

**CARACTERIZACIÓN DE DAÑO EN ESTRUCTURAS MEDIANTE ANSYS Y LA
TÉCNICA DE OPTIMIZACIÓN FIREFLY**

JAVIER MAURICIO PACHÓN BALLESTEROS

DIEGO FERNANDO SILVA ÁLVAREZ

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

BUCARAMANGA

2015

**CARACTERIZACIÓN DE DAÑO EN ESTRUCTURAS MEDIANTE ANSYS Y LA
TÉCNICA DE OPTIMIZACIÓN FIREFLY**

JAVIER MAURICIO PACHÓN BALLESTEROS

DIEGO FERNANDO SILVA ÁLVAREZ

Trabajo de grado presentado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

OCTAVIO ANDRÉS GONZÁLEZ ESTRADA

PhD en Ingeniería Mecánica

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

BUCARAMANGA

2015

DEDICATORIA

Gracias a mis padres principalmente por su apoyo y cariño incondicional, a mi familia y amigos que me han acompañado a lo largo de este proceso tan importante en mi vida y que sin ninguno de ellos hubiera sido posible este logro.

Javier Mauricio Pachón Ballesteros

DEDICATORIA

Primero que todo gracias a Dios por permitir estar donde estoy hoy en día, ciertamente nada de esto hubiese sido posible si no fuera por su amor y misericordia. Y ahora este logro es dedicado al ser que creyó, cree y creará en mí, mi madre Cecilia Álvarez, el pilar más fuerte del hogar, su amor incondicional, su apoyo incontable, su fe inmensurable y todos aquellas cualidades que la hacen lo mejor de mi vida. A mi padre, Félix Silva, por su particular forma de educar por la cual he aprendido lo valioso de la vida. A mi hermano, Juan Pablo Silva Álvarez, por su amor, respaldo y fuerza que me motivan a ser mejor cada día. A mi novia, Lizeth Molina, por su amor comprensible. A toda mi familia y amigos. Y por último a todas aquellas personas, en especial a la sección de comedores de bienestar universitario encabezada por don Jaime Almeyda, que aparecieron en distintos momentos de mi vida para dar su mano en búsqueda de este sueño.

Diego Fernando Silva Álvarez

AGRADECIMIENTOS

Al profesor y director, el Dr. Octavio Andrés González Estrada, por su confianza, dedicación, apoyo y respaldo durante el desarrollo del trabajo de grado.

A la Universidad Industrial de Santander y a la Escuela de Ingeniería Mecánica por darnos la formación y conocimientos necesarios para aportar al desarrollo de la región y el país como profesionales.

A todos los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica que aportaron su granito de arena en nuestro desarrollo profesional y personal.

Javier Mauricio Pachón Ballesteros

Diego Fernando Silva Álvarez

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	16
1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO DE GRADO	19
1.1. ANTECEDENTES.....	19
1.2. ALCANCE DEL PROYECTO.....	21
1.2.1. Objetivo general..	21
1.2.2. Objetivos específicos	21
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	22
2.1. ANÁLISIS MODAL.....	22
2.1.1. Frecuencias naturales.....	23
2.1.2. Modos de vibración..	23
2.1.3. Formas modales.....	23
2.1.4. Parámetros elásticos del material.	23
2.2. ANÁLISIS MODAL ANALÍTICO	24
2.2.1. Vibración libre de sistemas de un solo grado de libertad no amortiguado.	25
2.2.2. Vibración libre de sistemas de un solo grado de libertad con amortiguamiento viscoso.....	27
2.2.3. Vibración libre de sistemas de varios grados de libertad.	29
2.3. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	31
3. ALGORITMO METAHEURÍSTICO BIO-INSPIRADO DE OPTIMIZACIÓN	33
3.1. ALGORITMO LUCIÉRNAGA.....	34
3.2. PARÁMETROS DEL ALGORITMO LUCIÉRNAGA	35
3.3. REGLAS IDEALES DEL ALGORITMO.....	36

3.4.	FUNCIONAMIENTO DEL ALGORITMO LUCIÉRNAGA.....	36
3.5.	INTENSIDAD DE LUZ Y ATRACTIVOS	38
3.6.	PSEUDOCÓDIGO DEL FA.....	40
4.	METODOLOGÍA PARA LA LOCALIZACIÓN DE DAÑO	41
4.1.	DESARROLLO DEL MODELO NUMÉRICO	41
4.2.	DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES DINÁMICAS PARA LOS MODELOS.....	43
4.3.	DESARROLLO DE LA BASE DE DATOS	45
4.4.	LA DETECCIÓN DE FALLOS COMO UN PROCESO DE OPTIMIZACIÓN.....	46
4.4.1.	Implementación del algoritmo Firefly en Matlab..	47
4.5.	FUNCIÓN OBJETIVO.....	49
4.6.	ESCENARIOS DE ANÁLISIS	49
5.	EJEMPLOS NUMÉRICOS.....	51
5.1.	ESTRUCTURAS ANALIZADAS.....	53
5.2.	SELECCIÓN DE NODOS EN LOS MODELOS DE EJE.....	58
5.3.	ORGANIZACIÓN DE LAS BASES DE DATOS	60
5.4.	IDENTIFICACIÓN DE ELEMENTOS Y REGIONES DAMNIFICADAS.....	65
5.5.	INFLUENCIA DEL RUIDO EN LA IDENTIFICACIÓN DEL DAÑO.....	68
5.6.	DESEMPEÑO DEL ALGORITMO	70
6.	CONCLUSIONES	74
	BIBLIOGRAFÍA.....	77
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	78

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Sistema de un solo grado de libertad no amortiguado.....	25
Figura 2. Sistema de un solo grado de libertad con amortiguamiento viscoso	27
Figura 3. Proceso para creación de APDL.....	42
Figura 4. Obtención de respuesta del modelo de prueba	44
Figura 5. Proceso de desarrollo de base de datos.....	45
Figura 6. Funcionamiento del algoritmo luciérnaga (FA)	48
Figura 7. Armadura de 13 elementos simplemente apoyada.....	54
Figura 8. Análisis de convergencia	56
Figura 9. Eje de 10 regiones	58
Figura 10. Eje de 5 regiones.....	58
Figura 11. Región representativa del modelo de eje.....	59
Figura 12. Celda de configuración de daño	59
Figura 13. Diagrama para las bases de datos	60
Figura 14. Base de datos eje de 5 regiones	64
Figura 15. Aciertos vs Ruido para el modelo de armadura	69
Figura 16. Aciertos vs Ruido para el modelo de eje de 5 regiones	69
Figura 17. Aciertos vs Ruido para el modelo de eje de 10 regiones	70

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Escenarios de daño para la armadura y el eje	52
Tabla 2. Casos de ruido en el estudio de la armadura y el eje	53
Tabla 3. Conectividad de los elementos en la armadura	55
Tabla 4. Relación de tamaño y número de elementos.....	57
Tabla 5. Vector de elementos para eje de 5 regiones.....	61
Tabla 6. Vector de daños	62
Tabla 7. Bases de datos para los modelos	62
Tabla 8. Tamaño de las bases de datos y celdas por modelo	63
Tabla 9. Identificación de daños en el modelo de armadura.....	65
Tabla 10. Identificación de daños en el modelo de eje de 5 regiones.....	66
Tabla 11. Identificación de daños en el modelo de eje de 10 regiones.....	67
Tabla 12. Desempeño del FA en el modelo de armadura.....	71
Tabla 13. Desempeño del FA en el modelo de eje de 5 regiones	72
Tabla 14. Desempeño del FA en el modelo de eje de 10 regiones.....	73

RESUMEN

TÍTULO: CARACTERIZACIÓN DE DAÑO EN ESTRUCTURAS MEDIANTE ANSYS Y LA TÉCNICA DE OPTIMIZACIÓN FIREFLY.*

AUTORES: Javier Mauricio Pachón Ballesteros.

Diego Fernando Silva Álvarez.**

PALABRAS CLAVES:

Detección de daños, método de elementos finitos, parámetros dinámicos, Ansys, análisis modal, algoritmo luciérnaga, optimización.

DESCRIPCIÓN:

En el presente trabajo se hace uso del algoritmo metaheurístico conocido como algoritmo luciérnaga (*Firefly Algorithm*) para resolver el problema de detección de daño estructural y verificar su aplicabilidad, con la intención de ampliar el panorama para los métodos de detección de fallas. Para la detección de daños se utiliza la teoría de análisis modal y parámetros dinámicos de una estructura, como lo son frecuencias naturales y modos de vibración.

La detección de daño se logra mediante el análisis de las variaciones en los parámetros dinámicos entre el modelo numérico y el modelo de prueba. Los parámetros dinámicos del modelo son determinados a partir de su representación mediante elementos finitos usando la herramienta computacional Ansys. Para los modelos de prueba fueron considerados diversos escenarios de daño y porcentaje de daño buscando emular las características de la información obtenida en un monitoreo real. El análisis comparativo entre los modelos numéricos y de prueba hace uso de una función objetivo basada en variaciones de las frecuencias naturales y formas modales, además del uso de un algoritmo para la búsqueda en una base de datos que permite determinar la condición del modelo de prueba. La metodología implementada es aplicada a una estructura y un elemento de máquina.

*Proyecto de Grado.

**Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela: Ingeniería Mecánica. Director: Dr. Octavio Andrés González Estrada, PhD.

SUMMARY

TITLE: CHARACTERIZATION OF STRUCTURAL DAMAGE USING ANSYS AND THE FIREFLY OPTIMIZATION TECHNIQUE.*

AUTHORS: Javier Mauricio Pachón Ballesteros.

Diego Fernando Silva Álvarez.**

KEYWORDS:

Damage detection, finite element methods, dynamic parameters, Ansys, modal analysis, Firefly Algorithm, optimization.

DESCRIPTION:

In this work, the firefly algorithm is used to solve the problem of damage detection to verify its applicability, and to increase the knowledge of methods for damage detection. We use the theory of modal analysis and dynamic parameters of a structure, which are the frequencies and vibration modes.

Damage detection is achieved by analyzing the changes occurred in the dynamic parameters between the numerical model and the test model. The dynamic parameters of the model are determined from its representation using the finite element computational tool Ansys. To test the models we considered various scenarios of damage and damage percentage looking to emulate the characteristics of information obtained in a real monitoring. The analysis of numerical and test models involves an objective function based on variations of the natural frequencies and mode shapes, and the use of an algorithm for searching a database and determine the condition of the model. The implemented method is applied to a structure and machine element.

*Degree Work.

**Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela: Ingeniería Mecánica. Advisor: Dr. Octavio Andrés González Estrada, PhD.

INTRODUCCIÓN

En la industria nacional es común que se utilicen métodos de detección de fallas rudimentarios lo que puede ocasionar que la falla se haga apreciable cuando el daño es irreversible, teniéndose que optar por un mantenimiento correctivo. Las consecuencias de un mantenimiento correctivo son generalmente económicas, pero también pueden afectar personas, el medio ambiente, clientes y la imagen de la empresa. El daño es causado por el uso normal del equipo, desgaste o fatiga, envejecimiento de los elementos, condiciones de trabajo fuera de las de diseño o situaciones externas al sistema.

Desde el siglo pasado se han venido desarrollando técnicas de ensayo no destructivo (END, o en inglés NDT de *Nondestructive Testing*), que se caracterizan por no comprometer las propiedades físicas, químicas, mecánicas o dimensionales del elemento. Los diferentes métodos de ensayo tienen su fundamento en fenómenos físicos como la emisión de partículas subatómicas, absorción, ondas electromagnéticas y elásticas, capilaridad, ondas acústicas entre otras. Las técnicas END más comunes son: análisis de aceite, corrientes inducidas, líquidos penetrantes, ultrasonido, radiografía y termografía. Sin embargo, existen ciertas limitaciones para las anteriores técnicas como lo son los altos costos y su implementación en la industria, aparte de sus propias limitaciones de aplicabilidad [1].

A causa de estas limitaciones, el avance de las técnicas END se ha redirigido con el fin de obtener técnicas más analíticas que aporten una mayor eficiencia y con una mejor adaptación a la industria, que nos permitan dar un criterio de la salud estructural de la máquina. Los avances obtenidos se han evidenciado particularmente en técnicas basadas en el análisis de los parámetros dinámicos del sistema, como lo es el análisis de vibraciones [2,3]. El análisis de vibraciones se basa en que la manifestación de un defecto en algún elemento de la máquina se verá reflejado en un cambio en la respuesta dinámica de esta. Tiene ciertas

ventajas como lo son: la posibilidad de determinar el estado general de la estructura, bajo costo de implementación, se puede realizar en campo y sin necesidad de parar el equipo, el análisis se consigue casi inmediatamente y la facilidad para la toma de datos [1,4].

Por otro lado, el problema de la detección de daños puede ser tratado como un problema de optimización debido a que se requiere minimizar el valor de la diferencia de la respuesta dinámicas entre modelos, por lo que se hace necesaria la aplicación de metaheurísticas las cuales permiten encontrar soluciones globales, no dependen del punto inicial, no requieren cálculos de derivadas en la función objetivo y poseen poca sensibilidad a ruidos externos, además, debido a condiciones del problema los algoritmos clásicos de optimización pueden tener un bajo desempeño [5].

Los algoritmos metaheurísticos forman una parte importante de los algoritmos de optimización global contemporáneos e inteligencia computacional. Estos algoritmos son usualmente inspirados en la naturaleza con múltiples individuos interactuando. Un subconjunto de las metaheurísticas es comúnmente referido a algoritmos basados en inteligencia de enjambre los cuales se han desarrollado mediante la imitación de las características de los llamados enjambres inteligentes de agentes biológicos tales como aves, peces, humanos y otros. Estos algoritmos basados en inteligencia de enjambre se acercan al máximo al punto óptimo entre exploración (búsqueda en una amplia región del campo de soluciones) y explotación (búsqueda local que se aproxima rápidamente hacia un óptimo local o global), lo cual es esencial para todo algoritmo metaheurístico [6,7].

En las últimas dos décadas, numerosos algoritmos tales como: optimización por enjambre de partículas (PSO, *Particle Swarm Optimization*), algoritmo de búsqueda diferencial (DSA, *Digital Signature Algorithm*), algoritmo murciélago (BA, *Bat Algorithm*), algoritmo luciérnaga (FA, *Firefly Algorithm*), búsqueda de cuco

(CS, *Cuckoo Search*) entre otros, los cuales han demostrado gran potencial en la solución de problemas de optimización de ingeniería [8].

Por ejemplo, la optimización por enjambre de partículas (PSO) se basa en el comportamiento de enjambre de aves y peces [9], mientras que el algoritmo de luciérnaga (FA) se inspira en el patrón de comportamiento de las luciérnagas tropicales [10] y el algoritmo de búsqueda de cuco imita el comportamiento de algunas especies de aves que ponen sus huevos en nidos de otras aves [11].

El presente trabajo une el análisis modal a través de FEM con un algoritmo metaheurístico de optimización para la identificación de daño en una estructura y un elemento de máquina. El análisis modal proporciona la respuesta dinámica de diversos modelos de prueba, además de la respuesta dinámica a determinadas configuraciones de daño para la creación de bases de datos. El algoritmo de optimización realiza una búsqueda en la base de datos teniendo como referencia la respuesta dinámica del modelo de prueba para determinar la condición de salud estructural del modelo de estructura y elemento de máquina.

1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO DE GRADO

Este proyecto de grado tiene la finalidad de enfocar el problema de la detección de daños en estructuras y elementos de máquina, tratándolo como un problema de optimización. De esta manera se busca lograr mejorar las técnicas actuales de diagnóstico de estructuras y elementos de máquina en la industria nacional. Además, se tiene como punto de partida para ampliar el conocimiento a futuros proyectos en el área de investigación de algoritmos inteligentes de optimización y sus diversas aplicaciones en el diseño, la planificación y el análisis de información entre otros.

En el desarrollo del problema de la detección de daños se utiliza uno de los últimos y mejores algoritmos metaheurísticos bio-inspirados [10] como lo es el algoritmo luciérnaga (FA, *Firefly Algorithm*), con el que se busca comparar las diferencias entre el comportamiento descrito por el modelo de referencia y los datos arrojados por un modelo de prueba, para determinar la condición de daño.

Se explica la teoría general de los algoritmos metaheurísticos y en especial del algoritmo luciérnaga. Se describe de manera general la teoría de análisis modal utilizando el método de elementos finitos, los parámetros dinámicos de frecuencias naturales, modos de vibración y formas modales. Luego se explica el proceso para la implementación del algoritmo luciérnaga y sus agentes los cuales buscan en una base de datos, obtenida mediante Ansys y Matlab, los parámetros dinámicos, con el fin de comparar los datos de un modelo de prueba con el modelo numérico y, mediante un criterio de optimización, obtener una respuesta de localización y magnitud del daño en la estructura o elemento de máquina. Finalmente, se presentan los resultados y conclusiones obtenidos en el desarrollo del proyecto.

1.1. ANTECEDENTES

La importancia de la detección temprana de daños ha aumentado en las últimas décadas en la industria y la academia, pasando de la inspección visual hasta el

análisis de vibraciones. La idea en la que se basa la metodología de detección de daños por medio de análisis de vibraciones es que el deterioro en la condición de una estructura o elemento se verá reflejado en una disminución en las propiedades de rigidez y amortiguamiento, las cuales afectan las propiedades dinámicas del sistema. La variación que presentan los parámetros modales difiere para cada modo, como consecuencia de la magnitud y localización del daño. Esto nos permite determinar la magnitud y localización del daño en la estructura o elemento mediante un análisis modal [4].

En la literatura se encuentran diferentes métodos para la detección de daños basados en el análisis a los parámetros dinámicos debido a un cambio en las propiedades de rigidez. Uno de ellos se basa en algoritmos genéticos para resolver el problema de la detección de daños en estructuras y elementos de máquina, en el cual se aborda como un problema de optimización [5].

En los primeros trabajos se utilizó un algoritmo genético con codificación binaria y su función objetivo fue basada en el vector de fuerza residual [12] la cual tiene la desventaja de requerir formas modales completas, lo cual en la práctica actualmente no es posible debido a razones técnicas y económicas.

Posteriores trabajos propusieron detectar el daño dividiéndolo en dos etapas para definir su localización y magnitud [13]. En la primera etapa se determina un conjunto de elementos posiblemente dañados a partir de una metodología de localización de elementos con daño basada en energía. En la segunda etapa, se cuantifica el daño utilizando un micro algoritmo genético, el cual realiza un proceso de optimización donde se busca por la combinación óptima de elementos dañados y extensiones de daño que minimiza una función objetivo basada en frecuencias naturales y formas modales.

Actualmente se utilizan algoritmos genéticos de código real y una función objetivo basada en cambios en las frecuencias naturales y las formas modales [14]. Un algoritmo reinicia los individuos que presentan una mínima diferencia en la función

objetivo para que conformen la nueva población. Esta característica hace que este tipo de codificación sea altamente aplicable para resolver el problema de detección de daño en vista de que el número y la posición de los elementos dañados no son conocidos a priori.

1.2. ALCANCE DEL PROYECTO

1.2.1. Objetivo general. Contribuir al desarrollo de la misión y visión de la Universidad Industrial de Santander mediante la implementación de un algoritmo de optimización Firefly unido con el análisis de vibraciones mediante elementos finitos para caracterizar el daño en estructuras y elementos de máquina.

1.2.2. Objetivos específicos

- Desarrollar un algoritmo para la caracterización de daños en estructuras y elementos de máquinas mediante la técnica de optimización Firefly, utilizando los parámetros dinámicos (frecuencias y modos de vibración) obtenidos mediante elementos finitos, para establecer la condición de la estructura o el elemento de máquina.
- Simular el estado de falla para dos ejemplos, una estructura y un elemento de máquina, en diferentes condiciones, ubicando la falla en distintos lugares de la geometría mediante un análisis paramétrico.
- Evaluar la influencia sobre los resultados con presencia de un porcentaje de error añadido al valor de las frecuencias, representando un ruido en la señal.
- Determinar el efecto de la cantidad de información utilizada respecto al número de modos de vibración a analizar sobre la geometría.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1. ANÁLISIS MODAL

El comportamiento dinámico en una estructura o elemento de máquina es predecible mediante un modelo matemático, el modelo matemático desarrollado recibe el nombre de modelo dinámico del sistema. Mediante un análisis modal se obtienen los parámetros dinámicos del modelo como lo son frecuencias naturales, modos de vibración y formas modales para luego utilizarlos en el desarrollo de un modelo matemático. Se debe realizar ciertas suposiciones como los son una estructura lineal elásticamente e invariante en el tiempo [15]. Las oscilaciones se consideran en un limitado número de nodos representativos de la estructura, en las posibles direcciones de movimiento (grados de libertad) para un número definido de modos de vibración.

La estructura continua es sustituida por una cantidad definida de nodos de masa unitaria. Cada nodo es definido mediante un vector propio y un valor propio. El vector propio (eigenvector, forma modal), especifica las fases modales de todos los grados de libertad. El valor propio (eigenvalor, frecuencia natural), describe el comportamiento en el tiempo de la oscilación armónica amortiguada. Cada modo de vibración de la estructura es representada con los valores y vectores propios calculados. El modelo dinámico del sistema describe el estado actual y múltiples estados de estudio [15,16].

El modelo modal puede ser obtenido de forma analítica o experimental. Sin importar el camino escogido el primer paso es el desarrollo de un modelo equivalente al modelo modal, además los análisis modales analítico y experimental se complementan entre sí. Si se coordinan los modelos modales de ambos procedimientos, el modelo modal analítico, con un mayor número de grados de libertad, es más exacto que un modelo modal experimental para los cálculos de simulación basados en el modelo [17].

2.1.1. Frecuencias naturales. La frecuencia natural de un sistema es la frecuencia a la cual oscila cuando el sistema es perturbado inicialmente sin estar sujeto a fuerzas externas. Los sistemas dinámicos poseen n grados de libertad, teniendo n frecuencias naturales, una por cada grado de libertad [18].

2.1.2. Modos de vibración. Un modo de vibración es un patrón característico en el que vibra un sistema una vez que este entra en oscilación. Los sistemas dinámicos poseen n modos de vibración y por cada modo de vibración existe una frecuencia natural y una forma modal. Los modos de vibración corresponden a propiedades inherentes de la estructura o elemento de máquina. Estas propiedades pertenecen al material como lo son su masa, rigidez, amortiguamiento y geometría [19].

2.1.3. Formas modales. Las formas modales son la representación física del movimiento de una estructura, las cuales se asemejan a la forma de una onda bien definida, que posee una determinada frecuencia natural y forma de onda para cada modo de vibración de la estructura. Una vez excitada, el movimiento real de las estructuras es generalmente una combinación lineal de sus n modos de vibración [19].

2.1.4. Parámetros elásticos del material. El módulo de Young $[E]$ o módulo de elasticidad longitudinal se ve representado en la región lineal de la curva esfuerzo-deformación como el cociente entre el esfuerzo $[\sigma]$ y la deformación $[\epsilon]$. El módulo de Young representa la rigidez de un material y es una medida de la oposición de un material a ser deformado plásticamente. Para materiales homogéneos como el acero, el módulo de Young es el mismo para la compresión y la tracción. Materiales no homogéneos como el hormigón, el módulo de Young difiere entre la compresión y la tracción. Robert Hooke fue el primero en formalizar esta relación como [20]:

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad (1)$$

El coeficiente de Poisson corresponde a la razón entre la elongación longitudinal y a la deformación transversal en un ensayo de tracción. Es una constante elástica para un material elástico lineal e isótropo, que proporciona una medida del cambio longitudinal respecto al cambio en las direcciones perpendiculares a la de la fuerza. Matemáticamente es representado como [20]:

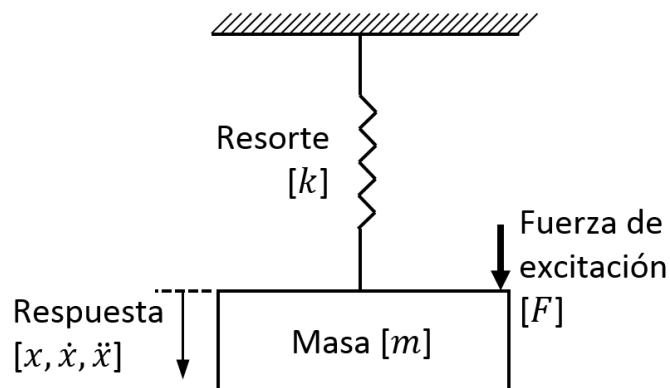
$$\nu = -\frac{\epsilon_{transversal}}{\epsilon_{longitudinal}} \quad (2)$$

2.2. ANÁLISIS MODAL ANALÍTICO

Para el desarrollo del análisis modal analítico se debe conocer los datos sobre geometría, material y condiciones de frontera. Según la estructura se puede elaborar un sistema de cuerpos múltiples o un modelo de una cantidad finita de elementos. La descripción de la oscilación del modelo se realiza mediante un sistema lineal de ecuaciones diferenciales de segundo orden, las cuales mediante el método de elementos finitos permite obtener los valores y vectores propios. La finalidad de este modelo es la de predecir el comportamiento dinámico de la estructura en términos de las frecuencias naturales, modos de vibración y formas modales. El comportamiento dinámico descrito aplica a estructuras bajo condiciones naturales, ósea sin una fuerza externa aplicada [21].

2.2.1. Vibración libre de sistemas de un solo grado de libertad no amortiguado. Un sistema experimenta vibración libre cuando su oscilación es consecuencia de una perturbación inicial sin que más adelante actúen sobre él fuerzas externas. La Figura 1 muestra un sistema de masa-resorte, el cual representa el sistema vibratorio más simple posible. Se llama sistema de un solo grado de libertad debido a que el movimiento de la masa puede ser especificado en función de una coordenada. No existe ninguna fuerza externa aplicada a la masa, por ello el movimiento resultante de una perturbación inicial será una vibración libre [18].

Figura 1. Sistema de un solo grado de libertad no amortiguado



Fuente: Autores del proyecto

Como se aprecia en la imagen no existe un elemento que disipe la energía durante el movimiento de la masa, la amplitud del movimiento permanece constante en el tiempo, por lo que se llama un sistema no amortiguado. En la práctica, excepto en el vacío, la amplitud de vibración libre siempre disminuye con el paso del tiempo por la resistencia del medio circundante (generalmente aire). Varios sistemas mecánicos y estructurales se pueden idealizar como sistemas de un solo grado de libertad. Para un análisis simplificado del sistema las masas distribuidas se consideran como una masa puntual, al igual que la elasticidad del

sistema, la cual puede estar distribuida por todo el sistema, se puede idealizar como un solo resorte.

Las fuerzas que actúan sobre un sistema dinámico son la fuerza inercial, la fuerza de amortiguamiento viscoso, la fuerza elástica y las fuerzas externas. Con lo cual tenemos la ecuación de movimiento para cualquier sistema dinámico:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \quad (3)$$

Donde m es la masa del sistema, c es la constante de amortiguamiento, k es la rigidez del sistema, F es la sumatoria de las fuerzas externas, x es el desplazamiento del sistema y las derivadas en el tiempo \ddot{x} y \dot{x} representan la aceleración y velocidad respectivamente.

Considerando que no se tienen fuerzas externas y el amortiguamiento es despreciable, la ecuación de movimiento que representa el sistema es:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (4)$$

La solución a la anterior ecuación se obtiene suponiendo que $x(t) = Ce^{st}$, donde C y s son constantes que deben determinarse. Con la anterior suposición ahora tenemos:

$$C(ms^2 + k) = 0 \quad (5)$$

Debido a que C no puede ser cero, tenemos $ms^2 + k = 0$, y por consiguiente

$s = \pm \left(-\frac{k}{m}\right)^{1/2} = \pm i\omega_n$, donde $i = (-1)^{1/2}$ y $\omega_n = \left(\frac{k}{m}\right)^{1/2}$. Donde ω_n es la frecuencia natural del sistema. Las soluciones de s son $x_1(t) = C_1 e^{i\omega_n t}$ y $x_2(t) = C_2 e^{-i\omega_n t}$

Por lo tanto, la solución de la ecuación de movimiento del sistema, utilizando identidades, está dada por:

$$x(t) = x_0 \cos \omega_n t + \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \sin \omega_n t \quad (6)$$

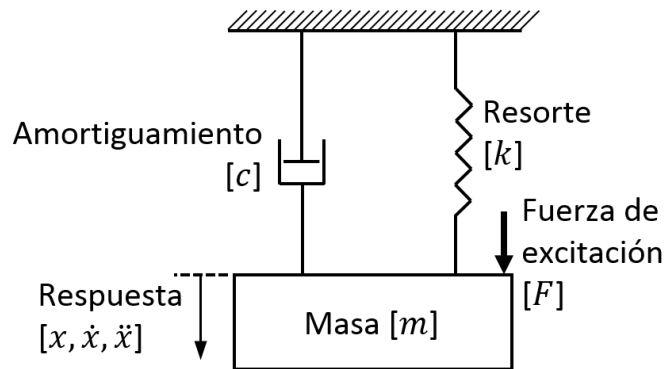
2.2.2. Vibración libre de sistemas de un solo grado de libertad con amortiguamiento viscoso. Para conseguir un modelo más próximo a la realidad es necesario tener en cuenta las pérdidas de energía debido a la resistencia que agrega el medio circundante. En la anterior situación el movimiento se prolongaba indefinidamente en el tiempo, una situación más real corresponde con la presencia de una fuerza adicional que frene el movimiento.

La fuerza de amortiguamiento viscoso F_{amort} es proporcional a la velocidad del sistema \dot{x} y se expresa como:

$$F_{amort} = -c\dot{x} \quad (7)$$

El signo negativo al igual que con la fuerza elástica significa la oposición al movimiento.

Figura 2. Sistema de un solo grado de libertad con amortiguamiento viscoso



Fuente: Autores del proyecto

En la Figura 2 se ve representado un sistema de un solo grado de libertad con amortiguamiento viscoso. Por la suposición de vibraciones libres, es decir sin

fuerzas externas actuando en el sistema, la ecuación de movimiento que representa el sistema es:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (8)$$

Realizando la misma suposición que para el caso anterior de $x(t) = Ce^{st}$, se obtiene la ecuación característica para este tipo de sistemas

$$ms^2 + cs + k = 0 \quad (9)$$

Las raíces de la anterior ecuación vienen dadas como:

$$s_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (10)$$

Estas raíces dan dos soluciones a la ecuación de movimiento del sistema $x_1(t) = C_1e^{s_1t}$ y $x_2(t) = C_2e^{s_2t}$.

Por lo tanto la solución de la ecuación de movimiento del sistema, utilizando identidades, está dada por:

$$x(t) = X_0e^{-\zeta\omega_n t} \sin\left(\sqrt{1 - \zeta^2}\omega_n t + \phi_0\right) \quad (11)$$

O

$$x(t) = Xe^{-\zeta\omega_n t} \cos\left(\sqrt{1 - \zeta^2}\omega_n t - \phi\right) \quad (12)$$

Donde X_0 , ϕ_0 , X y ϕ son constantes arbitrarias que se determinan a partir de las condiciones iniciales. La relación de amortiguamiento $[\zeta]$ se define como la relación de la constante de amortiguamiento $[c]$ a la constante de amortiguamiento crítico $[c_c]$, $\zeta = c/c_c$.

2.2.3. Vibración libre de sistemas de varios grados de libertad. La gran mayoría de los sistemas presentes en la ingeniería son de naturaleza continua y tienen una infinidad de grados de libertad. Para poder ser estudiados, el modelado de sistemas continuos se presenta como sistemas de varios grados de libertad y se derivan las ecuaciones de un sistema general de n grados de libertad por medio de la segunda ley del movimiento de Newton.

Debido a que la solución de las ecuaciones de movimiento en forma escalar implica manejos algebraicos complicados, se utiliza la representación matricial para sistemas de varios grados de libertad. El análisis de vibración para un sistema continuo requiere la solución de ecuaciones diferenciales parciales, algunas de estas no poseen solución analítica. Además, el análisis de un sistema de varios grados de libertad requiere la solución de un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias [18]. Debido a lo expuesto anteriormente, por sencillez de análisis, a menudo los sistemas continuos se representan como sistemas de varios grados de libertad.

Existen varios métodos para la representación de un sistema continuo como un sistema de varios grados de libertad. Un método denominado sistemas de parámetro concentrado implica reemplazar la masa distribuida por un número finito de masas concentradas o cuerpos rígidos, los cuales están conectados entre sí por miembros amortiguadores sin masa. Para describir el movimiento de las masas concentradas se utilizan coordenadas lineales o angulares. El mínimo de coordenadas necesario para describir el movimiento de las masas concentradas define la cantidad de grados de libertad del sistema. Entre mayor sea el número de masas concentradas, mayor será la precisión del análisis. Otro método para la representación de un sistema continuo como un sistema de varios grados de libertad es el método conocido como método de elementos finitos. Este método implica reemplazar la geometría del sistema por una gran cantidad de elementos pequeños. Suponiendo una solución simple dentro de cada elemento, se utilizan

principios de compatibilidad y equilibrio para determinar una solución aproximada para el sistema original [18].

Para un sistema de varios grados de libertad, la ecuación de movimiento debe tener en cuenta el equilibrio dinámico para cada uno de los nodos escogidos para la representación del modelo. Por ello la ecuación debe ser escrita en forma matricial como:

$$[M][\ddot{x}(t)] + [C][\dot{x}(t)] + [K][x(t)] = F(t) \quad (13)$$

Donde M , C y K son matrices de masa, amortiguamiento y rigidez respectivamente de orden $N \times N$. La variable x es el vector de desplazamientos de orden $N \times 1$ de los nodos del sistema y las derivadas en el tiempo \ddot{x} y \dot{x} representan la aceleración y velocidad respectivamente.

Para una vibración libre y sin amortiguamiento, la ecuación pasa a ser:

$$[M][\ddot{x}(t)] + [K][x(t)] = 0 \quad (14)$$

Suponiendo una solución de la forma $x_i(t) = X_i T(t)$, $i = 1, 2, \dots, n$. Donde X_i es una constante y T es una función de tiempo t . Con esta suposición se muestra que la relación de amplitud de dos coordenadas es independiente del tiempo. Físicamente esto significa que todos los nodos tienen movimientos sincrónicos. La configuración del sistema no cambia de forma durante el movimiento, pero su amplitud si lo hace. La configuración del sistema, dada por el vector \vec{X} se conoce como eigenvector o forma modal.

$$\vec{X} = \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_n \end{pmatrix} \quad (15)$$

Al reemplazar la forma solución supuesta en la ecuación del sistema se tiene:

$$[[K] - \omega_i^2[M]]\vec{X}_i = \vec{0} \quad (16)$$

La anterior ecuación representa lo que se conoce como problema de valor propio. La particularidad del problema de valor propio es que su solución no es única. Para cada solución ω_i^2 ($i = 1, 2, \dots, n$), una solución ω_i^2 es llamada eigenvalor, el cual es el cuadrado de la frecuencia. Para cada uno de los eigenvalores corresponde un eigenvector. Por lo tanto para un sistema con N grados de libertad existe N eigenvectores cada uno con su correspondiente eigenvalor. La frecuencia natural más pequeña del sistema es llamada frecuencia natural fundamental y su correspondiente forma modal es llamada modo fundamental de vibración [18].

2.3. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

El método de los elementos finitos (FEM, *Finite Element Method*) es un método de aproximación numérica a problemas continuos, el cual tiene un excelente desempeño en la solución de problemas diseño estructural y vibraciones mecánicas. Este método se basa en la división del medio continuo, estructura real, como un número finito de partes llamados *elementos*, cada uno de los cuales se asume como un miembro estructural continuo. El comportamiento de los elementos es especificado mediante un número finito de parámetros asociados a ciertos puntos característicos llamados *nodos*, los cuales interconectan a cada elemento con sus adyacentes, uniendo la totalidad del número finito de elementos. Dicho conjunto de nodos y elementos forman una red denominada *malla*, la cual se debe tener procesos de regularización y pre-condicionamiento para garantizar una mejor aproximación o convergencia del cálculo.

La solución del sistema completo sigue las reglas de los problemas discretos. El sistema completo se forma por un ensamblaje de elementos, las cuales conforman las matrices utilizadas para dar solución aproximada del problema.

La ecuación que rige la respuesta de un sistema dinámico se puede obtener al igualar el trabajo de las fuerzas internas y externas, para el caso de un elemento aislado se tendría la ecuación (17):

$$\int_{V_e} \{\delta u\}^T \{b\} dV + \int_{S_e} \{\delta u\}^T \{t\} dS + \{\delta u^e\}^T + \{p^e\} = \int_{V_e} (\{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} + \{\delta u\}^T \rho \{\ddot{u}\} + \{\delta u\}^T [k_D] \{\dot{u}\}) dV \quad (17)$$

Donde los términos $\{\delta u\}^T$ y $\{\delta \varepsilon\}^T$ son desplazamientos y deformaciones, $\{b\}$ y $\{t\}$ fuerzas volumétricas y superficiales, $\{p^e\}$ son las fuerzas puntuales en los nodos y ρ y $[k_D]$ densidad y matriz de rigidez. Al hacer el debido tratamiento matemático se puede obtener las matrices de elemento correspondientes $[m^e]$, $[k^e]$ y $[c^e]$, y ajustar los vectores de fuerza y respectivas condiciones de contorno, se puede construir las matrices globales del problema.

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{F(t)\} \quad (18)$$

3. ALGORITMO METAHEURÍSTICO BIO-INSPIRADO DE OPTIMIZACIÓN

Un algoritmo es un procedimiento de cálculo que consiste en cumplir una serie o conjunto ordenado y finito de instrucciones que conduce, una vez especificados los datos, a la solución que el problema genérico en cuestión tiene para los datos considerados [22]. Constantemente hacemos uso de algoritmos para resolver cualquier tipo de problema con lo cual se hace más fácil la toma de decisiones. Los algoritmos funcionan sobre una vasta cantidad de estructuras de datos. Todo algoritmo posee tres propiedades inherentes a su estructura de datos: tiempo secuencial, estado abstracto y exploración acotada [23].

La inteligencia de enjambre es una rama de investigación perteneciente a la inteligencia artificial que analiza el comportamiento colectivo de los sistemas descentralizados, auto-organizados, naturales o artificiales [24]. Los algoritmos de inteligencia de enjambre son inspirados en algunos sistemas biológicos, los cuales están formados por una población de agentes que interactúan entre ellos y el medio ambiente como, por ejemplo, el alineamiento de vuelo de las aves, el comportamiento de determinados insectos, el patrón de los rebaños en el pastoreo, el crecimiento bacteriano y la vida humana. Este tipo de algoritmo establece la evolución para una población de individuos forzándolos a acciones semejante a las del entorno biológico como los son la mutación y recombinaciones genéticas, además se realiza una selección de acuerdo a ciertas reglas las cuales permiten determinar cuáles individuos son más prometedores para la supervivencia y cuáles deben ser descartados en una siguiente generación. Los algoritmos de inteligencia de enjambre han probado tener una alta eficacia a la hora de calcular funciones no derivables o de derivación compleja, generalmente para cualquier función [25]. A la hora de ser empleadas se deben tener en cuenta dos consideraciones [23]:

- Si la función a optimizar posee un alto número de mínimos, o máximos locales se debe aumentar el número de iteraciones del algoritmo para garantizar la fiabilidad del mínimo o máximo global expuesto.
- Si la función a optimizar abarca un gran número de puntos demasiado cercanos al punto óptimo global, no se puede afirmar haber alcanzado dicho punto, pero si disminuir la diferencia entre el óptimo global y el punto seleccionado.

3.1. ALGORITMO LUCIÉRNAGA

El algoritmo luciérnaga [25] (FA, *Firefly Algorithm*) fue desarrollado por Xin-She Yang a finales del 2007 y 2008 en la Universidad de Cambridge. El FA se basa en los patrones y comportamiento de atracción de las luciérnagas. Es uno de los más recientes algoritmos bio-inspirados que se han propuesto en la literatura. El funcionamiento del algoritmo es simple. Básicamente, este va comparando las luminosidades de las posibles soluciones generadas tratando de acercar las soluciones que desprenden un menor brillo hacia las de un mayor brillo, es decir, acercar las soluciones de peor calidad a las de mejor calidad. El brillo visto por una luciérnaga depende entre la distancia entre estas. Además, el brillo propio de una luciérnaga es determinado por la función objetivo del problema. La atracción que ejerce una luciérnaga de mayor intensidad bio-luminiscente hacia las de una menor intensidad es una distancia en la cual la menos brillante se mueve hacia la más brillante, determinada por la intensidad y la distancia que las separa. La fórmula de atracción posee un término de aleatoriedad haciendo el proceso de exploración del espacio de búsqueda más eficiente. Una de las cualidades es el uso del concepto de dominancia, o influencia que un agente ejerce en el sistema biológico, para comparar luciérnagas.

El algoritmo luciérnaga posee unas características que mejoran su rendimiento haciéndolo más atractivo para múltiples campos de la ingeniería como los son: paralelismo intrínseco, capacidad para resolver problemas con un gran campo de soluciones, no necesita un punto de partida determinado y evita valores locales para pasar a un global. El paralelismo intrínseco se refiere a la capacidad de explorar el espacio de soluciones en múltiples direcciones simultáneamente, lo cual proporciona una mayor probabilidad de encontrar una solución óptima además de una optimización del tiempo.

3.2. PARÁMETROS DEL ALGORITMO LUCIÉRNAGA

Para la interpretación del algoritmo en el desarrollo del proyecto, a continuación se establecen las variables manejadas por este con su respectivo significado.

n : Tamaño de la población, número de luciérnagas.

MaxGeneracion: Número máximo de generaciones para las luciérnagas.

α : Establece la aleatoriedad del proceso. Define el paso en el movimiento de las luciérnagas.

γ : Coeficiente de absorción de luz.

Δ : Establece la reducción de la aleatoriedad cada vez que se origina una nueva generación.

β : Atractivo. Coeficiente de atracción entre luciérnagas. Varía respecto al coeficiente de absorción de luz y la distancia entre ellas.

3.3. REGLAS IDEALES DEL ALGORITMO

Yang [25] estableció tres reglas fundamentales que rigen el algoritmo, las cuales determinan el patrón de comportamiento de las luciérnagas. Estas reglas son:

- Las luciérnagas son unisex, es decir una luciérnaga se verá atraída por otra luciérnaga sin importar su sexo.
- El atractivo de una luciérnaga es proporcional a su brillo, y estos dos (atractivo y brillo) se ven obligados a disminuir cuando la distancia respecto a otra luciérnaga aumenta. Las luciérnagas con menor brillo se moverán hacia una con mayor brillo. Si no existe una luciérnaga más atractiva que una luciérnaga determinada esta se moverá de manera aleatoria.
- El brillo de una luciérnaga está determinado por el funcionamiento de la función objetivo.

3.4. FUNCIONAMIENTO DEL ALGORITMO LUCIÉRNAGA

Para el funcionamiento del algoritmo es necesario asignar un valor determinado a los parámetros como lo son $[n, MaxGeneracion, \alpha, \gamma, \Delta, \beta]$. Algunos valores para los parámetros están definidos en la literatura como lo son [26]:

$$\alpha = 0,2; \gamma = 1; \Delta = 0,97 \quad (19)$$

Para la definición de los parámetros $[n, MaxGeneracion]$ es necesario realizar un análisis previo del sistema a estudiar en cuanto a su complejidad dimensional y tamaño del campo de solución. Según Yang en [25] el valor recomendado para n oscila entre 25 y 45, mientras que $MaxGeneracion$ varia respecto al campo

solución. A continuación se establece las fronteras del campo de soluciones en el cual se mueven las luciérnagas.

El algoritmo genera inicialmente el número de luciérnagas definidas por el usuario y las posiciona en el campo de soluciones de manera aleatoria. Inicialmente el brillo de todas las luciérnagas es igual a cero. Pero tan pronto las luciérnagas empiezan a ser evaluadas el brillo corresponderá al valor de la función objetivo. La función objetivo evalúa la diferencia de los parámetros dinámicos (frecuencias naturales y formas modales) entre el modelo teórico, el cual posee un daño característico, y la solución propuesta por cada luciérnaga de magnitud y posición de daño. Para la solución de este problema se busca minimizar el valor de la función objetivo, ósea que si el valor de la función objetivo tiende a cero el brillo de dicha luciérnaga será el mayor.

Después de calcular los valores de brillo para cada luciérnaga, se hace uso de un vector auxiliar para comparar el valor de brillo entre dos luciérnagas, y así determinar cuál luciérnaga del total de la población está más cerca de una solución óptima. En el proceso de comparación entre dos luciérnagas se confronta el valor de brillo de la luciérnaga i y la luciérnaga j . Si el brillo de la luciérnaga i es mayor al brillo de la luciérnaga j se establece que la luciérnaga j se moverá hacia la luciérnaga i una distancia determinada por la atracción que la una ejerce sobre la otra. Se procede a calcular la distancia que existe entre las dos luciérnagas. La distancia y el coeficiente de absorción de luz $[\gamma]$ determinan el valor de atractivo $[\beta]$ con el que la luciérnaga j ve a la luciérnaga i . Para definir la nueva posición de la luciérnaga j es necesario partir de su posición actual y a esta agregarle el efecto del atractivo y un porcentaje de aleatoriedad para mejorar la exploración de las luciérnagas.

El proceso descrito anteriormente se repite las veces que lo estipule el valor de *MaxGeneracion*, buscando que una gran cantidad de luciérnagas converjan a la solución más óptima. Cada vez que se repite el proceso se realizan dos acciones

que son: las nuevas posiciones definidas para las luciérnagas son evaluadas para que estén no salgan del campo de soluciones y el porcentaje de aleatoriedad en el movimiento disminuye.

3.5. INTENSIDAD DE LUZ Y ATRACTIVOS

Para el algoritmo luciérnaga existen tres parámetros importantes [26]:

- El brillo de la luciérnaga, el cual es determinado por la función objetivo dada para el problema.
- La intensidad de luz o atractivo con el que un grupo de luciérnagas ven a un individuo dado.
- La atracción que rige el movimiento de una luciérnaga menos atractiva a una más atractiva.

El parámetro γ caracteriza la variación de la capacidad de atracción, el cual determina la velocidad de la convergencia y el comportamiento del algoritmo. En teoría $\gamma \in [0, \infty)$, pero en la práctica $\gamma = 1$, este valor se determina por la longitud característica de los sistemas [27].

Para los casos de optimización el brillo $I(x)$ de una luciérnaga para cualquier valor del campo de soluciones se puede tomar como el arrojado por la función objetivo $f(x)$. Pero el atractivo β es relativo porque este valor se mira desde la perspectiva de otra luciérnaga, ósea es juzgado por las otras luciérnagas. Por lo tanto se ve afectado por la distancia que se interponga entre ellos. Sin embargo la distancia no es lo único que afecta el atractivo, también lo hace la absorción de luz por parte de otras luciérnagas. Teniendo en cuenta lo anterior se puede definir la fórmula que determina el atractivo que ejerce una luciérnaga i a una luciérnaga j como:

$$\beta = \beta_0 e^{-\gamma r^2} \quad (20)$$

Donde β_0 es el atractivo cuando $r = 0$. El valor de β_0 determinado por la literatura es de 1. La distancia r entre las luciérnagas i y j es la distancia cartesiana, definida como:

$$r_{ij} = \|x_i - x_j\| = \sqrt{\sum_{k=1}^d (x_{i,k} - x_{j,k})^2} \quad (21)$$

Donde $x_{i,k}$ es la k – ésima componente de la coordenada espacial de la i – ésima luciérnaga. En el caso 2D, la anterior formula se ve reducida a:

$$r_{ij} = \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2} \quad (22)$$

La atracción que rige la cantidad de movimiento de la luciérnaga i hacia otra más atractiva está determinada por:

$$x_i^{t+1} = x_i^t + \beta_0 e^{-\gamma r_{ij}^2} (x_j^t - x_i^t) + \alpha \epsilon_i \quad (23)$$

La anterior ecuación es conocida como fórmula de atracción. Para la anterior ecuación el primer término hace referencia a la posición anterior de la luciérnaga i . El segundo término hace referencia al atractivo con el que la luciérnaga i ve a la luciérnaga j . El tercer término se refiere a la aleatoriedad que se agrega al proceso de búsqueda, siendo α quien establece el porcentaje de aleatoriedad aportado al movimiento, y ϵ_i es un vector de números aleatorios extraídos de una distribución uniforme. Normalmente ϵ_i es remplazado por

$$\epsilon_i = (\text{rand} - 1/2) \quad (24)$$

El parámetro *rand* es un generador de números aleatorios distribuidos uniformemente entre 0 y 1.

3.6. PSEUDOCÓDIGO DEL FA

Para la explicación del algoritmo luciérnaga Yang propuso el siguiente pseudocódigo [10], en el cual se esquematiza los pasos a seguir para el desarrollo del algoritmo.

Algoritmo luciérnaga

Función objetivo $f(x)$, $x = (x_1, \dots, x_d)^T$
Generación de la población inicial de luciérnagas $x_i (i = 1, 2, \dots, n)$
Intensidad de luz I_i de x_i determinada por $f(x_i)$
Definición de coeficiente de absorción γ
while ($t < \text{MaxGeneration}$)
for $i = 1:n$ todas las n luciérnagas
 for $j = 1:n$ todas las n luciérnagas
 if ($I_i < I_j$), la luciérnaga i se mueve hacia j
 end if
 Variación del atractivo respecto a la distancia r , $\exp[-\gamma r]$
 Evaluar las nuevas posiciones y actualizar la intensidad de luz
 end for j
end for i
Ordenar las luciérnagas según intensidad buscando el óptimo global
end while
Procesar los resultados

4. METODOLOGÍA PARA LA LOCALIZACIÓN DE DAÑO

4.1. DESARROLLO DEL MODELO NUMÉRICO

El modelo numérico permite visualizar los parámetros dinámicos, como los son las frecuencias naturales y formas modales, para entender el comportamiento dinámico de la estructura o elemento de máquina. El modelo numérico se basa en el planteamiento matemático, con el cual se realiza la caracterización dinámica del sistema.

El modelo matemático se explica comenzando por un planteamiento analítico que se fundamenta en distribuciones de masa y rigidez calculadas para un sistema con ciertas configuraciones geométricas y condiciones de contorno. Para construir un modelo matemático se debe tener en cuenta ciertos puntos como la ecuación de movimiento para un sistema de varios grados de libertad y el amortiguamiento del sistema puede ser despreciable. El análisis modal se realiza sin la presencia de fuerzas externas y asumir la solución de la forma $x_i(t) = X_i T(t)$, $i = 1, 2, \dots, n$. Por tanto, la ecuación del modelo matemático correspondiente a los modelos es:

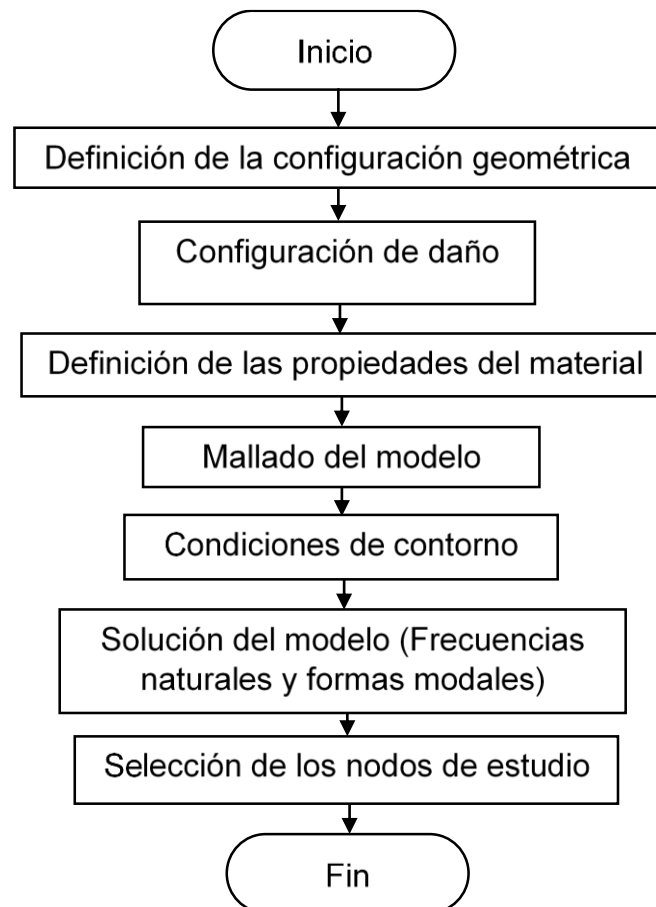
$$[[K] - \omega_i^2 [M]]\vec{X}_i = \vec{0} \quad (25)$$

De la anterior ecuación se pueden obtener los eigenvalores $[\omega_i^2]$ y eigenvectores $[\vec{X}]$.

La solución de la anterior ecuación no es fácilmente encontrada y dependiendo del modelo a analizar no existe solución analítica exacta. Esta complicación es cómodamente abordada mediante métodos numéricos, los cuales crean un algoritmo numérico que genera una solución aproximada de la estructura real. El método de elementos finitos (FEM), es el más utilizado para el análisis modal, se desempeña de manera eficiente sobre cualquier geometría y domina con solidez cálculos complejos de dos o tres dimensiones. Mediante este análisis se busca

calcular las frecuencias naturales con su correspondiente forma modal. El modelo CAD debe ser una representación geométrica muy precisa, manteniendo las formas y dimensiones correspondientes.

Figura 3. Proceso para creación de APDL



Fuente: Autores del proyecto

La calidad del modelo FEM es determinada por la calidad del mallado. Esta calidad de mallado viene determinada por la densidad de mallado. Para la densidad de mallado se debe encontrar el balance entre un elemento lo bastante pequeño para la obtención de resultados fiables y un elemento lo bastante grande para reducir el esfuerzo computacional realizado. Los elementos de menor tamaño son deseables en zonas de cambio de geometría y los elementos de mayor

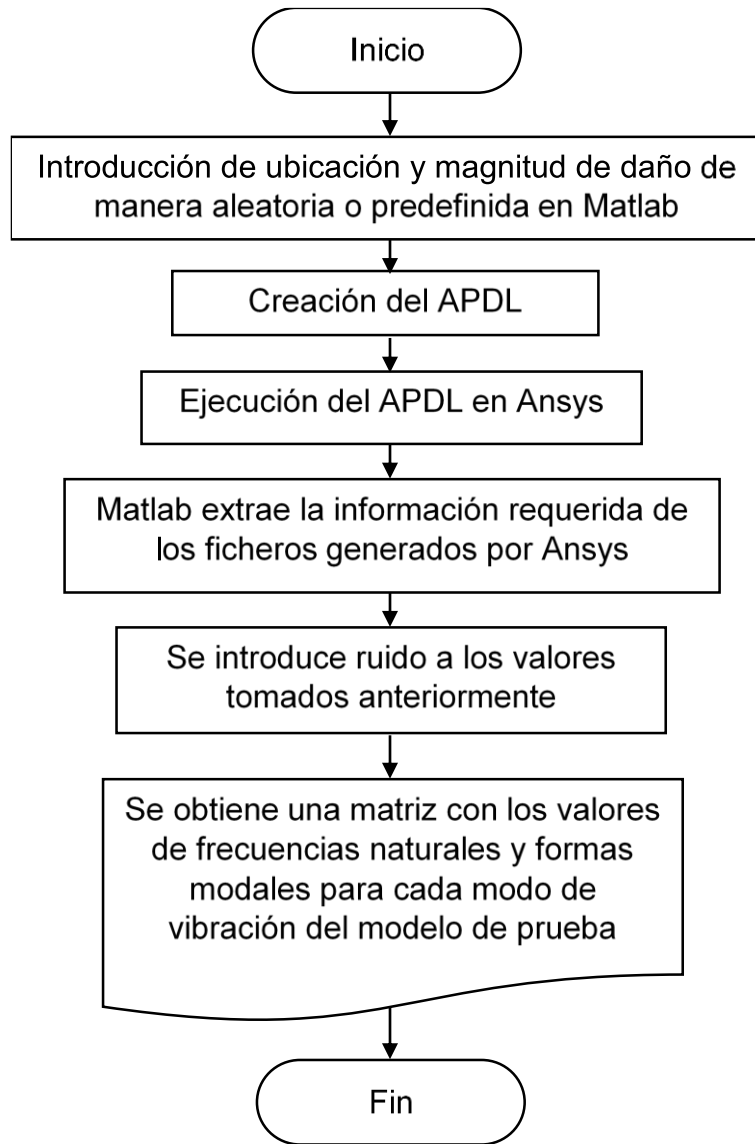
tamaño son aceptables para zonas en las cuales los resultados son relativamente constantes. Otro aspecto importante para el desarrollo del modelo FEM es la selección del tipo de elemento, el cual determina los grados de libertad de un nodo, indica los tipos de desplazamientos y de restricciones que se transmiten del nodo hasta el elemento.

Para la creación de un modelo y obtener la solución del modelo matemático mediante el método de elementos finitos, es necesario el desarrollo de un macro APDL, el cual es la hoja de comandos para comunicarse con el software Ansys. La Figura 3 esquematiza el proceso de creación de un APDL.

4.2. DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES DINÁMICAS PARA LOS MODELOS

La obtención de la respuesta dinámica para cada modelo de prueba (frecuencias y formas modales) se realiza mediante el desarrollo de una interfaz entre los software Matlab y Ansys. En la Figura 4 se muestra el diagrama de flujo para la creación del modelo y la adquisición de datos.

Figura 4. Obtención de respuesta del modelo de prueba

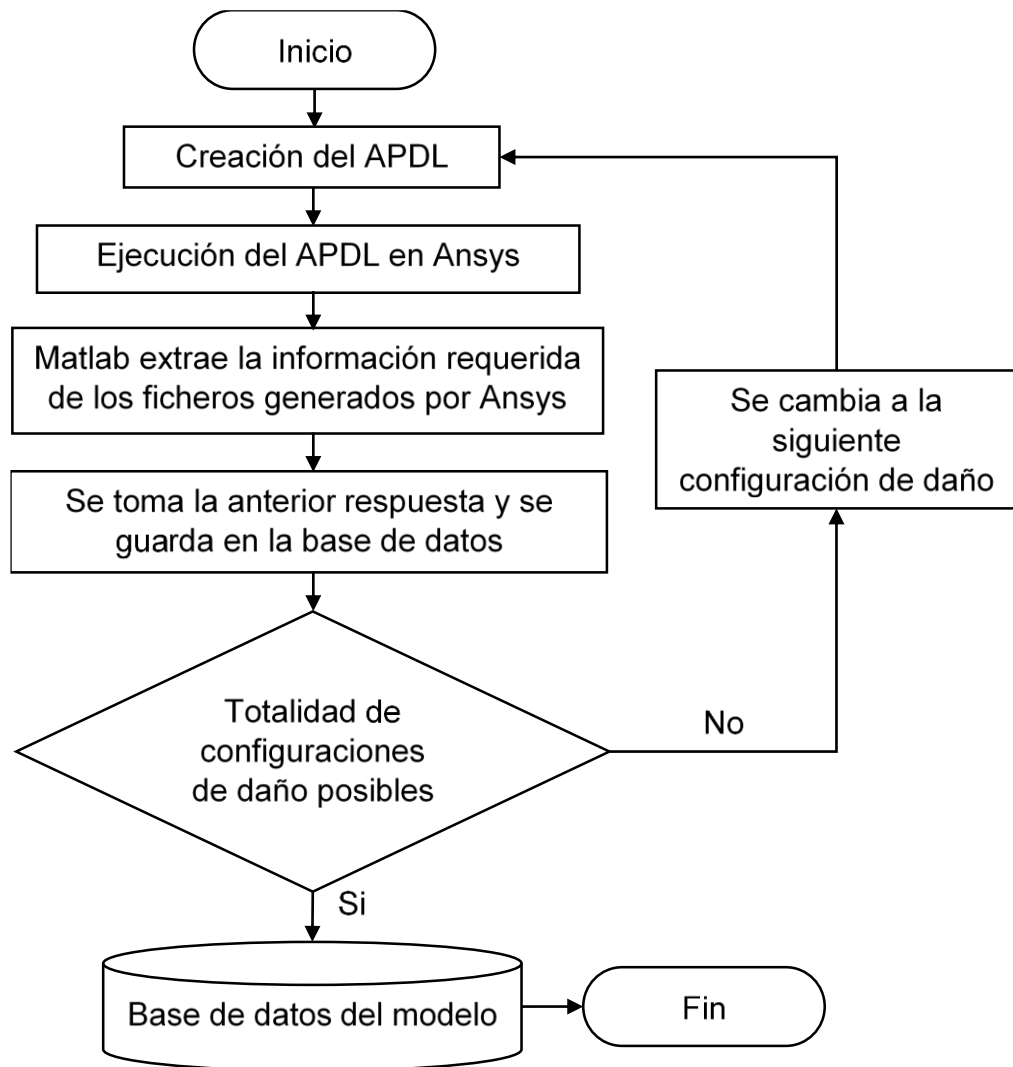


Fuente: Autores del proyecto

4.3. DESARROLLO DE LA BASE DE DATOS

Para identificar la condición de salud estructural en un modelo se genera una base de datos con la caracterización de daño, en la que mediante el análisis de los parámetros dinámicos se determina la ubicación y magnitud del fallo.

Figura 5. Proceso de desarrollo de base de datos



Fuente: Autores del proyecto

La base de datos hace referencia al conjunto de soluciones pre-calculadas para un modelo, en la que esta consignada la información de todos los posibles daños que se pueden abarcar para un máximo de n elementos afectados. La base de datos es un arreglo de celdas, cada celda posee una posible configuración de daño, lo que quiere decir una matriz con la información de frecuencias naturales y los desplazamientos para cada forma modal.

La Figura 5 hace referencia a la creación de la base de datos para un modelo dado. Se puede apreciar de manera puntual la creación de un APDL. Para la base de datos se desarrolló un código el cual genera una configuración de daño en el APDL para luego solucionarla en Ansys, una vez terminado este proceso el APDL cambia de manera automática para generar otra configuración de daño.

4.4. LA DETECCIÓN DE FALLOS COMO UN PROCESO DE OPTIMIZACIÓN

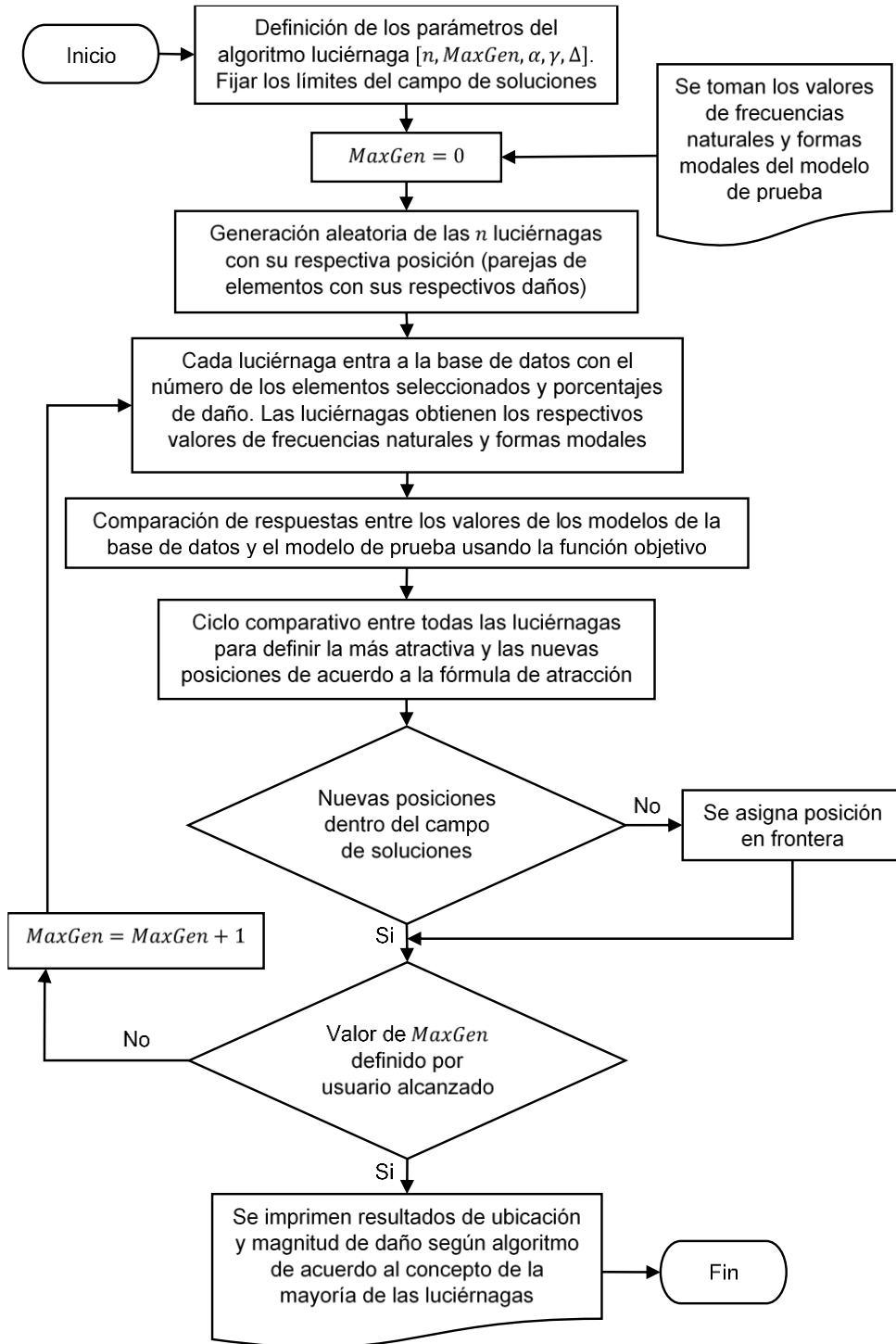
Los métodos de detección de fallos en estructuras y elementos de máquina basados en vibraciones son técnicas del mantenimiento preventivo. Estos métodos se basan en el hecho de que una falla incipiente genera señales o síntomas los cuales alteran las propiedades de rigidez, masa y amortiguamiento. Los cambios en las características dinámicas del sistema tienen como consecuencia cambios en los parámetros dinámicos del sistema como lo son frecuencias naturales y formas modales. Pero estas alteraciones no son siempre las mismas debido a que los cambios dependen de la magnitud y localización del daño. Este efecto permite que mediante un análisis exhaustivo a estos cambios de frecuencias y formas modales se pueda no solo detectar sino que además determinar la magnitud y localización del daño.

Ahora bien el análisis anteriormente descrito puede ser abordado como un problema de optimización debido a que se busca minimizar las diferencias entre el

comportamiento descrito por el modelo teórico y los datos llamados experimentales. Las características propias del problema de la detección de daño, presencia de ruido, mediciones incompletas y la gran variedad de geometrías y condiciones posibles aumentan la dificultad del análisis. Por ello se requiere de métodos no convencionales en la búsqueda de optimización. Los problemas de optimización tratan de maximizar o minimizar un determinado valor, o bien una función de una o más variables. A esta función suele llamarse función objetivo.

4.4.1. Implementación del algoritmo Firefly en Matlab. En la siguiente figura se muestra el funcionamiento del algoritmo luciérnaga y su interacción con la base de datos y el modelo de prueba, como este genera una respuesta y los criterios que tiene en cuenta para su funcionamiento.

Figura 6. Funcionamiento del algoritmo luciérnaga (FA)



Fuente: Autores del proyecto

4.5. FUNCIÓN OBJETIVO

El cambio en el módulo de elasticidad ocasiona variaciones en las características dinámicas del modelo de prueba. La comparación de las características dinámicas del modelo de prueba y los modelos de la base de datos se puede abordar como un problema de optimización. El problema de optimización puede ser formulado como la maximización o minimización de una función objetivo. Para el presente proyecto se busca minimizar el valor de dicha función que representa la diferencia entre modelos, la cual está basada en frecuencias naturales y formas modales. A continuación se presenta la función objetivo a optimizar, propuesta por Moslem y Nafaspour [28].

$$F = \sum_{j=1}^r W_{\omega_j} \left[1 - \left(\frac{\omega_{mj}}{\omega_{aj}} \right) \right]^2 + \sum_{j=1}^r \sum_{i=1}^s W_{\phi_{ji}} (\phi_{mji} - \phi_{aij}) \quad (26)$$

Para la anterior ecuación los términos W son factores de peso para cada una de las características dinámicas. El valor de ω_j y ϕ_j corresponden a la j -ésima frecuencia natural y forma modal respectivamente. El subíndice m corresponde a los datos que fueron medidos o simulados y el subíndice a corresponde a los obtenidos de los modelos numéricos. La constante r es el número de formas modales utilizadas para la comparación y s es el número de componentes del vector de la j -ésima forma modal.

4.6. ESCENARIOS DE ANÁLISIS

➤ Inclusión de daño

En el desarrollo del proyecto, el daño para elemento i es considerado como una disminución en el módulo de elasticidad de dicho elemento, y representado por el coeficiente de reducción β_i . Este coeficiente varía entre 0 y 1. Para cuando este

coeficiente toma el valor de 0 se considera que elemento no posee daño, y si toma un valor de 1 se refiere a pérdida total del elemento. La matriz de rigidez para el elemento damnificado es calculada multiplicando la matriz de rigidez original por el factor.

$$(1 - \beta_i) \quad (27)$$

➤ **Inclusión de ruido**

La inclusión de ruido a los valores de frecuencias naturales y formas modales fue hecha mediante la adición o resta de pequeñas cantidades de la misma. A continuación se presenta la ecuación para dicha inclusión

$$\omega_r = \omega * (1 + Rand(-1,1) * Ruido_\omega) \quad (28)$$

$$\phi_r = \phi * (1 + Rand(-1,1) * Ruido_\phi) \quad (29)$$

Donde ω y ϕ corresponden a las frecuencias naturales y formas modales sin afectar respectivamente, el sufijo r indica los valores de los parámetros afectados con ruido. $Ruido_\omega$ y $Ruido_\phi$ son los porcentajes de ruido introducidos.

5. EJEMPLOS NUMÉRICOS

En el presente capítulo se muestran los resultados conseguidos con la metodología implementada para la detección de daños según diferentes criterios como: tipo de modelos, daño simple y daño múltiple, configuración de daño, porcentaje de ruido en los valores del modelo de prueba, tamaño de las regiones y cantidad de información suministrada según el número de modos de vibración.

Para el desarrollo de los modelos se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- Las propiedades dinámicas de la estructura y el elemento de máquina son obtenidas a partir del modelo numérico original de elementos finitos, donde se calculan frecuencias naturales y formas modales.
- El estudio de los modelos se realiza tomando el análisis modal como un sistema de vibración libre de varios grados de libertad sin amortiguamiento
- El modelo de daño en un elemento se identifica con la disminución en el módulo de elasticidad para dicho elemento.
- Para el modelo damnificado se extrae una matriz con la información concerniente a frecuencias naturales y formas modales de una configuración de daño específica.
- La matriz será utilizada para realizar el procedimiento inverso, a partir de la información de frecuencias naturales y formas modales obtener la condición del modelo, es decir, determinar la ubicación y magnitud del daño.
- La función objetivo utilizada para dar solución al problema de optimización es representada por la ecuación (26). Los factores de peso $[W]$ para las características dinámicas (frecuencias y formas modales) fueron considerados como iguales para cada una ($W_i = 1$). El subíndice m hace referencia a los valores obtenidos del modelo de prueba y al subíndice a corresponden los valores de los modelos de la base de datos.

El desempeño del algoritmo fue evaluado respecto a los siguientes criterios:

- Tipos de modelos.
- Daño simple (un elemento o región damnificada) y daños múltiples (dos elementos o regiones damnificadas).
- Ubicación y magnitud del daño.
- Presencia de ruido en los valores de frecuencias naturales y formas modales correspondientes al modelo de prueba, buscando simular las condiciones de un modelo experimental.
- Tamaño de regiones en el eje.
- Número de modos de vibración considerados.

Para el desarrollo de la metodología en la estructura y el elemento de máquina se estudian diversos casos de daño para la validación del algoritmo. Los escenarios de estudio son los siguientes:

Tabla 1. Escenarios de daño para la armadura y el eje

Número de modos de vibración	Daño simple: 1 elemento	Daño múltiple: 2 elementos
2	✓	✓
4	✓	✓
6	✓	✓
8	✓	✓

Fuente: Autores del proyecto

Para el análisis de la influencia del ruido en los resultados son utilizadas combinaciones de ruido para frecuencias naturales y formas modales. Los valores de porcentaje de ruido se aplican para simular las condiciones reales en una medición [29]. A continuación se presentan las configuraciones de ruido para el estudio.

Tabla 2. Casos de ruido en el estudio de la armadura y el eje

Caso de Ruido	$Ruido_{\omega}$ [%]	$Ruido_{\phi}$ [%]
R1	0	0
R2	0.5	1
R3	1	3
R4	2	5

Fuente: Autores del proyecto

5.1. ESTRUCTURAS ANALIZADAS

La metodología de detección de daño ha sido aplicada a tres modelos, una estructura bidimensional y un elemento de máquina tridimensional dividido de dos formas.

❖ Armadura

La armadura consta de una serie de elementos rectos unidos en sus extremos por medio de pasadores sin fricción, lo que constituye un armazón rígido cuyos elementos están sometidos solo a fuerzas axiales (tracción o compresión). La armadura en el presente proyecto es modelada como una estructura bidimensional, para la cual se estudia el desplazamiento de los nodos en los ejes X e Y.

La armadura estudiada en el presente trabajo es representada en la Figura 7 donde cada punto de unión entre barras es llamado nodo y se le ha asignado un número de identificación. La armadura posee las siguientes características:

- La armadura está compuesta por 13 barras
- Simplemente apoyada

Tabla 3. Conectividad de los elementos en la armadura

Elemento	Nodo inicial	Nodo final
1	1	2
2	2	3
3	3	4
4	4	5
5	1	6
6	2	6
7	2	7
8	3	7
9	4	7
10	4	8
11	5	8
12	6	7
13	7	8

Fuente: Autores del proyecto

❖ Eje

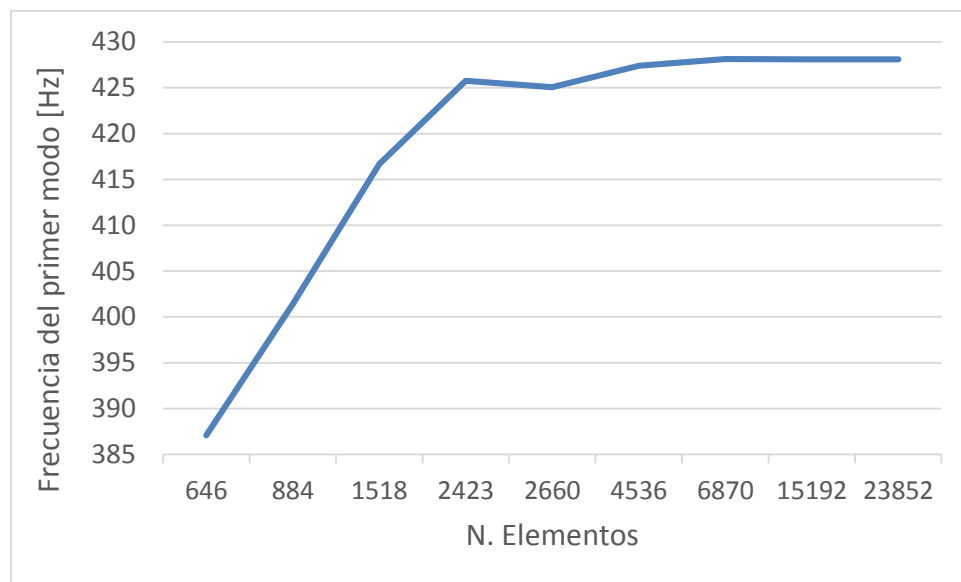
Los ejes son elementos de máquina que radican su importancia en la transmisión de movimiento de rotación y esfuerzo de torsión. Se utilizan como soporte para elementos de máquinas rotativos o transmitir trabajo mecánico mediante movimiento de rotación. Dependiendo de su uso pueden estar sometidos a flexión o torsión, y en algunos casos a esfuerzos combinados.

El eje se modela como un elemento de máquina en tres dimensiones, lo que quiere decir que el desplazamiento de los nodos se analiza en los tres ejes coordenados X, Y y Z. El tipo de elemento seleccionado para el desarrollo del modelo numérico fue el *SOLID95* en forma piramidal.

El modelo del eje se desarrolló de tal manera que se pudieran cambiar los parámetros geométricos tales como diámetros y longitud. De igual manera, también se pueden variar los tamaños de las regiones. Para el análisis de algún nuevo modelo se hace necesario la generación de una nueva base de datos.

Se realizó un análisis de convergencia (Figura 8) para determinar el tamaño del elemento, el cual incide directamente en el número de elementos de discretización como se ve en la Tabla 4, con el criterio de que la frecuencia no varíe más del 1% respecto al valor de convergencia y tener un bajo gasto computacional respecto al número de elementos se seleccionó un tamaño de elemento de 0,02.

Figura 8. Análisis de convergencia



Fuente: Autores del proyecto

Tabla 4. Relación de tamaño y número de elementos

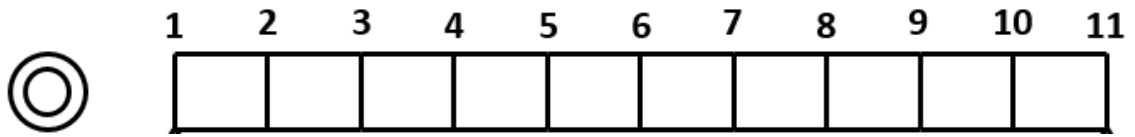
Tamaño de elemento	Número de elementos	Frecuencia
0,070	646	387,09
0,050	884	401,43
0,040	1518	416,70
0,030	2423	425,78
0,025	2660	425,06
0,020	4536	427,41
0,015	6870	428,13
0,010	15192	428,12
0,008	23852	428,12

Fuente: Autores del proyecto

Se estudiaron dos configuraciones de división, en las cuales los parámetros geométricos y propiedades físicas son iguales. El número de elementos para cada configuración es aproximadamente igual sin afectar la respuesta en frecuencia. Una división se realizó con 10 regiones (Figura 9) y otra con 5 regiones (Figura 10). Los ejes estudiados poseen las siguientes características:

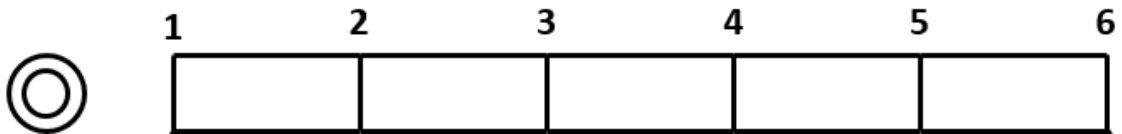
- Eje libre
- Eje hueco con diámetro exterior de $D_{ext} = 8 \times 10^{-2} \text{ m}$, diámetro interior de $D_{int} = 5.69 \times 10^{-2} \text{ m}$ y longitud de $L = 1.0 \text{ m}$
- Elemento axisimétrico
- Material: Acero SAE 4140
- Módulo de elasticidad $E = 2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$
- Densidad $\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$
- Coeficiente de Poisson $\nu = 0.3$

Figura 9. Eje de 10 regiones



Fuente: Autores del proyecto

Figura 10. Eje de 5 regiones



Fuente: Autores del proyecto

5.2. SELECCIÓN DE NODOS EN LOS MODELOS DE EJE

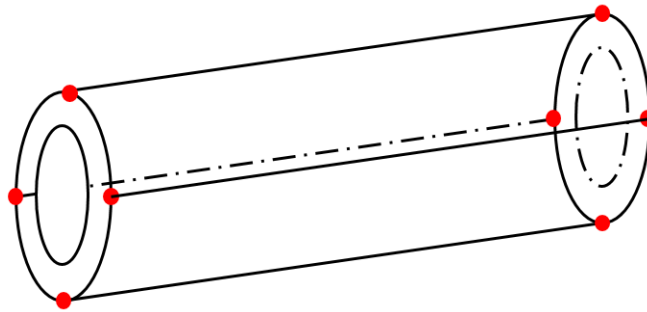
Debido al número de nodos en los modelos de eje, aproximadamente 9500 nodos para cada modelo, se debe hacer una selección debido al gasto computacional que ocasionaría el estudiar el movimiento de todos los nodos en los tres ejes. Para dichos modelos se escogieron nodos representativos los cuales den información suficiente y confiable de su desplazamiento en cada forma modal.

Para los modelos de eje de 5 y 10 regiones, se seleccionaron los nodos asociados a los *keypoints* (puntos rojos en la Figura 11) en la periferia de radio externo de cada cara tal como se muestra en la Figura 11. Y de cada uno de estos nodos se registra su desplazamiento en los tres ejes. La fórmula para determinar la cantidad de desplazamientos $[N_{des}]$ que se tienen en cuenta para el análisis de cada modelo de eje es la siguiente:

$$N_{des} = ((N_V + 1) * 4) * E \quad (30)$$

donde N_V es el número de regiones y E es el número de coordenadas a estudiar.

Figura 11. Región representativa del modelo de eje



Fuente: Autores del proyecto

Figura 12. Celda de configuración de daño

BDeje {5,8} <73x8>								
	1	2	3	4	5	6	7	8
1	414,7116	415,3775	1073,0814	1074,6267	1515,0200	1992,0855	1992,6741	2440,1795
2	0,43173	-0,03025	0,42734	-0,013136	0,35679	0,40684	-0,042084	0,0001144
3	0,030254	0,43182	0,013207	0,42808	-6,05E-05	0,042654	0,41063	0,001105
4	-0,00542	-0,07765	-0,003791	-0,12478	5,33E-05	-0,016711	-0,16152	-0,30771
5	0,43211	-0,03029	0,42821	-0,013148	0,0017081	0,41027	-0,042343	9,13E-05
6	0,030046	0,43166	0,013511	0,42686	0,35503	0,04276	0,40659	0,0011124
7	0,077653	-0,00555	0,1251	-0,003738	0,000339	0,16183	-0,016595	-0,30724
8	0,43211	-0,0303	0,42821	-0,013198	0,0017093	0,41025	-0,042488	0,000141
9	0,030434	0,43161	0,012821	0,42684	-0,35514	0,041696	0,4067	0,0011157
10	-0,07763	0,005334	-0,12498	0,0039383	-0,000335	-0,16168	0,016805	-0,30733
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
72	0,031735	0,45265	-0,012982	-0,42137	-1,89E-04	0,041112	0,39761	7,31E-05
73	0,005834	0,083536	-0,003886	-0,12734	-1,42E-06	0,016338	0,15944	0,3285

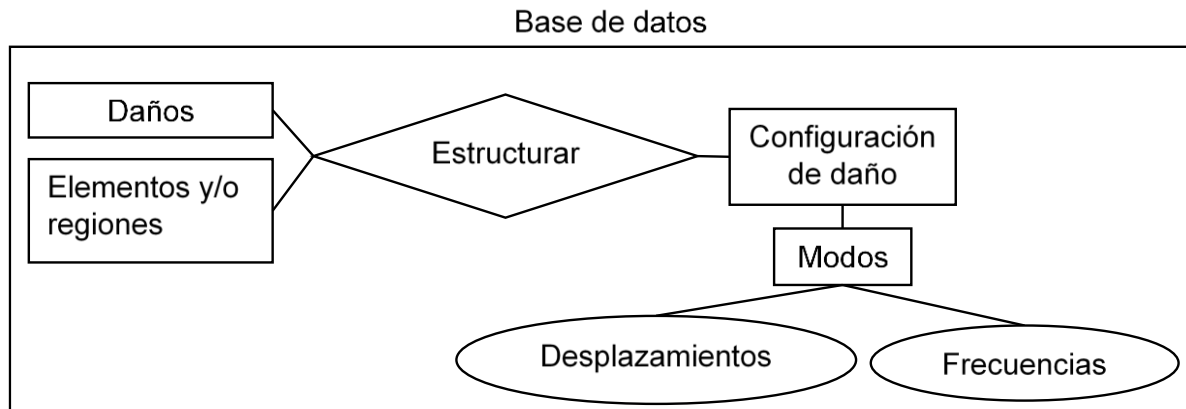
Fuente: Autores del proyecto

La información de desplazamientos se guarda junto con la frecuencia natural para cada forma modal en una celda. La Figura 12 muestra la celda de una configuración de daño de tamaño <73x8> para el modelo de eje de 5 regiones. Cada columna representa una forma modal, en este caso se escogieron 8 formas modales para el análisis. La primera celda en cada columna hace referencia al valor de frecuencia natural en dicha forma modal. Los valores en las siguientes filas corresponden a los desplazamientos de cada nodo en los ejes X, Y y Z.

5.3. ORGANIZACIÓN DE LAS BASES DE DATOS

Las bases de datos tienen un determinado número de celdas, las cuales poseen una matriz con la información de comportamiento dinámico para cada configuración de daño, tal como se muestra en la Figura 13.

Figura 13. Diagrama para las bases de datos



Fuente: Autores del proyecto

Toda esta información fue organizada para ser utilizada en el diagnóstico del modelo. La organización de la base de datos se realizó mediante la creación de dos vectores, un vector hace referencia a las combinaciones sin repetición entre elementos o regiones y el otro a las permutaciones con repetición de porcentaje de daño.

El vector de elementos o regiones (*NELEX*) se escogió como una combinación sin repetición ya que para este caso no se puede tener una pareja de números más de una vez sin importar su orden. La fórmula (31) que rige este comportamiento tiene dos parámetros importantes, n (número de cosas que se pueden elegir) y r (número de cosas que se eligen). Para el caso de la estructura n hace referencia al número de elementos (*LINKAGE*) en el que se discretizó la armadura y para el elemento de máquina n es el número de regiones. Para los dos modelos r es el número de elementos o regiones que se disponen para hacer pareja. Es importante resaltar que cada modelo posee su propio vector de elementos o regiones.

$$\frac{n!}{r!(n-r)!} \quad (31)$$

Para dar un ejemplo de dicho vector a continuación se muestra el vector de elementos para el modelo de eje de 5 regiones. La fila superior representa la posición de una pareja de elementos (fila inferior) en dicho vector.

Tabla 5. Vector de elementos para eje de 5 regiones

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1-2	1-3	1-4	1-5	2-3	2-4	2-5	3-4	3-5	4-5

Fuente: Autores del proyecto

El vector de daños (*BETAS*) se tomó como una permutación con repetición debido a que se deben tener todas las combinaciones posibles entre porcentajes teniendo en cuenta el orden. En los tres modelos se asignó un daño de 0% a 40% con intervalos de 5%, de tal manera que para la fórmula (32) m puede tomar 9 valores de porcentaje de daño y f toma dos de estos valores para hacer las permutaciones.

$$m^f \quad (32)$$

El vector de daños es igual para todos los modelos.

A continuación se presenta una pequeña muestra de vector de daños. La fila superior representa la posición de una pareja de porcentajes de daños (fila inferior) en dicho vector.

Tabla 6. Vector de daños

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	...	81
0-0	0-5	0-10	0-15	0-20	0-25	0-30	0-35	0-40	5-0	5-5	...	40-40

Fuente: Autores del proyecto

Debido a la incidencia de las características del procesador sobre los tiempos de desarrollo de la bases de datos, se describe a continuación las características del computador utilizado en el desarrollo del trabajo:

- Ordenador Asus X450c series
- Procesador Intel i7-3537u. 2.0. GHz
- Memoria RAM de 6 Gb
- Matlab 2013
- Ansys 14.5

En la Tabla 7 se muestra el tiempo de cálculo que tomó la creación de cada base de datos, tal como se presenta en la Figura 5, así como su respectivo espacio ocupado en disco.

Tabla 7. Bases de datos para los modelos

Base de datos	Tiempo	Espacio ocupado en disco
Armadura	707 min.	5403 KB
Eje de 5 regiones	227 min.	3494 KB
Eje de 10 regiones	583 min.	19235 KB

Fuente: Autores del proyecto

Cada base de datos tomó un tamaño diferente debido a que el vector *NELEX* (columnas) varía según el modelo dependiendo del número de elementos o regiones que este posea, mientras que el vector *BETAS* (filas) permanece constante. El tamaño de las celdas fue determinado, en las columnas, por el número de modos de vibración a extraer y, en las filas, por el número de nodos con sus desplazamientos en los ejes coordenados junto con la frecuencia de cada modo de vibración. En la Tabla 8 se muestra los tamaños para las bases de datos y las celdas para cada modelo.

Tabla 8. Tamaño de las bases de datos y celdas por modelo

Base de datos	Tamaño base de datos	Tamaño celda
Armadura	<81x78>	<17x8>
Eje de 5 regiones	<81x10>	<73x8>
Eje de 10 regiones	<81x45>	<133x8>

Fuente: Autores del proyecto

Figura 14. Base de datos eje de 5 regiones

BDeje <81x10 cell>							
	1	2	3	4	5	...	10
1	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	...	<73x8 dou>
2	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	...	<73x8 dou>
3	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	...	<73x8 dou>
4	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	...	<73x8 dou>
5	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	...	<73x8 dou>
6	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	...	<73x8 dou>
7	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	...	<73x8 dou>
8	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	...	<73x8 dou>
9	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	...	<73x8 dou>
10	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	...	<73x8 dou>
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
81	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	<73x8 dou>	...	<73x8 dou>

Fuente: Autores del proyecto

Un ejemplo de dicha base de datos se muestra a continuación en la Figura 14, la cual pertenece al modelo de eje de 5 regiones. Esta base de datos recibe el nombre de BDeje y su tamaño es de <81x10>. La celda enmarcada en rojo en la Figura 14 corresponde a la posición BDeje {8,5}, y teniendo en cuenta la Tabla 5 y Tabla 6 dicha posición se puede interpretar como un daño de 0% en la región 2 y un daño de 35% en la región 3.

5.4. IDENTIFICACIÓN DE ELEMENTOS Y REGIONES DAMNIFICADAS

Para los siguientes análisis se consideraron dos aspectos: los aciertos y el tiempo promedio para cada caso. Los aciertos hacen referencia a las ocasiones en el que el algoritmo logra identificar la ubicación del daño (elemento o región) y determino uno de los dos valores del intervalo en el que se encuentra el porcentaje de daño. El tiempo promedio hace referencia al promedio entre los tiempos de cálculo para determinar la condición de daño. El tiempo de cálculo es el tiempo que toma realizar los procesos descritos en la Figura 4 y Figura 6.

Tabla 9. Identificación de daños en el modelo de armadura

CONFIGURACIÓN DE DAÑO	MODOS	R1		R2		R3		R4	
		Aciertos	Tiempo promedio [s]	Aciertos	Tiempo promedio [s]	Aciertos	Tiempo promedio [s]	Aciertos	Tiempo promedio [s]
Elem.: 7 en 38%	2	3/3	39,73	1/3	51,82	0/3	63,20	0/3	50,83
	4	3/3	41,55	3/3	51,08	1/3	46,10	2/3	43,43
	6	3/3	26,33	3/3	39,27	0/3	46,14	3/3	49,85
	8	3/3	27,43	3/3	34,58	3/3	42,85	3/3	48,53
Elem.: 12 en 20%	2	3/3	33,92	0/3	54,91	0/3	37,94	0/3	40,37
	4	3/3	28,69	2/3	39,93	2/3	39,05	0/3	46,74
	6	3/3	32,00	3/3	39,77	1/3	38,99	1/3	44,32
	8	3/3	36,33	3/3	43,21	3/3	30,42	3/3	48,76
Elem.: 10 en 33% Elem.: 5 en 16%	2	3/3	35,68	0/3	40,93	0/3	43,87	0/3	49,03
	4	3/3	36,37	3/3	44,56	1/3	46,58	1/3	46,74
	6	3/3	34,77	3/3	42,51	3/3	43,16	2/3	46,39
	8	3/3	37,29	3/3	49,11	3/3	51,63	3/3	44,43
Elem.: 13 en 8% Elem.: 1 en 24%	2	3/3	42,07	2/3	43,88	0/3	49,61	0/3	47,98
	4	3/3	40,92	3/3	47,98	2/3	49,69	1/3	48,97
	6	3/3	42,04	3/3	45,49	3/3	50,37	2/3	48,41
	8	3/3	38,49	3/3	47,99	3/3	49,68	3/3	49,23
Elem.: 3 en 27,98% Elem.: 9 en 29,08%	2	3/3	40,23	3/3	52,95	0/3	45,28	0/3	48,96
	4	3/3	38,84	3/3	50,32	2/3	39,19	3/3	43,06
	6	3/3	41,57	3/3	47,16	3/3	44,42	2/3	42,16
	8	3/3	39,79	3/3	49,98	3/3	40,70	3/3	44,42

Fuente: Autores del proyecto

Tabla 10. Identificación de daños en el modelo de eje de 5 regiones

CONFIGURACIÓN DE DAÑO	MODOS	R1		R2		R3		R4	
		Aciertos	Tiempo promedio [s]	Aciertos	Tiempo promedio [s]	Aciertos	Tiempo promedio [s]	Aciertos	Tiempo promedio [s]
Región.: 5 en 7%	2	3/3	54,13	0/3	47,91	0/3	47,91	0/3	60,24
	4	3/3	54,17	0/3	49,21	0/3	49,21	0/3	61,76
	6	3/3	52,15	1/3	50,17	1/3	50,17	3/3	47,61
	8	3/3	47,67	3/3	51,63	3/3	51,63	3/3	52,06
Región.: 2 en 15%	2	3/3	44,63	0/3	41,06	0/3	41,06	0/3	60,42
	4	3/3	43,73	0/3	42,88	0/3	42,88	1/3	55,10
	6	3/3	44,91	3/3	42,35	3/3	42,35	3/3	57,31
	8	3/3	47,98	3/3	44,36	3/3	44,36	3/3	57,51
Región.: 1 en 20% Región.: 4 en 20%	2	3/3	55,96	0/3	44,04	0/3	44,04	0/3	46,24
	4	3/3	43,10	0/3	46,28	0/3	46,28	0/3	53,16
	6	3/3	44,38	2/3	42,45	3/3	42,45	3/3	46,84
	8	3/3	53,05	3/3	41,72	3/3	41,72	3/3	55,39
Región.: 2 en 32% Región.: 3 en 11%	2	0/3	50,42	3/3	48,70	3/3	48,70	0/3	53,81
	4	3/3	48,11	3/3	48,72	3/3	48,72	1/3	58,89
	6	3/3	51,35	3/3	47,77	3/3	47,77	2/3	63,61
	8	3/3	59,70	3/3	47,29	3/3	47,29	3/3	64,85
Región.: 4 en 1,8% Región.: 5 en 39,2%	2	3/3	45,54	0/3	46,43	0/3	46,43	0/3	62,43
	4	3/3	46,27	3/3	48,44	3/3	48,44	1/3	62,58
	6	3/3	50,88	2/3	48,69	2/3	48,69	1/3	57,21
	8	3/3	50,23	3/3	48,62	3/3	52,33	2/3	61,88

Fuente: Autores del proyecto

Diversas configuraciones de daño para los tres modelos analizados son consideradas para la evaluación de la efectividad del algoritmo y la metodología utilizada. A continuación se presentan los resultados de los análisis considerados en la Tabla 1 y Tabla 2. El número de luciérnagas $[n]$ escogido es de 40 y para el número máximo de iteraciones $[MaxGeneracion]$ valor de 5000, según recomendación hecha por Yang en [25]. En las siguientes tablas se presentan cinco diferentes configuraciones de daño en cada modelo. Para cada configuración de daño se varía la cantidad de modos de vibración analizados y el porcentaje de ruido añadido a los valores de los modelos de prueba. Para cada intersección de número de modos y porcentaje de ruido añadido se hace un total de tres veces. Los resultados exponen la cantidad de aciertos y el tiempo promedio.

A partir de la información mostrada en la Tabla 9, Tabla 10 y Tabla 11 se aprecia que la metodología propuesta para los modelos de armadura, eje de cinco regiones y eje de 10 regiones fue satisfactoria. En los tres modelos se hicieron combinaciones entre configuración de daño, modos de vibración analizados y porcentaje de ruido agregado a los valores de frecuencia y desplazamientos nodales, para las cuales el algoritmo pudo identificar la condición de daño. Sin embargo existe una incidencia por parte del porcentaje de ruido agregado, el cual al ser mayor exige una mayor cantidad de modos de vibración a analizar, debido a que necesita más valores para comparar y no verse afectado por el ruido. En los tres modelos se puede ver que el número de modos no afectó el tiempo de respuesta pero sí la confiabilidad de esta.

Tabla 11. Identificación de daños en el modelo de eje de 10 regiones

CONFIGURACIÓN DE DAÑO	MODOS	R1		R2		R3		R4	
		Aciertos	Tiempo promedio [s]	Aciertos	Tiempo promedio [s]	Aciertos	Tiempo promedio [s]	Aciertos	Tiempo promedio [s]
Región.: 4 en 10%	2	3/3	82,47	3/3	73,19	0/3	73,06	0/3	69,95
	4	3/3	80,63	3/3	75,64	3/3	70,13	3/3	65,58
	6	3/3	84,80	3/3	76,06	3/3	69,81	3/3	66,22
	8	3/3	77,72	3/3	77,18	2/3	70,75	3/3	67,50
Región.: 7 en 27%	2	3/3	76,52	2/3	100,36	0/3	81,46	0/3	80,04
	4	3/3	82,53	2/3	91,93	1/3	74,04	0/3	80,96
	6	3/3	90,64	3/3	100,23	3/3	78,79	3/3	80,87
	8	3/3	90,66	3/3	108,28	3/3	82,37	3/3	81,73
Región.: 5 en 20% Región.: 9 en 10%	2	3/3	75,18	3/3	68,98	1/3	75,06	0/3	77,07
	4	3/3	76,13	3/3	66,45	3/3	70,39	3/3	76,77
	6	3/3	71,50	3/3	65,89	3/3	70,96	2/3	74,34
	8	3/3	73,87	3/3	68,54	3/3	87,95	3/3	73,90
Región.: 2 en 38% Región.: 7 en 15%	2	3/3	76,05	3/3	93,53	2/3	78,87	1/3	78,52
	4	3/3	78,20	3/3	99,20	2/3	78,56	1/3	82,10
	6	3/3	79,22	0/3	90,10	0/3	81,99	0/3	79,82
	8	3/3	77,21	1/3	98,82	0/3	89,33	0/3	86,56
Región.: 1 en 17,58% Región.: 6 en 9,12%	2	0/3	93,17	0/3	78,13	0/3	76,52	0/3	69,95
	4	3/3	97,73	3/3	72,92	0/3	77,02	0/3	80,50
	6	3/3	91,15	3/3	79,17	2/3	78,68	3/3	75,67
	8	3/3	97,36	3/3	88,07	3/3	78,07	2/3	82,64

Fuente: Autores del proyecto

Para el caso de la división del modelo de eje en diferentes regiones se analizó la Tabla 10 y Tabla 11 se observa que ambos modelos, aunque no fueron analizados bajo las mismas configuraciones de daño, tuvieron resultados satisfactorios en la identificación de daño y tiempo de cálculo, teniendo un mejor porcentaje de aciertos el modelo de 5 regiones. Para la división de un modelo con muchas regiones se podrá llegar a la identificación del daño con una mayor precisión a diferencia de un modelo con pocas regiones, el problema que tiene una alta división es el tiempo necesario para la creación de las bases de datos y el tiempo de cálculo debido al aumento de información para análisis.

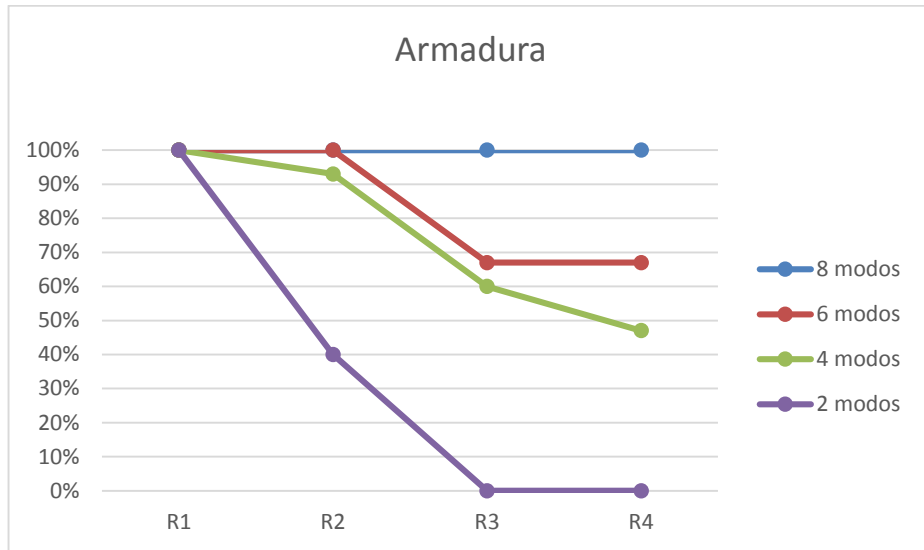
5.5. INFLUENCIA DEL RUIDO EN LA IDENTIFICACIÓN DEL DAÑO

Las siguiente graficas son tomadas a partir de los datos consignados en la Tabla 9, Tabla 10 y Tabla 11. Los datos expresados fueron el porcentaje de aciertos que tuvo cada modelo a medida que fue aumentando el ruido agregado (R1, R2, R3 y R4 de la Tabla 2).

Para el modelo de armadura (Figura 15) el porcentaje de aciertos del algoritmo decayó para cuando se analizaron 2, 4 y 6 modos de vibración conforme fue aumentando el nivel de ruido agregado a los valores logrando mantenerse en un 100% cuando se analiza la información dada por 8 modos. Para el modelo de eje de 5 regiones (Figura 16) se tuvo un comportamiento similar al modelo de armadura, excepto que el porcentaje de aciertos bajo alrededor de un 10%, llegando a un 90% de aciertos cuando fueron tomados 8 modos de vibración. Las curvas para el modelo de eje de 10 regiones (Figura 17) tuvieron un comportamiento diferente al expresado por los dos modelos anteriores. Las curvas de 8 y 6 modos fueron iguales de R1 a R3, mejorando el porcentaje de aciertos hasta un 70% para 8 modos de vibración. La curva de 4 modos tuvo un mejor comportamiento en R1, R2 y R3 pero luego cayo considerablemente. En los tres

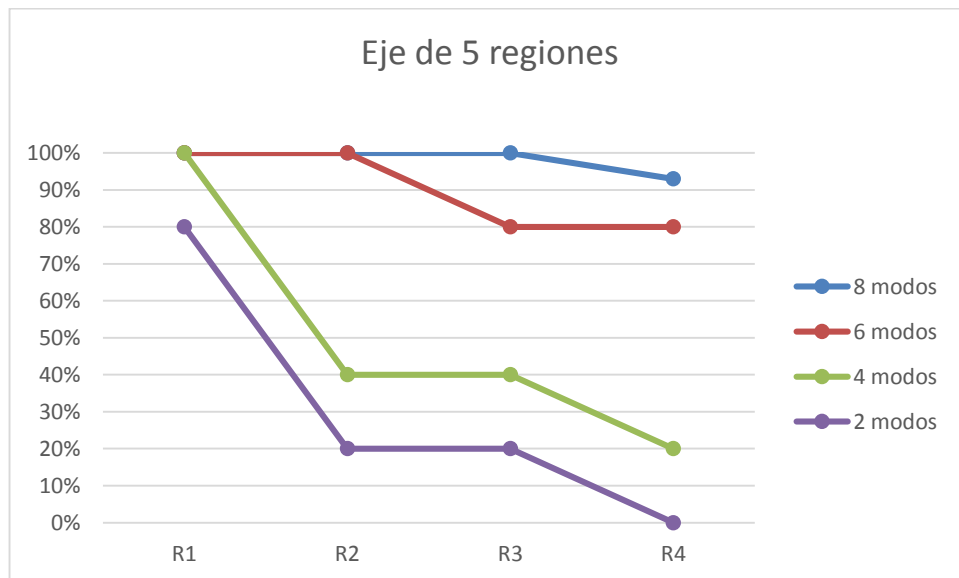
modelos la curva de 2 modos se vio altamente afectada al menor cambio de ruido llegando a 0% y 10% de aciertos en R4.

Figura 15. Aciertos vs Ruido para el modelo de armadura



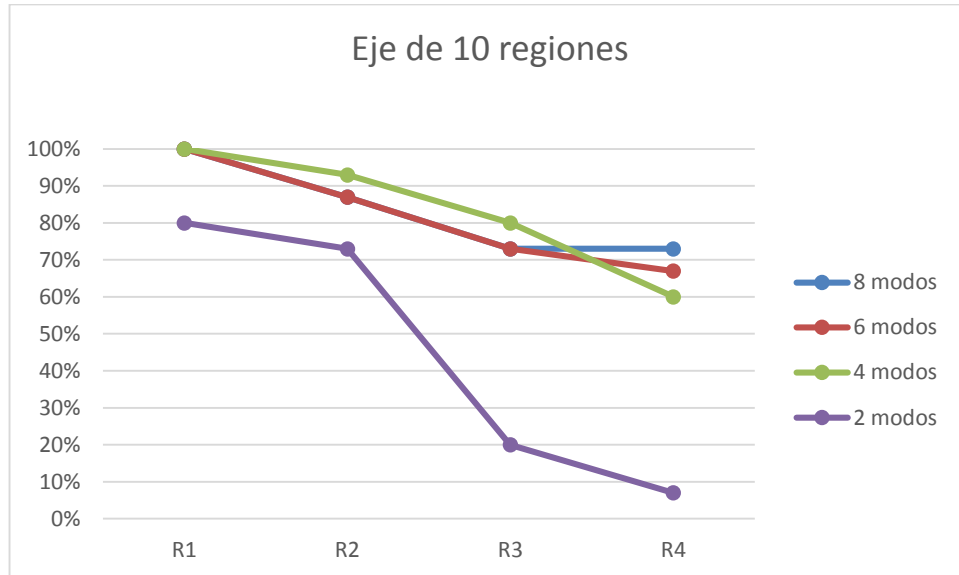
Fuente: Autores del proyecto

Figura 16. Aciertos vs Ruido para el modelo de eje de 5 regiones



Fuente: Autores del proyecto

Figura 17. Aciertos vs Ruido para el modelo de eje de 10 regiones



Fuente: Autores del proyecto

5.6. DESEMPEÑO DEL ALGORITMO

A continuación se analizó la convergencia de las luciérnagas descrita como % de convergencia en las Tabla 12, Tabla 13 y Tabla 14. El % de convergencia hace referencia al número de luciérnagas que coinciden en la identificación del daño.

Se evaluó el desempeño del algoritmo variando los parámetros de número de luciérnagas n y número máximo de iteraciones $MaxGen$ para verificar los aciertos del algoritmo, convergencia de las luciérnagas y el tiempo de cálculo respecto a dos diferentes configuraciones de daño para los tres modelos estudiados. Para el presente análisis se simuló con un ruido de 1% y 3% para $Ruido_{\omega}$ y $Ruido_{\phi}$ respectivamente, tal como lo indica [30]

Tabla 12. Desempeño del FA en el modelo de armadura

PARÁMETROS ALGORITMO FA		CONFIGURACIÓN DE DAÑO					
		Elem.: 8 en 18,15% Elem.: 13 en 22,45%			Elem.: 4 en 33% Elem.: 12 en 28%		
n=25 MaxGen=500	Aciertos	X	X	X	X	X	✓
	% de convergencia	12,00%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%	8,00%
	Tiempo [s]	7,41	6,14	4,25	9,21	4,29	5,78
n=30 MaxGen=1000	Aciertos	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	% de convergencia	13,33%	13,33%	33,33%	10,00%	16,67%	23,33%
	Tiempo [s]	7,45	7,17	6,88	7,38	7,24	7,24
n=40 MaxGen=5000	Aciertos	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	% de convergencia	77,50%	60,00%	75,00%	75,00%	80,00%	72,50%
	Tiempo [s]	41,75	43,26	46,25	43,82	39,23	39,68
n=60 MaxGen=8000	Aciertos	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	% de convergencia	96,67%	96,67%	98,33%	98,33%	98,33%	98,33%
	Tiempo [s]	115,18	102,33	108,79	87,14	98,33	104,42

Fuente: Autores del proyecto

En base a las Tabla 12, Tabla 13 y Tabla 14 se pudo evidenciar que las recomendaciones hechas por [25] respecto al valor de los parámetros (n y $MaxGen$) mantuvieron un desempeño satisfactorio en el balance de aciertos, convergencia y tiempo de respuesta. Se observó que las configuraciones de parámetros del FA por debajo de este punto ($n = 40$ y $MaxGen = 5000$) mostraban menores tiempos, pero de igual manera la convergencia y la confiabilidad de la respuesta decaían. Para el caso en el cual los parámetros se encontraban por encima de estos valores se evidenciaba un exceso de generaciones y por ende un mayor tiempo de cálculo y gasto computacional.

Para valores dados de los parámetros del algoritmo (n y $MaxGen$) el tiempo de cálculo no se ve afectado de manera significativa cuando cambia la configuración

de daño, pero al aumentar el valor de estos parámetros el tiempo de cálculo aumenta exponencialmente.

Tabla 13. Desempeño del FA en el modelo de eje de 5 regiones

PARÁMETROS ALGORITMO FA		CONFIGURACIÓN DE DAÑO					
		Región.: 4 en 1,8% Región.: 5 en 39,2%			Región.: 1 en 13,49% Región.: 3 en 28,33%		
n=25 MaxGen=500	Aciertos	X	X	✓	✓	✓	✓
	% de convergencia	36,00%	36,00%	28,00%	40,00%	32,00%	12,00%
	Tiempo [s]	8,56	9,21	7,27	9,26	9,15	9,68
n=30 MaxGen=1000	Aciertos	X	✓	✓	✓	✓	✓
	% de convergencia	56,67%	53,33%	50,00%	53,33%	66,67%	73,33%
	Tiempo [s]	11,66	11,53	12,51	12,3	12,03	14,28
n=40 MaxGen=5000	Aciertos	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	% de convergencia	100,00%	100,00%	85,00%	97,50%	100,00%	100,00%
	Tiempo [s]	56,5	51,67	68,7	50,54	46,19	45,15
n=60 MaxGen=8000	Aciertos	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	% de convergencia	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%
	Tiempo [s]	122,46	113,93	123,54	115,5	110,64	108,33

Fuente: Autores del proyecto

Para el modelo de armadura se confrontó el algoritmo luciérnaga contra el PSO empleado en la detección de daños en estructuras en [29]. Se utilizó el mismo tipo de armadura respecto a condiciones de geometría, propiedades físicas y restricciones, además se estudiaron iguales escenarios de daño y casos de ruido. Al comparar los resultados obtenidos por el algoritmo luciérnaga contra los obtenidos por el PSO, se hace evidente una reducción de tiempo en la determinación de la ubicación y magnitud del daño donde con el algoritmo luciérnaga se obtuvo respuesta en un tiempo máximo de 120 segundos mientras que el PSO tuvo respuesta en un mínimo de 9000 segundos. Esta diferencia se hace tan notoria debido a la a la implementación de diferentes metodologías,

principalmente en el hecho del desarrollo de bases de datos en el presente trabajo. En la ubicación y magnitud de los elementos con daño los dos métodos permiten identificar la condición de daño del modelo logrando sobreponerse al ruido de manera satisfactoria.

Tabla 14. Desempeño del FA en el modelo de eje de 10 regiones

PARÁMETROS ALGORITMO FA		CONFIGURACIÓN DE DAÑO					
		Región.: 7 en 8% Región.: 8 en 27%			Región.: 2 en 18,5% Región.: 3 en 22%		
n=25 MaxGen=500	Aciertos	✓	✓	X	X	X	✓
	% de convergencia	8,00%	8,00%	4,00%	4,00%	8,00%	12,00%
	Tiempo [s]	11,58	11,75	11,01	29,26	13,3	11,13
n=30 MaxGen=1000	Aciertos	✓	✓	✓	X	X	X
	% de convergencia	30,00%	30,00%	26,67%	30,00%	26,67%	26,67%
	Tiempo [s]	17,62	17,45	17,39	17,55	23,25	24,2
n=40 MaxGen=5000	Aciertos	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	% de convergencia	82,50%	87,50%	90,00%	97,50%	92,50%	87,50%
	Tiempo [s]	87,38	86,62	86,388	77,05	78,32	77,76
n=60 MaxGen=8000	Aciertos	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	% de convergencia	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%
	Tiempo [s]	205,76	210,13	208,25	171,12	161,06	180,75

Fuente: Autores del proyecto

6. CONCLUSIONES

En el presente trabajo se desarrolló una metodología la cual aborda el problema de la detección de daños en estructuras y elementos de máquinas como un problema de optimización. Para la solución del problema de optimización se escogió el algoritmo luciérnaga como la herramienta para determinar la condición de daño en los modelos.

Se realizó un estudio de la condiciones de daño para los modelos de armadura, eje de 5 regiones y eje de 10 regiones con la metodología propuesta. Se desarrolló una base de datos con la caracterización del daño para los modelos estipulados la cual se utilizó para determinar el estado de salud estructural de estos. El procedimiento establecido mostro ser eficaz en la identificación de condición de daño para los modelos. Los tiempos de respuesta dependen del tipo de estructura analizada, la configuración de daño y los elementos o regiones que compongan dicho modelo.

La metodología se fundamentó en el hecho de que un daño afecta las propiedades de rigidez del sistema lo que repercute en un cambio en su respuesta dinámica. El algoritmo extrajo dicha respuesta y la comparó con la base de datos para determinar la magnitud y localización de daño. Los resultados muestran que para diversas configuraciones de daño y con un porcentaje de ruido moderado (R1, R2, R3) el algoritmo consigue detectar y cuantificar los elementos o regiones damnificadas. Cuando existe un porcentaje de ruido severo (caso R4) es necesario analizar una cantidad de modos de vibración considerable (6 o 8) para obtener una respuesta confiable por parte del algoritmo, debido a que se observó que al trabajar con pocos modos de vibración el algoritmo no tenía información suficiente en los desplazamientos nodales de determinar ubicación y magnitud del daño.

Los parámetros del algoritmo luciérnagas tales como número de luciérnagas y número máximo de iteraciones tienen gran incidencia en la confiabilidad de la respuesta y el tiempo empleado. La recomendación hecha por Yang en [25] respecto al valor de estos dos parámetros mostró ser efectiva debido al alto porcentaje de convergencia de las luciérnagas (alrededor del 75% en el modelo de armadura y más del 85% para los modelos de eje). Se observó que una mala elección de estos parámetros puede llevar a una identificación errónea de los elementos o regiones damnificadas o generar un recalcu, lo que ocasiona una pérdida de tiempo y gasto computacional.

La ventaja de la metodología utilizada en el presente trabajo sobre la metodología de Ramírez en [29] radica en la disminución del tiempo utilizado para la identificación de daño, la cual se logró debido al tener datos pre-calculados y la flexibilidad del algoritmo para ser implementado de esta manera.

Se puede notar que a medida que el ruido aumenta tanto en los valores de frecuencias como en los desplazamientos nodales, la efectividad del método disminuye pero el método es más estable a medida que se tienen más modos de vibración, siendo una posible solución para mitigar el efecto de ruido en las mediciones.

En el análisis de la cantidad de información utilizada es observable que el tiempo de respuesta no varía considerablemente respecto a la cantidad de modos de vibración analizados para una configuración de daño dada en cualquier modelo. Teniendo en cuenta que con un mayor número de modos (6 o 8) se puede dar una respuesta más confiable y además que experimentalmente el número de modos que puede ser extraído es limitado, podemos concluir que 6 modos de vibración es un número que hace balance de estos dos criterios.

La parametrización del elemento de máquina permitió analizar el caso para diferentes divisiones (5 y 10 regiones) en la cual se detectaron las ventajas y falencias de aumentar o disminuir el número de regiones para el mismo modelo. Al

tener un menor número de regiones se obtuvo una respuesta satisfactoria debido a la singularidad de cada configuración de daño dentro del campo de solución, pero al tener el eje de 10 regiones se hizo notable el hecho que existen soluciones con respuestas dinámicas similares. De este modo se debe buscar que haya una mayor singularidad en esas respuestas lo cual se logra disminuyendo los intervalos del vector de daños.

El modelo de eje se configuro de tal manera que este pudiese ser parametrizable, es decir variar su configuración geométrica, propiedades físicas y numero de regiones de división con el fin de ampliar su utilización. Lo anterior presenta la restricción de que para cada nuevo modelo se debe generar una nueva base de datos con la caracterización de daño cuyo tamaño dependerá del tamaño y el número de regiones de división.

La simetría en el elemento de máquina presento un comportamiento relevante con las regiones opuestas cuando eran damnificadas. Cuando se afectaba una región la respuesta dinámica en frecuencias eran igual a que si se afectaba a su opuesto en igual porcentaje de daño. Pero esto no sucedía con los desplazamientos nodales los cuales presentaban diferencia. Los pesos de los parámetros dinámicos en la función objetivo podrían modificarse dando un mayor valor a los desplazamientos nodales para permitir la identificación de dichos casos.

BIBLIOGRAFÍA

ANAYA, C. y BARAJAS, C. Metodología para la detección de daños en estructuras metálicas empleando la técnica de análisis modal teórico experimental. Ingeniería Mecánica, Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga, Colombia. 2011.

ASKELAND, D. Ciencia e ingeniería de los materiales. 3ra ed. Thomson International.

BANATI, H. y BAJAJ, M. Firefly based feature selection approach. Int. J. Computer Science Issues. 2011. Vol. 8, N°2. p. 473-480.

CÁCERES, D. y PADILLA, C. Plataforma software para la optimización de mecanizado de cavidades utilizando el algoritmo luciérnaga "Firefly Algorithm". Ingeniería Mecánica, Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga, Colombia. 2014.

DOEBLING, S., FARRAR, C. y PRIME, M. A Summary Review of Vibration-Based Damage Identifications Methods. The Shock and Vibration Digest. 1998. Vol. 30, N°2. p. 91-105.

MOSLEM, K. y NAFASPOUR, R. Structural Damage detection by genetic algorithms. AIAA Journal. 2002. Vol. 40, N°7. p. 1395-1401.

RAMIREZ, D. Detección de daños en estructuras utilizando la técnica de optimización PSO. Ingeniería Mecánica, Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga, Colombia. 2010.

RAO, S. Mechanical Vibrations. 5 ed. Prentice Hall. 2010.

YANG, X. S. Firefly algorithms for multimodal optimization. Proc. 5th Symposium on Stochastic Algorithms, Foundations and Applications. Eds. O. Watanabe and T. Zeugmann. Lecture Notes in Computer Science. 2009. p. 169-178.

YANG, X. S. y HE, X. Firefly Algorithm: Recent Advances and Applications. USA. 2013. p. 1-11.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

-
- [1] DOEBLING, S., FARRAR, C. y PRIME, M. A Summary Review of Vibration-Based Damage Identifications Methods. *The Shock and Vibration Digest*. 1998. Vol. 30, N°2. p. 91-105.
 - [2] REN, W. y DE ROECK, G. Structural Damage Identification using Modal Data. *Simulation Verification. Journal of Structural Engineering*. 2002. Vol. 128, N°1. p. 87-95.
 - [3] RAHAI, A., BAKHTIARI-NEJAD, F. y ESFANDIARI, A. Damage assessment of structure using incomplete measured mode shapes. *Structural Control and Health Monitoring*. 2006. Vol. 14, N°5. p. 808-829.
 - [4] HUMAR, J., BAGCHI, A. y XU, H. Performance of Vibration-based Techniques for the Identification of Structural Damage. *Structural Health Monitoring*. 2006. Vol. 5, N°3. p. 215–227.
 - [5] RYTTER, A. *Vibration Based Inspection of Civil Engineering*. Department of Building Technology and Structural Engineering. Denmark: University of Aalborg. 1993.
 - [6] SCHUTTE, J. y GROENWOLD, A. Sizing desing of truss structures using particle swarm particle. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2003. Vol. 25, N°4. p. 261-269.
 - [7] BLAND, S. y KAPANIA, R. Damage Identification of Plate Structures using Hybrid Genetic-Sensitivity approach. *AIAA Journal*. 2004. Vol. 43, N°2. p. 439-442.
 - [8] BANATI, H. y BAJAJ, M. Firefly based feature selection approach. *Int. J. Computer Science Issues*. 2011. Vol. 8, N°2. p. 473-480.
 - [9] KENNEDY, J. y EBERHART, R. Particle swarm optimization. In: *Proc. of the IEEE Int. Conf. on Neural Networks*. Piscataway, NJ. 1995. p. 1942-1948.

-
- [10] YANG, X. S. Firefly algorithms for multimodal optimization. Proc. 5th Symposium on Stochastic Algorithms, Foundations and Applications. Eds. O. Watanabe and T. Zeugmann. Lecture Notes in Computer Science. 2009. p. 169-178.
- [11] YANG, X. S. y DEB, S. Cuckoo search via Levy flights. Proceedings of World Congress on Nature & Biologically Inspired Computing. IEEE Publications. USA. 2009. p. 210-214.
- [12] MARES, C. y SURACE, C. An application of genetic algorithms to identify damage in elastic structures. Journal of Sound and Vibration. 1996. Vol. 195, N°2. p. 195-215.
- [13] AU, F., CHENG, Y., THAM, L. y BAI, Z. Structural damage detection based on a micro-genetic algorithm using incomplete and noisy modal test data. Journal of Sound and Vibration. 2003. Vol. 259, N°5. p. 1081-1094.
- [14] LAIER, J. y VILLALBA, J. Improved genetic algorithm for structural damage detection. In: Proceedings of the 2009 Computer Structural Engineering Symposium. Shanghai, China. 2009. p. 833-839.
- [15] HE, J. y FU, Z. Modal Analysis. 1ra ed. Butterworth-Heinemann. 2001.
- [16] ANAYA, C. y BARAJAS, C. Metodología para la detección de daños en estructuras metálicas empleando la técnica de análisis modal teórico experimental. Ingeniería Mecánica, Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga, Colombia. 2011.
- [17] WOLFGANG, F. Manual de la técnica del automóvil. 3ra ed. Barcelona, España. 1999. p. 42-45.
- [18] RAO, S. Mechanical Vibrations. 5 ed. Prentice Hall. 2010.
- [19] SCHWARZ, B. y RICHARDSON, M. Experimental Modal Analysis. In: Proceedings of the CSI Reliability Week. 1999.
- [20] ASKELAND, D. Ciencia e ingeniería de los materiales. 3ra ed. Thomson International.

-
- [21] EWINS, D. Basics and state-of-the-art of modal testing. Academy Proceedings in Engineering Sciences. Sadhana. 2000. Vol. 25, N°3. p. 207-220.
- [22] VANCELLS, J. Algoritmos y programas. Editorial UOC. 2008.
- [23] CORMEN, T., LEISERSON, C., RIVEST, R. y STEIN, C. Introduction to algorithms. Cambridge, Massachusetts: The MIT Press. 2009.
- [24] BENI, G. y WANG, J. Swarm Intelligence in Cellular Robotic Systems. Proceed. NATO Advanced Workshop on Robots and Biological Systems. Tuscany, Italy. 1989. p. 26-30.
- [25] YANG, X. S. y HE, X. Firefly Algorithm: Recent Advances and Applications. USA. 2013. p. 1-11.
- [26] YANG, X. S. Nature-Inspired Metaheuristic Algorithms. Luniver Press. 2008.
- [27] CÁCERES, D. y PADILLA, C. Plataforma software para la optimización de mecanizado de cavidades utilizando el algoritmo luciérnaga "Firefly Algorithm". Ingeniería Mecánica, Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga, Colombia. 2014.
- [28] MOSLEM, K. y NAFASPOUR, R. Structural Damage detection by genetic algorithms. AIAA Journal. 2002. Vol. 40, N°7. p. 1395-1401.
- [29] RAMIREZ, D. Detección de daños en estructuras utilizando la técnica de optimización PSO. Ingeniería Mecánica, Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga, Colombia. 2010.
- [30] CHEN, B. y NAGARAJAIAH, S. Flexibility-based structural damage identification using Gauss- Newton method. In: Proceedings of SPIE- Sensors and smart structures, technologies for civil, mechanical, and aerospace systems. San Diego, USA. 2007. Vol. 6529, Part 1, paper 65291L.