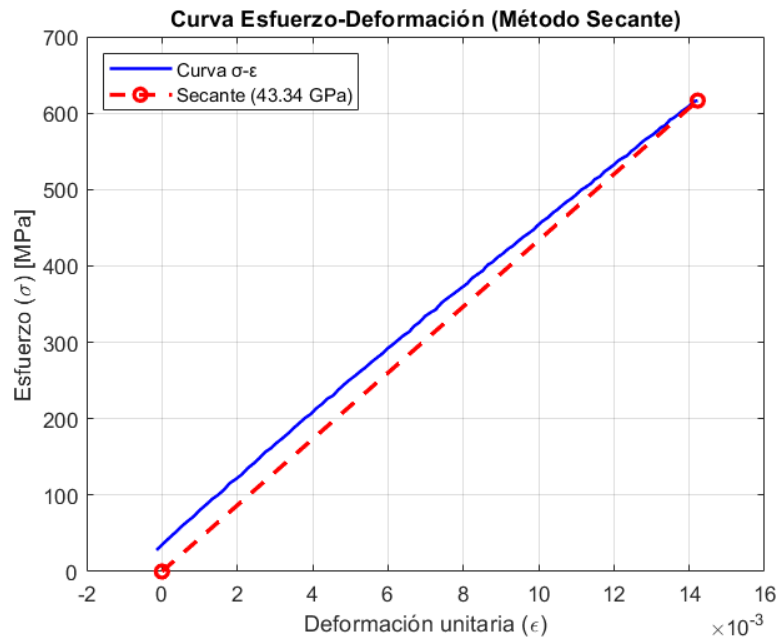


Figura B.4 Curva esfuerzo–deformación de la probeta 4 a 0°, usando el método de la secante.

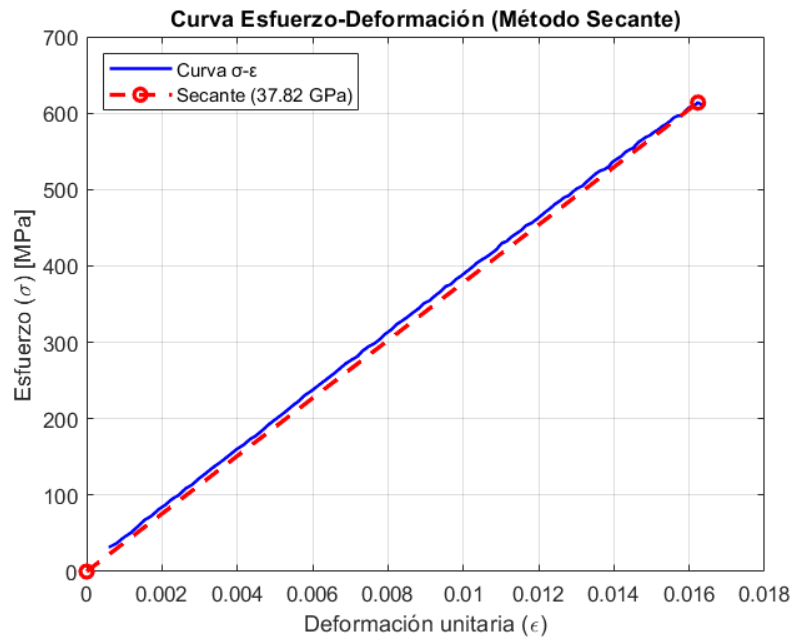


Figura B.5 Curva esfuerzo–deformación de la probeta 5 a 0°, usando el método de la secante.

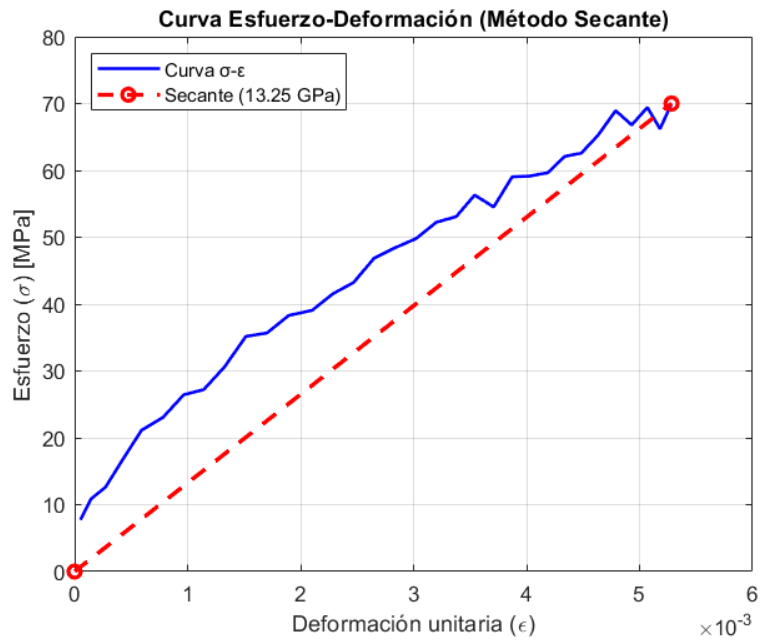


Figura B.6 Curva esfuerzo–deformación de la probeta 1 a 90°, usando el método de la secante.

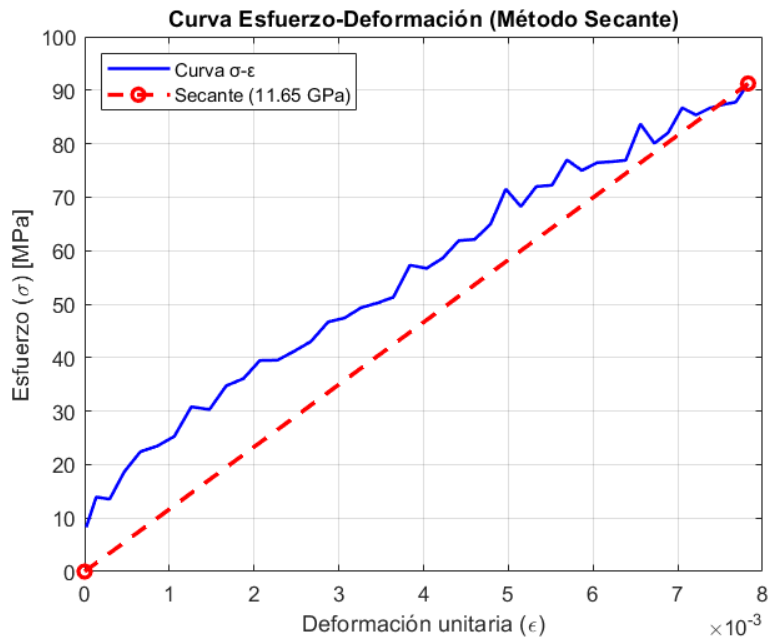


Figura B.7 Curva esfuerzo–deformación de la probeta 2 a 90°, usando el método de la secante.

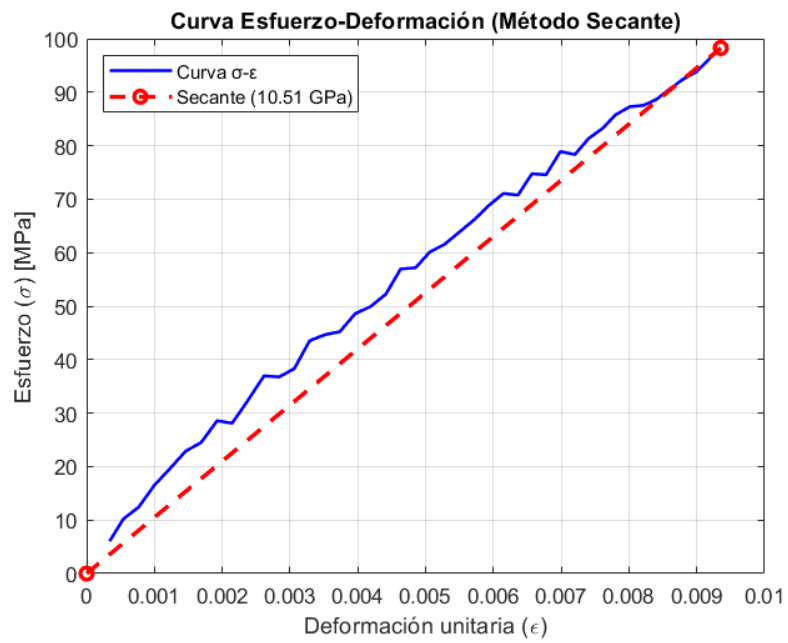


Figura B.8 Curva esfuerzo–deformación de la probeta 3 a 90°, usando el método de la secante.

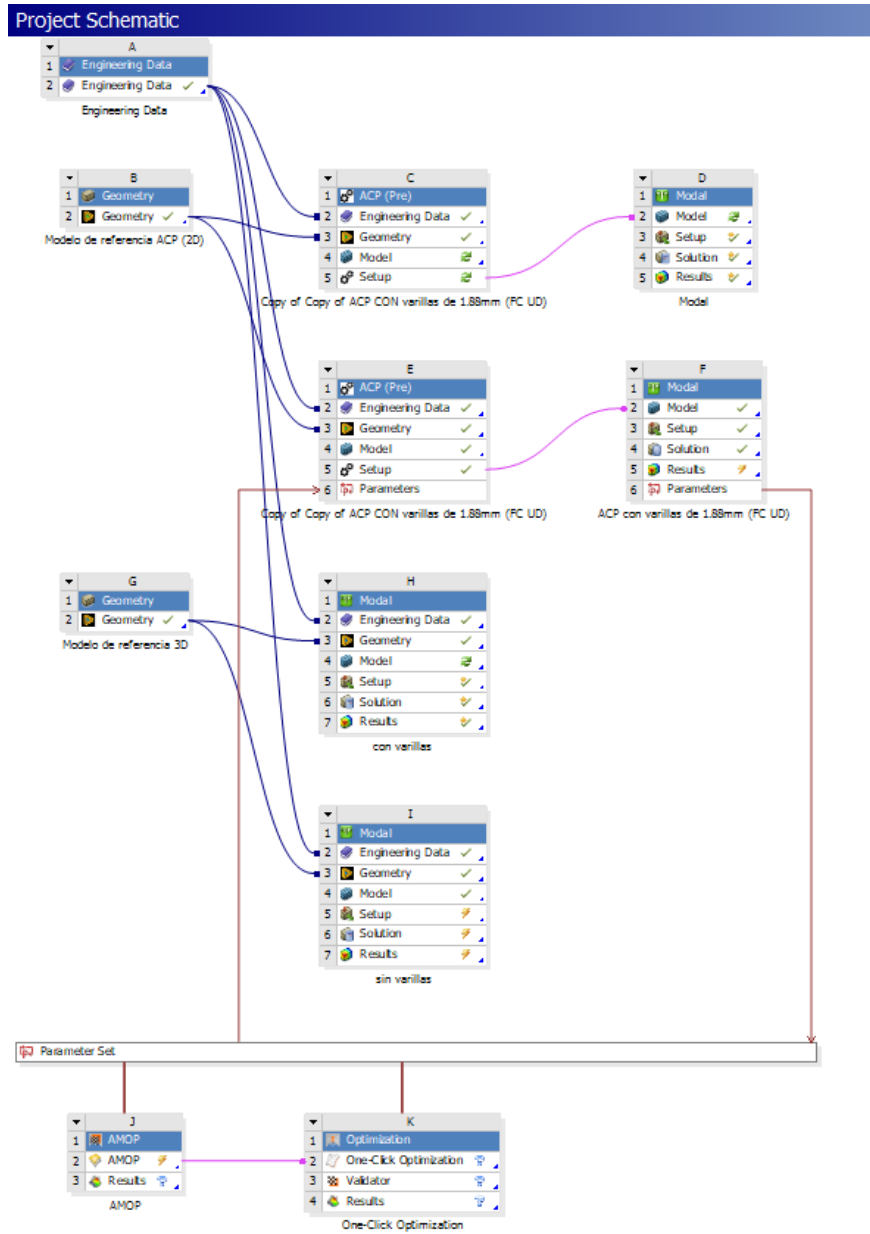


Figura B.9 Interfaz de ANSYS.

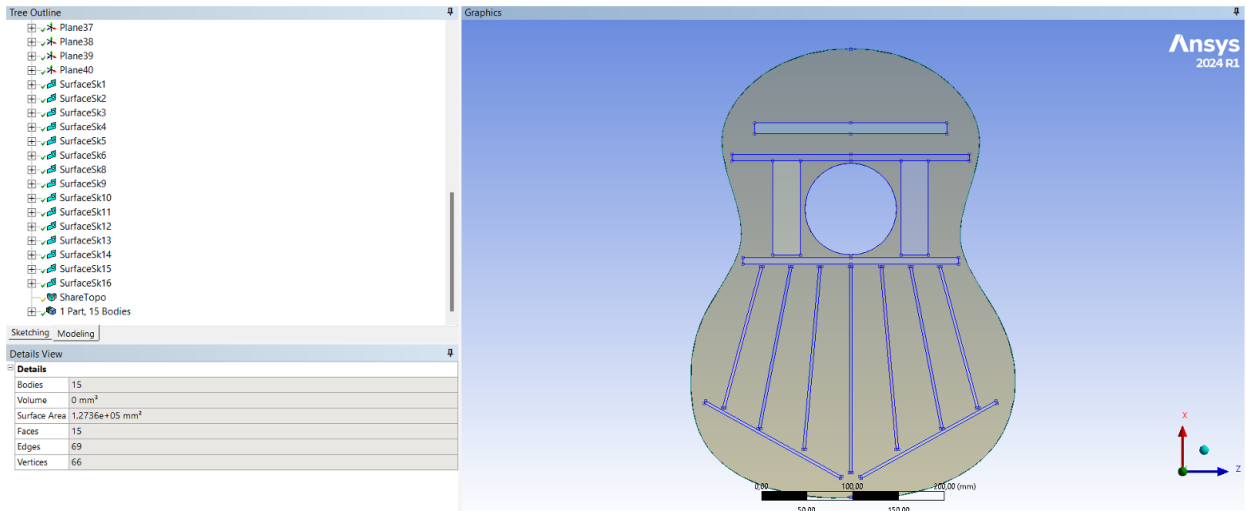


Figura B.10 Interfaz de DesignModeler.

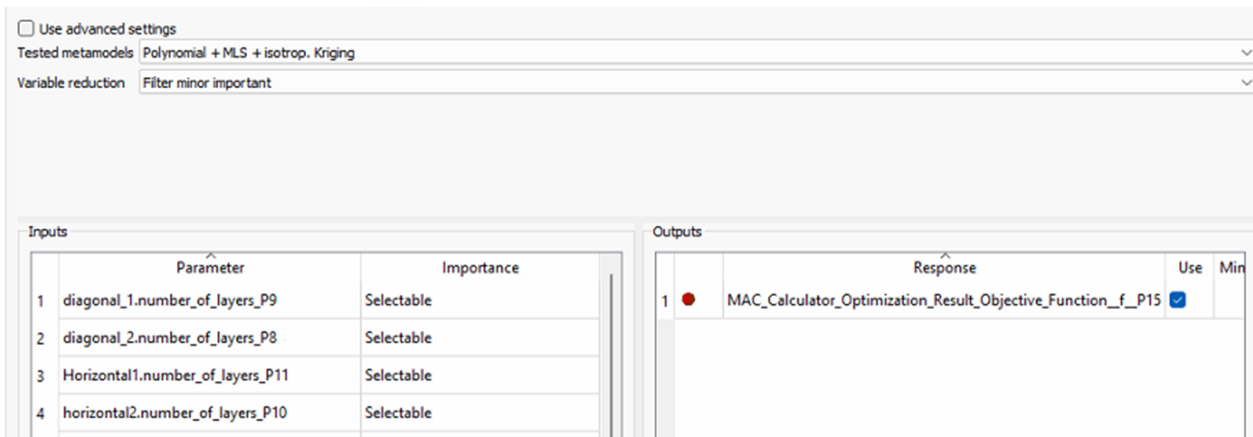


Figura B.11 Interfaz de configuración del análisis de sensibilidad en optislang.

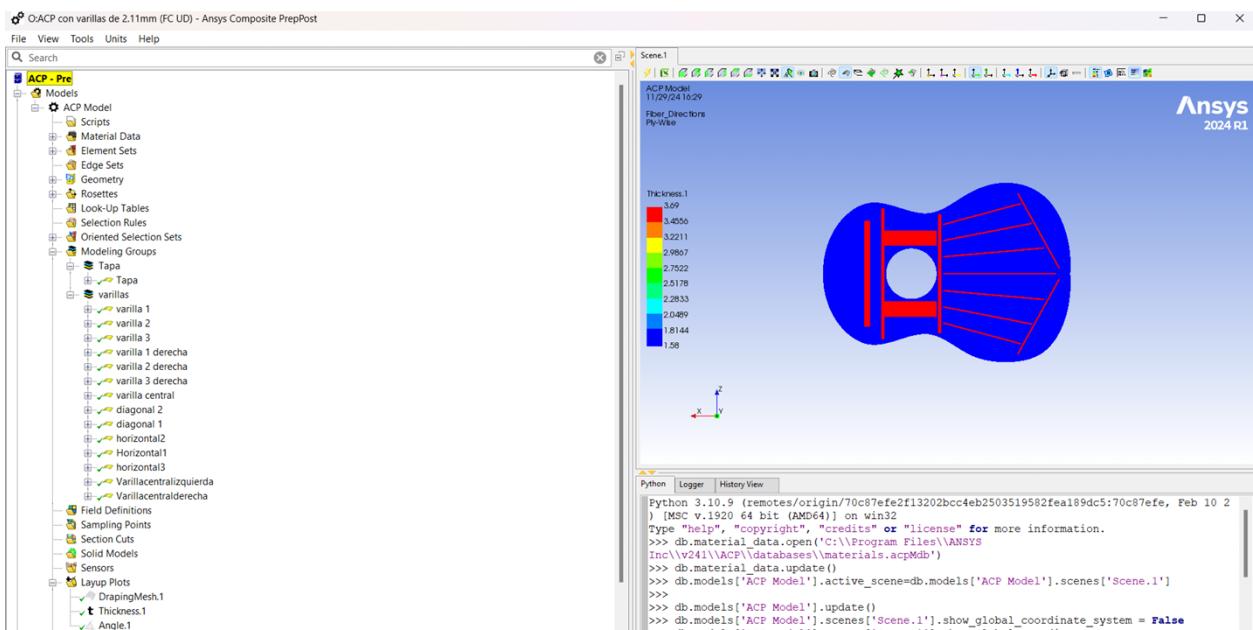


Figura B.12 Interfaz de configuración del módulo ACP Pre.

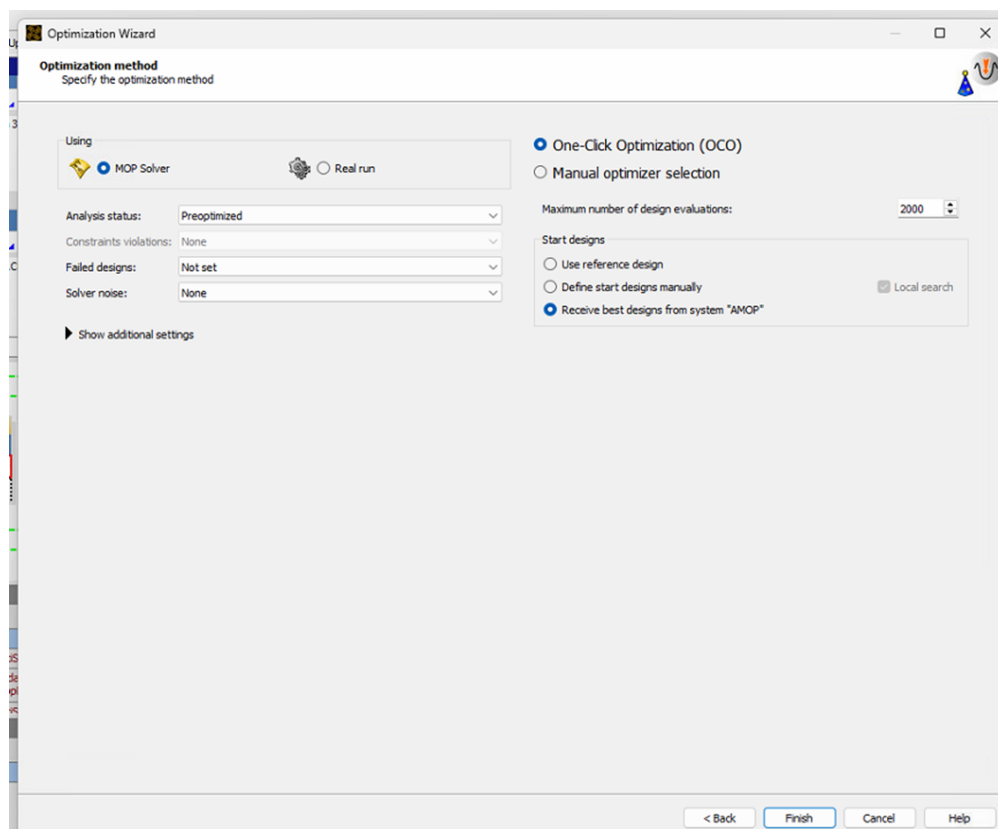


Figura B.13 Interfaz de configuración para la optimización optislang.