



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES

Máster en Ingeniería Industrial

**MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL**  
**ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES**  
**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID**

**TRABAJO FIN DE MÁSTER**

**Metodología de caracterización dinámica  
de estructuras y modelado calibrado  
mediante ANSYS**

Autor: D. David Velicia de las Moras  
Tutor: D. Antolín Lorenzana Iban

Valladolid, Septiembre, 2017



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES

Máster en Ingeniería Industrial

**MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL**  
**ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES**  
**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID**

**TRABAJO FIN DE MÁSTER**

**Metodología de caracterización dinámica  
de estructuras y modelado calibrado  
mediante ANSYS**

Autor: D. David Velicia de las Moras  
Tutor: D. Antolín Lorenzana Iban

Valladolid, Septiembre, 2017



## Resumen

El siguiente Trabajo Fin de Master trata sobre la elaboración de un modelo de elementos finitos de una estructura que responda de forma similar a como lo hace experimentalmente bajo distintas acciones. A pesar de la simplicidad aparente de la estructura bajo estudio, presenta ciertas características que complican el modelado, entre ellas su alta esbeltez y su baja masa. Ello lleva a respuestas dinámicas con vibraciones muy significativas. Con la intención de disminuir el nivel de vibraciones se instala un dispositivo denominado TMD, cuya sintonización y modelado también son objeto de este trabajo.

Para la parte experimental se han utilizado los equipos instrumentales disponibles en el laboratorio de estructuras, incluyendo registradores, sensores de aceleración, desplazamiento y fuerza, así como software específico de análisis modal (Dewesoft). Para la modelización computacional se ha usado el software ANSYS Mechanical APDL.

Tras la etapa de calibración, se realiza una comprobación del modelo realizando una comparación entre las respuestas de la estructura real y del modelo ante distintas fuerzas armónicas tanto móviles como estacionarias, determinando que el modelo creado es suficientemente aproximado al real como para predecir el comportamiento de la viga ante otro tipo de cargas o modificaciones.

## Abstract

The following Master's Thesis deals with the elaboration of a structure's finite element model which responds in a similar way to how it does experimentally under different actions. Despite the obvious simplicity of the structure under study, it shows certain characteristics that complicate the modeling, among them its high slenderness and its low mass. This brings to dynamic responses with very significant vibrations. In order to reduce the level of vibration, a device called TMD is installed, whose tuning and modeling are also the object of this work.

For the experimental part, instrumental equipment available in the laboratory of structures, including recorders, acceleration, displacement and force sensors, as well as specific software of modal analysis (DEWESoft) have been used. ANSYS Mechanical APDL software has been used for computational modeling.

After the calibration stage, the model is checked by comparing the responses of the real structure and the model to the different harmonic forces, both mobile and stationary, determining that the model created is enough approximate to the real to predict the behavior of the beam to other types of loads or modifications.

**Palabras clave (keywords):** model updating, TMD, ANSYS, experimental, FEM.



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES

MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

## ***Agradecimientos***

***Quiero agradecer la comprensión de mi familia y pareja, los cuales me han acompañado tanto en los buenos como en los malos momentos.***



# ÍNDICE

|  |    |
|--|----|
| 1. INTRODUCCIÓN .....  | 1  |
| 1.1. Motivación .....  | 1  |
| 1.2. Objetivos .....   | 1  |
| 1.3. Organización del documento .....                                  | 2  |
| 2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....   | 3  |
| 2.1. Finite element model updating .....                               | 3  |
| 2.2. Análisis Modal Experimental .....                                 | 4  |
| 2.3. Tuned Mass Damper (TMD).....                                      | 5  |
| 3. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL .....                                    | 9  |
| 3.1. Estructura de estudio.....  | 9  |
| 3.2. Respuesta estática .....  | 10 |
| 3.3. Respuesta modal.....  | 12 |
| 3.3.1. Instrumentación de la viga y configuración del registrador..... | 12 |
| 3.3.2. Respuesta modal de la estructura sin TMD .....                  | 14 |
| 3.3.3. Sintonización del TMD .....                                     | 19 |
| 3.3.4. Respuesta modal de la estructura con TMD .....                  | 24 |
| 4. MODEL UPDATING.....   | 30 |
| 4.1. Modelo de elementos finitos.....                                  | 30 |
| 4.2. Calibración de la respuesta estática de la viga .....             | 30 |
| 4.3. Calibración de la respuesta modal de la estructura sin TMD .....  | 33 |
| 4.4. Calibración de la respuesta modal del TMD.....                    | 40 |
| 4.5. Calibración de la respuesta modal de la estructura con TMD .....  | 42 |
| 5. VALIDACIÓN DEL MODELO.....  | 49 |
| 5.1. Características del robot de LEGO.....                            | 49 |
| 5.2. Ensayos.....  | 50 |
| 5.2.1. S-B-R .....   | 51 |
| 5.2.2. S-B-NR.....   | 54 |
| 5.2.3. S-SB-R.....   | 55 |
| 5.2.4. S-SB-NR .....   | 57 |
| 5.2.5. W-B-R .....   | 58 |
| 5.2.6. W-B-NR.....   | 61 |
| 5.2.7. W-SB-R .....  | 62 |
| 5.2.8. W-SB-NR .....   | 63 |



|  |    |
|--|----|
| 6. CONCLUSIONES .....  | 64 |
| REFERENCIAS .....  | 66 |
| ANEXOS.....  | 67 |
| A. Descripción del funcionamiento y configuración de Dewesoft X2 ..... | 67 |
| B. Descripción del funcionamiento de ANSYS Mechanical APDL.....        | 72 |
| C. Descripción de los archivos de entrada para ANSYS .....             | 77 |
| D. Calibración del martillo de impactos .....                          | 87 |

# ÍNDICE DE FIGURAS

|  |    |
|--|----|
| Figura 2-1. Esquema de TMD traslacional.....   | 6  |
| Figura 2-2. Esquema de TMD de tipo péndulo.....  | 7  |
| Figura 2-3. Esquema y detalle del TMD tipo péndulo del edificio Taipei 101 (China).....                            | 7  |
| Figura 3-1. Modelo 3D de la estructura de estudio.....   | 9  |
| Figura 3-2. Sección tubular rectangular.....   | 10 |
| Figura 3-3. Masa 1 (1.57 kg).....  | 11 |
| Figura 3-4. Masa 2 (1.785 kg).....   | 11 |
| Figura 3-5. Masa 3 (3.355 kg).....   | 11 |
| Figura 3-6. Tres primeros modos de vibración de una viga biapoyada.....  | 12 |
| Figura 3-7. Elementos para el montaje de los acelerómetros sobre la viga.....                                      | 13 |
| Figura 3-8. Detalle del montaje del acelerómetro nº7.....  | 13 |
| Figura 3-9. Montaje del registrador.....   | 13 |
| Figura 3-10. FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 1 m.....   | 15 |
| Figura 3-11. FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 1.5 m.....   | 15 |
| Figura 3-12. FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 3 m.....   | 15 |
| Figura 3-13. FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 4.5 m.....   | 15 |
| Figura 3-14. FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 5 m.....   | 15 |
| Figura 3-15. FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 1 m.....   | 16 |
| Figura 3-16. FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 1.5 m.....   | 16 |
| Figura 3-17. FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 3 m.....   | 16 |
| Figura 3-18. FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 4.5 m.....   | 16 |
| Figura 3-19. FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 5 m.....   | 16 |
| Figura 3-20. FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 1 m.....   | 17 |
| Figura 3-21. FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 1.5 m.....   | 17 |
| Figura 3-22. FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 3 m.....   | 17 |
| Figura 3-23. FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 4.5 m.....   | 17 |
| Figura 3-24. FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 5 m.....   | 17 |
| Figura 3-25. Regresión de la señal realizada por Matlab del free-decay de la viga sin TMD.....                     | 19 |
| Figura 3-26. Elementos que forman el TMD en la estructura real.....  | 19 |
| Figura 3-27. [11] D. Hartog, "Mechanical Vibrations", 2002, Optimum tuning frequency ratio, $f_{opt}$ , pp239..... | 21 |
| Figura 3-28. Montaje realizado para la sintonización del TMD.....  | 22 |
| Figura 3-29. FFT del TMD sintonizado a 3.57 Hz.....  | 23 |
| Figura 3-30. FRF entre 0 y 10 Hz de la estructura con el TMD sintonizado a 3.57 Hz.....                            | 23 |
| Figura 3-31. Comparación de la respuesta temporal del TMD ante varios amortiguamientos.....                        | 24 |
| Figura 3-32. FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 1 m.....   | 25 |
| Figura 3-33. FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 1.5 m.....   | 25 |
| Figura 3-34. FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 3 m.....   | 25 |
| Figura 3-35. FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 4.5 m.....   | 25 |
| Figura 3-36. FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 5 m.....   | 25 |
| Figura 3-37. FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 1 m.....   | 26 |
| Figura 3-38. FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 1.5 m.....   | 26 |
| Figura 3-39. FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 3 m.....   | 26 |
| Figura 3-40. FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 4.5 m.....   | 26 |
| Figura 3-41. FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 5 m.....   | 26 |
| Figura 3-42. FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 1 m.....   | 27 |
| Figura 3-43. FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 1.5 m.....   | 27 |
| Figura 3-44. FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 3 m.....   | 27 |
| Figura 3-45. FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 4.5 m.....   | 27 |
| Figura 3-46. FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 5 m.....   | 27 |
| Figura 3-47. Comparación entre la respuesta libre con y sin TMD.....   | 28 |
| Figura 4-1. Modelo usado en ANSYS para el ajuste de la respuesta estática.....                                     | 30 |
| Figura 4-2. Modelo usado en ANSYS para el ajuste de las frecuencias propias.....                                   | 33 |
| Figura 4-3. Relación entre los coeficientes del amortiguamiento de Rayleigh $\alpha$ y $\beta$ .....               | 35 |



|  |    |
|--|----|
| Figura 4-4. Comparación de respuesta libre del modelo de elementos finitos y la respuesta real. .... | 36 |
| Figura 4-5. Comparación FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 1 m.....                              | 37 |
| Figura 4-6. Comparación FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 1.5 m.....                            | 37 |
| Figura 4-7. Comparación FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 3 m.....                              | 37 |
| Figura 4-8. Comparación FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 4.5 m.....                            | 37 |
| Figura 4-9. Comparación FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 5 m.....                              | 37 |
| Figura 4-10. Comparación FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 1 m.....                           | 38 |
| Figura 4-11. Comparación FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 1.5 m.....                         | 38 |
| Figura 4-12. Comparación FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 3 m.....                           | 38 |
| Figura 4-13. Comparación FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 4.5 m.....                         | 38 |
| Figura 4-14. Comparación FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 5 m.....                           | 38 |
| Figura 4-15. Comparación FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 1 m.....                             | 39 |
| Figura 4-16. Comparación FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 1.5 m.....                           | 39 |
| Figura 4-17. Comparación FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 3 m.....                             | 39 |
| Figura 4-18. Comparación FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 4.5 m.....                           | 39 |
| Figura 4-19. Comparación FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 5 m.....                             | 39 |
| Figura 4-20. Respuesta libre con c = 0.030 (Amortiguamiento bajo).....                               | 41 |
| Figura 4-21. Respuesta libre con c = 0.213 (Amortiguamiento medio).....                              | 41 |
| Figura 4-22. Respuesta libre con c = 0.599 (Amortiguamiento alto).....                               | 41 |
| Figura 4-23. Modelo usado en ANSYS del conjunto viga-TMD.....  | 42 |
| Figura 4-24. Comparación de la respuesta libre del conjunto viga-TMD.....                            | 43 |
| Figura 4-25. Comparación de la respuesta libre del conjunto viga-TMD.....                            | 44 |
| Figura 4-26. Comparación FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 1 m.....                             | 45 |
| Figura 4-27. Comparación FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 1.5 m.....                           | 45 |
| Figura 4-28. Comparación FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 3 m.....                             | 45 |
| Figura 4-29. Comparación FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 4.5 m.....                           | 45 |
| Figura 4-30. Comparación FRF: Excitación X = 3 m; Respuesta X = 5 m.....                             | 45 |
| Figura 4-31. Comparación FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 1 m.....                           | 46 |
| Figura 4-32. Comparación FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 1.5 m.....                         | 46 |
| Figura 4-33. Comparación FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 3 m.....                           | 46 |
| Figura 4-34. Comparación FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 4.5 m.....                         | 46 |
| Figura 4-35. Comparación FRF: Excitación X = 4.5 m; Respuesta X = 5 m.....                           | 46 |
| Figura 4-36. Comparación FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 1 m.....                             | 47 |
| Figura 4-37. Comparación FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 1.5 m.....                           | 47 |
| Figura 4-38. Comparación FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 3 m.....                             | 47 |
| Figura 4-39. Comparación FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 4.5 m.....                           | 47 |
| Figura 4-40. Comparación FRF: Excitación X = 5 m; Respuesta X = 5 m.....                             | 47 |
| Figura 5-1. Robot LEGO.....  | 49 |
| Figura 5-2. Fuerza S-B-R.....  | 51 |
| Figura 5-3. Comparación de registros temporales S-B-R.....   | 51 |
| Figura 5-4. Comparación de la variación de $\pm 0.1$ Hz en el ensayo S-B-R.....                      | 52 |
| Figura 5-5. Comparación de la variación de $\pm 0.05$ N en el ensayo S-B-R.....                      | 52 |
| Figura 5-6. Comparación de la variación de $\pm 0.01$ kg en el ensayo S-B-R.....                     | 53 |
| Figura 5-7. Fuerza S-B-NR.....   | 54 |
| Figura 5-8. Comparación de registros temporales S-B-NR.....  | 54 |
| Figura 5-9. Comparación de registros temporales S-SB-R.....  | 55 |
| Figura 5-10. Comparación de la variación de $\pm 2.5$ N/m en el ensayo S-SB-R.....                   | 56 |
| Figura 5-11. Comparación de la variación de $\pm 0.05$ N·s/m en el ensayo S-SB-R.....                | 56 |
| Figura 5-12. Comparación de registros temporales S-SB-NR.....  | 57 |
| Figura 5-13. Comparación de registros temporales W-B-R.....  | 58 |
| Figura 5-14. Comparación de la variación de $\pm 0.25$ N en el ensayo W-SB-R.....                    | 59 |
| Figura 5-15. Comparación de la variación de $\pm 0.01$ kg en el ensayo W-SB-R.....                   | 59 |
| Figura 5-16. Comparación de la variación de $\pm 2$ s en el ensayo W-SB-R.....                       | 60 |
| Figura 5-17. Comparación de registros temporales W-B-NR.....   | 61 |
| Figura 5-18. Comparación de registros temporales W-SB-R.....   | 62 |
| Figura 5-19. Comparación de registros temporales W-SB-NR.....  | 63 |
| Figura A-1. Ventana de inicio de Dewesoft X2.....  | 67 |
| Figura A-2. Sección "Analog in".....   | 68 |
| Figura A-3. Configuración del canal de un acelerómetro (S/N: 15006 en este caso).....                | 68 |
| Figura A-4. Sección "MT" (Modal Test).....   | 69 |
| Figura A-5. Sección "Recorder".....  | 69 |
| Figura A-6. Sección "Modal test".....  | 70 |



|   |    |
|---|----|
| Figura A-7. Captura de pantalla durante un análisis modal .....   | 70 |
| Figura A-8. Exportado de datos, sección "File export" .....   | 71 |
| Figura B-1. Pantalla de inicio de ANSYS Mechanical APDL. ....   | 72 |
| Figura B-2. Pantalla principal de ANSYS Mechanical APDL. ....   | 73 |
| Figura B-3. Pantalla en segundo plano de ANSYS Mechanical APDL. ....  | 73 |
| Figura B-4. Menú List .....   | 74 |
| Figura B-5. Menú Plot.....  | 74 |
| Figura B-6. Menú PlotCtrls. ....  | 74 |
| Figura B-7. Ventana Size and Shape.....   | 75 |
| Figura B-8. Menú Preprocessor. ....   | 76 |
| Figura B-9. Menú Solution.....  | 76 |
| Figura B-10. Menú General Postproc.....   | 76 |
| Figura B-11. Menú TimeHist Postpro. ....  | 76 |
| Figura B-12. Ventana Variable Viewer del submenú TimeHist Postpro. ....   | 76 |
| Figura C-1. Keypoints.....  | 78 |
| Figura C-2. Lines. ....   | 79 |
| Figura C-3. Elemento beam188. ....  | 79 |
| Figura C-4 Sección hrec.....  | 79 |
| Figura C-5. Elemento combin14.....  | 80 |
| Figura C-6. Elemento mass21.....  | 80 |
| Figura C-7. Modelo mallado. ....  | 82 |
| Figura C-8. Análisis modal resuelto. ....   | 83 |
| Figura C-9. Análisis armónico resuelto. ....  | 84 |
| Figura D-1. Montaje para el calibrado del martillo de impactos. ....  | 87 |
| Figura D-2. Montaje sin masa extra. ....  | 88 |
| Figura D-3. Función de transferencia correspondiente al tercer ensayo del primer tipo (sin masa extra).<br>.....      | 88 |
| Figura D-4. Montaje con masa extra de 0.4046 kg. ....   | 89 |
| Figura D-5. Función de transferencia correspondiente al segundo ensayo del segundo tipo (masa extra = 0.4046 kg)..... | 89 |
| Figura D-6. Montaje con masa extra de 0.785 kg. ....  | 89 |
| Figura D-7. Función de transferencia correspondiente al primer ensayo del tercer tipo (masa extra = 0.785 kg).....    | 89 |
| Figura D-8. Explicación de los datos tomados para el ensayo. ....   | 90 |



# ÍNDICE DE TABLAS

|  |    |
|--|----|
| Tabla 3-1. Flecha experimental debida a masas puntuales.....   | 11 |
| Tabla 3-2. Masa medida con cada dinamómetro, masa total y masa promedio. ....  | 11 |
| Tabla 3-3. Informe de las frecuencias detectadas en el análisis modal para la viga sin TMD .....                                   | 18 |
| Tabla 3-4. Masas de los elementos del TMD usado en la estructura real. ....  | 20 |
| Tabla 3-5. Informe de las frecuencias detectadas en el análisis modal para la viga con TMD. ....                                   | 28 |
| Tabla 4-1. Dimensiones máximas y mínimas del perfil para el ajuste del análisis estático. ....                                     | 31 |
| Tabla 4-2. Comparativa entre las flechas teórica y del modelo de ANSYS. ....   | 31 |
| Tabla 4-3. Resultados de las optimizaciones del análisis estático. ....  | 32 |
| Tabla 4-4. Dimensiones escogidas para el modelo de ANSYS y sus propiedades geométricas. ....                                       | 33 |
| Tabla 4-5. Comparación de resultados después de la optimización entre el modelo teórico y el de ANSYS.....                         | 33 |
| Tabla 4-6. Masas de los acelerómetros utilizados. ....   | 34 |
| Tabla 4-7. Frecuencias obtenidas en ANSYS del modelo sin TMD. ....   | 34 |
| Tabla 4-8. Relación entre $\zeta$ y $c$ del TMD. ....  | 40 |
| Tabla 4-9. Frecuencias y errores obtenidos del modelo de elementos finitos del conjunto viga-TMD con los valores teóricos. ....    | 42 |
| Tabla 4-10. Frecuencias y errores obtenidos del modelo de elementos finitos del conjunto viga-TMD con los valores calibrados. .... | 43 |
| Tabla 4-11. Parámetros usados en los modelos de elementos finitos. ....  | 48 |
| Tabla 5-1. Codificación de los ensayos.....  | 50 |
| Tabla 5-2. Características de la fuerza S-B-R.....   | 51 |
| Tabla 5-3. Características de la fuerza S-B-NR. ....   | 54 |
| Tabla 5-4. Características de la fuerza S-SB-R. ....   | 55 |
| Tabla 5-5. Características de la fuerza S-SB-NR.....   | 57 |
| Tabla 5-6. Características de la fuerza W-B-R.....   | 58 |
| Tabla 5-7. Características de la fuerza W-B-NR. ....   | 61 |
| Tabla 5-8. Características de la fuerza W-SB-R. ....   | 62 |
| Tabla 5-9. Características de la fuerza W-SB-NR. ....  | 63 |
| Tabla D-1. Resultados del primer tipo de ensayo. ....  | 88 |
| Tabla D-2. Resultados del primer tipo de ensayo. ....  | 89 |
| Tabla D-3. Resultados del primer tipo de ensayo. ....  | 90 |
| Tabla D-4. Comparación entre la masa calculada y la real una vez corregida la sensibilidad. ....                                   | 90 |
| Tabla D-5. Datos recogidos en el ensayo entre la galga extensiométrica y el martillo de impactos. ...                              | 91 |



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES

MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL



# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1. Motivación

La tendencia actual hacia la construcción y fabricación de estructuras cada vez más complejas mecánicamente ha provocado el desarrollo de software informático específico para su diseño y simulación. Este tipo de programas suele estar basado en software de elementos finitos, los cuales permiten modelar todo tipo de estructuras y realizar sobre éstas diversos tipos de análisis, como pueden ser estáticos, modales, armónicos, dinámicos, de fatiga, etc. Algunos de los programas comerciales de este tipo son COSMOS o ANSYS, este último será el que se utilice para el desarrollo del trabajo.

El objetivo de las simulaciones es conocer de forma precisa todo el análisis de una estructura para así poder determinar si va a cumplir su función, es decir, si va a soportar las cargas a las que va a estar sometida y asegurar que cumple tanto los estados límite de últimos (ELU), como los estados límite de servicio (ELS). Con estas herramientas también es posible realizar modificaciones en la estructura y ver qué efectos tiene, y aplicar estados de carga elevados que en una situación real comprometiesen la integridad de la estructura.

Por muy bien que se realicen los ensayos experimentales y el trabajo computacional, es probable que la correlación entre ambas a priori no sea suficientemente buena. Si se tiene la certeza de que los análisis experimentales son correctos, será necesario retocar el modelo FEM. Los ajustes que puedan ser necesarios deben ser realizados con cierto criterio físico, teniendo en cuenta el ajuste que se busque se podrán modificar unos u otros parámetros, y con unas limitaciones, es decir, que los parámetros no se pueden alejar demasiado de su valor real, tienen que existir unos valores límite cercanos al real para que no se pierda el sentido físico, por ejemplo se pueden considerar las precisiones de las medidas realizadas.

La misma tendencia comentada antes hace que las estructuras y máquinas sean cada vez más flexibles y ligeras, dando lugar a una sensibilidad más alta ante cualquier excitación, ya sean por fenómenos naturales (viento, oleaje, terremotos, etc.) o causadas por el ser humano.

En el caso concreto de las vibraciones sería deseable que su amplitud fuera pequeña y tuvieran un alto amortiguamiento, ya que provocan la incomodidad de los usuarios o pueden incluso llegar a provocar el colapso de la estructura. Por este motivo se han desarrollado a lo largo del último siglo varios dispositivos de control de vibraciones como los TMD, los cuales tienen la capacidad de ser sintonizados de forma que se reducen las vibraciones en la estructura tanto en tiempo como en amplitud.

## 1.2. Objetivos

El objetivo principal de este Trabajo Fin de Master consiste en el modelado mediante un software de elementos finitos, ANSYS Mechanical APDL concretamente, de una

viga de sección rectangular tubular situada en el laboratorio y además en la realización de un “model updating”, con la intención de adecuar el modelo analítico para que las respuestas sean similares a las obtenidas experimentalmente. Las respuestas estática, modal y dinámica de la estructura serán obtenidas mediante distintas técnicas experimentales.

Una vez calibrado el modelo, se realiza una comprobación del modelo realizando una comparación entre las respuestas de la estructura real y del modelo ante distintas fuerzas armónicas tanto móviles como estacionarias, con el fin de corroborar la validez del modelo.

Se utilizará un TMD para reducir la respuesta vibratoria de la viga. Un TMD es uno de los diversos tipos de sistemas de control pasivo de vibraciones consistente en un sistema masa-muelle-amortiguador. La implementación de este dispositivo puede complicar el análisis experimental y computacional ya que añade un grado de libertad al sistema.

Cabe señalar como objetivo secundario que el TMD es sintonizado a la primera frecuencia natural de la estructura principal y, además, este elemento sufre también un proceso de caracterización y de modelado FEM.

El presente trabajo, aparte de su cometido principal, sirve también para enlazar con el Trabajo Fin de Grado realizado por el mismo autor, el cual trataba acerca del diseño de una pasarela peatonal simulando el tránsito de un peatón también mediante el software ANSYS Mechanical APDL.

### 1.3. Organización del documento

Este trabajo está organizado en seis apartados y se divide en cuatro partes. La primera, puramente teórica, introduce los elementos y técnicas menos comunes que se han utilizado en el presente trabajo. En la segunda parte, se explica cómo mediante técnicas experimentales se obtienen las respuestas estática, modal y dinámica de la viga, el proceso de sintonizado del TMD, y por último las respuestas del conjunto formado por ambos elementos.

La tercera parte abarca todo el proceso de “model updating”, desde la calibración de la respuesta estática de la viga, pasando por la del modelo del TMD, hasta la caracterización completa del conjunto. En esta parte, en cualquiera de sus etapas, si no se consigue un calibrado correcto de la respuesta o de los parámetros que se estén estudiando, será posible utilizar parámetros ya ajustados en etapas anteriores para conseguirlo. Esto implica la comprobación de que las respuestas calibradas anteriormente al cambio realizado, no son afectadas por el éste.

Por último, en la cuarta parte se comprueba la validez de los modelos creados mediante la comparación de las respuestas experimental y analítica ante la imposición de una excitación conocida a los modelos de la viga individual y del conjunto.

Existe también un apartado de anexos, el cual está formado por tres sub-apartados. El primero explica el proceso de calibración del martillo de impactos que se realizó para el presente estudio. El segundo describe el procedimiento de recogida de datos y la configuración del software. Por último, en el tercer apartado se muestran los archivos utilizados en ANSYS, donde son comentados y acompañados de capturas de pantalla explicativas de cada etapa de la simulación.

## 2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

### 2.1. Finite element model updating

El procedimiento “finite element model updating” o “model updating” simplemente, se basa en el proceso por el cual un modelo teórico inicial construido para analizar la respuesta de una estructura puede ser corregido utilizando datos medidos sobre la estructura real y, actualmente, es una de las aplicaciones más exigentes y demandadas [1]. El término inglés “finite element model updating” no tiene una traducción directa al español, pero puede ser interpretado como “calibración del modelo de elementos finitos”.

Existen varios métodos los cuales se pueden clasificar en cuatro tipos:

- Directos
- Iterativos
- Minimización de los residuos modales
- Minimización de los residuos de respuesta

En la construcción de un modelo de elementos finitos suele ser habitual hacer simplificaciones, tanto en las condiciones de contorno como en la interacción con otros elementos, las cuales inducen errores en los datos obtenidos. Aun así, no todos los errores están relacionados con el modelo de elementos finitos, sino que en la toma de datos experimental también se producen irregularidades. Es necesario saber que en el proceso de obtención de datos experimentales se añaden diversos equipos a la estructura, bien sea para excitar o para medir, los cuales afectan a la dinámica de la estructura mediante sus masas y sus rigideces.

Por ejemplo, los acelerómetros fomentan ciertos errores en la medida con su uso, de los cuales se comentan a continuación los más comunes:

- Errores en las frecuencias naturales debidos a la masa de un acelerómetro son especialmente comunes en el análisis modal.
- El movimiento transversal y la flexión de la base de los acelerómetros y el ruido del cable del acelerómetro son fuentes comunes de errores.
- Los transductores piezoeléctricos tienden a carecer de linealidad a bajas frecuencias y pueden ser sensibles a la temperatura y a campos magnéticos y acústicos.

Los sistemas electrónicos, como los controladores de señales, generalmente introducen bajos niveles de ruido de los instrumentos y los problemas se encuentran a menudo a la frecuencia de la red eléctrica (50 Hz). Al mismo tiempo, las dificultades prácticas de las pruebas experimentales generalmente dan lugar a datos de mediciones imprecisos.

El procesamiento posterior también introduce errores adicionales, especialmente con los métodos de ajuste de curvas populares que requieren una intervención manual del usuario [2].

Debido a estas inexactitudes y a las simplificaciones comentadas, el comportamiento del modelo de elementos finitos no se corresponde con el de la estructura real. Por ello es necesario un calibrado.

El propósito de model updating consiste en la modificación de los parámetros que afectan a la masa, a la rigidez y al amortiguamiento del modelo de elementos finitos, con la intención de que la respuesta del modelo virtual se ajuste a la de la estructural real. Si el propósito del modelo es predecir la respuesta ante cargas no probadas o modificaciones en la estructura es importante que el calibrado del modelo sea lo más perfecto posible [2].

## 2.2. Análisis Modal Experimental

Un análisis modal experimental, EMA en sus siglas en inglés, es el proceso por el cual se describe una estructura o sistema mecánico mediante sus propiedades dinámicas a partir de la respuesta frente a una excitación conocida. Su objetivo es determinar las frecuencias naturales, el amortiguamiento y caracterizar los modos de vibración en el rango de frecuencias de interés. Estos parámetros también pueden ser obtenidos con la técnica del OMA (Análisis Modal Operacional), basado en la medida de la respuesta de una estructura usando solo el ambiente y las fuerzas de servicio que actúen sobre la misma, sin embargo, el EMA proporciona además los modos de vibración escalados o, alternativamente, las masas modales. Todas las estructuras poseen frecuencias naturales y modos de vibración, que dependen básicamente de la masa, de la rigidez de la estructura y de sus condiciones de contorno [3].

La principal herramienta del análisis modal experimental es la función de respuesta en frecuencia (FRF), que es una curva característica de la estructura asociada a sus propiedades modales. Relaciona la frecuencia de excitación en un determinado punto con la relación de amplitudes respuesta/excitación en régimen estacionario en el mismo u otro punto de la estructura [4]. Si la respuesta recogida se corresponde con datos de desplazamiento, la función de respuesta en frecuencia se denomina receptancia, por otro lado, si se toman datos de velocidad, se llama movilidad, y finalmente, si los datos recogidos son de aceleraciones, la FRF se denomina acelerancia [5].

Se pueden definir tres estimadores de la función de respuesta en frecuencia, en función de en qué señal, si en la de entrada o en la de salida, consideren el ruido.

- Estimador  $H_1$ : es la función de respuesta en frecuencia convencional. Se determina usando el espectro cruzado entre la entrada y la salida, y el auto-espectro de entrada, siendo  $x$  la entrada e  $y$  la salida [6]. Considera el ruido solo en la señal de entrada.

$$H_1 = \frac{S_{xy}}{S_{xx}}$$

- Estimador  $H_2$ : se obtiene normalizando el auto-espectro de salida por el espectro cruzado entre la salida y la entrada [6]. Tiene en cuenta el ruido en la señal de salida.

$$H_2 = \frac{S_{yy}}{S_{yx}}$$

- Estimador  $H_v$ : puesto que  $H_1$  es un estimador de límite inferior y  $H_2$  es un estimador de límite superior, se puede calcular la media o la media geométrica de  $H_1$  y  $H_2$  para obtener otra estimación de la FRF, el llamado estimador  $H_v$  o  $H_3$  [6].

$$H_v = \sqrt{H_1 \cdot H_2}$$

Este estimador tiene en cuenta el ruido en la medida de la fuerza (entrada) y en el auto-espectro de respuesta (salida). Para el caso de que la señal correspondiente al ruido sea pequeña en comparación con las señales de entrada y salida,  $H_v$  debería proporcionar una gráfica similar a la auténtica FRF del sistema [6]. En el caso de este trabajo, la tarjeta de adquisición de datos con la que se trabaja cuenta con este último estimador para obtener las funciones de respuesta en frecuencia.

Los estimadores  $H_1$  y  $H_2$  deben dar el mismo resultado, por lo que un indicador de la calidad del análisis se puede definir como la relación de estos dos estimadores, es la llamada coherencia ( $\gamma$ ). Es un coeficiente normalizado de correlación entre la fuerza medida y las señales de respuesta evaluadas en cada frecuencia. Este parámetro varía su valor entre cero y la unidad.

$$\gamma^2 = \frac{H_1}{H_2}$$

Si la función de coherencia es menor que la unidad, tienen lugar una o más de las causas siguientes:

- Ruido extraño presente en la medición.
- Los errores de resolución.
- El sistema que relaciona la entrada con la salida no es lineal.

Otra de las herramientas utilizadas en análisis modal experimental es la función de indicador de modo, MIF de sus siglas en inglés. Existen varias funciones de indicador de modo comúnmente utilizadas, la función de indicador de modo más simple es una suma de la magnitud de todos las FRF. Este tipo exagera modos globales, es decir, modos en los que la mayoría de FRFs tiene un gran desplazamiento [7].

## 2.3. Tuned Mass Damper (TMD)

### 2.3.1. Definición

Un TMD (traducido del inglés, amortiguador de masa sintonizado) es, en esencia, un sistema de control pasivo de vibraciones, debido a que no requiere ningún tipo de entrada de energía para realizar su función. Es un dispositivo consistente en una masa, un muelle y un amortiguador [3], el cual se encuentra unido a la estructura principal y cuyo cometido se basa en reducir la respuesta, tanto en desplazamientos, como en aceleraciones, de ésta ante una excitación. La frecuencia natural del TMD es sintonizada de forma que coincida con alguna frecuencia propia de la estructura a la que este asignado, de forma que, al ser excitada, gran cantidad de energía es transferida al TMD y disipada por el sistema amortiguador [8]. Como consecuencia, las vibraciones se reducen tanto en su prolongación en el tiempo como en amplitud,

es decir, la estructura con TMD, una vez cese la excitación, vuelve a su estado de reposo más eficazmente.

### 2.3.2. Tipos y ejemplos de aplicación

El primer TMD fue diseñado en 1909 por Hermann Frahm, ingeniero naval alemán, quien propuso un sistema para reducir las vibraciones inducidas por fuerzas armónicas en los barcos [9]. A partir de entonces, su aplicación ha ido creciendo con el tiempo, debido a la tendencia hacia construcción de estructuras cada vez más esbeltas y ligeras, hecho que las hace más vulnerables ante distinto tipo de acciones, sobre todo aquellas periódicas o cuasiperiódicas que pueden llevar a respuestas resonantes, las cuales pueden estar provocadas por la propia naturaleza o incluso por el ser humano.

A continuación, se describen los dos principales tipos de TMD pasivos existentes y se muestran, como ejemplo, algunas de las estructuras y de los sistemas mecánicos que utilizan esta tecnología.

- TMD traslacional:

Estos pueden ser unidireccionales o bidireccionales. En ambos, la masa descansa sobre cojinetes, u otro sistema mecánico, que permita el desplazamiento de ésta con el mínimo rozamiento. En ambos casos, los muelles y amortiguadores se colocan entre la masa y la estructura, como puede verse en la Figura 2-1.

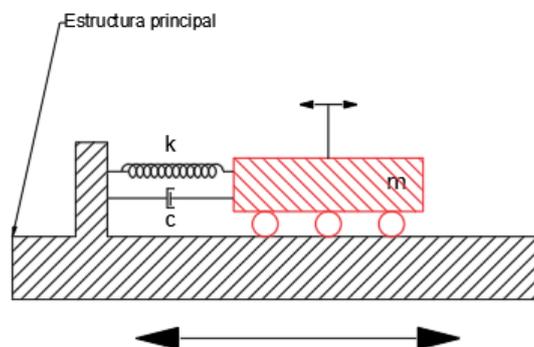


Figura 2-1. Esquema de TMD traslacional.

Algunas construcciones que usan este sistema para mitigar vibraciones son:

- John Hancock Tower (EE.UU.)
- Citicorp Center (EE.UU.)
- Canadian National Tower (Canadá)
- Chiba Port Tower (Japón)

- TMD tipo péndulo:

Este sistema reemplaza el muelle y amortiguador del TMD traslacional por un péndulo. Se eliminan los problemas asociados al uso de cojinetes, usando un cable para soportar la masa, reduciendo a su vez el coste del dispositivo. Un problema asociado a este tipo de TMD es que el periodo de vibración de la masa depende de la longitud del cable que la soporta. Para solucionarlo se pueden usar otro tipo de acoplamientos o montajes que modifiquen la rigidez, influyendo así en la frecuencia natural del TMD.

El edificio Crystal Tower (Japón) y el Taipei 101 (China) son un ejemplo de estructuras que usan este tipo de TMD.

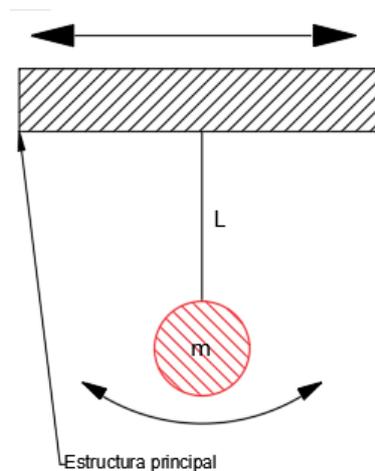


Figura 2-2. Esquema de TMD de tipo péndulo.

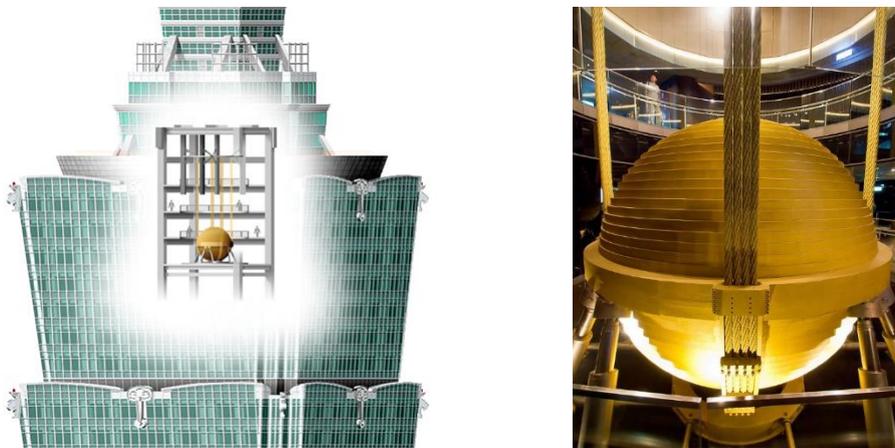


Figura 2-3. Esquema y detalle del TMD tipo péndulo del edificio Taipei 101 (China).

Existen otros tipos de sistemas de control de vibraciones cuyo desarrollo está en auge hoy en día, son los ATMD (Active Tuned Mass Damper). Son dispositivos activos, es decir, precisan un suministro de energía externa, que suele ser un actuador para aplicar una fuerza opuesta a las vibraciones que se quieren eliminar [10]. Suelen utilizar sensores para medir la respuesta de la estructura, y algún tipo de electrónica de control para mandar la señal adecuada al actuador, de forma que compense las vibraciones de la estructura.

### 2.3.3. Sintonización

Uno de los inconvenientes de los TMD pasivos es el mal funcionamiento que presentan fuera de la frecuencia sintonizada. Incluso pequeñas variaciones provocan una disminución del rendimiento relevante, pudiendo incluso llegar a ser contraproducente, aumentando la amplitud de las vibraciones [6]. Debido a lo comentado, una buena sintonización es crucial en la implementación de un TMD en una estructura, para ello hay que calibrar la masa, la rigidez y el amortiguamiento del dispositivo lo más exactamente posible.



Después de que H. Frahm patentase su dispositivo TMD, J. Ormondroyd y J. P. Den Hartog, en 1928, y años después este último individualmente, publicaron los primeros estudios acerca de los TMD y el óptimo ajuste de sus parámetros para la sintonización. Estas primeras teorías eran bastante simplificadas, se estudiaron modelos de un solo grado de libertad sin amortiguamiento. Ya en la segunda mitad del siglo XX se amplió la teoría a sistemas de varios grados de libertad con amortiguamiento, estando actualmente vigentes para el diseño de TMDs las contribuciones de G. B. Warburton (1981, 1982), G. B. Warburton y Ayorinde (1980) y Randall et al. (1981) [11].

## 3. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

### 3.1. Estructura de estudio

La estructura base de estudio del presente proyecto es una viga de aluminio de sección tubular rectangular la cual presenta el montaje representado en la Figura 3-1. Es necesario resaltar que según avance el proceso de caracterización de la estructura serán incluidos varios acelerómetros y un TMD, lo que implicará que el modelo de elementos finitos también cambie.



Figura 3-1. Modelo 3D de la estructura de estudio.

El montaje base realizado en el laboratorio consta de la viga, dos bastidores y cuatro células de carga tipo S. La viga, colgará a través de las células de los dos bastidores, serán utilizadas dos en cada bastidor, una a cada lado del perfil.

Los bastidores y las células de carga reales quedan fuera del alcance de este proyecto, no se modelarán en ANSYS, sin embargo, serán implementados como condiciones de contorno.

La viga tiene una longitud de 6 metros y se trata de un perfil del tipo 100x40x1.5 (mm) (Figura 3-2) con las siguientes características teóricas:

- Área (A): 4.110 cm<sup>2</sup>
- Momento de inercia ( $I_{xx}$ ): 12.389 cm<sup>4</sup>
- Producto de inercia ( $I_{xy}$ ): 0 cm<sup>4</sup>
- Momento de inercia ( $I_{yy}$ ): 51.926 cm<sup>4</sup>
- Módulo de alabeo ( $I_w$ ): 25.4 cm<sup>6</sup>
- Momento de torsión (J): 32.057 cm<sup>4</sup>

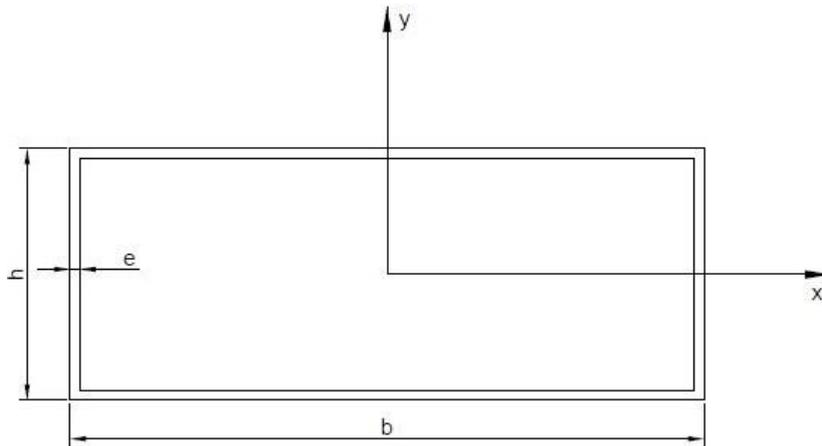


Figura 3-2. Sección tubular rectangular.

El aluminio utilizado presenta un acabado lacado en blanco y las siguientes propiedades teóricas:

- Módulo elástico,  $E$ : 70 GPa
- Coeficiente de Poisson,  $\nu$ : 0.33
- Límite elástico,  $\sigma_e$ : 80 MPa
- Densidad,  $\rho$ : 2700 kg/m<sup>3</sup>

Debido al montaje realizado, la viga no puede ser estudiada como viga biapoyada pura, aun así, ya que las células de carga poseen una alta rigidez y a que el movimiento longitudinal de los extremos es muy limitado por el rozamiento de los elementos del montaje, el comportamiento de ésta no diferirá mucho del teórico. Esta consideración será tenida en cuenta en el proceso de calibrado y, en caso de no ajustarse debidamente al comportamiento de viga biapoyada, se replantearán las condiciones de contorno utilizadas.

## 3.2. Respuesta estática

El primer paso en la calibración de un modelo de elementos finitos es obtener datos de sus respuestas estática y modal. En este primer apartado se va a analizar la respuesta estática experimental de la estructura exenta, es decir, sin acelerómetros ni TMD. El parámetro elegido para realizar esta medida es el desplazamiento, ya que es fácilmente medible con herramientas sencillas de utilizar.

En concreto, la variable que se registrará será el desplazamiento (flecha) del punto medio de la estructura. Ésta se encuentra formada por dos componentes, la debida al peso propio de la viga y la debida a la carga que se añada (en el centro también).

Se van a usar tres cargas, de 1.57 kg (Figura 3-3), 1.785 kg (Figura 3-4) y 3.355 kg (Figura 3-5).



Figura 3-3. Masa 1 (1.57 kg).



Figura 3-4. Masa 2 (1.785 kg).



Figura 3-5. Masa 3 (3.355 kg).

Debido a que la flecha debida al peso propio no se puede medir de forma experimental, o por lo menos, no con los medios disponibles en el laboratorio, se registrarán sólo las flechas producidas por las cargas adicionales. Para medir esta componente de la flecha se usa un láser de los que se encuentran en el laboratorio. La flecha debida a la carga será la diferencia de medidas entre la que tenía el perfil sin cargas y la que se lee cuando la estructura está en reposo con la carga situada en su centro.

Se realizan tres medidas para cada masa y se promedian los resultados, los cuales se muestran en la Tabla 3-1.

| Componente | Flecha debida a la carga central (mm) |
|------------|---------------------------------------|
| Masa 1     | 8.4                                   |
| Masa 2     | 9.5                                   |
| Masa 3     | 18.1                                  |

Tabla 3-1. Flecha experimental debida a masas puntuales.

Otro de los parámetros que servirá en el proceso de calibrado es la masa, la cual está directamente relacionada con la flecha debida al peso propio de la viga por ello, es necesario conocer su valor lo más exactamente posible. Se mide utilizando dos dinamómetros, uno en cada extremo de la viga, por lo que la masa total de la viga será la suma de las lecturas de ambos instrumentos. El proceso fue realizado 4 veces (Tabla 3-2) para tener la posibilidad de promediar el resultado, siendo este 6.57 kg.

| Lectura dinamómetro 1 (kg) | Lectura dinamómetro 2 (kg) | Masa total (kg) |
|----------------------------|----------------------------|-----------------|
| 3.28                       | 3.23                       | 6.51            |
| 3.27                       | 3.25                       | 6.52            |
| 3.29                       | 3.37                       | 6.66            |
| 3.29                       | 3.3                        | 6.57            |
| Promedio                   |                            | 6.57            |

Tabla 3-2. Masa medida con cada dinamómetro, masa total y masa promedio.

## 3.3. Respuesta modal

### 3.3.1. Instrumentación de la viga y configuración del registrador

El primer paso para realizar un análisis modal, es tener clara la cadena de medida que se va a utilizar. El movimiento de la viga se va a registrar mediante acelerómetros, los cuales generarán una señal que, mediante cables, llegará al registrador. En el registrador la señal es acondicionada (escalado, filtrado, etc...) con la intención de reducir el ruido que llevase. El siguiente paso es el procesado de la señal, que se realiza en un PC con el software instalado. En este caso se usará [Dewesoft](#).

En este apartado se comentará cual es el montaje realizado sobre la viga para la recogida de datos. Se van a utilizar cinco acelerómetros y un martillo de impactos (del cual se muestra el procedimiento de calibración para las condiciones de estudio en el Anexo Apartado 2), con sus correspondientes adaptadores y cables, un registrador de señales (SIRIUS) y un PC en el cual, está instalado el software Dewesoft.

La posición de los cinco acelerómetros se va a determinar mediante el estudio de los máximos de los tres primeros modos de vibración de una viga biapoyada, como se muestra a continuación, aunque en el calibrado del modelo solo se vayan a considerar dos modos de vibración.

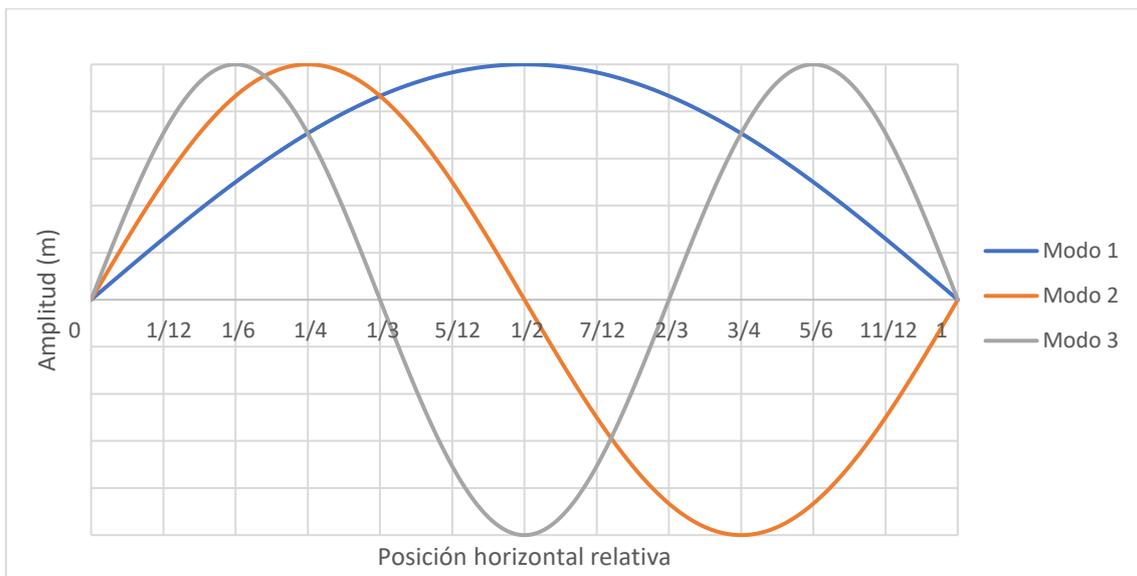


Figura 3-6. Tres primeros modos de vibración de una viga biapoyada.

Según la Figura 3-6, los máximos están en las distancias relativas de:  $1/6$ ,  $1/4$ ,  $1/2$ ,  $3/4$  y  $5/6$ ; por tanto, las posiciones absolutas de los acelerómetros desde uno de los extremos sobre la viga real (6 metros) son: 1, 1'5, 3, 4'5 y 5 m.

Para el montaje de los acelerómetros hacen falta los siguientes elementos (Figura 3-7): arandela ferromagnética, imán, acelerómetro y cable de conexión. Los acelerómetros se fijarán a la viga de aluminio (no magnético) roscados a un imán, el cual se colocará por el lado exterior del perfil, mientras que, por el otro lado del perfil, una arandela de acero garantizará la unión (por atracción magnética), como se detalla en la Figura 3-8.

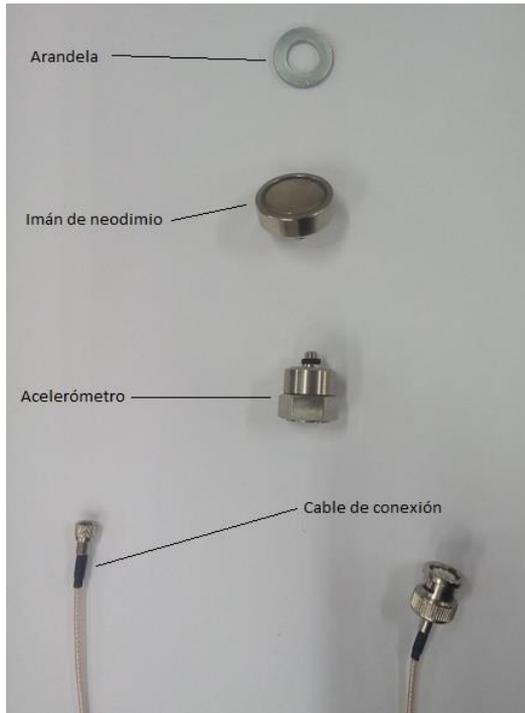


Figura 3-7. Elementos para el montaje de los acelerómetros sobre la viga.



Figura 3-8. Detalle del montaje del acelerómetro nº7.

Los cables de conexión de los cinco acelerómetros y el del martillo de impactos se conectarán mediante un adaptador al registrador SIRIUS, como se indica en la Figura 3-9, y éste a su vez a la red eléctrica y al PC, mediante un cable USB.

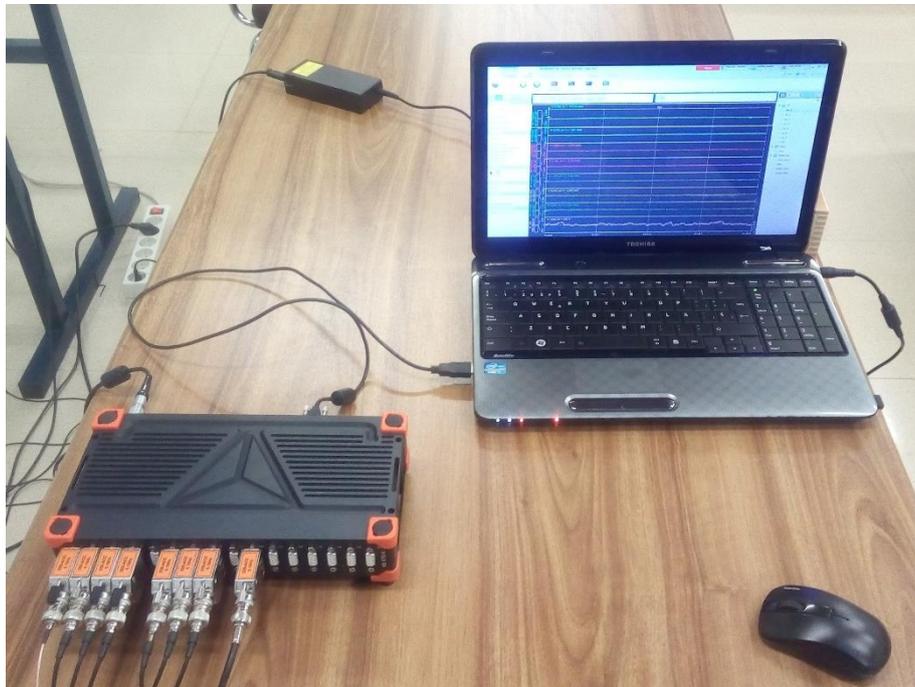


Figura 3-9. Montaje del registrador.

La configuración elegida en Dewesoft para los instrumentos debe ser común para todos, sino, cabe la posibilidad de que aparezcan errores de escalado y desfases temporales. En este caso se va a seleccionar la siguiente configuración para todos los instrumentos:

- Range: 1000 mV
- Low-pass filter: 30 Hz

- Low-pass type: Butterworth 4th order
- High-pass filter: 0.16 Hz

En el Anexo A se puede ver una descripción resumida del funcionamiento del software Dewesoft.

### 3.3.2. Respuesta modal de la estructura sin TMD

El análisis de datos que se va a llevar a cabo en este apartado consiste en la extracción de las frecuencias propias de vibración y en la obtención del coeficiente de amortiguamiento viscoso de la estructura,  $\zeta$ .

Para el análisis de las frecuencias propias de la viga de estudio se han usado las FRF registradas (15 en total, 5 respuestas por 3 excitaciones) con Dewesoft, como no se requiere gran potencia de cálculo, se va a utilizar el software Excel. El procedimiento ha consistido en identificar los puntos de máxima amplitud (picos) de las FRF e identificar la frecuencia a la que aparecen. Una vez identificados todos los datos, se realiza una media aritmética de todas las frecuencias del mismo modo.

A continuación, se muestran las funciones de respuesta en frecuencia de cada ensayo. Sólo se ha considerado la frecuencia entre 0 Hz y 22.5 Hz. Esto es debido a que a frecuencias más altas el ruido presente por la cercanía a la frecuencia de la red eléctrica y por el tipo de filtro utilizado y los datos grabados no son precisos.

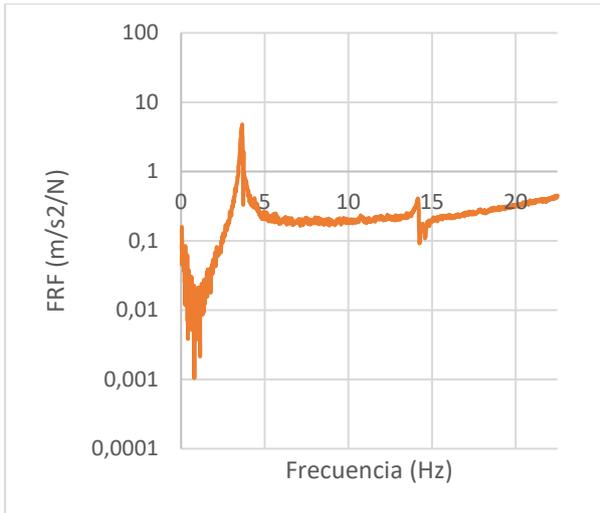


Figura 3-10. FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 1$  m.

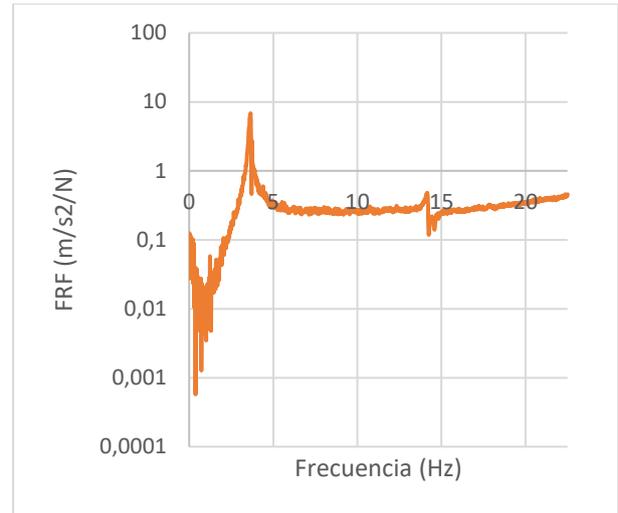


Figura 3-11. FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 1.5$  m.

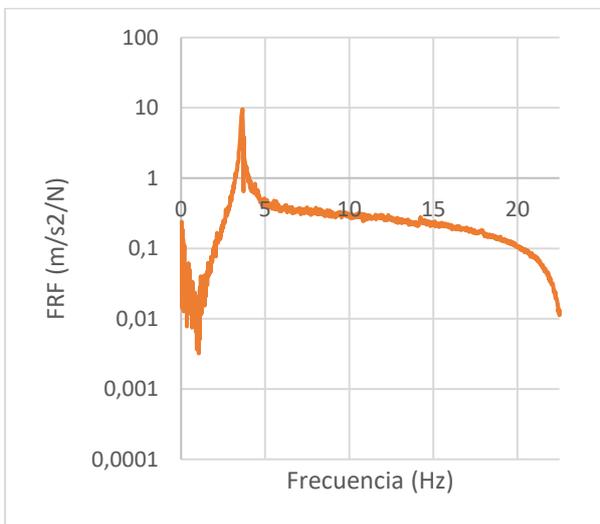


Figura 3-12. FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 3$  m.

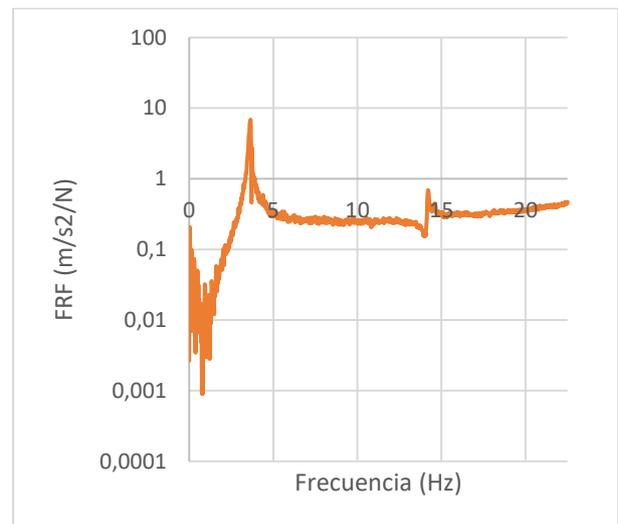


Figura 3-13. FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 4.5$  m.

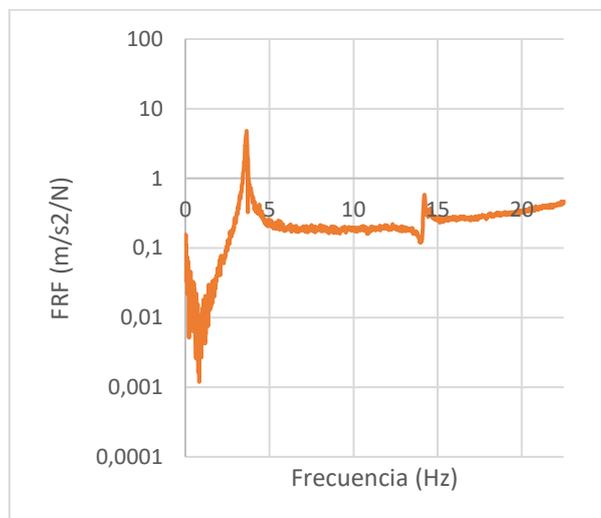


Figura 3-14. FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 5$  m.

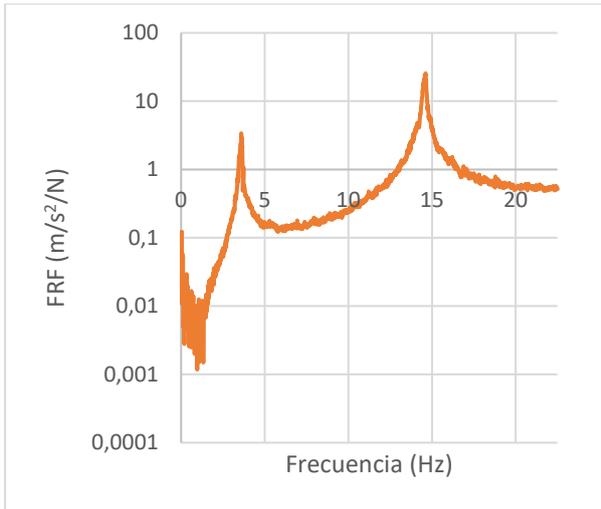


Figura 3-15. FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 1$  m.

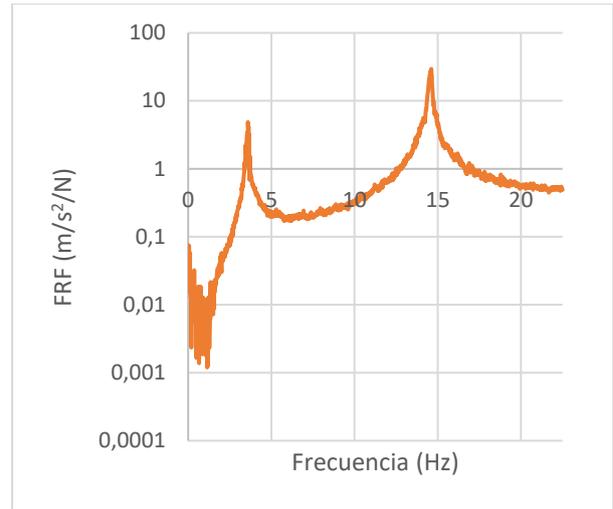


Figura 3-16. FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 1.5$  m.

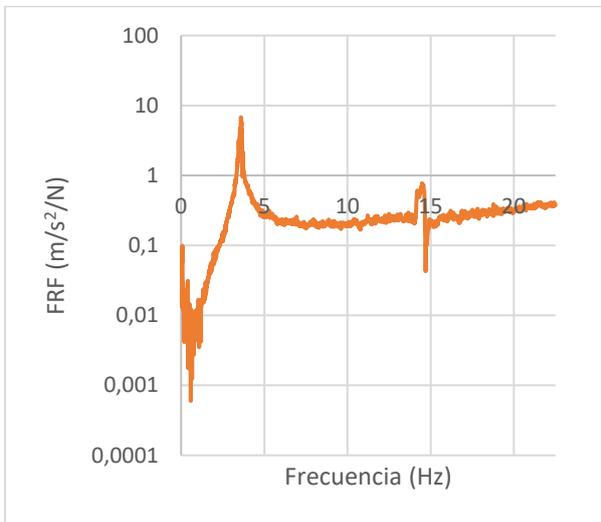


Figura 3-17. FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 3$  m.

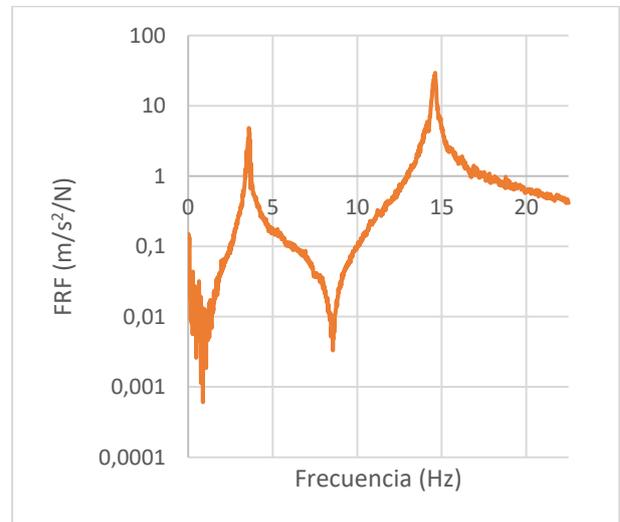


Figura 3-18. FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 4.5$  m.

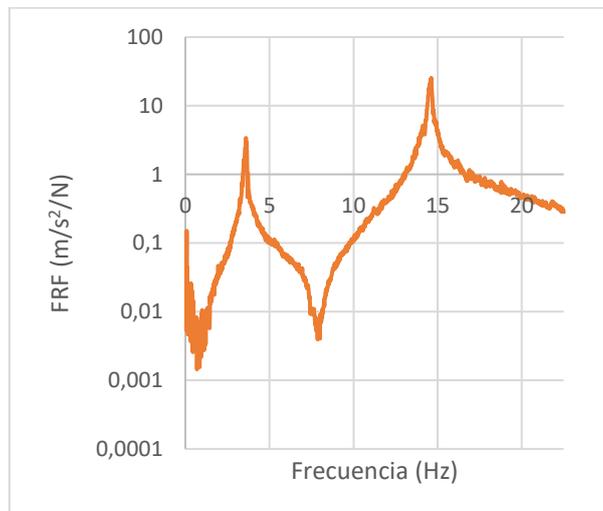


Figura 3-19. FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 5$  m.

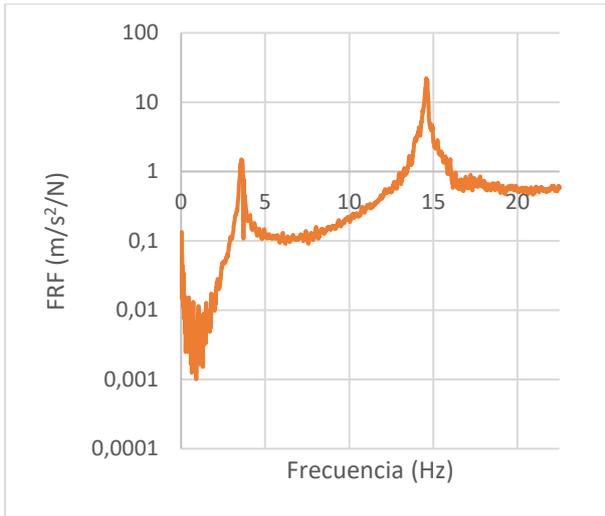


Figura 3-20. FRF: Excitación  $X = 5\text{ m}$ ; Respuesta  $X = 1\text{ m}$ .

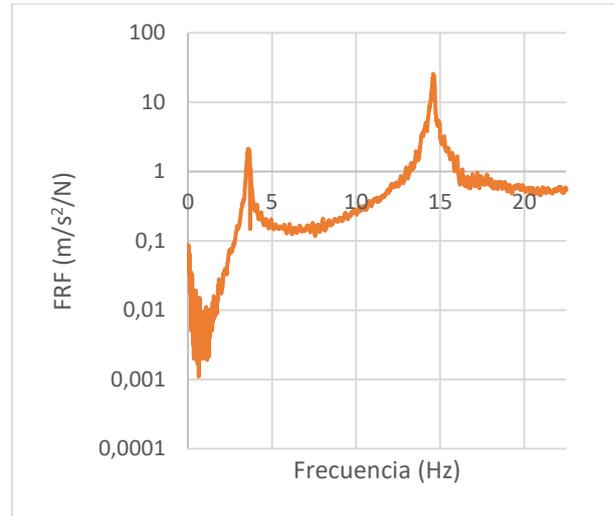


Figura 3-21. FRF: Excitación  $X = 5\text{ m}$ ; Respuesta  $X = 1.5\text{ m}$ .

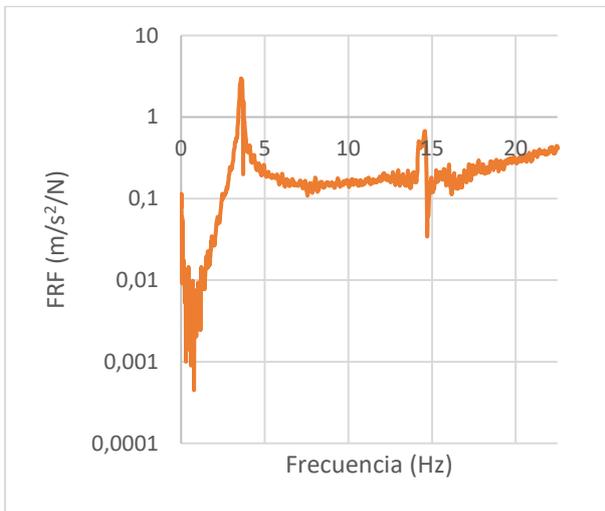


Figura 3-22. FRF: Excitación  $X = 5\text{ m}$ ; Respuesta  $X = 3\text{ m}$ .

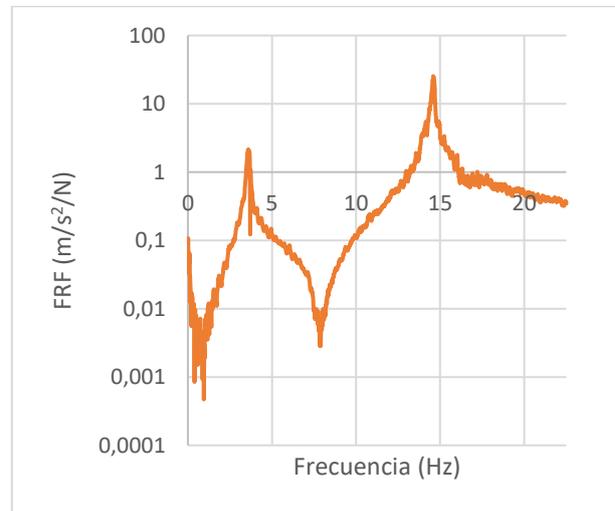


Figura 3-23. FRF: Excitación  $X = 5\text{ m}$ ; Respuesta  $X = 4.5\text{ m}$ .

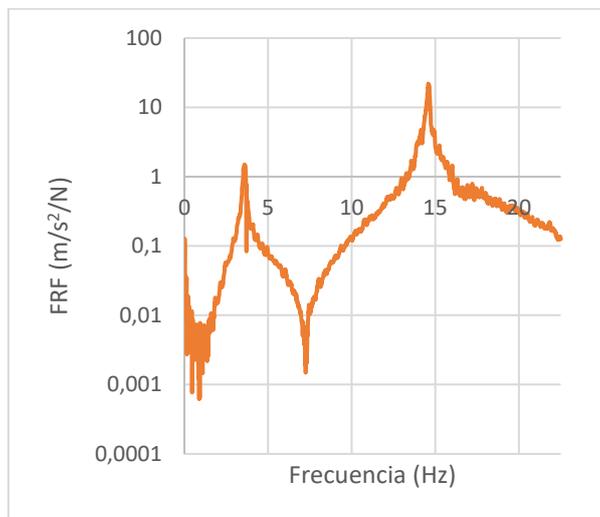


Figura 3-24. FRF: Excitación  $X = 5\text{ m}$ ; Respuesta  $X = 5\text{ m}$ .

Cabe destacar, a la vista de las FRF mostradas, que en las gráficas que presentan la excitación o la respuesta en el punto 4 ( $X = 3 \text{ m}$ ), se aprecia una alteración en la amplitud a la frecuencia correspondiente al segundo modo, pero no un pico como sucede en el resto de FRFs. Esto es debido a que, para el segundo modo de vibración de la viga, la cota relativa  $x = 1/2$  se corresponde con un nodo, un punto que no presenta movimiento, como se puede ver en la Figura 3-6. Aun así, como ya se ha comentado, sí que se distingue una perturbación en la gráfica, esto es debido a errores de montaje, que provocan que el procesador sea capaz de detectar que en esa frecuencia existe un modo. Por ello, a pesar de no ser del todo incorrectas, no se van a considerar en el análisis de las frecuencias propias.

En todas las gráficas se puede observar también cómo a bajas frecuencias, entre 0 y 1.5 Hz aproximadamente, existe mucho ruido a pesar de ser una media de cuatro FRF. Este ruido puede ser debido a los acelerómetros, los cuales pierden la linealidad a bajas frecuencias, o también, puede ser debido a la propia vibración del martillo después de producir el impacto.

En la siguiente tabla se muestra el informe de los picos detectados para cada ensayo.

| Posición respuesta (m) | Posición excitación (m) |                     |                     |                     |                     |                     |
|------------------------|-------------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
|                        | 3                       |                     | 4.5                 |                     | 5                   |                     |
|                        | F <sub>1</sub> (Hz)     | F <sub>2</sub> (Hz) | F <sub>1</sub> (Hz) | F <sub>2</sub> (Hz) | F <sub>1</sub> (Hz) | F <sub>2</sub> (Hz) |
| 1                      | 3,647                   | -                   | 3,601               | 14,618              | 3,586               | 14,587              |
| 1.5                    | 3,647                   | -                   | 3,601               | 14,618              | 3,586               | 14,587              |
| 3                      | 3,647                   | -                   | 3,601               | -                   | 3,586               | -                   |
| 4.5                    | 3,647                   | -                   | 3,601               | 14,618              | 3,586               | 14,587              |
| 5                      | 3,647                   | -                   | 3,601               | 14,618              | 3,586               | 14,587              |

Tabla 3-3. Informe de las frecuencias detectadas en el análisis modal para la viga sin TMD

Tras analizar todos los datos obtenidos, se observan diferencias en las frecuencias para el mismo modo dependiendo del punto donde se mide causadas por la resolución de la medida. Se obtienen las frecuencias propias promediando, siendo, para el primer modo 3.611 Hz, y 14.603 Hz para el segundo.

Para la determinación del amortiguamiento estructural también se va a hacer uso del software Dewesoft, aunque en este caso se usará Matlab para el procesado de la señal. Esta vez no se utiliza una FRF, si no que se va a hacer uso del registro temporal ante una vibración libre (free-decay) medida por un láser. Para conseguir una vibración libre, el procedimiento que se siguió fue colocar una masa en el centro de la viga, correspondiente con dos tuercas M22 (404.6 g), y una vez estuviese la estructura en reposo, retirarlas rápidamente, dejando oscilar así a la viga libremente hasta que llegase a su nuevo estado de reposo.

El procedimiento se basa en ajustar los máximos locales de la respuesta registrada a una curva envolvente exponencial ( $x(t) = e^{-\xi \cdot \omega \cdot t}$ ). Una vez se obtiene el archivo .txt con el registro temporal del desplazamiento del punto medio de la viga, se introduce como atributo en una función de Matlab, la cual estima el amortiguamiento de la señal (Figuras 3-25).

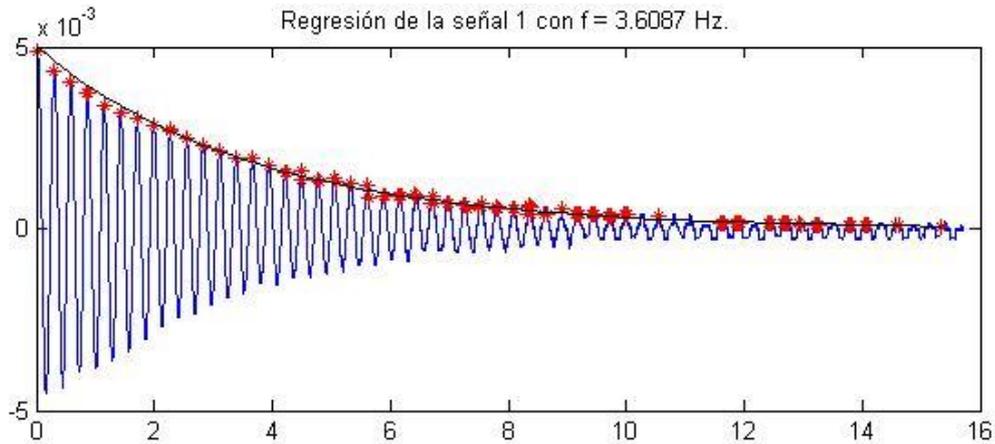


Figura 3-25. Regresión de la señal realizada por Matlab del free-decay de la viga sin TMD.

El programa muestra por pantalla el coeficiente de amortiguamiento estructural calculado, siendo este, en tanto por uno, de 0.012 (1.2 %). Es necesario aclarar que el amortiguamiento depende de la frecuencia a la que se excite la estructura, por ello hay que tener en cuenta también la frecuencia a la que se ha producido la vibración registrada, siendo 3.609 Hz.

### 3.3.3. Sintonización del TMD

En el presente apartado se describen los elementos y el montaje del TMD utilizado en la viga, y, por otra parte, se explica el procedimiento de sintonizado y los valores característicos de que se fijaron: masa, rigidez y amortiguamiento.

#### 3.3.3.1. Descripción del montaje utilizado y del TMD usado en el modelo de elementos finitos.

El TMD que se ha usado en la estructura real consta de dos partes claramente diferenciadas, el bastidor y el TMD propiamente dicho (Figura 3-27).

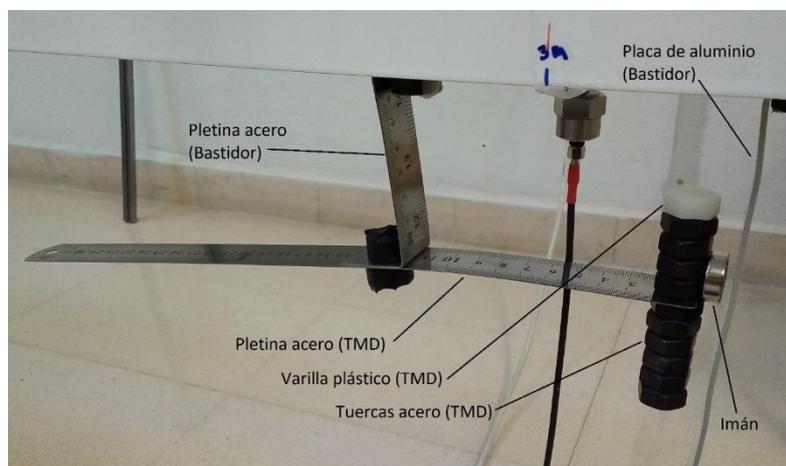


Figura 3-26. Elementos que forman el TMD en la estructura real.

El bastidor está formado por dos elementos, una pletina de acero doblada en forma de Z, la cual está anclada a la estructura principal mediante dos imanes de neodimio, uno en el interior del perfil rectangular y otro en el exterior, los cuales garantizan una

unión suficientemente rígida; y por otra parte una barra de sección rectangular de aluminio anclada de la misma forma a la viga, que proporcionará el amortiguamiento como se explicará en el siguiente sub-apartado. El bastidor ha sido tenido en cuenta como parte de la viga para el análisis modal del apartado anterior, incluyendo, además, dos terceras partes (20 g) de la pletina del TMD que se describe a continuación, por no pertenecer ésta completamente a la parte móvil.

El elemento del TMD que aporta la rigidez es una pletina de acero razonablemente larga, de forma que se pueda ajustar a la frecuencia deseada fácilmente, como se verá más adelante. Esta se encuentra unida a la pletina del bastidor por medio de dos imanes de neodimio. Como masa puntual se utilizan varias tuercas de acero M10 atornilladas en una varilla roscada de plástico y un imán de neodimio, el cual se utiliza también para el amortiguamiento. Ésta unión atornillada se dispone en el otro extremo de la pletina del TMD.

El TMD al no ser posible situarlo en un único punto, su emplazamiento se estableció de forma que el centro de la pletina del TMD quedase cercano al centro de la viga (3 m), en la Figura 3-26 se puede ver el acelerómetro situado en el centro de la viga como referencia visual. La masa total del bastidor resultó ser de 277 g y la masa móvil del TMD de 138.3 g. A título informativo, en la siguiente tabla se muestran las masas desglosadas.

| Elemento                     | Masa (g) |
|------------------------------|----------|
| Pletina de acero (Bastidor)  | 39.1     |
| Barra de aluminio (Bastidor) | 122.7    |
| Pletina de acero (TMD)       | 30       |
| Varilla de plástico (TMD)    | 6.5      |
| Tuercas de acero (TMD)       | 98       |
| Imán de neodimio             | 23.8     |

Tabla 3-4. Masas de los elementos del TMD usado en la estructura real.

### 3.3.3.2. Sistema de amortiguamiento

Se ha visto en el sub-apartado anterior que se disponía de dos elementos para el amortiguamiento, una placa de aluminio situado en el bastidor y un imán en la parte móvil del TMD. El amortiguamiento del sistema utilizado se basa en el fenómeno electromagnético de las corrientes de Foucault (o corrientes parasitarias).

El funcionamiento es el siguiente, el movimiento relativo de un conductor en un campo magnético causa una circulación de electrones, es decir, una corriente inducida, dentro del conductor. Así mismo, esas corrientes forman electroimanes, cuyo campo magnético se opone al propio campo magnético que crea las corrientes parasitarias. En el montaje realizado en el laboratorio, la barra de aluminio se corresponde con el conductor, en este caso fijo, y el imán de neodimio con el campo magnético móvil.

Las corrientes de Foucault transforman la energía cinética del movimiento relativo, del imán o del conductor, en calor a través del efecto Joule, la cual es inútil. Es en este principio en el que se basa el amortiguador, en la reducción de la energía cinética en favor de otra energía no útil [12]. El efecto producido es similar a un amortiguamiento viscoso ya que la fuerza aplicada es proporcional a la velocidad relativa entre el imán y la placa de aluminio,  $F = c \cdot v$ .

### 3.3.3.3. Sintonización teórica aproximada del TMD

Como ya se ha visto en el Apartado 2, un TMD tiene tres parámetros característicos:  $m$ ,  $k$  y  $c$ . De esos tres parámetros actualmente se conoce la masa (138.3 g) y se va a proceder a sintonizar el TMD para poder conocer el otro par de valores.

Para sintonizar el TMD, en primer lugar, hay que tener claro a qué frecuencia se quiere sintonizar, para ello, y como simple orientación, se acude a la bibliografía, concretamente a los estudios de Den Hartog, en los cuales se relacionan los ratios de masas y el de frecuencia óptima.

$$f_{opt} = \frac{\sqrt{1 - 0.5 \cdot \bar{m}}}{1 + \bar{m}} = \frac{\omega_d}{\omega} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

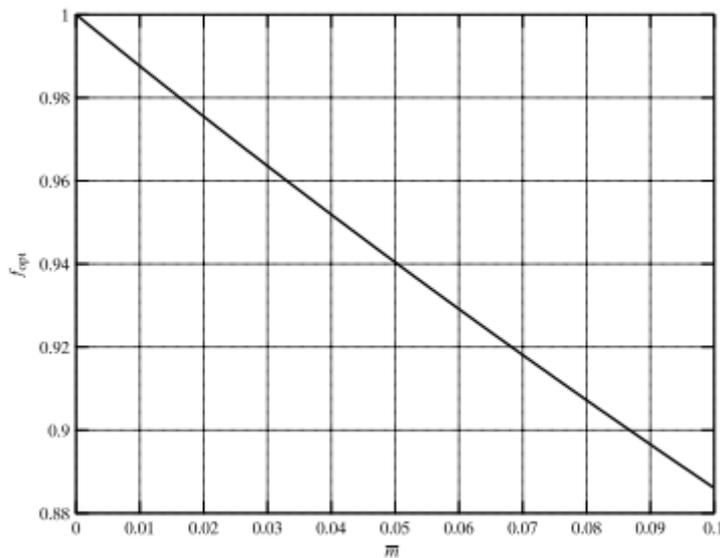


Figura 3-27. [11] D. Hartog, "Mechanical Vibrations", 2002, Optimum tuning frequency ratio,  $f_{opt}$ , pp239.

Siendo:

- $\bar{m}$ : ratio de masas =  $\frac{m_{TMD}}{m_{viga}} = \frac{0.1383 \text{ kg}}{6.57 \text{ kg} + 0.277 \text{ kg}} = 0.02$
- $f_{opt}$ : ratio de frecuencia de sintonización óptima =  $\frac{\omega_d}{\omega} = 0.975$
- $\omega$ : frecuencia de vibración de la estructura (Hz).
- $\omega_d$ : frecuencia óptima de sintonización del TMD (Hz).

En el apartado anterior se obtuvo una frecuencia propia del primer modo de 3.611 Hz, por lo que aplicando la Ecuación 3.1, la frecuencia del TMD tendría que ser 3.521 Hz.

En el estudio de Den Hartog, también existen un par de ecuaciones que sirven para calcular una rigidez y amortiguamiento óptimos, se aplican, y los resultados son los siguientes.

$$k_d = m_d \cdot \omega_d^2 = \bar{m} \cdot k \cdot f_{opt}^2 \quad \text{Ecuación 3.2}$$

$$k_d = 67.71 \text{ N/m}$$

$$c_d = 2 \cdot \zeta_{d,opt} \cdot \omega_d \cdot m_d = \bar{m} \cdot f_{opt} \cdot [2 \cdot \zeta_{d,opt} \cdot \omega \cdot m] \quad \text{Ecuación 3.3}$$

$$c_d = 0.52 \text{ N} \cdot \text{s/m}$$

Siendo:

- $k_d$ : rigidez óptima del TMD (N/m).
- $m_d$ : masa óptima del TMD (g).
- $k$ : rigidez de la estructura (N/m).
- $c_d$ : amortiguamiento óptimo del TMD (N·s/m).
- $\zeta_{d,opt}$ : coeficiente de amortiguamiento óptimo del TMD.

Las ecuaciones utilizadas solo son válidas para un modelo en el que la estructura no tiene amortiguamiento. Por tanto, el TMD no será sintonizado a la frecuencia óptima calculada, pero esta será de gran ayuda para acercarse a la frecuencia óptima ya que el amortiguamiento de la estructura es bajo. La frecuencia final será fijada de forma iterativa mediante la realización de FRF, hasta encontrar la respuesta deseada de la estructura.

#### 3.3.3.4. Procedimiento de sintonización y obtención de los valores característicos

Una vez realizado el estudio anterior en el que se obtuvo un valor aproximado de la frecuencia óptima de sintonización, el siguiente paso es sintonizar el TMD en la estructural real, para ello se va a bloquear el movimiento vertical de la viga, de forma que sólo el TMD pueda moverse, ya que si no sería imposible determinar la frecuencia natural de éste.

Para registrar el movimiento del TMD se va a utilizar un láser, cuyo haz de luz será dirigido a la pletina del TMD. Mediante Dewesoft se sigue un procedimiento parecido al usado en el Apartado 4, pero esta vez no se realiza una FRF, sino una FFT de la respuesta ante una excitación del tipo escalón, de forma que se pueda ver la frecuencia de vibración rápidamente (Figura 3-29).



Figura 3-28. Montaje realizado para la sintonización del TMD.

El procedimiento de calibración es ensayo-error, es decir, se parte de una longitud de la pletina del TMD y de una masa en el extremo y se va modificando hasta conseguir que el comportamiento sea el deseado. En el caso de querer aumentar la frecuencia

de vibración se puede aumentar la rigidez, disminuyendo la longitud de la pletina, o en el caso contrario, aumentando la longitud.

La frecuencia de oscilación se fijó en 3.57 Hz, valor que no está lejos del calculado en el apartado anterior, y con el que, además, se consigue en las FRF un desdoble casi simétrico del pico correspondiente al primer modo de vibración (Figura 3-30).

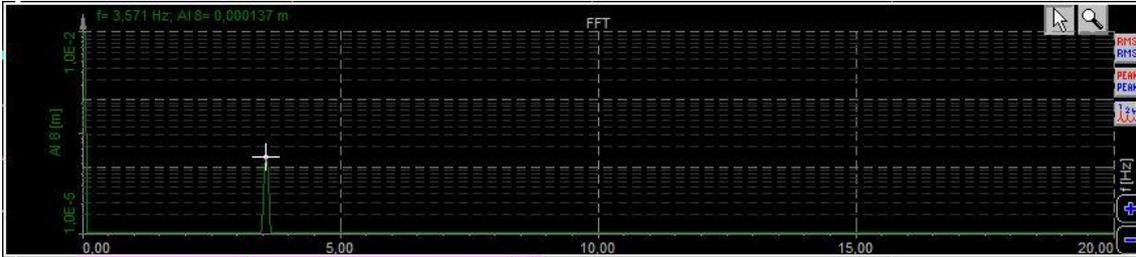


Figura 3-29. FFT del TMD sintonizado a 3.57 Hz.

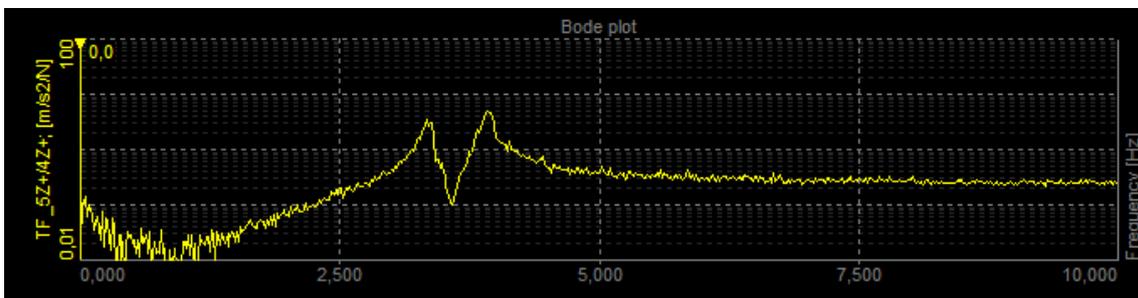


Figura 3-30. FRF entre 0 y 10 Hz de la estructura con el TMD sintonizado a 3.57 Hz.

Hasta ahora se ha conseguido sintonizar el TMD y se conoce la masa utilizada, por lo que todavía hace falta determinar la constante de rigidez y el amortiguamiento para tener el TMD caracterizado y poder aplicarlo al modelo de elementos finitos.

Para el cálculo experimental de la rigidez, ya que se mide en N/m, el ensayo realizado consistió en medir el desplazamiento (m) de la pletina del TMD ante una carga (N) conocida. Estando la viga en reposo, se mide con el láser la distancia hasta la pletina, a continuación, se añade una masa conocida al TMD (dos tuercas de 9.8 g) y se vuelve a medir la distancia.

Usando la siguiente fórmula obtenemos la rigidez de la pletina.

$$k = \frac{F}{d'} = \frac{m \cdot g}{d_{\text{con tuerca}} - d_{\text{sin tuerca}}} = \frac{0.19208 \text{ N}}{2.977 \text{ mm}} = 64.5 \text{ N/m}$$

El método para el cálculo del amortiguamiento del TMD es el mismo que el usado en el apartado anterior para la viga. En este caso, para mostrar la influencia del amortiguamiento por corrientes de Foucault, en la Figura 3-31 se muestran tres registros temporales con distintos amortiguamientos, uno casi nulo ( $\zeta = 0.005$ ), otro cercano al máximo ( $\zeta = 0.104$ ) y un tercero intermedio ( $\zeta = 0.037$ ), el cual se estableció para continuar con el estudio.

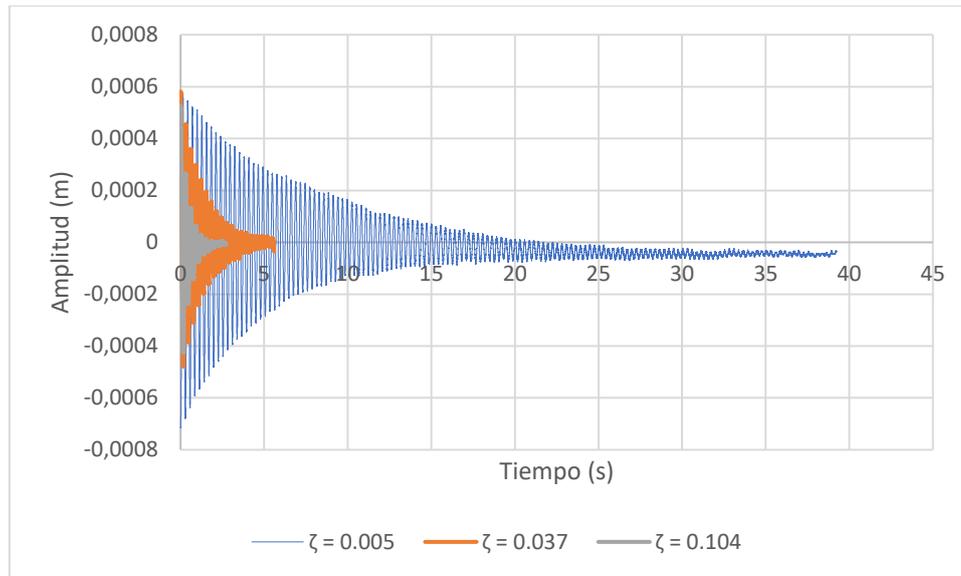


Figura 3-31. Comparación de la respuesta temporal del TMD ante varios amortiguamientos.

Se puede comprobar cómo, partiendo de la misma amplitud de vibración, la reducción del tiempo de vibración del caso más desfavorable ( $\zeta = 0.005$ ) frente al de amortiguamiento máximo ( $\zeta = 0.104$ ) es muy significativa.

### 3.3.4. Respuesta modal de la estructura con TMD

Una vez que están caracterizados la viga y el TMD por separado, ya se tienen todos los datos necesarios para la calibración ambos modelos aislados: masa, respuesta estática, frecuencias propias y amortiguamiento de la viga; y masa, rigidez y amortiguamiento del TMD. A pesar de ello, no es suficiente información, ya que es necesario caracterizar la viga y el TMD juntos, para comprobar que el modelo de elementos finitos presenta una buena respuesta y que la interacción entre ambos elementos no produce desviaciones.

En este apartado se ha realizado un procedimiento similar al seguido en el Apartado 3.4., por lo que, sin más preámbulos, se muestran las FRF y las frecuencias propias analizadas.

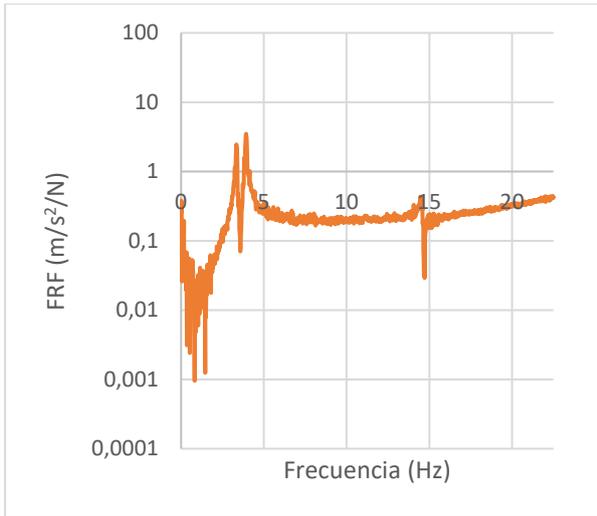


Figura 3-32. FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 1$  m.

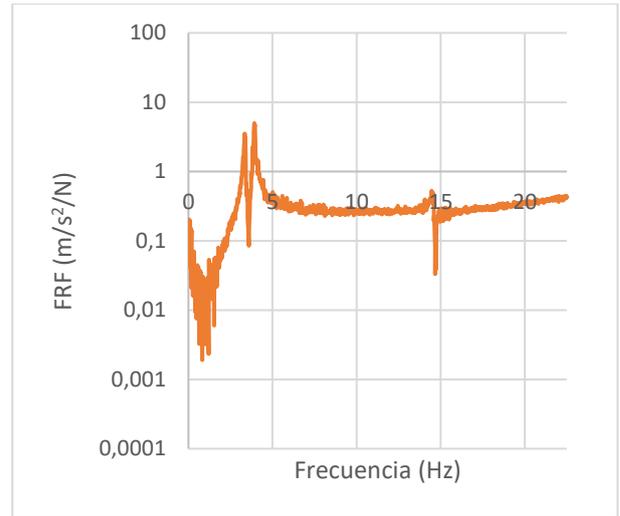


Figura 3-33. FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 1.5$  m.

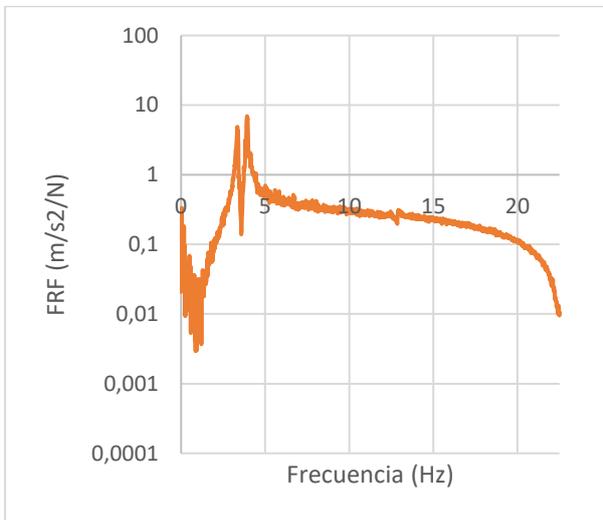


Figura 3-34. FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 3$  m.

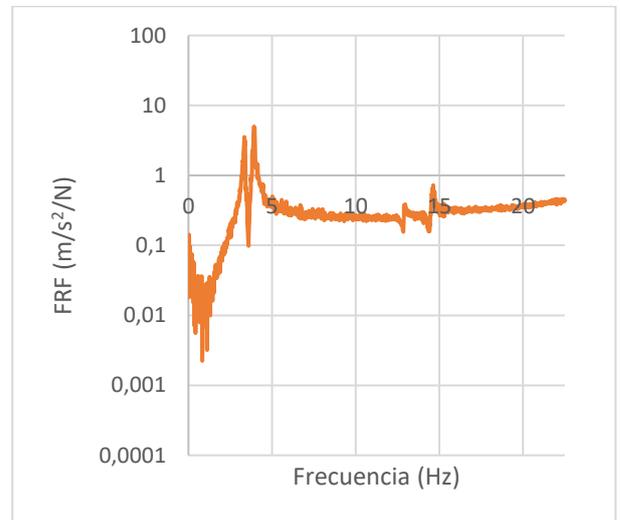


Figura 3-35. FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 4.5$  m.

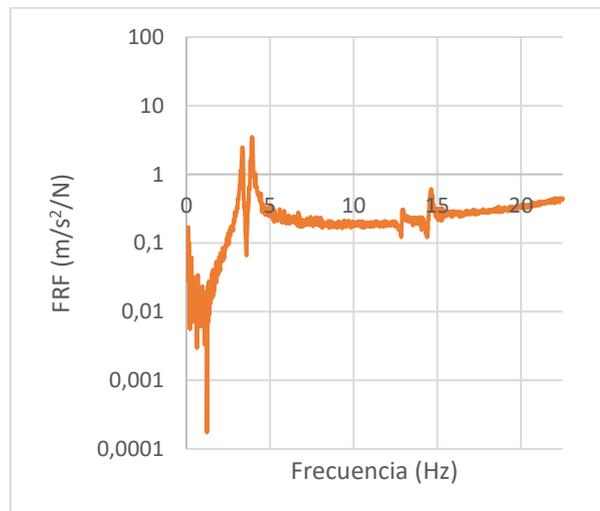


Figura 3-36. FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 5$  m.

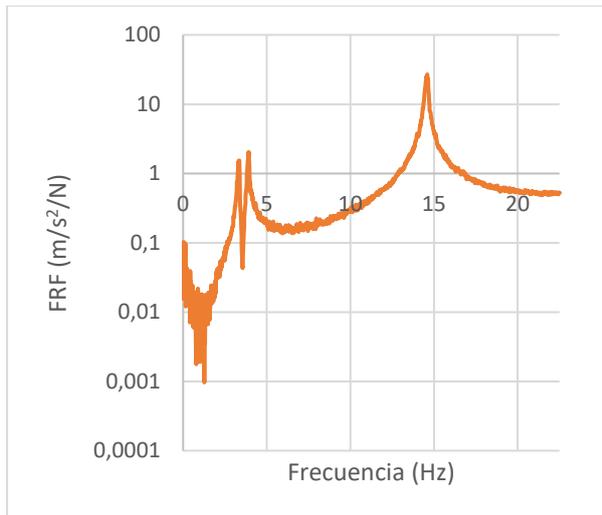


Figura 3-37. FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 1$  m.

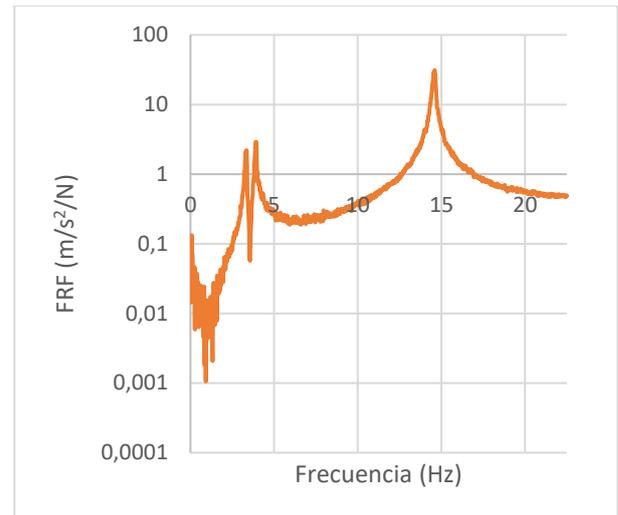


Figura 3-38. FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 1.5$  m.

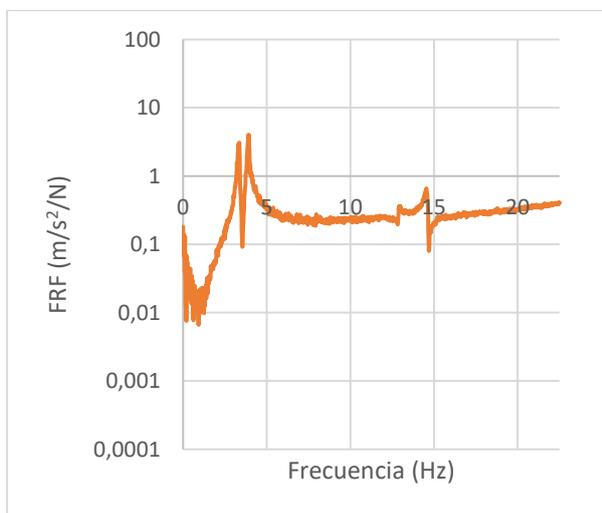


Figura 3-39. FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 3$  m.

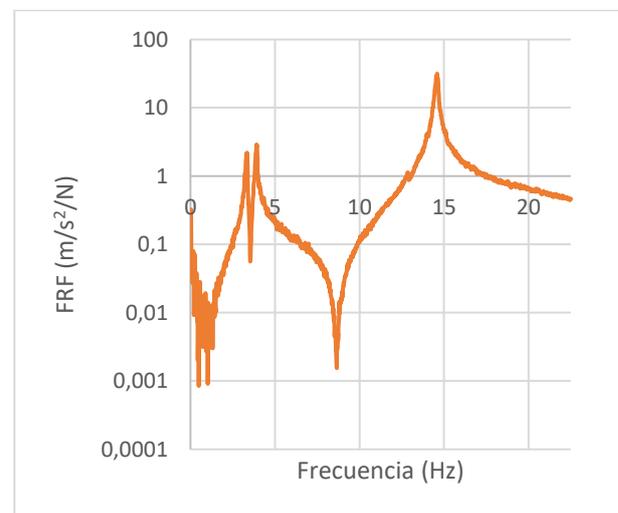


Figura 3-40. FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 4.5$  m.

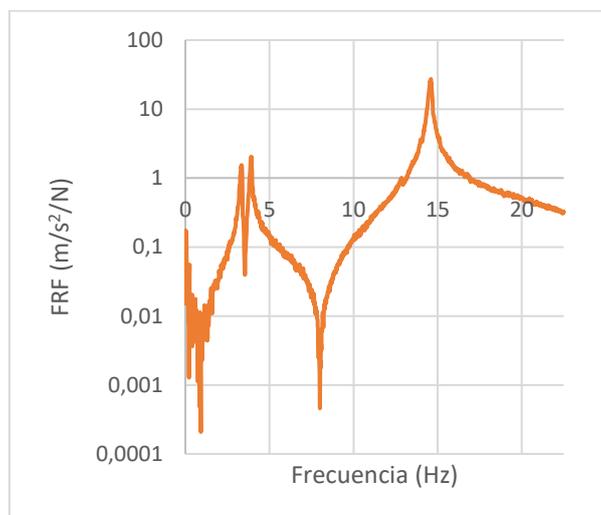


Figura 3-41. FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 5$  m.

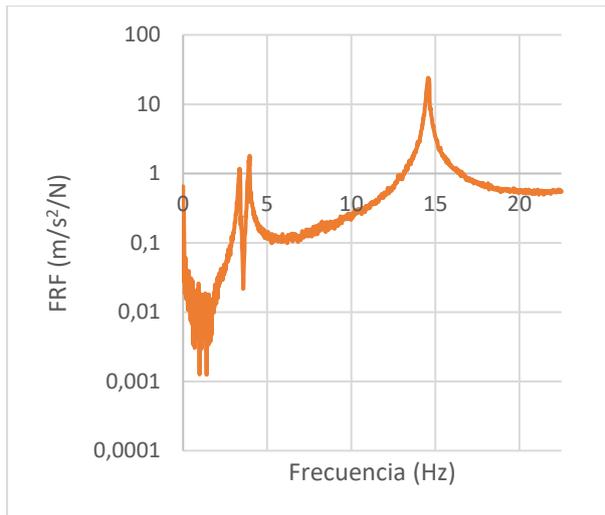


Figura 3-42. FRF: Excitación  $X = 5$  m; Respuesta  $X = 1$  m.

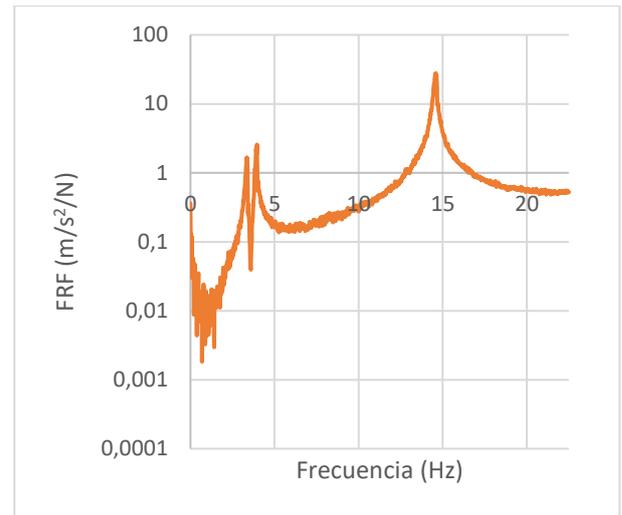


Figura 3-43. FRF: Excitación  $X = 5$  m; Respuesta  $X = 1.5$  m.

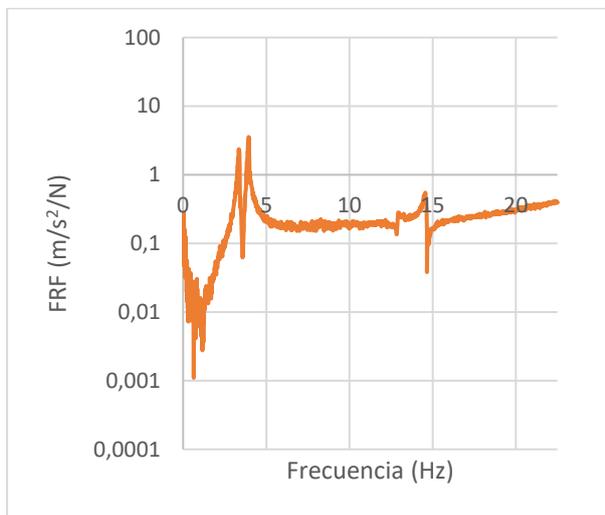


Figura 3-44. FRF: Excitación  $X = 5$  m; Respuesta  $X = 3$  m.

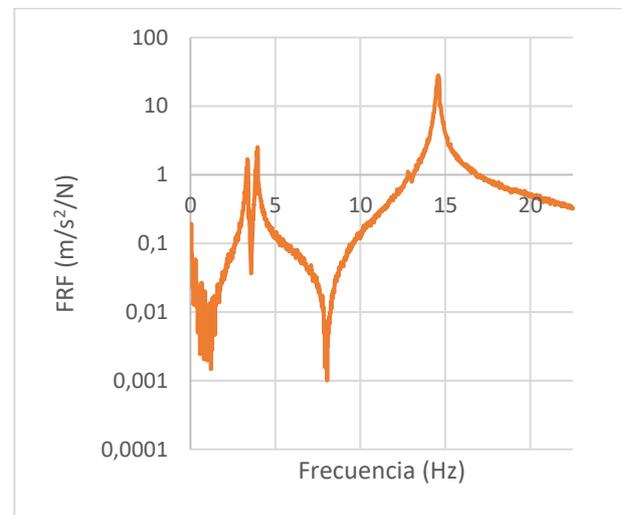


Figura 3-45. FRF: Excitación  $X = 5$  m; Respuesta  $X = 4.5$  m.

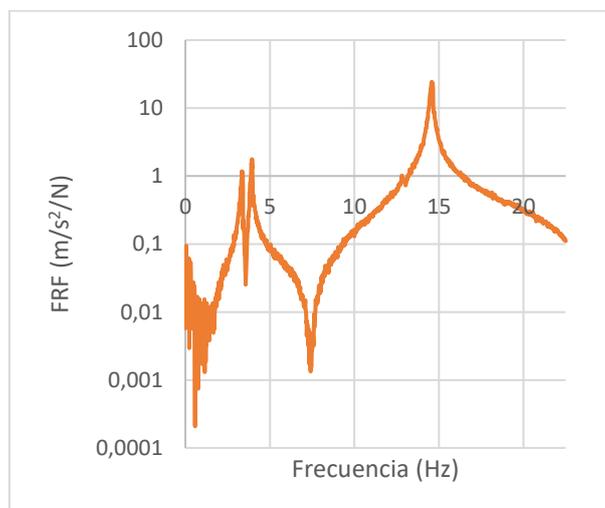


Figura 3-46. FRF: Excitación  $X = 5$  m; Respuesta  $X = 5$  m.

Como se puede ver en todas las FRF, en vez de uno, aparecen dos picos alrededor de la frecuencia correspondiente al primer modo de vibración de la viga, éste es un efecto provocado por el TMD, para el cual no hace falta siquiera que exista amortiguamiento. Se debe al “elemento muelle” del TMD, que añade un grado de libertad al sistema, de forma que, al ser sintonizado a una frecuencia cercana a la primera propia de la viga, ésta se desdobra en dos, resultando también dos modos de vibración distintos, aunque muy similares, uno en el que el movimiento del TMD se produce en fase con el de la viga, y otro en oposición de fase. Se denotará como  $F_{1.1}$  y  $F_{1.2}$ .

| Posición respuesta (m) | Posición excitación (m) |                |            |                |                |            |                |                |            |
|------------------------|-------------------------|----------------|------------|----------------|----------------|------------|----------------|----------------|------------|
|                        | 3                       |                |            | 4.5            |                |            | 5              |                |            |
|                        | $F_{1.1}$ (Hz)          | $F_{1.2}$ (Hz) | $F_2$ (Hz) | $F_{1.1}$ (Hz) | $F_{1.2}$ (Hz) | $F_2$ (Hz) | $F_{1.1}$ (Hz) | $F_{1.2}$ (Hz) | $F_2$ (Hz) |
| 1                      | 3,342                   | 3,922          | -          | 3,357          | 3,906          | 14,587     | 3,372          | 3,952          | 14,587     |
| 1.5                    | 3,342                   | 3,922          | -          | 3,357          | 3,906          | 14,587     | 3,372          | 3,952          | 14,587     |
| 3                      | 3,342                   | 3,922          | -          | 3,357          | 3,906          | -          | 3,372          | 3,952          | -          |
| 4.5                    | 3,342                   | 3,922          | -          | 3,357          | 3,906          | 14,587     | 3,372          | 3,952          | 14,587     |
| 5                      | 3,342                   | 3,922          | -          | 3,342          | 3,906          | 14,587     | 3,342          | 3,952          | 14,587     |

Tabla 3-5. Informe de las frecuencias detectadas en el análisis modal para la viga con TMD.

Haciendo un promedio de las frecuencias obtenidas (Tabla 3-5), se extrae que las frecuencias propias son 3.354 Hz, 3.927 Hz y 14.587 Hz, para el primer, segundo y tercer modo de vibración del conjunto respectivamente.

Se realiza también un ensayo free-decay mediante el mismo procedimiento que se utilizó para realizarlo con la viga sin TMD, sin embargo en esta ocasión el cálculo del coeficiente de amortiguamiento no se puede llevar a cabo ya que está limitado a sistemas de un grado de libertad y la viga con el TMD implantado tiene dos.

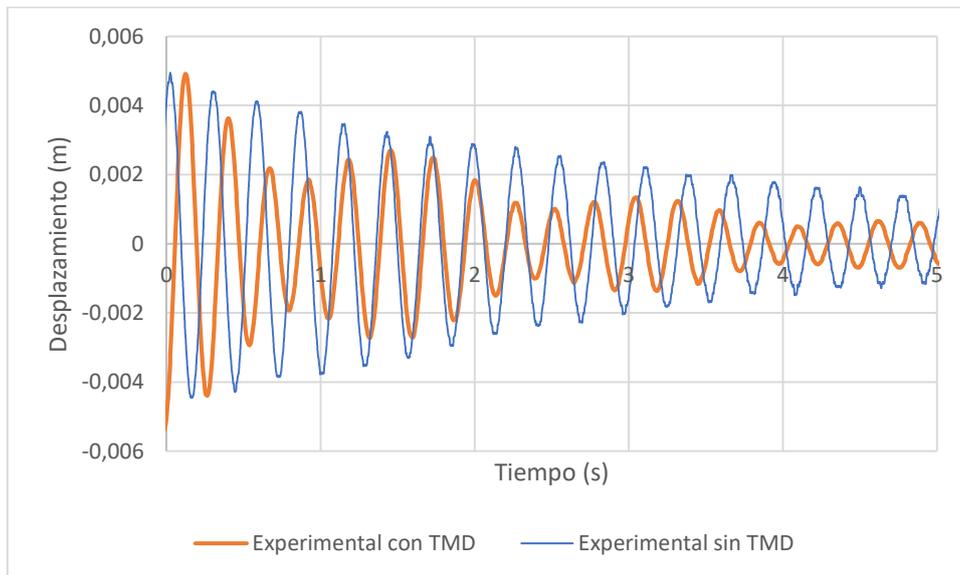


Figura 3-47. Comparación entre la respuesta libre con y sin TMD.

A la vista de la comparación de las respuestas con y sin TMD (Figura 3-47) se puede comprobar que la amplitud aparece más amortiguada, reduciendo respecto a ésta 4 segundos el tiempo que se tarda en alcanzar un valor de amplitud suficientemente bajo.



Actualmente se tienen todos los datos para proceder a la creación y posterior calibración del modelo, etapas que se desarrollarán en el siguiente apartado.

## 4. MODEL UPDATING

### 4.1. Modelo de elementos finitos

La estructura real será modelizada en ANSYS como un elemento viga de 6 metros de longitud, el cual estará dividido en 60 subelementos de 10 cm. Las condiciones de contorno correspondientes a la unión de la viga a los soportes, debido al montaje de realizado en el laboratorio, serán modeladas como un muelle vertical (de alta rigidez), con libertad de movimiento vertical y de giro (en el eje perpendicular al plano de movimiento), y restricción del movimiento horizontal (Figura 4-1).



Figura 4-1. Modelo usado en ANSYS para el ajuste de la respuesta estática.

El modelo presentado en el párrafo anterior cambiará a medida que avanza el proceso de calibración. Concretamente, en las etapas en las que se ajustan los parámetros para obtener una respuesta modal similar a la real, se modificará, añadiendo, en ambos modelos (con y sin TMD), una masa correspondiente al montaje de los acelerómetros y otra relacionada con el bastidor del TMD, y, sólo para el modelo conjunto de la viga con el TMD, se incluirá un sistema masa-muelle-amortiguador, forma en la que se modelará el TMD.

### 4.2. Calibración de la respuesta estática de la viga

En este apartado es donde comienza realmente el proceso de “model updating” sobre el que trata el proyecto. Hasta ahora sólo se han recogido los datos necesarios para llevarlo a cabo. La calibración del modelo consiste en establecer unos parámetros fijos, que dependen de las condiciones de contorno y de los datos disponibles, y otros variables, los cuales permitirán la modificación de la respuesta del modelo. El proceso va a seguir el mismo orden que el procedimiento experimental y, con cada paso, se ajustará uno o varios parámetros del modelo de elementos finitos.

En este primer apartado se van a calibrar las dimensiones del perfil: ancho, alto y espesor; por tanto, se han considerado como constantes las propiedades físicas y mecánicas del aluminio (módulo elástico, coeficiente de Poisson y la densidad), la masa medida de la viga (6.57 kg) y su longitud (6 m). Se utilizarán dos modelos, uno teórico de una viga biapoyada, el cual servirá para realizar una optimización aproximada de los parámetros variables, y el propio modelo de elementos finitos con el que se comprobarán los resultados.

Para comprobar que las dimensiones teóricas del perfil (100x40x1.5) no son válidas y que necesitan un ajuste, se realiza el cálculo con los datos teóricos (Apartado 3.1.), resultando una masa de 6.658 kg. Este dato no está alejado del dato real (6.57 kg), a partir del cual se obtiene un error relativo de 1.34 %. Como es de esperar, las flechas incluso arrojan errores mayores, alrededor del 4.5%, lo que implica realizar una calibración.

El dato del desplazamiento del punto medio de la viga bajo su peso propio no está disponible, como ya se comentó. Sin embargo, éste tampoco será necesario ya que se va a trabajar con los datos de flechas incrementales ante cargas puntuales, cuya ecuación para el modelo teórico se muestra a continuación.

$$\delta = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_z} \quad \text{Ecuación 4.1.}$$

A pesar de que la ecuación anterior solo es válida para una viga biapoyada, se usa para esta optimización ya que la rigidez de los apoyos del modelo de elementos finitos es alta ( $4 \cdot 10^5$  N/m) y tiene un efecto despreciable en los cálculos.

El proceso de calibración ha consistido en una optimización mediante Excel de las dimensiones del perfil y el posterior chequeo del comportamiento del modelo de elementos finitos con las dimensiones elegidas. Para realizar esta tarea, las dimensiones se han relacionado con los parámetros de los que se disponen datos, la flecha (Ecuación 4.2) y la masa (Ecuación 4.3). Además, se han restringido los valores que puedan tomar, estableciendo una máxima variación del  $\pm 2\%$  respecto de las dimensiones teóricas del perfil (Tabla 4-1).

$$m = \rho \cdot A \cdot L = \rho \cdot L \cdot (b \cdot h - (b - 2 \cdot e) \cdot (h - 2 \cdot e)) \quad \text{Ecuación 4.2.}$$

$$\delta = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_z} \quad \leftarrow \quad I_z = \frac{1}{12} \cdot (b \cdot h^3 - (b - 2 \cdot e) \cdot (h - 2 \cdot e)^3) \quad \text{Ecuación 4.3.}$$

| Dimensión  | Límite inferior (mm) | Límite superior (mm) |
|------------|----------------------|----------------------|
| Ancho, b   | 98                   | 102                  |
| Alto, h    | 39.2                 | 40.8                 |
| Espesor, e | 1.47                 | 1.53                 |

Tabla 4-1. Dimensiones máximas y mínimas del perfil para el ajuste del análisis estático.

Para comprobar lo bien correlacionados que están los dos modelos, en la siguiente tabla se muestran los resultados del cálculo y simulación de los tres casos de carga realizados en el procedimiento experimental usando las dimensiones teóricas del perfil.

| Componente | Flecha ANSYS (mm) | Flecha teórica (mm) | Error relativo |
|------------|-------------------|---------------------|----------------|
| Masa 1     | 8.004             | 7.992               | 0.15%          |
| Masa 2     | 9.101             | 9.086               | 0.16%          |
| Masa 3     | 17.106            | 17.078              | 0.16%          |

Tabla 4-2. Comparativa entre las flechas teórica y del modelo de ANSYS.

A la vista de los resultados mostrados, el comportamiento del modelo teórico y el del modelo de ANSYS se adecuan muy bien entre sí, con un error máximo 0.16%, casi inapreciable. Este es el motivo por el cual se va a utilizar el modelo teórico para obtener la combinación óptima de las dimensiones del perfil.

Con la herramienta Solver de Excel se programa una optimización de los parámetros medidos. El inconveniente de usar Excel es que no se pueden establecer dos o más celdas objetivo (en un intento de optimizar la masa y las tres flechas por separado a

un mismo tiempo), por lo que se crean otros parámetros útiles para la optimización como son los errores relativos.

Se ha establecido una precisión de 6 decimales en las unidades del SI, lo que se traduce en una precisión de una micra. Esta precisión no es alcanzada en el laboratorio con los instrumentos disponibles, pero es útil en el proceso de calibración.

Se han considerado los siguientes parámetros en la optimización <sup>1</sup>:

- Error relativo de la masa
- Error relativo de la flecha total (Masa 1)
- Error relativo de la flecha total (Masa 2)
- Error relativo de la flecha total (Masa 3)
- Error relativo promedio de las flechas
- Error relativo promedio de las flechas y la masa

Los resultados obtenidos son los mostrados en la siguiente tabla.

|                                | Parámetro optimizado |                 |                 |                 |                                 |                         |
|--------------------------------|----------------------|-----------------|-----------------|-----------------|---------------------------------|-------------------------|
|                                | Masa                 | Flecha (Masa 1) | Flecha (Masa 2) | Flecha (Masa 3) | Error relativo promedio flechas | Error relativo promedio |
| Ancho (mm)                     | 100,000              | 99,876          | 99,868          | 99,867          | 99,875                          | 100,666                 |
| Alto (mm)                      | 40,000               | 39,205          | 39,203          | 39,201          | 39,203                          | 39,201                  |
| Espesor (mm)                   | 1,480                | 1,492           | 1,501           | 1,479           | 1,493                           | 1,481                   |
| Masa (kg)                      | 6,571                | 6,579           | 6,617           | 6,522           | 6,583                           | 6,569                   |
| Error relativo Masa            | 0,02%                | 0,14%           | 0,72%           | 0,73%           | 0,20%                           | 0,01%                   |
| Flecha Masa 1 (mm)             | 8,090                | 8,402           | 8,358           | 8,471           | 8,398                           | 8,432                   |
| Flecha Masa 2 (mm)             | 9,198                | 9,553           | 9,503           | 9,632           | 9,548                           | 9,587                   |
| Flecha Masa 3 (mm)             | 17,287               | 17,955          | 17,860          | 18,103          | 17,946                          | 18,020                  |
| Error relativo Flecha (Masa 1) | 3,69%                | 0,02%           | 0,50%           | 0,85%           | 0,02%                           | 0,38%                   |
| Error relativo Flecha (Masa 2) | 3,18%                | 0,55%           | 0,03%           | 1,38%           | 0,51%                           | 0,92%                   |
| Error relativo Flecha (Masa 3) | 4,49%                | 0,80%           | 1,32%           | 0,02%           | 0,85%                           | 0,44%                   |
| Error promedio Flechas         | 3,79%                | 0,46%           | 0,62%           | 0,75%           | 0,46%                           | 0,58%                   |
| Error promedio Flechas y Masa  | 2,85%                | 0,38%           | 0,64%           | 0,74%           | 0,40%                           | 0,44%                   |

Tabla 4-3. Resultados de las optimizaciones del análisis estático.

Como se puede observar, la segunda y la sexta optimización, la que optimiza la flecha obtenida ante la masa 1 y la que optimiza los errores relativos de todos los parámetros medidos respectivamente, son las que mejores resultados ofrecen. La última concretamente, ajusta muy bien la masa y las flechas correspondientes a las masas 1 y 3, con errores menores del 0.5%, mientras el error de la flecha correspondiente a la masa 3 ni siquiera sobrepasa el 1%.

<sup>1</sup> Los errores relativos son calculados respecto a los valores obtenidos experimentalmente.

| Dimensión  | Valor   |
|--|---------|
| Ancho, b (mm)  | 100,666 |
| Alto, h (mm)   | 39,201  |
| Espesor, e (mm)  | 1,481   |
| Área, A (cm <sup>2</sup> )                               | 4,0549  |
| Momento de inercia I <sub>xx</sub> , (cm <sup>4</sup> )  | 11,786  |
| Producto de inercia I <sub>xy</sub> , (cm <sup>4</sup> ) | 0       |
| Momento de inercia I <sub>yy</sub> , (cm <sup>4</sup> )  | 51,573  |
| Módulo de alabeo, I <sub>w</sub> (cm <sup>6</sup> )      | 25,609  |
| Momento de torsión, J (cm <sup>4</sup> )                 | 30,82   |

Tabla 4-4. Dimensiones escogidas para el modelo de ANSYS y sus propiedades geométricas.

Para comprobar que la respuesta del modelo de elementos finitos es la correcta, se introducen en el script de ANSYS los parámetros optimizados y se realizan los análisis estáticos oportunos. En la Tabla 4-5, se puede observar que los errores relativos son semejantes, aunque algo mayores, que los obtenidos experimentalmente, debido a las diferencias de condiciones de contorno de ambos modelos.

| Componente | Flecha experimental (mm) | Flecha ANSYS (mm) | Error relativo |
|------------|--------------------------|-------------------|----------------|
| Masa 1     | 8.4                      | 8.414             | 0.17%          |
| Masa 2     | 9.5                      | 9.567             | 0.71%          |
| Masa 3     | 18.1                     | 17.981            | 0.66%          |

Tabla 4-5. Comparación de resultados después de la optimización entre el modelo teórico y el de ANSYS.

El error promedio de los cuatro parámetros aumenta de 0.34 % a 0.44%, por tanto, estas dimensiones (Tabla 4-5) serán, en principio, las dimensiones escogidas para el modelo de ANSYS, a la espera de los ajustes de las frecuencias propias y el amortiguamiento modal, por los cuales se podrán variar estos valores si fuese necesario.

### 4.3. Calibración de la respuesta modal de la estructura sin TMD

En este apartado se van a ajustar las frecuencias propias del modelo de elementos finitos. El procedimiento que se seguirá consiste en actualizar el modelo debidamente, identificar las nuevas variables que se utilizarán para calibrar, realizar un pre-ajuste de las variables utilizando los datos reales, calibrar el modelo de ANSYS y por último comprobar cómo de efectivo es el ajuste realizado.

Como ya se comentó en el primer apartado del apartado, el modelo de ANSYS debe cambiar ligeramente. Se debe a que cuando se realizaron las FRF, en la viga estaban colocados 5 acelerómetros y el bastidor del TMD (Figura 4-2). El bastidor del TMD se incluyó en esta parte de la calibración con el objetivo de que sea el propio TMD el que modifique el comportamiento de la estructura y no el peso de otros componentes. Los acelerómetros, por contra, eran necesarios para la toma de datos.

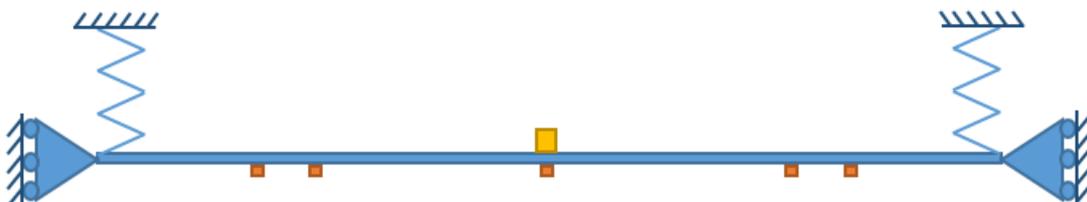


Figura 4-2. Modelo usado en ANSYS para el ajuste de las frecuencias propias.

El bastidor, cuyo peso real es 277 gramos, se modelará por simplificación, como una masa puntual en el centro de la viga aunque no sea una modelización real, ya que se trata de dos masas diferentes en puntos diferentes, pero lo que se busca en este estudio es que el comportamiento de la viga real se asemeje al del modelo computacional, por ello, si supone un desajuste en el calibrado, éste será revertido modificando otros parámetros.

La masa de los acelerómetros (incluye la masa de la arandela y la del imán), también se midió, resultando una masa media para los cinco acelerómetros utilizados de 52.8 g (Tabla 4-6). A esta masa se le debe añadir la masa del cable que cuelga del acelerómetro, la cual a pesar de ser difícil de calcular, se estableció en 20 g, resultando una masa media de 72.8 g.

| Posición (m) | Masa acelerómetro (g) | Masa imán y arandela (g) | Masa mínima total (g) | Masa cable (g) | Masas totales (g) |
|--------------|-----------------------|--------------------------|-----------------------|----------------|-------------------|
| 1            | 23.3                  | 28.9                     | 52.2                  | 20             | 72.2              |
| 1.5          | 23.4                  | 29.2                     | 52.6                  |                | 72.6              |
| 3            | 23.5                  | 29.3                     | 52.8                  |                | 72.8              |
| 4.5          | 23.5                  | 29.0                     | 52.5                  |                | 72.5              |
| 5            | 23.4                  | 30.4                     | 53.8                  |                | 73.8              |

Tabla 4-6. Masas de los acelerómetros utilizados.

Para asegurar que el ajuste de la respuesta estática se mantiene, las dimensiones del perfil ya no están disponibles como variables para realizar esta calibración, en cambio, al añadirse a la estructura los acelerómetros y el bastidor del TMD, las masas de estos elementos serán las variables que se ajustarán para el calibrado de las frecuencias propias.

Las frecuencias propias de todos los modos que el modelo computacional debe presentar, deben coincidir en la medida de lo posible con las experimentales, en nuestro caso solo se tienen en cuenta las de los dos primeros modos, 3.611 Hz y 14.603 Hz. El proceso de ajuste de las frecuencias propias es un proceso iterativo, es decir, se prueban distintas masas en el script de ANSYS y se comprueba si las frecuencias obtenidas son correctas. Partiendo de las masas reales, se obtienen 3.5396 Hz y 14.459 Hz como frecuencias propias de los dos primeros modos. Estos resultados se encuentran algo alejados de los reales, por lo que se procede a modificar los parámetros variables para obtener unas frecuencias más aproximadas.

Tras varias iteraciones, se llega a una configuración de masas a partir de las cuales se obtienen unas frecuencias satisfactorias. La masa utilizada para el bastidor en la simulación es de 180 g (97 gramos menor que la real) y para los acelerómetros la masa es de 53 g, la cual se encuentra dentro del rango, suponiendo que el cable no aporta masa al conjunto. La alta variación necesaria de la masa del bastidor puede estar relacionada con que dos masas distribuidas separadas, como es el bastidor, se está simplificando en una masa puntual, situada, además, en el centro del perfil. Siendo los errores relativos nulos, la masa del bastidor se podría haber acercado un poco a la real, asumiendo que los errores no serían nulos, aunque si despreciables.

Los resultados obtenidos con esta masa se muestran en la Tabla 4-7, donde se muestran también los errores relativos.

| Modo | Frecuencia experimental (Hz) | Frecuencia modelo ANSYS (Hz) | Error relativo (%) |
|------|------------------------------|------------------------------|--------------------|
| 1    | 3.611                        | 3.611                        | 0.000              |
| 2    | 14.603                       | 14.603                       | 0.001              |

Tabla 4-7. Frecuencias obtenidas en ANSYS del modelo sin TMD.

Cabe destacar también que no se ha requerido el ajuste de ningún otro parámetro, con el ajuste de la masa de los acelerómetros y del bastidor ha sido suficiente, lo que

significa que no ha variado ni la rigidez, ni las flechas incrementales, ni la masa total de la viga, es decir, no se ha modificado el ajuste estático realizado.

Para realizar el ajuste del amortiguamiento se parte del coeficiente de amortiguamiento estructural calculado en el procedimiento experimental, éste se adecuará al modelo de ANSYS mediante un sencillo cálculo y se implementará en el modelo. Para comprobar el buen comportamiento del amortiguamiento utilizado en la simulación se usará la comparación de las FRF y del free-decay de ambos modelos.

En ANSYS, no se puede introducir el parámetro de amortiguamiento tal y como se obtiene de la función de Matlab a partir de los registros temporales. El modelo de elementos finitos usado funciona con el amortiguamiento de Rayleigh, el cual relaciona la matriz de amortiguamiento modal con la matriz de masa y con la matriz de rigidez de la estructura a través de dos coeficientes,  $\alpha$  y  $\beta$ . Alfa establece el coeficiente de amortiguamiento proporcional a la masa, mientras que  $\beta$  se relaciona con la rigidez.

$$[C] = \alpha \cdot [M] + \beta \cdot [K] \quad \text{Ecuación 4.4.}$$

Realizando una transformación de coordenadas modal, la matriz de amortiguamiento se convierte en diagonal, relacionándose así, para cada frecuencia, el amortiguamiento modal ( $c$ ) con el amortiguamiento viscoso ( $\zeta$ ) calculado en el Apartado 3.5., y con  $\alpha$  y  $\beta$ , como se muestra en la siguiente ecuación.

$$c_i = 2 \cdot \zeta_i \cdot \omega_i = \alpha + \beta \cdot \omega_i^2 \quad \text{Ecuación 4.5.}$$

Para obtener una combinación de  $\alpha$  y  $\beta$  que se corresponda con el amortiguamiento viscoso de la viga, se despeja  $\beta$  y se crea una ecuación que depende de  $\alpha$ , el amortiguamiento viscoso y la frecuencia. Para poder obtener una pareja de valores es necesario realizar la simplificación de que el amortiguamiento viscoso es constante con la frecuencia. Concretamente se tendrá en cuenta la utilizada en el ensayo a partir del cual se obtuvo el dato, 3.609 Hz. En la Figura 4-3 se representa la recta obtenida. Cualquier valor sobre ella representa una combinación posible de  $\alpha$  y  $\beta$ . Para obtener una pareja de valores adecuada se utiliza una metodología iterativa similar a la usada para la calibración de las frecuencias propias, obteniendo un valor para  $\alpha$  de 0.475 y 0.00014 para  $\beta$ .

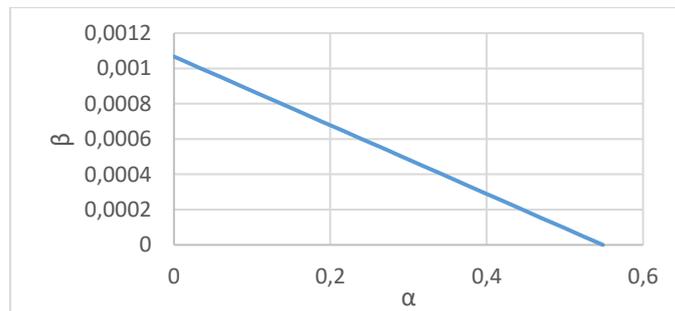


Figura 4-3. Relación entre los coeficientes del amortiguamiento de Rayleigh  $\alpha$  y  $\beta$ .

Mediante ANSYS se va a simular una respuesta libre como la realizada experimentalmente, para comprobar si los valores de amortiguamiento son válidos o es necesaria una modificación, porque las simplificaciones realizadas no fuesen adecuadas. Por otro lado, se obtendrán las FRF con el mismo propósito que el free-decay.

Para que la simulación del free-decay sea parecida a la real se establece un desplazamiento acorde con el peso de las dos tuercas M22 (0.4046 kg) utilizadas en el ensayo real y se deja oscilar libremente hasta que llegue al estado de reposo.

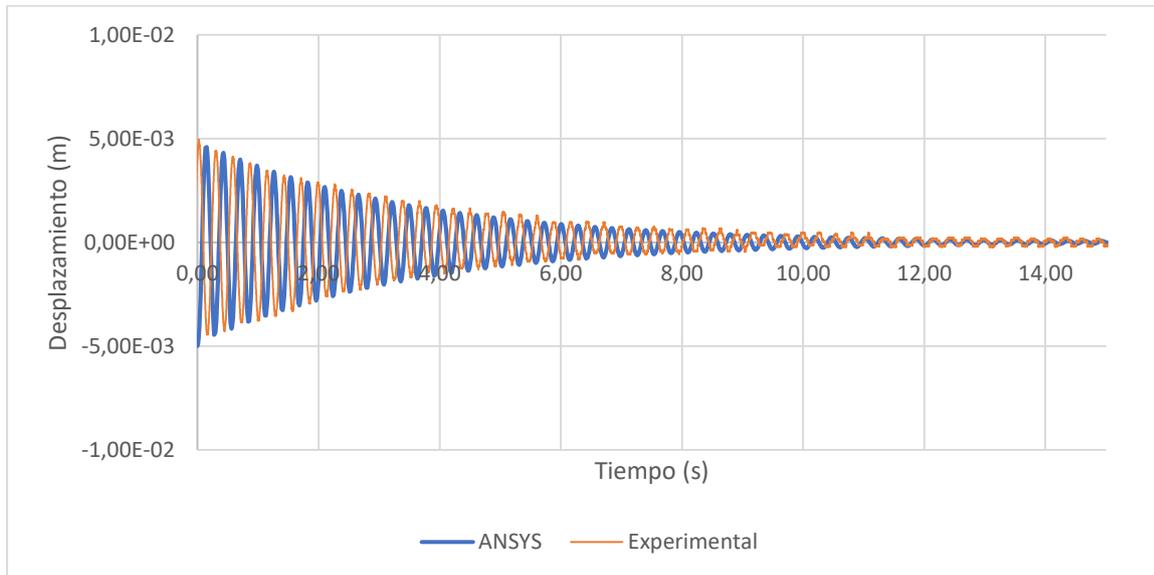


Figura 4-4. Comparación de respuesta libre del modelo de elementos finitos y la respuesta real.

Se puede comprobar, a la vista de la gráfica anterior, la cual está corregida para que el desplazamiento en reposo sea el nulo, como el decaimiento exponencial del modelo analítico, se corresponde perfectamente con el experimental, significando esto que el amortiguamiento seleccionado es bastante aproximado al correcto.

A continuación se muestran las gráficas en las que se comparan las FRF experimentales y simuladas, correspondientes con los ensayos realizados experimentalmente.

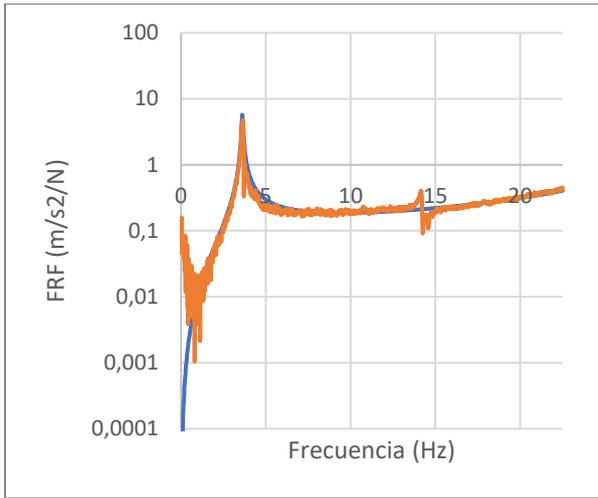


Figura 4-5. Comparación FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 1$  m.

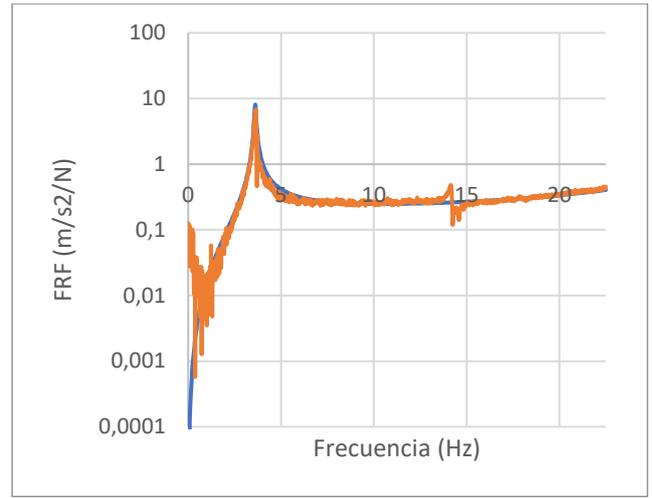


Figura 4-6. Comparación FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 1.5$  m.

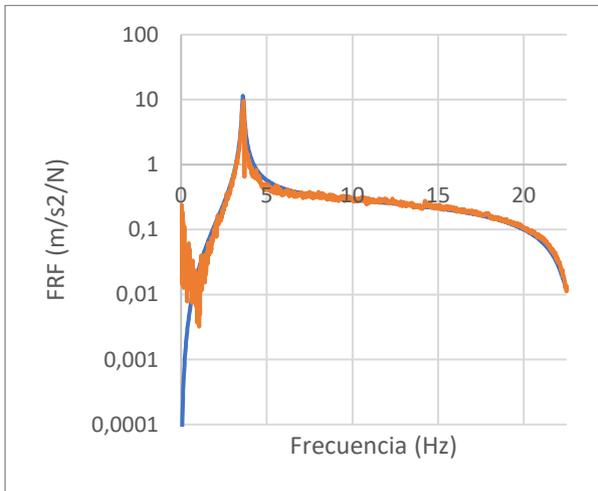


Figura 4-7. Comparación FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 3$  m.

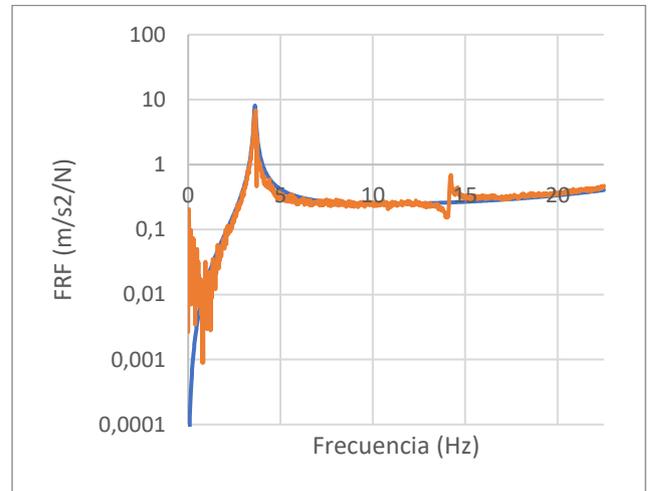


Figura 4-8. Comparación FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 4.5$  m.

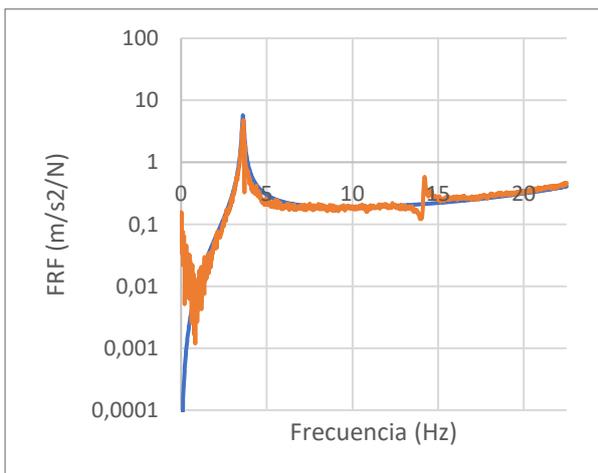
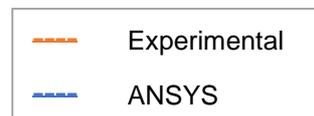


Figura 4-9. Comparación FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 5$  m.



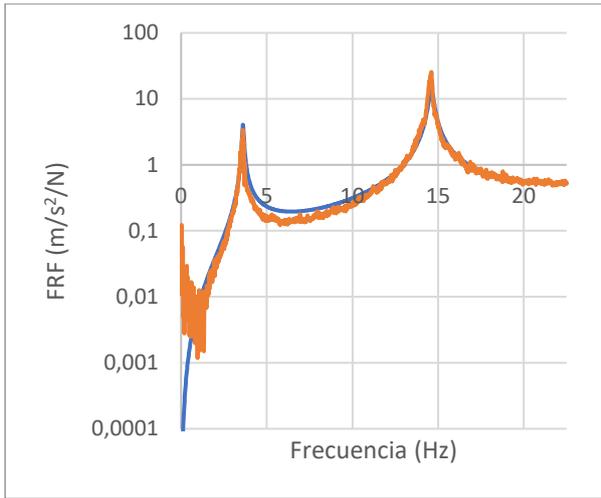


Figura 4-10. Comparación FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 1$  m.

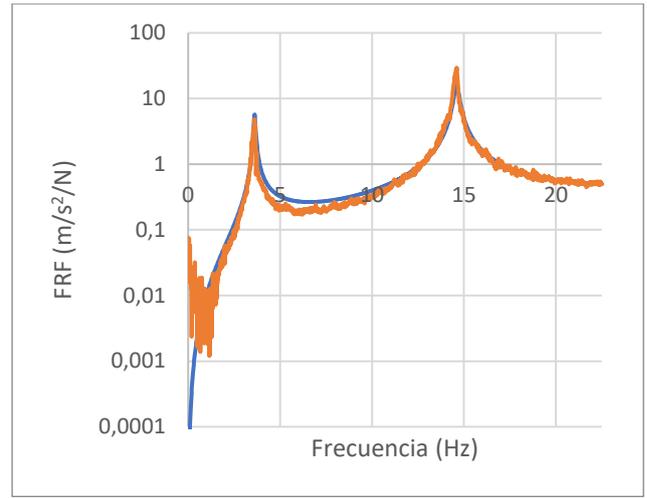


Figura 4-11. Comparación FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 1.5$  m.

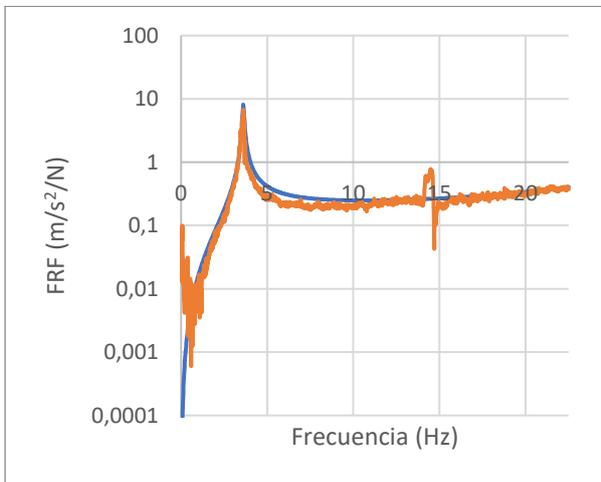


Figura 4-12. Comparación FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 3$  m.

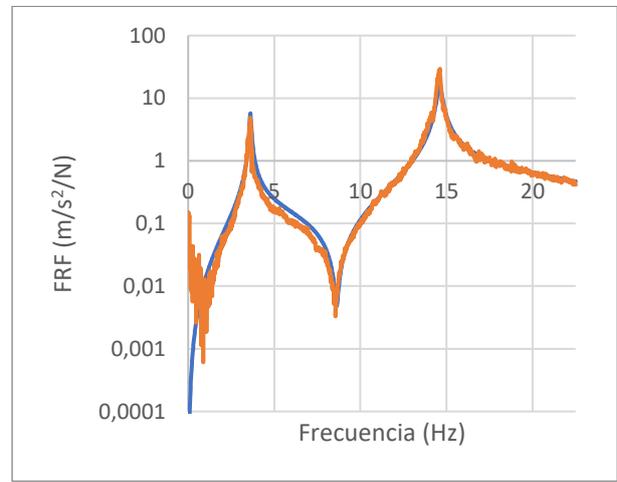


Figura 4-13. Comparación FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 4.5$  m.

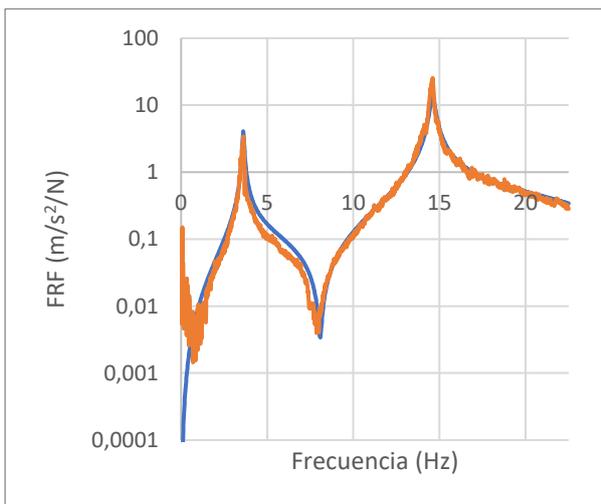
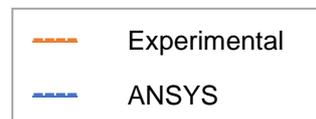


Figura 4-14. Comparación FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 5$  m.



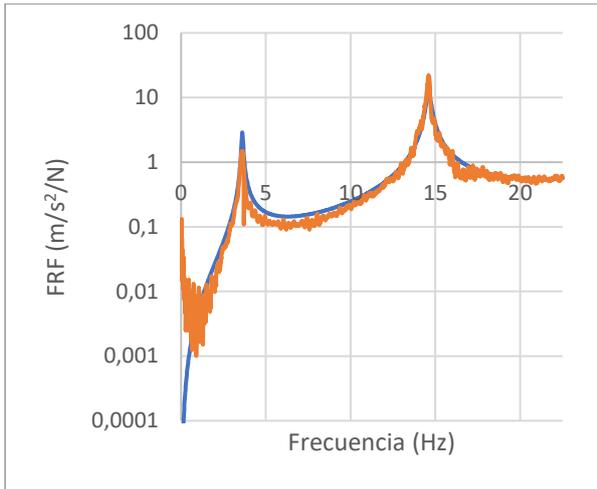


Figura 4-15. Comparación FRF: Excitación  $X = 5$  m; Respuesta  $X = 1$  m.

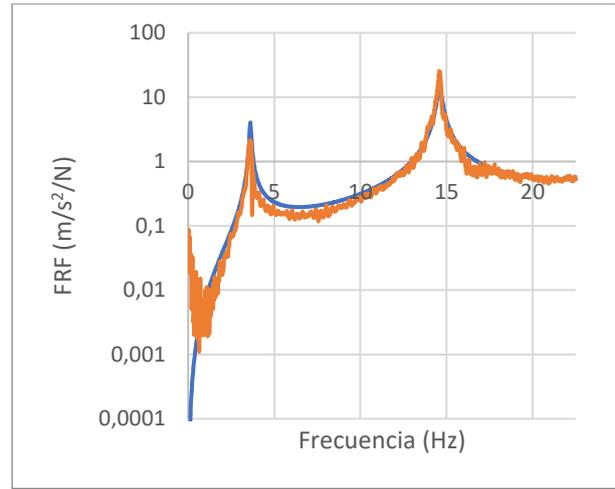


Figura 4-16. Comparación FRF: Excitación  $X = 5$  m; Respuesta  $X = 1.5$  m.

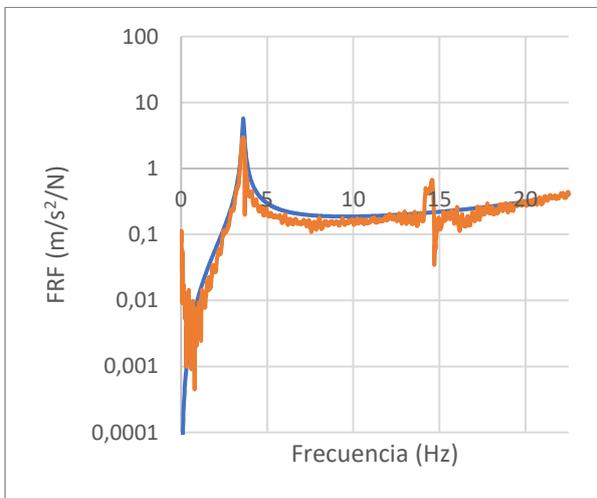


Figura 4-17. Comparación FRF: Excitación  $X = 5$  m; Respuesta  $X = 3$  m.

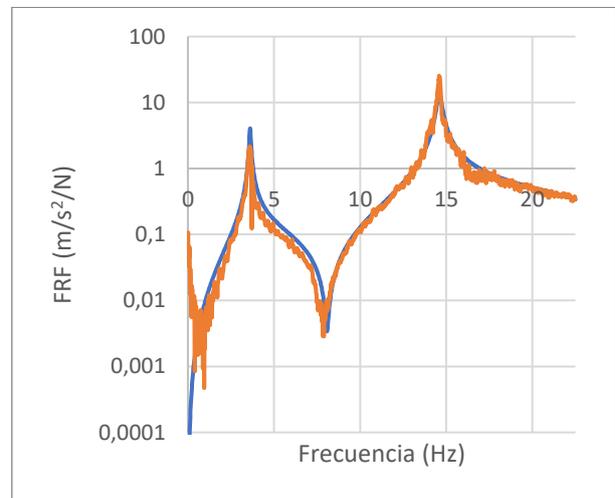


Figura 4-18. Comparación FRF: Excitación  $X = 5$  m; Respuesta  $X = 4.5$  m.

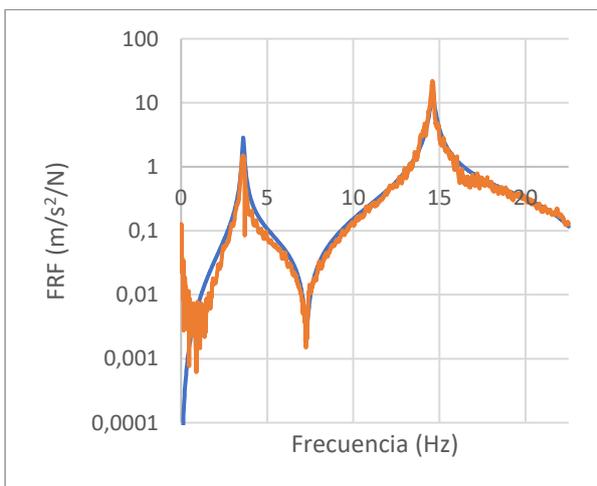
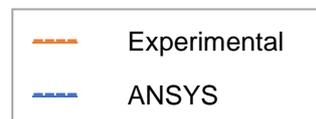


Figura 4-19. Comparación FRF: Excitación  $X = 5$  m; Respuesta  $X = 5$  m.



A la vista de las gráficas presentadas se puede deducir que, en los alrededores del primer pico, correspondiente a 3.611 Hz, la correlación es correcta, en todas las gráficas la función de respuesta en frecuencia experimental se corresponde con la

analítica, a pesar de existir alguna mínima diferencia en el rango de frecuencias 3.6-7 Hz en el que la amplitud de las gráficas experimentales se queda por debajo de las analíticas. Este defecto en el modelo de elementos finitos puede ser debido a que, para el cálculo de los factores de amortiguamiento  $\alpha$  y  $\beta$  se ha utilizado la frecuencia que se registró en el ensayo, 3.609 Hz, la cual es prácticamente la frecuencia a la que vibra la viga en su primer modo, 3.611 Hz. En los alrededores de la frecuencia correspondiente al segundo modo, 14.603 Hz, a pesar de no ser el modo de principal interés en este estudio se observa que la similitud entre las FRF experimentales y las obtenidas con ANSYS también es alta.

#### 4.4. Calibración de la respuesta modal del TMD

Al igual que en el procedimiento experimental, se va a caracterizar el TMD de forma independiente. Para ello se utiliza un modelo masa-muelle-amortiguador. Se estudió implementar otros modelos más realistas, como sistemas de múltiples grados de libertad, modelando los elementos del TMD de forma más coherente con su forma y materiales reales, pero por simplificar se consideró la primera forma.

Realizando un análisis modal del modelo, utilizando los datos reales, 128 gramos de masa y 64.5 N/m de rigidez del muelle, se obtiene una frecuencia correspondiente al primer y único modo de vibración del sistema de 3.568 Hz, presumiblemente coherente con la obtenida en el procedimiento experimental, 3.57 Hz.

En el caso de este sistema masa-muelle-amortiguador (m-k-c en adelante), el amortiguamiento viene dado por el coeficiente de amortiguamiento,  $c$ , el cual está relacionado con el factor de amortiguamiento viscoso a través del coeficiente de amortiguamiento crítico  $c_c$  (Ecuación 4.6). Éste parámetro es único para cada sistema m-k-c, y se puede calcular mediante la Ecuación 4.7.

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad \text{Ecuación 4.6.}$$

$$c_c = 2 \cdot m \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{Ecuación 4.7.}$$

Partiendo de los datos reales, se obtiene un coeficiente de amortiguamiento crítico de 5.753 N·s/m. A partir de este valor, en la Tabla 4-8, se muestra la relación entre los valores del coeficiente de amortiguamiento analizados y los factores de amortiguamiento viscoso calculados.

| $\zeta$ (%) | $c$ (N·s/m) |
|-------------|-------------|
| 0.52        | 0.030       |
| 3.71        | 0.213       |
| 10.42       | 0.599       |

Tabla 4-8. Relación entre  $\zeta$  y  $c$  del TMD.

Se simulan las respuestas libres de igual modo que para la viga, estableciendo un desplazamiento a partir de su situación de reposo, y dejando oscilar libremente al sistema. A continuación se muestran las gráficas en las que se compara la respuesta analítica con la experimental del TMD debidamente normalizadas para que su desplazamiento en reposo sea el origen de los desplazamientos.

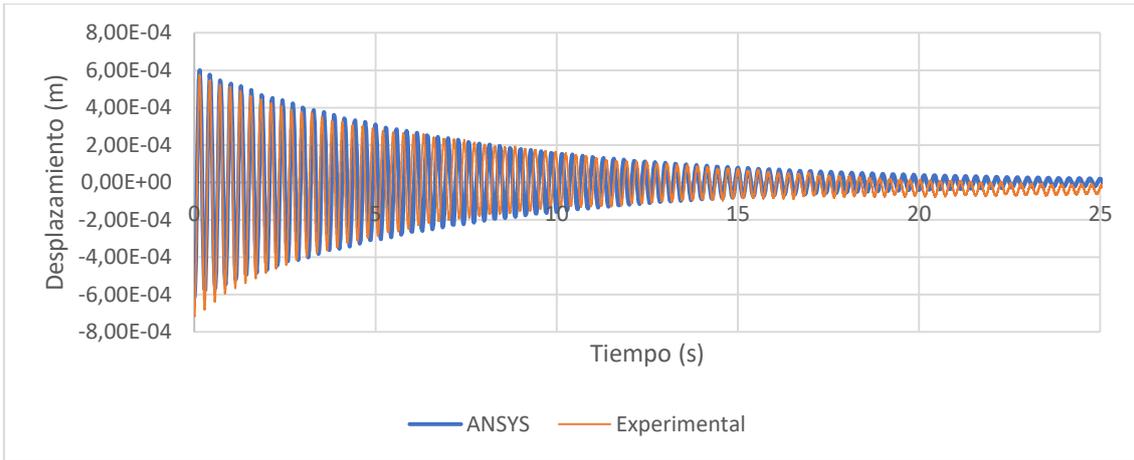


Figura 4-20. Respuesta libre con  $c = 0.030$  (Amortiguamiento bajo).

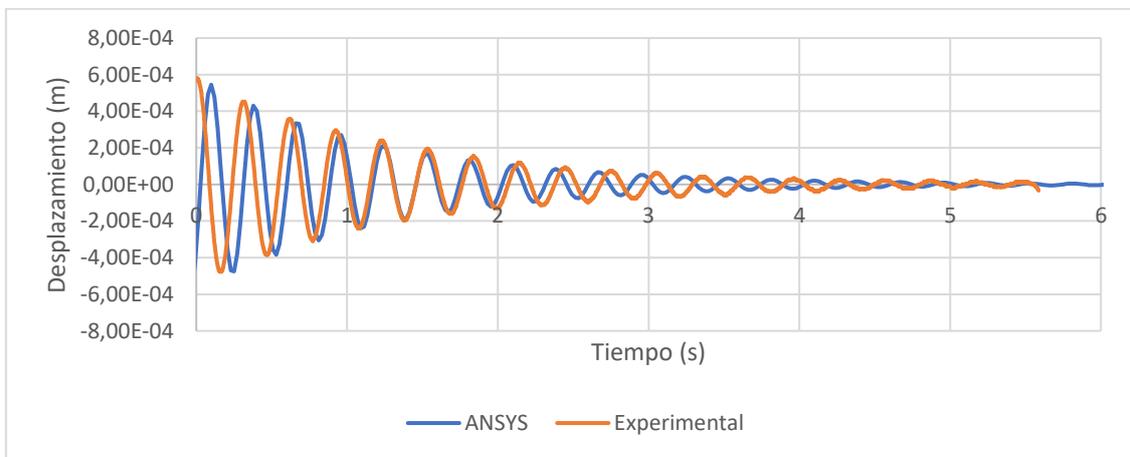


Figura 4-21. Respuesta libre con  $c = 0.213$  (Amortiguamiento medio).

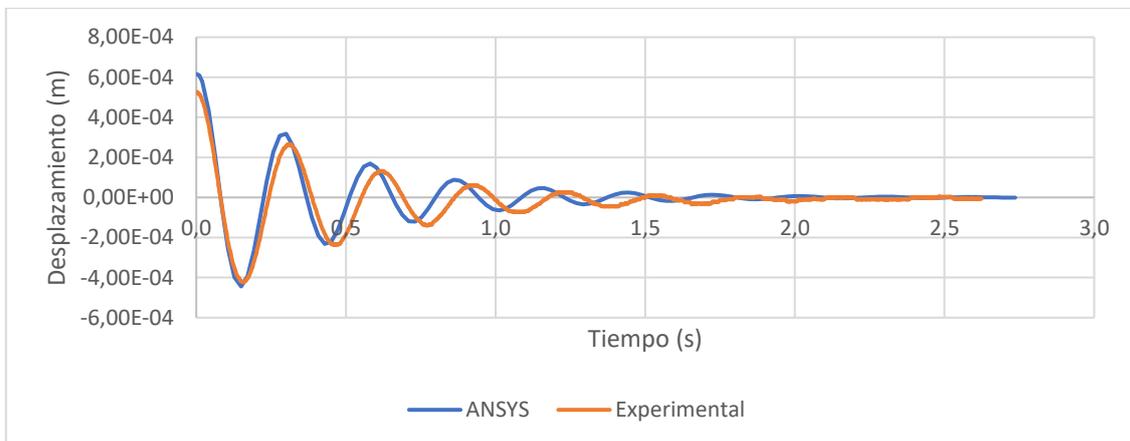


Figura 4-22. Respuesta libre con  $c = 0.599$  (Amortiguamiento alto).

A la vista de las tres gráficas presentadas se puede comprobar cómo las respuestas para los tres amortiguamientos se ajustan suficientemente entre sí, tanto en la forma del decaimiento (exponencial) como en el tiempo que tarda en volver al estado de reposo el sistema.

En el siguiente apartado se comprobará si la unión de los modelos de la viga y del TMD ofrecen una respuesta similar a la experimental.

## 4.5. Calibración de la respuesta modal de la estructura con TMD

En este apartado se va a adecuar la respuesta modal del modelo de elementos finitos del conjunto viga y TMD. En concreto, se ajustarán las frecuencias de vibración y el amortiguamiento del sistema. Se partirá de las propiedades ajustadas individualmente de la viga y del TMD ajustadas en los apartados anteriores y, a partir de la respuesta obtenida, se modificarán los parámetros necesarios, en caso de hacer falta, para que la respuesta del modelo case perfectamente con la experimental.

El primer paso es la creación del modelo de elementos finitos calibrado. Para ello, el TMD se va a simplificar como se comentó en el apartado anterior por un sistema masa-muelle-amortiguador, como el presentado en la Figura 4-23.

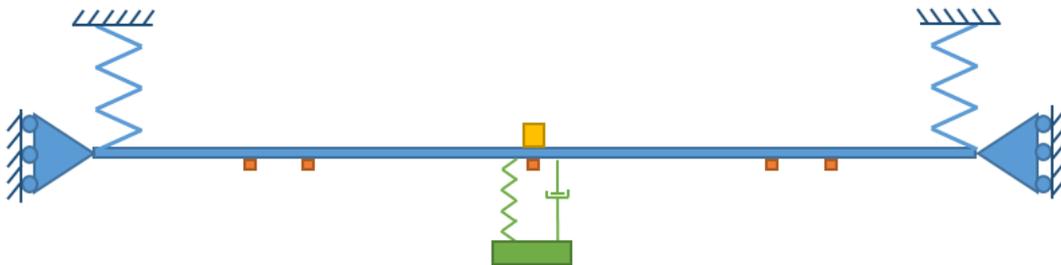


Figura 4-23. Modelo usado en ANSYS del conjunto viga-TMD.

Con los datos calibrados en los apartados anteriores, al realizar un análisis modal, se obtienen unas frecuencias de vibración de 3.270 Hz, 3.946 Hz y 14.709 Hz. Las dos primeras corresponden con los dos picos provocados por el TMD alrededor de la frecuencia correspondiente al primer modo de la viga aislada, mientras que la tercera se corresponde con el segundo modo de ésta. A la vista de las diferencias y de los errores relativos obtenidos a partir de las frecuencias experimentales (Tabla 4-9), se deduce rápidamente que la respuesta no va a ser parecida siquiera a la experimental.

| Modo de vibración | Frecuencia experimental (Hz) | Frecuencia ANSYS (Hz) | Error relativo (%) |
|-------------------|------------------------------|-----------------------|--------------------|
| 1.1               | 3.354                        | 3.270                 | 2.497              |
| 1.2               | 3.927                        | 3.946                 | 0.493              |
| 2                 | 14.587                       | 14.709                | 0.835              |

Tabla 4-9. Frecuencias y errores obtenidos del modelo de elementos finitos del conjunto viga-TMD con los valores teóricos.

La simplificación de que el TMD sea un modelo m-c-k, a pesar de que la respuesta de éste aislado case perfectamente con la experimental, puede que sea demasiado exigente. Además, existe otro par de simplificaciones que afectan al modelo. La primera es que es probable que el acoplamiento realizado mediante imanes de neodimio no suponga una unión perfectamente rígida, lo que afecta a las frecuencias propias. La segunda tiene que ver con el modelo de elementos finitos, y es que las masas de los acelerómetros, la del bastidor del TMD y el anclaje del muelle y del amortiguador están posicionadas en la línea imaginaria que pasa por el centro del perfil de la viga, es decir no están situados en el exterior del perfil como sucede en la realidad. Todo este conjunto de posibles fuentes de error hace necesaria una modificación de ciertos parámetros del conjunto, en concreto, se van a modificar los parámetros del sistema m-k-c por ser el TMD el elemento que más simplificaciones ha sufrido en su adaptación al modelo de elementos finitos.

Para obtener unas frecuencias más aproximadas, basta con modificar los datos de masa y de rigidez del muelle del TMD, ya que sólo estos parámetros afectan a las frecuencias. Es necesario reducir la masa hasta los 88.782 gramos (diferencia de 39.518 g), y la rigidez hasta 46.48 N/m (diferencia de 18.02 N/m), para conseguir las frecuencias que aparecen en la Tabla 4-10. Éstas son correctas en los alrededores del primer modo, mientras que la frecuencia del segundo modo aún se distancia algo más de 0.1 Hz de la experimental.

| Modo de vibración | Frecuencia experimental (Hz) | Frecuencia ANSYS (Hz) | Error relativo (%) |
|-------------------|------------------------------|-----------------------|--------------------|
| 1.1               | 3.354                        | 3.354                 | 0.000              |
| 1.2               | 3.927                        | 3.927                 | 0.003              |
| 2                 | 14.587                       | 14.709                | 0.835              |

Tabla 4-10. Frecuencias y errores obtenidos del modelo de elementos finitos del conjunto viga-TMD con los valores calibrados.

Al igual que para la viga y el TMD individualmente, para calibrar los amortiguamientos del sistema se van a estudiar la respuesta libre y las funciones de respuesta en frecuencia. Una vez calibradas las frecuencias, solo falta ajustar el amortiguamiento del modelo. Se va a considerar que el amortiguamiento del TMD se mantuvo en 3.7 %, por lo que el coeficiente de amortiguamiento del TMD es 0.213 N·s/m. Con este valor, la respuesta libre del punto medio de la viga es la mostrada en la Figura 4-24. Se observa cómo el amortiguamiento de la respuesta del modelo analítico es mucho mayor, hasta el punto de que tarda alrededor de 20 segundos menos que el experimental en amortiguarse hasta un cierto valor de amplitud.

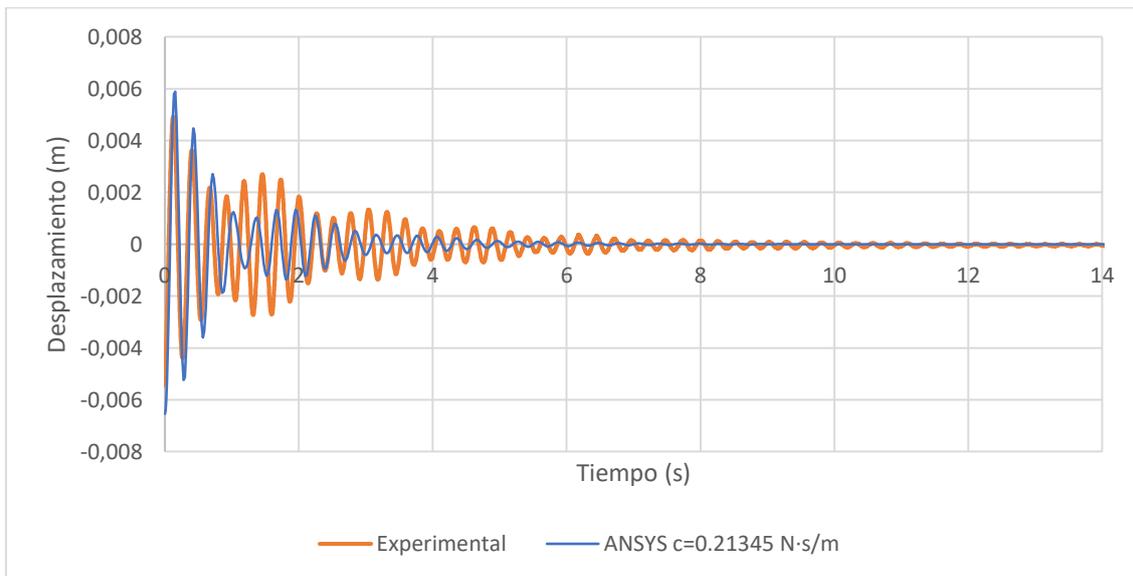


Figura 4-24. Comparación de la respuesta libre del conjunto viga-TMD.

Este amortiguamiento, por tanto, no es correcto y se debe a que al implementar el TMD en el modelo de la viga, ésta ya se encontraba amortiguada mediante los factores  $\alpha$  y  $\beta$  ( $\zeta = 1.21\%$ ), por lo que el TMD estaría influido también por estos valores, además del propio coeficiente de amortiguamiento. Para obtener una respuesta libre semejante a la experimental, hace falta reducir el coeficiente de amortiguamiento del TMD hasta 0.075 N·s/m, valor con el que se obtiene un free-decay más aproximado al real y unas FRF coherentes también.

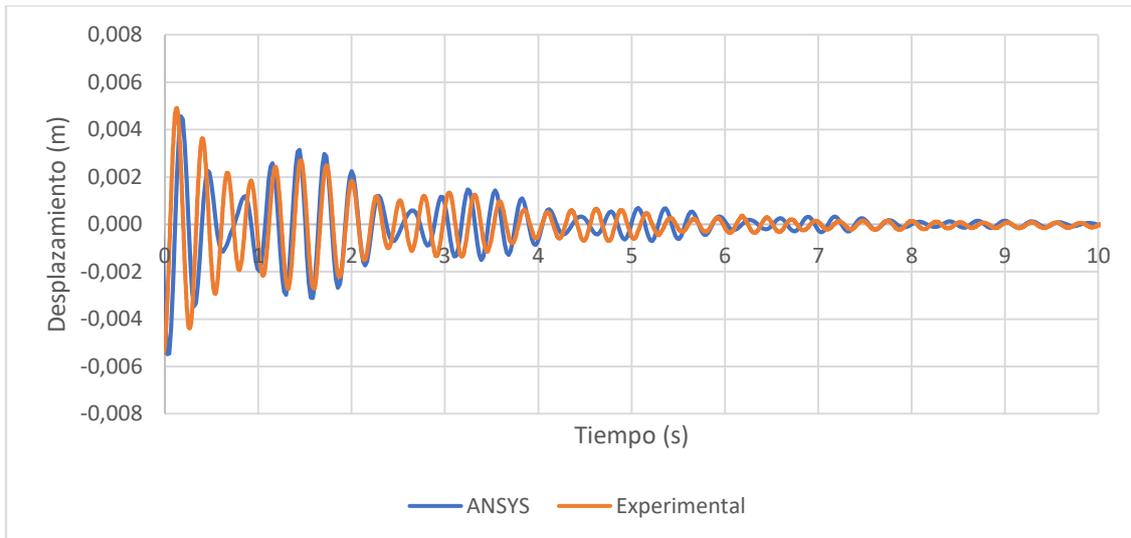


Figura 4-25. Comparación de la respuesta libre del conjunto viga-TMD.

A continuación, se muestran la comparación entre las funciones de respuesta en frecuencia del modelo analítico y las experimentales.

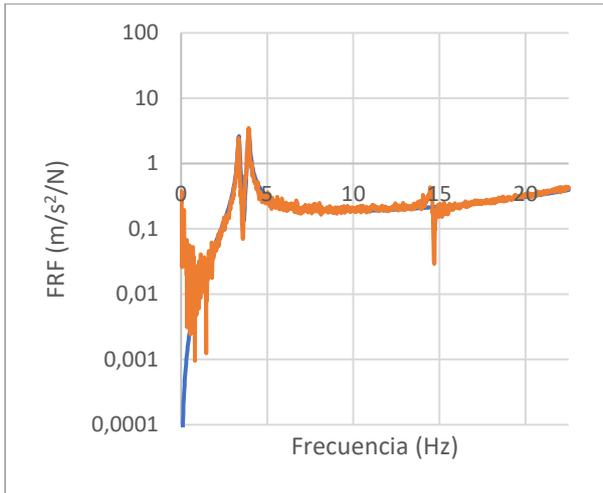


Figura 4-26. Comparación FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 1$  m.

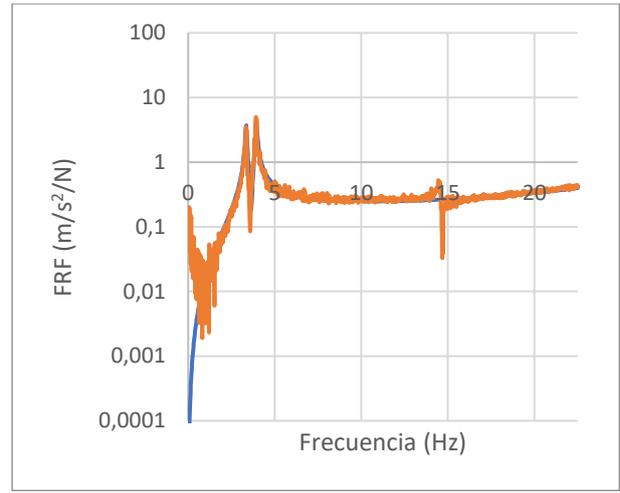


Figura 4-27. Comparación FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 1.5$  m.

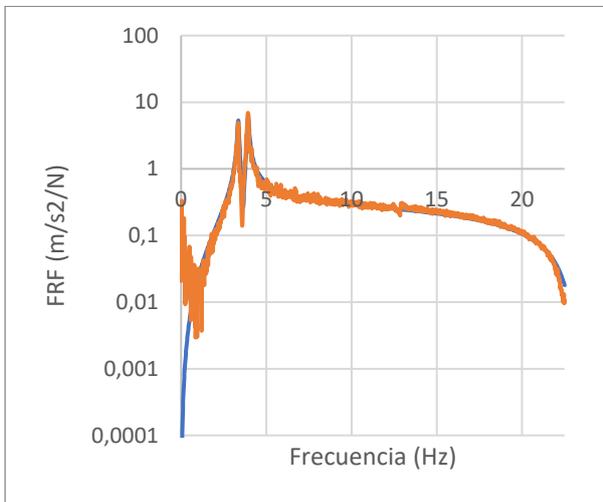


Figura 4-28. Comparación FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 3$  m.

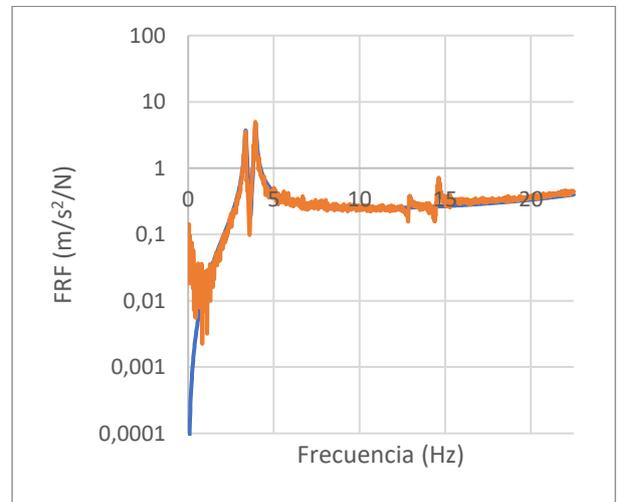


Figura 4-29. Comparación FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 4.5$  m.

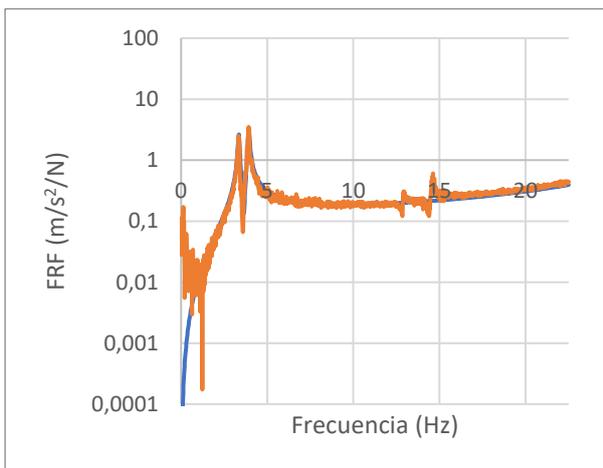
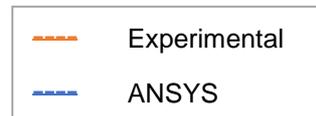


Figura 4-30. Comparación FRF: Excitación  $X = 3$  m; Respuesta  $X = 5$  m.



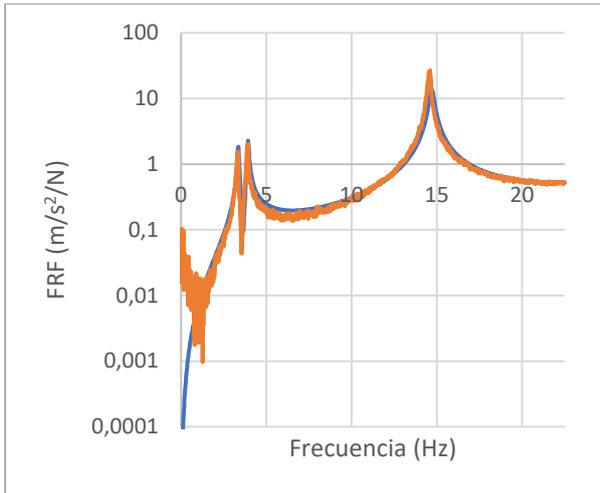


Figura 4-31. Comparación FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 1$  m.

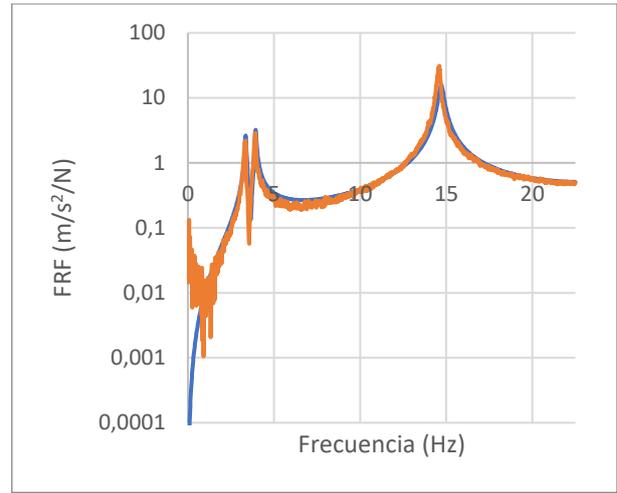


Figura 4-32. Comparación FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 1.5$  m.

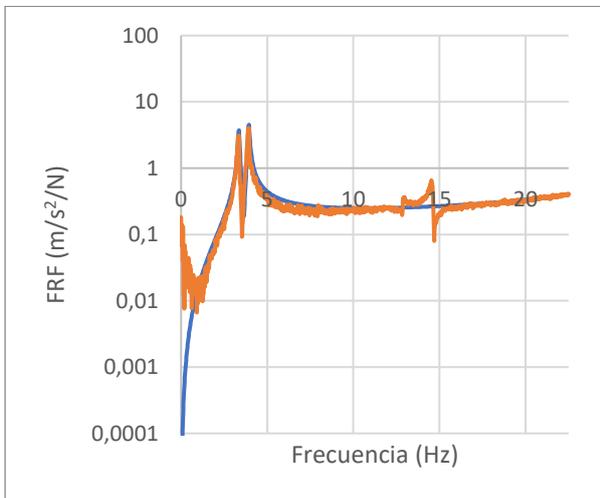


Figura 4-33. Comparación FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 3$  m.

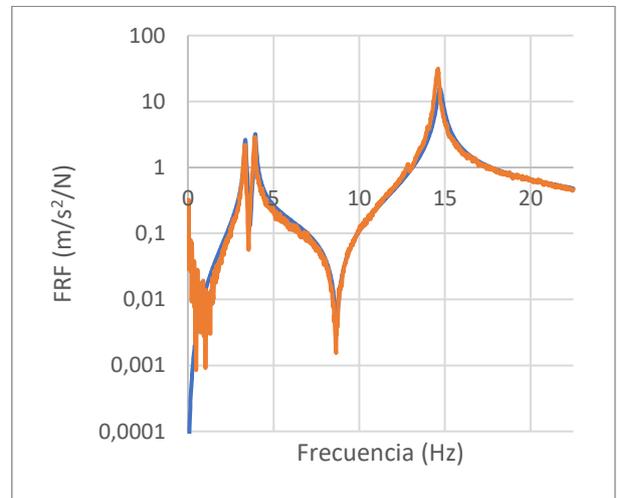


Figura 4-34. Comparación FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 4.5$  m.

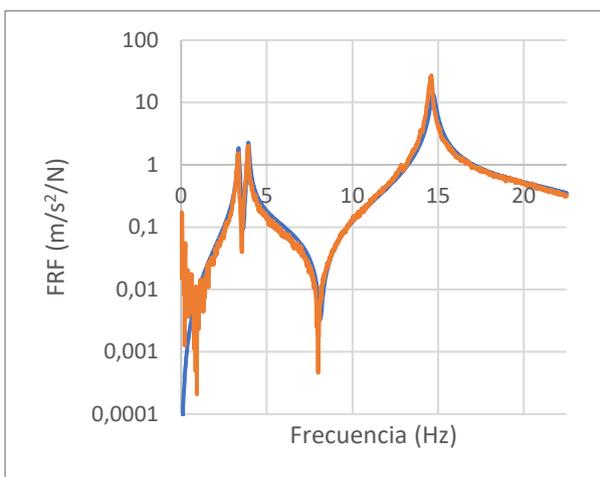
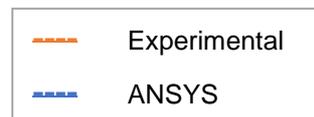


Figura 4-35. Comparación FRF: Excitación  $X = 4.5$  m; Respuesta  $X = 5$  m.



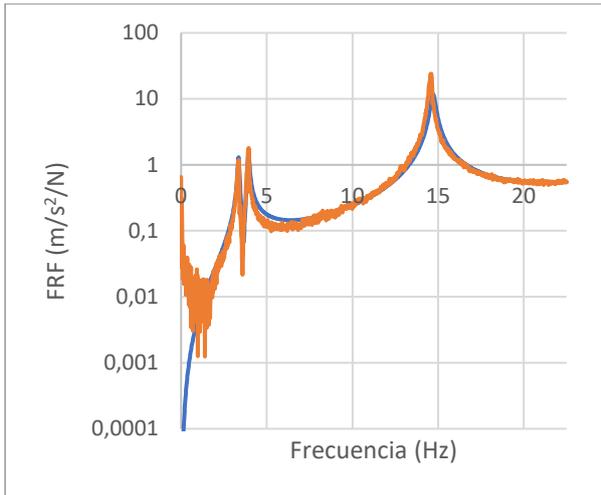


Figura 4-36. Comparación FRF: Excitación  $X = 5$  m; Respuesta  $X = 1$  m.

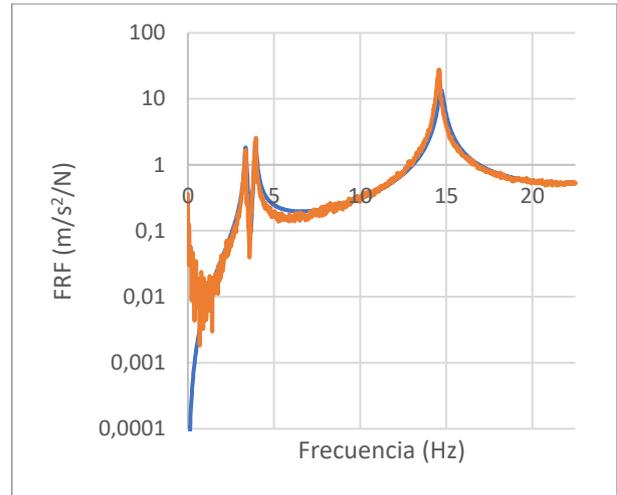


Figura 4-37. Comparación FRF: Excitación  $X = 5$  m; Respuesta  $X = 1.5$  m.

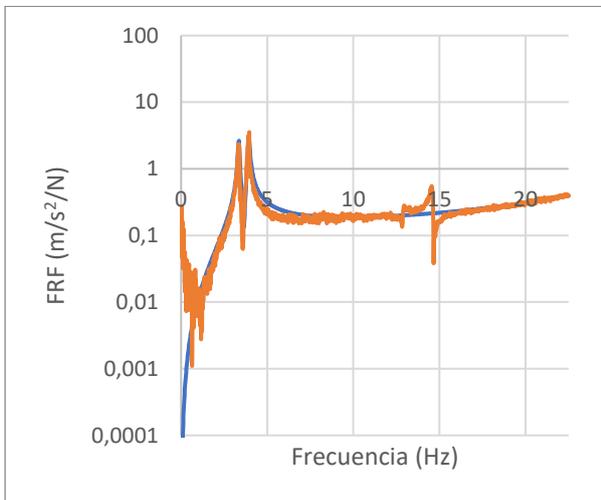


Figura 4-38. Comparación FRF: Excitación  $X = 5$  m; Respuesta  $X = 3$  m.

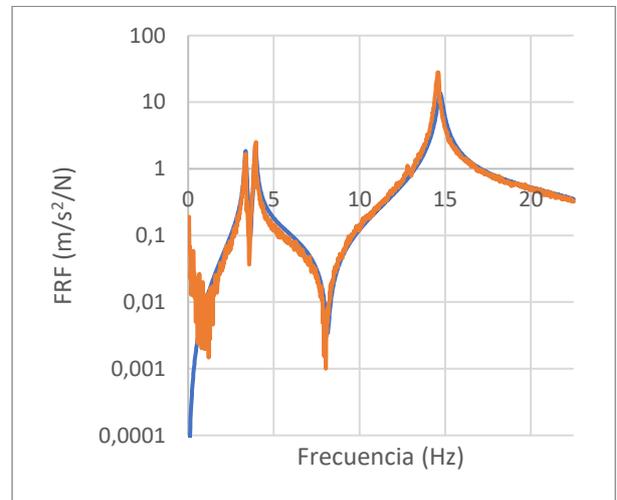


Figura 4-39. Comparación FRF: Excitación  $X = 5$  m; Respuesta  $X = 4.5$  m.

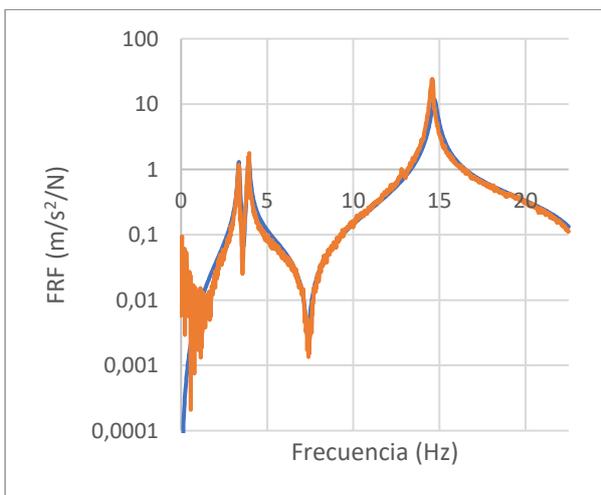
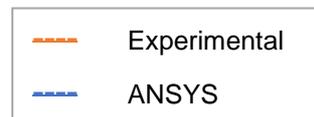


Figura 4-40. Comparación FRF: Excitación  $X = 5$  m; Respuesta  $X = 5$  m.



A la vista de las gráficas anteriores se pueden sacar varias conclusiones. La primera es que las variaciones realizadas en los parámetros del TMD a pesar de no coincidir con los del modelo del TMD individual, es adecuada para los fines que se persiguen,

ya que los dos picos correspondientes al primer modo presentan amplitudes y frecuencias similares a las reales. Por otro lado, la diferencia de amplitudes en el rango 3.6-7 Hz se sigue produciendo. El problema de esta diferencia es que un intento de ajuste en ese rango hubiese producido que en la zona anterior al primer pico (1-3.6 Hz) la curva experimental quedase por debajo de la analítica, por tanto se mantuvo la calibración realizada.

Una vez realizado el último ajuste, se puede dar por concluido el proceso de “model updating”. Se ha conseguido obtener dos modelos de elementos finitos, el de la viga aislada, cuyas respuesta estática y modal (solo la correspondiente al primer modo de vibración) están perfectamente calibradas, y el de la viga con el TMD implantado, cuya respuesta modal para el primer modo también es correcta. Estos dos modelos serán actualizados debidamente y serán utilizados para comprobar si la respuesta ante un estímulo real es válida.

A modo de resumen se muestra en la tabla siguiente los parámetros utilizados en los modelos de elementos finitos.

| Parámetro                                     | Valor                     |
|---|---------------------------|
| Densidad                                      | 2700 kg/m <sup>3</sup>    |
| Módulo elástico                               | 70000·10 <sup>6</sup> N/m |
| Coefficiente de Poisson                       | 0.33                      |
| Ancho de la sección                           | 100.666 mm                |
| Alto de la sección                            | 39.201 mm                 |
| Espesor de la sección                         | 1.481 mm                  |
| Longitud                                      | 6 m                       |
| $\alpha$                                      | 0.475                     |
| $\beta$                                       | 1.43371·10 <sup>-4</sup>  |
| Constante de rigidez de los apoyos            | 4·10 <sup>5</sup> N/m     |
| Coefficiente de amortiguamiento de los apoyos | 0.0001 N·s/m              |
| Masa de los acelerómetros                     | 53 g                      |
| Masa del bastidor del TMD                     | 180 g                     |
| Constante de rigidez del TMD                  | 46.48 N/m                 |
| Coefficiente de amortiguamiento del TMD       | 0.075 N·s/m               |
| Masa móvil del TMD                            | 88.782 g                  |

Tabla 4-11. Parámetros usados en los modelos de elementos finitos.

## 5. VALIDACIÓN DEL MODELO

En este apartado se va a comprobar la validez del modelo ante una carga conocida real. La carga a la que se va a someter la estructura es una fuerza armónica ejercida por un robot controlado mediante un software.

### 5.1. Características del robot de LEGO

El robot está construido con piezas de LEGO (Figura 5-1). Tiene la capacidad de moverse en línea recta y en sus extremos tiene dos pares de levas accionadas por dos servomotores (cuyo giro es independiente del desplazamiento del robot) que crean dos fuerzas armónicas diferentes por el perfil de cada leva. Tiene una masa de 729.7 g y es posible configurar la velocidad angular de giro de cada par de leva y la de avance del aparato independientemente.

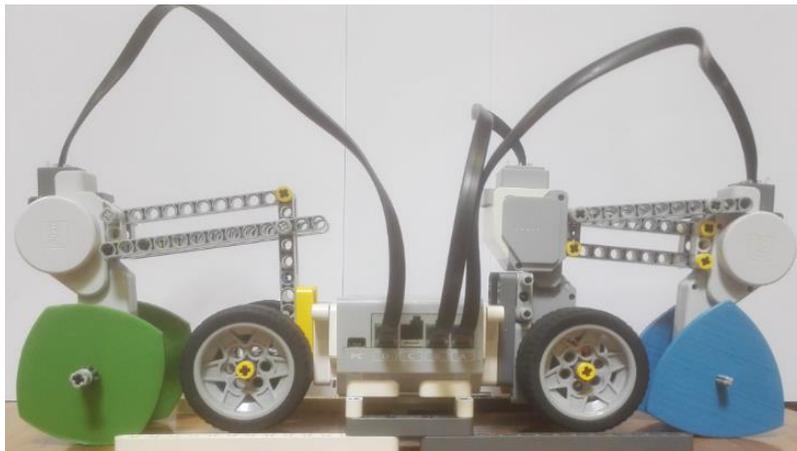


Figura 5-1. Robot LEGO.

Este aparato ha sido diseñado y caracterizado por Diego Muñoz Alonso para su Trabajo Fin de Grado “Diseño y caracterización de un móvil robótico multiconfigurable para simular cargas verticales sobre una maqueta de pasarela peatonal” [13].

En la simulación del modelo de elementos finitos, la fuerza caracterizada será por simplificación armónica de primer orden, por ello, debido a que los registros obtenidos con la leva triangular (trasera) se parecen más a una fuerza armónica, ésta será la que gire mientras que la leva cuadrangular (delantera) permanecerá parada.

En el documento antes comentado se realiza una caracterización del robot en sus múltiples configuraciones y se extraen una serie de ecuaciones. La fórmula más importante para este proyecto son las que relacionan la fuerza ejercida por la leva y la potencia del servomotor con la frecuencia a la que gira ésta.

$$F(N) = 0.2181 * f(Hz) + 0.1163$$

Ecuación 5.1.

$$f(Hz) = 0.0844 * P(\%) + 0.033$$

Ecuación 5.2.

## 5.2. Ensayos

Se van a realizar ocho ensayos, cuatro de ellos con el robot parado en el centro de la viga y cuatro en los que el robot recorre la viga de un extremo a otro. Para todos los ellos se registró el desplazamiento de la viga desde su estado de reposo antes de que el robot comenzase a girar hasta que, una vez parado el robot, la viga recuperase su estado inicial. Los ensayos están codificados con tres conjuntos de letras que se explican en la siguiente tabla.

| Posición       | Valores posibles | Significado   |
|----------------|------------------|---|
| 1 <sup>a</sup> | S                | El robot está parado en el centro de la viga.             |
|                | W                | El robot recorre la viga.                                 |
| 2 <sup>a</sup> | B                | TMD bloqueado.  |
|                | SB               | TMD libre.  |
| 3 <sup>a</sup> | R                | Excitación a la frecuencia de resonancia.                 |
|                | NR               | Excitación a la potencia 10 % menor que la de resonancia. |

Tabla 5-1. Codificación de los ensayos.

Al igual que en el apartado correspondiente con el procedimiento experimental se utiliza un láser para medir la respuesta en desplazamientos de la estructura. En el caso de la viga sin TMD, en los ensayos realizados no se desvinculó el TMD de la estructura, sino que se bloqueó su desplazamiento vertical.

Para el modelo computacional se han de modificar los scripts de forma permita introducir un fichero temporal “.txt” con los datos de fuerza. Los parámetros del fichero son obtenidos utilizando la Ecuación 5.1.

Cabe destacar que hacen falta realizar dos modificaciones. La primera es en referencia al TMD, que al haber sido bloqueado, los scripts de los modelos sin TMD deben ser actualizados incluyendo la masa de éste de forma fija. La segunda es en referencia al robot, por el que debe añadirse a todos los scripts la masa de éste. Ambas masas son consideradas puntuales.

El hecho de añadir masa sobre la estructura implica que las frecuencias propias de ésta cambian. Realizando la pertinente FRF, se concluye que la primera frecuencia propia de la viga se ha desplazado hasta los 3.235 Hz. Ésta es la frecuencia a la que se programa el robot para que excite la viga. También hay que destacar que la sintonización del TMD no se cambió a pesar de que las frecuencias propias de la viga cambiasen por la adición de la masa del robot, por lo que la reducción de vibraciones no será tan efectiva como si estuviese ajustado correctamente.

A continuación se muestran los datos característicos de cada ensayo y la comparación entre los registros experimentales y los analíticos.

### 5.2.1. S-B-R

| Características de la fuerza |       |
|------------------------------|-------|
| P (%)                        | 38    |
| t (s)                        | 16.79 |
| f (Hz)                       | 3.235 |
| F (N)                        | 0.822 |

Tabla 5-2. Características de la fuerza S-B-R.

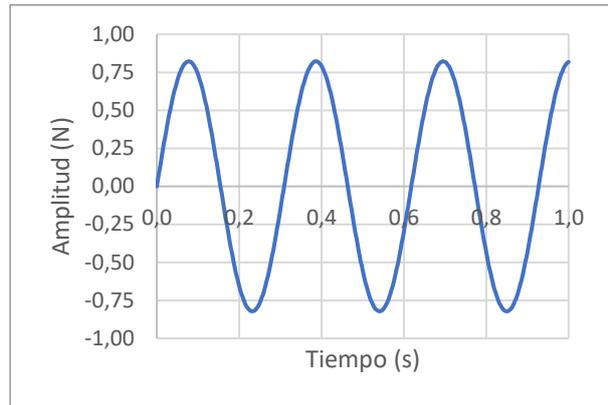


Figura 5-2. Fuerza S-B-R.

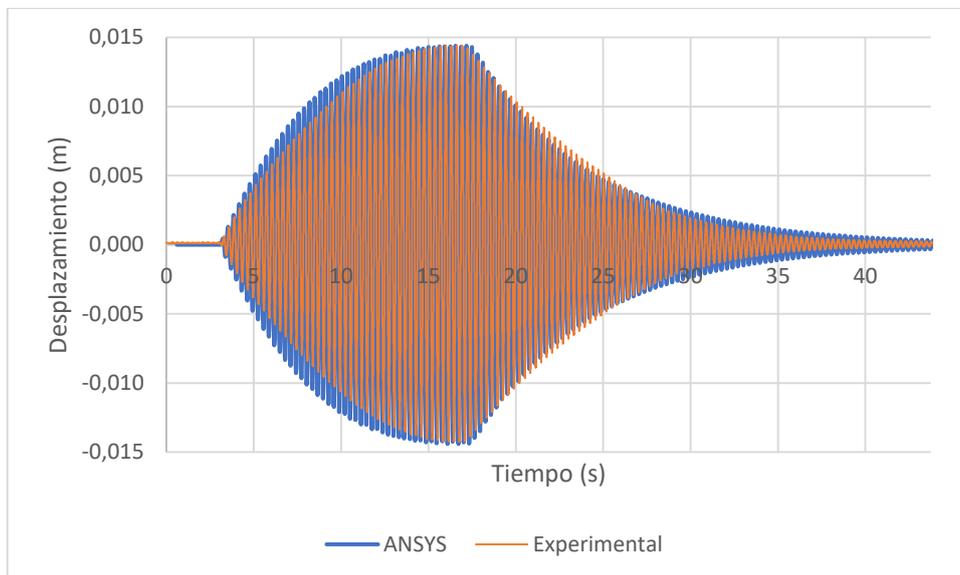


Figura 5-3. Comparación de registros temporales S-B-R.

En la Figura 5-3 se muestra la comparación entre las respuestas temporales experimental y analítica para el ensayo S-B-R. La amplitud a partir de la cual empieza la respuesta libre (17.5 s), la máxima, coincide en ambos registros, si bien la formas de éstas hasta llegar y después de este punto difieren entre sí. Se observa que antes de alcanzar los 17.5 segundos el registro experimental sube de forma más amortiguada que el analítico. Entre 17.5 y 25 segundos la respuesta coincide para ambos registros, mientras que a partir de 25 segundos el registro experimental aparece más amortiguado que el analítico.

Se puede llegar a pensar que la calibración realizada en el Apartado 4 no es correcta, sin embargo, hay que recordar que en los modelos de elementos finitos usados para estos ensayos, a parte de todos los parámetros ya calibrados, se han incluido tres parámetros más, la fuerza que ejerce la leva, la frecuencia a la que gira ésta y la masa del robot, a los que la estructura es especialmente sensible. Por ello, para tratar de justificarlo, se han realizado seis gráficas más en las que se han variado mínimamente estos parámetros y se ha comparado con el registro analítico de la Figura 5-3.

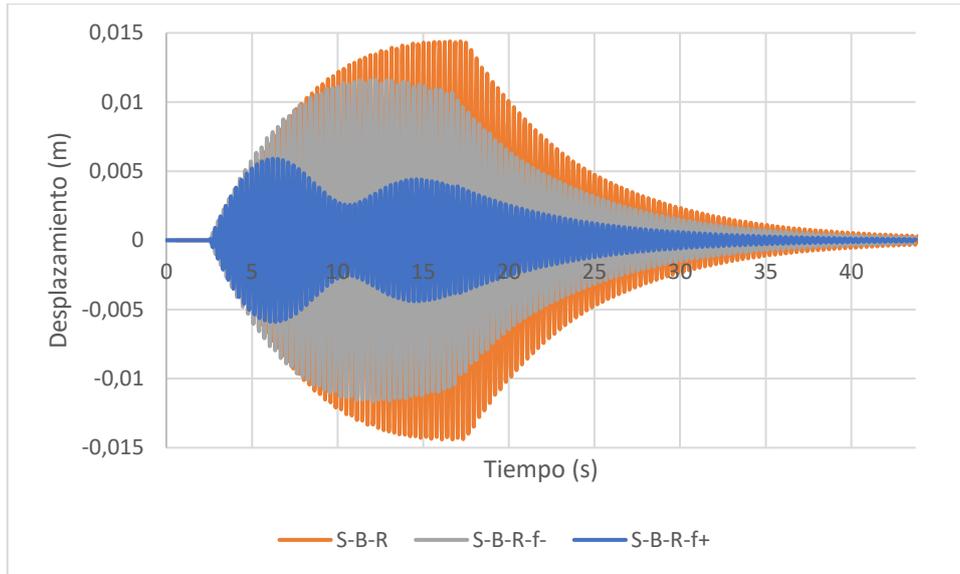


Figura 5-4. Comparación de la variación de  $\pm 0.1$  Hz en el ensayo S-B-R.

A la vista de la Figura 5-4 se observa cómo cualquier variación en frecuencia fuera de la de resonancia hace que la amplitud de movimiento máxima se reduzca y se produzca antes en el tiempo. A medida que la frecuencia se aleja de la de resonancia se produce una modulación y también se reduce la amplitud en estado estacionario.

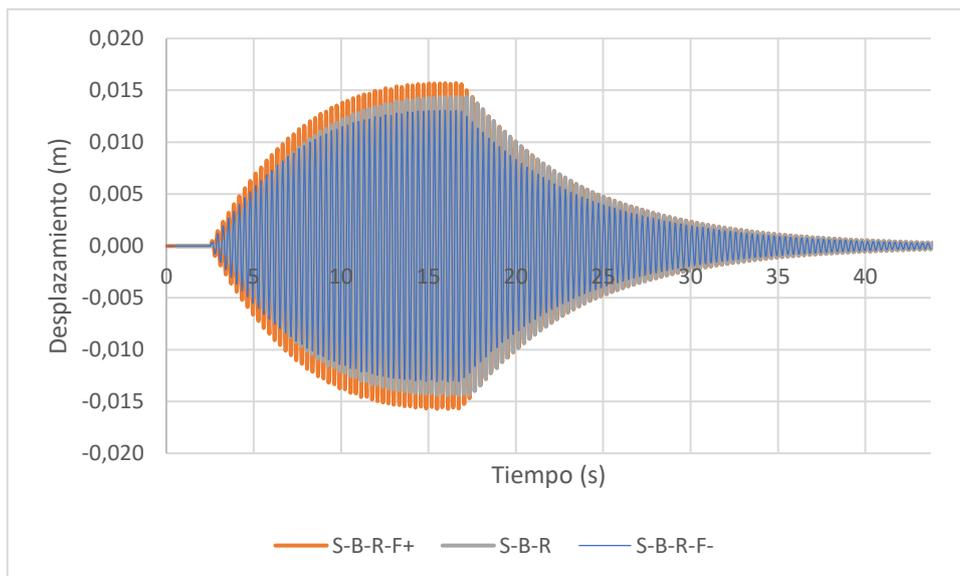


Figura 5-5. Comparación de la variación de  $\pm 0.05$  N en el ensayo S-B-R.

En el caso de la variación de la amplitud de la fuerza (Figura 5-5), la conclusión es más simple. La amplitud de desplazamientos varía linealmente con el valor de la fuerza armónica ejercida.

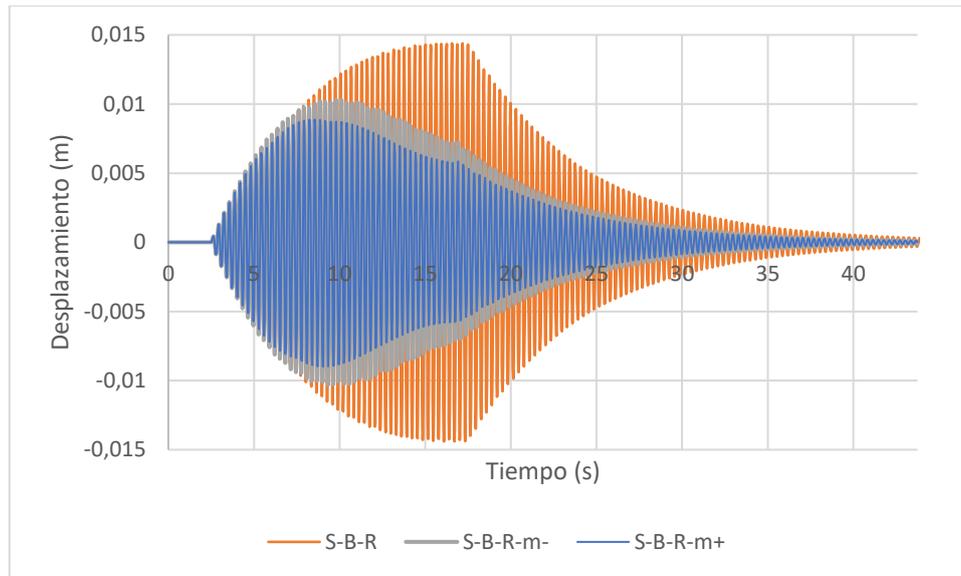


Figura 5-6. Comparación de la variación de  $\pm 0.01$  kg en el ensayo S-B-R.

La respuesta con la variación de la masa del robot es una combinación de las dos gráficas anteriores. Por una parte, la variación de masa implica una variación en las frecuencias propias de la estructura, por tanto, aunque la frecuencia de la leva no cambie, el efecto será como el mostrado en la Figura 5-4. Por otro lado, aunque no afecte directamente a la fuerza de la leva, el desplazamiento en estado de reposo también cambia y con ello la amplitud de desplazamientos una vez que la leva comienza a girar.

A la vista de las tres gráficas anteriores queda demostrado que la respuesta obtenida en la Figura 5-3 es aceptable comparada con la experimental, teniendo en cuenta que una variación en cualquiera de los tres parámetros explicados cambia la forma del registro drásticamente. Por otra parte, el amortiguamiento podría haber sido ajustado, pero eso implicaría un desajuste en otros registros como las respuestas libres o las FRF.

### 5.2.2. S-B-NR

| Características de la fuerza |       |
|------------------------------|-------|
| P (%)                        | 28    |
| t (s)                        | 21.72 |
| f (Hz)                       | 2.396 |
| F (N)                        | 0.638 |

Tabla 5-3. Características de la fuerza S-B-NR.

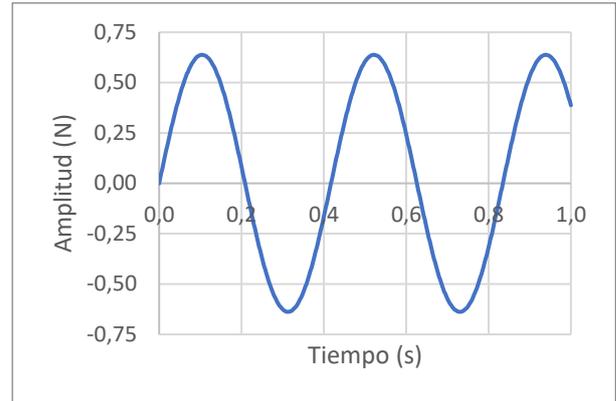


Figura 5-7. Fuerza S-B-NR.

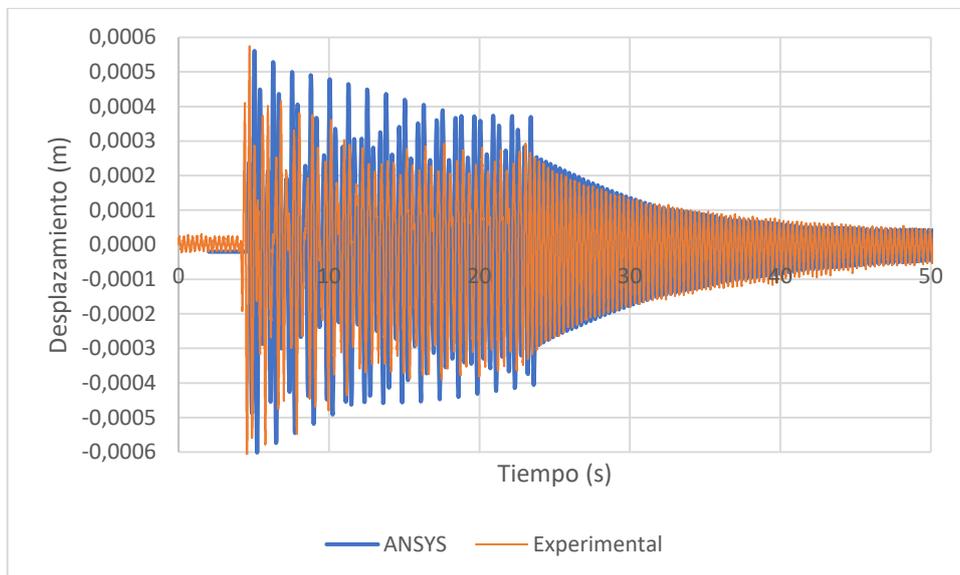


Figura 5-8. Comparación de registros temporales S-B-NR.

En la Figura 5-8 se muestran los registros en los que la leva gira en el centro de la viga sin TMD a una frecuencia de 2.396 Hz (10 % de reducción en la potencia del servomotor respecto a la potencia correspondiente a la frecuencia resonante, de 38% a 28%). Se observa como existen variaciones en la zona forzada (entre 3 y 24 segundos aproximadamente), mientras que en la respuesta libre el comportamiento de ambos modelos es muy similar, pudiendo existir una mínima variación en la amplitud al final del registro. Las diferencias en la zona forzada se deben a fenómenos transitorios que no se han tenido en cuenta en el modelo de elementos finitos.

### 5.2.3. S-SB-R

| Características de la fuerza |       |
|------------------------------|-------|
| P (%)                        | 38    |
| t (s)                        | 15.82 |
| f (Hz)                       | 3.235 |
| F (N)                        | 0.822 |

Tabla 5-4. Características de la fuerza S-SB-R.

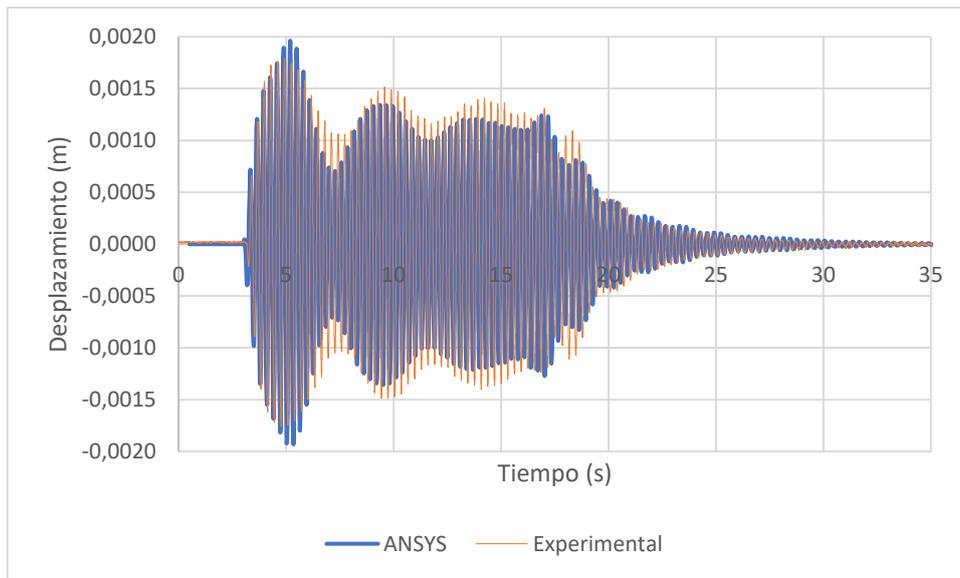


Figura 5-9. Comparación de registros temporales S-SB-R

En este caso, la figura anterior muestra la comparación entre los registros analítico y experimental de una excitación a 3.235 Hz en el centro de la viga con el TMD liberado. Se puede comprobar cómo existen ciertas diferencias en cuanto a amplitud se refiere sobretodo en la zona forzada. En cuanto a la zona de respuesta libre ambos registros concuerdan bastante bien en la modulación de la respuesta, mientras que aparece ligeramente más amortiguado el registro experimental que el analítico.

En este caso, la cantidad de parámetros que influyen del modelo de elementos finitos es mayor que en el que tiene el TMD bloqueado, ya que incluye la rigidez del TMD, el amortiguamiento de éste y además añade un grado de libertad al sistema. Como ya se ha comentado la sintonización del TMD no se cambió al añadir la masa del robot, por lo que la respuesta no está todo lo reducida que podría estar de haber resintonizado el TMD correctamente.

En un subapartado anterior se ha visto como afectaban a la respuesta los parámetros del robot. Ahora, ya que la sintonización del TMD es crítica y está sin actualizar, se va a realizar el mismo estudio variando los parámetros de rigidez y de amortiguamiento del dispositivo.

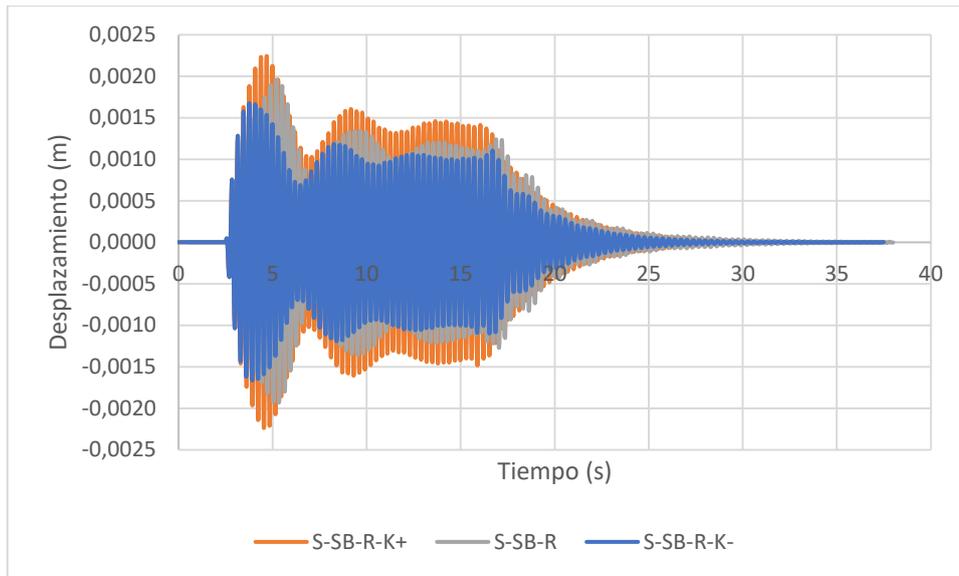


Figura 5-10. Comparación de la variación de  $\pm 2.5$  N/m en el ensayo S-SB-R.

Como era de esperar, viendo la Figura 5-10, se aprecia que el cambio en la rigidez del TMD afecta a la respuesta considerablemente, influyendo en la modulación de la vibración de la estructura antes de llegar al estado estacionario y en la amplitud de estas. Esto se debe al hecho de que la rigidez del TMD está ligada a la frecuencia de la estructura afectando así a su respuesta. Se puede observar también que el registro de color azul correspondiente con una rigidez 2.5 N/m menor a la calibrada tiene menos amplitud de movimiento en todo el ensayo, por tanto se puede concluir que ese es el sentido en el que habría que sintonizar el TMD para obtener una respuesta más comedida, o bien aumentando la masa móvil del dispositivo cuyo efecto es similar.

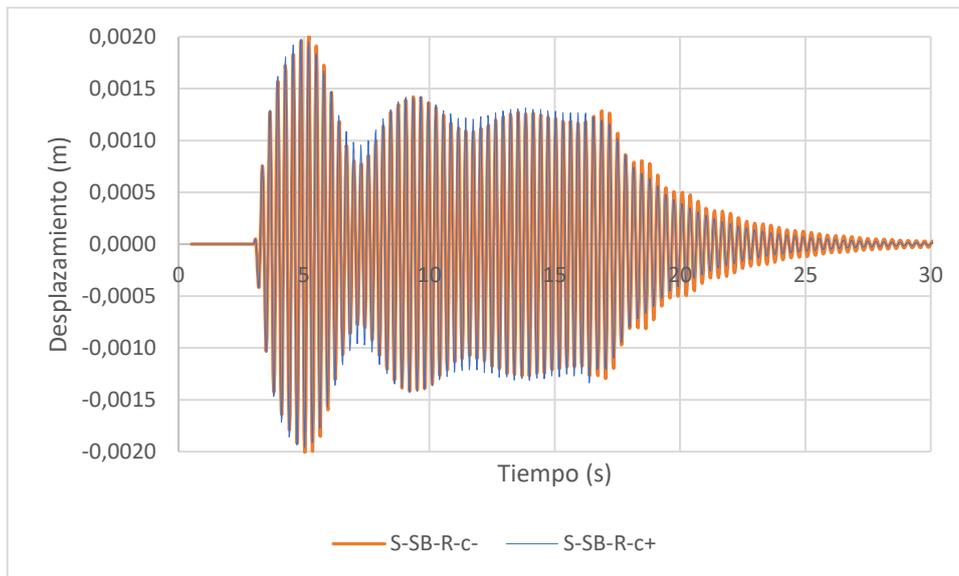


Figura 5-11. Comparación de la variación de  $\pm 0.05$  N·s/m en el ensayo S-SB-R.

En el caso de la variación del amortiguamiento del TMD (Figura 5-11), el efecto es más discreto, afectando solo a la amplitud de las vibraciones. Solo se aprecian diferencias (para pequeñas variaciones en el amortiguamiento) en la zona de la respuesta libre.

### 5.2.4. S-SB-NR

| Características de la fuerza |         |
|------------------------------|---------|
| P (%)                        | 28      |
| t (s)                        | 21.3025 |
| f (Hz)                       | 2.396   |
| F (N)                        | 0.638   |

Tabla 5-5. Características de la fuerza S-SB-NR.

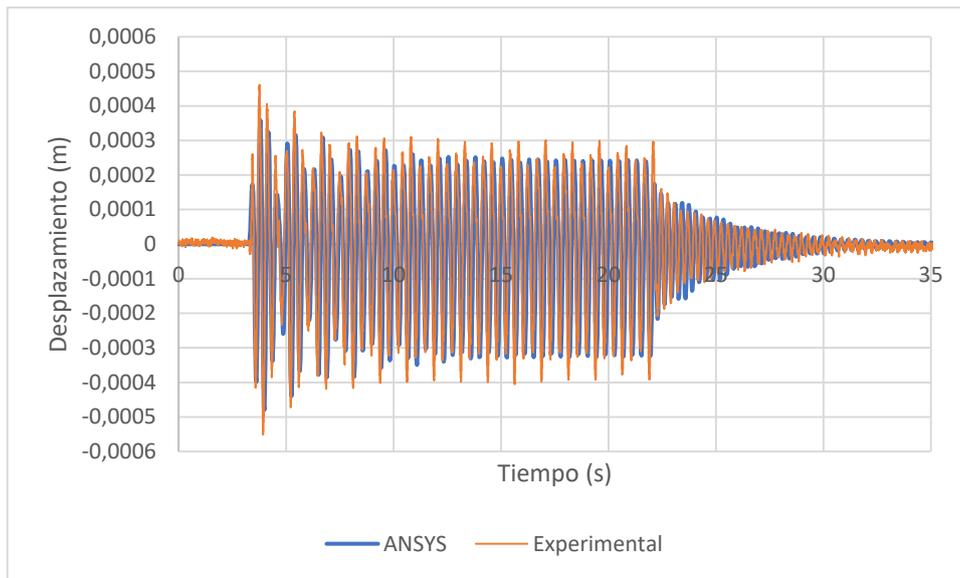


Figura 5-12. Comparación de registros temporales S-SB-NR.

En la Figura 5-12 se muestra la comparación de registros para una excitación a 2.396 Hz en el centro de la viga con el TMD liberado. Se puede apreciar como existen mínimas variaciones en la zona de respuesta forzada (entre 3 y 23 segundos aproximadamente). Al comienzo de la respuesta libre (entre 23 y 27 segundos) el registro analítico está menos amortiguado que el experimental, mientras que después de los 27 segundos el comportamiento de ambos registros coincide bastante bien. Esto es debido a lo que se ha comentado en el apartado anterior, cada vez existen más parámetros en el estudio y la influencia de estos ya se ha estudiado (Figura 5-4, Figura 5-5, Figura 5-6, Figura 5-10 y Figura 5-11), por lo que llegar a la situación experimental es prácticamente imposible. A la vista de la coincidencia entre las gráficas se puede validar el comportamiento del modelo analítico.

### 5.2.5. W-B-R

| Características de la fuerza |       |
|------------------------------|-------|
| P (%)                        | 38    |
| v (m/s)                      | 0.269 |
| f (Hz)                       | 3.235 |
| F (N)                        | 0.822 |

Tabla 5-6. Características de la fuerza W-B-R.

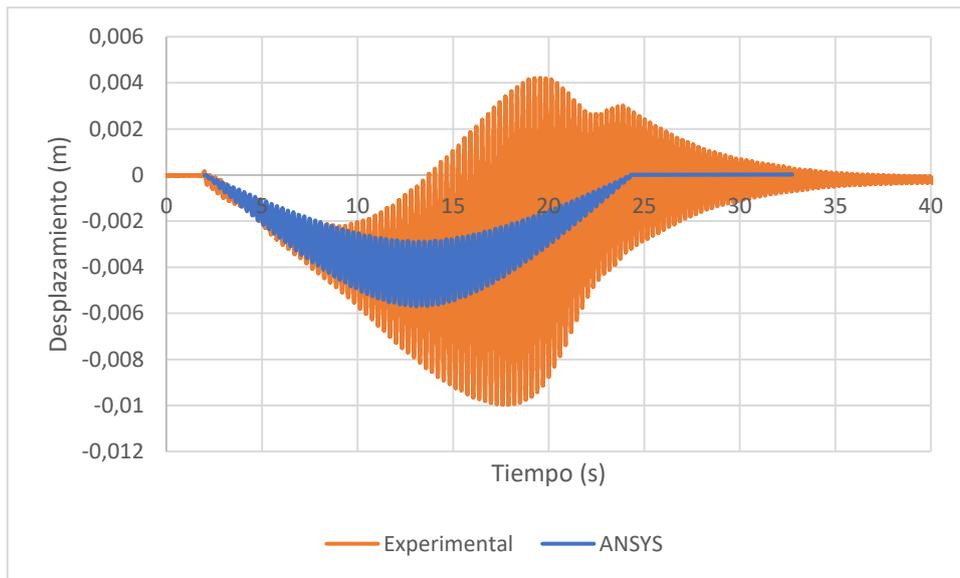


Figura 5-13. Comparación de registros temporales W-B-R.

En la Figura 5-13 se muestra la comparación de registros temporales ante el tránsito del robot con la leva girando a la frecuencia resonante de la viga sin TMD. Se puede comprobar cómo la coincidencia entre estas gráficas es nula a partir de los 8 segundos. En primer lugar hay que tener en cuenta un detalle, a parte de todos los parámetros comentados anteriormente, en este modelo se añade la velocidad del robot, que, a pesar de que ésta es baja (0.269 m/s) y no se acerca a la crítica, complica el modelo y la simulación.

En el registro temporal se puede apreciar el fenómeno de la resonancia, por el que la viga hasta se desplaza por encima de su posición de reposo. El hecho de que en el registro analítico no se produzca este efecto puede estar debido a que el robot simulado se corresponde con un punto, es decir, toda su masa y la fuerza se aplican en un punto que recorre la viga desde su inicio hasta su final, mientras que el robot real tendría 8 puntos de apoyo (4 ruedas y 4 levas). Las levas están distanciadas del centro del robot, hecho por el cual la leva trasera no llegaría hasta el extremo. Otro de las causas posibles es el hecho de que la calibración de las frecuencias propias está realizada en estático, es decir, ninguna masa se mueve por la viga, todas son fijas.

Al igual que en el subapartado correspondiente con el registro resonante con el TMD bloqueado y el robot parado, se van a realizar pequeñas variaciones en varios parámetros y se va a analizar su influencia.

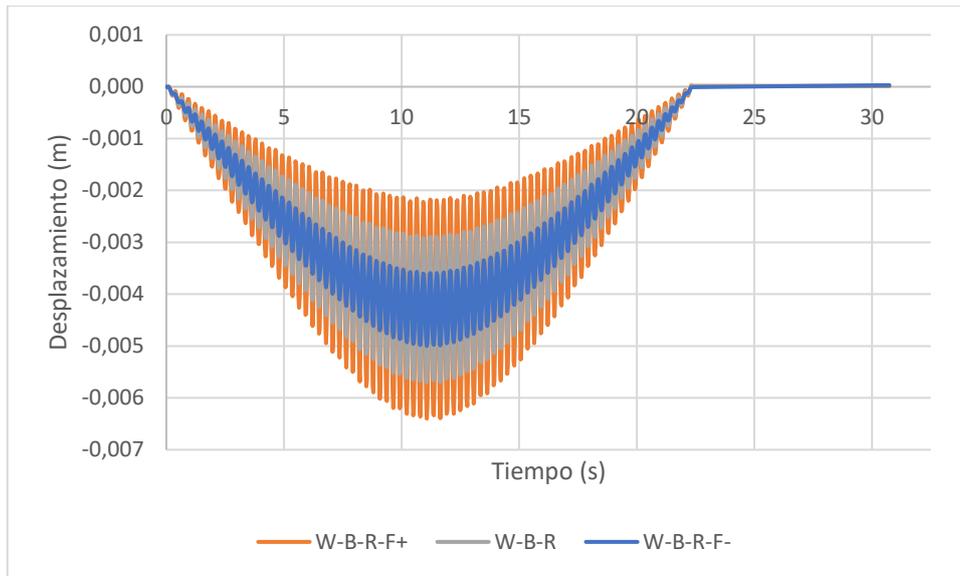


Figura 5-14. Comparación de la variación de  $\pm 0.25\text{ N}$  en el ensayo W-SB-R.

La influencia de la fuerza que aplica la leva del robot (Figura 5-14) sobre la viga es clara, a mayor fuerza mayor oscilación presenta la viga, sin variar el desplazamiento medio de la viga (alrededor de 4 mm cuando el robot se halla en el centro de la viga).

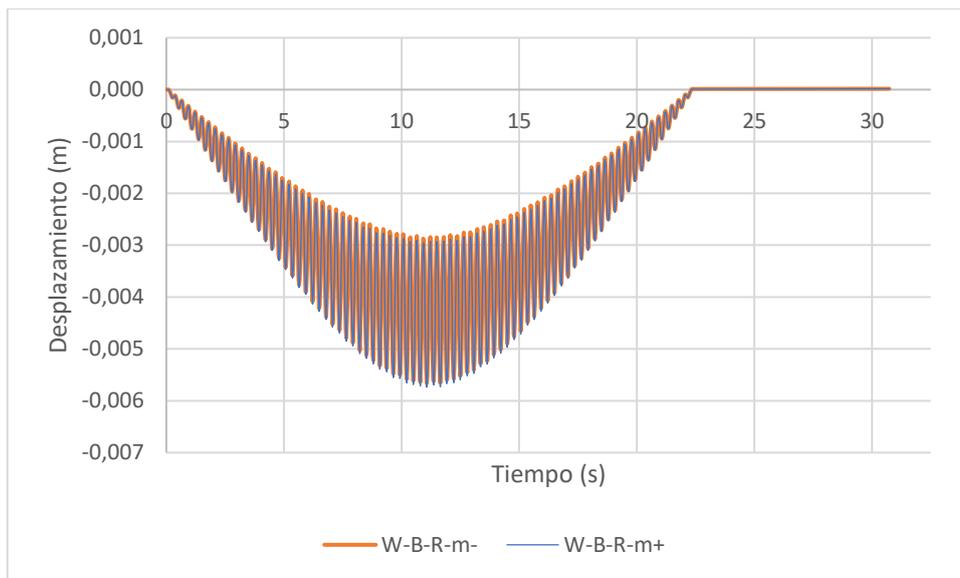


Figura 5-15. Comparación de la variación de  $\pm 0.01\text{ kg}$  en el ensayo W-SB-R.

Una pequeña variación en la masa del robot (Figura 5-15) apenas presenta variaciones en la amplitud de las vibraciones, sino que el efecto es aumentar o disminuir el desplazamiento máximo.

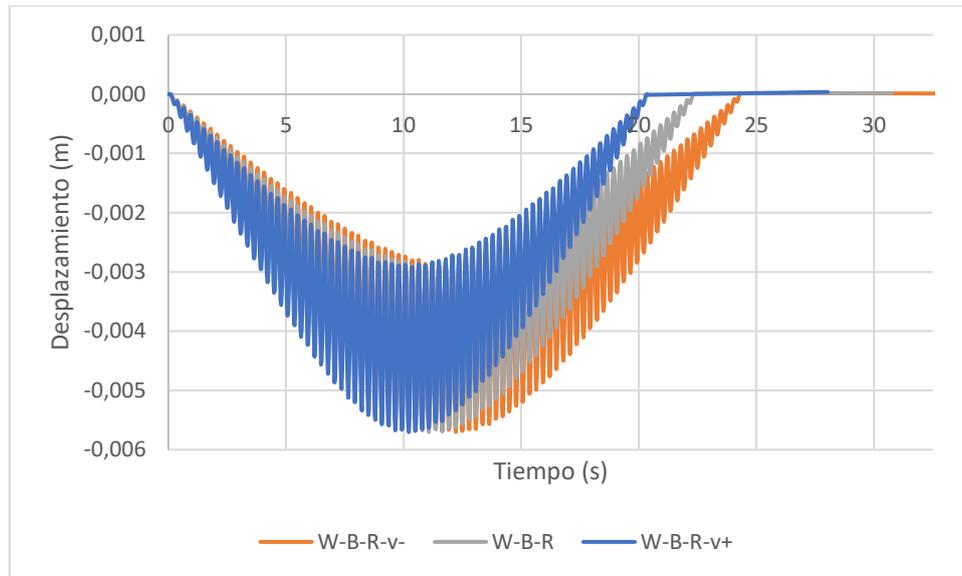


Figura 5-16. Comparación de la variación de  $\pm 2$  s en el ensayo W-SB-R.

Las diferencias ante variaciones en la velocidad del robot (Figura 5-16) tampoco son extraordinarias, no se producen variaciones ni en la amplitud ni en el desplazamiento máximo de la viga, simplemente se alarga o se acorta la gráfica.

### 5.2.6. W-B-NR

| Características de la fuerza |       |
|------------------------------|-------|
| P (%)                        | 28    |
| v (m/s)                      | 0.269 |
| f (Hz)                       | 2.396 |
| F (N)                        | 0.638 |

Tabla 5-7. Características de la fuerza W-B-NR.

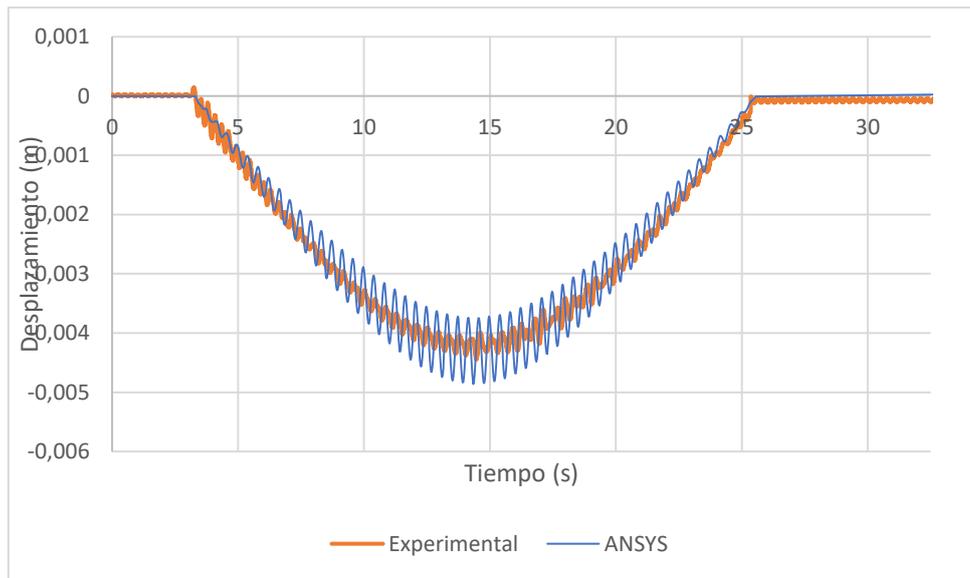


Figura 5-17. Comparación de registros temporales W-B-NR.

En la Figura 5-17 se muestran los registros en los que la leva se desplaza a lo largo de la viga sin TMD a una frecuencia de 2.396 Hz. Se observa como ambas gráficas coinciden en su desplazamiento medio, alcanzando ambas los 4 mm cuando el robot alcanza el centro de la viga. Existen variaciones en cuanto a la magnitud de las oscilaciones en todo el recorrido del robot, aunque esto puede estar debido un fallo de escalado por problemas computacionales.

Cuando el robot se para, en el ensayo experimental se produce el amortiguamiento de alguna vibración residual mientras que en el analítico este efecto no se da. Esto está producido por las diferencias entre el modelo del robot y la realidad comentadas en el subapartado anterior.

### 5.2.7. W-SB-R

| Características de la fuerza |       |
|------------------------------|-------|
| P (%)                        | 38    |
| v (m/s)                      | 0.269 |
| f (Hz)                       | 3.235 |
| F (N)                        | 0.822 |

Tabla 5-8. Características de la fuerza W-SB-R.

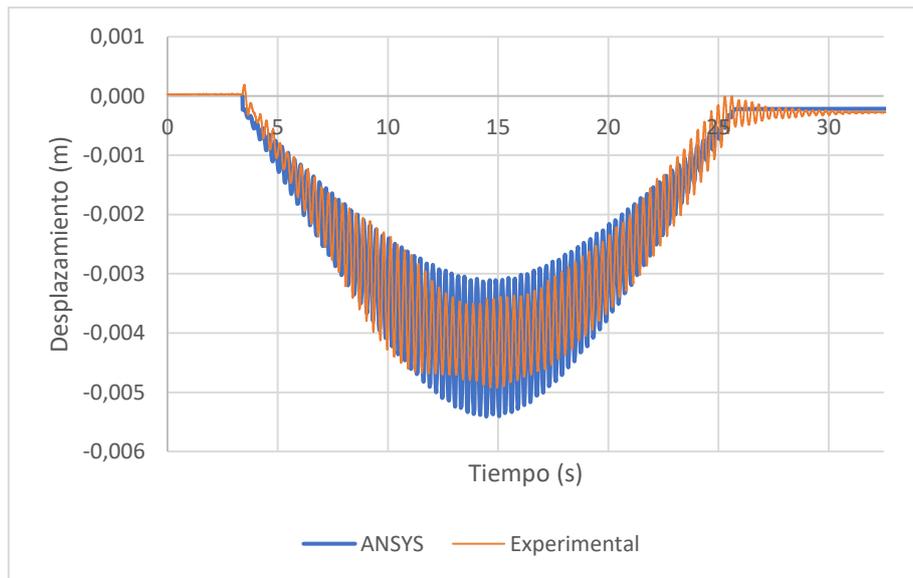


Figura 5-18. Comparación de registros temporales W-SB-R.

En la Figura 5-18 se puede comprobar cómo existen ciertas diferencias en cuanto a amplitud se refiere sin ser tan grandes como en el caso resonante sin TMD visto antes. El hecho de que el TMD esté liberado (a pesar de que no esté sintonizado) influye en que los valores analíticos no se desvíen de los experimentales. Este caso y el siguiente son los de mayor complejidad estudiados en este trabajo, ya que son en los que más parámetros influyen en la respuesta, y, a pesar de ello los resultados no se alejan de los experimentales.

### 5.2.8. W-SB-NR

| Características de la fuerza |       |
|------------------------------|-------|
| P (%)                        | 28    |
| v (m/s)                      | 0.269 |
| f (Hz)                       | 2.396 |
| F (N)                        | 0.638 |

Tabla 5-9. Características de la fuerza W-SB-NR.

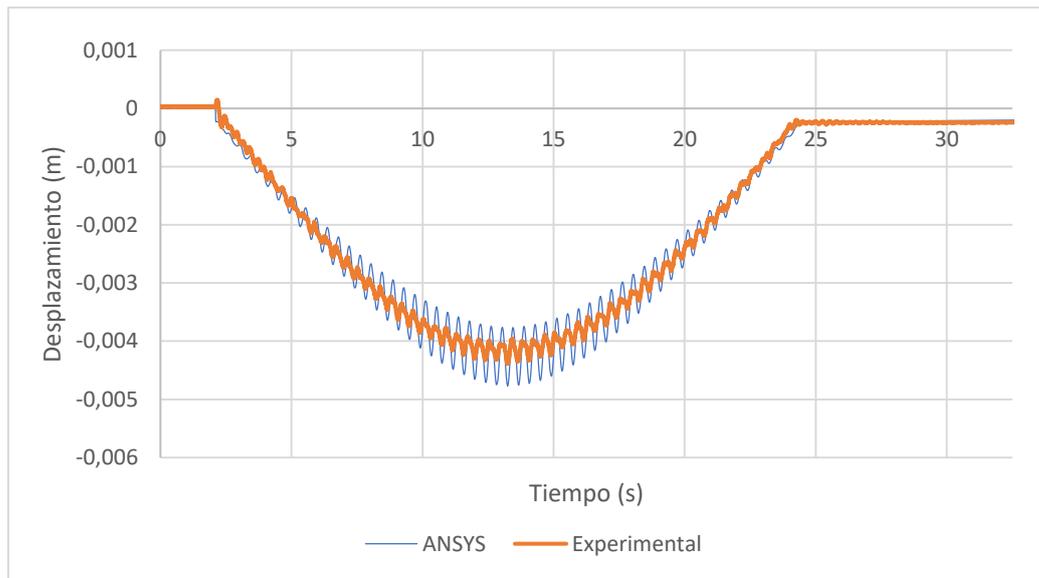


Figura 5-19. Comparación de registros temporales W-SB-NR.

En la Figura 5-19 se muestra la comparación de registros para el tránsito del robot vibrando a una excitación a 2.396 Hz con el TMD liberado. Se aprecia la similitud con la Figura 5-17, siendo ambos los dos casos no resonantes. El desplazamiento máximo del registro analítico es correcto mientras en cuanto a las amplitudes las diferencias siguen siendo notables.

## 6. CONCLUSIONES

Mediante el uso de instrumentos y software específicos del campo de las vibraciones se consiguieron caracterizar completamente los dos casos de estudio, la viga aislada en primer lugar y después con el TMD implantado. Por otra parte, el TMD fue sintonizado para el primer modo de vibración, demostrando así la importancia que tiene una sintonización adecuada a cada tipo de estructura, tal y como se comentó en el Apartado 2.

También se han obtenido dos modelos de elementos finitos correspondientes con las dos estructuras caracterizadas. Utilizando el procedimiento de “model updating” se ha conseguido calibrar ambos modelos hasta que la correlación entre ambos ha sido correcta. Aparte se construyó un modelo del TMD, pero carece de utilidad a la hora de predecir respuestas ya que la excitación del TMD viene dada por la vibración de la propia viga.

A partir de la calibración realizada y de los resultados obtenidos en la etapa de validación en la que se sometió a la estructura a cargas reales y se simuló con ANSYS se pueden extraer varias conclusiones.

La primera es sobre la forma y la coincidencia entre las FRF, registros de respuestas libres y los ensayos realizados en la etapa de validación del modelo. A la vista de los diferentes resultados mostrados, a pesar de elevada correlación en la mayoría de ellos, se observan discrepancias con el modelo físico. Es muy complicado que la correlación entre los registros de la estructura real y los del modelo de elementos finitos sea perfecta, entre otras cosas porque se han realizado varias simplificaciones que sin afectar demasiado individualmente, en conjunto sí que pueden desviar los resultados y además por la cantidad de parámetros que ha sido necesario calibrar.

En primer lugar con el montaje realizado se trató de que el movimiento de la viga se produjese mayoritariamente en el plano vertical ya que el modelo analítico iba a ser plano, aunque no deja de ser una estructura de tres dimensiones. La segunda simplificación tiene que ver con las masas y las cargas, en el modelo de elementos finitos están consideradas todas como puntuales, algo que no debería influir mucho a pesar de no ser cierto en casos como el del bastidor del TMD o los acelerómetros, en cambio el robot tiene ocho puntos de apoyo (cuatro ruedas y cuatro levas) y por simplificación se ha considerado solo un único punto central.

Otra simplificación que ya se ha comentado es el modelo masa-muelle-amortiguador utilizado para el TMD en el modelo analítico, el cual realmente no tiene nada que ver realmente, aun así, fue ajustado de forma que el modelo con TMD se comportase igual que en la realidad.

El amortiguamiento estructural de la viga también ha sido simplificado. Este es un fenómeno complicado de modelar ya que desde el punto de vista matemático existen varios tipos de amortiguamiento. Se ha escogido un amortiguamiento viscoso, pero también influyen otros tipos de amortiguamiento que no son viscosos como el producido por los apoyos, el material, el aire, etc. En cualquier caso, el amortiguamiento viscoso se define para cada modo de vibración, en este trabajo por simplificación y porque el modo propio de interés era el primero se ha considerado

para todos el mismo y proporcional a la masa y a la rigidez como es el amortiguamiento de Rayleigh.

Por tanto, teniendo en cuenta las simplificaciones realizadas y su magnitud, la correlación entre los modelos es correcta.

Otra conclusión importante referente a los ensayos realizados es que el efecto del TMD es claramente visible, con una relación de masas de 1.2% para la estructura real y 1.12% para el modelo analítico (la masa móvil del TMD es aproximadamente 85 veces menor a la de toda la estructura) se consigue una reducción de la amplitud de desplazamientos de 12.5 veces a la frecuencia resonante de la viga sin TMD. También se observa como el hecho de alejar las frecuencias propias de la frecuencia de excitación hace que, sin TMD se reduzca la amplitud 30 veces, mientras que con TMD se reduce 4 veces.

En cuanto a las competencias adquiridas durante el desarrollo del TFM destacan la programación en ANSYS, el uso de instrumentos tales como acelerómetros, martillo de impactos y láser y el manejo de registradores de señales analógicas como es SIRIUS mediante su software Dewesoft.

En cuanto a las líneas futuras de desarrollo de este proyecto, para obtener mejores resultados se podría intentar reducir al máximo las distintas simplificaciones realizadas en este, empezando por un modelado en tres dimensiones que, aunque complicaría el problema incluyendo otros fenómenos como torsión o flexión fuera del plano de trabajo, los resultados obtenidos serían más cercanos a la realidad. Otra simplificación no complicada de eliminar es hacer que las masas dejen de ser puntuales y estén lo mejor situadas posibles. En cuanto al modelo real se podría realizar un montaje más estable, ya que un leve toque sobre ciertos elementos cambia los parámetros de la estructura.

# REFERENCIAS

- [1] P. Directorate, F. Street, and E. Street, "Finite Element Model Updating Using FRF Measurement," vol. 252, pp. 717–727, 2002.
- [2] J. E. Mottershead and M. I. Friswell, "Model Updating In Structural Dynamics: A Survey," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 167, no. 2. pp. 347–375, 1993.
- [3] L. M. Operacional, "5 Análisis modal," pp. 51–62, 2000.
- [4] Á. Magdaleno, "Estudio de nuevos indicadores en el dominio de la frecuencia y del tiempo para la sintonización óptima de TMDs múltiples en estructuras esbeltas," Universidad de Valladolid, 2017.
- [5] J. M. M. Silva and N. M. M. Maia, "Modal Analysis and Testing." p. 612, 1999.
- [6] N. M. M. Maia and J. M. M. Silva, "Theoretical and Experimental Modal Analysis." 1997.
- [7] A. Brandt, *Noise and Vibration Analysis: Signal Analysis and Experimental Procedures*. Wiley, 2011.
- [8] C. L. Lee, Y. T. Chen, L. L. Chung, and Y. P. Wang, "Optimal design theories and applications of tuned mass dampers," *Eng. Struct.*, vol. 28, no. 1, pp. 43–53, 2006.
- [9] H. Frahm, "Device for damping vibrations of bodies." Google Patents, 18-Apr-1911.
- [10] R. Lourenco, "Design , Construction and Testing of an Adaptive Pendulum Tuned Mass Damper By," pp. 1–111, 2011.
- [11] J. J. Connor, "Tuned mass damper systems," in *Introduction to structural motion control*, P. H. P. Education, Ed. 2003, pp. 217–285.
- [12] C. Anel Martín, "Parametrización de un prototipo de TMD magnético ajustable en frecuencia y amortiguamiento," Universidad de Valladolid, 2016.
- [13] D. Muñoz Alonso, "Diseño y caracterización de un móvil robótico multiconfigurable para simular las cargas verticales sobre una maqueta de pasarela peatonal," Universidad de Valladolid, 2017.

# ANEXOS

## A. Descripción del funcionamiento y configuración de Dewesoft X2

En este anexo se comentan los pasos seguidos en la configuración del registrador para la recogida de datos. En este estudio se trabaja con el software Dewesoft X2, debido a que el registrador (SIRIUS) es proporcionado por el mismo fabricante, evitando así incompatibilidades entre software y productos de distintos fabricantes.

Una vez instrumentada la viga con los acelerómetros, y encontrándose estos y el martillo de impactos conectados al registrador adecuadamente, al conectar mediante USB el registrador al PC, el software se inicia automáticamente (Figura A-1).



Figura A-1. Ventana de inicio de Dewesoft X2.

Una vez iniciado el software, aparece la ventana gráfica del programa con la pestaña *Setup files* del módulo *Adquisition* seleccionada, esta opción sirve para cargar y editar propiedades de configuraciones guardadas anteriormente, no existe ninguna función en esta pestaña que sirva en una primera toma de contacto con el programa. En la pestaña *Storing*, se puede seleccionar el nombre del archivo de datos que creará y la ruta de acceso.

Para comenzar la toma de datos seleccionamos la pestaña *Ch. setup* (Channel setup). En esta pestaña, en sus distintas secciones, se pueden configurar los canales de entrada y salida, los tipos de análisis a realizar, las opciones de recogida de datos y varias opciones más.

Automáticamente se abre la sección *Analog in* (Figura A-2), en la cual en primer lugar se deben seleccionar como *Used* los canales de entrada que se vayan a utilizar y como *Unused* lo que no. En esta sección también se selecciona el número de muestras por segundo que se desean registrar, en este caso se han seleccionado 500.

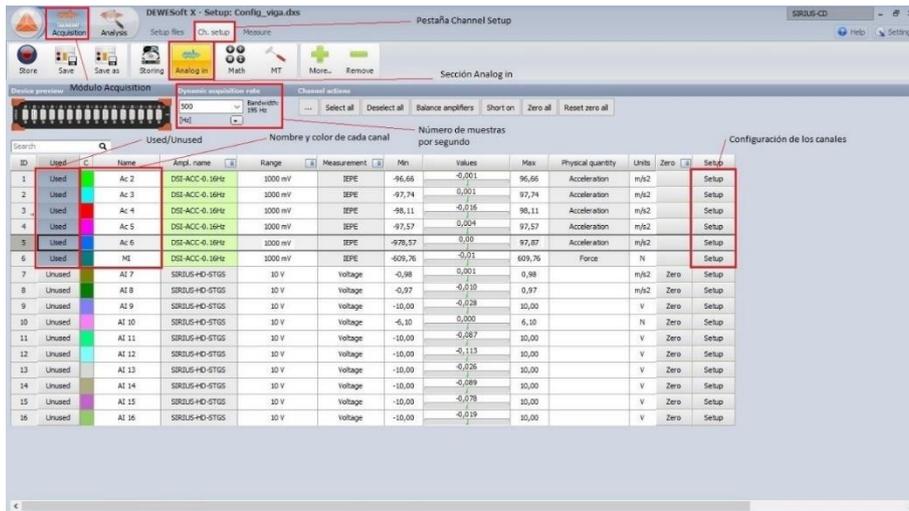


Figura A-2. Sección "Analog in".

En segundo lugar, se deben configurar los canales. Haciendo clic en el botón *Setup* de cada canal aparecerá la ventana correspondiente (Figura A-3), en la que se puede dar nombre al instrumento, seleccionar la magnitud física que mide, las unidades utilizadas y la sensibilidad del instrumento. También es necesario configurar el tratamiento de datos de las señales (*range*, *Low-pass filter*, *Low-pass type*, *high-pass filter*).



Figura A-3. Configuración del canal de un acelerómetro (S/N: 15006 en este caso).

Para el estudio actual es necesario realizar un análisis modal, para añadir ese tipo de análisis hay que seleccionar en la sección *More*, y después hacer clic en *Modal test*, a continuación, aparecerá una nueva sección llamada *MT* (Figura A-4). Aquí es donde se configura el análisis modal a realizar.

Como se va a utilizar un martillo de impactos, es necesario seleccionar la opción *Triggered FRF*, esto implica que no se empezará a calcular FRF hasta que no se haya dado un golpe con el martillo de intensidad superior al nivel establecido en *Trigger level*. Este nivel debe ser bajo, de tal forma que no cualquier excitación provoque que comience el análisis, por lo que se establece 1 N como excitación mínima. La opción *Roving hammer/acc* no se selecciona ya que en este análisis los golpes del martillo se realizarán en el mismo punto para cada análisis. Se establece por defecto un nivel

de *Pretrigger* del 5%, esto se traduce en que se tendrán en cuenta en el análisis el 5% de las muestras (*Lines*) anteriores al comienzo del análisis. Se especifica que el análisis completo terminara después de haber realizado 5 FRFs y de haberlas promediado, esta opción es interesante, ya que al promediar las FRFs, gran parte del ruido desaparece.

Se selecciona también una resolución en el eje de frecuencia de 16384 muestras (0.0153 Hz). Como el número de muestras por minuto se estableció en 500 y, según Nyquist, solo se puede medir hasta la mitad de la frecuencia de muestreo (250), o lo que es lo mismo, se necesitan al menos el doble de muestras por frecuencia, el programa recogerá 32768 muestras, lo que implica que son necesarios 66 segundos ( $32768 \text{ muestras} / 500 \frac{\text{muestras}}{\text{s}}$ ), aproximadamente, para la realización de cada FRF, por lo tanto, supone alrededor de cinco minutos y medio la realización de cada análisis.

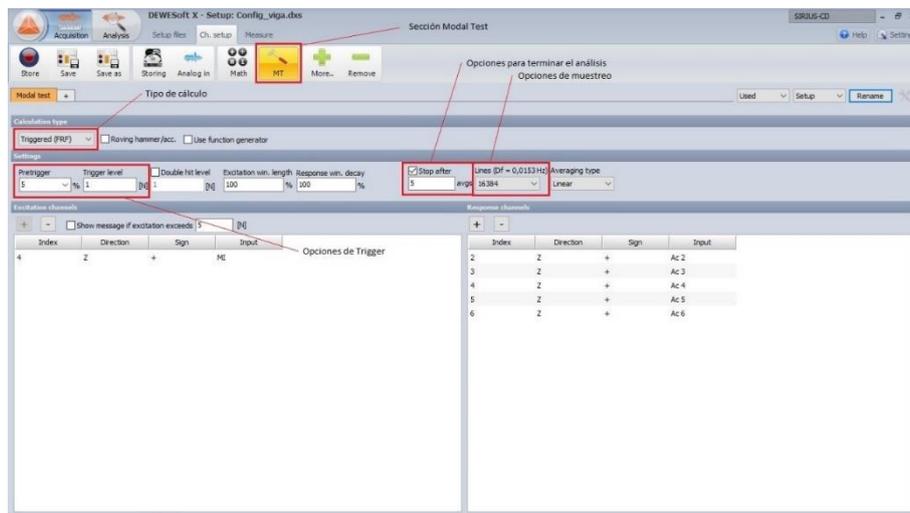


Figura A-4. Sección "MT" (Modal Test).

Una vez configurado el análisis modal, se pasa a la ventana *Measure*, en la cual aparece por defecto la sección *Recorder*, donde se pueden ver las señales temporales recogidas por los instrumentos. Como ejemplo se da un golpe en la viga y se observan la señal del martillo y de varios acelerómetros (Figura A-5).



Figura A-5. Sección "Recorder".

Para ver los datos del análisis modal es necesario pasar a la sección *Modal test* (Figura A-6). Una vez allí, los distintos gráficos que se muestran se pueden editar en la pestaña *Design*. En esta sección se muestran las FRF (de la parte real y de la

imaginaria), varias señales temporales para comprobar el correcto funcionamiento de los instrumentos, coeficientes como la coherencia (relaciona el espectro de salida con el de entrada) y el MIF (Mode Indicator Function); y un display en el que se muestran los modos de vibración para la frecuencia seleccionada.

Para configurar este último display hay que seleccionarlo y en la barra de herramientas izquierda hacer clic en *Editor* en el apartado *Data*. Una vez abierto el editor se añaden como nodos los puntos en los que están situados los instrumentos y se crean líneas entre esos nodos.

Para asignar un instrumento a cada punto hay que volver a la sección *MT* de la pestaña *Analog in*. Una vez allí en los campos de *Excitation channels* y *Response channels* se asigna a cada punto de los que se crearon en el editor un canal.



Figura A-6. Sección "Modal test".

Una vez configurado todo, basta con dar un golpe en la viga para que comience el análisis, una vez que cada FRF termine, el contador de la esquina superior derecha aumentará de valor, y eso significa que ya se puede dar el siguiente golpe. Una vez que se complete la quinta FRF el análisis terminará automáticamente.

En la Figura A-7 se muestra un pantallazo durante la realización de un análisis modal para el caso en el que la viga tiene el TMD implementado.



Figura A-7. Captura de pantalla durante un análisis modal.

Una vez finalizado el análisis, el programa guarda toda la información en un archivo con la extensión ".dxd". Para el tratamiento de la información se utilizará un formato

más amable, Excel en concreto, por lo que hay que exportar los datos a un archivo con ese formato.

Para realizar la exportación hay que cambiar al módulo *Analysis*, pestaña *Export* y sección *File export* (Figura A-8), en la cual se podrán seleccionar los datos que se exportan y el formato del archivo resultante. Basta con hacer clic en el botón *Export* para que se exporten los datos.

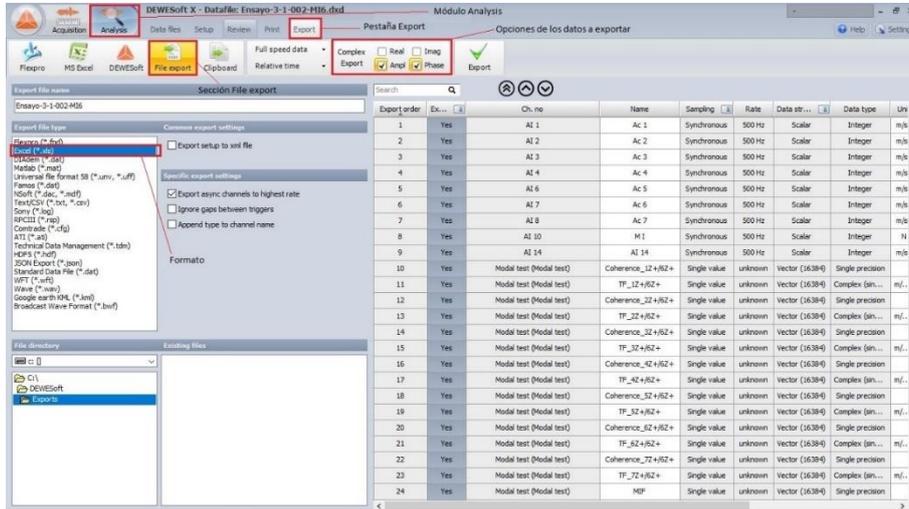


Figura A-8. Exportado de datos, sección "File export".

## B. Descripción del funcionamiento de ANSYS Mechanical APDL

En este apartado se hará una breve introducción del entorno del programa ANSYS MECHANICAL APDL que se utilizará para la creación del modelo y simulación de los casos de este trabajo.

El software ANSYS MECHANICAL APDL (ANSYS PARAMETRIC DESIGN LANGUAGE) es un producto de la compañía estadounidense ANSYS, Inc., dedicada al software de simulación. Sus productos se utilizan por todo el mundo en industrias como la aeronáutica, energía, construcción, automoción, electrónica y salud.

ANSYS MECHANICAL APDL es una herramienta de CAE (Computer-aided engineering) que utiliza el método de elementos finitos para el análisis estructural. Es capaz de simular todos los aspectos estructurales de un sistema:

- Análisis estático lineal con el que se obtienen tensiones o deformaciones.
- Análisis modal que sirve para caracterizar la vibración.
- Fenómenos no lineales transitorios que implican efectos dinámicos complejos.

El producto ofrece un conjunto completo de materiales y algoritmos de solución para una amplia variedad de problemas de diseño mecánico.

Como cualquier herramienta de CAE, permite reducir el tiempo de diseño de un producto y evita en su medida la fabricación de prototipos, mejorando la productividad, ahorrando tiempo y costes.

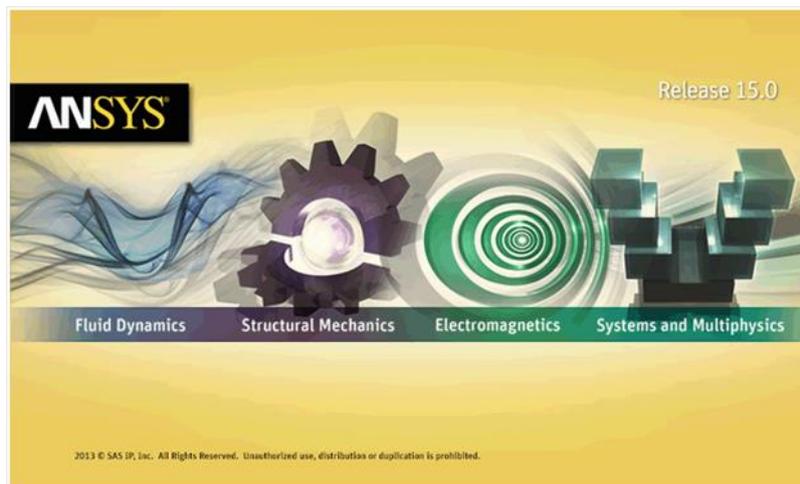


Figura B-1. Pantalla de inicio de ANSYS Mechanical APDL.

Una vez instalado el software en el ordenador, al ejecutarlo, aparece inmediatamente la pantalla de inicio (Figura B-1), seguidamente, aparece la pantalla principal del programa (Figura B-2). También existe una ventana de salida que se muestra en segundo plano (Figura B-3).

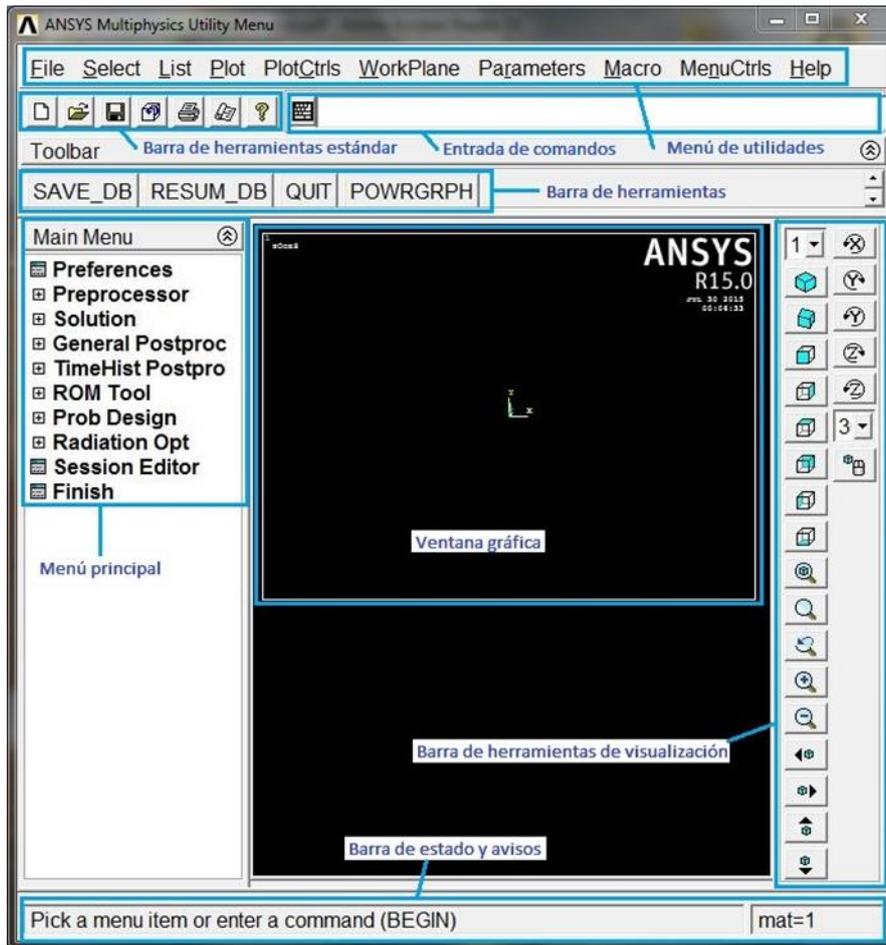


Figura B-2. Pantalla principal de ANSYS Mechanical APDL.



Figura B-3. Pantalla en segundo plano de ANSYS Mechanical APDL.

Lo primero que se hace una vez iniciado el programa es cargar el archivo de entrada (script), para ello seleccionamos la pestaña *File* del menú de utilidades y buscamos la opción *Read input from*. Al hacer clic en la opción nos aparece un cuadro de dialogo donde se puede buscar la ruta del archivo de entrada. Una vez seleccionado el archivo de entrada, el programa leerá automáticamente los comandos que estén programados y los ejecutará. Durante la ejecución del script, si no está programada la intervención

del usuario, el programa ejecutará todas las sentencias del archivo sin pausas hasta el final.

A continuación, se comentan los comandos más utilizados para desarrollar este trabajo.

El menú *LIST* (Figura B-4), se utiliza para visualizar el *LOG FILE*, ver por pantalla las listas de nodos, elementos, cargas, etc.... El *LOG FILE* es un archivo que tiene todos los comandos que se han utilizado durante un análisis.

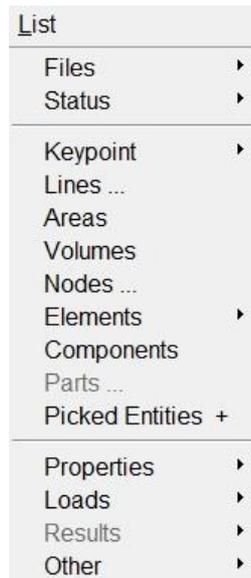


Figura B-4. Menú List

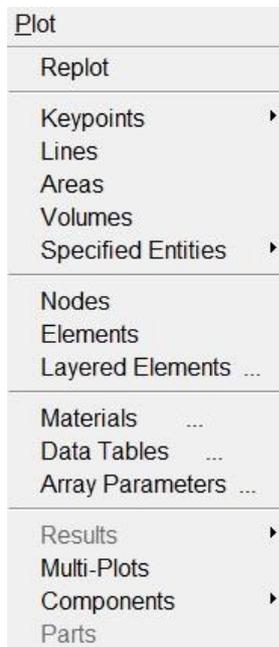


Figura B-5. Menú Plot.



Figura B-6. Menú PlotCtrls.

El menú *PLOT* (Figura B-5) permite visualizar los keypoints, líneas, áreas, volúmenes, nodos, elementos y demás datos que se pueden mostrar gráficamente. De este menú los comandos más utilizados han sido:

- *REPLOT*: sirve para actualizar la ventana gráfica en caso de haber realizado algún cambio bien en la visualización o bien en el análisis
- *KEYPOINTS, LINES, AREAS, VOLUMENS, NODES* y *ELEMENTS*: muestran por pantalla todos los elementos de un mismo tipo, clasificados a su vez en los distintos subtipos.

El menú *PLOT CTRLS* (Figura B-6) incluye funciones que controlan la vista, estilo y otras características de la ventana gráfica. Dentro del submenú *STYLE*, la función *SIZE AND SHAPE* (Figura B-7) es la que más se ha usado de este menú ya que sirve para visualizar la estructura en 3D, cambiar la escala de las configuraciones deformadas del problema, etc...

La opción *NUMBERING* sirve para numerar cualquier tipo de elemento, al hacer clic en ella, nos aparece un cuadro de dialogo en el que podemos seleccionar que elementos se quiere que salga por pantalla numerados.

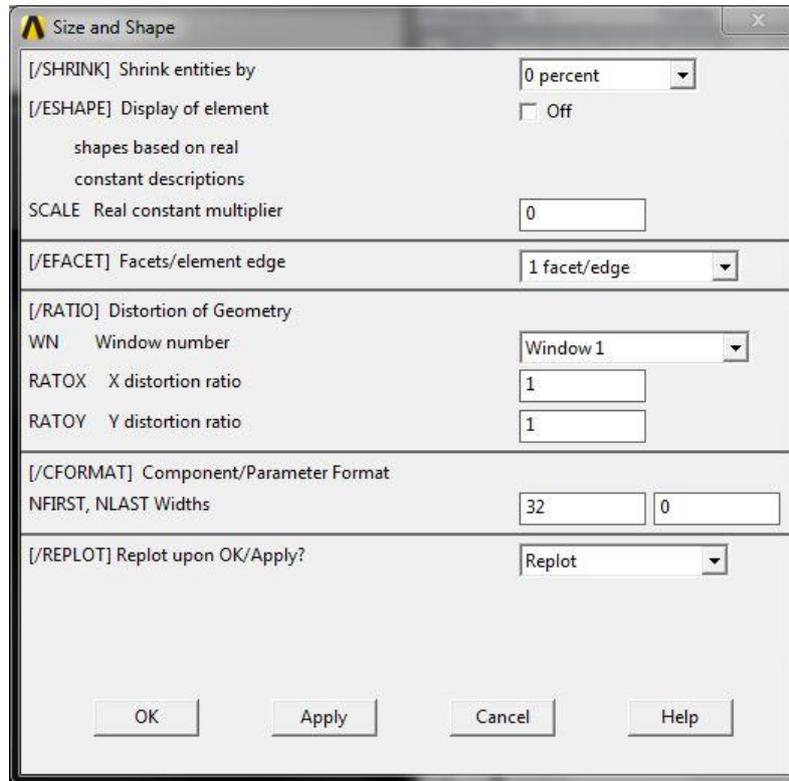


Figura B-7. Ventana *Size and Shape*.

En el menú principal está el submenú *PREPROCESSOR* (Figura B-8) el cual sirve, en caso de no utilizar un archivo de entrada, para crear la geometría de un problema, definir los materiales y sus propiedades (lineales y no lineales), secciones, tipo de elementos (beam, link, contact, etc...), generar la malla de la estructura y otras tareas.

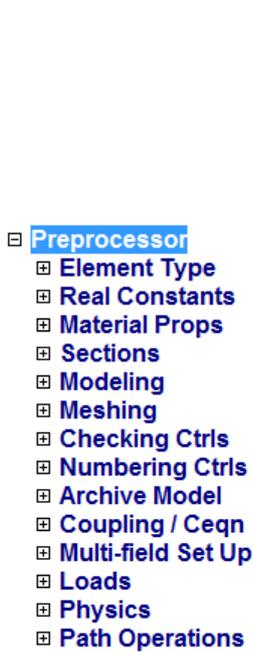


Figura B-8. Menú Preprocessor.



Figura B-9. Menú Solution.



Figura B-10. Menú General Postproc.

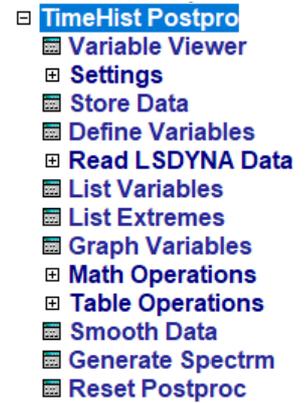


Figura B-11. Menú TimeHist Postpro.

El submenú *SOLUTION* (Figura B-9) sirve para definir las cargas que actúan, las condiciones de contorno, etc...

Los submenús *PREPROCESSOR* y *SOLUTION* no se han utilizado en este trabajo ya que todo está programado en un archivo de entrada. El programa lee el script donde ya están introducidos todos los datos de geometría, materiales, secciones, generación de mallado, fuerzas y condiciones de contorno, además lleva programado el análisis que el software debe llevar a cabo.

El submenú *GENERAL POSTPROC* (Figura B-10) es el que hemos utilizado en este trabajo, su principal función es leer y visualizar por pantalla los resultados obtenidos del análisis. Esto se consigue con las siguientes funciones: *READ RESULT*, *PLOT RESULT*, *LIST RESULT*.

Por último, al clicar en el submenú *TIMEHIST POSTPRO* (Figura B-11) aparece la ventana *Variable Viewer* (Figura B-12), a partir del que se puede obtener un registro temporal o frecuencia de cualquier variable de cualquier elemento (nodo, línea, etc.). También se pueden exportar estos datos en formato “.csv” admitido por Excel.

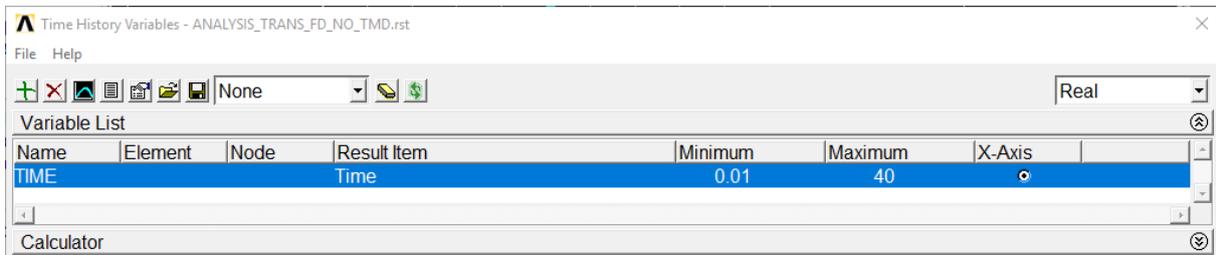


Figura B-12. Ventana Variable Viewer del submenú TimeHist Postpro.

## C. Descripción de los archivos de entrada para ANSYS

En este anexo se van a describir los comandos que forman los scripts con los que se ha realizado este estudio. La estructura usada en los scripts para ANSYS está compuesta de 4 etapas: definición de las constantes, pre-procesado, solución y post-procesado.

Para el desarrollo del presente proyecto se han llegado varios scripts distintos. Se van a comentar los pertenecientes al modelo del conjunto viga y TMD ya que contiene ambos elementos y solo implicaría la eliminación de los comandos correspondientes al TMD para la obtención del otro modelo.

### Script: -Análisis modal del modelo con TMD

```
/FILENAME, ANALYSIS_TMD
/TITLE, ANALYSIS_TMD
/CWD, 'C:\...\...\...'

```

En primer lugar, se definen unas constantes con la intención de parametrizar el modelo y así facilitar la variación de secciones o materiales al estar agruparlas, de forma que, si hay que cambiar algún parámetro, no haya que revisar todo el script para conseguirlo.

```
!CONSTANTES
rho=2700 ! Densidad aluminio [kg/m^3]
E=70000e6 ! Módulo elástico aluminio [N/m^2]
nu=0.33 ! Coeficiente Poisson aluminio []
w=0.100666 ! Ancho sección calibrado [m]
h=0.039201 ! Alto sección calibrado [m]
th=0.001481 ! Espesor sección calibrado [m]
L=6 ! Longitud viga [m]
alpha=0.475 ! Coeficiente del Amortiguamiento de Rayleigh proporcional
a la masa
beta=0.000143371 ! Coeficiente del Amortiguamiento de Rayleigh proporcional
a la masa
K_s=4e5 ! Constante de rigidez de los apoyos calibrado [N/m]
c_s=0.0001 ! Coeficiente de amortiguamiento de los apoyos [N*s/m]
m_a=0.053 ! Masa extra de los acelerómetros [kg]
m_bast=0.18 ! Masa bastidor TMD [kg]
K_TMD=46.48 ! Constante de rigidez del TMD [N/m]
m_TMD=0.088782 ! Masa extra del TMD [kg]
c_TMD=0.075 ! Coeficiente de amortiguamiento del TMD [N*s/m]

```

A continuación, se inicia la etapa de pre-procesado. Aquí se definirá la geometría y sus características, el mallado y las acciones exteriores.

```
/PREP7
```

En primer lugar, se introducen las propiedades del material (aluminio), mediante el comando **mp**. Este comando tiene como atributos: la propiedad a definir, número

asignado al material y valor de la propiedad en sí. Los valores de las propiedades están definidos como constantes al principio del script.

```
MP,EX,1,E
```

```
MP,PRXY,1,nu
```

```
MP,DENS,1,rho
```

A continuación, se crean los keypoints (Figura C-1). Estos puntos no son nodos, son puntos de referencia para empezar a definir la estructura. Se usa el comando **k**, y como atributos el número de keypoint y las coordenadas (x, y, z).

```
K,1,0,0,0
```

```
K,2,6,0,0
```

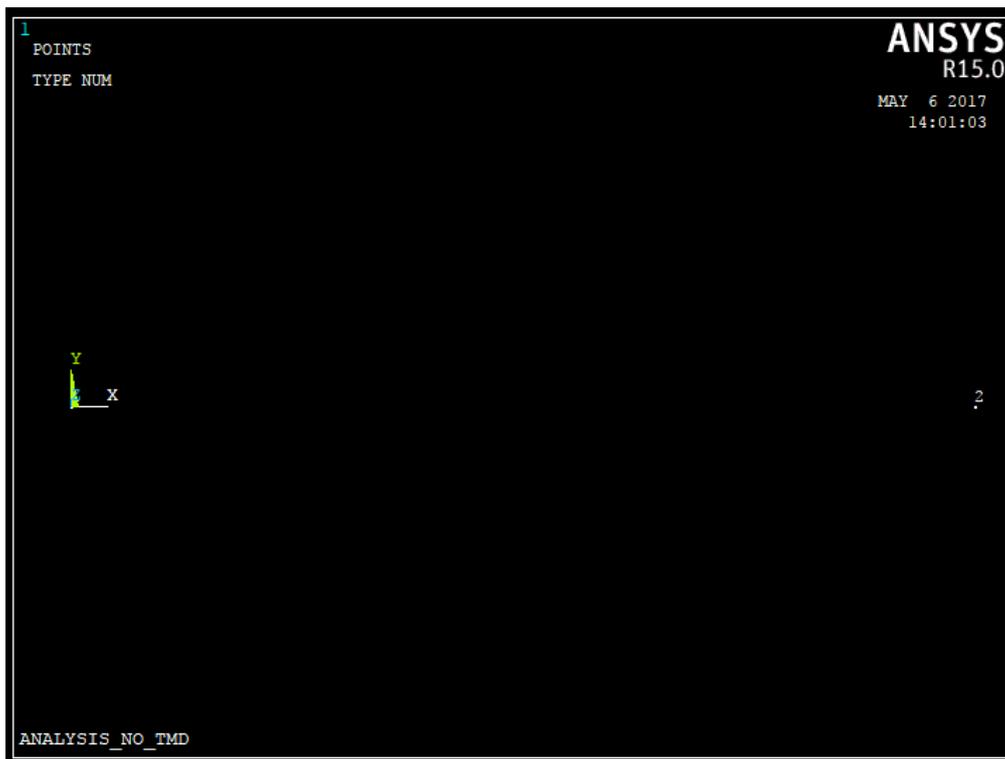


Figura C-1. Keypoints.

En tercer lugar, se crean líneas (Figura C-2) a través de los keypoints y se define la resolución de su mallado. Para ello se utiliza el comando **L**, y como atributos: keypoint inicial, keypoint final, número de divisiones.

```
L,1,2,60
```

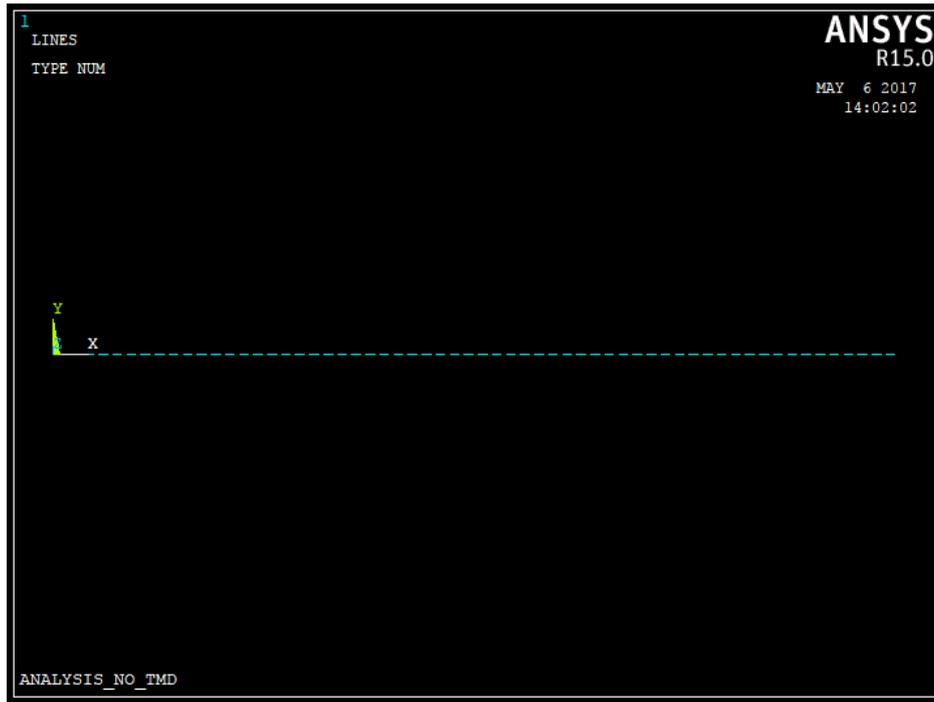


Figura C-2. Lines.

A continuación, se definen los tipos de elementos mediante el comando **et**. Este comando utiliza como atributos el número asignado al tipo de elemento, el tipo de elemento y diferentes opciones disponibles para cada tipo (**KEYOPT**).

El elemento utilizado para las vigas es *beam188* (Figura C-3), es un elemento 3D con 6 grados de libertad, apropiado para el análisis de estructuras esbeltas.

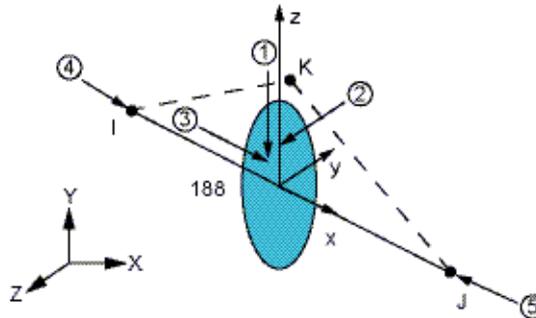


Figura C-3. Elemento beam188.

A continuación, se describen tres comandos que se utilizan para definir la sección y el mallado de los elementos *beam188*:

- **Sectype**: define el tipo de sección, usa como atributos: número asignado al tipo de sección, tipo de elemento, tipo de sección y nombre de la sección. Para la viga se usa el tipo *hrec* (Figura C-4), para introducir las características de esta sección se usará el comando **secdata**.

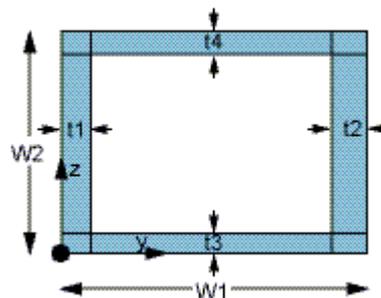


Figura C-4 Sección hrec.

- **Secdata:** sirve para introducir los atributos de una sección. Para el tipo de sección utilizado para la viga, *hrec*, los atributos son: ancho ( $W1$ ), alto ( $W2$ ), espesores de las cuatro paredes ( $t1$ ,  $t2$ ,  $t3$  y  $t4$ ).
- **Lmesh:** aplica el tipo de elemento, tipo de sección, datos de la sección y genera el mallado de las líneas que tiene como atributos con los datos que estén seleccionados.

Para definir los apoyos elásticos se usa el elemento *combin14* (Figura C-5) que es un elemento muelle-amortiguador con capacidad para funcionar de forma lineal o torsional. En modo lineal, que es nuestro caso, es un elemento de tensión-compresión uniaxial con hasta 3 grados de libertad en cada nodo (desplazamientos), no considera flexión ni torsión. Como *KEYOPT* se utilizan:

- *KEYOPT 1* = 0. Tipo de solución: lineal.
- *KEYOPT 2* = 0. Grados de libertad 1D: dirige a *KEYOPT 3*.
- *KEYOPT 3* = 2. Grados de libertad 2D y 3D: amortiguador longitudinal de resorte 2D.

Para definir las propiedades del elemento se utiliza el comando *r*, cuyos atributos son el número de identificación de las constantes, la rigidez del muelle y el coeficiente de amortiguamiento.

Este elemento se tiene que definir entre dos nodos (se crean dos nodos adicionales 62 y 63), por ello una vez seleccionados el tipo de elementos y las constantes adecuadas se usa el *e* para seleccionarles.

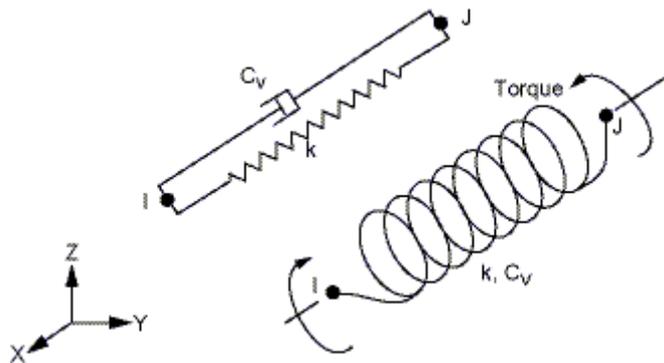


Figura C-5. Elemento *combin14*.

Por último, para definir las masas aplicadas al modelo se usan elementos del tipo *mass21* (Figura C-6), este es un elemento puntual que tiene hasta 6 grados de libertad (tres desplazamientos y tres giros). Como *KEYOPT* se utilizan los siguientes valores:

- *KEYOPT 1* = 0. Interpretación: como masas e inercias rotatorias.
- *KEYOPT 2* = 0. Sistema de coordenadas del elemento inicial: paralelo al sistema cartesiano global.
- *KEYOPT 3* = 4. Opciones de inercia rotativa: Masa 2-D sin inercia rotativa.

Al igual que los elementos *combin14*, sus propiedades se definen mediante el comando *r* y se aplican al nodo (en este caso solo 1) deseado con el comando *e*.

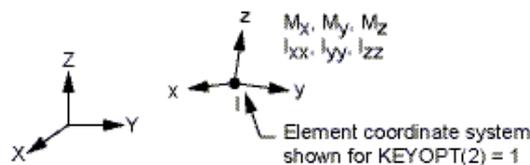


Figura C-6. Elemento *mass21*.



```
ET, 1, BEAM188
SECTYPE, 1, BEAM, HREC, sec1
SECDATA, h, w, th, th, th, th
ET, 2, COMBIN14, , , 2
R, 1, K_s, c_s
TYPE, 2
REAL, 1
N, 62, 0, -0.25, 0
N, 63, L, -0.25, 0
E, 1, 62
E, 2, 63
ET, 3, MASS21, , , 4
R, 2, m_bast
TYPE, 3
REAL, 2
E, 32          ! X=3.0 m
R, 3, m_a
TYPE, 3
REAL, 3
E, 12          ! X=1.0 m
E, 17          ! X=1.5 m
E, 32          ! X=3.0 m
E, 47          ! X=4.5 m
E, 52          ! X=5.0 m
TYPE, 2
R, 4, K_TMD, c_TMD
REAL, 4
N, 64, L/2, -0.5, 0
E, 32, 64
TYPE, 3
R, 5, m_TMD
REAL, 5
E, 64
FINISH
```

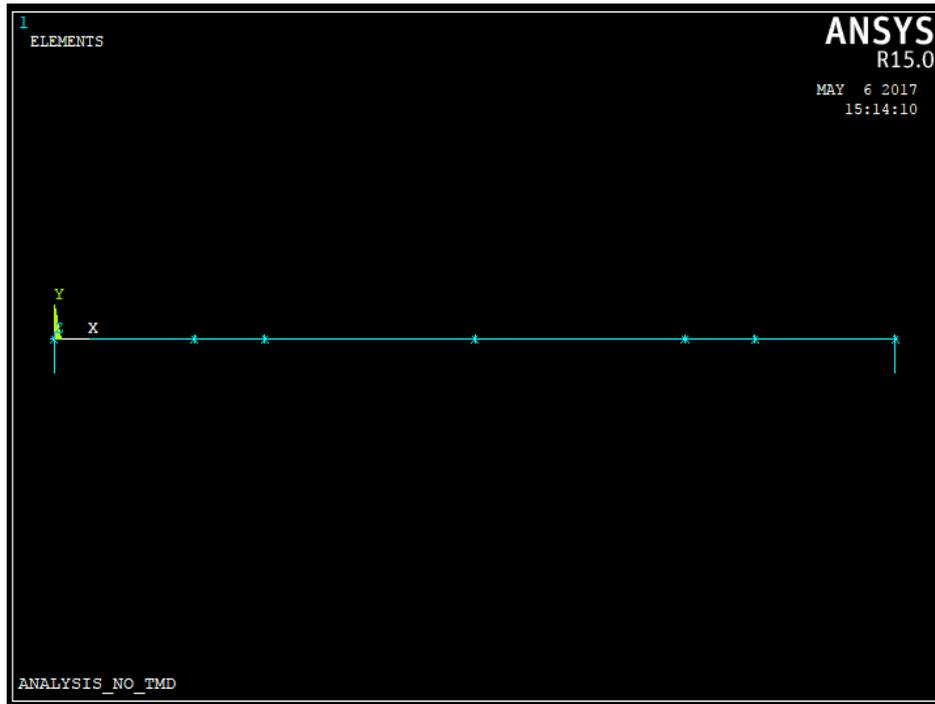


Figura C-7. Modelo mallado.

Aquí finaliza la etapa de pre-procesado, común para todos los modelos, y comienza la etapa en la que se resuelve el problema.

/SOLU

En primer lugar, se establecen las condiciones de contorno y el amortiguamiento, también comunes, con los comandos **alphad**, **betad** y **d**, cuyos atributos son el nodo al que afecta, un primer grado de libertad (gdl), valor del gdl (0 restringe), y los gdl adicionales a los que se les establece el mismo valor que al primero y los comandos específicos del amortiguamiento.

Como el problema es plano se restringe el movimiento en el eje “z” a todos los puntos.

```
D, ALL, UZ, 0
D, 1, UX, 0, , , , ROTX
D, 2, UX, 0, , , , ROTX
D, 62, UX, 0, , , , UY, UZ
D, 63, UX, 0, , , , UY, UZ
D, 64, UX, 0
ALPHAD, alpha
BETAD, beta
```

A partir de este último comando es donde existen diferencias en la etapa de solución y en la de post-procesado dependiendo del análisis realizado. Se van a comentar para cada análisis los comandos más interesantes.

### Análisis modal.

```
ANTYPE, MODAL
```

Para el análisis modal se establece mediante el comando **modopt** que se extraigan 3 modos. Mediante **mxpand** se especifica el número de modos para expandir en el análisis modal.

```
MODEOPT, SUBSP, 3
```

MPAND, 3

El comando **nselect** produce un efecto igual al comando **allselect**. Especifica los nodos de los que se almacenarán los datos en el archivo de resultados.

NSELECT, ALL

SOLVE

FINISH

/POST1

Para obtener los datos de los modos y frecuencias propias se usa el comando **set**. El atributo **first** se usa para seleccionar el primer modo, para los modos siguientes se utiliza **next** tantas veces como se desee. Las deformadas aparecen en pantalla mediante el comando **pldisp**.

SET, FIRST

PLDISP, 0

FINISH

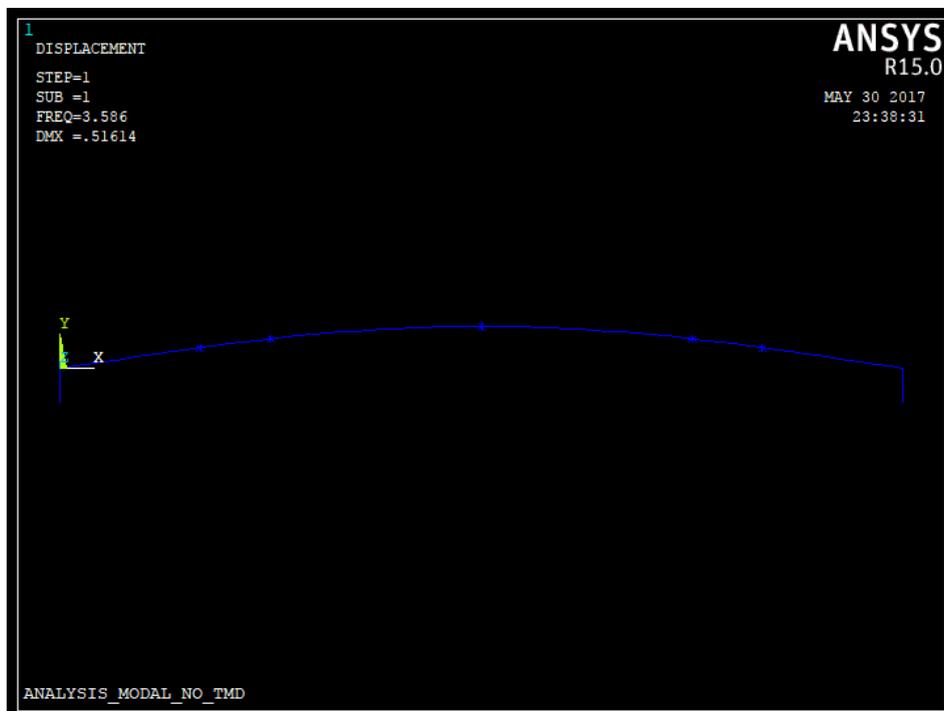


Figura C-8. Análisis modal resuelto.

### Análisis armónico.

Se establece una fuerza de 1 N negativa, desplazable entre los nodos: 32 (3m), 47 (4m) y 52 (4.5m) para la realización de las FRF.

F, 32, FY, -1

Se selecciona el análisis armónico y se establecen varias opciones relacionadas con como que se lleve a cabo, estableciendo una frecuencia máxima de 22.5 Hz y que se analicen 1500 puntos, es decir, cada 0.015 Hz.

ANTYPE, HARMIC

HROUT, ON

OUTPR, ALL

NSUBST, 1500

HARFRQ, 0, 22.5

```
ALPHAD, alpha
BETAD, beta
NSEL, ALL
SOLVE
FINISH
```

En cuanto al post-procesado de este análisis se realiza mediante la barra de herramientas TimeHist PostProc de ANSYS, en la que se puede seleccionar que magnitud de que nodo queremos que se muestre por pantalla, en este caso el desplazamiento vertical de los nodos: 12 (1 m), 17 (1.5 m), 32 (3 m), 47 (4.5 m) o 52 (5 m). Se puede extraer la información de la gráfica en un formato “.csv” editable con Excel.

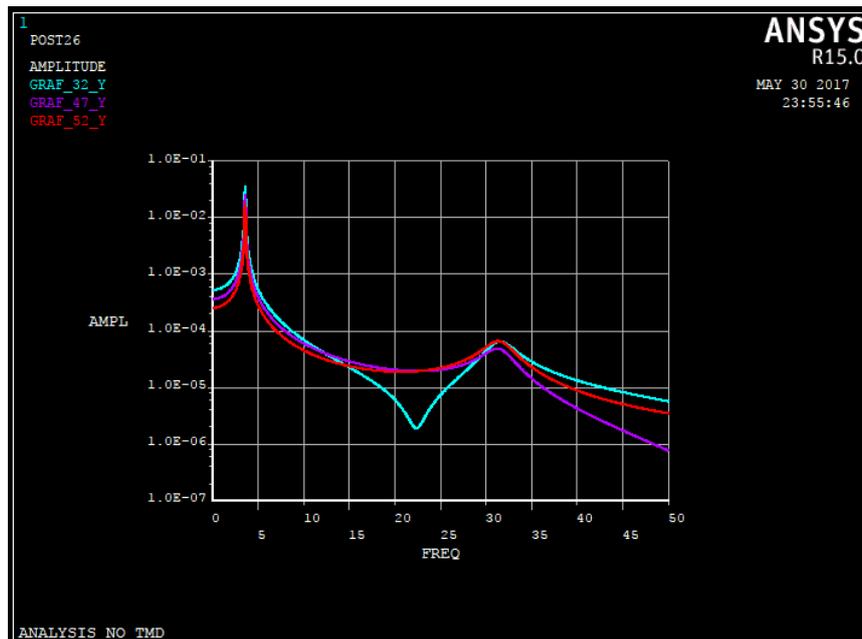


Figura C-9. Análisis armónico resuelto.

### Análisis transitorio (free-decay).

Para el análisis armónico se establece el incremento de tiempo en 0.01 segundos, y el tiempo de análisis en 50 segundos (5000 iteraciones·0.01 segundos).

```
Tstep=0.01
Tend=5000*Tstep
ANTYPE, TRANS
ACEL, , 9.81
ALLSEL
```

Se realiza el análisis en tres etapas, en la primera se realiza un análisis estático con la viga en reposo, en la segunda se impone un desplazamiento en el nodo 32, y en la tercera la viga sigue vibrando hasta que se para.

Primera etapa:

```
ALLSEL
TIME, 100*Tstep
```



```
AUTOTS, on
OUTRES, NSOL, ALL
OUTRES, ESOL, ALL
OUTRES, V, ALL
OUTRES, A, ALL
TIMINT, OFF
KBC, 1
ALPHAD, alpha
BETAD, beta
SOLVE
```

Primera etapa: se establece un desplazamiento inicial *UY\_DEF* a partir del cual la estructura vibrará libremente. Aquí la condición de contorno se puede cambiar por una fuerza que lea de un fichero “.txt”.

```
D, 32, UY, UY_DEF
ALLSEL
TIME, 3000*Tstep
AUTOTS, ON
OUTRES, NSOL, ALL
OUTRES, ESOL, ALL
OUTRES, V, ALL
OUTRES, A, ALL
TIMINT, ON
ALPHAD, alpha
BETAD, beta
SOLVE
```

Tercera etapa: se elimina la condición de desplazamiento o fuerza y la viga vibra libremente amortiguándose hasta que llegue al reposo.

```
DDELE, 32, UY
ALLSEL
TIME, Tend
AUTOTS, ON
OUTRES, NSOL, ALL
OUTRES, ESOL, ALL
OUTRES, V, ALL
OUTRES, A, ALL
TIMINT, ON
ALPHAD, alpha
BETAD, beta
SOLVE
```

```
FINISH
```



En cuanto al post-procesado de este tipo de análisis, su exportación se realiza igual a la del análisis armónico, pero esta vez en el eje horizontal se encuentra representado el tiempo en vez de la frecuencia.

## D. Calibración del martillo de impactos

En este anexo se va a comentar el porqué se calibra un instrumento y el procedimiento, los fundamentos teóricos y los resultados obtenidos antes y después de la calibración en el caso del martillo de impactos.

Para obtener unos buenos resultados en cualquier campo de la ciencia y de la ingeniería es imprescindible que un factor llamado precisión sea alto, para ello es necesario calibrarlo. La calibración se basa en la comparación de una medida del instrumento que se quiere calibrar con uno que tenga una precisión mayor y suministre un valor estable, es decir que ya esté calibrado.

En este caso se va a calibrar el martillo de impactos usado en la toma de datos del presente estudio, debido a que existen serias dudas acerca de la sensibilidad que se muestra en la documentación del aparato ( $2\text{mV/N}$ ).

Para realizar el proceso de calibración se va a realizar el montaje siguiente (Figura D-1), sobre un caballete se colgará un trozo de perfil IPN140 (que actuará como masa principal) sostenido por dos cuerdas ancladas a cuatro imanes de neodimio mediante palometas. Se dispondrá un acelerómetro en un ala de la viga unida mediante un imán y una galga extensiométrica atornillada en la otra ala, a la cual se le unirá un tornillo por el otro lado sobre el cual se aplicarán los golpes del martillo de impactos. Se usarán varias (hasta cuatro) tuercas M22 unidas con otro imán de neodimio como masa extra.

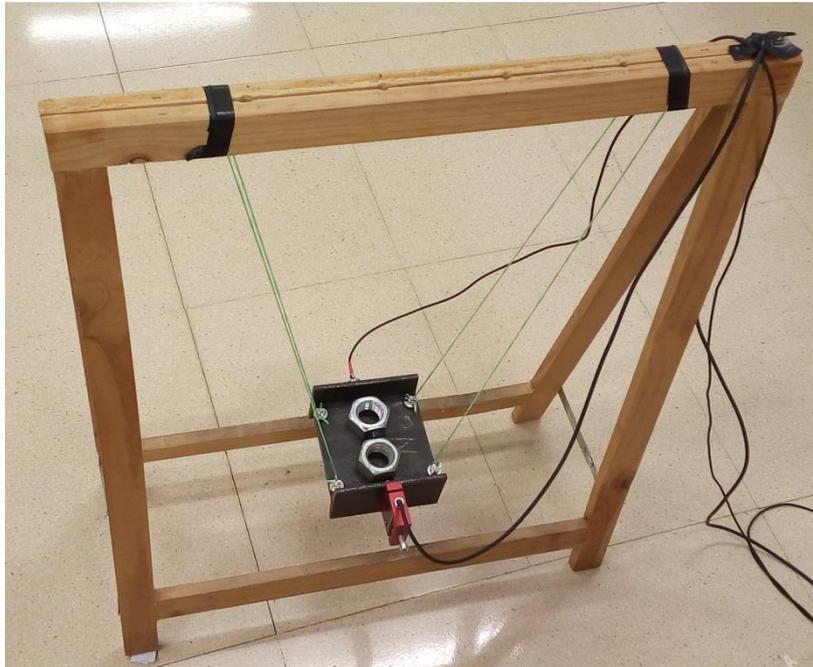


Figura D-1. Montaje para el calibrado del martillo de impactos.

El fundamento teórico de este montaje se basa en la segunda ley de Newton:  $F = m \cdot a$ ; de forma sabiendo la masa del montaje (perfil IPN, cables, acelerómetro, galga extensiométrica, etc...) medida con una báscula, se comparará con la masa que se obtiene por la relación entre la fuerza que ejerce el martillo de impactos y la aceleración que registra el acelerómetro, la función de transferencia, así se obtiene un factor  $\gamma$  a partir del cual se corrige la sensibilidad del martillo.

Mediante el software Dewesoft se configuran los canales correspondientes a los tres instrumentos usados. Se va a utilizar el acelerómetro S/N: 16045, con una sensibilidad

de  $10.249\text{mV}/(\text{m}/\text{s}^2)$ , el martillo de impactos se va a configurar con la sensibilidad correspondiente a sus instrucciones ( $2\text{mV}/\text{N}$ ), y por último la galga extensiométrica se configura con una sensibilidad de  $2\text{mV}/10\text{kg}$  (la cual se utilizará para comprobar que la respuesta del sistema es independiente del martillo de impactos). Se va a utilizar además la opción de análisis modal para obtener la función de transferencia entre la fuerza que registra el martillo de impactos y la aceleración registrada por el acelerómetro, cuyo resultado es la masa comentada anteriormente ( $\text{N}/\text{m}/\text{s}^2=\text{kg}$ ).

Se van a realizar tres tipos ensayos con diferentes masas. Para cada masa se han realizado tres ensayos, y para cada ensayo se ha golpeado cinco veces el sistema.

A continuación se presentan los resultados obtenidos:

**1) Masa del sistema = 1.954 kg (Masa extra = 0 kg)**

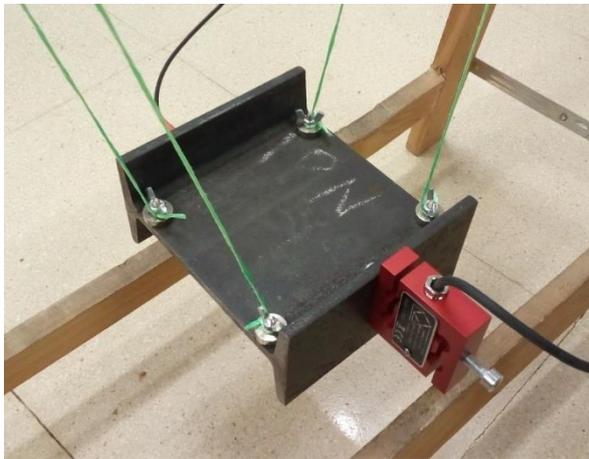


Figura D-2. Montaje sin masa extra.

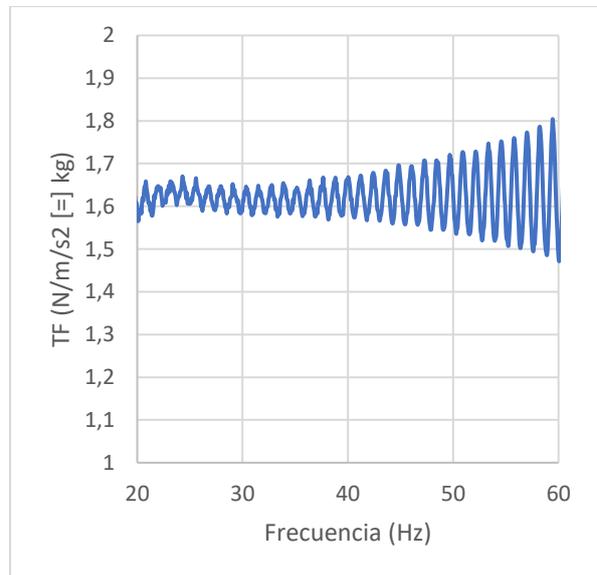


Figura D-3. Función de transferencia correspondiente al tercer ensayo del primer tipo (sin masa extra).

| Ensayo | Masa medida | $\Gamma$ |
|--------|-------------|----------|
| 1      | 1.5981      | 1.2222   |
| 2      | 1.6066      | 1.2162   |
| 3      | 1.6218      | 1.2047   |
| Media  | -           | 1.2145   |

Tabla D-1. Resultados del primer tipo de ensayo.

\*\* Se ha utilizado el valor medio obtenido entre 20 y 60 Hz debido a que es la zona más estable de la función de transferencia de todos los ensayos.

**2) Masa del sistema = 2.3586 kg (Masa extra = 0.4046 kg)**

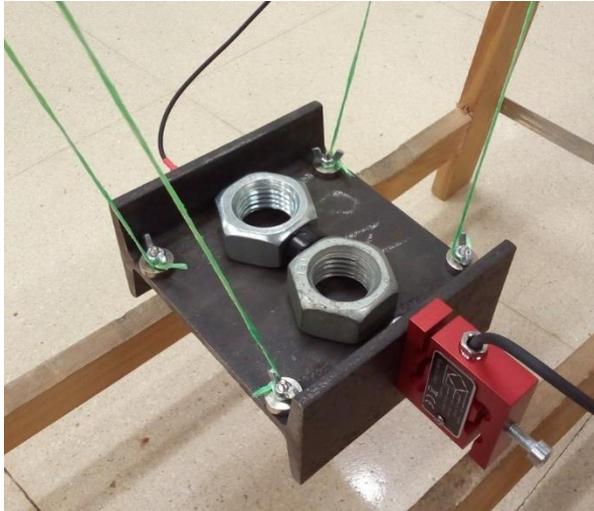


Figura D-4. Montaje con masa extra de 0.4046 kg.

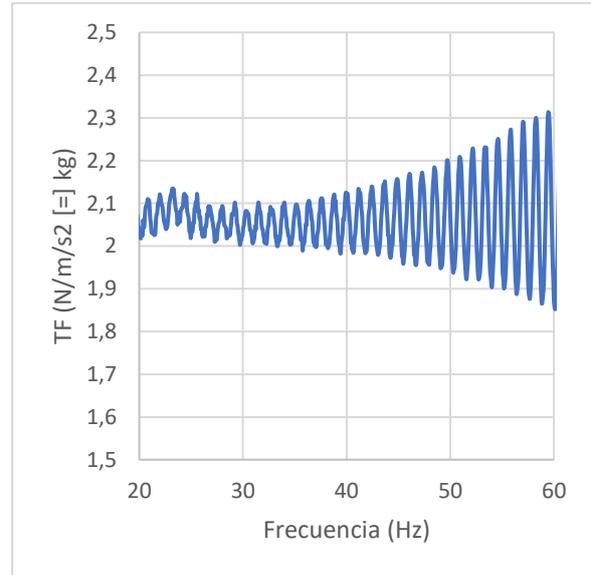


Figura D-5. Función de transferencia correspondiente al segundo ensayo del segundo tipo (masa extra = 0.4046 kg).

| Ensayo | Masa medida | $\Gamma$ |
|--------|-------------|----------|
| 1      | 2.0303      | 1.1616   |
| 2      | 2.0621      | 1.1437   |
| 3      | 2.0036      | 1.1771   |
| Media  | -           | 1.1608   |

Tabla D-2. Resultados del primer tipo de ensayo.

**3) Masa del sistema = 2.739 kg (Masa extra = 0.785 kg)**

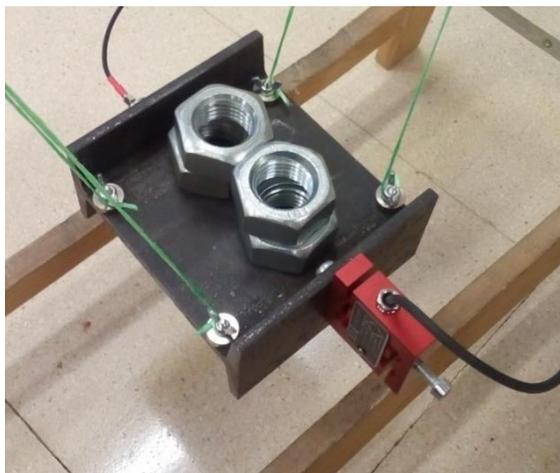


Figura D-6. Montaje con masa extra de 0.785 kg.

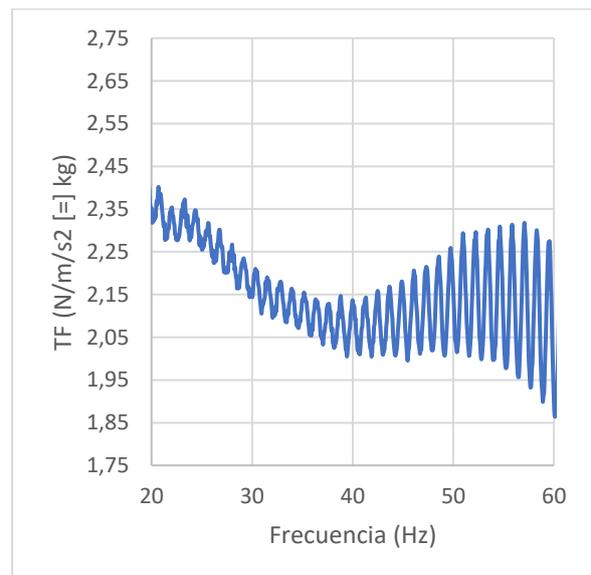


Figura D-7. Función de transferencia correspondiente al primer ensayo del tercer tipo (masa extra = 0.785 kg).

| Ensayo | Masa medida | $\Gamma$ |
|--------|-------------|----------|
| 1      | 2.1222      | 1.2906   |
| 2      | 2.0651      | 1.3263   |

|       |        |        |
|-------|--------|--------|
| 3     | 2.1523 | 1.2725 |
| Media | -      | 1.2964 |

Tabla D-3. Resultados del primer tipo de ensayo.

Al realizar un promedio de los factores  $\gamma$  obtenidos en los tres tipos de ensayos, se obtiene un factor de corrección  $\bar{\gamma}$  de 1.2239. A partir de ese valor se corrige la sensibilidad del martillo:

$$S_F' = \frac{S_F}{\bar{\gamma}} = \frac{2 \text{ mV/N}}{1.2239} = 1.6341 \text{ mV/N} \approx 1.64 \text{ mV/N}$$

Ahora se introduce esta nueva sensibilidad en los parámetros del martillo en el software y se realiza un ensayo con cada masa (de cinco golpes) para comprobar si se ajusta mejor a la realidad que antes. Los resultados son los mostrados en la Tabla B-4.

| Masa medida (kg) | Masa calculada (kg) |
|------------------|---------------------|
| 1.954            | 1.9829              |
| 2.3586           | 2.4098              |
| 2.739            | 2.5077              |

Tabla D-4. Comparación entre la masa calculada y la real una vez corregida la sensibilidad.

Se comprueba por tanto que la calibración ha mejorado, aunque aún tiene un cierto error, que puede ser debido a errores no contemplados por el montaje realizado, incertidumbres de medida del resto de aparatos, la mayor variabilidad de los valores obtenidos a frecuencias cercanas a 60 Hz, etc... Aun así se tomará el valor de sensibilidad del martillo de impactos de 1.64 mV/N como aceptable ya que la precisión ha aumentado considerablemente.

A modo de comprobación extra, y ya que se dispone de una galga extensiométrica calibrada (2mV/10 kg), se va a comprobar cómo de buena es la calibración que se ha logrado en los anteriores experimentos. Para ello basta con golpear el tornillo adosado a la galga con el martillo y posteriormente visualizar y analizar los datos registrados.

Las señales presentan un offset, como se muestra en la Figura D-8, como lo que se mide es el valor de pico, es necesario corregir ese valor con el offset antes comentado. En la Tabla B-5 se muestran los datos obtenidos, resultando un error relativo promedio de 2.02%.

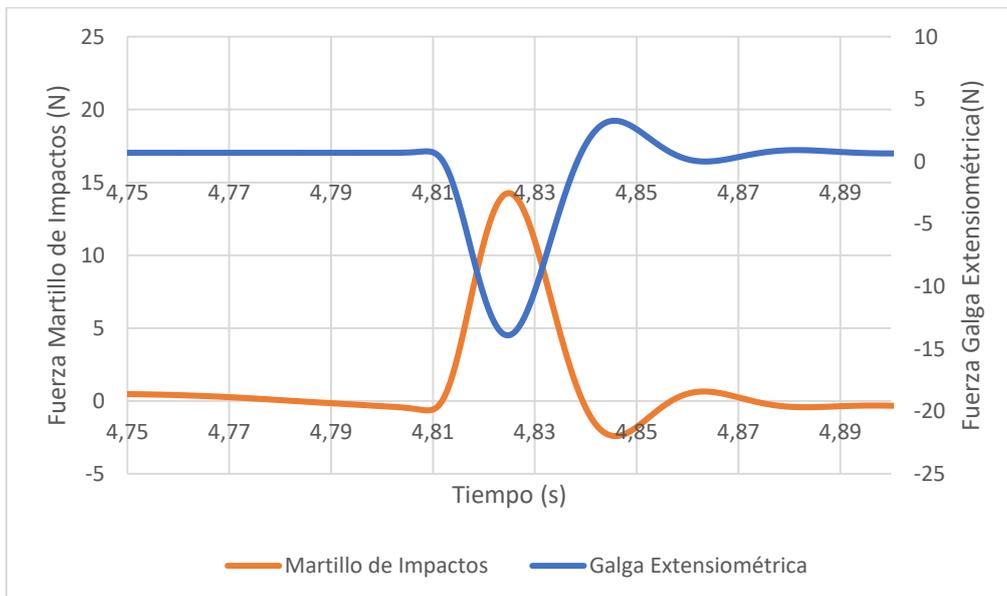


Figura D-8. Explicación de los datos tomados para el ensayo.

| Golpe                               | 1      | 2      | 3      | 4      | 5      | 6      | 7      | 8      | 9      |
|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| t (s)                               | 4,83   | 14,96  | 24,85  | 34,02  | 43,35  | 57,23  | 65,54  | 73,84  | 80,26  |
| Galga extensiométrica $v_p$ (N)     | -13,91 | -14,54 | -18,45 | -16,86 | -21,91 | -18,17 | -20,32 | -22,51 | -22,40 |
| Martillo de impactos $v_p$ (N)      | 14,26  | 14,85  | 18,54  | 16,70  | 21,42  | 19,04  | 20,92  | 22,55  | 22,23  |
| Offset Galga extensiométrica (N)    | 0,71   | 0,71   | 0,71   | 0,71   | 0,71   | 0,71   | 0,71   | 0,71   | 0,71   |
| Offset Martillo de impactos (N)     | 0,46   | 0,19   | 0,27   | 0,27   | 0,44   | 0,46   | 0,44   | 0,54   | 0,44   |
| Galga extensiométrica corregido (N) | 14,62  | 15,25  | 19,16  | 17,57  | 22,62  | 18,88  | 21,03  | 23,22  | 23,11  |
| Martillo de impactos corregido (N)  | 14,72  | 15,04  | 18,80  | 16,97  | 21,85  | 19,50  | 21,36  | 23,10  | 22,67  |
| Error relativo                      | 0,73%  | 1,43%  | 1,84%  | 3,45%  | 3,40%  | 3,29%  | 1,56%  | 0,53%  | 1,92%  |

Tabla D-5. Datos recogidos en el ensayo entre la galga extensiométrica y el martillo de impactos.