

ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL DE UNA ESTRUCTURA MARÍTIMA

Cotaquispe Huamani, Jairo Alvaro¹

¹Universidade Federal do Rio do Janeiro, Brasil, alvarocotaquispe@gmail.com

Abstract– El fenómeno de la vibración es un factor recurrente en diferentes tipos de estructuras marítimas, que generalmente causa daños en maquinarias, discomfórt en la tripulación, ruidos excesivos y en casos severos, colapso estructural. El análisis modal es parte de la evolución en la mejora de la confiabilidad de estos sistemas estructurales, cuya intervención en el mantenimiento de estas, resulta costosa, cuando presentan fallas debidas a este fenómeno. Este trabajo tiene como objetivo realizar un proceso de análisis modal a través de mediciones realizadas en un catamarán para servicio de turismo en operación, y para esto será desarrollado un algoritmo computacional de análisis modal en el dominio de la frecuencia. Con este trabajo se espera contribuir a una mejor comprensión de las propiedades dinámicas de las embarcaciones, a través de su caracterización, es decir, identificando sus parámetros modales, y cuya utilización en distintas metodologías y/o herramientas de mantenimiento, control, monitoreo, etc. permitan reducir la vibración y valorar su integridad operacional.

Palabras Clave -- Análisis Modal Operacional, Descomposición Mejorada en el Dominio de la Frecuencia, Catamarán, Vibración.

I. INTRODUCCIÓN

El análisis modal es muy utilizado en la evaluación del comportamiento dinámico de estructuras y es considerada parte integrante en el proceso de desarrollo de nuevos productos, siendo una herramienta importante en la búsqueda de la optimización de las características dinámicas de distintas estructuras en la ingeniería.

El proceso de análisis modal busca determinar las características dinámicas inherentes a los sistemas en términos de frecuencias naturales, tasas de amortiguamiento y modos de vibración. De ese modo, es posible formular modelos matemáticos que describen los comportamientos de las estructuras en la forma de “modelos modales” con “parámetros modales”. La determinación de estas características dinámicas puede ser realizada por el análisis modal teórico, a través de modelos analíticos y numéricos, y también a través del análisis modal experimental, con ensayos experimentales.

Los métodos de análisis modal pueden ser separados principalmente en dos dominios, en los cuales los datos serán numéricamente tratados: métodos en el dominio de la frecuencia y métodos en el dominio del tiempo, aunque también vale la pena mencionar que existen métodos implementados que trabajan en el dominio tiempo-frecuencia (utilizando funciones de Wavelet, STFT, etc.).

El análisis modal experimental (EMA) está basado en la determinación de las matrices $[M]$, $[C]$ y $[K]$ a partir de los datos medidos experimentalmente (desplazamiento, velocidad o aceleración). Este tipo de análisis está fundamentado en las relaciones existentes entre la respuesta de vibración en un punto y la excitación en ese mismo punto o en un punto distinto, en función de su frecuencia (para métodos en el dominio de la frecuencia). Las combinaciones de las excitaciones (entradas) y las respuestas (salidas) del sistema llevan a un conjunto completo de funciones de respuesta en frecuencia conocidas en inglés como *Frequency Response Function* (FRF).

II. ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL

La gran limitación del análisis modal experimental (EMA) es la necesidad de tener conocimiento de la información de entrada y de salida en los sistemas ensayados, para posteriormente estimar los parámetros modales característicos del mismo. La información de entrada resulta ser, mayormente en grandes estructuras, difícil o imposible de obtener o reproducir (excitar una estructura compleja implicaría un elevado costo económico y también podría causar daños locales en la estructura) aun en casos de modelos ensayados en un laboratorio es difícil reproducir las condiciones naturales de excitación con precisión.

Debido a esto, el método de Análisis Modal Operacional fue desarrollado, para superar la limitación existente del método tradicional y así ofrecer la posibilidad de obtener los parámetros modales en un sistema solo con la información de las respuestas dinámicas de este. Puede mencionarse entonces que este análisis permite estimar esos parámetros modales de una estructura en casos de fuerzas de excitación desconocida (en términos de magnitud y frecuencia), están siendo aplicadas sobre estas, y en la mayoría de casos cuando estas estructuras se encuentran en condiciones normales de operación.

III. METODO EFDD

A. Método FDD

La técnica del FDD (Descomposición en el Dominio de la Frecuencia) expande el método BFD (Descomposición Básica en el Dominio de la Frecuencia, uno de los primeros métodos desarrollados en la historia del análisis modal experimental) utilizando una herramienta de factorización

matricial denominada *Descomposición de Valores Singulares* (SVD) que es aplicado a la matriz $G_y(f)$ formada por las PSD's calculadas para todos los sensores. Este proceso permite concentrar todas las informaciones espectrales en un solo gráfico, que es el gráfico de los valores singulares de la matriz de las *Funciones de Densidad Espectral de Potencia*.

La idea principal de la técnica FDD es más fácilmente interpretada expresando la respuesta considerada de un sistema dinámico $y(t)$ como una combinación de vectores de modos normales y sus respectivas coordenadas modales, dada por:

$$y(t) = a_1 q_1(t) + a_2 q_2(t) + \dots = Aq(t) \quad (1)$$

Donde A es la matriz de los modos de vibración $A = [a_1, a_2, \dots]$ es $q(t)$ y el vector columna de las coordenadas modales $q^T(t) = \{q_1(t), q_2(t), \dots\}$. Usándose la definición de funciones de correlación, $R_y(\tau)$, obtenemos la siguiente expresión para la matriz:

$$R_y(\tau) = E[y(t) y^T(t + \tau)] \quad (2)$$

$$R_y(\tau) = A E[q(t) q^T(t + \tau)] A^T \quad (3)$$

$$R_y(\tau) = A R_q(\tau) A^T \quad (4)$$

Donde $R_y(\tau)$ es la matriz que contiene las funciones de correlación de las coordenadas modales. Aplicando la *Transformada de Fourier* en ambos lados de la ecuación (3.10), se obtiene la matriz de densidad espectral (para una frecuencia particular f) dada por:

$$G_y(f) = A G_q(f) A^T \quad (5)$$

Asumiéndose que las coordenadas modales no son correlacionadas, esto es, que los elementos fuera de la diagonal de la matriz de las Funciones de Correlación de coordenadas modales, $R_q(\tau)$ son cero, entonces la matriz de las Funciones de Densidad Espectral de Potencia de las coordenadas modales, $G_q(f)$, es diagonal y contiene solamente valores positivos. Además de eso, se sabe que la matriz de la densidad espectral de potencia es Hermitiana y que se puede esperar alguna complejidad en los modos de vibración, y por eso, se utiliza el índice Hermitiano en vez de la Transpuesta, llevando la Eq. (5) a su forma final:

$$G_y(f) = A [g_n^2(f)] A^H \quad (6)$$

Donde $g_n^2(f)$ son los elementos diagonales de la matriz $G_q(f)$. La descomposición de la matriz PSD de la ecuación (5) puede ser realizada a través del SVD, lo cual, para una matriz compleja, hermitiana y positiva, tiene la forma:

$$G_y(f) = U S U^H \quad (7)$$

O también:

$$G_y(f) = U [s_n^2(f)] U^H \quad (8)$$

Los valores singulares de la matriz diagonal S son interpretados como las densidades auto-espectrales de $G_q(f)$, y los vectores singulares, $U = [u_1, u_2, \dots]$, son interpretados como los vectores de los modos de vibración contenidos en la matriz $A = [a_1, a_2, \dots]$.

B. METODO EFDD

Esta técnica de identificación modal es una versión mejorada del método FDD y su principal ventaja, con relación al método FDD, es la posibilidad de estimar con mayor precisión las frecuencias naturales además de identificar las tasas de amortiguamiento.

Gráficamente puede visualizarse mejor el procedimiento de cálculo utilizado por el método FDD. A través del proceso de *Descomposición de Valores Singulares*, se consigue obtener una matriz diagonal de los valores singulares (s_n) y una matriz de los vectores singulares (u_n), para una frecuencia específica (f), como se observa en la Figura 1. La primera, muestra los valores singulares dispuestos de forma decreciente, siendo que los primeros valores singulares contienen la respuesta dinámica de la estructura. Las líneas de valores singulares en todo el intervalo de frecuencia de análisis son representadas gráficamente (Figura 2).

$$\begin{bmatrix} g_{11} & \dots & g_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{n1} & \dots & g_{nn} \end{bmatrix}_f = \begin{bmatrix} u_1 & \dots & u_n \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ u_n & \dots & u_{nn} \end{bmatrix}_f * \begin{bmatrix} s_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & s_n \end{bmatrix}_f * \begin{bmatrix} u_1 & \dots & u_n \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ u_n & \dots & u_{nn} \end{bmatrix}_f^T$$

Fig. 1 Descomposición de Valores Singulares en una frecuencia

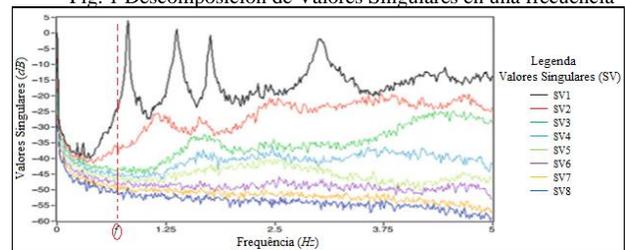


Fig. 2 Representación Gráfica de los Valores Singulares

La región alrededor de los picos identificados en el gráfico de los valores singulares, corresponde a modos naturales de vibración de la estructura de análisis. Cada región representa un sistema de un grado de libertad y los límites de esta región son determinadas a través de calcular la correlación (similitud) entre el vector singular asociado al valor singular del pico identificado (visualizado en la primera línea de valores singulares) con los vectores asociados a los valores singulares próximos de ese pico, y para ello haremos uso de un indicador numérico denominado Criterio de Garantía Modal (MAC). Siendo que valores mayores que un valor de MAC mínimo, definido por el usuario, definirán un nivel aceptable de correlación entre los vectores singulares comparados, y de esta forma queda definido las regiones correspondientes a los diferentes modos de vibración identificados.

De esta región identificada la frecuencia natural y la tasa de amortiguamiento son obtenidos, aplicando la *Inversa de la Transformada de Fourier* (IFFT) a la región identificada y mediante el cálculo de *Zero Crossing* y el método de *Decaimiento Logarítmico* aplicados a la función de auto correlación obtenida por la IFFT.

C. ALGORITMO

Para el desarrollo de algoritmo computacional fue utilizado el programa LabVIEW® como herramienta de programación, debido a su ambiente gráfico amigable, además de contener rutinas específicas para el procesamiento de señales.

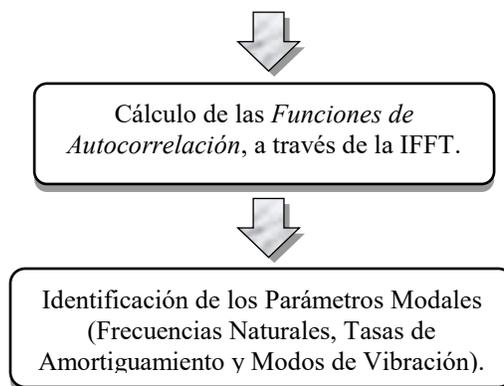
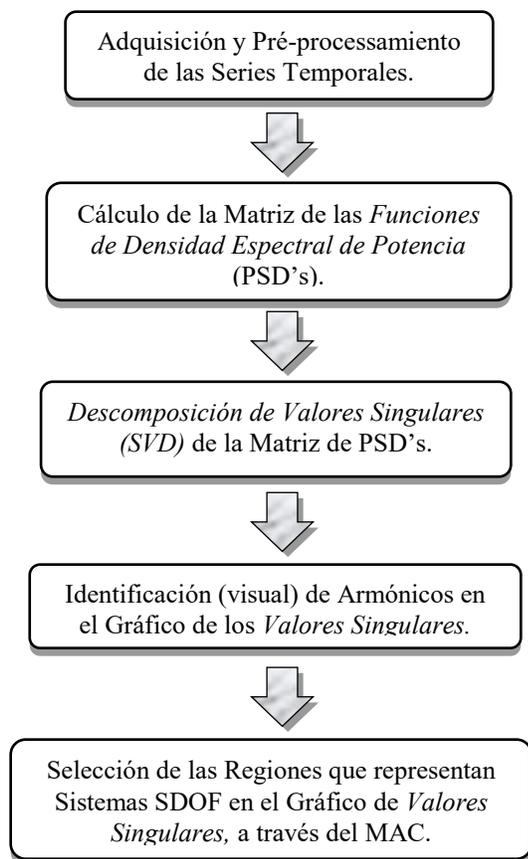


Fig. 3 Flujo de la metodología EFDD implementada en LabVIEW®

IV. VALIDACIÓN DEL ALGORITMO

El primer ensayo del algoritmo fue utilizando señales teóricas que simulaban un decaimiento exponencial en función de una frecuencia natural y de un amortiguamiento conocido. Fueron generados doce señales con diferentes características: fueran simulados modos próximos, con amortiguamientos diferentes y modos bien separados con amortiguamientos bajos, conforme muestra la Tabla 1.

Tabla 1. Señales teóricas generadas.

Señal Simulada	Parámetros	
	Frecuencia Natural [Hz]	Tasa de Amortiguamiento [%]
1	5,2	0,10
2	5,5	0,60
3	7	0,14
4	10	0,20
5	11	0,13
6	14	0,16
7	20	0,40
8	23	0,26
9	40	0,80
10	57	0,66
11	77	0,47
12	80	1,30

Las señales fueron generadas de acuerdo con las informaciones da Tabla 2 abajo.

Tabla 2. Características de las señales generadas.

Ítem	Datos
Número de muestras	4000
Tasa de adquisición (Hz) / Δt (s)	200 / 0,005
Tiempo de muestreo (s)	20

Las señales fueron agrupadas de dos en dos, simulando una adquisición de datos con 6 canales, conforme a la Tabla 3.

Tabla 3. Señales agrupadas simulando una adquisición con 6 canales.

Señal Compuesta	Señal	Color
1	Señal 1 y 2	Negro
2	Señal 4 y 6	Azul
3	Señal 5 y 7	Rojo
4	Señal 8 y 9	Negro
5	Señal 12 y 3	Azul
6	Señal 10 y 11	Rojo

La Figura 4 muestra algunas de las señales compuestas.

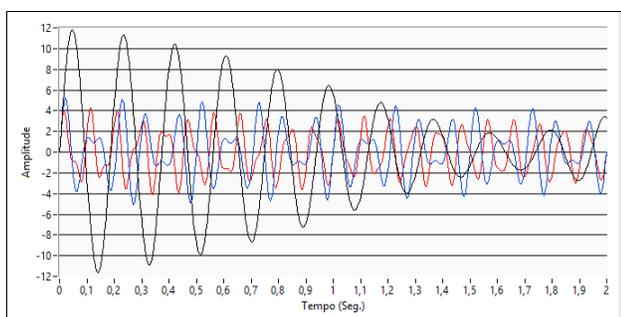


Figura 0. Señales compuestas - 1, 2 y 3.

Inicialmente, las señales fueron analizadas utilizándose un software comercial de análisis modal que posee el EFDD como uno de los métodos de identificación. En seguida, el algoritmo desarrollado fue utilizado para identificar los dos parámetros modales de las señales simuladas: las frecuencias naturales y las tasas de amortiguamiento.

Para facilitar la comparación, los parámetros de control que dependen del usuario fueron considerados siempre iguales. Así, para la estimación de la matriz de densidad espectral a través del Periodograma de Welch, los parámetros utilizados están en la Tabla 4.

Tabla 0. Parámetros utilizados en el Periodograma de Welch.

Parámetro	Valor
Tipo de la ventana	Hanning
Longitud de la ventana (muestras)	2196
Tasa de sobreposición	66%
Resolución del espectro (líneas)	4092

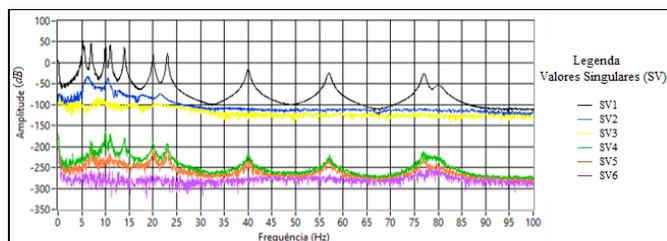


Figura 5. Gráfico de los valores singulares obtenidos en función de la frecuencia

En la Figura 5, donde la ordenada es dada en dB (ref. 1m/s²), es mostrado el gráfico de los valores singulares (considerando los parámetros de la Tabla 4), siendo posible identificar visualmente (en la primera línea de valores singulares) todos los picos que en las líneas de frecuencias coinciden con las frecuencias naturales amortiguadas de las señales simuladas. También se puede tener una idea, a priori, de las tasas de amortiguamiento de los modos visualizados, sabiendo que los modos con las bases más “finas” poseen tasas menores que aquellos con las bases más “largas”. La Figura 5 fue obtenida a partir del algoritmo desarrollado.

En la Figura 5, no se percibe que en el intervalo de 5 Hz existan dos modos próximos, sin embargo, estos modos si aparecen cuando se da un acercamiento en esa región, conforme muestra la Figura 6.

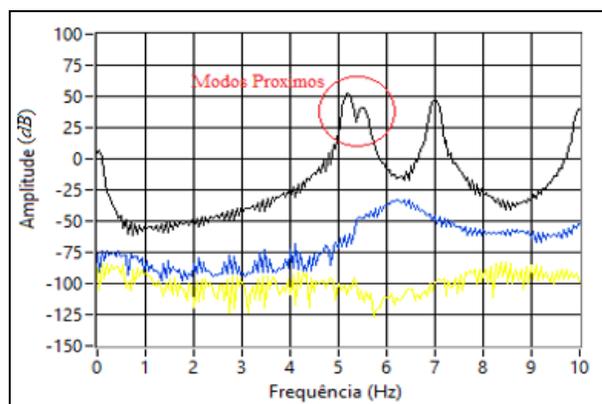


Figura 6. Los dos primeros modos (próximos)

El próximo paso fue seleccionar las regiones de los picos en el gráfico de los valores singulares y proceder a la identificación de los parámetros modales. La Tabla 5 presenta los resultados obtenidos con los dos algoritmos.

Tabla 4. Parámetros Modales Generados Analíticamente e Identificados Utilizando el Algoritmo Desarrollado

Modo	Señal Simulada		EFDD (Algoritmo Desarrollado)	
	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
1	5,2	0,10	5,22	0,11
2	5,5	0,60	5,51	0,60
3	7,0	0,14	7,08	0,15
4	10	0,20	10,03	0,21
5	11	0,13	10,91	0,13
6	14	0,16	14,02	0,16
7	20	0,40	20,00	0,35
8	23	0,26	23,08	0,26
9	40	0,80	40,01	0,59
10	57	0,66	56,97	0,44
11	77	0,47	76,90	0,38
12	80	1,30	79,90	0,90

Obsérvese en la Tabla 5 que las frecuencias naturales identificadas con el algoritmo desarrollado y el software comercial presentan excelente concordancia entre sí y con las frecuencias de las señales simuladas. Las señales no fueron contaminadas con ruido.

Nótese, por otro lado, que los picos próximos (5,2 Hz y 5,5 Hz) no fueron reconocidos por el software comercial aun alterándose los parámetros de análisis. El algoritmo desarrollado consiguió reconocerlos con gran precisión, porque las regiones de esos picos fueron separadas manualmente visualizando el intervalo de frecuencia en la cual estos actúan, opción que no es ofrecida por el software comercial.

La Tabla 6 muestra el error porcentual en la identificación de los parámetros modales por el algoritmo implementado en LabVIEW® y las señales simuladas. Las mayores diferencias fueron en relación a las tasas de amortiguamiento (en el caso de las frecuencias, la máxima divergencia fue de 1,14 %), presentándose un máximo de 33,33% para el 10° modo. En esos casos, obsérvese también que estas fueron subestimadas en relación a las señales simuladas. El software comercial también subestimó las tasas de amortiguamiento conforme es mostrado en la Tabla 5. Una explicación para esa subestimación puede estar en el error generado al seleccionar y reconstruir las regiones que representan un sistema SDOF, en el gráfico de los valores singulares, y así, en el cálculo de la Función de Autocorrelación, a través de la IFFT.

Tabla 5. Error (%) en la identificación de los parámetros modales utilizando el algoritmo desarrollado (en relación a las señales simuladas)

Modo	Error (%)	
	Frecuencia	Amortiguamiento
1	0,38	10,00
2	0,18	0,00
3	1,14	7,14
4	0,27	5,00
5	0,82	0,00
6	0,13	0,00
7	0,00	12,50
8	0,35	0,00
9	0,02	26,25
10	0,05	33,33
11	0,14	19,14
12	0,12	30,77

V. ANALISIS MODAL OPERACIONAL DEL CATAMARAN

Como fue mencionado al principio de este trabajo, el fenómeno de la vibración tiene un efecto negativo sobre los diferentes tipos de embarcaciones. Sin embargo, las embarcaciones de pasajeros reciben principal atención en el análisis de este fenómeno, debido a la importancia en la seguridad y el comfort de las personas que usan este medio de transporte, tal es así, que distintas entidades y organismos, públicos y privados, refuerzan sus regulaciones para la autorización del servicio de este tipo de embarcaciones (International Maritime Organization, International Standard Organization, American Bureau Shipping, Germany Lloyds, etc.).

La embarcación de estudio es un catamarán para transporte de pasajeros que fue construida en aluminio, en el año 2005, con una capacidad máxima de 50 pasajeros y que realiza regularmente viajes de aproximadamente una hora. Debido a los años de servicio y probablemente a un inadecuado mantenimiento, en el año 2013 esta embarcación presentó problemas de vibración excesiva, sobre todo en la región de la popa, por lo cual fue solicitada una medición de la vibración con el objetivo de identificar las fuentes de excitación que producen esta vibración excesiva. Las mediciones realizadas en la embarcación, serán utilizadas para identificar los parámetros modales de esta, y que son el objetivo principal de este trabajo. La Figura 7 y la Figura 8 muestran a dicha embarcación en servicio.



Figura 7. Embarcación de análisis, en servicio.



Figura 8. Embarcación de análisis, en servicio.

Las mediciones fueron realizadas utilizándose equipos que están de acuerdo con las recomendaciones de dos sociedades clasificadoras:

- “ABS Guidance Notes on Ship Vibration”, April 2006;
- DNV Rules Part 6, Chapter 15, "Vibration Class", July 2004;

Los siguientes equipos fueron utilizados:

- 01 Laptop;
- 01 Sistema de adquisición de Datos de 20 canales de la National Instruments;
- Diversos Acelerómetros del Fabricante PCB y Measurement Specialties;
- 2 Sensores Magnéticos;

La Figura 9 muestra uno de los sensores localizados en el sistema de gobierno (encerrado en rojo).



Figura 9. Posicionamiento del acelerómetro en la máquina de gobierno.

1.1 Procedimiento Experimental

Los procedimientos adoptados para las mediciones fueron realizados siguiendo las normativas mencionadas a continuación:

- ISO 6954:2000(E) "Mechanical Vibration - Guidelines for the Measurement, Reporting and Evaluation of Vibration with Regard to Habitability on Passenger and Merchant Ships";
- ISO 20283-2:2008, "Mechanical vibration - Measurement of vibration on ships - Part 2: Measurement of structural vibration";
- ISO/DIS 20283-4:2011, "Mechanical vibration - Measurement of vibration on ships - Part 4: Measurement and evaluation of vibration of the ship propulsion machinery";

Fueron utilizados seis sensores para la adquisición de las señales de vibración, que estaban dispuestos en la cubierta principal de la embarcación, para medir la vibración en la dirección vertical. La condición en la cual se tomó las mediciones fue cuando las maquinas principales (02) estaban operando a rotación constante (en torno a 1800 RPM).

La disposición general del catamarán (vista de perfil), así como la ubicación de los sensores de medición es mostrado en la Figura 10 Así también en la Figura 11 es mostrada una de las señales de vibración registradas durante el tiempo de medición.

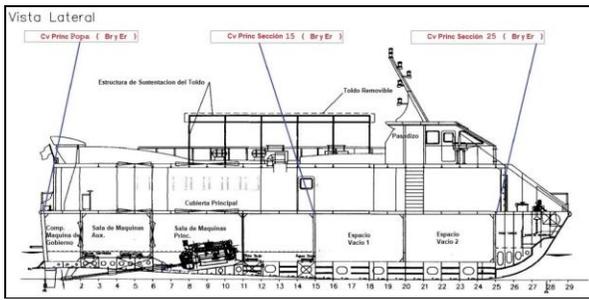


Figura 10. Disposición general de la embarcación de análisis.

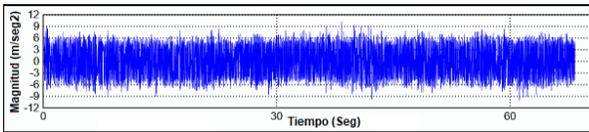


Figura 11. Serie temporal de aceleración para el canal ubicado en popa - babor.

1.2 Análisis Utilizando 6 acelerómetros

Habiendo validado el adecuado desempeño del algoritmo desarrollado, basado en la técnica EFDD, en el capítulo anterior, se utilizará este algoritmo para identificar los parámetros modales de la embarcación de análisis.

Inicialmente, la señal temporal fue obtenida con una tasa de adquisición de 0,4 kHz y durante un tiempo de 68,36 segundos, registrando un total de 27344 muestras. Como parte del pre-procesamiento, primero, se eliminó la media de la señal, en seguida, se reamostró la señal con una tasa de adquisición de 200 Hz, definiéndose, por lo tanto, un intervalo de frecuencia de análisis 100 Hz, intervalo de análisis adecuado, ya que se tiene especial interés en evaluar las frecuencias menores de la embarcación de estudio. La matriz de densidad espectral fue estimada con los parámetros mostrados en la Tabla 7.

Tabla 7. Parámetros utilizados para estimar las densidades espectrales.

Parámetro	Valor
Tipo de la ventana	Hanning
Longitud de la ventana (muestras)	2196
Tasa de Sobreposicion	66%
Resolución del espectro (líneas)	4096

La Figura 12 muestra el gráfico de los valores singulares (en dB) obtenida de la matriz de densidad espectral (DSP) formada de las funciones de densidad espectral calculadas entre las 6 series temporales obtenidas de los 6 sensores instalados.

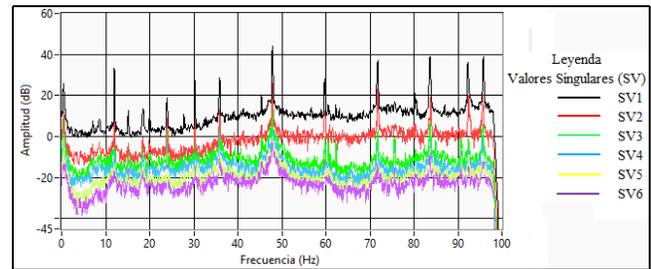


Figura 12. Gráfico de valores singulares

Para la identificación de los modos estructurales característicos de la embarcación se tiene, nuevamente, especial interés en la primera línea de valores singulares (color negro). En la Figura 12 Se puede observar el ruido presente en las mediciones, lo que dificulta la identificación adecuada de los modos, además de esto se visualiza gran número de picos con elevado alcance dinámico y “finos”, que son interpretados como componentes armónicos, esto será explicado más a detalle en una sección posterior. En la Figura 13 se muestra un acercamiento de la Figura 12 (en el intervalo de 0 a 25 Hz) para visualizar mejor aquellos picos que aparecen en el intervalo de 0 a 11 Hz y que son interpretados como modos estructurales, Nótese el poco alcance dinámico de los modos resaltados (rojo), lo que dificulta su identificación. Una nueva elección de los sensores podría suponer una mejor identificación de estos modos, esto será analizado en la sección siguiente.

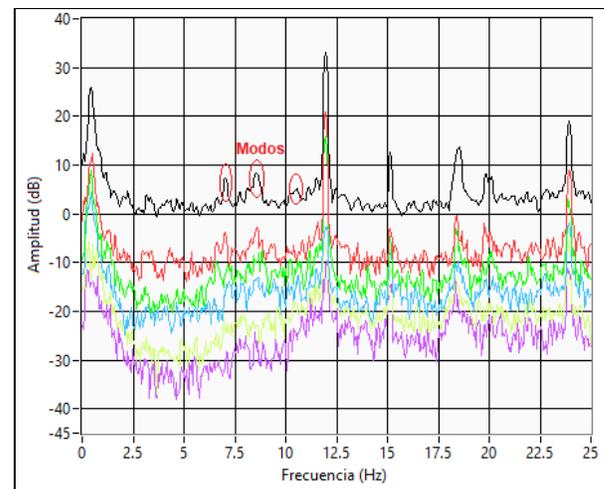


Figura 13. “Zoom” al Grafico de valores singulares

Realizándose un análisis minucioso, en el gráfico de valores singulares, se identificaron 6 modos estructurales, tanto en el análisis con el algoritmo desarrollado como con el software comercial (Tabla 8). Puede verse que los valores identificados a través de estos dos caminos, presentan gran concordancia (llegando a un máximo de 5,91 % para las frecuencias y a 7,67 % para las tasas de amortiguamiento), por tanto, esto supone y confirma nuevamente el buen desempeño

del algoritmo desarrollado, tomando como referencia el desempeño del software comercial.

Tabla 8. Parametros modales estimados a través de ambos algoritmos (6 sensores)

Modo	EFDD (Algoritmo Desarrollado)		Diferencia vs Software Comercial (%)	
	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]	Frecuencia	Amortiguamiento
1	6,94	2,70	1,00	5,06
2	8,49	3,37	1,16	7,67
3	10,35	3,08	1,43	0,32
4	13,32	2,28	1,48	3,17
5	34,57	1,93	0,06	2,03
6	43,76	3,64	5,91	1,89

1.3 Análisis Utilizando Elementos Finitos

En la Tabla 9 se muestra los resultados de los 5 principales modos de vibración vertical (solo frecuencias naturales), identificados a través del análisis del modelo en elementos finitos de la embarcación (realizado por Ricardo Homero Ramírez Gutiérrez – LEDAV / UFRJ). Se observa que los modos, obtenidos numéricamente: 10,35 Hz, 25,01 Hz, 35,23 Hz y 42,53 Hz presentan gran concordancia con los modos de vibración obtenidos experimentalmente en los análisis anteriores (un máximo de 2,08 % de diferencia), esto refleja el adecuado análisis experimental desarrollado, dejando en claro, sin embargo, la importancia del análisis experimental para poder calibrar el modelo numérico.

Cabe mencionar que el software comercial ofrece la posibilidad de ver la animación de los modos de vibración identificados y esto permitió que el modo 8,54 Hz, obtenido experimentalmente en el análisis anterior, fuese caracterizado como un modo de vibración torsional, es por esta razón que no fue identificado en el análisis numérico, ya que solo se identificaron los primeros modos verticales de la embarcación.

Nótese que, en el análisis experimental (Figura 14) se observa en torno a la frecuencia de 18 Hz la aparición de un componente armónico, lo que posiblemente evitó la identificación del modo 18,12 Hz que si aparece en el análisis numérico (Tabla 9).

Tabla 9. Parámetros estimados a través del modelo numérico

Modo	Modelo de Elementos Finitos	Algoritmo Desarrollado (6 Sensores)	Algoritmo Desarrollado (4 Sensores)	Diferencia (%)
	Frecuencia [Hz]	Frecuencia [Hz]	Frecuencia [Hz]	
1	10,35	10,35	10,39	0 / 0,39
2	18,12	-	-	
3	25,01	-	25,36	1,38
4	35,23	34,57	-	1,91
5	42,85	43,76	-	2,08

1.4 Análisis de Componentes Armónicos

Además de la posibilidad de identificar los modos estructurales propios de la embarcación, se puede visualizar la aparición de componentes armónicos a lo largo del intervalo de análisis. Como fue mencionando anteriormente, uno de los criterios para la caracterización de estos componentes es que excitan la mayoría de valores singulares en la línea de frecuencia donde estos aparecen. Esto puede ser visto en la Figura 14, así también, estos componentes se caracterizan por ser “finos” lo que supone un casi nulo amortecimiento, característica propia de una excitación armónica.

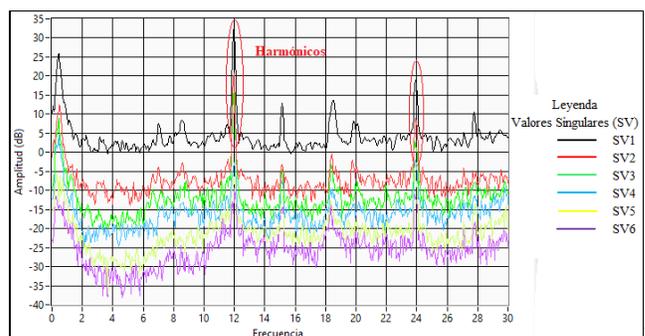


Figura 14. Gráfico de valores singulares, visualización de armónicos

En la Tabla 10 se muestran los resultados de los componentes armónicos identificados en el intervalo de 0-100 Hz. Obsérvese la cantidad de armónicos identificados. La aparición de estos componentes dificulta la identificación de modos estructurales propios de la embarcación.

Tabla 10. Componentes armónicos identificados en el ensayo experimental

Modo	Componentes Armónicos (Algoritmo EFDD)
	Frecuencia [Hz]
1	11,93
2	15,14
3	18,56
4	23,93
5	30,27
6	35,84
7	45,36
8	47,90
9	59,72
10	71,83
11	83,64

En la Tabla 11 se muestran los 4 primeros armónicos de orden superior de la excitación debido al propulsor, además de la frecuencia fundamental de rotación del eje, para varias rotaciones de las maquinas principales. Se resalta en rojo las revoluciones de las MCP's a la cual opera la embarcación y en cuya condición de servicio se tomaron las mediciones para este trabajo.

Tabla 11. Frecuencias de excitación debido al propulsor y al 1er orden de rotación del eje.

Rotación MCP	Rotación Eje	Eje	Propulsor (4 Palas)		
		Frecuencia Fundamental	1er Orden	2do Orden	3er Orden
(RPM)	(RPM)	(Hz)	(Hz)	(Hz)	(Hz)
1000	395	6,6	26,4	52,7	79,1
1100	435	7,2	29,0	58,0	87,0
1200	474	7,9	31,6	63,3	94,9
1300	514	8,6	34,3	68,5	102,8
1400	554	9,2	36,9	73,8	110,7
1500	593	9,9	39,5	79,1	118,6
1600	633	10,5	42,2	84,4	126,5
1700	672	11,2	44,8	89,6	134,4
1800	712	11,9	47,4	94,9	142,3
1900	751	12,5	50,1	100,2	150,3
2000	791	13,2	52,7	105,4	158,2
2100	830	13,8	55,4	110,7	166,1

Puede observarse de la Tabla 11 que la frecuencia fundamental del eje es aproximadamente la misma que el

primer armónico identificado y mostrado en la Tabla 10, lo cual confirma que el algoritmo identifica adecuadamente también las fuentes de excitación presentes en la embarcación analizada. También se observa en la Tabla 12 otras fuentes de excitación en la embarcación y que también son identificados a través del algoritmo desarrollado (Tabla 10).

Tabla 12. Frecuencias de excitación.

Fuentes de Excitación	Armónicos Reales y Producidos en el Cálculo Espectral (Hz)						
	/3	/2	x1	x2	x3	x4	x5
Línea de eje	-	-	11,9	23,9	35,9	47,8	59,8
Propulsor	15,9 5	23,9 3	47,8 6	-	-	-	-
Motor Principal	-	15,0 0	30,0 0	60,0 0	-	-	-

VI. CONCLUSIONES

Es confirmado a través del algoritmo implementado, el buen desempeño de la técnica EFDD en el análisis del catamarán, puesto que, los resultados obtenidos en los distintos ensayos experimentales presentan una gran correlación con los resultados del análisis numérico, observándose una máxima divergencia de solo 2,08 % para las frecuencias naturales, por lo tanto, puede ser considerada como una técnica viable para el análisis modal de estructuras marítimas, además de resaltar su simplicidad y rapidez en los cálculos. Además, debe resaltarse que el análisis del catamarán, realizado de forma experimental representa un proceso de mayor importancia con respecto al análisis numérico, puesto que, considera las condiciones reales de operación del catamarán, condiciones que no pueden ser simuladas numéricamente y cuyos resultados, por tanto, deben ser ajustados a los resultados obtenidos experimentalmente.

La implementación de un algoritmo computacional de análisis modal representa una interesante herramienta en relación al software comercial, ya que, permite alterar algunos parámetros en las diferentes etapas del análisis (que el software comercial no permite) para obtener una mejor precisión en los resultados y también, programar procedimientos adicionales en el algoritmo para optimizar su desempeño (opción no permitida en el software comercial).

La presencia de señales armónicas en el ensayo operacional, perjudica la identificación de parámetros, ya sea eclipsándolos o generando errores en su estimación, por lo tanto, es importante su identificación y remoción para una mejor identificación y precisión de parámetros. Se sugiere como trabajo futuro, la implementación (en el algoritmo) de técnicas de identificación y remoción de estos componentes

armónicos. Así también, se propone la opción de desarrollar algoritmos de otros métodos en el dominio de la frecuencia, basados en esta metodología y mencionados en los antecedentes, tales como CFDD, rFDD, FSDD, entre otros.

to Structural Health Monitoring Purposes”, *IEEE Workshop Environmental, Energy and Structural Monitoring Systems - EESMS*, Crema, Italy.

RECONOCIMIENTO

Especial agradecimiento al Laboratorio de Ensayos Dinámicos y Análisis Vibracional (LEDAV) de la Universidad Federal de Rio de Janeiro (UFRJ) por permitirme utilizar las mediciones obtenidas de los ensayos en campo del catamarán de turismo, así también, brindarme la asesoría constante y los recursos computacionales necesarios para el desarrollo de este trabajo.

REFERENCIAS

- [1] MAIA, N. M. M., SILVA, J. M. M., 1997, *Theoretical and Experimental Modal Analysis*, 1 ed. Tauton, Research Studies Press.
- [2] COOLEY, J. W., TUKEY, J. W., 1965, *An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series*.
- [3] MAIA, N. M. M., SILVA J. M. M., 2001, “Modal Analysis Identification Techniques”, *Philosophical Transactions of the Royal Society London A: Mathematical, Physical and Engineering Science*, v. 359, n. 1778, pp. 29–40.
- [4] ALBURQUEQUE C., M. A., 2016, *Identificação de Parâmetros Modais Utilizando Apenas as Respostas de Vibração no Domínio do Tempo*, Dissertação de M. Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [5] PEETERS, G. D., ROECK, B., 1999, “Reference-Based Stochastic Subspace Identification for Output-only Modal Analysis”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. v.13, p. 855–878.
- [6] B. VAN OVERSCHEE, P.; DE MOOR, 1993, “Subspace Algorithms for the Stochastic Identification Problem”, *Automatica Special Issue on Statistical Signal Processing and Control.*, vol. v. 29, p. 649–660.
- [7] KUNG, S., 1978, “A New Identification Method and Model Reduction Algorithm Via Singular Value Decomposition”, *Asilomar Conference Circuits, Systems and Computer*, pp. 705 – 714.
- [8] BRINCKER, R., VENTURA, C. E., 2015, *Introduction to Operational Modal Analysis*, United Kingdom, John Wiley & Sons.
- [9] PIOLDI, F., FERRARI, R., RIZZI E., 2016, “Output Only Modal Dynamic Identification of Frames by a Refined FDD Algorithm at Seismic Input and High Damping”, *Journal of Mechanical System and Signal Processing*, v. 68–69, pp. 265–291.
- [10] VANALI, A., CIGADA, M., 2009, “Long Term Operational Modal Analysis of a Stadium Grandstand