



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Maestría

**Análisis de la respuesta experimental de un rotor
asimétrico soportado con una chumacera
semi-activa**

presentada por

Ing. Abraham Garcia Villalobos

como requisito para la obtención del grado de

**Maestro en Ciencias en Ingeniería
Mecánica**

Director de tesis

Dr. Jorge Colín Ocampo

Codirector de tesis

Dr. José Gabriel Mendoza Larios

Cuernavaca, Morelos, México. Enero de 2022



EDUCACIÓN
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Departamento de Ingeniería Mecánica

Cuernavaca, Mor., **23/noviembre/2021**

No. Oficio: DIM/168/2021
Asunto: Aceptación de documento de tesis

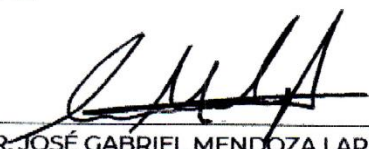
DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. ABRAHAM GARCÍA VILLALOBOS, con número de control M18CE055, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis de grado titulado "ANÁLISIS DE LA RESPUESTA EXPERIMENTAL DE UN ROTOR ASIMÉTRICO SOPORTADO CON UNA CHUMACERA SEMI-ACTIVA" y hemos encontrado que se han atendido todas las observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

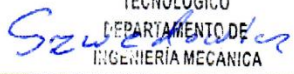
ATENTAMENTE



DR. JORGE COLÍN OCAMPO
Director de tesis




DR. JOSÉ GABRIEL MENDOZA LARIOS
Codirector de Tesis


DR. ELADIO MARTÍNEZ RAYÓN
Revisor 1


DR. DARIUSZ SŁAWOMIR SZWEDOWICZ WASIK
Revisor 2


DR. ANDRÉS BLANCO ORTEGA
Revisor 3

c.c.p: M.E Guadalupe Garrido Rivera Jefa del
Departamento de Servicios Escolares
c.c.p: Dr. Carlos Manuel Astorga Zaragoza
c.c.p: Expediente
ABO /RMA

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos
Tel. (01) 777 3 62 77 70, ext. 4201,
e-mail: cyd_cenidet@tecnm.mx

www.tecnm.mx | www.cenidet.tecnm.mx





EDUCACIÓN
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Departamento de Ingeniería Mecánica

Cuernavaca, Mor., 08/diciembre/2021
No. Oficio: DIM/177/2021
Asunto: Autorización de impresión de tesis

ING. ABRAHAM GARCÍA VILLALOBOS
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS EN ING. MECÁNICA
PRESENTE.

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **ANÁLISIS DE LA RESPUESTA EXPERIMENTAL DE UN ROTOR ASIMÉTRICO SOPORTADO CON UNA CHUMACERA SEMI-ACTIVA** han informado, que están de acuerdo con el documento presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su documento de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®

"Conocimiento y tecnología al servicio de México"



CENTRO NACIONAL DE
INVESTIGACIÓN Y
DESARROLLO

DR. MARIO ALEJANDRO GÓMEZ JIMÉNEZ
JEFE DEL DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
INGENIERÍA MECÁNICA

C.c.p. Depto. de Servicios Escolares M.E. Guadalupe Garrido Rivera
Expediente
MAGJ/RMA



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos
Tel. (01) 777 3 62 77 70, ext. 4201,
e-mail: cyd_cenidet@tecnm.mx
www.tecnm.mx | www.cenidet.tecnm.mx



Dedicatoria

*A Dios porque ha estado conmigo a cada paso que doy,
cuidándome y dándome fortaleza.*

*A mis padres quienes a lo largo de mi vida han velado por mi
bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento,
depositando su entera confianza en cada reto que se me
presentaba sin dudar ni un solo momento de mí.*

*A la memoria de la Mtra. Zoila Velázquez Ocampo por su
apoyo brindado a lo largo de mi formación profesional y por
todo el apoyo que le brindo a mi familia en momentos difíciles.*

Agradecimientos

A mi asesor el Dr. Jorge Colín Ocampo por brindarme las asesorías necesarias para el desarrollo de esta investigación.

A mis revisores Dr. Andrés Blanco Ortega, Dr. Eladio Martínez Rayón y el Dr. Dariusz Szwedowicz Wasik por sus comentarios y observaciones durante la realización de esta investigación.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo económico brindado para continuar con mis estudios de posgrado y para la realización de esta investigación.

A mis padres Abraham Garcia Román y Patricia Villalobos Camacho, por su apoyo incondicional y por todo el cariño que me han brindado a lo largo de mis estudios y por demostrarme que con esfuerzo se logran los objetivos.

A mi hermana Valeria Garcia Villalobos por su apoyo y motivación que me ha brindado.

A mi tío Rodolfo Crespo Garcia, por ser como un padre para mi, por el apoyo y enseñanza a lo largo de mi vida.

A mi novia Delia Azucena Salgado Franco por la motivación que me ha dado a lo largo de esta etapa de mi vida.

A mis compañeros del laboratorio de rotodinámica por compartir conmigo su conocimiento durante mi estancia en el CENIDET.

A todo el personal académico, administrativo, intendencia y de seguridad del CENIDET por sus atenciones cuando necesite de sus servicios.

Resumen

En este trabajo de tesis se presenta el análisis de la respuesta de vibración del comportamiento dinámico de un rotor experimental con flecha simétrica (rotor simétrico) y asimétrica (rotor asimétrico) soportado en uno de sus extremos por una chumacera magnetorreológica. La chumacera magnetorreológica utilizada está compuesta por cuatro bobinas tipo herradura distribuidas de manera uniforme. Para el desarrollo de las pruebas experimentales se utilizó el fluido magnetorreológico tipo MRF-122EG fabricado por la compañía Lord Corporation [45]. El intersticio formado entre la carcasa de la chumacera y el muñón del rotor es de 1 mm, condición que requirió una intensidad de corriente de $I=3$ Amperes como alimentación de la chumacera para generar un campo magnético de 0.75 Teslas y lograr la saturación del fluido reológico utilizado.

La respuesta de vibración del sistema rotodinámico se generó utilizando diferentes desbalances y posiciones angulares del rotor tanto en el rotor simétrico como asimétrico, asimismo, se varió la corriente de excitación de la chumacera magnetorreológica en el intervalo de 0 a 3 Amperes con incrementos de 1 Amperes. El sistema rotodinámico experimental se operó con rampas de excitación de tipo lineal logrando superar dos velocidades críticas hasta llegar a la velocidad de operación del rotor. De acuerdo con los resultados obtenidos, se concluye que es posible el control de vibraciones por desbalance de rotores asimétricos utilizando chumaceras con fluidos reológicos.

Abstract

This thesis work presents the analysis of the vibration response of the dynamic behavior of an experimental rotor with symmetrical (symmetrical rotor) and asymmetrical (asymmetrical rotor) shafts supported at one end by a magnetorheological bearing. The magnetorheological bearing used is composed of four uniformly distributed horseshoe coils. For the development of the experimental tests, the magnetorheological fluid type MRF-122EG manufactured by Lord Corporation [45] was used. The interstitium formed between the bearing housing and the rotor stump is 1 mm, a condition that required a current intensity of $I=3$ Amperes to feed the bearing to generate a magnetic field of 0.75 Teslas and achieve saturation of the rheological fluid used.

The vibration response of the rotodynamic system was generated using different unbalances and angular positions of the rotor both in the symmetrical and asymmetrical rotor, also, the excitation current of the magnetorheological bearing was varied in the range of 0 to 3 Amperes with increments of 1 Amperes. The experimental rotodynamic system was operated with linear excitation ramps, surpassing two critical speeds until the rotor operating speed was reached. According to the results obtained, it is concluded that it is possible to control vibrations due to unbalance of asymmetric rotors using bearings with rheological fluids.

Índice

Resumen	6
Abstract	6
Índice	7
Lista de figuras	9
Lista de tablas	15
Capítulo I	16
Introducción	16
Capítulo II	17
Estado del arte	17
2.1 Rotodinámica y balanceo de rotores simétricos	17
2.2 Balanceo de rotores asimétricos	20
2.3 Fluidos magnetorreológicos	24
2.4 Conclusión del Estado del Arte	27
2.2 Justificación	28
2.3 Objetivos	29
2.3.1 Objetivo general	29
2.3.2 Objetivos específicos	29
2.4 Alcances y limitaciones	29
2.4.1 Alcances	29
2.4.2 Limitaciones	29
Capítulo III	30
Marco Teórico	30
3.1 Fluidos Magnetorreológicos	30
3.2 Composición de los fluidos magnetorreológicos	31
3.2.1 Fase continua (fluido base)	31
3.2.2 Fase dispersa (partículas magnetizables)	32
3.2.3 Aditivos (estabilizadores)	32
Capítulo IV	33
Desarrollo experimental	33
4.1 Banco experimental	33
4.1.1 Rotor simétrico	35
4.1.2 Rotor asimétrico	36

4.2 Chumacera Magnetorreológica.....	38
4.2.1 Fluido Reológico.....	39
4.3 Comportamiento Dinámico Rotor Simétrico.....	40
4.3.1 Discusión de Resultados-Rotor Simétrico.....	49
4.4 Comportamiento Dinámico Rotor Asimétrico.....	54
4.4.1 Discusión de Resultados-Rotor Asimétrico.....	66
4.5 Control de vibración en la velocidad crítica del rotor.....	72
Capítulo V.....	75
Conclusiones.....	75
Trabajos futuros.....	77
Apéndice A: Rotor Simétrico.....	78
Apéndice B: Rotor Asimétrico.....	86
Referencias bibliográficas.....	106

Lista de figuras

Figura 2.1.1. Diagrama polar de respuesta de un rotor simétrico.....	20
Figura 2.1.2. Diagrama polar de respuesta de un rotor asimétrico.....	21
Figura 4.1.1 Esquema conceptual del rotor experimental.....	33
Figura 4.1.2. Rotor experimental soportado con una chumacera magnetorreológica.....	34
Figura 4.1.3 Esquema del Disco Inercial.....	34
Figura 4.1.1.1. Flecha del rotor simétrico.....	35
Figura 4.1.1.2. Arreglo experimental del rotor simétrico.....	35
Figura 4.1.2.1. Flecha del rotor asimétrico.....	36
Figura 4.1.2.2. Arreglo experimental del rotor asimétrico.....	36
Figura 4.1.2.3 Configuración del disco inercial tomando como referencia la sección transversal de la flecha asimétrica.....	37
Figura 4.2.1. Chumacera magnetorreológica.....	38
Figura 4.2.1.1 Esfuerzo cortante Vs intensidad de campo para el fluido MRF-122EG [44]. Lord Corporation. Recuperado el 2021, de https://www.lord.com/products-and-solutions/active-vibration-control/industrial-suspension-systems/magneto-rheological-mr-fluid	39
Figura 4.2.1.2 Campo magnético Vs intensidad de campo para el fluido MEF-122EG [44]. Lord Corporation. Recuperado el 2021, de https://www.lord.com/products-and-solutions/active-vibration-control/industrial-suspension-systems/magneto-rheological-mr-fluid	40
Figura 4.3.1.- Rampa de excitación de tipo lineal. Rotor simétrico.....	41
Figura 4.3.2. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 27.135 g-cm, 22.5 ⁰ , I=0 Amperes. Rotor simétrico.....	42
Figura 4.3.3. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 27.135 g-cm, 22.5 ⁰ , I=0 Amperes. Rotor simétrico.....	42
Figura 4.3.4. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 27.135 g-cm, 22.5 ⁰ , I=1 Amperes. Rotor simétrico.....	43
Figura 4.3.5. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 27.135 g-cm, 22.5 ⁰ , I=1 Amperes. Rotor simétrico.....	43
Figura 4.3.6. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 27.135 g-cm, 22.5 ⁰ , I=2 Amperes. Rotor simétrico.....	44
Figura 4.3.7. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 27.135 g-cm, 22.5 ⁰ , I=2 Amperes. Rotor simétrico.....	44
Figura 4.3.8. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 27.135 g-cm, 22.5 ⁰ , I=3 Amperes. Rotor simétrico.....	45

Figura 4.3.9. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 27.135 g-cm, 22.5° , $I=3$ Amperes. Rotor simétrico.....	45
Figura 4.3.10. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 27.135 g-cm, 22.5° , $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor simétrico.	46
Figura 4.3.11. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 27.135 g-cm, 22.5° , $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor simétrico.	46
Figura 4.3.12. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 60.453 g-cm, 22.5° , $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor simétrico.	47
Figura 4.3.13. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 60.453 g-cm, 22.5° , $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor simétrico.	47
Figura 4.3.14. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 7.848 g-cm, 22.5° , $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor simétrico.....	48
Figura 4.3.15. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 7.848 g-cm, 22.5° , $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor simétrico.....	48
Figura 4.3.1.1.1a. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 27.135 g-cm, 22.5° , $I=1$ Amperes. Rotor simétrico.....	52
Figura 4.3.1.1.1b. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 27.135 g-cm, 22.5° , $I=1$ Amperes. Rotor simétrico.....	52
Figura 4.3.1.1.2a. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 60.453 g-cm, 22.5° , $I=1$ Amperes. Rotor simétrico.....	52
Figura 4.3.1.1.2b. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 60.453 g-cm, 22.5° , $I=1$ Amperes. Rotor simétrico.....	52
Figura 4.3.1.1.3a. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 60.453 g-cm, 22.5° , $I=3$ Amperes. Rotor simétrico.....	53
Figura 4.3.1.1.3b. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 60.453 g-cm, 22.5° , $I=3$ Amperes. Rotor simétrico.....	53
Figura 4.4.1. Rampa de excitación de tipo lineal. Rotor asimétrico.....	54
Figura 4.4.2. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 90° , $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.....	56
Figura 4.4.3. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 90° , $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.....	56
Figura 4.4.4. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 90° , $I=3$ Amperes. Rotor asimétrico.....	57
Figura 4.4.5. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 90° , $I=3$ Amperes. Rotor asimétrico.....	57
Figura 4.4.6. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 90° , $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.....	58

Figura 4.4.7. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 90° , $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.....	58
Figura 4.4.8. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 135° , $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.....	59
Figura 4.4.9. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 135° , $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.....	59
Figura 4.4.10. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 135° , $I=3$ Amperes. Rotor asimétrico.....	60
Figura 4.4.11. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 135° , $I=3$ Amperes. Rotor asimétrico.....	60
Figura 4.4.12. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 135° , $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.	61
Figura 4.4.13. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 135° , $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.....	61
Figura 4.4.14. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 90° , $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.....	62
Figura 4.4.15. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 90° , $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.....	62
Figura 4.4.16. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 135° , $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.	63
Figura 4.4.17. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 135° , $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.....	63
Figura 4.4.18. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 90° , $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.....	64
Figura 4.4.19. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 90° , $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.....	64
Figura 4.4.20. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 135° , $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.	65
Figura 4.4.21. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 135° , $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.....	65
Figura 4.4.1.3.1a. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 135° , $I=1$ Amperes. Rotor asimétrico.....	71
Figura 4.4.1.3.1b. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 135° , $I=1$ Amperes. Rotor asimétrico.....	71
Figura 4.4.1.3.2a. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 135° , $I=2$ Amperes. Rotor asimétrico.....	71
Figura 4.4.1.3.2b. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 135° , $I=2$ Amperes. Rotor asimétrico.....	71

Figura 4.4.1.3.2a. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 135 ⁰ , I=3 Amperes. Rotor asimétrico.....	72
Figura 4.4.1.3.2b. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 1350, I=3 Amperes. Rotor asimétrico.....	72
Figura 4.5.1.1 Control de la respuesta de vibración en la velocidad crítica Ω_{cr} [30].....	73
Figura 4.5.2.1a. Vibración residual vs. vibración inicial, desbalance 12.189 g-cm, 1350, I= 0 Amperes. Rotor asimétrico. Dirección X.	74
Figura 4.5.2.1b. Vibración residual vs. vibración inicial, desbalance 12.189 g-cm, 1350, I= 0 Amperes. Rotor asimétrico. Dirección Y.	74
Figura A.1. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 60.453 g-cm, 22.5 ⁰ , I=0 Amperes. Rotor simétrico.....	78
Figura A.2. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 60.453 g-cm, 22.5 ⁰ , I=0 Amperes. Rotor simétrico.....	78
Figura A.3. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 60.453 g-cm, 22.5 ⁰ , I=1 Amperes. Rotor simétrico.....	79
Figura A.4. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 60.453 g-cm, 22.5 ⁰ , I=1 Amperes. Rotor simétrico.....	79
Figura A.5. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 60.453 g-cm, 22.5 ⁰ , I=2 Amperes. Rotor simétrico.....	80
Figura A.6. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 60.453 g-cm, 22.5 ⁰ , I=2 Amperes. Rotor simétrico.....	80
Figura A.7. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 60.453 g-cm, 22.5 ⁰ , I=3 Amperes. Rotor simétrico.....	81
Figura A.8. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 60.453 g-cm, 22.5 ⁰ , I=3 Amperes. Rotor simétrico.....	81
Figura A.9. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 7.848 g-cm, 22.5 ⁰ , I=0 Amperes. Rotor simétrico.....	82
Figura A.10. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 7.848 g-cm, 22.5 ⁰ , I=0 Amperes. Rotor simétrico.....	82
Figura A.11. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 7.848 g-cm, 22.5 ⁰ , I=1 Amperes. Rotor simétrico.....	83
Figura A.12. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 7.848 g-cm, 22.5 ⁰ , I=1 Amperes. Rotor simétrico.....	83
Figura A.13. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 7.848 g-cm, 22.5 ⁰ , I=2 Amperes. Rotor simétrico.....	84
Figura A.14. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 7.848 g-cm, 22.5 ⁰ , I=2 Amperes. Rotor simétrico.....	84

Figura A.15. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 7.848 g-cm, 22.5 ⁰ , I=3 Amperes. Rotor simétrico.....	85
Figura A.16. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 7.848 g-cm, 22.5 ⁰ , I=3 Amperes. Rotor simétrico.....	85
Figura B.1. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 90 ⁰ , I=1 Amperes. Rotor asimétrico.....	86
Figura B.2. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 90 ⁰ , I=1 Amperes. Rotor asimétrico.....	86
Figura B.3. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 90 ⁰ , I=2 Amperes. Rotor asimétrico.....	87
Figura B.4. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 90 ⁰ , I=2 Amperes. Rotor asimétrico.....	87
Figura B.5. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 135 ⁰ , I=1 Amperes. Rotor asimétrico.....	88
Figura B.6. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 135 ⁰ , I=1 Amperes. Rotor asimétrico.....	88
Figura B.7. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 135 ⁰ , I=2 Amperes. Rotor asimétrico.....	89
Figura B.8. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 135 ⁰ , I=2 Amperes. Rotor asimétrico.....	89
Figura B.9. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 90 ⁰ , I=0 Amperes. Rotor asimétrico.....	90
Figura B.10. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 90 ⁰ , I=0 Amperes. Rotor asimétrico.....	90
Figura B.11. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 90 ⁰ , I=1 Amperes. Rotor asimétrico.....	91
Figura B.12. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 90 ⁰ , I=1 Amperes. Rotor asimétrico.....	91
Figura B.13. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 90 ⁰ , I=2 Amperes. Rotor asimétrico.....	92
Figura B.14. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 90 ⁰ , I=2 Amperes. Rotor asimétrico.....	92
Figura B.15. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 90 ⁰ , I=3 Amperes. Rotor asimétrico.....	93
Figura B.16. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 90 ⁰ , I=3 Amperes. Rotor asimétrico.....	93
Figura B.17. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 135 ⁰ , I=0 Amperes. Rotor asimétrico.....	94

Figura B.18. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 135^0 , $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.....	94
Figura B.19. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 135^0 , $I=1$ Amperes. Rotor asimétrico.....	95
Figura B.20. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 135^0 , $I=1$ Amperes. Rotor asimétrico.....	95
Figura B.21. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 135^0 , $I=2$ Amperes. Rotor asimétrico.....	96
Figura B.22. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 135^0 , $I=2$ Amperes. Rotor asimétrico.....	96
Figura B.23. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 135^0 , $I=3$ Amperes. Rotor asimétrico.....	97
Figura B.24. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 135^0 , $I=3$ Amperes. Rotor asimétrico.....	97
Figura B.25. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 90^0 , $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.....	98
Figura B.26. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 90^0 , $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.....	98
Figura B.27. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 90^0 , $I=1$ Amperes. Rotor asimétrico.....	99
Figura B.28. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 90^0 , $I=1$ Amperes. Rotor asimétrico.....	99
Figura B.29. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 90^0 , $I=2$ Amperes. Rotor asimétrico.....	100
Figura B.30. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 90^0 , $I=2$ Amperes. Rotor asimétrico.....	100
Figura B.31. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 90^0 , $I=3$ Amperes. Rotor asimétrico.....	101
Figura B.32. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 90^0 , $I=3$ Amperes. Rotor asimétrico.....	101
Figura B.33. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 135^0 , $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.....	102
Figura B.34. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 135^0 , $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.....	102
Figura B.35. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 135^0 , $I=1$ Amperes. Rotor asimétrico.....	103
Figura B.36. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 135^0 , $I=1$ Amperes. Rotor asimétrico.....	103

Figura B.37. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 135^0 , $I=2$ Amperes. Rotor asimétrico.....	104
Figura B.38. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 135^0 , $I=2$ Amperes. Rotor asimétrico.....	104
Figura B.37. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 135^0 , $I=3$ Amperes. Rotor asimétrico.....	105
Figura B.38. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 135^0 , $I=3$ Amperes. Rotor asimétrico.....	105

Lista de tablas

Tabla 3.2 Características de materiales utilizados como fase dispersa en un fluido magnetorreológico [43].	32
Tabla 4.3.1 Desbalance y posición angular. Rotor simétrico.	40
Tabla 4.4.1. Desbalance y posición angular. Rotor asimétrico.....	54

Capítulo I

Introducción

La importancia que tiene el análisis de vibraciones para detectar problemas en máquinas rotatorias ha despertado interés en la industria ya que éste permite identificar en etapa incipiente posibles daños en la maquinaria, lo cual genera grandes beneficios económicos.

Un eje giratorio experimenta y genera una gama de fenómenos de vibración en determinadas condiciones mecánicas. El desbalance es una de ellas, siendo la causa principal de la presencia de vibraciones en los sistemas rotodinámicos. La reducción de la amplitud de la respuesta de vibración generada por desbalance como fuerza de excitación es el problema principal de esta propuesta de investigación, específicamente en las zonas de resonancia o velocidades críticas.

Desde hace varias décadas hasta la actualidad diversos investigadores se han dedicado al desarrollo de técnicas y metodología para la atenuación y control de la respuesta de vibración por desbalance en sistemas rotatorios. El estudio del fenómeno de las vibraciones mecánicas se inició en el año de 1869 por Rankine, quien realizó el primer estudio de la dinámica de rotación de ejes, logrando demostrar la existencia de velocidades críticas en flechas rotatorias. Éste fue el punto de partida de la disciplina conocida hoy en día como rotodinámica. Posteriormente surgieron investigaciones en este campo en las que se consideraron diferentes fenómenos y propiedades para el desarrollo de nuevos modelos más complejos que emulan el comportamiento vibratorio de un sistema rotodinámico real, y que sirven para el desarrollo de nuevas metodologías y técnicas para el control de las vibraciones mecánicas.

Existen ejes rotatorios asimétricos que poseen características diferentes en su sección transversal, presentando parámetros de rigidez diferente en los ejes de inercia principales de la sección transversal del rotor, lo que genera un comportamiento dinámico más complejo, comparado con el comportamiento dinámico de un rotor simétrico ya que éstos presentan parámetros de rigidez iguales en toda su sección transversal. Actualmente, la mayoría de las investigaciones se enfocan al control de vibraciones de forma pasiva o semi-activa aplicadas a los rotores simétricos, técnicas o metodologías que no son aplicables a los rotores asimétricos a causa de los efectos de inercia rotatoria generada por la asimetría de la sección transversal del rotor.

De acuerdo con lo anterior, el presente proyecto tiene como objetivo el análisis del comportamiento dinámico de un rotor asimétrico soportado por una chumacera magnetorreológica en uno de sus extremos, modificando la rigidez y amortiguamiento del sistema mediante la generación de un campo magnético que cambia las propiedades del fluido reológico en la chumacera en un tiempo de milisegundos.

Capítulo II

Estado del arte

2.1 Rotodinámica y balanceo de rotores simétricos

A finales del siglo IX la teoría de la vibración fue extensivamente desarrollada y al mismo tiempo hubo un rápido progreso en la construcción de máquinas de alta velocidad especialmente el desarrollo de locomotoras y turbinas de vapor. W. J. Rankine [1] (1820-1872) fue el primero en llevar a cabo uno de los primeros análisis de un eje giratorio, pero su modelo no era el óptimo, observó que más allá de una cierta velocidad de giro, el eje se flexionaba, manteniendo esta flexión durante el giro del rotor y definió a esta velocidad como “velocidad crítica” del eje. Rankine añadió el término *whirling* en el vocabulario de la rotodinámica. Por su parte Jeffcott [3] publicó en 1919 “The Lateral Vibration of Loaded Shafts in the Neighborhood of a Whirling Speed-The Effect of Want of Balance”, en donde introdujo el modelo Jeffcott el cual contaba con una flecha soportada por un par de chumaceras rígidas llevando un disco inercial en la parte central, donde el centro de masa no coincidía con el centro geométrico del disco, para su análisis consideró una velocidad constante del rotor. Jeffcott observó que la respuesta de vibración del rotor es función de la fuerza de excitación y la velocidad angular (ω) de giro, con base en esta relación definió 3 estados posibles en el sistema rotodinámico.

- Cuando la frecuencia de excitación ω del rotor es cercana a cero, la respuesta de vibración se encuentra en fase con la fuerza de excitación.
- En condiciones de resonancia, es decir cuando la frecuencia de excitación ω es igual que la frecuencia natural del rotor, la respuesta de vibración se atrasa $\pi/2$ radianes.
- Para frecuencias de excitación mayores que la frecuencia natural del rotor, la respuesta de vibración se atrasa aproximadamente π radianes con respecto de la fuerza de excitación.

Asimismo, Jeffcott también reportó la existencia de una fuerza de amortiguamiento que es proporcional a la velocidad del movimiento lateral del rotor.

Más tarde, Taylor [2] realizó el análisis de una versión extendida del modelo del rotor Jeffcott con el propósito de estudiar el comportamiento y la inestabilidad de un turbogenerador de dos polos, donde la inestabilidad se presenta principalmente en la zona de resonancia. Taylor concluyó que la fuerza elástica que el rotor experimenta no está en fase con el desplazamiento, y que la fuerza elástica tiene dos componentes, una componente en dirección radial, mientras que la segunda es una componente tangencial. Bishop [4] en su estudio tomó como base los resultados obtenidos por Jeffcott y concluyó que la vibración de una flecha asimétrica en rotación presenta dos características importantes:

- La respuesta vibratoria del rotor cambia en amplitud y fase para diferentes posiciones angulares de la fuerza de excitación.
- Existe una componente en la respuesta de vibración cuya frecuencia es igual al doble de la frecuencia de giro del rotor.

Con los resultados obtenidos Bishop demostró que cuando la asimetría es más grande que el factor de amortiguamiento del sistema, se presenta inestabilidad en la zona de resonancia. Sus estudios abrieron nuevas ventanas a investigaciones enfocadas al análisis de la inestabilidad y metodologías de balanceo en rotores asimétricos. En 1991, A. G. Parkinson [5], introduce los conceptos de rotor rígido y rotor flexible y propone las metodologías de balanceo modal y por coeficientes de influencia. Para su estudio utilizó un modelo matemático simplificado de un sistema rotodinámico basado en el trabajo de Jeffcott.

Por otra parte, Blanco et al. en 2002 [6] propuso el control de la respuesta al desbalance de un rotor tipo Jeffcott soportado por un par de chumaceras de bola. La rigidez del rotor se modificó al mover de posición una de las chumaceras mediante un servomecanismo generando un cambio en la frecuencia natural del sistema. Al incluir la dinámica de la chumacera móvil (rigidez dinámica) logró disminuir la amplitud del desbalance desde el arranque del rotor, hasta una velocidad de operación por encima de la primera velocidad crítica.

García et al. en 2008 [7] aplicaron un método de balanceo dinámico de rotores rígidos para el caso de datos de vibración filtrada que varían en forma de pulsación debido a la presencia de armónicas de frecuencias muy cercanas entre sí. Con base en lo anterior elaboraron un instrumento virtual para realizar el análisis de vibraciones en sistemas de máquinas que se influyen mutuamente. La variación de vibración del sistema se registró en un instrumento virtual que calcula la amplitud y la fase en tiempo real. Con los datos de vibración obtenidos, se aplica un método de balanceo que utiliza el promedio de la vibración en un ciclo completo de la pulsación. Este procedimiento se verificó en un banco de pruebas que consiste en dos ventiladores centrífugos con velocidades de operación casi iguales, lo que provoca una respuesta de vibración pulsante en los ventiladores. La metodología de balanceo propuesta se verificó con pruebas experimentales.

Hernández E. en 2008 [8], propuso un método de balanceo modal para rotores simétricos. La metodología desarrollada propone balancear el rotor modo por modo sin perturbar los modos ya balanceados. El método de balanceo modal propuesto requiere de una sola corrida sin masa de prueba.

El método de balanceo modal tiene las siguientes ventajas:

- Los rodados de prueba pueden utilizarse como rodados de corrección.
- Utiliza arreglos de pesos para afectar modos específicos.
- Puede atacar varios modos a la vez.
- Se obtiene mayor entendimiento del comportamiento del rotor.
- Las vibraciones pueden reducirse directamente si se hace uso de información extraída de modos bien identificados.

Hernández, También hace referencia al método de coeficientes de influencia, en donde destaca lo siguiente:

El método de coeficientes de influencia se basa en la suposición de que el rotor puede ser caracterizado desde un conjunto de corridas realizadas con masas de pruebas, esta caracterización se utiliza para definir una combinación de masas que eliminarán o minimizarán la respuesta síncrona del rotor debida al desbalance.

Las ventajas principales que ofrece el balanceo por coeficientes de influencia son:

- Requiere un conocimiento mínimo sobre dinámica de rotores.
- Se puede balancear en dos o más velocidades simultáneamente.
- Se programa y automatiza fácilmente.
- Las mediciones de vibración pueden llevarse a cabo en velocidades muy cercanas a las críticas, dando como resultado una mayor atenuación de la respuesta de vibración del rotor.
- Puede utilizarse la técnica de mínimos cuadrados para la optimizar los resultados cuando se consideran varias velocidades.

Gutiérrez Wing et al. en 2011 [9] presentaron un método de balanceo para rotores rígidos montados sobre soportes flexibles. El método desarrollado requiere el cálculo las frecuencias naturales del sistema, los factores de amortiguamiento modal y formas modales a partir de los datos de la respuesta de vibración obtenidos de un solo rodado inicial del rotor. Con base en lo anterior, se concluyó que es posible balancear un rotor rígido sin emplear rodados de prueba ni modelos matemáticos detallados.

Más tarde, Mendoza Larios en 2016 [10] presentó el modelo matemático de un identificador algebraico en línea del desbalance para sistemas rotodinámicos de múltiples grados de libertad. Adicionalmente propuso un modelo matemático de identificación algebraica para determinar los parámetros rotodinámicos en los soportes del sistema a velocidad constante y velocidad variable. El modelo de identificación de parámetros de desbalance propuesto, permite identificar la ubicación de las masas de desbalance a lo largo del rotor (amplitud y posición angular). Los resultados numéricos obtenidos, muestran la rapidez y convergencia en la identificación de los parámetros de desbalance en un pequeño intervalo de tiempo. Siguiendo en la misma línea de investigación, Correa en 2017 [11] presentó un método de balanceo de rotores utilizando un disco de balanceo activo con un control semi-activo para disminuir las vibraciones generadas por una masa de desbalance, el disco funciona tomando como datos de entrada los parámetros de desbalance arrojados por el sistema, los datos son obtenidos mediante el método de identificación algebraica en línea. Los parámetros obtenidos (posición angular y radial) son utilizados para que el disco de balanceo posicione de manera automática una masa de balanceo logrando atenuar la vibración del sistema. Con base a los resultados obtenidos en las pruebas experimentales, se concluyó que el uso de un disco de balanceo activo es viable en el control de vibraciones mecánicas. Extendiendo el trabajo de Mendoza [10], Landa Damas en 2017 [12] estimó los coeficientes rotodinámicos de rigidez y amortiguamiento de una chumacera presurizada, mediante la técnica de identificación algebraica en línea. El modelo de identificación

algebraico propuesto por Landa requiere únicamente la respuesta de vibración del rotor como dato de entrada. Para su investigación Landa consideró un sistema rotor-chumacera de dos grados de libertad con velocidad constante e incluyó efectos giroscópicos del sistema. El identificador propuesto fue validado con pruebas experimentales.

2.2 Balanceo de rotores asimétricos

En maquinaria rotatoria los rotores se pueden clasificar en dos tipos dependiendo de las características de rigidez que estos presentan a lo largo de su sección transversal. Los rotores simétricos son rotores que presentan una sección transversal circular y el parámetro de rigidez que poseen es el mismo en toda su sección transversal. Mientras que los rotores asimétricos son rotores que presentan parámetros de rigidez diferentes en las direcciones principales de la sección transversal, lo que afecta las velocidades críticas y la magnitud de la respuesta al desbalance del rotor, en este tipo de rotores la amplitud y fase de la vibración cambia para diferentes posiciones angulares de la fuerza de excitación. Como ejemplo de rotores asimétricos se mencionan los generadores de dos polos y algunos excitadores de turbogeneradores, flechas de rotores de helicópteros, entre otros.

De acuerdo con Taylor [2], Bishop [4] y Parkinson [5] la respuesta vibratoria de los rotores se puede representar gráficamente mediante diagramas polares de respuesta obtenidos al graficar la amplitud de la respuesta de vibración en función del ángulo de fase. Los diagramas polares de respuesta generados por los rotores simétricos son de forma geométrica circular, Figura 2.1.1, mientras que en los rotores asimétricos son de forma geométrica elíptica, Figura 2.1.2, en éstos últimos, la respuesta de vibración no es proporcional a las fuerzas por desbalance y depende principalmente de la posición angular del desbalance y del factor de amortiguamiento modal.

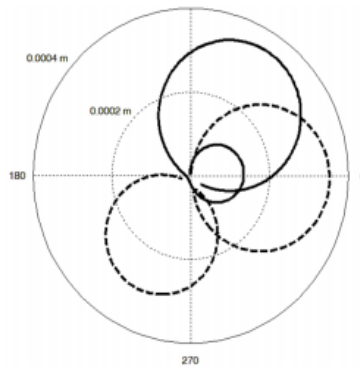


Figura 2.1.1. Diagrama polar de respuesta de un rotor simétrico.

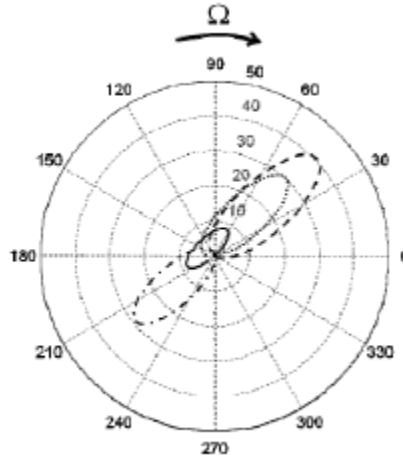


Figura 2.1.2. Diagrama polar de respuesta de un rotor asimétrico.

Del análisis de la respuesta de vibración que presentan los rotores asimétricos, se ha concluido que éstos tienen un comportamiento más complejo que el de los rotores simétricos.

A. G. Parkinson [13] en 1966, propuso una técnica para equilibrar ejes rotativos con asimetría axial, analizó el comportamiento de un eje asimétrico uniforme apoyado en rodamientos simétricos. En su estudio, consideró una ecuación de movimiento para cada eje de inercia principal del rotor. Asimismo, analizó los efectos de la asimetría en el comportamiento dinámico mediante un análisis modal considerando masas de desbalance como fuerza de excitación. De los resultados obtenidos concluyó que los diagramas polares de respuesta son función de la asimetría de la flecha μ y el amortiguamiento histerético del sistema σ_r , y dependiendo de estos parámetros los diagramas polares de respuesta pueden tomar diferentes formas geométricas:

- a) Un círculo, si $\mu = 0$.
- b) Una elipse, si $\sigma_r > \mu$, $\mu \neq 0$,
- c) Una parábola, si $\sigma_r = \mu$, $\mu \neq 0$,
- d) Una hipérbola, si $\sigma_r < \mu$, $\mu \neq 0$,

dónde:

μ = Factor de asimetría del eje.

σ_r = Factor de amortiguamiento histerético.

Parkinson para su análisis, consideró únicamente los diagramas polares de respuesta en forma de elipse.

Iwatsubo y Nakamura [14], investigaron el comportamiento de flechas asimétricas con base en sus ejes de inercia principales. En su estudio, analizaron el comportamiento vibratorio de una flecha con asimetría en su sección transversal soportada por un par de chumaceras simétricas. Con base en los resultados obtenidos concluyeron que no es posible aplicar el

método de balanceo modal en rotores asimétricos, ya que no es posible determinar la posición angular del desbalance a partir de los diagramas polares de respuesta (geometría elíptica), esto a causa de que la respuesta de vibración no siempre se atrasa 90° con respecto a la excitación. De acuerdo con lo anterior, propusieron un método de balanceo tomando como base el método de coeficientes de influencia, en donde cada coeficiente es definido de forma separada para cada eje de inercia principal del rotor. Por su parte, Matsukura et al. [15] desarrollaron un método de balanceo para rotores asimétricos tomando como base la metodología de coeficientes de influencia. Matsukura et al., proponen un factor de convergencia el cual depende de parámetros como asimetría modal, posición angular del desbalance y la posición angular de las masas de balanceo. Con el método propuesto, es posible balancear el rotor, sin embargo, es necesario varios rodados del rotor hasta alcanzar la vibración residual requerida.

En 1980 Inagaki, T. et al. [16] presentaron un método analítico para la evaluación de la respuesta sincrónica de un rotor asimétrico. Para su estudio desarrollaron un modelo matemático (ecuaciones diferenciales de movimiento) con coeficientes dependientes del tiempo utilizando la técnica de matriz de transferencia, donde para la solución del modelo se utilizó el método de Balanceo Armónico. Los resultados numéricos fueron comparados y validados con datos obtenidos de forma experimental. Más tarde, Kang, Y. C., et al. [17] presentaron el desarrollo de una formulación por coeficientes de influencia con representación en coordenadas complejas aplicado a rotores asimétricos. Con base en esta formulación, se desarrolló un método de balanceo modificado utilizando dos masas de prueba en cada plano de balanceo. La precesión hacia adelante se determina a partir de la medición de las respuestas de vibración a causa del desbalance y se usa para determinar los coeficientes de influencia y la distribución de las fuerzas de desbalance. La validez de la formulación y el método de balanceo modificado se verificaron mediante simulaciones por computadora y experimentos de balanceo.

Con la necesidad de desarrollar metodologías de balanceo de fácil aplicación en rotores asimétricos, Colín J. [18] propuso un método de balanceo de rotores asimétricos basado en el método de balanceo modal, metodología que toma en cuenta los diagramas polares de respuesta. Colín concluyó que no es posible aplicar un método de balanceo a partir del vector de vibración en resonancia como se hace en los rotores simétricos, lo que da como resultado que el método propuesto sea iterativo, requiriendo varios rodados del rotor hasta llegar al balanceo. El método que se propuso fue validado experimentalmente y se logró reducir la vibración inicial un 90%. Posteriormente, Kang, Y. C. et al. [19], desarrollaron un método de balanceo por coeficientes de influencia modificado para rotores asimétricos. Kang, Y. C., et al. propusieron una formulación de matrices de coeficientes de influencia modal a partir de las ecuaciones de movimiento para rotores asimétricos, utilizando el método de elemento finito y una representación en coordenadas complejas. Con sus resultados demostraron que a partir de la matriz de elementos finitos se pueden derivar las matrices de coeficiente de influencia modal de los sistemas asimétricos rotor-cojinete. Una ventaja que ofrece el método propuesto, es que los modos se pueden equilibrar individualmente, sin afectar el equilibrio de los modos inferiores que ya se han balanceado. Los resultados obtenidos de forma experimental y numérica mejoraron con la modificación propuesta. T. Ikeda y S. Murakami [20] analizaron la respuesta dinámica y la estabilidad de un eje giratorio asimétrico el cual se encuentra soportado en soportes flexibles con

amortiguamiento. El análisis se concentró en las zonas de inestabilidad cercanas a la velocidad crítica principal. Del análisis, se encontró que la zona de inestabilidad (intervalo de frecuencias donde se presenta la inestabilidad) se divide en un máximo de seis subregiones y estas dependen de la masa de la base, la rigidez del soporte y la asimetría del eje.

Recientemente, González J. M. en 2009 [21] propuso una metodología para determinar un arreglo de pesos modales para balancear varios modos de vibración al mismo tiempo en rotores asimétricos. La metodología propuesta combina el método de balanceo modal y el de coeficientes de influencia. Para el análisis de la respuesta de vibración, González desarrolló un modelo matemático para un rotor asimétrico basado en el método de elemento finito con el cual es posible determinar frecuencias naturales, formas modales y la respuesta de vibración al desbalance. Molina en su estudio utilizó diagramas polares de respuesta, concluyendo que los ejes orientados en las posiciones angulares de $\pm 45^\circ$ del rotor, tomando como referencia el eje de rigidez mayor, presentan mayor y menor sensibilidad a la fuerza de excitación respectivamente, siendo estos los únicos ejes donde la respuesta de vibración en condiciones de resonancia se atrasa 90° con respecto a la fuerza de excitación. Por su parte, Ramírez M. J. en 2011 [22] analizó el comportamiento dinámico de un rotor asimétrico con desbalance soportado por una chumacera con fluido magnetorreológico. Para el desarrollo del modelo matemático del comportamiento del fluido reológico en la chumacera, Ramírez tomó como base los modelos polinomiales reportados en la literatura. Los resultados obtenidos por Ramírez de forma numérica demostraron que el incremento en la corriente eléctrica para la generación del campo magnético en la chumacera magnetorreológica disminuye las vibraciones del rotor cuando este pasa por velocidades cercanas a las velocidades críticas del sistema.

Mendivelso Duarte C. en 2014 [23] analizó el comportamiento rotodinámico de un eje asimétrico sometido a cargas combinadas (lateral y torsional) utilizando el método de matriz de transferencia. De los resultados obtenidos se concluyó que variaciones mínimas en los coeficientes de rigidez y amortiguamiento de los soportes, así como el desbalance inducido en el rotor afectan los rangos de frecuencia en los cuales se presentan las velocidades críticas del sistema.

Nango Blanco M. en 2015 [24] desarrolló un modelo matemático de un rotor asimétrico de múltiples grados de libertad para el análisis del comportamiento dinámico de la respuesta al desbalance. En el modelo matemático incluyó efectos de inercia, momentos giroscópicos y amortiguamiento, para el desarrollo de este modelo tomó como base el método de elemento finito, considerando un elemento tipo viga con cuatro grados de libertad por nodo, dos desplazamientos radiales y sus rotaciones. Para la solución del modelo se consideró rampas de excitación de tipo lineal y el método numérico de Newmark. Asimismo, propuso un identificador algebraico en línea para determinar la fuerza del desbalance y la posición angular. Nango demostró mediante el modelo matemático desarrollado que la asimetría del rotor tiene efectos en las matrices de masa, efectos giroscópicos y rigidez. Más tarde, Ramírez Moroyoqui F. J. en 2016 [25] propuso un método para el balanceo de rotores asimétricos que toma como base el balanceo modal usando coeficientes de influencia, logrando la aplicación de un método convencional de balanceo con aplicación en rotores asimétricos. Moroyoqui desarrolló una técnica de identificación de la posición angular

utilizando los diagramas polares de respuesta (geometría elíptica), el identificador propuesto se validó experimentalmente utilizando un rotor asimétrico con desbalance controlado (magnitud y posición angular). De los resultados obtenidos se reportó un porcentaje de error máximo de 4.4% de la posición real del desbalance y la posición obtenida por el identificador.

2.3 Fluidos magnetorreológicos

Los fluidos magnetorreológicos responden a la aplicación de un campo magnético con un cambio en su comportamiento reológico. Típicamente, este cambio se manifiesta mediante el desarrollo producido monotónicamente que crece en el campo aplicado. De ahí su habilidad para proveer una simple, silenciosa y rápida respuesta en la interface entre controles electrónicos y sistemas mecánicos [26]. En 1959 Willis M. Winslow [27] presentó un método para transmitir un movimiento mecánico o fuerza en respuesta a un potencial eléctrico. En su estudio, transmitió torque entre dos discos, donde cada disco se encontraba sujeto a una flecha y separados por una distancia muy corta, entre la separación de los discos colocaron distintas sustancias dieléctricas y se aplicó un voltaje para poder probar el desempeño que tenía cada una al momento de transmitir el torque. Con los resultados obtenidos demostró que las propiedades de los fluidos reológicos permiten de manera efectiva la transmisión de torque en sistemas mecánicos.

En los años 40's J. Rabinow [28] desarrolló un fluido magnetorreológico compuesto en un 90% de acero al carbono y un 10% de aceite de silicona, aceite de petróleo o queroseno. A esta suspensión se le podía agregar opcionalmente grasa u otro aditivo tixotrópico para mejorar la estabilidad de sedimentación. La fuerza del fluido magnetorreológico creado por Rabinow se logró estimar a partir del resultado de una simple demostración que realizó, que consistió en la suspensión de una joven de 117 libras mediante un dispositivo deslizante que contaba con un área total de 8 pulgadas cuadradas. Para que la demostración fuera exitosa, se planteó una resistencia a la deformación del fluido magnetorreológico de 100 KPa.

J. L. Nikolajsen y M. S. Hoque [29] en 1970 fueron los primeros en controlar vibraciones en rotores mediante el uso de fluidos controlables. En su investigación lograron reducir las velocidades críticas implementando un amortiguador de disco electro-viscoso con fluidos electrorreológicos. Observaron que cuando se presentaba un incremento de voltaje en el amortiguador electro-viscoso, la respuesta de vibración reducía su magnitud. En 1990, Nikolajsen y Hoque [30] propusieron por primera vez la aplicación de fluidos electro-viscosos para el control de vibraciones en sistemas rotativos. Esta aplicación se realizó mediante un amortiguador que fue incorporado en un sistema rotodinámico con rotor flexible. El amortiguador propuesto contenía un fluido electro-viscoso que se solidificaba y proporcionaba un amortiguamiento por fricción de tipo Coulomb cuando se le suministraba una tensión eléctrica a través del fluido. Se encontró que la aplicación del amortiguador puede reducir los altos niveles de desequilibrio de vibraciones excitadas.

En 1993 Morishita, S. y Ura, T. [31] propusieron cuatro aplicaciones para los fluidos magnetorreológicos: sistema de amortiguamiento para automóviles, cojinete amortiguador de película de compresión para máquinas rotativas, amortiguador dinámico para estructuras de múltiples grados de libertad y aisladores de vibración. Los resultados obtenidos fueron:

- El sistema de amortiguadores controlables demostró ser efectivo para mejorar la manejabilidad de los automóviles.
- Los rotores flexibles de alta velocidad podrían pasar a través de velocidades críticas con el amortiguador de película de compresión controlable suministrando el amortiguamiento necesario para disminuir la respuesta de vibración en cada modo de vibración del rotor.
- El amortiguador dinámico controlable podría reducir la respuesta de vibración de una estructura en varios modos con un solo amortiguador dinámico.
- La rigidez, así como, la capacidad de amortiguamiento pueden variarse mediante el aislador de vibraciones electrorreológico.

En su trabajo Morishita, S. y Ura T. concluyeron que la viscosidad de los fluidos magnetorreológicos se puede variar en un amplio rango, donde el tiempo de respuesta es muy corto (milisegundos).

En el año 2000, Guozhi et al. [32] presentó el diseño de un amortiguador electrorreológico de película compresible de múltiples capas. Con base a lo anterior analizó el comportamiento del rotor suprimiendo la respuesta de vibración alrededor de la primera velocidad crítica mediante un control de encendido/apagado del amortiguador. En 2001, Choi y S-K. Lee [33] propusieron un modelo de un amortiguador de histéresis de fácil integración con un sistema de control. Para su estudio Choi y S-K. Lee utilizaron un amortiguador magnetorreológico de tipo cilíndrico. La histéresis del sistema se determinó de forma experimental adquiriendo la fuerza de amortiguamiento vs. la velocidad del pistón del amortiguador.

Posteriormente, Amador Garrido en 2004 [34] utilizó amortiguadores magnetorreológicos como actuadores para la atenuación de vibraciones que afectan a sistemas mecánicos de tipo masa-resorte-amortiguador, logrando disminuir y controlar la vibración de estos sistemas por medio de leyes de control activo y semi-activo utilizando la técnica de control por modos deslizantes. Los resultados se obtuvieron de numerosas simulaciones numéricas donde se analizó el comportamiento del amortiguador como actuador y se comprobó el funcionamiento del amortiguador para diferentes amplitudes de perturbaciones sinusoidales, así como a diversas frecuencias. En 2004 P. Forte, M. Paternó y E. Rustighi [35] presentaron y discutieron el diseño de un amortiguador de película de compresible con un fluido magnetorreológico para aplicación en un rotor. Para poder evaluar el comportamiento dinámico del rotor amortiguado en función de la intensidad del campo magnético realizaron una simulación numérica utilizando un modelo matemático que ellos mismos desarrollaron. Dado que las características de amortiguamiento se pueden variar continuamente controlando el campo magnético, es posible tener las condiciones óptimas para cada régimen de velocidad de rotación. Los resultados experimentales que obtuvieron con el dispositivo desarrollado muestran su efectividad para amortiguar las vibraciones del

rotor, controlando sus características dinámicas simplemente variando la corriente en las bobinas magnéticas.

Por su parte, Cabrera Amado en 2007 [36] controló la vibración de un sistema rotor-chumacera utilizando amortiguadores magnetorreológicos. Cabrera utilizó el amortiguador magnetorreológico acoplado a una chumacera basculante para atenuar y controlar las vibraciones del sistema mecánico por medio del control semi-activo, utilizando la técnica de control por modos deslizantes y planitud diferencial. El amortiguador fue utilizado para compensar las vibraciones producidas por el desbalance durante el arranque o el paro de la maquinaria. Los resultados obtenidos de manera teórica y experimental fueron satisfactorios.

En 2008, Hong, Wereley, Choi, & Choi [37] publicaron un artículo donde se reportó la validación experimental de un análisis adimensional de un amortiguador magnetorreológico de modo mixto. Basado en la ecuación constitutiva de Bingham de un fluido magnetorreológico, desarrollaron un modelo adimensional que describe la capacidad de amortiguamiento del amortiguador magnetorreológico, donde los parámetros adimensionales representan, el espesor del tapón, la relación de amplificación hidráulica y el coeficiente de amortiguamiento viscoso equivalente. El amortiguador fue evaluado sometándolo a diversas condiciones de carga y niveles de campo magnético. Los parámetros y variables adimensionales se midieron experimentalmente. Ghaednia & Ohadi [38] en 2011 desarrollaron el modelado de un amortiguador de película compresible con fluido magnetorreológico (MR-SFD) utilizando dos ecuaciones de control y tomando en cuenta los efectos de la temperatura en la eficiencia del amortiguador. El análisis se realizó con un rotor flexible montado sobre un par de amortiguadores que utilizan fluido magnetorreológico. Con esto se logró calcular el aumento de temperatura en la película de compresión formada por el fluido, así como, en los diferentes componentes del amortiguador.

Enciso Cruz E. [39] en 2015 diseñó y construyó una chumacera utilizando un fluido magnetorreológico como fluido de trabajo. Para el diseño Enciso tomó como base la teoría de lubricación hidrodinámica de Reynolds en cojinetes de contacto para el desarrollo del modelo matemático, donde el fluido magnetorreológico se simuló utilizando el modelo plástico de Bingham. Se observó que cuando el fluido no se encuentra sometido a la acción de un campo magnético, este se comporta como un fluido Newtoniano y bajo la acción de un campo magnético, se forma un núcleo rígido en el centro de la película de fluido. La formación del núcleo rígido en la película y el cambio en las propiedades del fluido, son fenómenos que se aprovechan para cambiar las propiedades de rigidez del sistema y modificar la respuesta de vibración del rotor. En algunas otras aplicaciones, también se ha demostrado la versatilidad y eficiencia de los fluidos reológicos, Espinoza Dilman [40] en 2017, diseñó y construyó un embrague magnetorreológico. Para el desarrollo del modelo matemático Espinoza tomó como base el modelo plástico de Bingham y el modelo de placas paralelas en modo de corte directo para representar el comportamiento del fluido magnetorreológico. El modelo matemático desarrollado para el embrague se creó en función de la geometría seleccionada para el embrague y las propiedades del fluido seleccionado. Mediante el método de elemento finito para circuitos magnético determinó los parámetros que rigen el diseño del embrague: espacio entre discos, número de discos y

el material de los discos. Se observó que la capacidad de transmisión de torque se incrementa cuando se cumple con las condiciones siguientes: el espacio entre discos es pequeño, cuando se incrementa el número de discos y cuando el material de los discos es un material ferromagnético.

2.4 Conclusión del Estado del Arte

Los resultados de la revisión de la literatura presentada en el estado del arte, permiten observar que el control de vibraciones en maquinaria rotatoria es de suma importancia, ya que desde hace varias décadas se han venido desarrollando técnicas y metodologías para la reducción y/o control de las vibraciones generadas por fuerzas de desbalance.

La literatura analizada está limitada al comportamiento y control de vibraciones en sistemas rotodinámicos (rotores simétricos y asimétricos) utilizando chumaceras móviles y dispositivos con fluido reológicos, dispositivos que permite trabajar con rigidez dinámica en el sistema, evitando la necesidad de utilizar metodologías de balanceo para el control de la vibración. Con la información recopilada, se concluye que los rotores asimétricos tienen un comportamiento vibratorio más complejo que el de los rotores simétricos, por lo que no es posible la aplicación de métodos de balanceo convencionales, lo que motiva el desarrollo de nuevas metodologías para el control de vibraciones por desbalance con fácil aplicación a rotores asimétricos. Del estudio del arte realizado, se encontró que los métodos de balanceo para los rotores asimétricos son escasos y los métodos existentes presentan una mayor complejidad de aplicación en comparación con los métodos para rotores simétricos. De acuerdo con lo anterior, se concluye que una alternativa viable para el control de vibración por desbalance en rotores asimétricos, es la aplicación de los fluidos reológicos, ya que éstos cambian sus propiedades en un tiempo de milisegundos cuando están sometidos a campos magnéticos, aumentando el esfuerzo cortante en el fluido, lo que genera un cambio en la distribución de presión en la chumacera modificando la fuerzas de rigidez y amortiguamiento del sistema y que se ve reflejado en un cambio de los parámetros rotodinámicos del soporte del rotor. Se ha reportado en la literatura que los cambios en los parámetros rotodinámicos del soporte modifican la respuesta dinámica del rotor y mediante un control semi activo se puede aprovechar estos cambios para el control de la vibración del rotor. De la revisión bibliográfica realizada se concluye que las propiedades que presentan los fluidos reológicos pueden ser utilizadas para el control de vibración por desbalance en rotores asimétricos.

2.2 Justificación

En la actualidad se sabe de la necesidad de controlar las vibraciones en la maquinaria rotatoria, si no se hace, esto puede repercutir en aspectos importantes de la industria, como lo económico. La maquinaria rotatoria está estrechamente relacionada con la turbomaquinaria, que comprende el diseño y análisis de turbinas, compresores, bombas centrifugas, motores de helicóptero, jets, turbo jets, entre otros. La causa más común de vibración en la turbomaquinaria es el desbalance, que es ocasionado cuando el centro de masa del rotor se encuentra excéntrico al eje de rotación, debido a esto se generan fuerzas centrifugas que actúan sobre la masa del rotor y que deben ser soportadas por los rodamientos o estructuras de soporte.

Cuando un rotor no es debidamente balanceado, el sistema presenta altos niveles de vibración, ruido y desgaste, que pueden ocasionar una reducción en la resistencia a la fatiga, ocasionando daño estructural en el rotor y sus componentes, principalmente cuando el rotor pasa por una velocidad crítica (condiciones de resonancia). En las máquinas rotatorias existen dos tipos de rotores, los rotores simétricos y los asimétricos. Los rotores simétricos presentan una sección transversal circular y sus parámetros de rigidez son los mismos en toda su sección transversal. Por el contrario, los rotores asimétricos no tienen una sección transversal circular, por lo que éste presenta parámetros de rigidez diferentes en sus ejes de inercia principales en la sección transversal del rotor, lo que ocasiona que este tipo de rotores sufran cambios en sus velocidades críticas y su comportamiento dinámico sea más complejo cuando existen fuerzas de desbalance. Para este tipo de rotores su comportamiento dinámico es función de la asimetría de la flecha y del amortiguamiento del sistema, por lo que son muy sensibles a presentar inestabilidad en las zonas de resonancia.

Actualmente existen varios métodos de balanceo para rotores, sin embargo, la mayoría de estos métodos están específicamente destinados al balanceo de rotores simétricos. En cambio, para los rotores asimétricos se cuenta con pocos métodos de balanceo ya que aplicar en ellos métodos convencionales resulta muy complicado. Esto lleva a la necesidad de desarrollar nuevos métodos de control de vibración adecuados para éste tipo de rotores, interés principal de esta investigación. De acuerdo con el Estado del Arte realizado se propone el análisis del comportamiento dinámico de un rotor asimétrico soportado en uno de sus extremos por una chumacera semi-activa que utiliza fluido magnetorreológico como fluido de trabajo. Éste tipo de fluidos han demostrado en diversas áreas de la ingeniería su capacidad de mejorar el comportamiento vibratorio de sistemas mecánicos y se debe a que el fluido cambia sus propiedades en un tiempo de milisegundos cuando éste está expuesto a un campo magnético, lo que permite un control semiactivo o activo para la atenuación de las vibraciones mecánicas.

2.3 Objetivos

2.3.1 Objetivo general

- Analizar la respuesta de vibración generada por fuerzas de desbalance en un sistema rotodinámico con flecha asimétrica soportada por una chumacera semi-activa que utiliza fluido reológico como fluido de trabajo.

2.3.2 Objetivos específicos

- Implementar un sistema rotodinámico experimental simétrico y asimétrico, donde la flecha está soportada por una chumacera semiactiva que utiliza fluido magnetorreológico como fluido de trabajo.
- Analizar la respuesta de vibración experimental del sistema rotodinámico generando un campo magnético con diferentes intensidades de corriente como alimentación en las bobinas de la chumacera semiactiva.
- Proponer una metodología para el control de la vibración del sistema rotodinámico utilizando una chumacera semiactiva que trabaje con fluido magnetorreológico

2.4 Alcances y limitaciones

2.4.1 Alcances

- Analizar la respuesta de vibración de un rotor simétrico y asimétrico en al menos dos velocidades críticas.
- Prototipo de un sistema rotodinámico experimental soportado por una chumacera semiactiva en el que se puedan intercambiar flechas simétricas y asimétricas.
- Prototipo experimental de un sistema rotodinámico que alcance 2 velocidades críticas hasta llegar a su velocidad nominal de operación.

2.4.2 Limitaciones

- Un solo fluido reológico especificación *MRF-122EG*
- Sistema rotodinámico con flecha de un solo grado de asimetría.
- Rotor experimental asimétrico soportado en uno de sus extremos por una chumacera con fluido reológico.

Capítulo III

Marco Teórico

3.1 Fluidos Magnetorreológicos

Los fluidos magnetorreológicos (MR) son materiales que cuando se someten a un campo magnético que responden con un cambio en su comportamiento reológico, es decir se manifiesta un cambio en el límite elástico del fluido que se incrementa monotónicamente conforme se aumenta el campo magnético. El interés por los fluidos magnetorreológicos se debe a su capacidad para proporcionar interfaces sencillas, silenciosas y de respuesta rápida entre controles electrónicos y sistemas mecánicos [41].

La respuesta magnetorreológica de los fluidos MR es el resultado de la polarización inducida en las partículas en suspensión por la aplicación de un campo magnético externo. La interacción entre los dipolos inducidos resultantes hace que las partículas formen estructuras columnares, paralelas al campo aplicado. Estas estructuras en forma de cadena restringen el movimiento del fluido, aumentando así las características viscosas de la suspensión. La energía mecánica necesaria para que se formen estas estructuras en cadena aumenta a medida que se incrementa el campo aplicado, lo que da lugar a una tensión de fluencia que es función del campo magnético. En ausencia de un campo magnético aplicado, los fluidos MR muestran un comportamiento similar al de un fluido Newtoniano. Así, el comportamiento de los fluidos controlables se representa a menudo como un plástico de Bingham con un límite elástico variable [41]. En este modelo, el flujo se rige por las ecuaciones de Bingham:

$$\tau = \tau_y(H) + \eta \dot{\gamma}, \tau \geq \tau_y \quad (1)$$

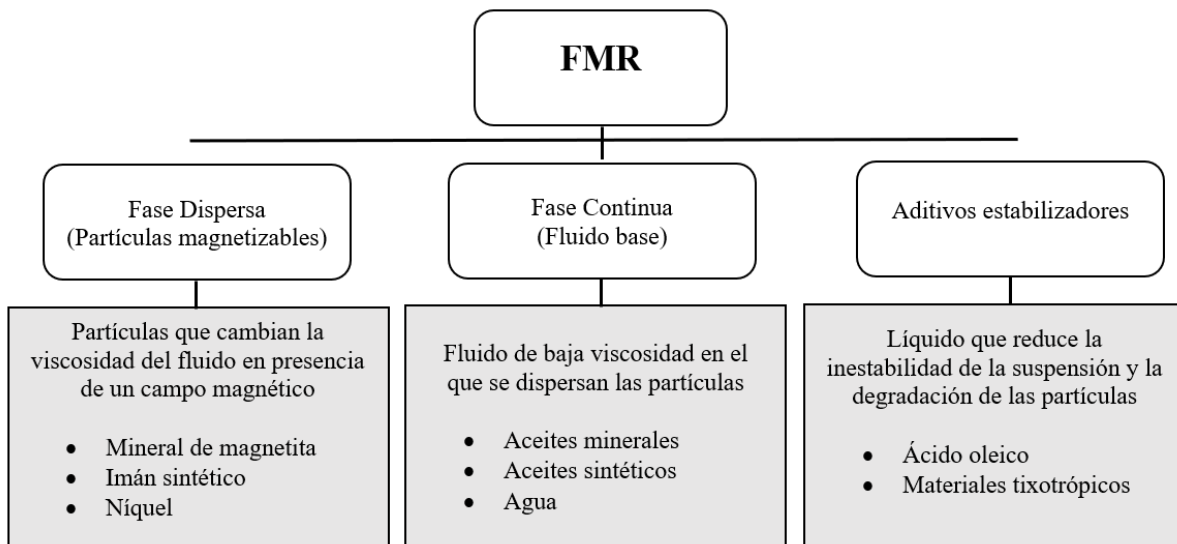
Donde el esfuerzo τ es mayor que el esfuerzo de fluencia en función del campo magnético τ_y . H es el campo magnético, $\dot{\gamma}$ es la velocidad de cizallamiento del fluido y η es la viscosidad plástica (es decir, la viscosidad en $H = 0$). Por debajo del esfuerzo de fluencia (en deformaciones del orden de 10^{-3}), el material se comporta de forma viscoelástica [41]:

$$\tau = G \gamma, \tau < \tau_y \quad (2)$$

donde G es el módulo complejo del material. Se ha observado en la literatura que el módulo complejo también depende del campo magnético. Aunque el modelo plástico de Bingham ha resultado útil en el diseño y la caracterización de dispositivos basados en fluidos MR, el verdadero comportamiento de los fluidos de MR presenta algunas desviaciones significativas con respecto a este modelo simple. Quizás la más significativa de estas desviaciones es el comportamiento no newtoniano de los fluidos MR en ausencia de un campo magnético [41].

3.2 Composición de los fluidos magnetorreológicos

Los fluidos magnetorreológicos (MR) están formados por tres componentes principales: fluido base, partículas magnetizables (fase dispersa) y aditivos estabilizadores. A continuación, se muestra un esquema descriptivo de los componentes de un fluido magnetorreológico. El fluido base se comporta como un vehículo que contiene las partículas magnéticas en suspensión, que realizan la función esencial en el efecto magnetorreológico. Los aditivos estabilizadores se utilizan para combatir el problema de la sedimentación y la segregación de las partículas magnetizables. Una de las formas de obtener un fluido MR es añadir los aditivos estabilizadores antes de añadir las partículas magnéticas, con lo que se puede conseguir resultados favorables [42].



3.2.1 Fase continua (fluido base)

El fluido base mantiene las partículas magnéticas en suspensión y como su viscosidad es menor se mejora el efecto MR. Generalmente, se utilizan aceites minerales, aceites sintéticos, agua, glicol y otros. Otra característica importante del fluido portador es su baja presión de vapor, ya que no se vaporiza fácilmente, por lo que puede utilizarse en un amplio rango de temperaturas [42].

3.2.2 Fase dispersa (partículas magnetizables)

Existen diversos materiales que pueden ser utilizados como fase dispersa en los fluidos magnetorreológicos, se busca que estos presenten la menor coercitividad y la mayor magnetización de saturación, para que en cuanto se retire el campo las partículas vuelvan a su estado inicial de desmagnetización, la Tabla 3.2 muestra las características de algunos materiales utilizados en diferentes investigaciones como fase dispersa en un fluido magnetorreológico [42].

Tabla 3.2 Características de materiales utilizados como fase dispersa en un fluido magnetorreológico [43].

Partículas	Tamaño	Campo magnético	Fluido portador
Níquel-carbonilo	Diámetro 30 nm	Hasta 0.6 T	Aceite de silicón
	Longitud 5-25 μm		
Hierro carbonilo	7 μm	0-343 kA/m	Aceite de silicón
Magnetita	100 nm		
Mineral de magnetita	44.5 μm	0-1200 Gauss	Aceite de automóvil
Mineral de magnetita	0.025-0.045 μm	0-200 Gauss	Aceite de automóvil
Magnetita sintética	13-17 nm	2100 Am^{-1}	Agua

3.2.3 Aditivos (estabilizadores)

Los aditivos son necesarios para controlar la viscosidad del fluido, la fricción entre las partículas, además de evitar el espesamiento del fluido tras varios ciclos de uso, se pueden clasificar como estabilizadores y tensioactivos. Los aditivos confieren al sistema propiedades como una buena adherencia, especialmente a las partículas, efecto anticorrosivo y estabilidad a alta temperatura ($\sim 150\text{ }^{\circ}\text{C}$). Además, aditivos de alta viscosidad como grasa u otros materiales tixotrópicos se añaden al fluido base para mejorar la estabilidad de las partículas contra la sedimentación [42].

Capítulo IV

Desarrollo experimental

En este Capítulo se describe el arreglo experimental que se utilizó para llevar a cabo las pruebas de laboratorio para el análisis del comportamiento dinámico de un rotor soportado en uno de sus extremos con una chumacera magnetorreológica. Las pruebas experimentales se realizaron en dos sistemas rotodinámicos diferentes: el primero, un rotor con flecha de sección transversal simétrica, mientras que en el segundo se utilizó una flecha de sección transversal asimétrica.

4.1 Banco experimental.

En la Figura 4.1.1 se muestra el esquema conceptual del banco experimental utilizado. El sistema rotodinámico consiste de una flecha y dos discos inerciales con una masa de 0.8 kg. cada uno. La excitación del rotor (rampas de excitación de tipo lineal) se realizó mediante un motor de corriente alterna de 1 Hp conectado a un variador de frecuencia que permite controlar la aceleración de la rampa de excitación.

Para la medición de la respuesta de vibración del rotor, se utilizaron sensores de desplazamiento (Eddy Current) marca Bently Nevada con sensibilidad de 200 mV/mils. Los sensores se colocaron en posición vertical y horizontal en el sistema rotodinámico.

Como se muestra en la Figura 4.1.2, el rotor es soportado por una chumacera convencional en el extremo conectado al motor y una chumacera magnetorreológica en el extremo final de la flecha.

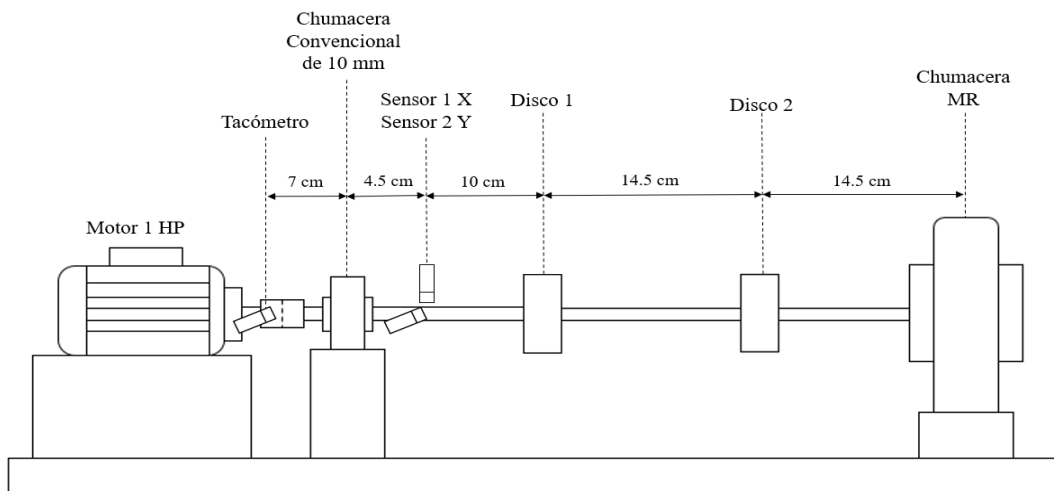


Figura 4.1.1 Esquema conceptual del rotor experimental

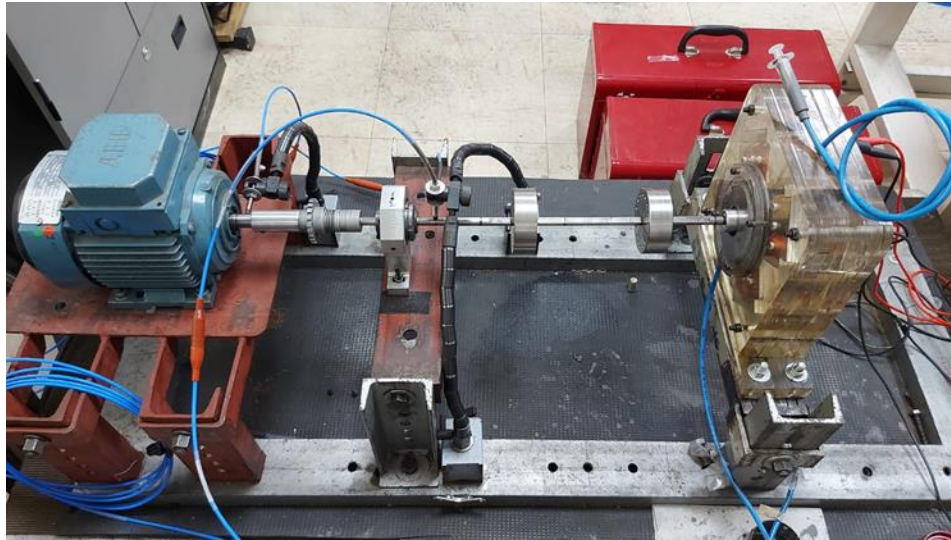


Figura 4.1.2. Rotor experimental soportado con una chumacera magnetorreológica.

En la Figura 4.1.3 se muestra el esquema del disco inercial del rotor, este tiene un espesor de 2.5 cm, así como, un diámetro externo de 7.5 cm, las perforaciones o pozos de balanceo se encuentra en un radio de 3 cm y cada uno de ellos se encuentran separados 22.5° . Tomando como referencia la Figura 4.1.3 la posición del Sensor 1 es horizontal (eje X) y la posición del Sensor 2 (eje Y) es vertical. La posición del Tacómetro y el Sensor 1 coincide con la posición de 0° . La graduación del rotor se realizó en sentido contrario al giro del rotor.

Tomando como referencia la vista frontal del eje del motor, Figura 4.1.2, la graduación es en sentido contrario a las manecillas del reloj, mientras que el giro del rotor es en sentido horario.

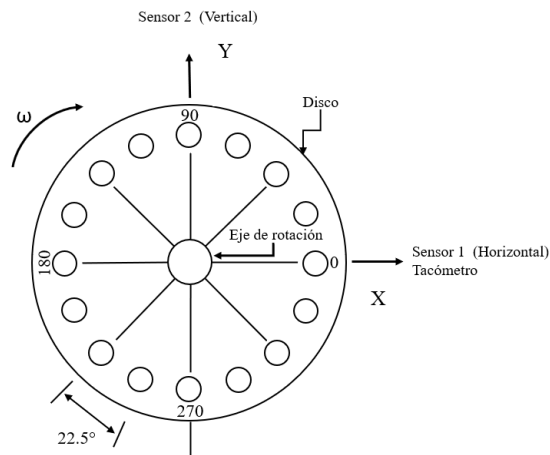


Figura 4.1.3 Esquema del Disco Inercial.

4.1.1 Rotor simétrico.

En la Figura 4.1.1.1 se muestra la geometría y dimensiones de la flecha del rotor simétrico.

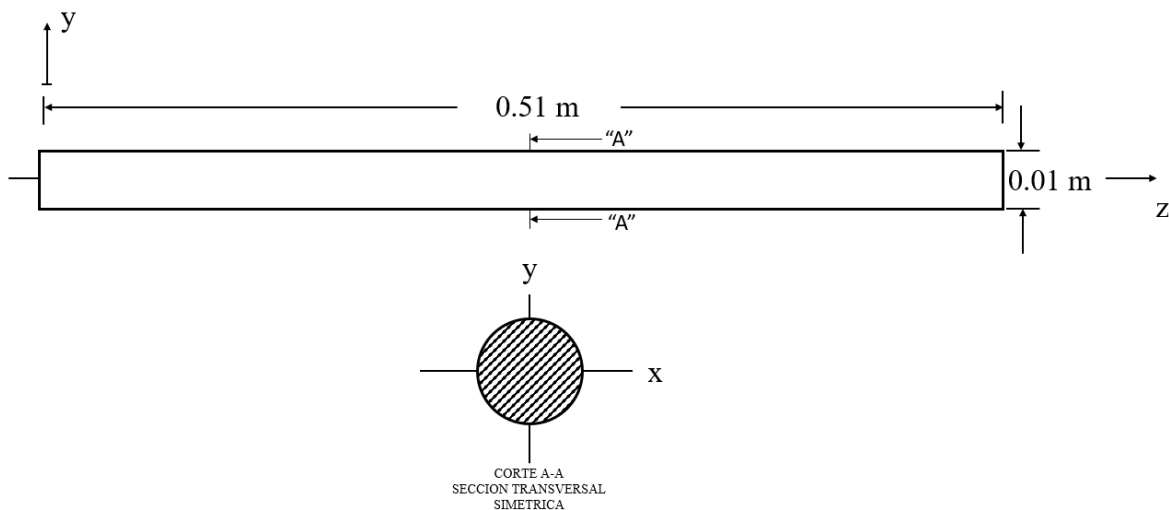


Figura 4.1.1.1. Flecha del rotor simétrico.

Se puede observar que la flecha presenta una sección transversal circular uniforme en toda su longitud. Asimismo, en la Figura 4.1.1.2 se muestra el esquema general del arreglo experimental del rotor simétrico.

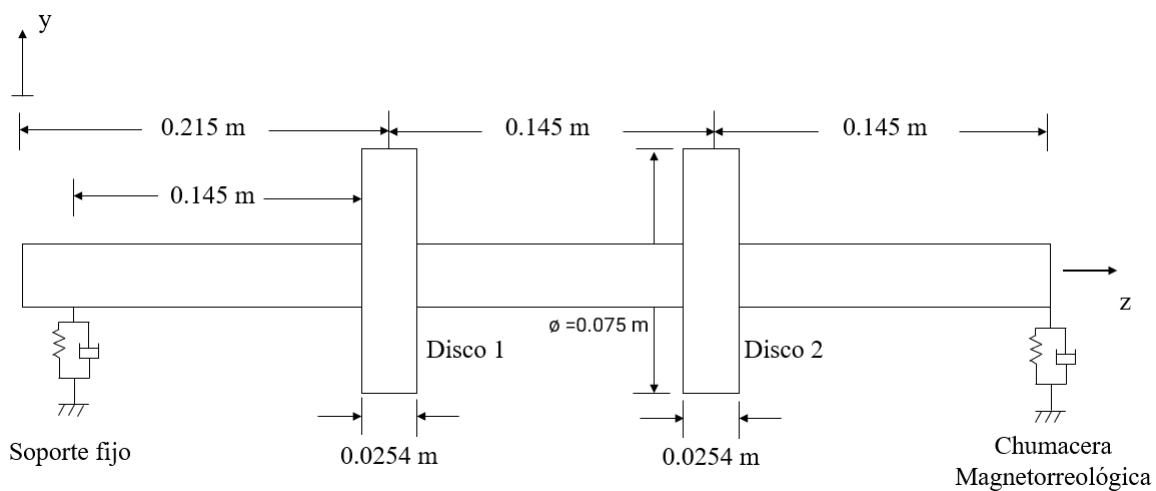


Figura 4.1.1.2. Arreglo experimental del rotor simétrico.

4.1.2 Rotor asimétrico.

En la Figura 4.1.2.1, se muestra la geometría y dimensiones de la flecha del rotor asimétrico.

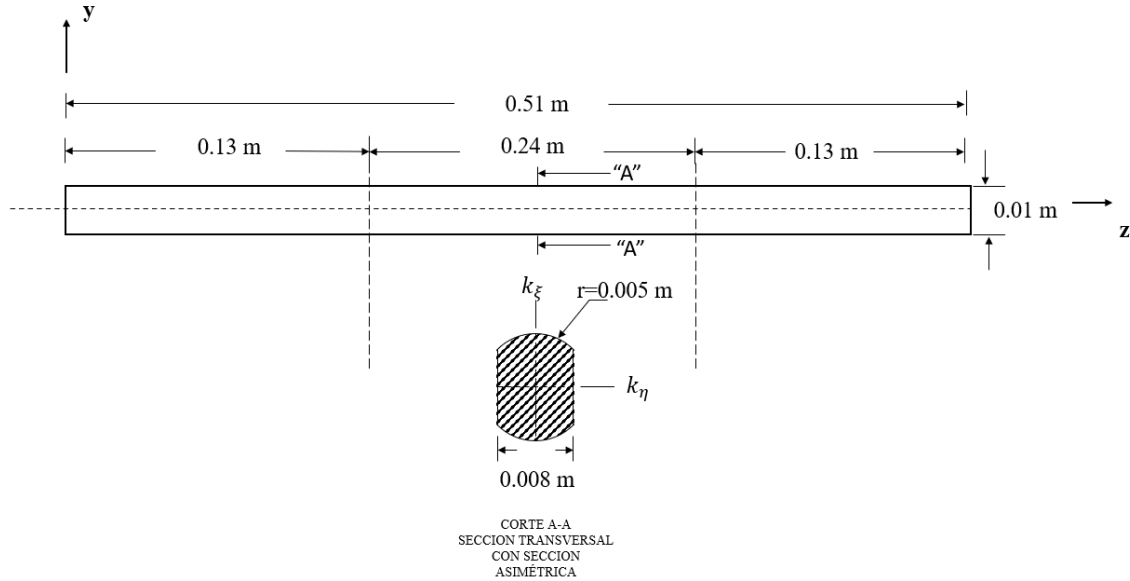


Figura 4.1.2.1. Flecha del rotor asimétrico.

De la Figura 4.1.2.1 se puede observar que la flecha en la parte central tiene una sección transversal asimétrica que presenta parámetros de rigidez k_{ξ} y k_{η} en sus ejes de inercia principales.

Asimismo, en la Figura 4.1.2.2 se muestra el esquema general del arreglo experimental del rotor asimétrico.

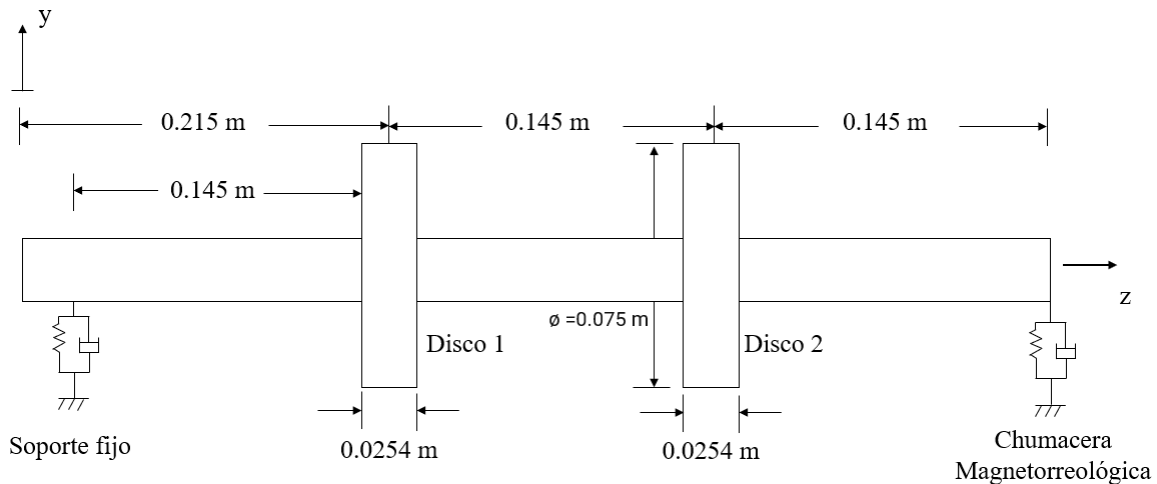


Figura 4.1.2.2. Arreglo experimental del rotor asimétrico.

Por otra parte, en la Figura 4.1.2.3, se muestra el esquema de la posición de los discos inerciales tomando como referencia la sección transversal de la flecha asimétrica, donde la

posición angular de 0° coincide con el eje correspondiente a la rigidez k_η y el Sensor 1 (horizontal), mientras que el Sensor 2 (vertical) se ubica en la posición angular de 90° .

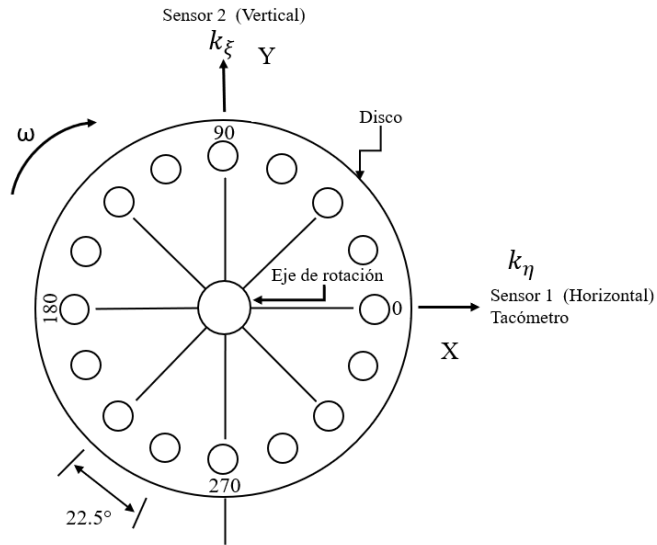


Figura 4.1.2.3 Configuración del disco inercial tomando como referencia la sección transversal de la flecha asimétrica.

4.2 Chumacera Magnetorreológica.

La chumacera magnetorreológica utilizada fue diseñada por Enciso [39]. En la Figura 4.2.1 se muestra un esquema de la chumacera donde se observan sus componentes principales.

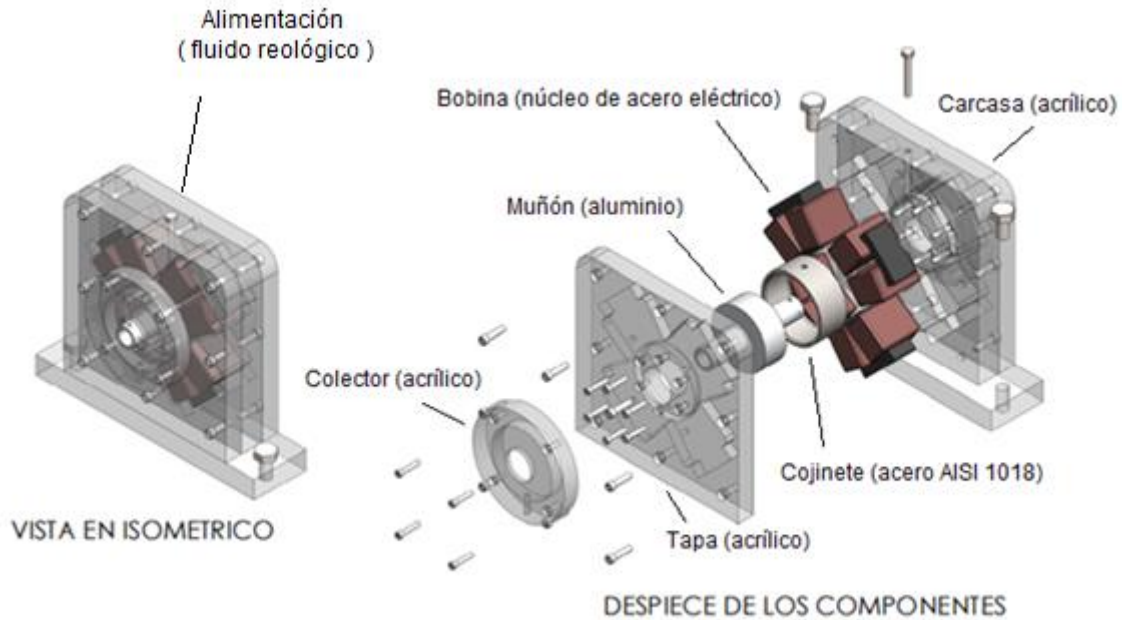


Figura 4.2.1. Chumacera magnetorreológica.

El funcionamiento de la chumacera es simple, se inyecta el fluido reológico por la parte superior de la chumacera, éste pasa hacia el cojinete por un conducto que se comunica con el intersticio (1 mm) formado por el cojinete y el muñón. Las bobinas tipo herradura generan el campo magnético cuando se alimenta con intensidad de corriente. El cojinete manufacturado de acero, transmite el campo magnético generado por las bobinas al fluido magnetorreológico alojado en el intersticio donde se forma la película que evita el contacto entre el muñón y el cojinete cuando el muñón está en rotación. Como consecuencia el fluido reológico experimenta un cambio en sus propiedades, modificando así la respuesta de vibración del sistema rotodinámico.

Nótese que la chumacera magnetorreológica tiene cuatro bobinas tipo herradura distribuidas uniformemente, de tal forma que cuando se realizó el suministro del fluido las 2 bobinas superiores (activadas) no permitieron que el fluido se distribuyera uniformemente en el muñón del rotor, lo que generó que el fluido se mantuviera rígido en la zona superior del muñón generando inestabilidad en la respuesta de vibración del rotor, de acuerdo con lo anterior se activó únicamente las dos bobinas inferiores.

4.2.1 Fluido Reológico.

Para el desarrollo de las pruebas experimentales se utilizó el fluido magnetorreológico tipo MRF-122EG fabricado por la compañía Lord Corporation [44].

En la Figura 4.2.1.1 se muestra la gráfica del comportamiento del esfuerzo cortante τ_0 del fluido magnetorreológico MRF-122EG en función de la intensidad del campo magnético H . En la Figura 4.2.1.1 se puede observar que, para alcanzar un esfuerzo cortante en el fluido de aproximadamente de 35 kPa, se necesita una intensidad de campo mínimo de 250 kAmp/m.

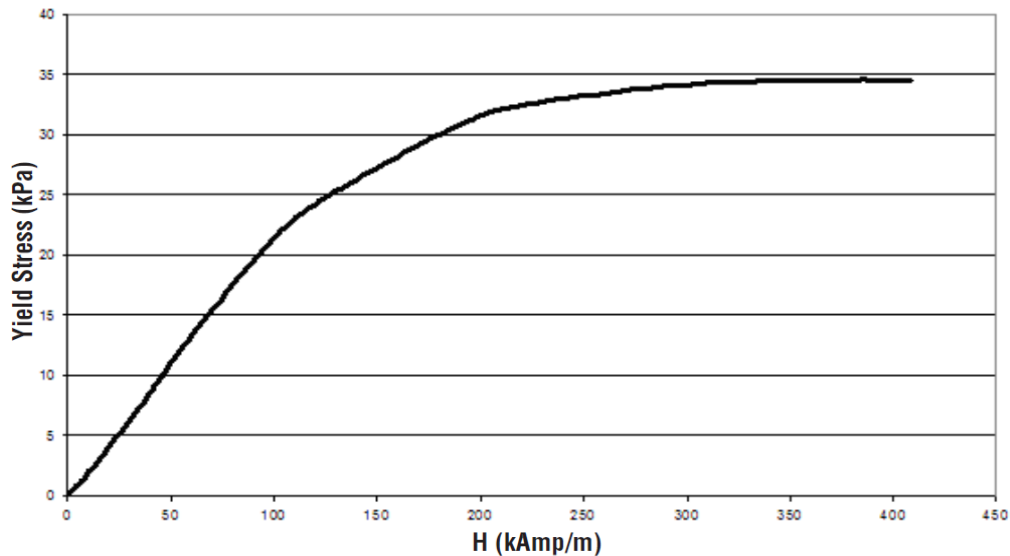


Figura 4.2.1.1 Esfuerzo cortante Vs intensidad de campo para el fluido MRF-122EG [44]. Lord Corporation. Recuperado el 2021, de <https://www.lord.com/products-and-solutions/active-vibration-control/industrial-suspension-systems/magneto-rheological-mr-fluid>

Por otra parte, en la Figura 4.2.1.2 se muestra la relación entre el campo magnético B y la intensidad de campo H para el mismo fluido.

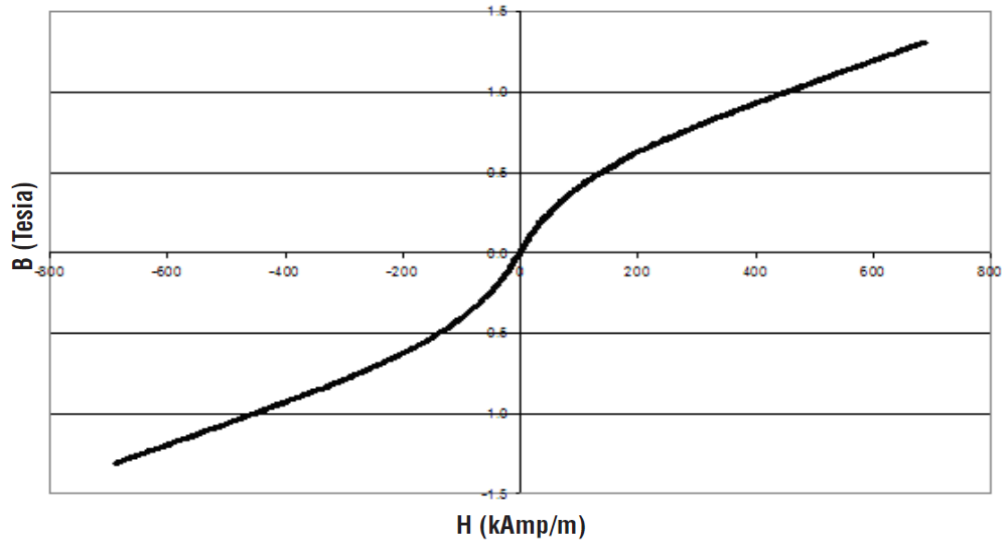


Figura 4.2.1.2 Campo magnético Vs intensidad de campo para el fluido MEF-122EG [44]. Lord Corporation. Recuperado el 2021, de <https://www.lord.com/products-and-solutions/active-vibration-control/industrial-suspension-systems/magneto-rheological-mr-fluid>

De acuerdo con la gráfica de la Figura 4.2.1.2 se puede observar que para lograr una intensidad de campo $H = 250$ kAmp/m, es necesario un campo magnético $B = 0.75$ Teslas. Por tanto, de acuerdo con las gráficas proporcionadas por el fabricante de las Figuras 4.2.1.1 y 4.2.1.2, es necesario un campo magnético de 0.75 Teslas para que el fluido magnetorreológico MEF-122EG alcance la condición de saturación con esfuerzo cortante máximo $\tau_0 = 35$ kPa.

Enciso [41] reportó que para lograr un campo magnético de $B = 0.75$ Teslas en el intersticio de 1 mm, formado entre el muñón y el cojinete es necesario una intensidad de corriente en cada bobina de $I=3$ Amperes. En la presente investigación se alimentó las bobinas de la chumacera magnetorreológica con una intensidad de corriente de $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes con incrementos de 1 Amperes.

4.3 Comportamiento Dinámico Rotor Simétrico.

Para el análisis del comportamiento dinámico del rotor simétrico Fig. 4.1.1.2, se adquirió la respuesta de vibración (amplitud de desplazamiento) en el intervalo de 0 a 60 Hz (0-3600 rpm) para tres desbalances diferentes. Las masas de desbalance seleccionadas se colocaron en un radio de 3 cm. en el disco inercial. En la Tabla 4.3.1 se muestran las magnitudes de los desbalances y su posición angular.

Tabla 4.3.1 Desbalance y posición angular. Rotor simétrico.

Prueba #	Desbalance (g-cm)	Posición angular (grados)
1	27.135	22.5°
2	60.453	22.5°
3	7.848	22.5°

Como frecuencia de excitación se consideró una rampa de excitación de tipo lineal $\omega(t) = \omega_0 + \alpha t$, donde la aceleración angular fue $\alpha = 6.61 \text{ rad/s}^2$ y $\omega_0 = 0 \text{ rad/s}$. En la Figura 4.3.1 se muestra la rampa de excitación de tipo lineal, en la gráfica se observa que el rotor alcanza su velocidad nominal de 3600 rpm en 57 segundos.

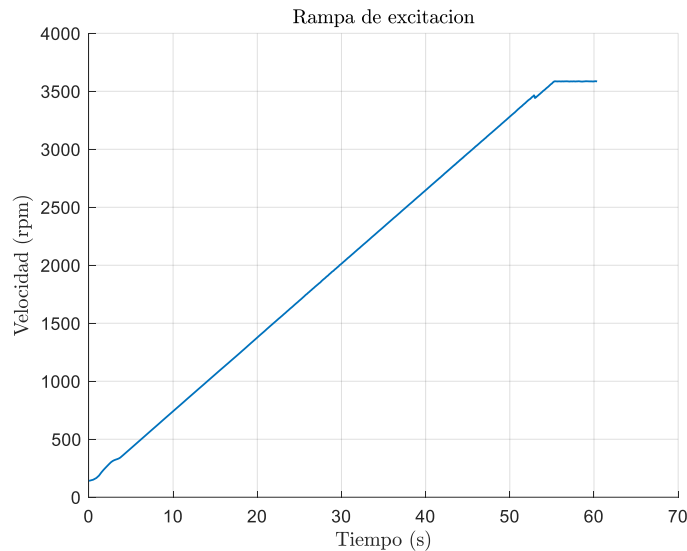


Figura 4.3.1.- Rampa de excitación de tipo lineal. Rotor simétrico.

Para generar el campo magnético en la chumacera magnetorreológica, cada bobina se alimentó de manera independiente con una fuente de voltaje variable marca BK PRECISION, modelo 1648, logrando una intensidad máxima de corriente de $I=3$ Amperes

Se analizó el comportamiento dinámico del rotor para cada desbalance mostrado en la Tabla 4.3.1 considerando los siguientes casos.

- Caso # 1: Chumacera Magnetorreológica con fluido, $I=0$ Amperes.
- Caso # 2: Chumacera Magnetorreológica con fluido, $I=1$ Amperes.
- Caso # 3: Chumacera Magnetorreológica con fluido, $I=2$ Amperes.
- Caso # 4: Chumacera Magnetorreológica con fluido, $I=3$ Amperes.

En las Figuras que se presentan en esta sección se muestra la respuesta de vibración del rotor (Diagramas de Bode) en la dirección horizontal (eje X) y dirección vertical (eje Y). En cada una de las Figuras, el Bode del lado izquierdo contiene la respuesta de vibración del rotor tal y como se obtuvo del adquisidor de datos Lab VIEW (gráfica de color azul), sobre la misma gráfica se presenta en color rojo la envolvente de la amplitud máxima de la señal original. Asimismo, en las gráficas del lado derecho se presenta únicamente la envolvente de la amplitud máxima de la señal original, esto con el objetivo de un mejor análisis de la respuesta de vibración ya que la respuesta de la vibración original presenta mucho ruido lo que dificulta su análisis.

En esta sección solo se presenta la respuesta de vibración del sistema rotodinámico con flecha simétrica para las diferentes pruebas que se mencionan en la Tabla 4.3.1 considerando los cuatro casos mencionados de excitación de corriente $I = 0, 1, 2$ y 3

Amperes. La discusión de resultados de las gráficas que se muestran en esta Sección se presenta en la Sección 4.3.1.

Prueba # 1, desbalance 27.135 g-cm, 22.5°.

Caso # 1: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido $I=0$ Amperes.

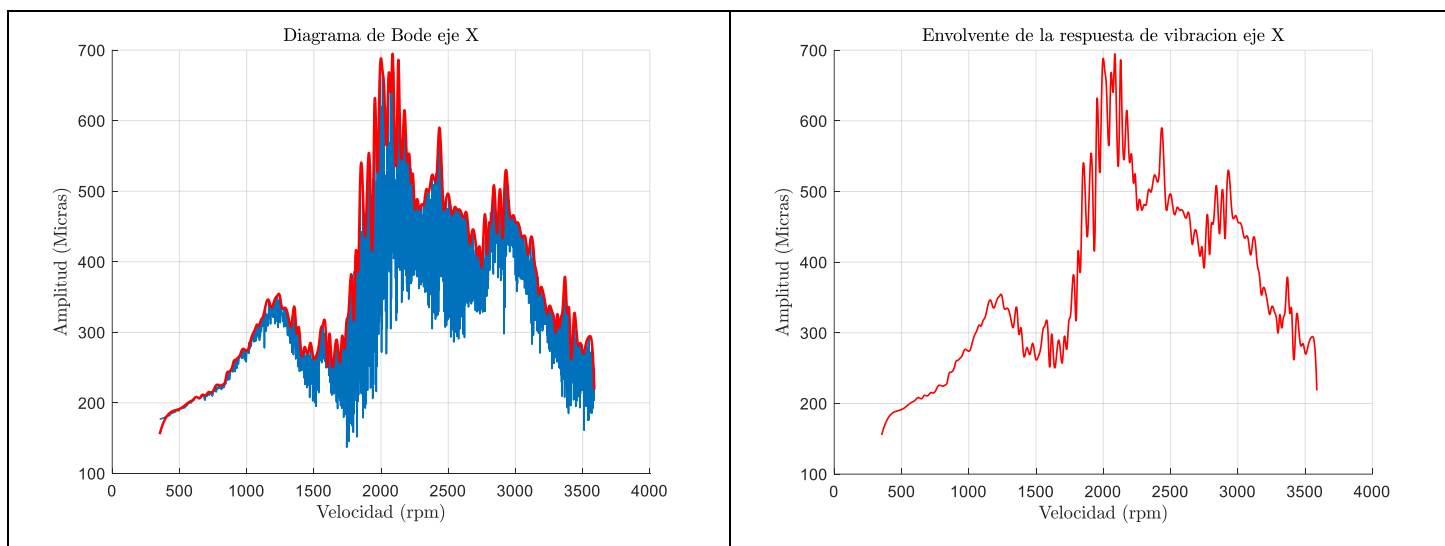


Figura 4.3.2. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 27.135 g-cm, 22.5°, $I=0$ Amperes. Rotor simétrico.

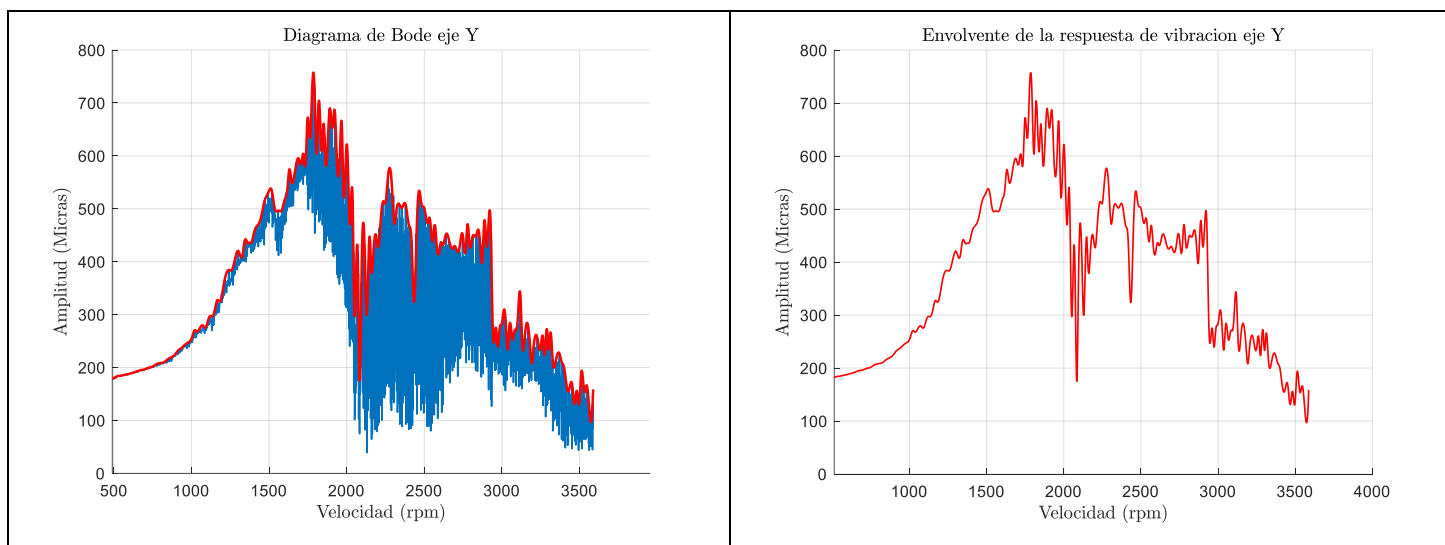


Figura 4.3.3. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 27.135 g-cm, 22.5°, $I=0$ Amperes. Rotor simétrico.

Caso # 2: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido $I=1$ Amperes.

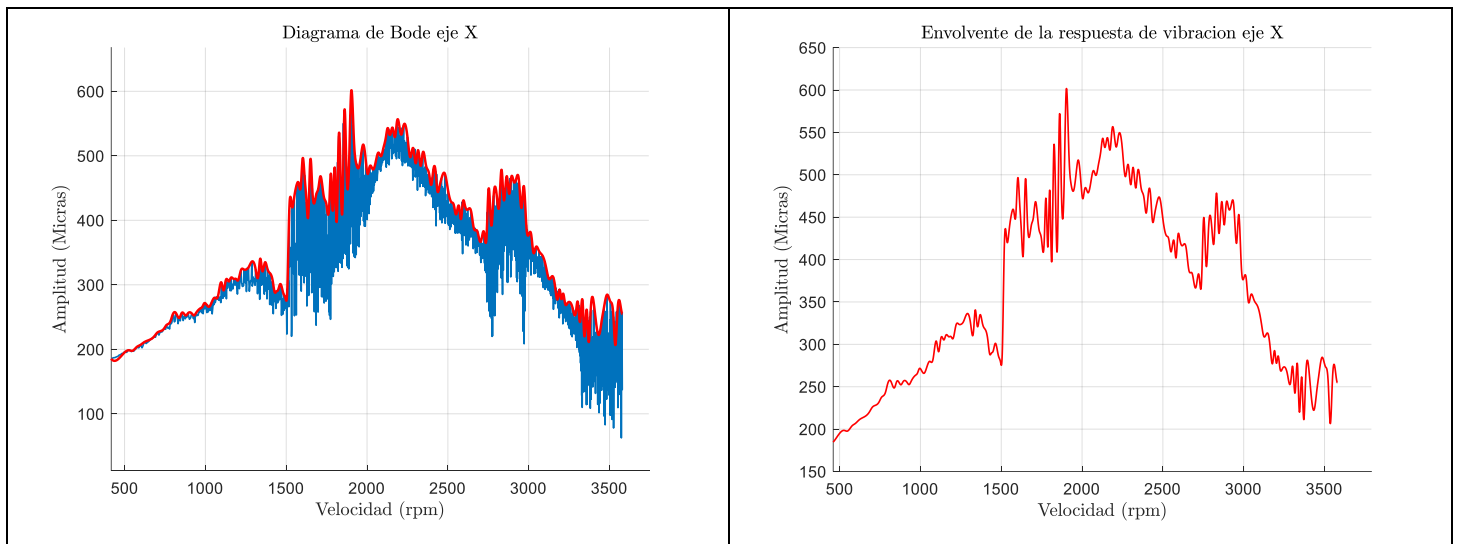


Figura 4.3.4. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 27.135 g-cm, 22.5^0 , $I=1$ Amperes. Rotor simétrico.

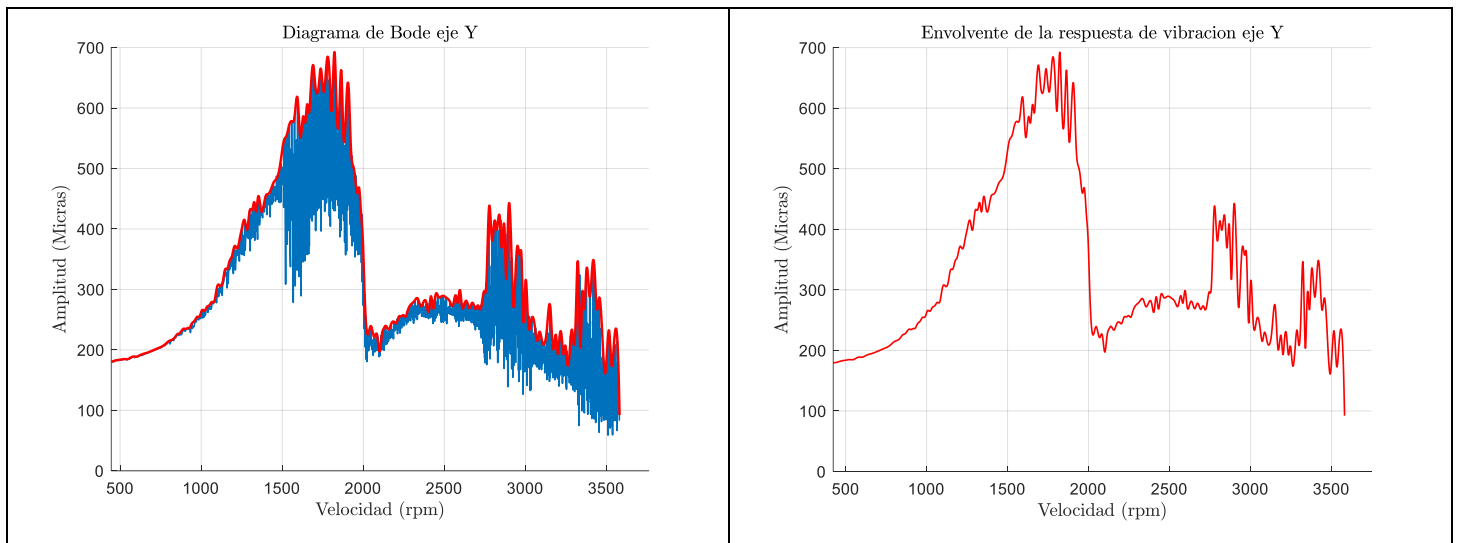


Figura 4.3.5. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 27.135 g-cm, 22.5^0 , $I=1$ Amperes. Rotor simétrico.

Caso # 3: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido $I=2$ Amperes.

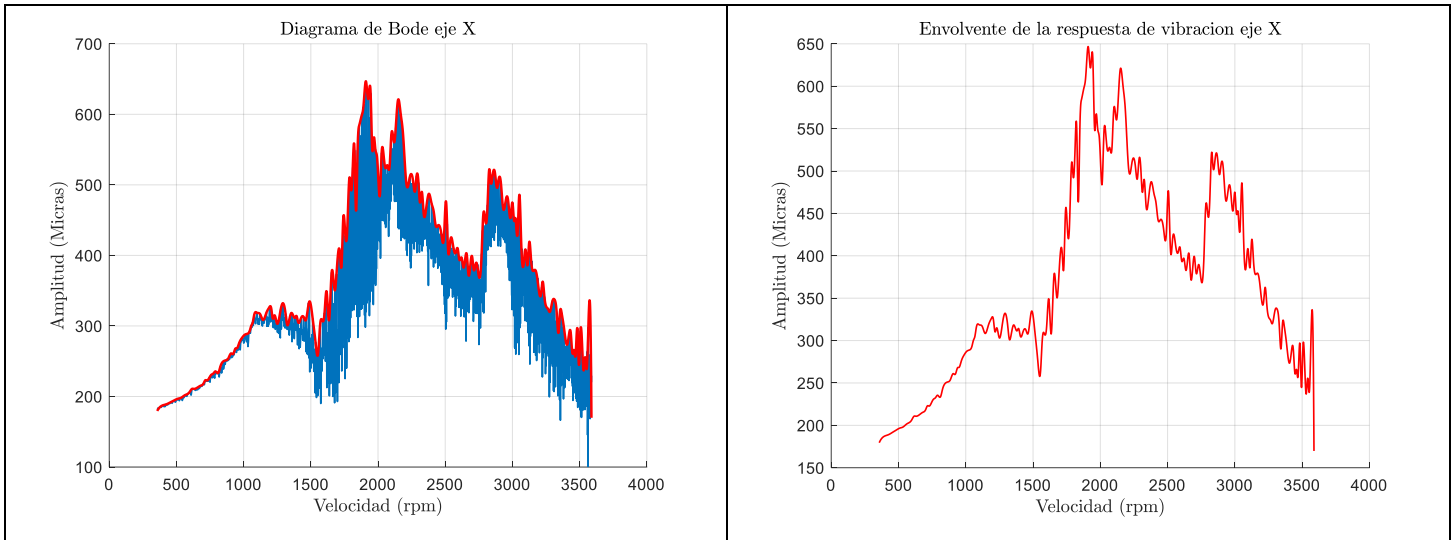


Figura 4.3.6. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 27.135 g-cm, 22.5^0 , $I=2$ Amperes. Rotor simétrico.

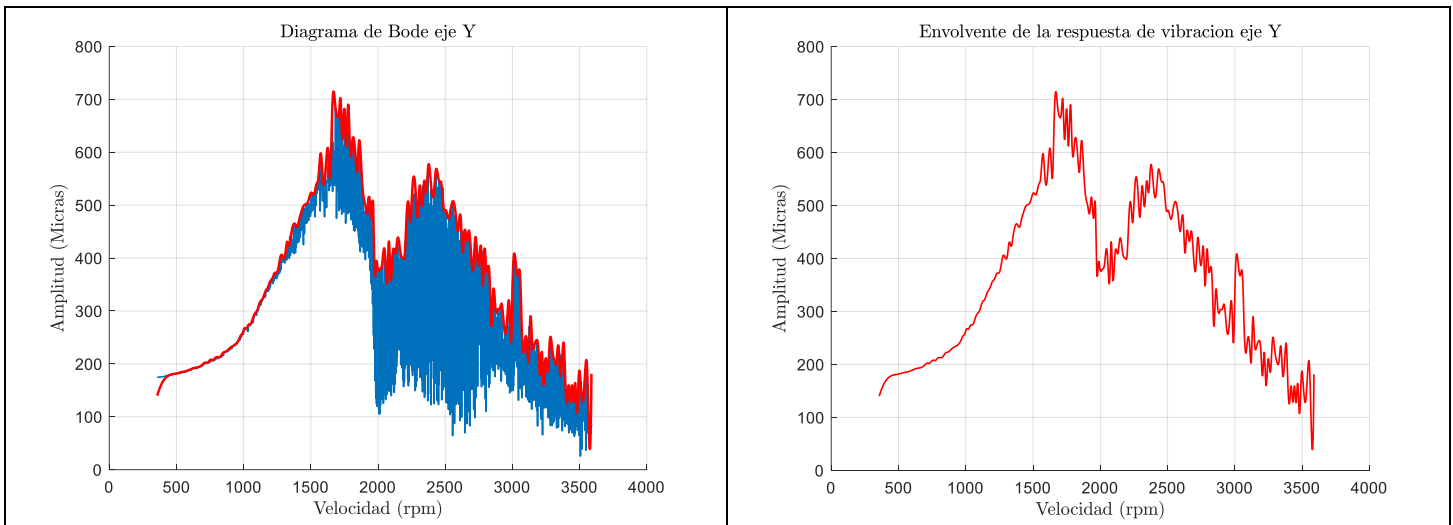


Figura 4.3.7. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 27.135 g-cm, 22.5^0 , $I=2$ Amperes. Rotor simétrico.

Caso # 4: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido $I=3$ Amperes.

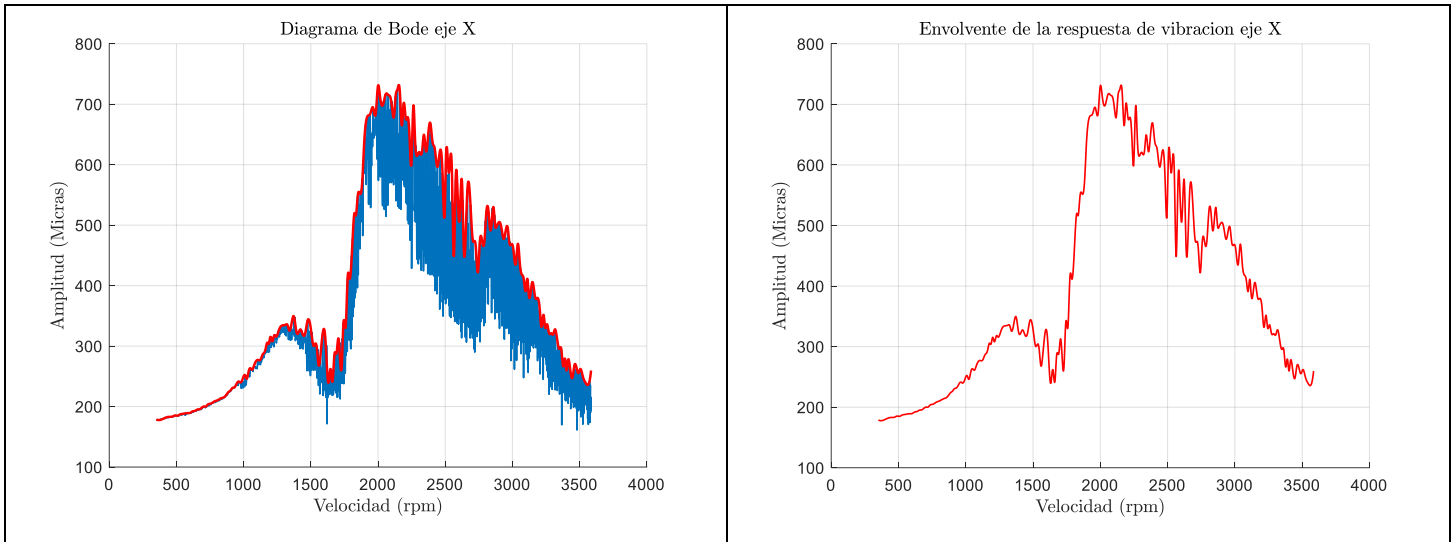


Figura 4.3.8. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 27.135 g-cm, 22.5° , $I=3$ Amperes. Rotor simétrico.

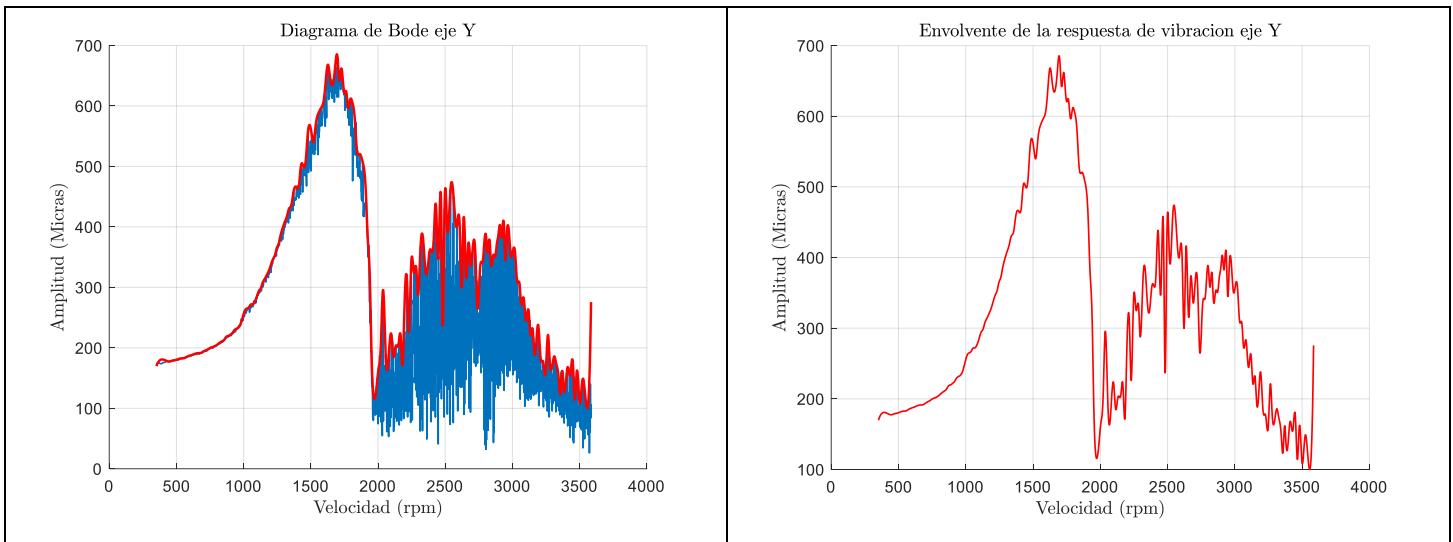


Figura 4.3.9. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 27.135 g-cm, 22.5° , $I=3$ Amperes. Rotor simétrico.

En las Figuras 4.3.10 y 4.3.11 se presenta la respuesta del rotor para los 4 Casos propuestos de forma condensada. En cada una de las Figuras la respuesta de vibración para el caso donde $I=0$ Amperes se muestran en color azul, mientras que para el caso donde $I=1$ Amperes la respuesta de vibración se presenta en color naranja, la gráfica en color amarillo corresponde al caso donde $I=2$ Amperes, asimismo, para el caso donde $I=3$ Amperes la gráfica es de color violeta. La Figura 4.3.10 corresponde a la dirección X , mientras que la Figura 4.3.11 a la dirección Y .

En las Figuras 4.3.10 y 4.3.11, las gráficas de la izquierda corresponden a la respuesta de vibración tal y como se obtuvo del adquisidor de datos Lab VIEW (vibración original), mientras que en las gráficas de la derecha solo se presenta la envolvente de la amplitud máxima de la respuesta de vibración original.

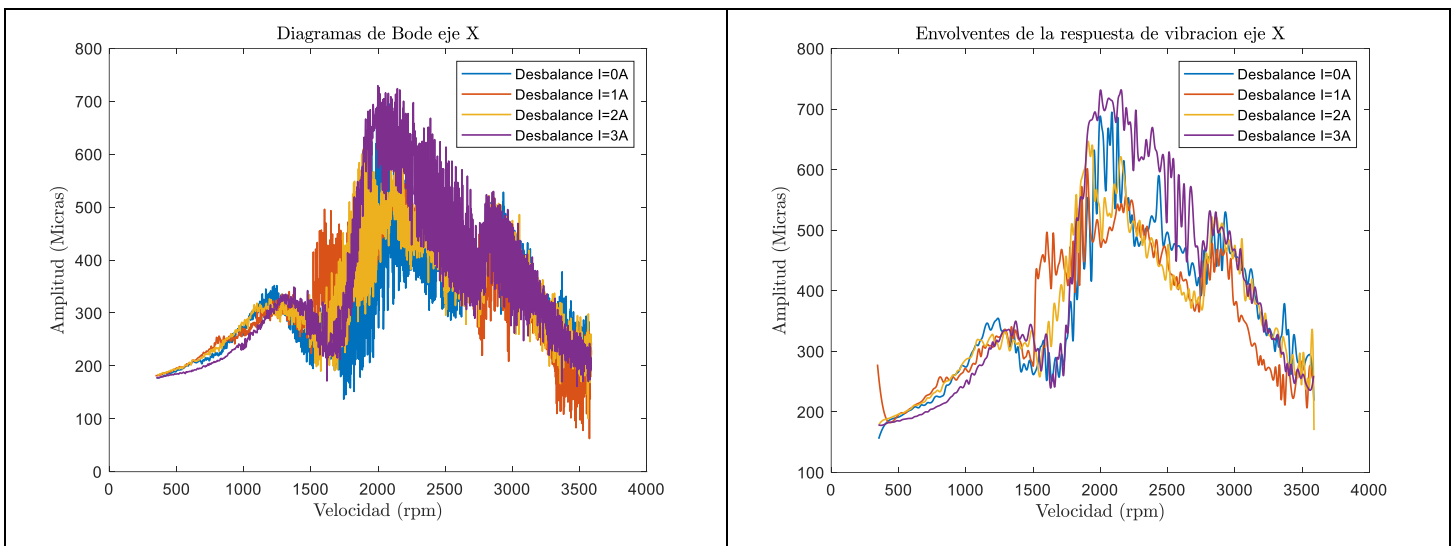


Figura 4.3.10. Diagrama de Bode dirección X , desbalance 27.135 g-cm , 22.5° , $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor simétrico.

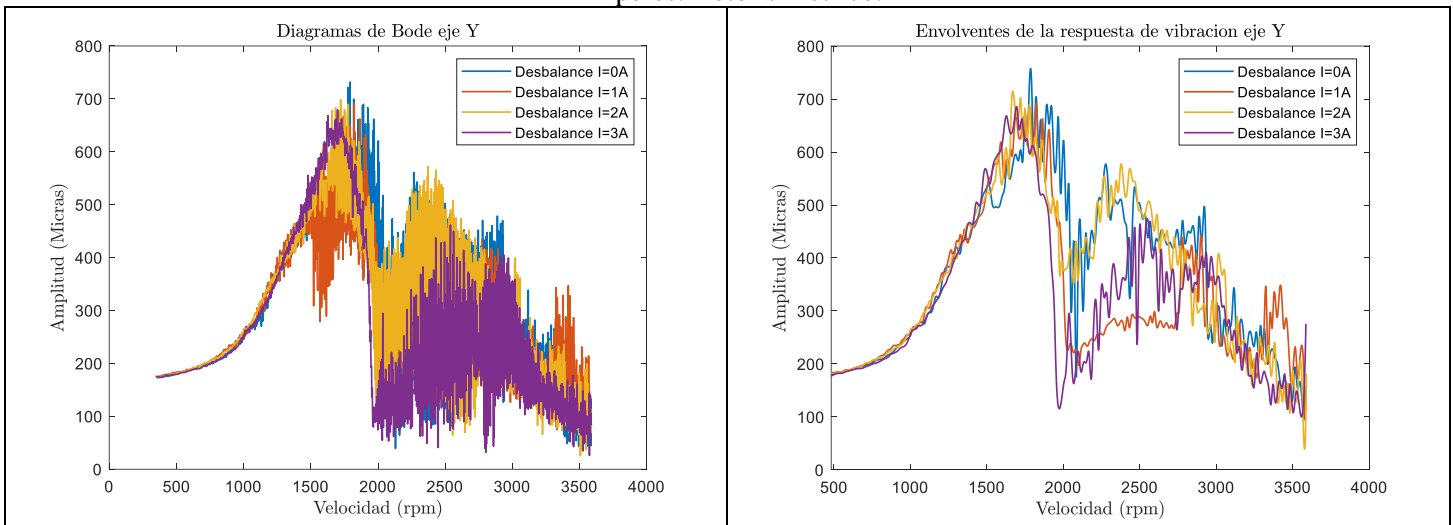


Figura 4.3.11. Diagrama de Bode dirección Y , desbalance 27.135 g-cm , 22.5° , $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor simétrico.

Prueba # 2, desbalance 60.453 g-cm, 22.5°.

Los diagramas de bode obtenidos para los 4 casos correspondiente a la Prueba # 2, se presentan en el apéndice A, sin embargo, en las Figuras 4.3.12 y 4.3.13 de forma condensada se presenta la respuesta del rotor para los 4 Casos propuestos en dirección X y Y respectivamente. La nomenclatura en las Figuras 4.3.12 y 4.3.13 es la misma que se utilizó en las gráficas de las Figuras 4.3.10 y 4.3.11.

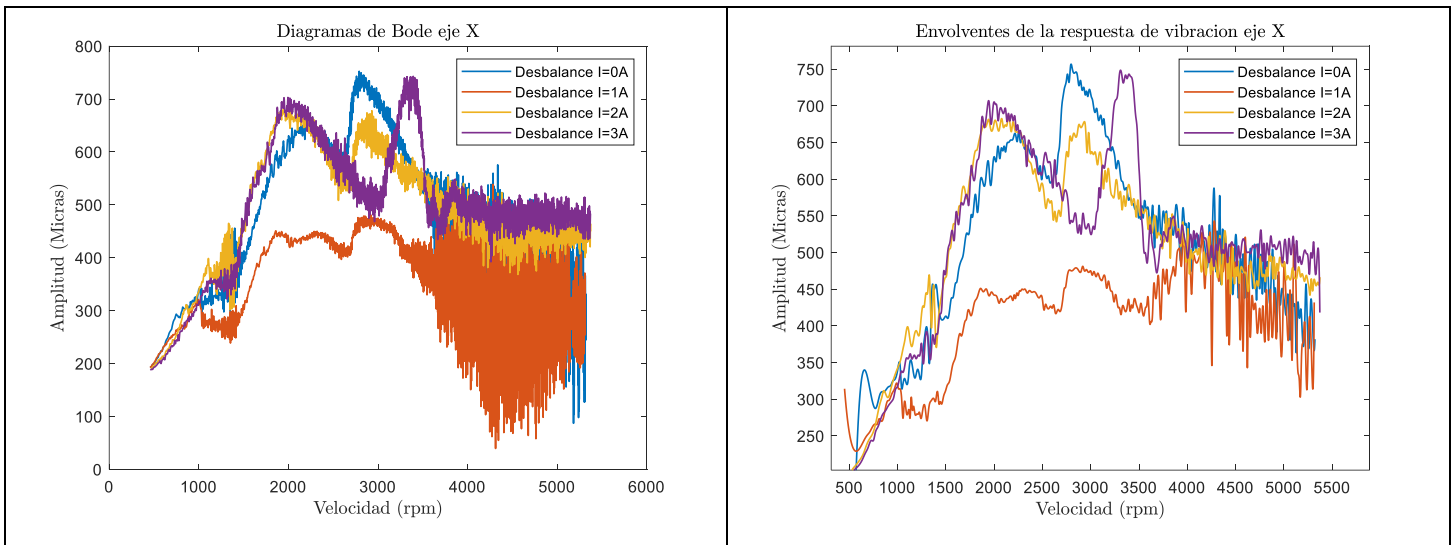


Figura 4.3.12. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 60.453 g-cm, 22.5°, $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor simétrico.

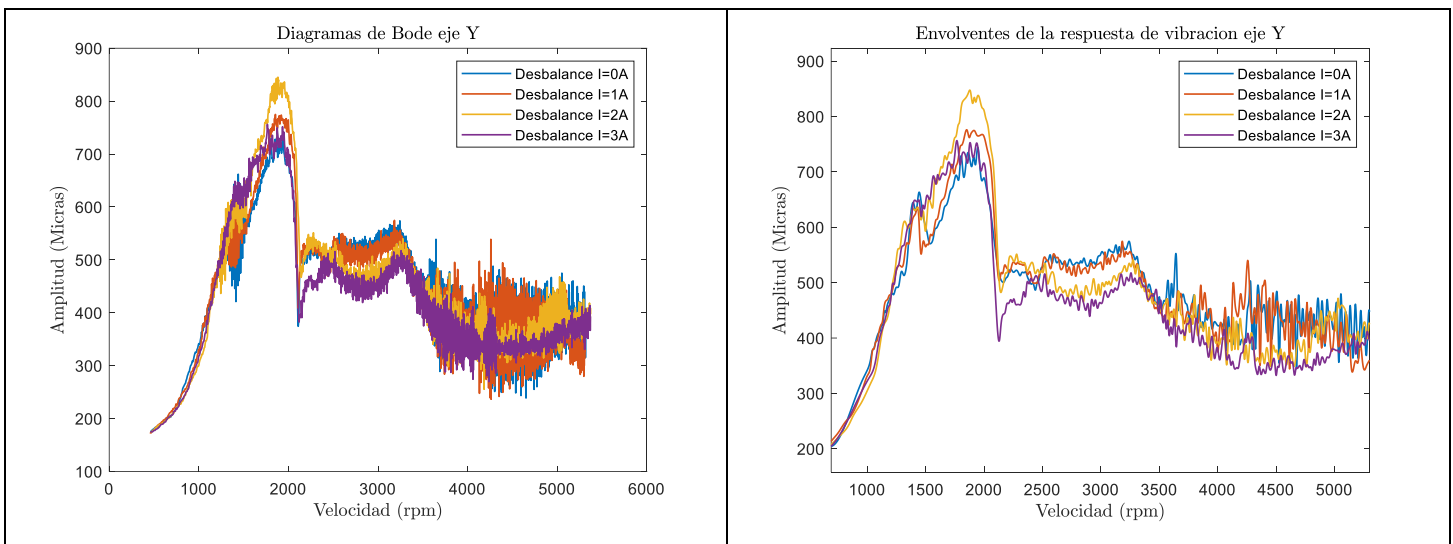


Figura 4.3.13. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 60.453 g-cm, 22.5°, $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor simétrico.

Prueba # 3, desbalance 7.848 g-cm, 22.5°.

Los diagramas de bode obtenidos para los 4 casos correspondiente a la Prueba # 3, se presentan en el apéndice A, sin embargo, en las Figuras 4.3.14 y 4.3.15 de forma condensada se presenta la respuesta del rotor para los 4 Casos propuestos en dirección X y Y respectivamente. La nomenclatura en las Figuras 4.3.14 y 4.3.15 es la misma que se utilizó en las gráficas de las Figuras 4.3.10 y 4.3.11.

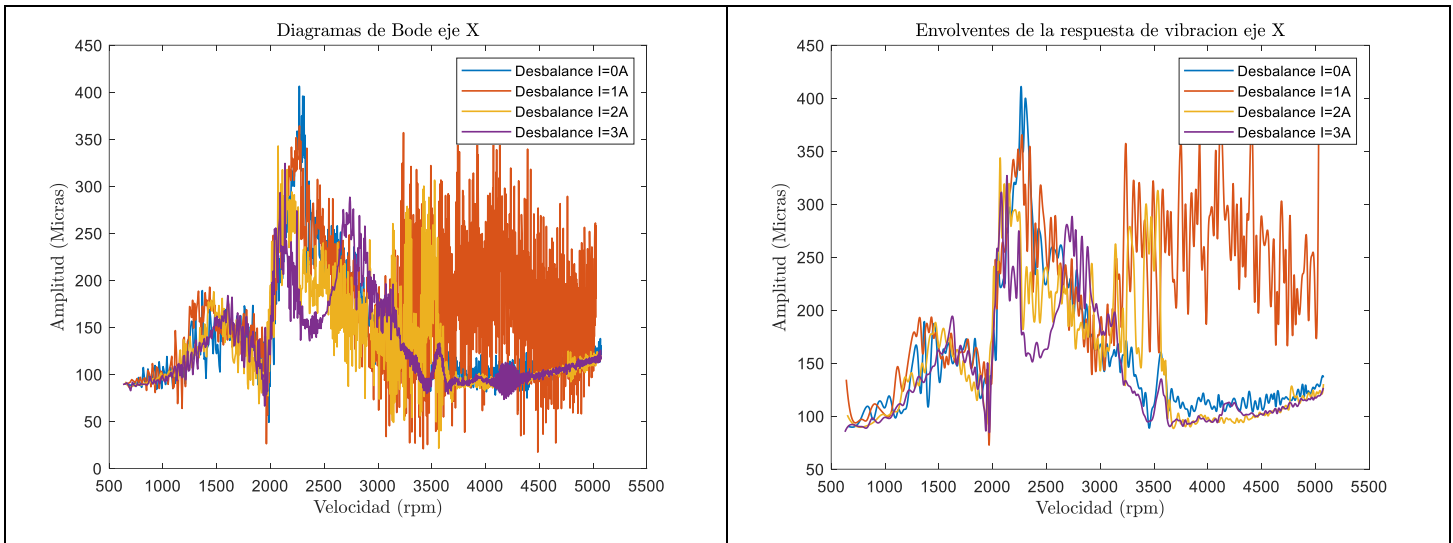


Figura 4.3.14. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 7.848 g-cm, 22.5°, $I = 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor simétrico.

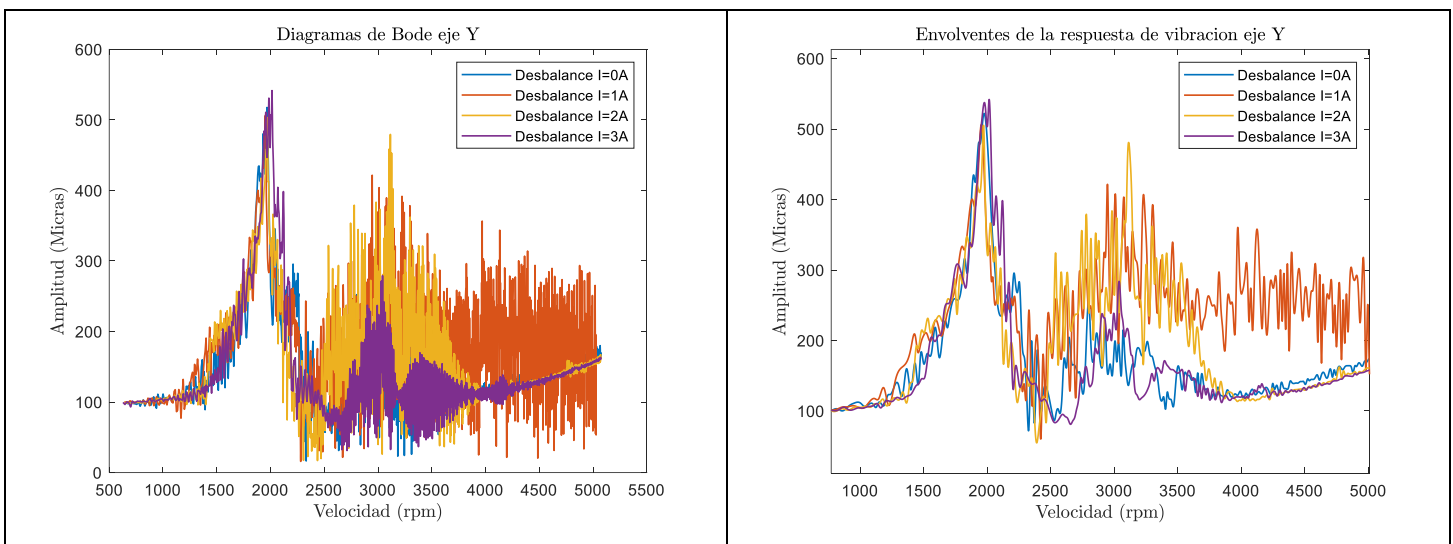
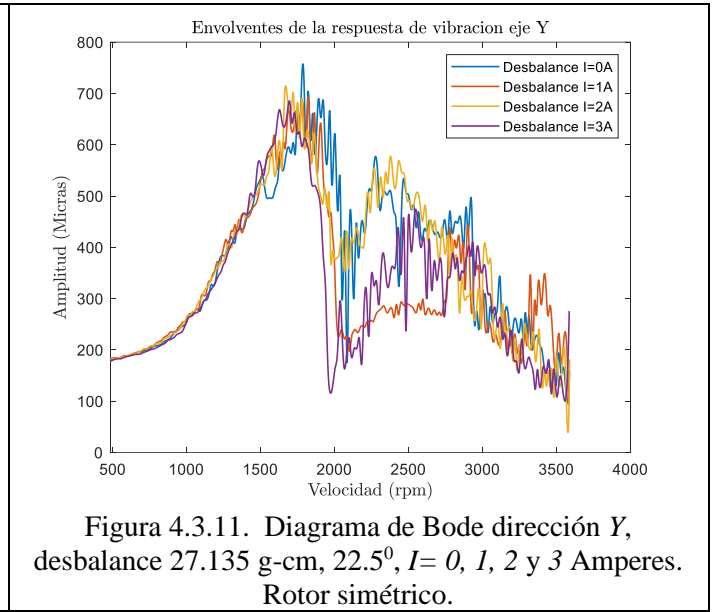
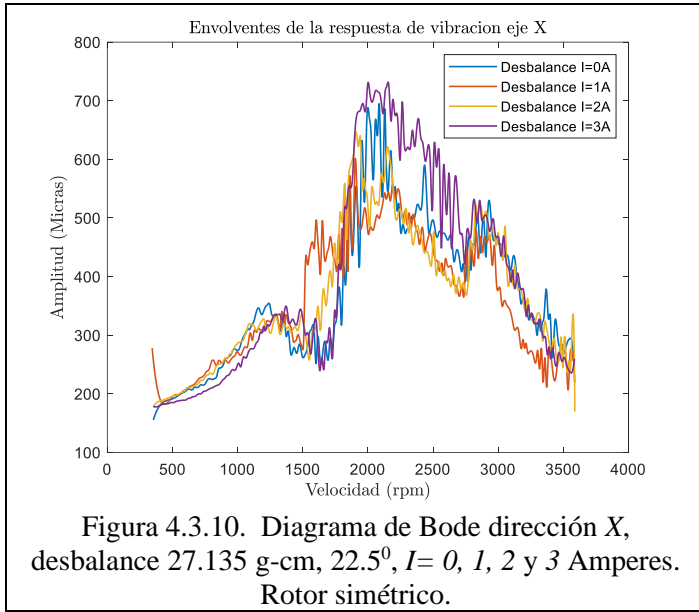


Figura 4.3.15. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 7.848 g-cm, 22.5°, $I = 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor simétrico.

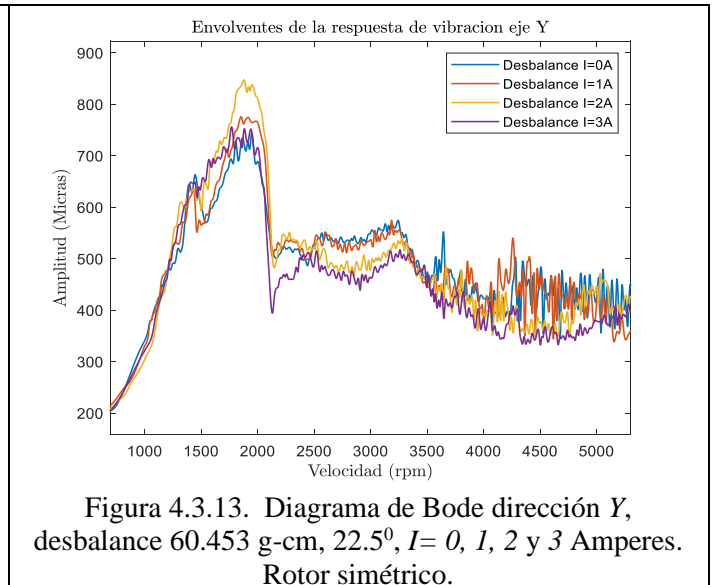
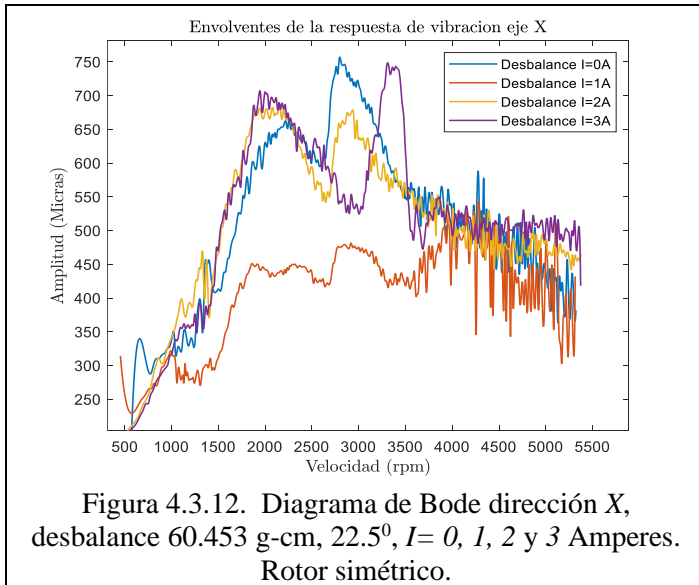
4.3.1 Discusión de Resultados-Rotor Simétrico.

Para un mejor análisis de los efectos que tiene la chumacera magnetorreológica en la respuesta dinámica del rotor, se agruparon los diagramas de Bode que muestran la envolvente de la amplitud máxima de la respuesta de vibración del rotor correspondientes a los tres diferentes desbalances, Prueba # 1 Figura 4.3.10 y 4.3.11, Prueba # 2 Figura 4.3.12 y 4.3.13 y Prueba # 3 Figura 4.3.14 y 4.3.15. Las amplitudes de vibración se dan en micras, cabe recordar que se utilizó un sensor de desplazamiento con una sensibilidad de 200 mV/mil.

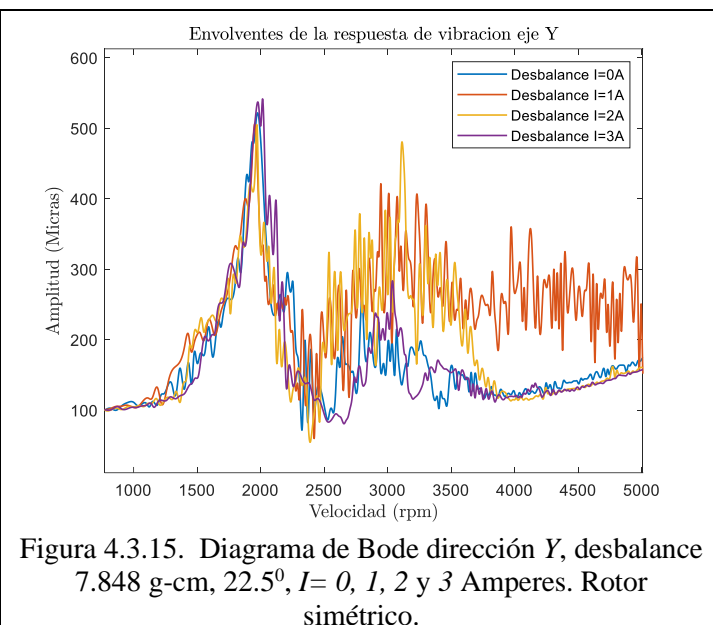
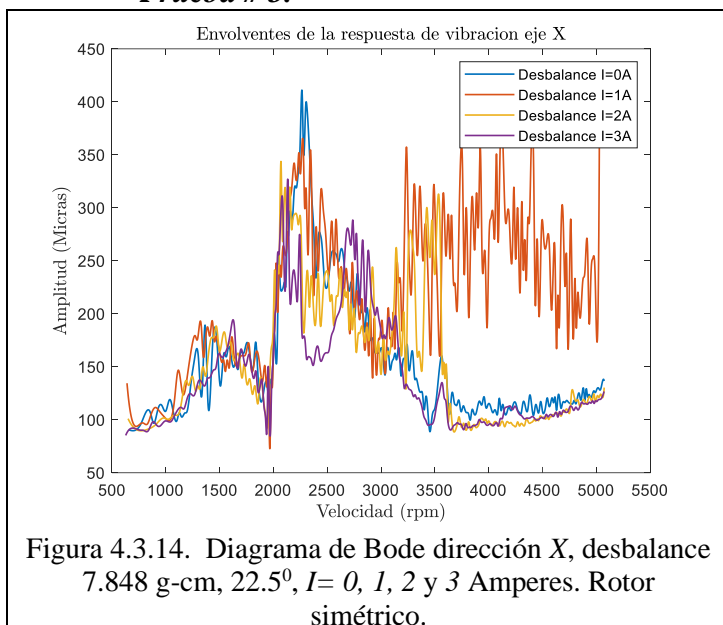
Prueba # 1.



Prueba # 2.



Prueba # 3.



Tomando como referencia la gráfica en color azul ($I=0$ Amperes) para las Prueba # 1 Figuras 4.3.10 y 4.3.11, Prueba # 2 Figuras 4.3.12 y 4.3.13, Prueba # 3 Figura 4.3.14 y 4.3.15, se puede observar que el rotor tanto en la dirección X y Y alcanza dos velocidades críticas en el intervalo de 0 a 5000 rpm. La primera velocidad crítica se encuentra aproximadamente en 1700 rpm, mientras que la segunda se encuentra alrededor de 2700 rpm.

Nótese que en la respuesta de vibración del rotor para la Prueba # 1 Figuras 4.3.10 y 4.3.11, conforme se incrementa la corriente de excitación las frecuencias naturales se mueven ligeramente a la izquierda en el primer modo de vibración y ligeramente a la derecha en el segundo modo de vibración. Por otra parte, en las Figura 4.3.10 dirección X y Figura 4.3.11 dirección Y, las amplitudes de vibración disminuyen principalmente en el segundo modo de vibración, donde los mejores resultados se presentan para cuando la corriente de excitación es $I=1$ Amperes, en la Figura 4.3.10 dirección X, se presenta una disminución de la amplitud del 27% en el intervalo de velocidades de 1800 rpm a 3500 rpm, mientras que en la Figura 4.3.11 dirección Y, la atenuación de la vibración es del orden del 55% en el intervalo de velocidades de 2000 rpm a 2700 rpm. En contraste en la Figura 4.3.10 dirección X, cuando la corriente en la chumacera es $I=3$ Amperes la amplitud de vibración se incrementa en el segundo modo de vibración en comparación con la amplitud de la gráfica de referencia en color azul donde la corriente $I=0$ Amperes.

Para la Prueba # 2 Figuras 4.3.12 y 4.3.13, conforme se aumenta la corriente de excitación $I= 1, 2$ y 3 Amperes en la chumacera, las frecuencias naturales no sufren cambios significativos, excepto como se puede observar en la Figura 4.3.12 dirección X, cuando la corriente de excitación es $I=3$ Amperes la segunda frecuencia natural se desplaza a la derecha. Nótese, que para el caso donde la corriente de excitación es $I=1$ Amperes, Figura

4.3.12 dirección X, la amplitud de vibración disminuye aproximadamente un 41% en el intervalo de velocidad 2000 rpm a 4000 rpm, en contraste, para el mismo caso $I=1$ Amperes, en la Figura 4.3.13 dirección en Y, el comportamiento de la respuesta de vibración es muy similar para el caso cuando la corriente de excitación es $I=0$ Amperes,

Por otra parte, en la Figura 4.3.13 dirección Y, cuando la corriente de excitación es $I=3$ Amperes se presenta una disminución en la amplitud de vibración aproximadamente del 10% en el intervalo de velocidad de 2000 rpm a 3500 rpm. Para el mismo caso $I=3$ Amperes, en la Figura 4.3.12 dirección X, se incrementa la amplitud de vibración, excepto en la zona de resonancia 3000 rpm donde disminuye la amplitud de vibración en un 30%.

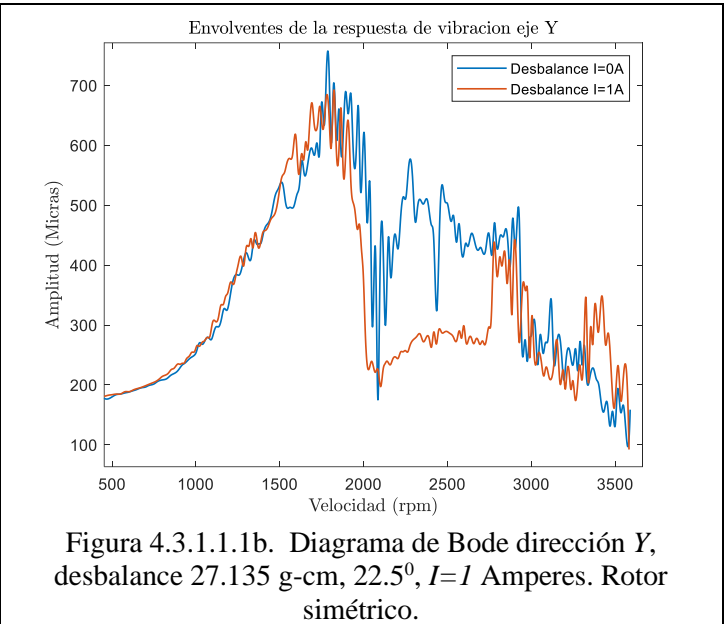
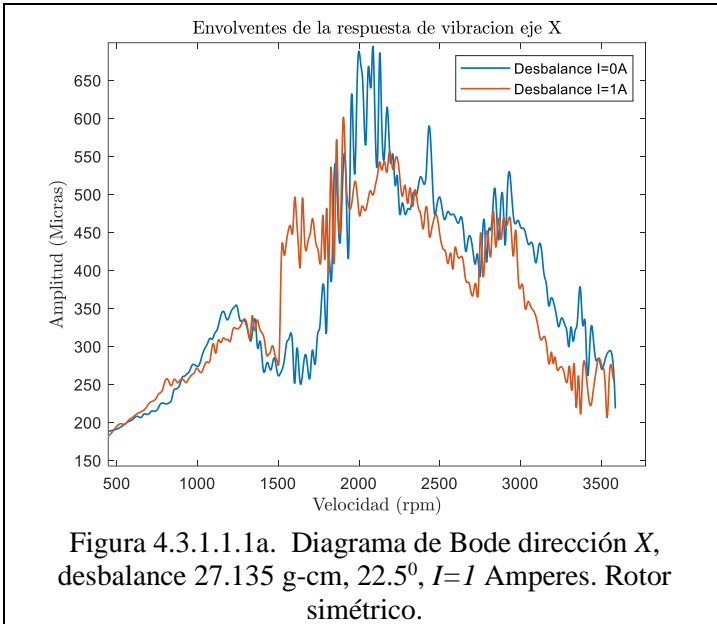
Para la Prueba # 3 Figura 4.3.14 y 4.3.15, conforme se aumenta la corriente de excitación $I= 1, 2$ y 3 Amperes en la chumacera, las frecuencias naturales no sufren cambios significativos, excepto como se puede observar en la Figura 4.3.14 dirección X, cuando la corriente de excitación es $I=3$ Amperes, la segunda frecuencia natural del rotor se desplaza a la derecha tal y como se presentó en la Prueba # 2 Figura 4.3.12 dirección X. Se puede observar en la Figura 4.3.14 y 4.3.15, que los mejores resultados del efecto de la chumacera magnetorreológica en la respuesta vibratoria del rotor se presentan cuando la corriente de excitación es $I=3$ Amperes, logrando un decremento en la respuesta de vibración en la dirección Y (Figura 4.3.15) del 50% en el intervalo de 2000 rpm a 2700 rpm, mientras que para la dirección X (Figura 4.3.14) la respuesta de vibración presenta un comportamiento similar a la respuesta de vibración de referencia cuando $I=0$ Amperes, logrando un decremento no significativo en diferentes velocidades del rotor.

4.3.1.1 Conclusión de la discusión de resultados (rotor simétrico).

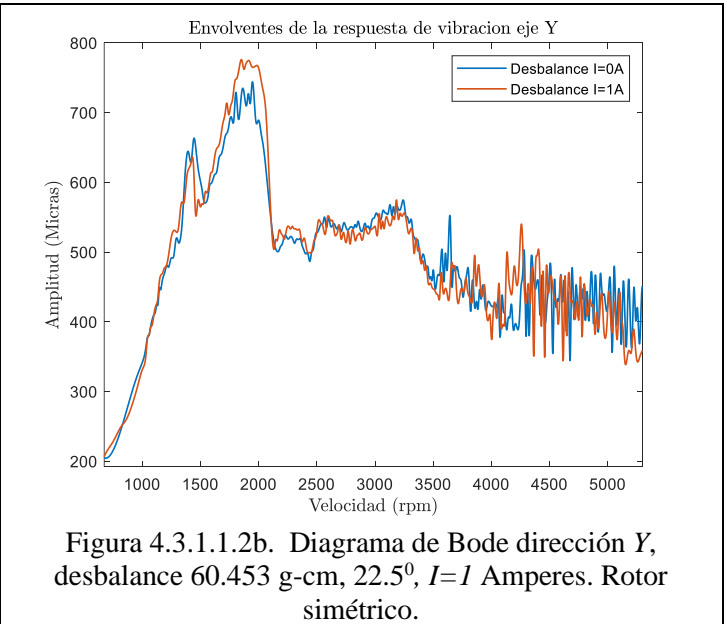
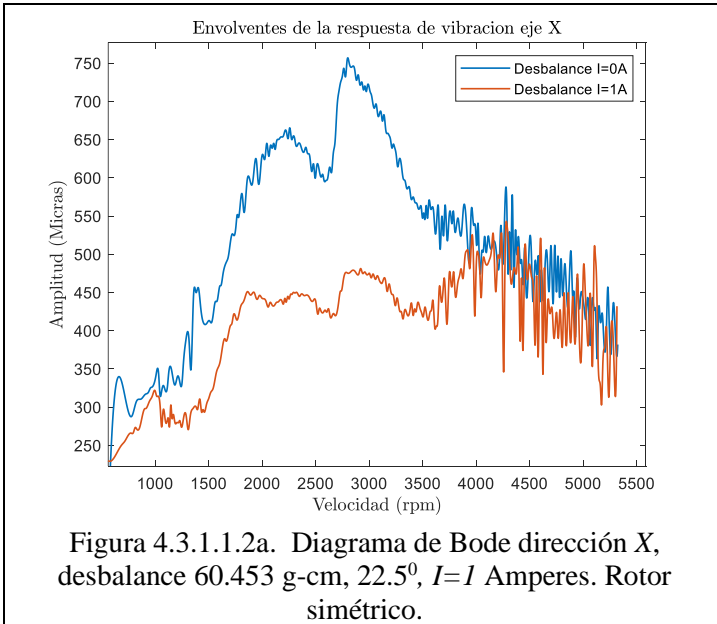
De los resultados obtenidos se puede observar que los mejores resultados para el rotor simétrico se presentan para la Prueba # 1, Figuras 4.3.1.1.1a y 4.3.1.1.1b, cuando la corriente de excitación es $I=1$ Amperes se presenta una atenuación en la amplitud de vibración en ambas direcciones del rotor. En la Prueba # 2, Figura 4.3.1.1.2a dirección X, cuando la corriente de excitación es $I=1$ Amperes, se presenta una atenuación significativa de la amplitud de la respuesta de vibración en todo el intervalo de velocidad del rotor, sin embargo, en la dirección Y, Figura 4.3.1.1.2b la respuesta de vibración no sufre cambios significativos en la amplitud de vibración. En la misma Prueba # 2 Figuras 4.3.1.1.3a dirección X y 4.3.1.1.3b dirección Y, cuando la corriente de excitación $I=3$ Amperes la respuesta de vibración presenta un desplazamiento en la segunda frecuencia natural en la dirección X, mientras que en la dirección Y se presenta una atenuación de la amplitud de vibración en velocidades de rotación superiores a la primera velocidad crítica.

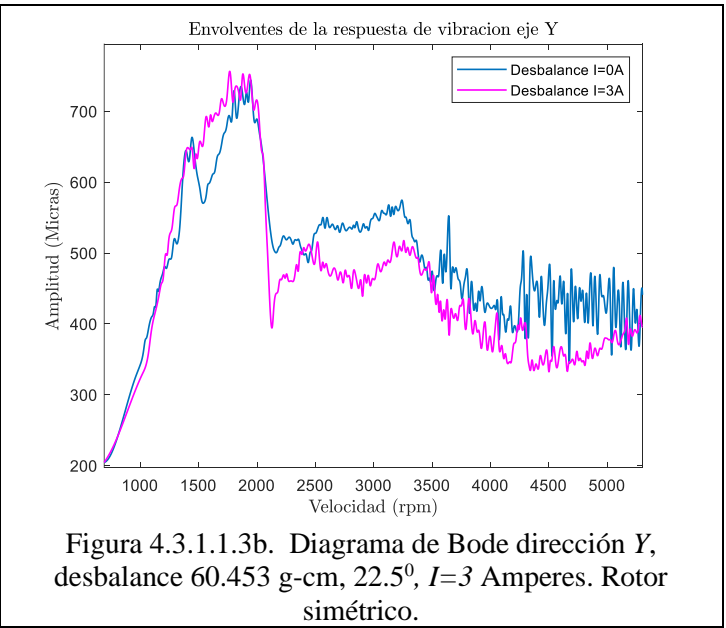
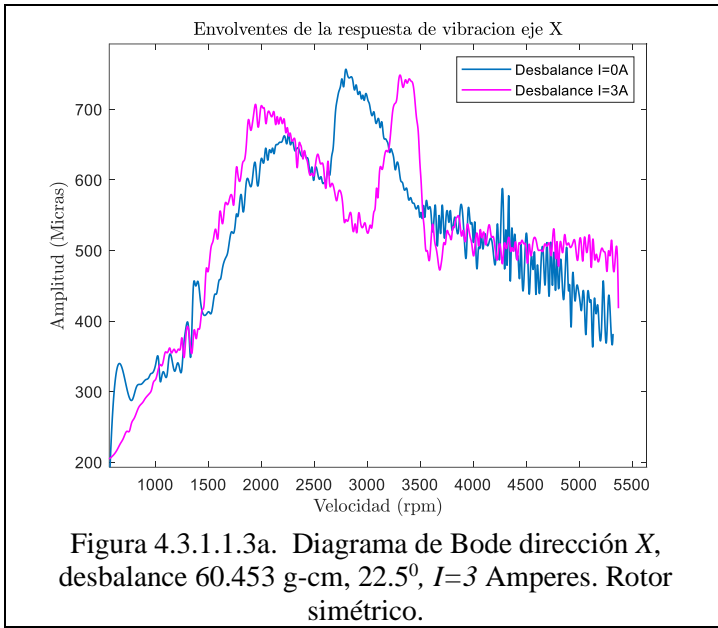
Es importante hacer notar que los efectos de la chumacera magnetorreológica en la respuesta del rotor se presentan de manera significativa en el intervalo de velocidad de 2000 rpm a 3000 rpm siendo la zona correspondiente al segundo modo de vibración, mientras que en la zona de la primera velocidad crítica la respuesta de vibración no sufre cambios significativos sin importar la intensidad de corriente de excitación en la chumacera.

Prueba # 1.



Prueba # 2.





Es importante mencionar que la chumacera magnetorreológica tiene cuatro bobinas tipo herradura distribuidas uniformemente, de tal forma que cuando se realizó el suministro del fluido (parte superior de la chumacera) las 2 bobinas superiores (activadas) no permitieron que el fluido se distribuyera uniformemente en el muñón del rotor, lo que generó que el fluido se mantuviera rígido en la zona superior del muñón generando un incremento en la respuesta de vibración del rotor, de acuerdo con lo anterior se activaron únicamente las dos bobinas inferiores. Cabe recordar que el intersticio entre el muñón y la carcasa de la chumacera fue de 1 mm, parámetro que influye en la distribución de presión y en consecuencia en las fuerzas generadas en la chumacera, repercutiendo directamente en los parámetros de rigidez y amortiguamiento de la chumacera, por lo que se recomienda hacer pruebas incrementando el espesor del intersticio.

4.4 Comportamiento Dinámico Rotor Asimétrico

Para el análisis del comportamiento dinámico del rotor asimétrico Fig. 4.1.2.2, se adquirió la respuesta de vibración (amplitud de desplazamiento) en el intervalo de 0 a 85 Hz (0 rpm-5100 rpm), para tres desbalances diferentes. Las masas de desbalance seleccionadas se colocaron en un radio de 3 cm. en el disco inercial. En la Tabla 4.4.1 se muestran las magnitudes de los desbalances y su posición angular.

Se realizaron corridas de prueba y se encontró que el desbalance en la posición angular de 90° y 135° presentó mayor influencia en la respuesta de vibración del rotor. La posición angular del desbalance, se ubicó tomando como referencia de 0° el eje en la dirección X.

Tabla 4.4.1. Desbalance y posición angular. Rotor asimétrico.

Prueba #	Desbalance (g-cm)	Posición angular (grados)	
1	12.189	90°	135°
2	17.034	90°	135°
3	19.224	90°	135°

Como frecuencia de excitación se consideró una rampa de excitación de tipo lineal $\omega(t) = \omega_0 + \alpha t$, donde la aceleración angular fue $\alpha = 22 \text{ rad/s}^2$ y $\omega_0 = 0 \text{ rad/s}$. En la Figura 4.4.1 se muestra la rampa de excitación de tipo lineal, donde se observa que el rotor alcanza su velocidad nominal de 5100 rpm en 24 segundos.

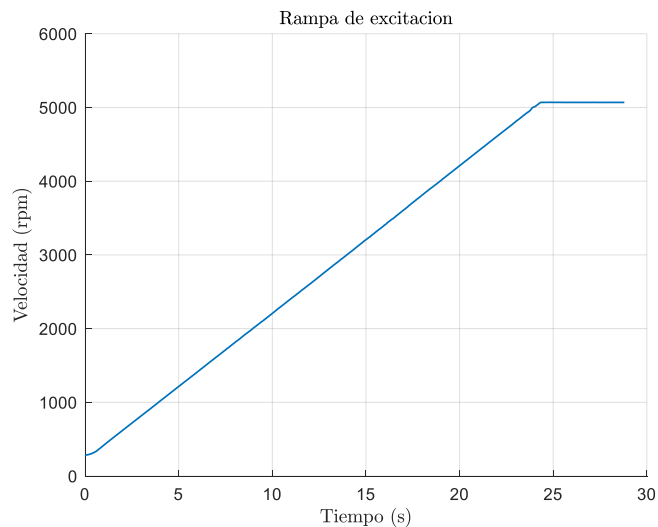


Figura 4.4.1. Rampa de excitación de tipo lineal. Rotor asimétrico.

Se analizó el comportamiento dinámico del rotor para cada desbalance mostrado en la Tabla 4.4.1 considerando los siguientes casos.

- Caso # 1: Chumacera Magnetorreológica con fluido, $I=0$ Amperes.
- Caso # 2: Chumacera Magnetorreológica con fluido, $I=1$ Amperes.
- Caso # 3: Chumacera Magnetorreológica con fluido, $I=2$ Amperes.
- Caso # 4: Chumacera Magnetorreológica con fluido, $I=3$ Amperes.

En las Figuras que se presentan en esta sección se muestra la respuesta de vibración del rotor (Diagramas de Bode) en la dirección horizontal (eje X) y dirección vertical (eje Y). En cada una de las Figuras, el Bode del lado izquierdo contiene la respuesta de vibración del rotor tal y como se obtuvo del adquisidor de datos LabVIEW (gráfica en color azul), en la misma gráfica se presenta en color rojo la envolvente de la amplitud máxima de la señal original. Asimismo, en las gráficas del lado derecho se presenta únicamente la envolvente de la amplitud máxima de la señal original, esto con el objetivo de un mejor análisis de la respuesta de vibración ya que la respuesta de la vibración original presenta mucho ruido lo que dificulta su análisis.

En esta Sección solo se presenta la respuesta de vibración del sistema rotodinámico con flecha asimétrica para las diferentes pruebas que se mencionan en la Tabla 4.4.1 considerando los cuatro casos mencionados de excitación de corriente $I = 0, 1, 2$ y 3 Amperes. La discusión de resultados de las gráficas que se muestran en esta Sección se presenta en la Sección 4.4.1.

A causa del número de pruebas realizadas, no es posible presentar todos los diagramas de Bode obtenidos, por tanto, para un mejor manejo de la información y como ejemplo se muestra la respuesta de vibración del rotor para la Prueba # 1 (Caso # 1 y Caso # 4) Figura 4.4.2 – Figura 4.4.5, Prueba # 3 (Caso # 1 y Caso # 4) Figura 4.4.8 – Figura 4.4.11, el resto de los diagramas de Bode se presentan en el Apéndice B.

Prueba # 1, desbalance 12.189 g-cm, 90°.

Caso # 1: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=0 Amperes.

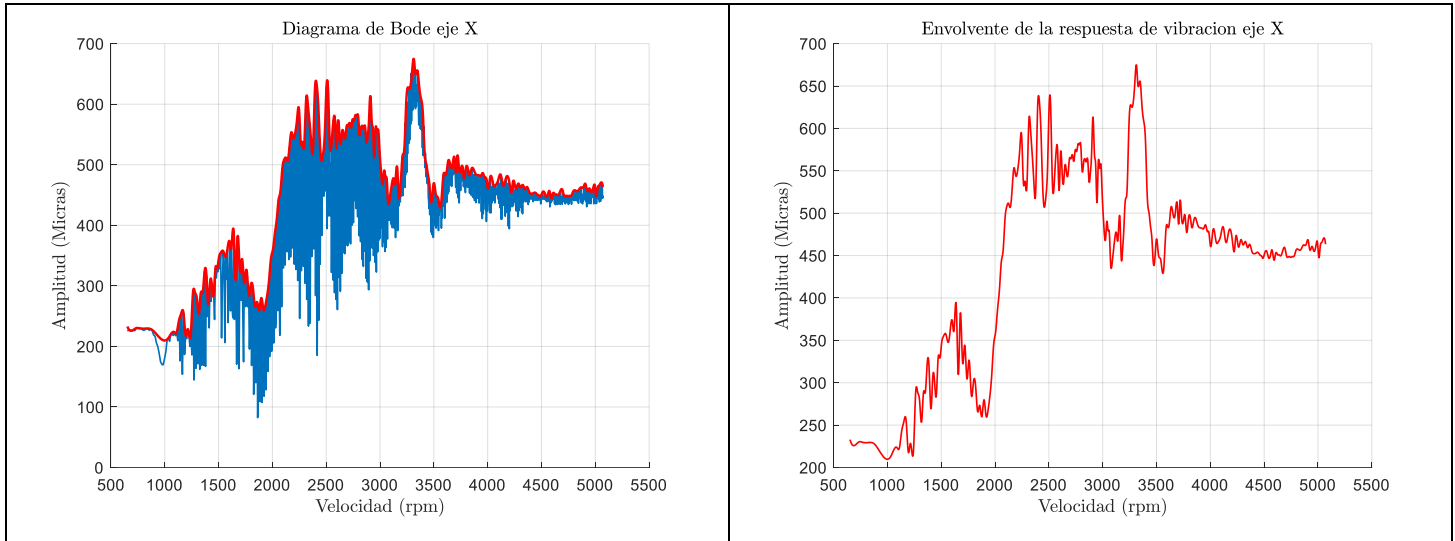


Figura 4.4.2. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 90°, I=0 Amperes. Rotor asimétrico.

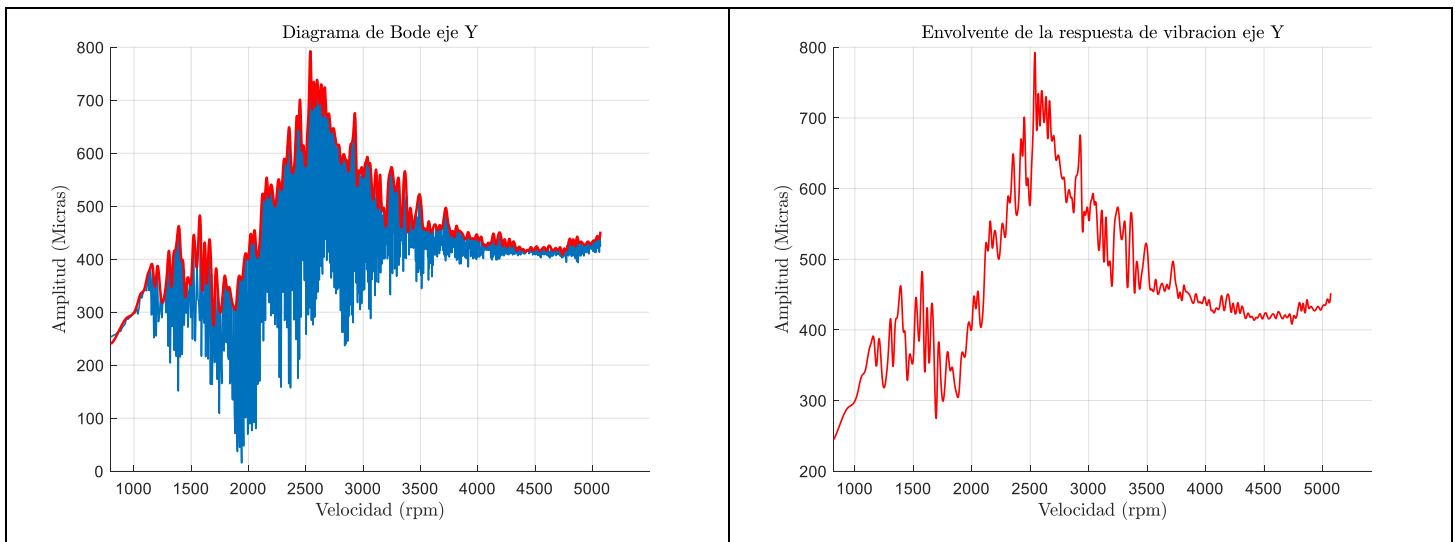


Figura 4.4.3. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 90°, I=0 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 1, desbalance 12.189 g-cm, 90°.

Caso # 4: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=3 Amperes.

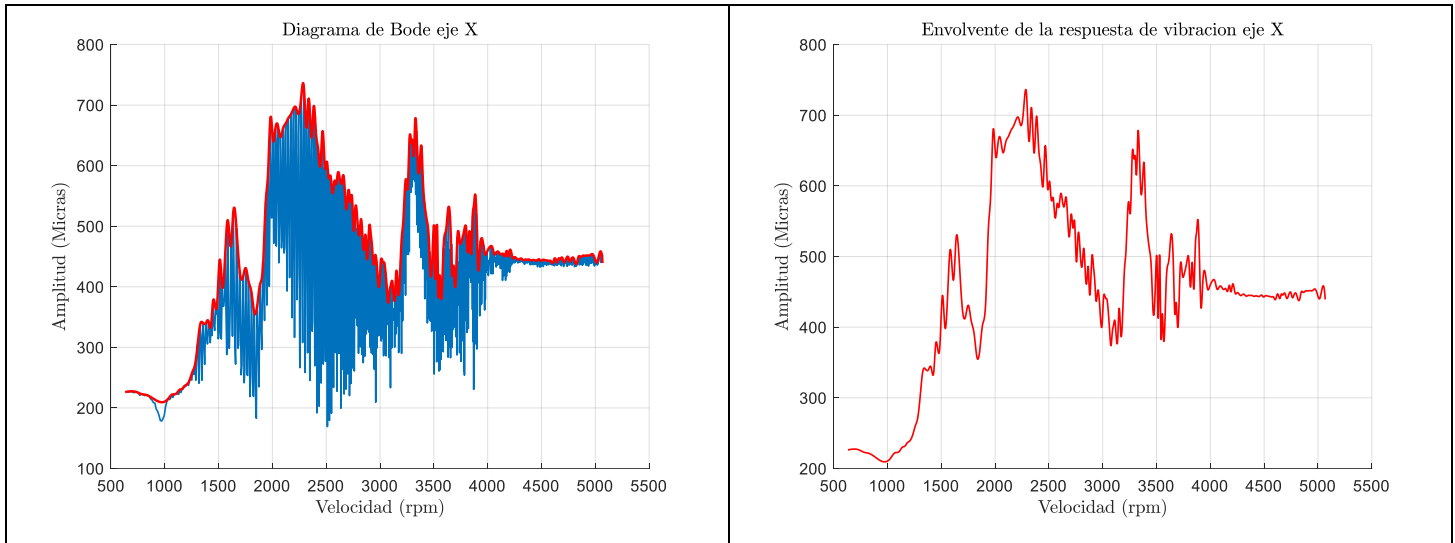


Figura 4.4.4. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 90°, I=3 Amperes. Rotor asimétrico.

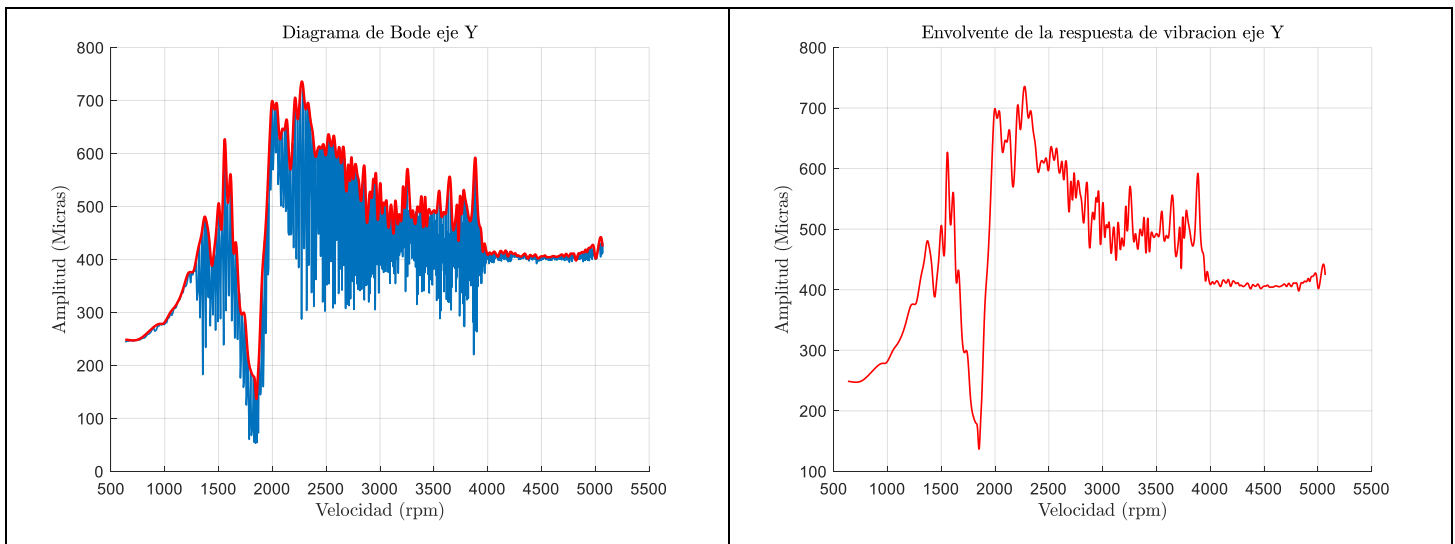


Figura 4.4.5. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 90°, I=3 Amperes. Rotor asimétrico.

En las Figuras 4.4.6 y 4.4.7 se presenta la respuesta del rotor de manera condensada para los 4 Casos propuestos en dirección X y Y respectivamente. La nomenclatura en las Figuras 4.4.6 y 4.4.7 es la misma que se utilizó en las gráficas de las Figuras 4.3.10 y 4.3.11.

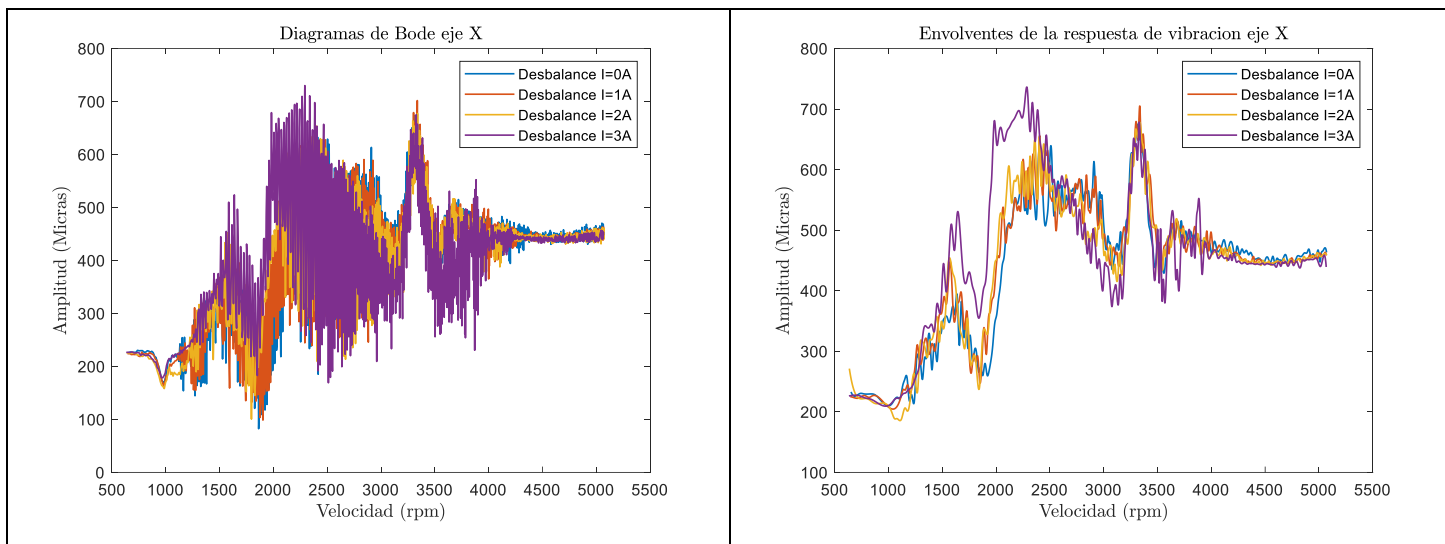


Figura 4.4.6. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 90^0 , $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.

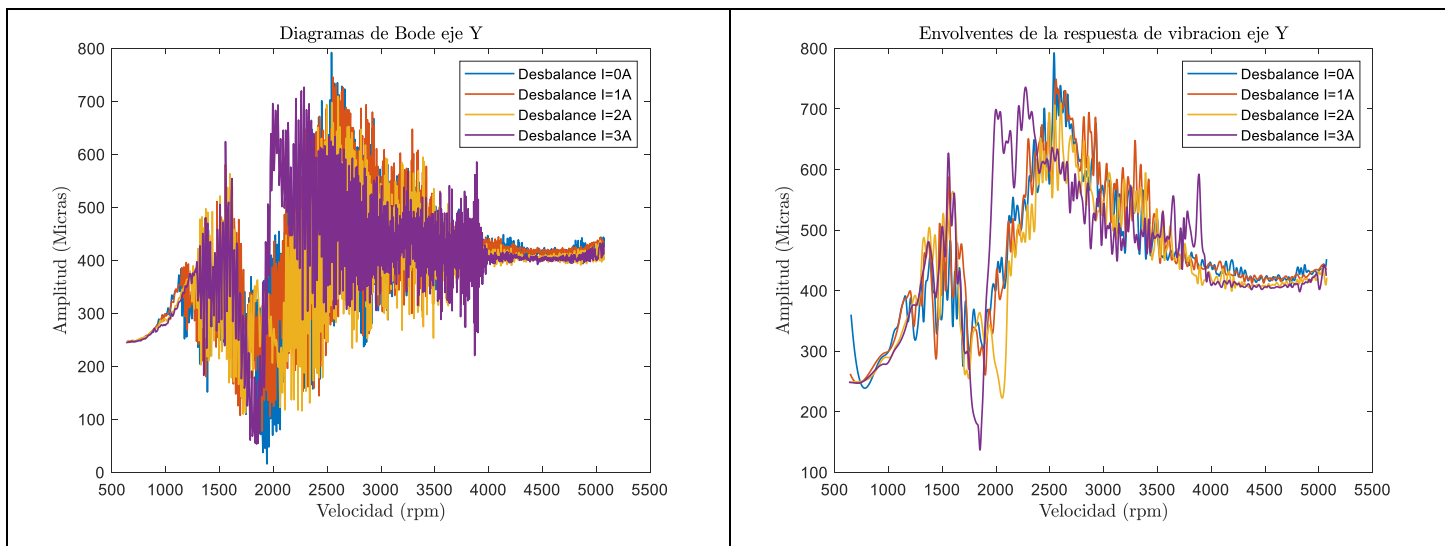


Figura 4.4.7. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 90^0 , $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 1, desbalance 12.189 g-cm, 135°.

Caso # 1: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido $I=0$ Amperes.

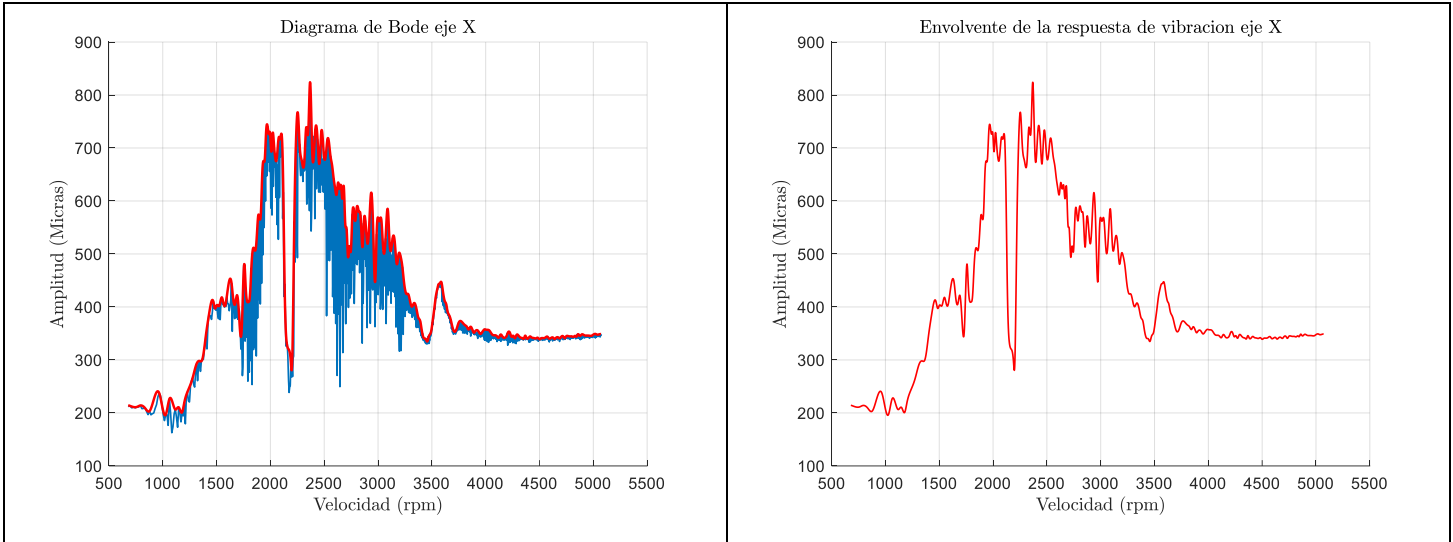


Figura 4.4.8. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 135°, $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.

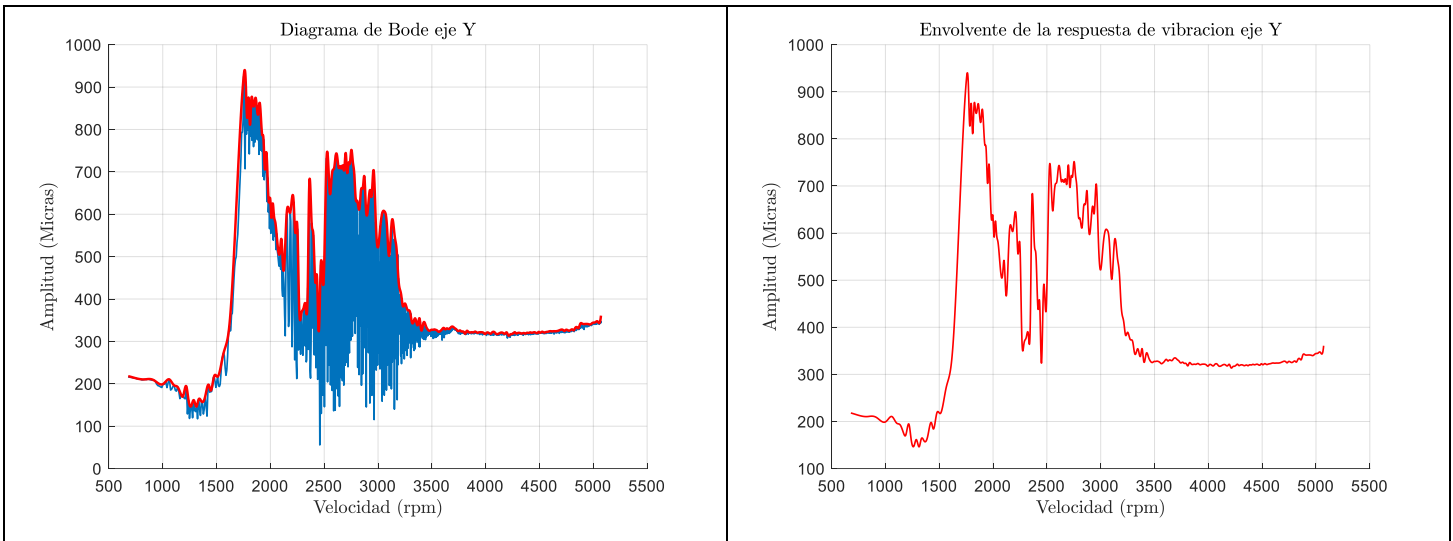


Figura 4.4.9. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 135°, $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 1, desbalance 12.189 g-cm, 135°.

Caso # 4: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=3 Amperes.

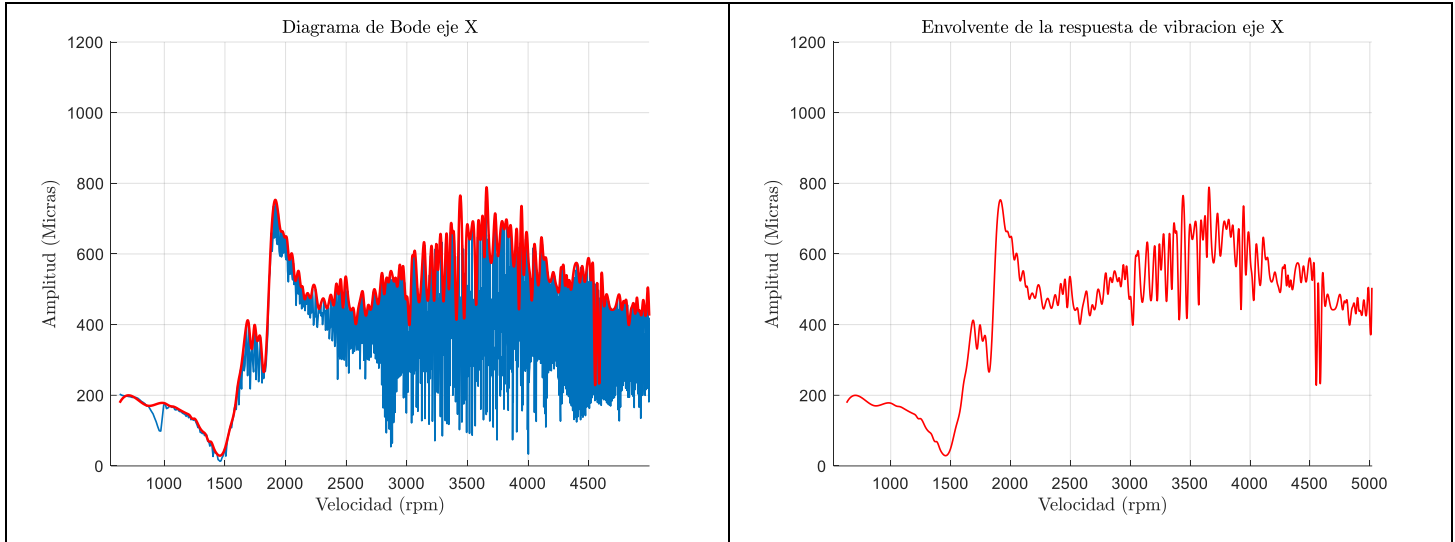


Figura 4.4.10. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 135°, I=3 Amperes. Rotor asimétrico.

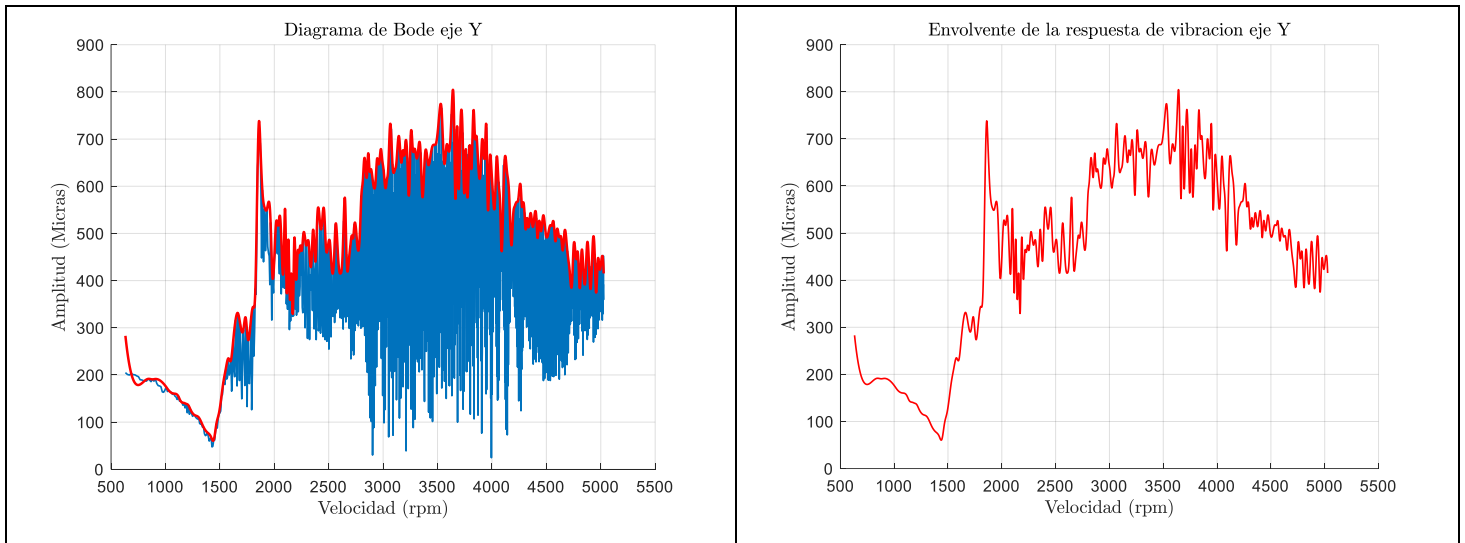


Figura 4.4.11. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 135°, I=3 Amperes. Rotor asimétrico.

En las Figuras 4.4.12 y 4.4.13 se presenta la respuesta del rotor de manera condensada para los 4 Casos propuestos en dirección X y Y respectivamente. La nomenclatura en las Figuras 4.4.12 y 4.4.13 es la misma que se utilizó en las gráficas de las Figuras 4.3.10 y 4.3.11.

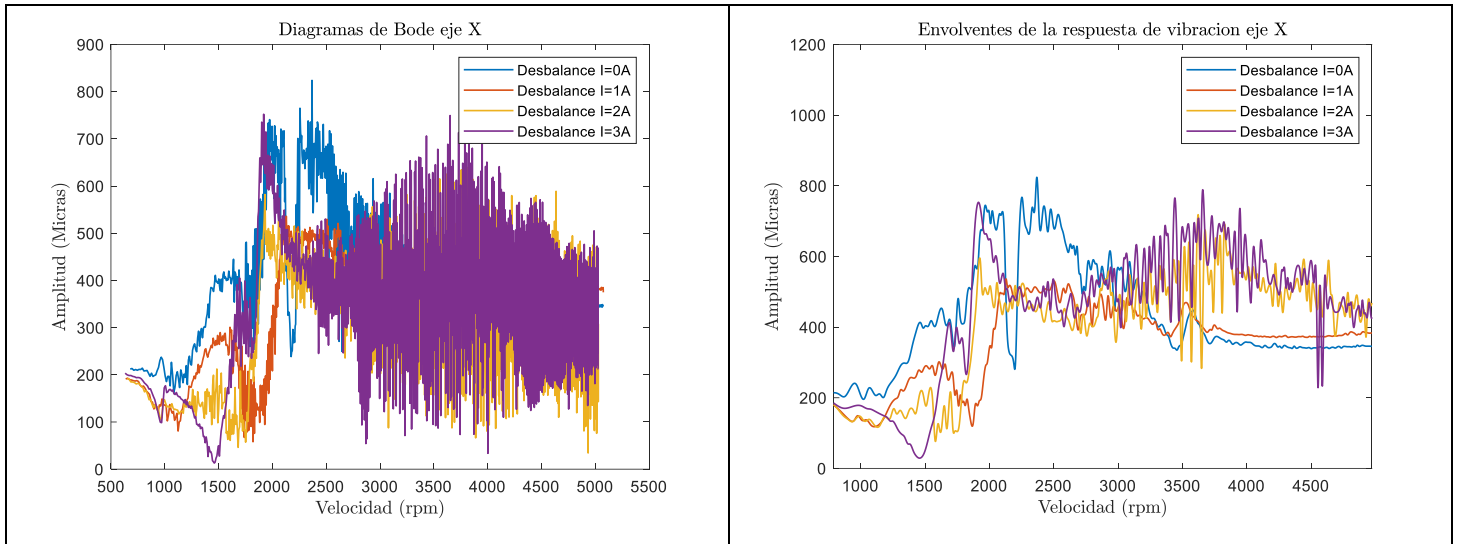


Figura 4.4.12. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 135^0 , $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.

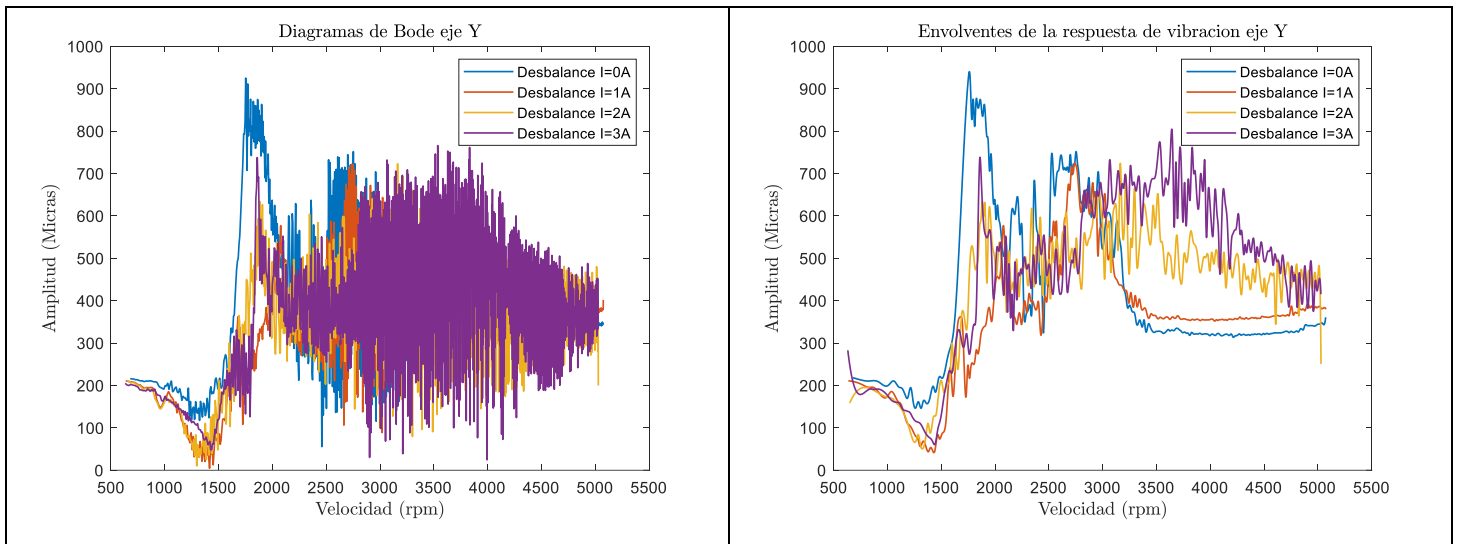


Figura 4.4.13. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 135^0 , $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 2, desbalance 17.034 g-cm, 90°.

Los diagramas de bode obtenidos para los 4 casos correspondiente a la Prueba # 2 a 90°, se presentan en el Apéndice B, sin embargo, en las Figuras 4.4.14 y 4.4.15 se muestra la respuesta del rotor de manera condensada para los 4 Casos propuestos en dirección X y Y respectivamente. La nomenclatura en las Figuras 4.4.14 y 4.4.15 es la misma que se utilizó en las gráficas de las Figuras 4.3.10 y 4.3.11.

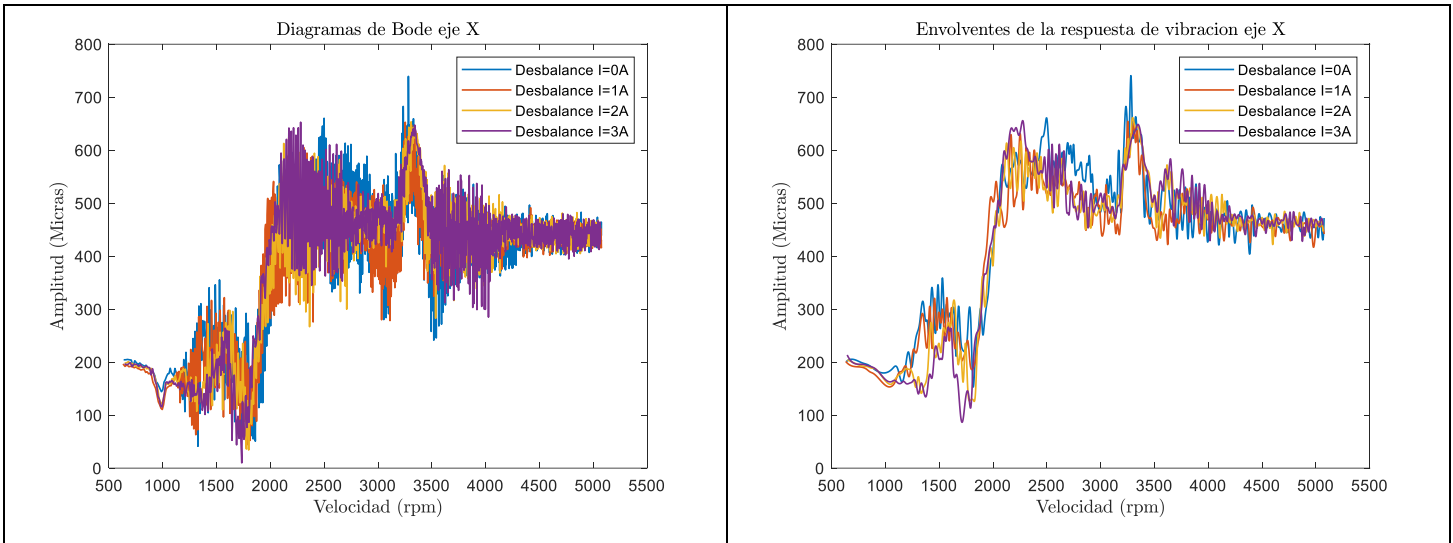


Figura 4.4.14. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 90°, $I = 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.

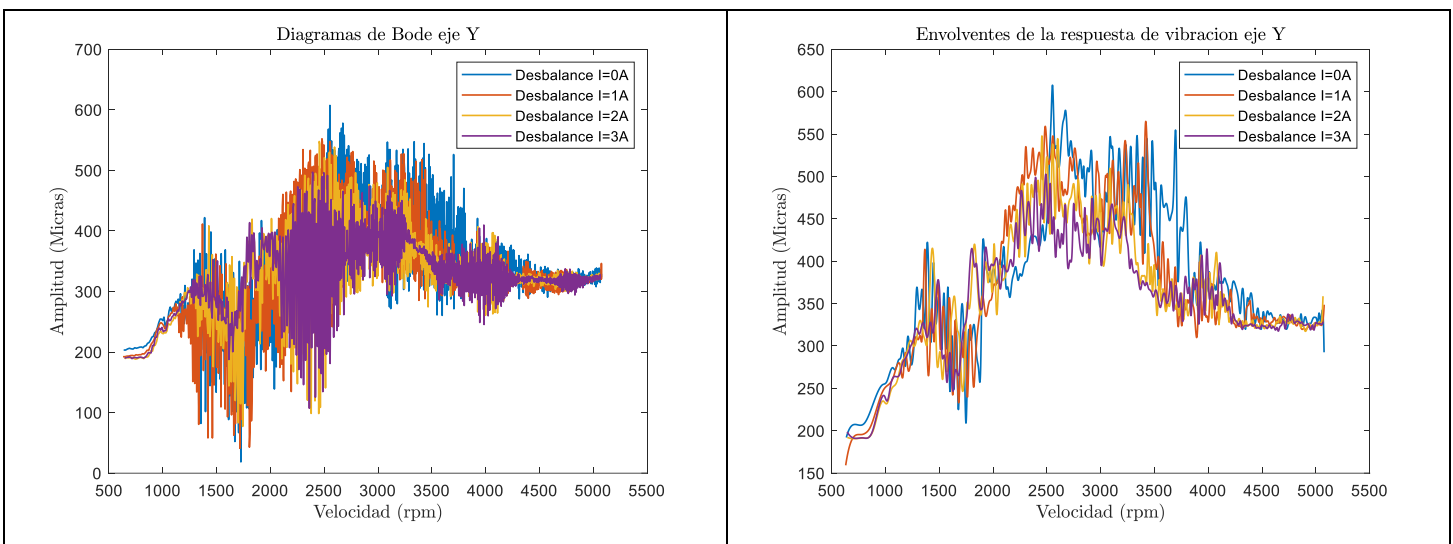


Figura 4.4.15. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 90°, $I = 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 2, desbalance 17.034 g-cm, 135°.

Los diagramas de bode obtenidos para los 4 casos correspondiente a la Prueba # 2 a 135°, se presentan en el Apéndice B, sin embargo, en las Figuras 4.4.16 y 4.4.17 se muestra la respuesta del rotor de manera condensada para los 4 Casos propuestos en dirección X y Y respectivamente. La nomenclatura en las Figuras 4.4.16 y 4.4.17 es la misma que se utilizó en las gráficas de las Figuras 4.3.10 y 4.3.11.

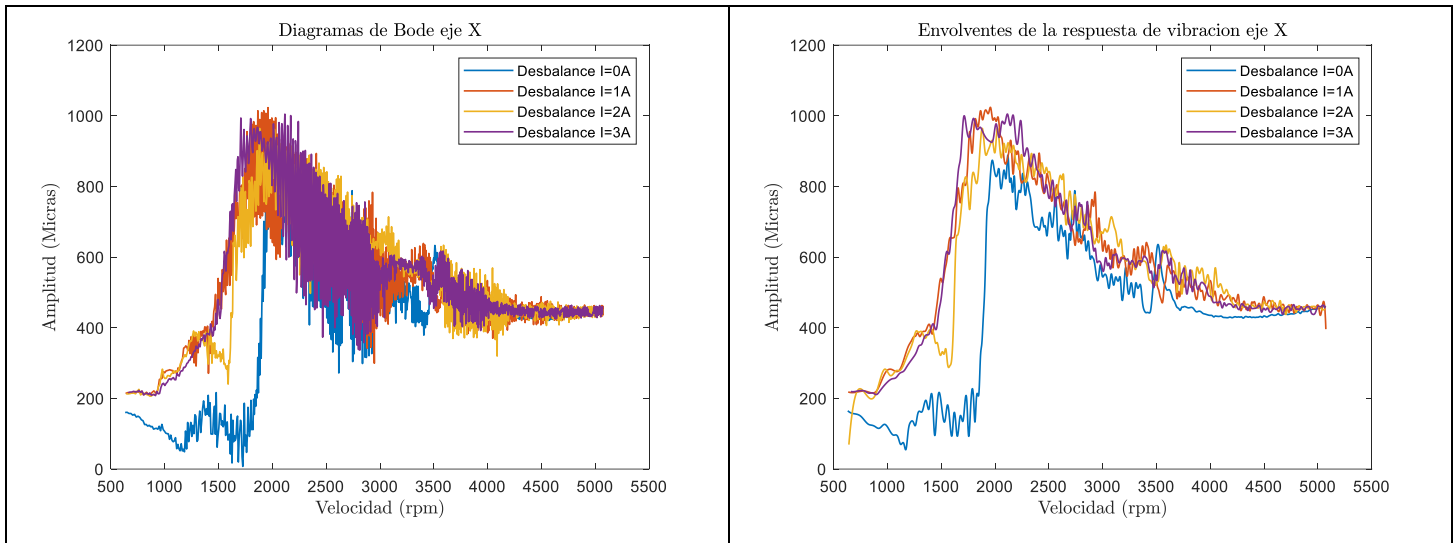


Figura 4.4.16. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 135°, $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.

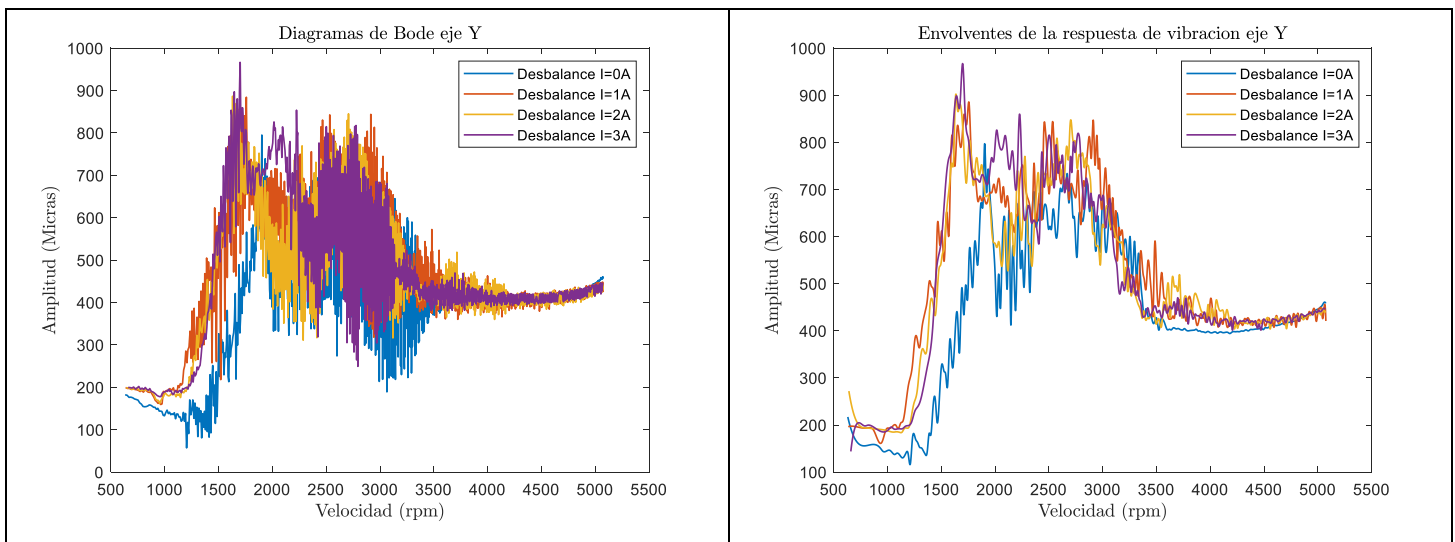


Figura 4.4.17. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 135°, $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 3, desbalance 19.224 g-cm, 90°.

Los diagramas de bode obtenidos para los 4 casos correspondiente a la Prueba # 3 a 90°, se presentan en el Apéndice B, sin embargo, en las Figuras 4.4.18 y 4.4.19 se muestra la respuesta del rotor de manera condensada para los 4 Casos propuestos en dirección X y Y respectivamente. La nomenclatura en las Figuras 4.4.18 y 4.4.19 es la misma que se utilizó en las gráficas de las Figuras 4.3.10 y 4.3.11.

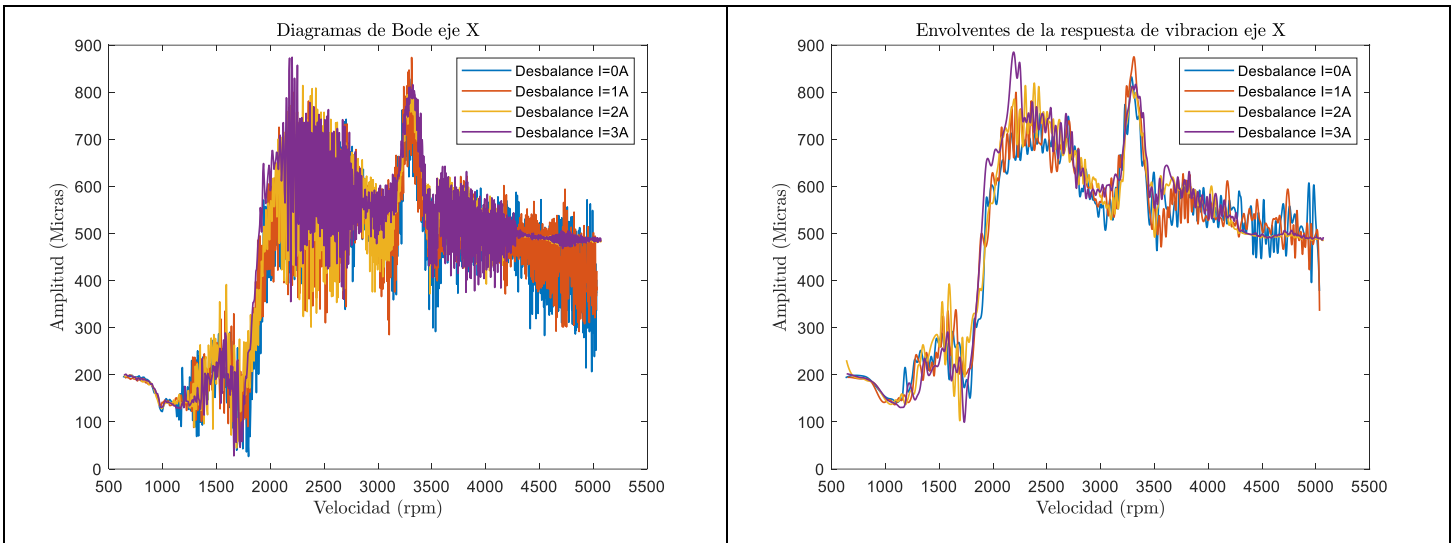


Figura 4.4.18. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 90°, $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.

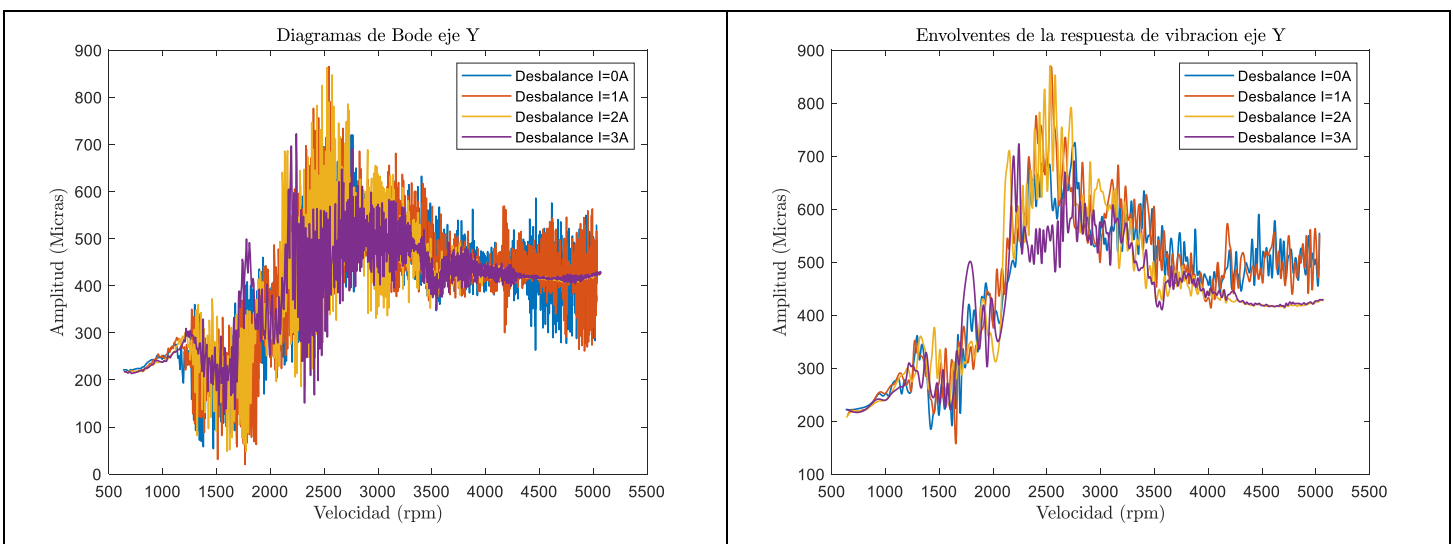


Figura 4.4.19. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 90°, $I= 0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 3, desbalance 19.224 g-cm, 135°.

Los diagramas de bode obtenidos para los 4 casos correspondiente a la Prueba # 3 a 135°, se presentan en el apéndice B, sin embargo, en las Figuras 4.4.20 y 4.4.21 se muestra la respuesta del rotor de manera condensada para los 4 Casos propuestos en dirección X y Y respectivamente. La nomenclatura en las Figuras 4.4.20 y 4.4.21 es la misma que se utilizó en las gráficas de las Figuras 4.3.10 y 4.3.11.

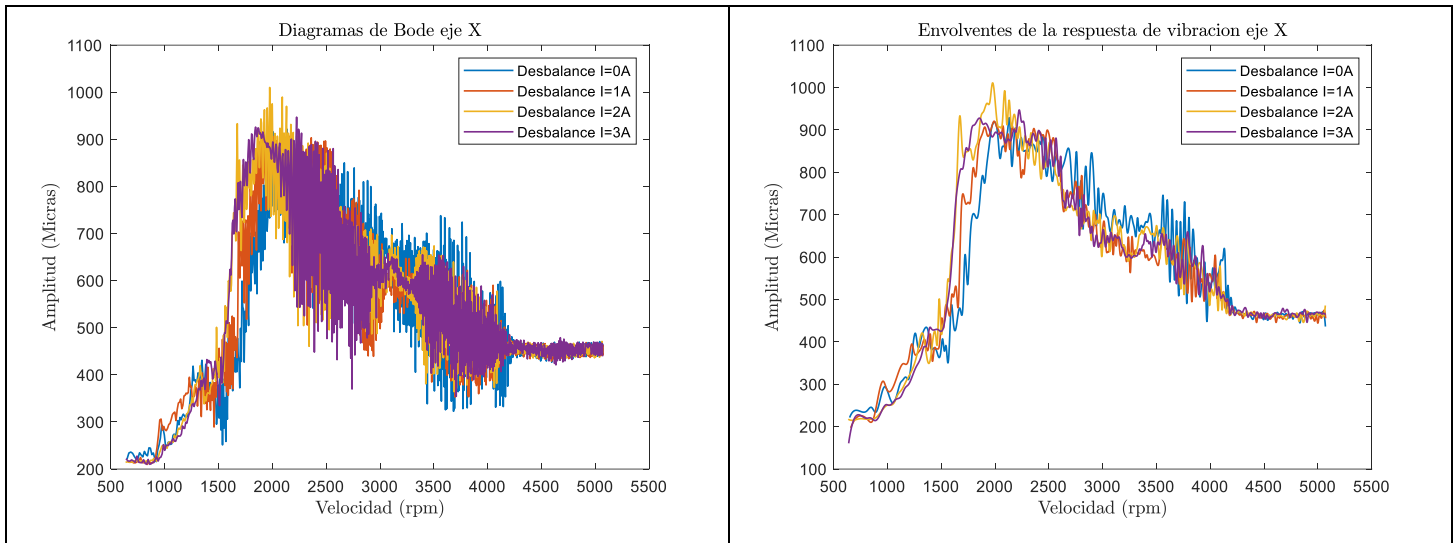


Figura 4.4.20. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 135°, $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.

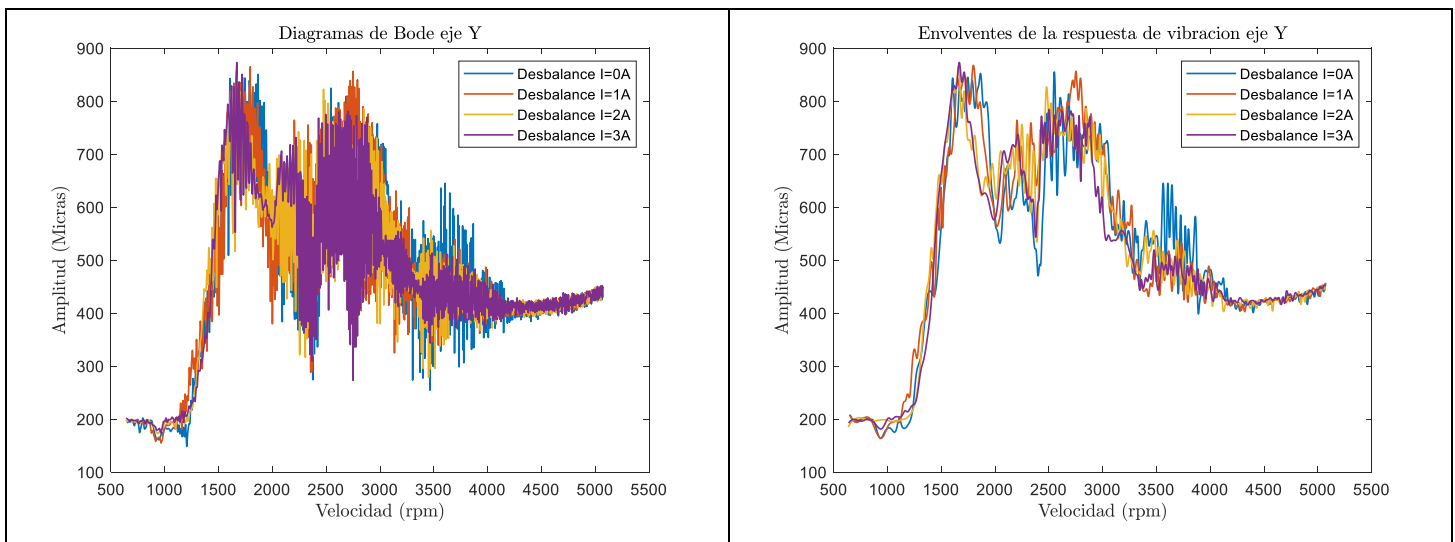


Figura 4.4.21. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 135°, $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.

4.4.1 Discusión de Resultados-Rotor Asimétrico.

4.4.1.1 Posición angular del desbalance de 90°.

Para un mejor análisis de los efectos que tiene la chumacera magnetorreológica en la respuesta dinámica del rotor, se agruparon los diagramas de Bode en las direcciones X y Y que muestran la envolvente de la amplitud máxima de la respuesta de vibración obtenidos de la Prueba # 1, Prueba # 2 y Prueba # 3 correspondientes a los tres diferentes desbalances en la posición angular de 90°, Figuras 4.4.6 - 4.4.7, Figuras 4.4.14 - 4.4.15 y Figuras 4.4.18 - 4.4.19. Las amplitudes de vibración se dan en micras, cabe recordar que se utilizó un sensor de desplazamiento tipo Eddy Current con una sensibilidad de 200 mV/mil.

Tomando como referencia la gráfica en color azul ($I=0$ Amperes) para las Prueba # 1 Figuras 4.4.6 y 4.4.7, Prueba # 2 Figuras 4.4.14 y 4.4.15 y Prueba # 3 Figuras 4.4.18 y 4.4.19, se puede observar que el rotor tanto en la dirección X y Y alcanza dos velocidades críticas en el intervalo de 0 a 5100 rpm. La primera velocidad crítica se encuentra aproximadamente en 1400 rpm, mientras que la segunda se encuentra alrededor de 2600 rpm.

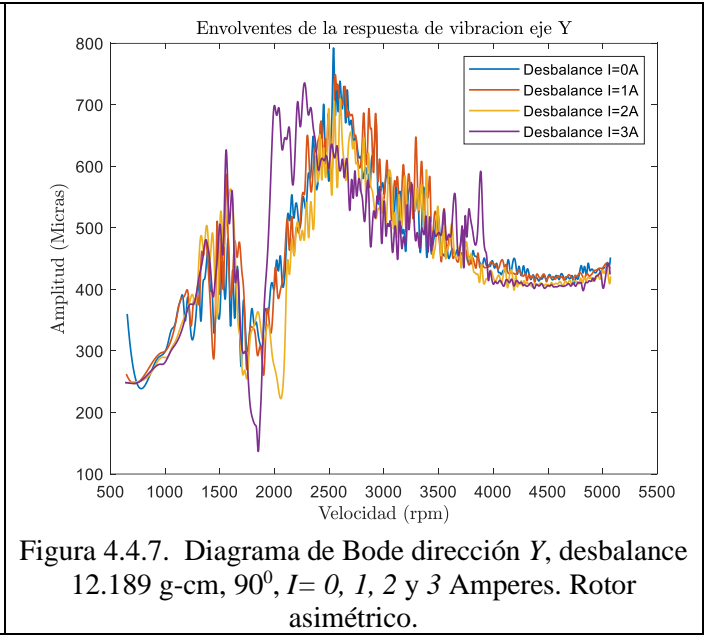
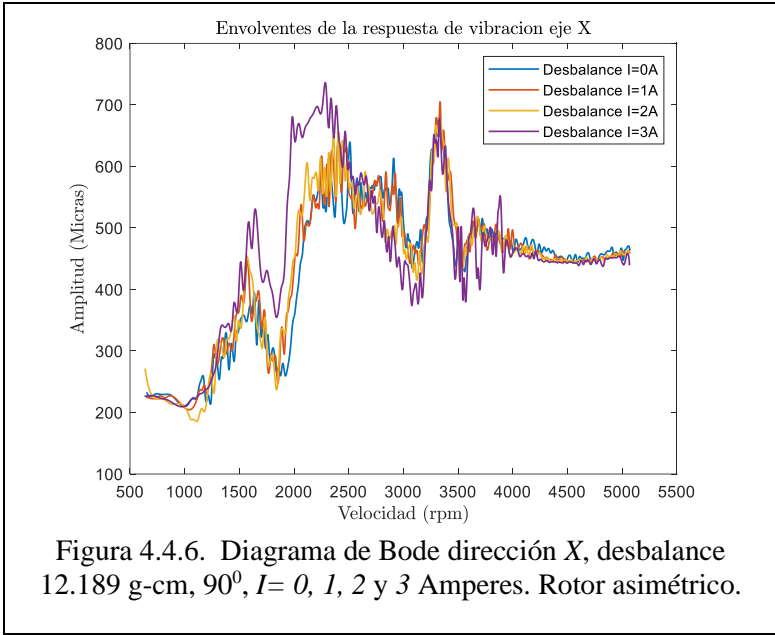
En la Prueba # 1 Figura 4.4.6 y Figura 4.4.7 dirección X y Y respectivamente, se puede observar que la respuesta de vibración no presenta cambios significativos cuando la corriente de excitación en la chumacera es de $I=1$ y $I=2$ Amperes, sin embargo, cuando la corriente de excitación es de $I=3$ Amperes, la amplitud de vibración sufre cambios, la respuesta de vibración se incrementa en un 20% en el intervalo de 1500 rpm a 2500 rpm y disminuye en un 10% en el intervalo 2600 rpm a 3200 rpm, posteriormente, la respuesta de vibración tiene el mismo comportamiento que la señal de referencia.

En la Prueba # 2 en la Figura 4.4.14 dirección X , de manera similar que el caso descrito en la Prueba # 1, la respuesta de vibración no presenta cambios significativos cuando la corriente de excitación en la chumacera es de $I=1$ y $I=2$ Amperes, excepto cuando la corriente de excitación es $I=3$ Amperes se presenta un ligero decremento como del 5% de la amplitud de la respuesta de vibración en el intervalo de 1000 rpm a 1700 rpm y de 2500 rpm a 3100 rpm. Sin embargo, en la Figura 4.4.15 dirección Y , la respuesta de vibración presenta un decremento para todos los casos donde la corriente de excitación de la chumacera es de $I=1$, $I=2$ y $I=3$ Amperes, logrando hasta un 20% cuando $I=3$ Amperes en el intervalo de velocidades de 2500 rpm a 3700 rpm.

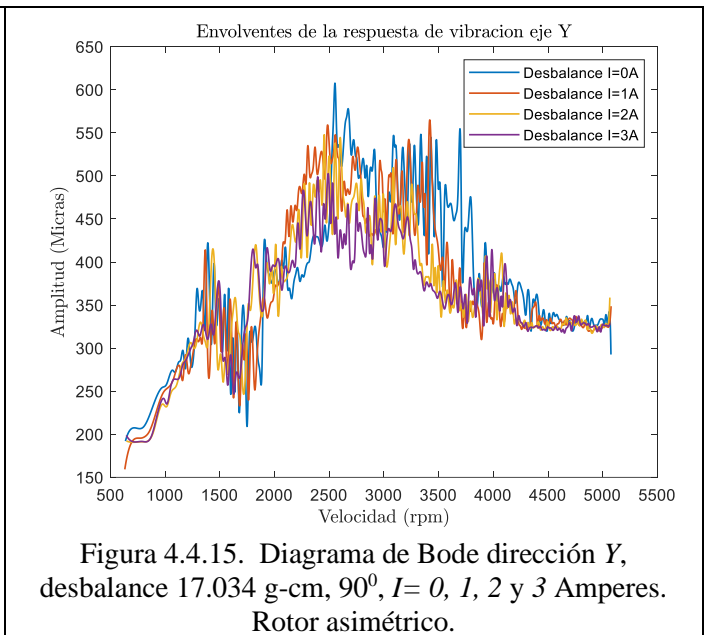
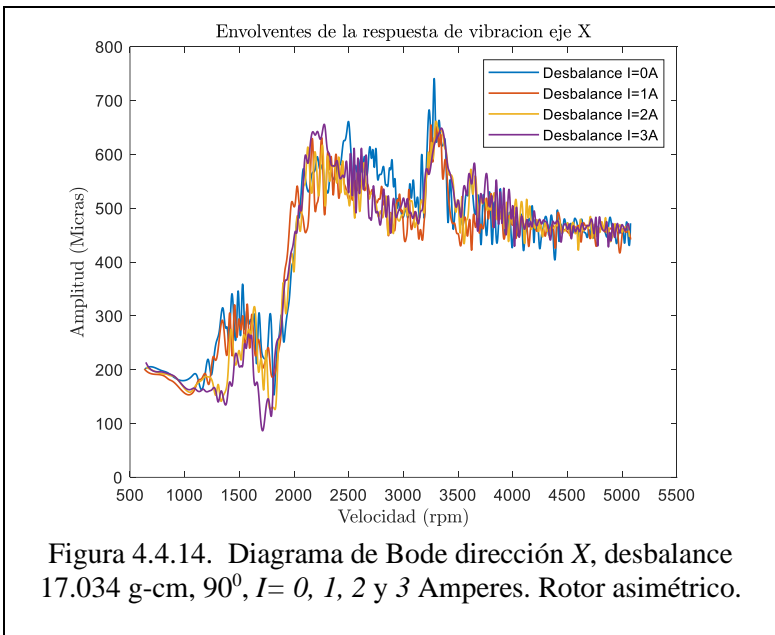
En la Prueba # 3 en la Figura 4.4.18 dirección X , la respuesta de vibración no presenta cambios de amplitud significativos cuando la corriente de excitación en la chumacera es de $I=1$, $I=2$ y $I=3$ Amperes, en contraste en la Figura 4.4.19 dirección Y , cuando la corriente de excitación es de $I=3$ Amperes, se logró una reducción de la amplitud de vibración en la respuesta de vibración de aproximadamente del 15% en la zona de resonancia (velocidad

crítica 2500-2600 rpm) y del 10% en el intervalo de velocidades de 3300 rpm a 3600 rpm y de 4100 rpm a 5100 rpm.

Prueba # 1, posición angular de 90°.



Prueba # 2, posición angular de 90°.



Prueba # 3, posición angular de 90°.

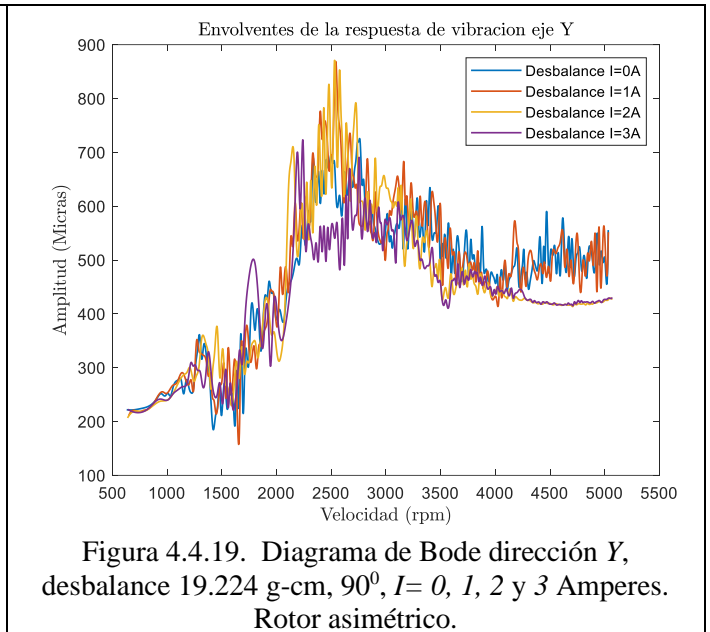
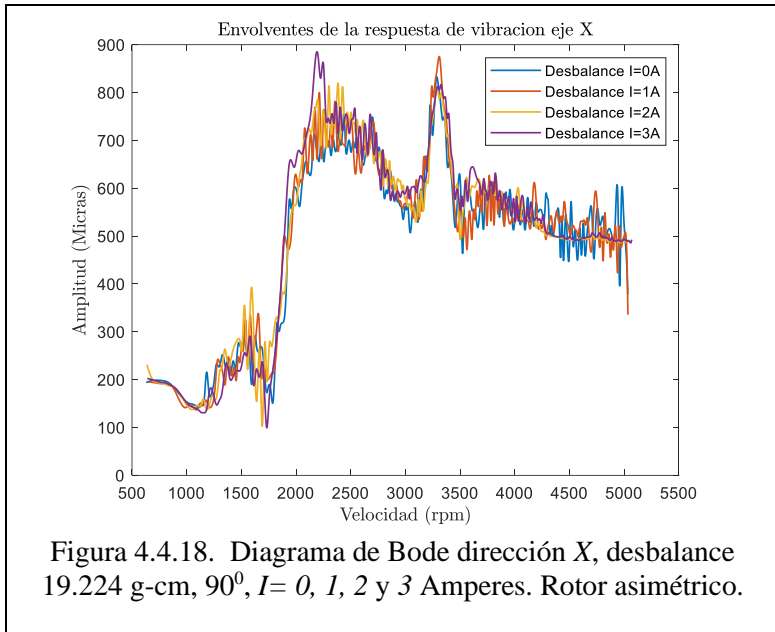


Figura 4.4.18. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 90°, $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.

Figura 4.4.19. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 90°, $I=0, 1, 2$ y 3 Amperes. Rotor asimétrico.

4.4.1.2 Posición angular del desbalance de 135°.

De la misma manera que el caso anterior, para un mejor análisis de los efectos que tiene la chumacera magnetorreológica en la respuesta dinámica del rotor, se agruparon los diagramas de Bode en las direcciones X y Y para los tres diferentes desbalances en la posición angular de 135°, Figuras 4.4.12 - 4.4.13, Figuras 4.4.16 - 4.4.17 y Figuras 4.4.20 - 4.4.21. Las amplitudes de vibración se dan en micras, cabe recordar que se utilizó un sensor de desplazamiento tipo Eddy Current con una sensibilidad de 200 mV/mil.

Tomando como referencia la gráfica en color azul ($I=0$ amperes) para las Prueba # 1 Figuras 4.4.12 y 4.4.13, Prueba # 2 Figuras 4.4.16 y 4.4.17 y Prueba # 3 Figuras 4.4.20 y 4.4.21, se puede observar que el rotor tanto en la dirección X y Y presenta dos velocidades críticas en el intervalo de 0 a 5100 rpm. La primera velocidad crítica se encuentra en la zona de 1800 rpm a 2000 rpm, mientras que la segunda velocidad crítica se localiza en la zona de 2500 rpm a 2800 rpm.

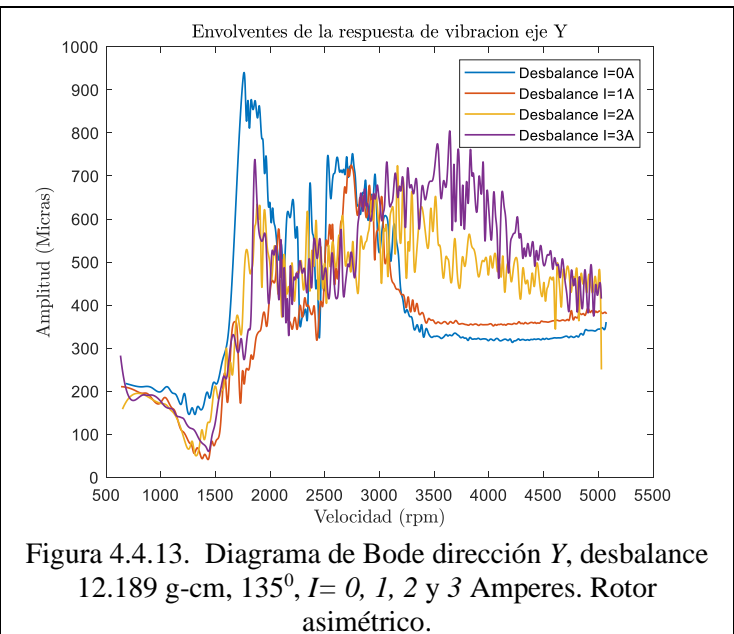
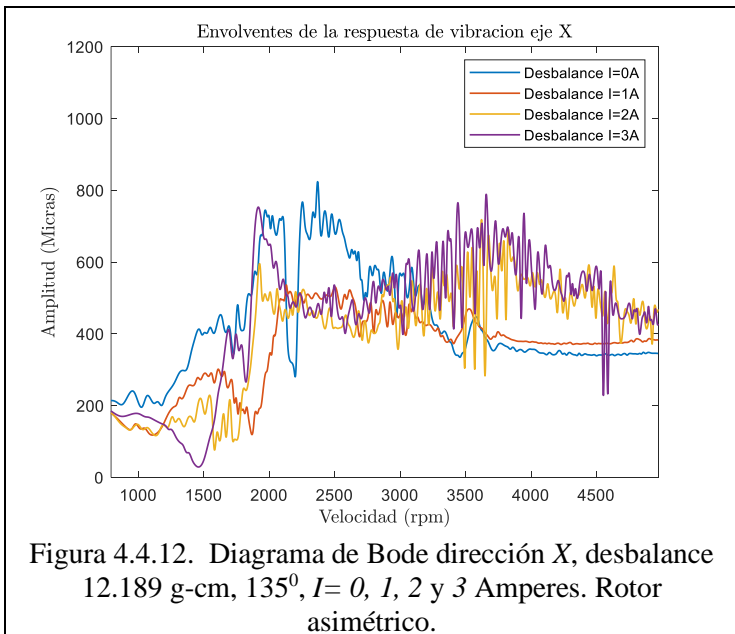
En la Prueba # 1 Figura 4.4.20 y Figura 4.4.21 dirección X y Y respectivamente, se observa una reducción significativa de la amplitud de la respuesta de vibración cuando la excitación en la chumacera magnetorreológica es de $I=1, I=2$ y $I=3$ Amperes. Nótese que en ambas direcciones X y Y, en el intervalo de velocidades de 1200 rpm a 1500 rpm se redujo la amplitud de vibración en un 70% cuando la corriente de excitación es $I=2$ Amperes. Sin embargo, se puede observar en la Figura 4.4.12 dirección X, que los mejores resultados se obtuvieron cuando la corriente de excitación es $I=1$ Amperes, logrando reducir la amplitud de vibración en un 33% en la zona de las dos velocidades críticas 1500 rpm - 3100 rpm, mientras que en la dirección Y Figura 4.4.13, la reducción en la amplitud de vibración fue

del 85% en la zona de la primera velocidad crítica 1500 rpm a 1700 rpm y 40% en la zona de la segunda velocidad crítica 2200rpm a 2500 rpm.

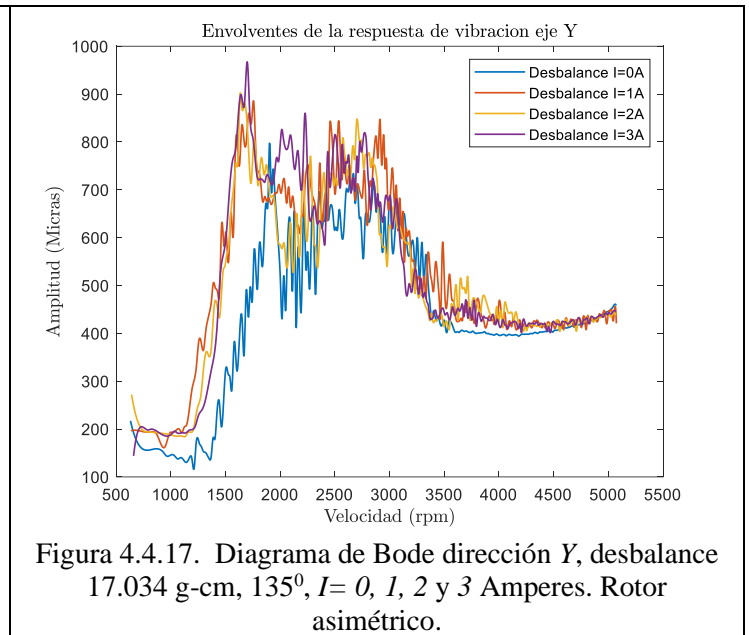
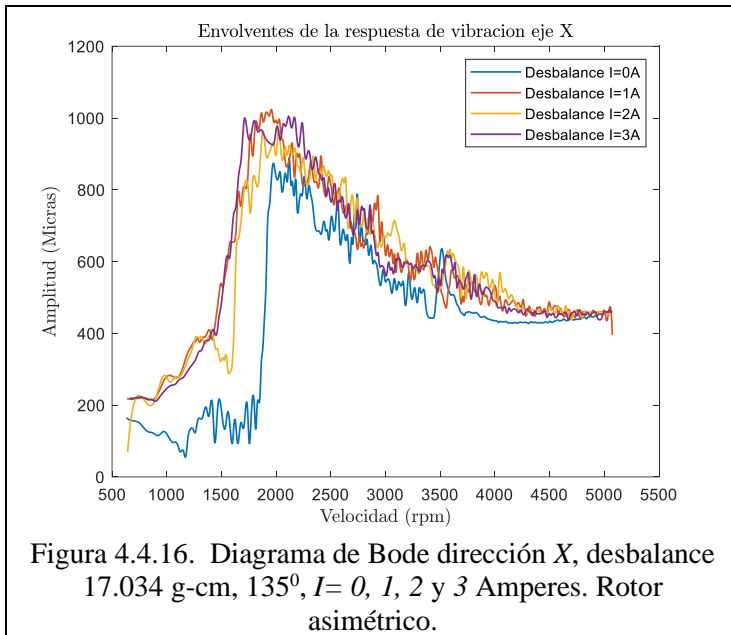
En la prueba # 2 Figura 4.4.16 y Figura 4.4.17 dirección X y Y respectivamente, se observa que la respuesta de vibración para los casos donde la corriente de excitación en la chumacera es de $I=1$, $I=2$ y $I=3$ Amperes presentan un comportamiento muy similar entre ellas, sin embargo, para todos los casos las amplitudes son ligeramente mayores en comparación con la amplitud de vibración de la respuesta de referencia, por lo que para esta Prueba no se logró reducir la amplitud de la respuesta de vibración del rotor.

En la Prueba # 3 Figura 4.4.20 y Figura 4.4.21 dirección X y Y respectivamente, el comportamiento de la respuesta de vibración de referencia es muy similar a la respuesta de vibración cuando se tiene una corriente de excitación en la chumacera de $I=1$, $I=2$ y $I=3$ Amperes. Sin embargo, cuando se tiene una corriente de excitación de $I=3$ Amperes, en el intervalo de velocidades de 2500 rpm a 3600 rpm en ambas direcciones, se presenta una reducción en la amplitud de vibración de aproximadamente del 5%. De acuerdo con la respuesta de vibración en ambas direcciones, para este caso en particular, la variación de la corriente de excitación en la chumacera magnetorreológica no modifica de manera significativa el comportamiento dinámico del sistema.

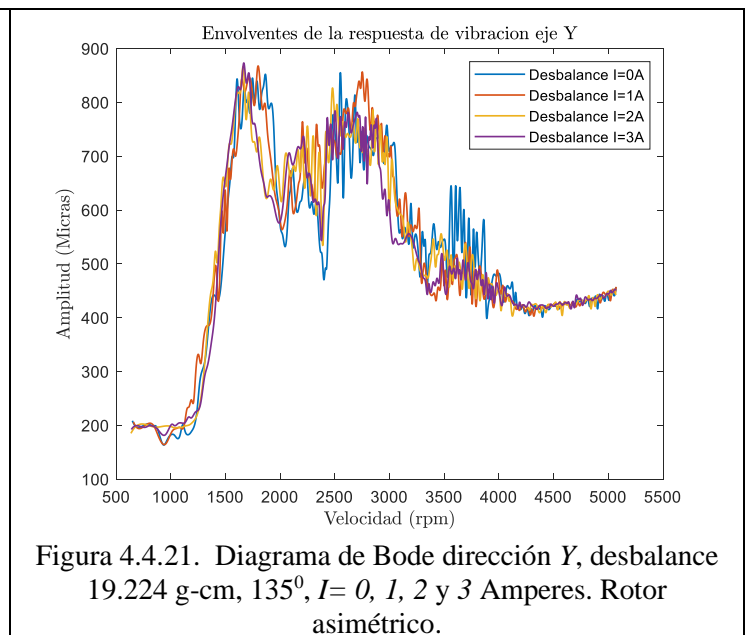
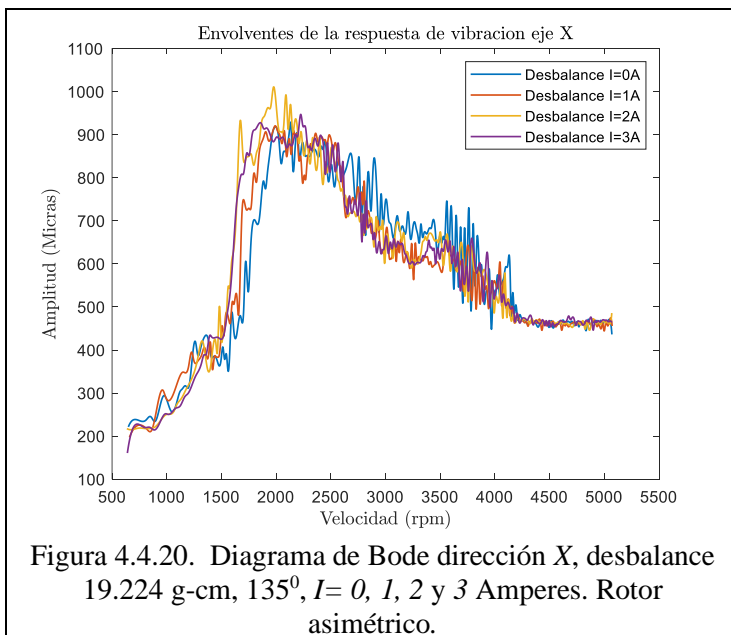
Prueba # 1, posición angular de 135°.



Prueba # 2, posición angular de 135°.



Prueba # 3, posición angular de 135°.

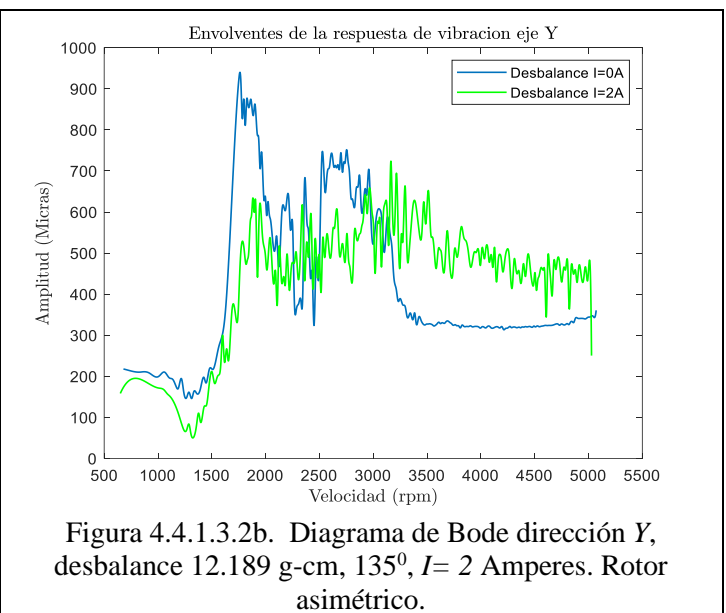
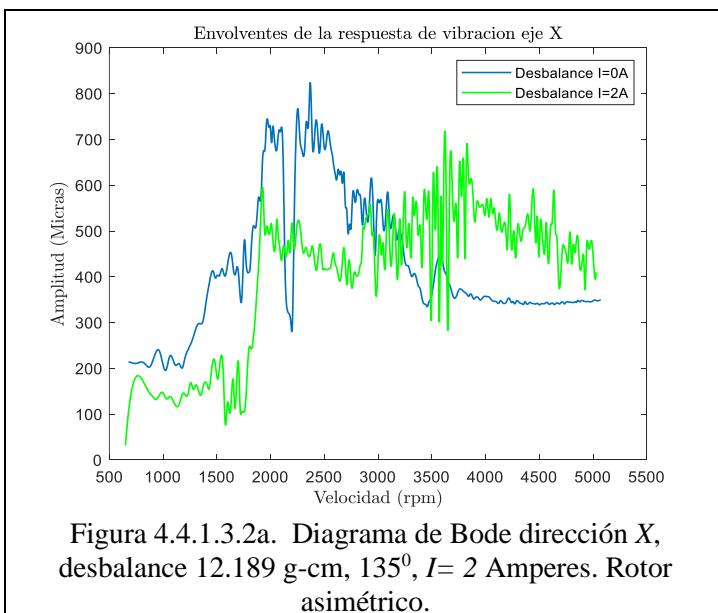
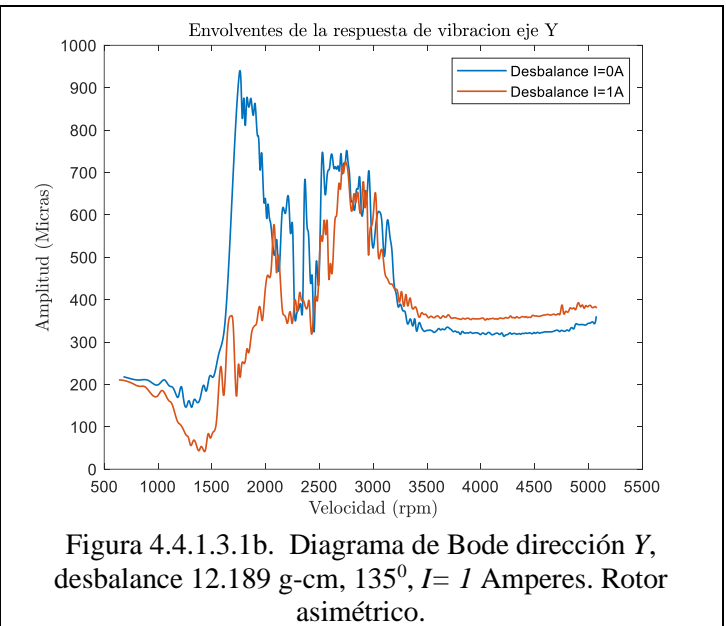
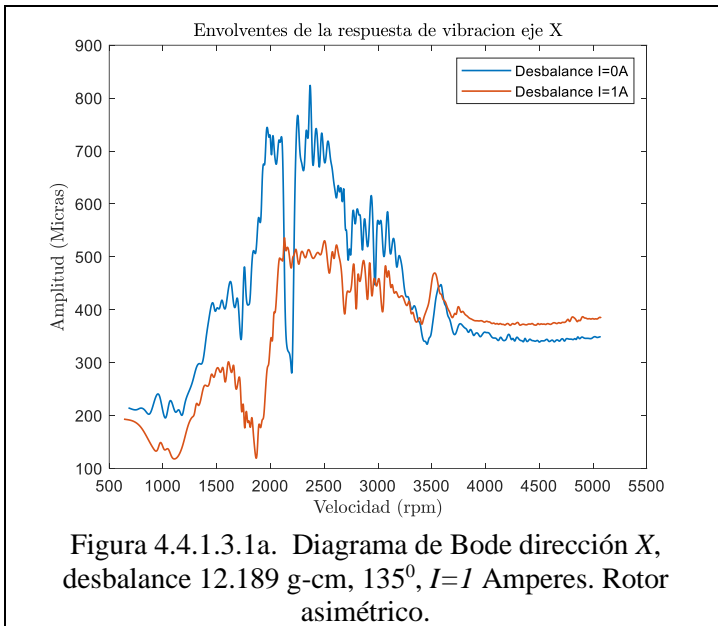


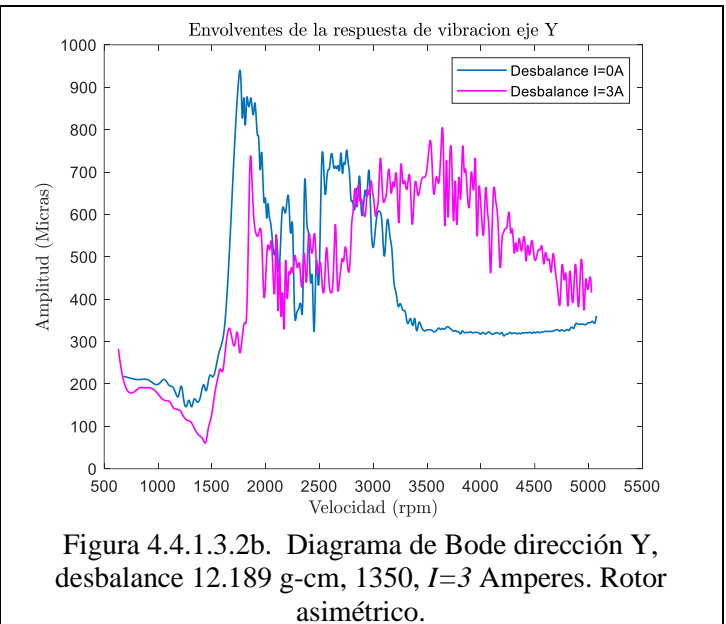
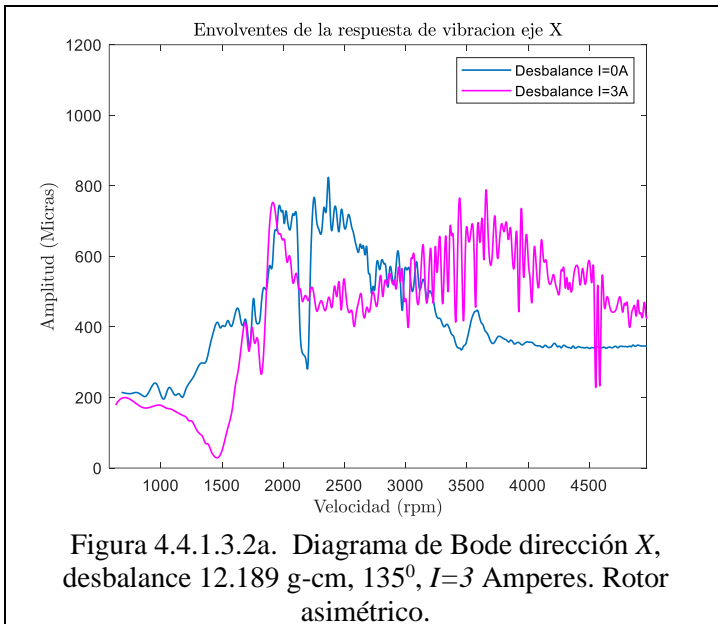
4.4.1.3 Conclusión de la discusión de resultados (rotor asimétrico).

De los resultados obtenidos se puede observar que los mejores resultados para el rotor asimétrico se presentan para la Prueba # 1 cuando se tiene la menor cantidad de desbalance

12.189 g-cm en la posición angular de 135° con una corriente de excitación de $I=1$, $I=2$ y $I=3$ Amperes ver Figuras 4.4.1.3.1a - 4.4.1.3.1b, 4.4.1.3.2a - 4.4.1.3.2b y 4.4.1.3.3a - 4.4.1.3.3b. Esto se debe a que la respuesta de vibración de un rotor asimétrico depende del desbalance, posición angular, asimetría del rotor y del amortiguamiento del sistema. Por lo tanto, si los cambios en las propiedades del fluido cuando existe una corriente de excitación no generan las fuerzas necesarias para contrarrestar los efectos de la asimetría en el comportamiento dinámico del rotor, éste tendrá una respuesta de vibración similar a la respuesta de vibración de referencia tal y como se muestran en los resultados de la Prueba # 2 Figura 4.4.16 y Figura 4.4.17 y Prueba # 3 Figura 4.4.20 y Figura 4.4.21.

Prueba # 1, posición angular de 135° .





Es importante mencionar que la chumacera magnetorreológica tiene cuatro bobinas tipo herradura distribuidas uniformemente, de tal forma que cuando se realizó el suministro del fluido (parte superior de la chumacera) las 2 bobinas superiores (activadas) no permitieron que el fluido se distribuyera uniformemente en el muñón del rotor, lo que generó que el fluido se mantuviera rígido en la zona superior del muñón generando un incremento en la respuesta de vibración del rotor, de acuerdo con lo anterior se activaron únicamente las dos bobinas inferiores. Cabe recordar que el intersticio entre el muñón y la carcasa de la chumacera fue de 1 mm, parámetro que influye en la distribución de presión y en consecuencia en las fuerzas generadas en la chumacera, repercutiendo directamente en los parámetros de rigidez y amortiguamiento de la chumacera, por lo que se recomienda hacer pruebas incrementando el espesor del intersticio.

4.5 Control de vibración en la velocidad crítica del rotor.

4.5.1 Metodología propuesta para el control de vibración en el sistema rotodinámico.

De los resultados obtenidos de las pruebas experimentales del sistema rotodinámico con flecha simétrica y asimétrica y de acuerdo con Nikolajsen [30] para superar las velocidades críticas del rotor sin necesidad de aplicar una metodología de balanceo se recomienda lo siguiente:

De acuerdo con el esquema de la Figura 4.5.1.1, conforme la velocidad de excitación del rotor se aproxima a la velocidad crítica Ω_{cr} se activa la chumacera en la velocidad Ω_1 generando un campo magnético, donde en un tiempo de milisegundos en el fluido se forma

un núcleo rígido en el centro del fluido en el intersticio formado por la carcasa de la chumacera y el muñón, y en consecuencia un incremento de rigidez en el soporte del rotor, generando una nueva trayectoria de la respuesta de vibración (línea punteada), moviendo la velocidad crítica a una nueva posición denotada por Ω'_{cr} tal y como se muestra en la Figura 4.5.1.1. De acuerdo con lo anterior, en la velocidad Ω_1 se presenta una caída súbita de la amplitud de vibración, posteriormente la amplitud de vibración se incrementa hasta llegar a la velocidad de operación Ω_2 , velocidad donde se desactiva la chumacera, en un tiempo de milisegundos el esfuerzo cortante del fluido regresa a sus condiciones originales (propiedades iniciales del fluido cuando $I=0$ Amperes), de tal forma que la respuesta de vibración sigue la trayectoria original denotada por la línea sólida. Relajado el fluido, el efecto de la velocidad crítica Ω_{cr} en la respuesta de vibración ha sido eliminado.

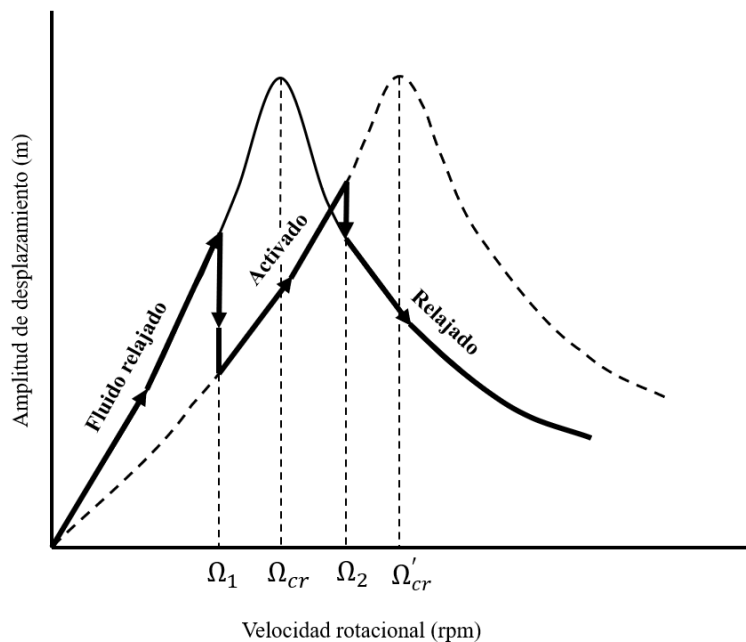


Figura 4.5.1.1 Control de la respuesta de vibración en la velocidad crítica Ω_{cr} [30].

De acuerdo con Nikolajsen [30] la amplitud mínima que se puede lograr en el sistema, es el punto mínimo localizado en la depresión entre los picos de la respuesta de vibración localizados en las velocidades Ω_1 y Ω_2 . La amplitud mínima que se puede lograr depende de la sensibilidad de la velocidad crítica a los cambios en la rigidez del soporte, asimismo, también depende del ancho de banda del pico de la respuesta de vibración, que es función del amortiguamiento residual suministrado por la chumacera con el fluido relajado.

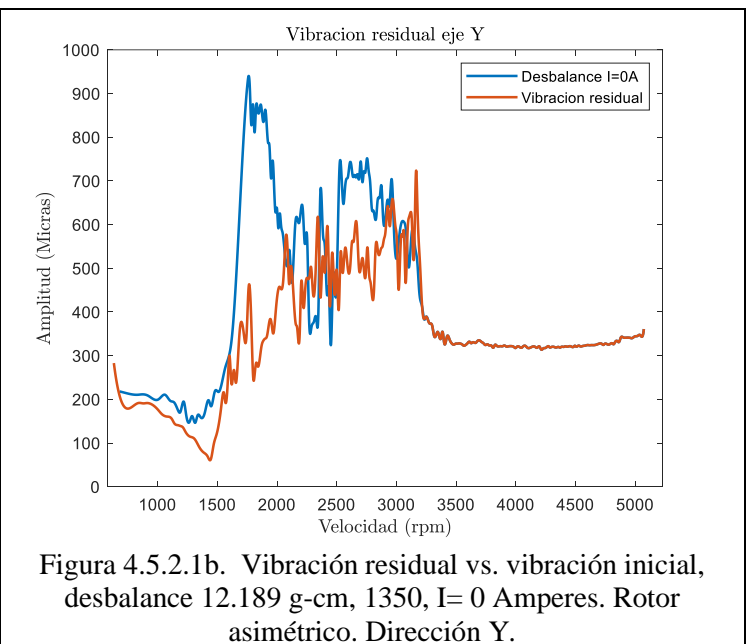
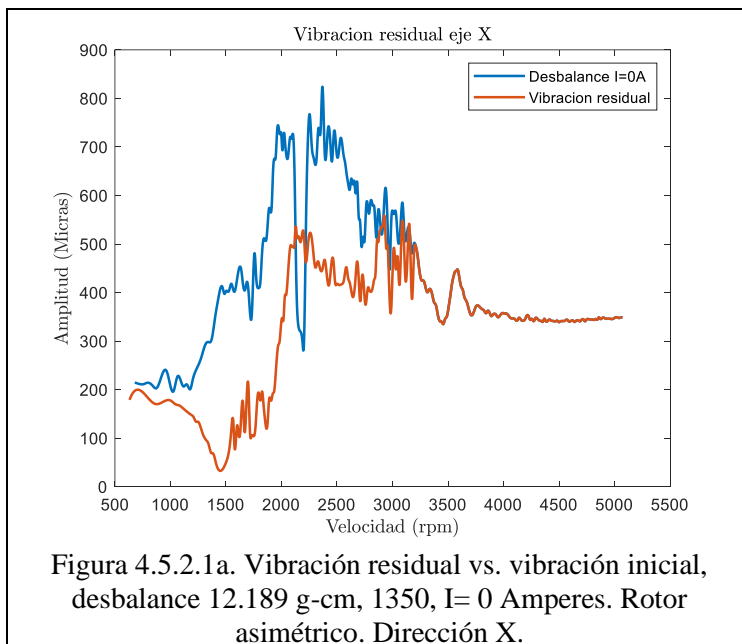
4.5.2 Aplicación de la metodología propuesta para el control de vibración en el rotor asimétrico.

Tomando como referencia la respuesta del rotor asimétrico correspondiente a la Prueba # 1, posición angular de 135° Figuras 4.4.12 y Figura 4.4.13 dirección X y Y respectivamente, se

recomienda aplicar la siguiente secuencia de operación del rotor, siguiendo la metodología propuesta en la Sección 4.5.1.

Iniciar la operación del rotor con una corriente de excitación en la chumacera de $I=3$ Amperes manteniendo esta intensidad de corriente hasta llegar aproximadamente a una velocidad de operación de 1500 rpm, en ese instante se decrementa la corriente de excitación de la chumacera a $I=2$ Amperes manteniendo esta condición hasta llegar a 1800 rpm, en esta velocidad se decrementa nuevamente la corriente de excitación en la chumacera a $I=1$ Amperes manteniendo esta corriente de excitación hasta alcanzar una velocidad de operación de 2200 rpm, en este instante se aumenta la intensidad de corriente a $I=2$ Amperes manteniendo esta condición hasta alcanzar una velocidad de operación de 3200 rpm, una vez alcanzada esa velocidad se elimina la excitación en la chumacera y se deja que el rotor llegue a su velocidad nominal de operación. En la Figura 4.5.2.1a y Figura 4.5.2.1b se muestra la vibración residual que se lograría en las direcciones X y Y respectivamente comparada con la vibración inicial del rotor. Se puede observar que existe una atenuación de la amplitud de vibración en todo el intervalo de velocidad de operación del rotor de aproximadamente del 50% de la amplitud de la vibración inicial.

Prueba # 1, posición angular de 135°.



Capítulo V

Conclusiones

En este trabajo de tesis se realizó el análisis de la respuesta de vibración del comportamiento dinámico de un rotor experimental con flecha simétrica (rotor simétrico) y asimétrica (rotor asimétrico) soportado en uno de sus extremos por una chumacera magnetorreológica. Las pruebas se realizaron con un espacio intersticial de 1 mm entre la carcasa de la chumacera y el muñón del rotor. Las conclusiones están limitadas al análisis de la respuesta de vibración de la envolvente de la amplitud máxima de la señal original.

Se utilizaron rampas de excitación de tipo lineal $\omega(t) = \omega_0 + \alpha t$ con una aceleración angular de $\alpha = 6.61 \text{ rad/s}^2$ para el rotor simétrico y $\alpha = 22 \text{ rad/s}^2$ para el rotor asimétrico, logrando superar dos velocidades críticas del rotor hasta llegar a la velocidad nominal de operación.

Las respuestas de vibración obtenidas del rotor simétrico como del asimétrico presentaron exceso de oscilaciones generando un ancho de banda de amplitudes de la vibración, por lo que el análisis de los efectos de la chumacera en la respuesta del rotor se realizó con la envolvente de la amplitud máxima de la vibración. Se observó que independientemente de la corriente de excitación y la presencia de fluido reológico en la chumacera, siempre hubo contacto entre el rotor y la carcasa de la chumacera, esto debido al espacio intersticial de 1 mm entre ellos.

Los resultados obtenidos del comportamiento de la respuesta de vibración del rotor simétrico soportado por la chumacera magnetorreológica son muy similares a los reportados en la literatura, de manera general se presentó un cambio en las frecuencias naturales del sistema en función de la corriente de excitación, así mismo, también se logró una reducción en las amplitudes de vibración principalmente en las zonas de resonancia. Para este sistema rotodinámico se obtuvieron los mejores resultados cuando la corriente de excitación en la chumacera fue de $I=1$ Amperes para la Prueba # 1, mientras que para la Prueba # 2 cuando la corriente de excitación en la chumacera fue de $I=1$ Amperes y $I=3$ Amperes, para ambas pruebas se logró reducir hasta un 50% la amplitud de vibración en algunos intervalos de velocidad del rotor tanto en la dirección X como en la dirección Y .

Para el sistema rotodinámico con flecha asimétrica Prueba # 1, Prueba # 2 y Prueba # 3, caso donde la posición angular del desbalance fue de 90° , los efectos de la chumacera magnetorreológica en la respuesta del rotor se presentaron principalmente en la dirección Y en las zonas de resonancia cuando la corriente de excitación fue $I=3$ Amperes, logrando un máximo de reducción de la vibración de un 20%, en contraste, los efectos en la dirección X no fueron significativos.

Los mejores resultados de los efectos de la chumacera magnetorreológica en la respuesta de vibración en las direcciones X y Y se obtuvieron para el sistema rotodinámico con flecha

asimétrica Prueba # 1, caso donde la posición angular del desbalance fue de 135° cuando la corriente de excitación fue $I=1$, $I=2$ y $I=3$ Amperes. Para el caso particular donde la corriente de excitación en la chumacera fue de $I=1$ Amperes se logró reducir la amplitud de vibración hasta un 85% en la zona de la primera velocidad crítica y un 40% en la zona de la segunda velocidad crítica.

Para el sistema rotodinámico con flecha asimétrica Prueba # 2 y Prueba # 3 caso donde la posición angular del desbalance fue de 135° , la respuesta de vibración no tuvo cambios significativos independientemente de que se incrementó el desbalance y se varió la corriente de excitación en la chumacera. Para la Prueba # 3 para el caso particular cuando la corriente de excitación fue de $I=3$ Amperes, se logró una disminución de vibración de aproximadamente el 5% en el intervalo de velocidades de 2500 rpm a 3600 rpm en las direcciones X y Y .

De acuerdo con el comportamiento dinámico del rotor en función de la corriente de excitación en la chumacera, se propone establecer secuencias de operación del rotor asimétrico, siguiendo la metodología propuesta por Nikolajsen [30] para rotores simétricos para el control de la vibración en las velocidades críticas del rotor asimétrico.

De los resultados obtenidos, se concluye que si es posible el control de vibraciones por desbalance de rotores asimétricos utilizando chumaceras con fluidos reológicos. Es importante mencionar que para obtener buenos resultados es necesario un buen diseño de la chumacera magnetorreológica ya que la amplitud mínima que se puede lograr depende de la sensibilidad de la velocidad crítica a los cambios en la rigidez del soporte (chumacera), asimismo, también depende del ancho de banda del pico de la respuesta de vibración, que es función del amortiguamiento residual suministrado por la chumacera con el fluido relajado.

Trabajos futuros

Como trabajos futuros para mejorar la presente investigación se proponen los siguientes puntos:

- 1.- Medir la respuesta de vibraciones en diferentes posiciones a lo largo del rotor, como, por ejemplo: en los extremos cerca de la chumacera normal y de la chumacera magnetorreológica, en el centro del rotor, y así analizar los efectos del campo magnético en la respuesta del rotor.
- 2.- Utilizar al menos tres fluidos reológicos con propiedades diferentes, con el objetivo de analizar la respuesta de vibración con fluidos reológicos con diferente punto de saturación.
- 3.- Analizar la respuesta de vibración incrementado el intersticio formado por la carcasa y el muñón del rotor en 2 mm y 3 mm.
- 4.- Considerar al menos 4 posiciones angulares (0° , 90° , 45° y 135°) del desbalance para analizar los efectos de la chumacera con diferentes corrientes de excitación, ya que para un rotor asimétrico la respuesta de vibración que genera un mismo desbalance es función de la posición angular donde éste se encuentre.
- 5.- Analizar la respuesta de vibración de un rotor asimétrico soportado por dos chumaceras convencionales en los extremos y una chumacera magnetorreológica utilizada como absorbedor de vibración.

Apéndice A: Rotor Simétrico

En esta sección se muestra la respuesta de vibración del rotor simétrico (Diagramas de Bode) en la dirección horizontal (eje X) y dirección vertical (eje Y). En cada una de las Figuras, el Bode del lado izquierdo contiene la respuesta de vibración del rotor tal y como se obtuvo del adquisidor de datos LabVIEW (gráfica de color azul), sobre la misma gráfica se presenta en color rojo la envolvente de la señal original. Asimismo, en las gráficas del lado derecho se presenta únicamente la envolvente de la señal original.

Prueba # 2, desbalance 60.453 g-cm, 22.5°.

Caso # 1: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido $I=0$ Amperes.

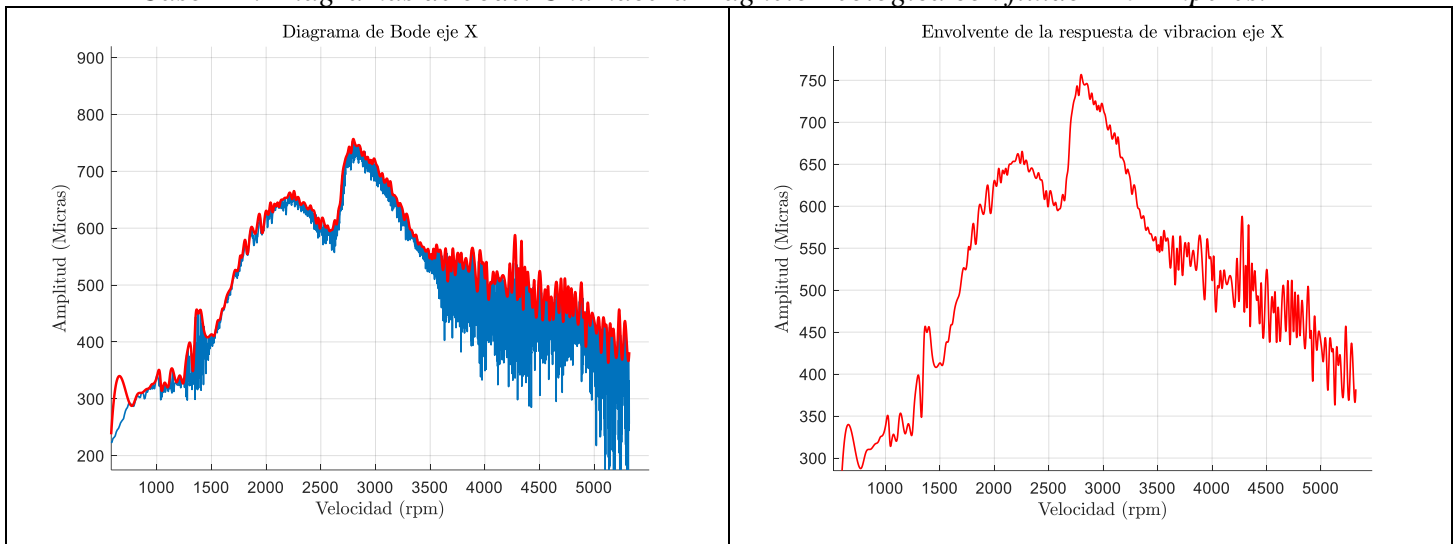


Figura A.1. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 60.453 g-cm, 22.5°, $I=0$ Amperes. Rotor simétrico.

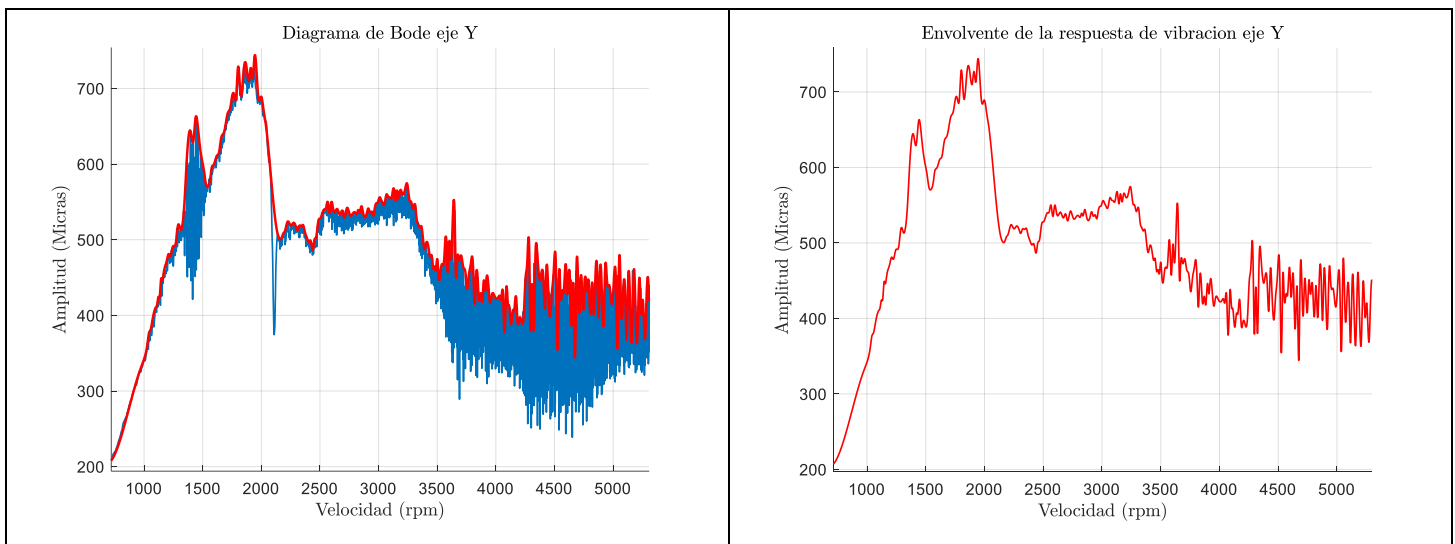


Figura A.2. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 60.453 g-cm, 22.5°, $I=0$ Amperes. Rotor simétrico.

Prueba # 2, desbalance 60.453 g-cm, 22.5°.

Caso # 2: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=1 Amperes.

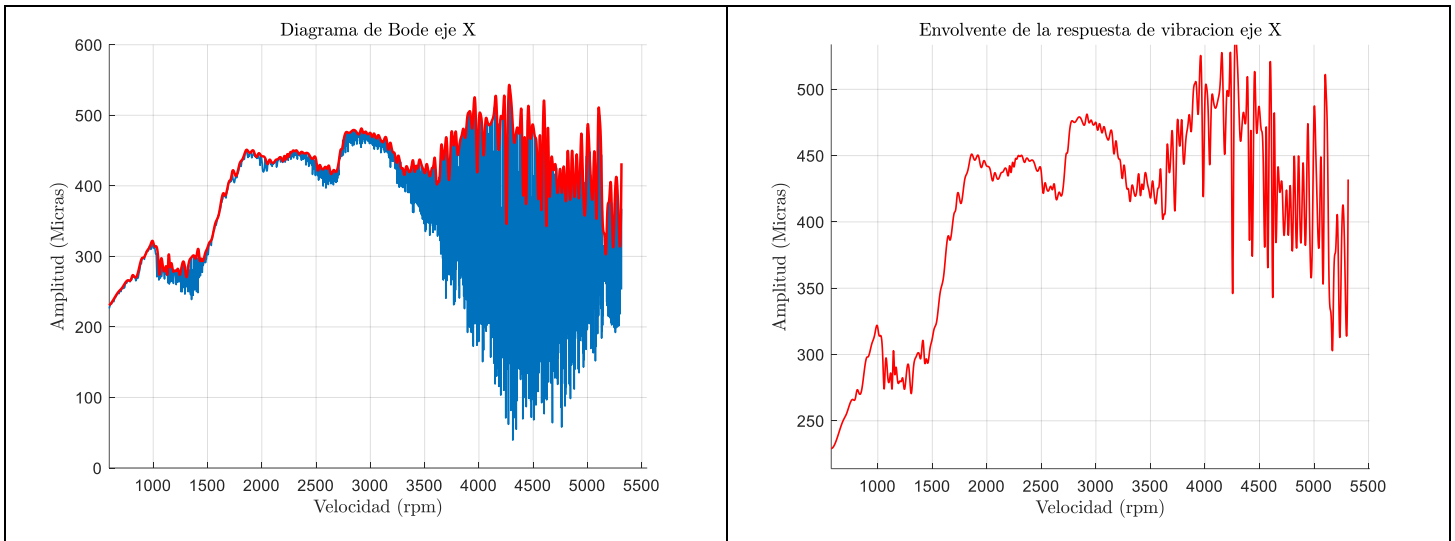


Figura A.3. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 60.453 g-cm, 22.5°, I=1 Amperes. Rotor simétrico.

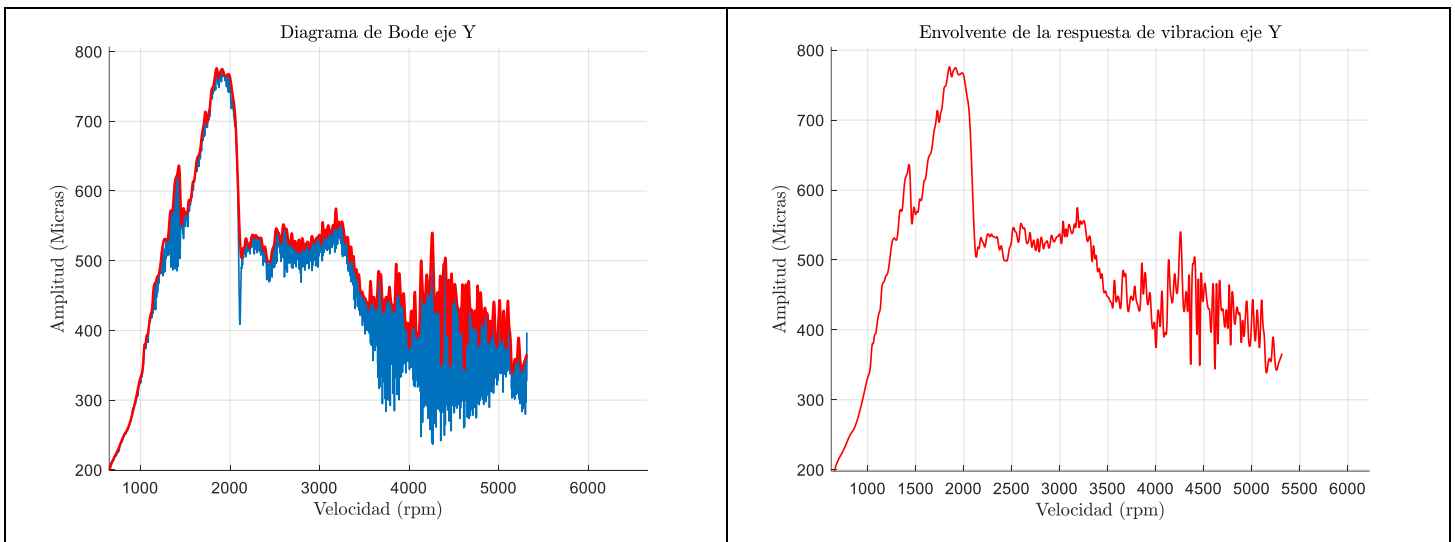


Figura A.4. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 60.453 g-cm, 22.5°, I=1 Amperes. Rotor simétrico.

Prueba # 2, desbalance 60.453 g-cm, 22.5°.

Caso # 3: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=2 Amperes.

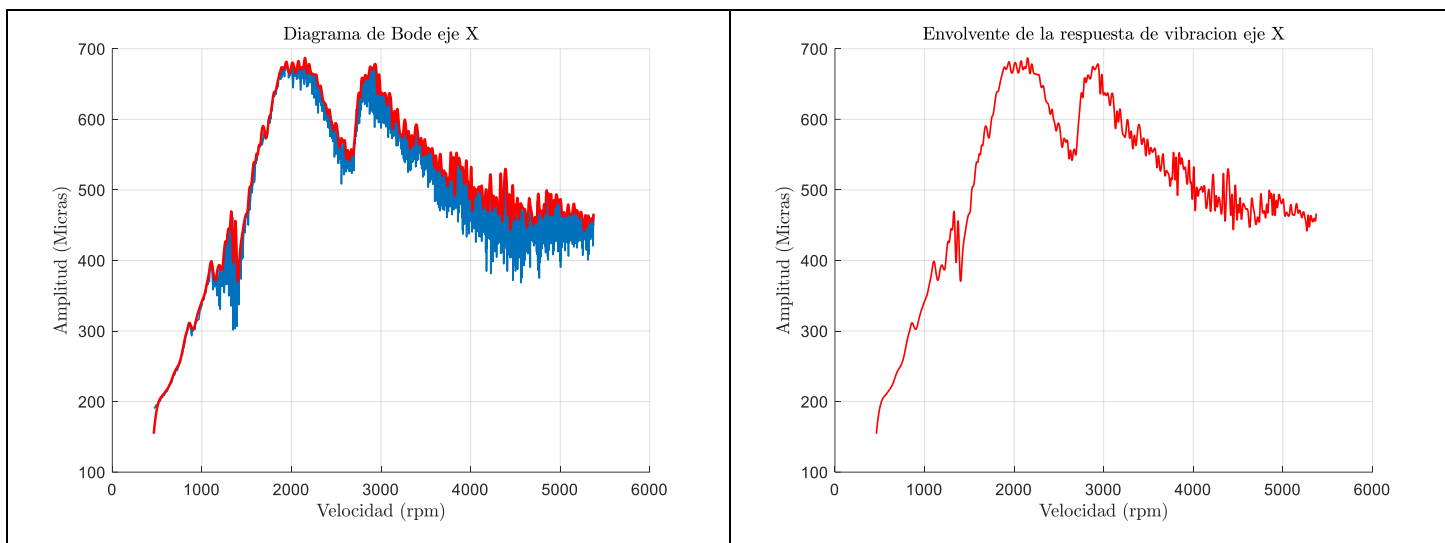


Figura A.5. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 60.453 g-cm, 22.5°, I=2 Amperes. Rotor simétrico.

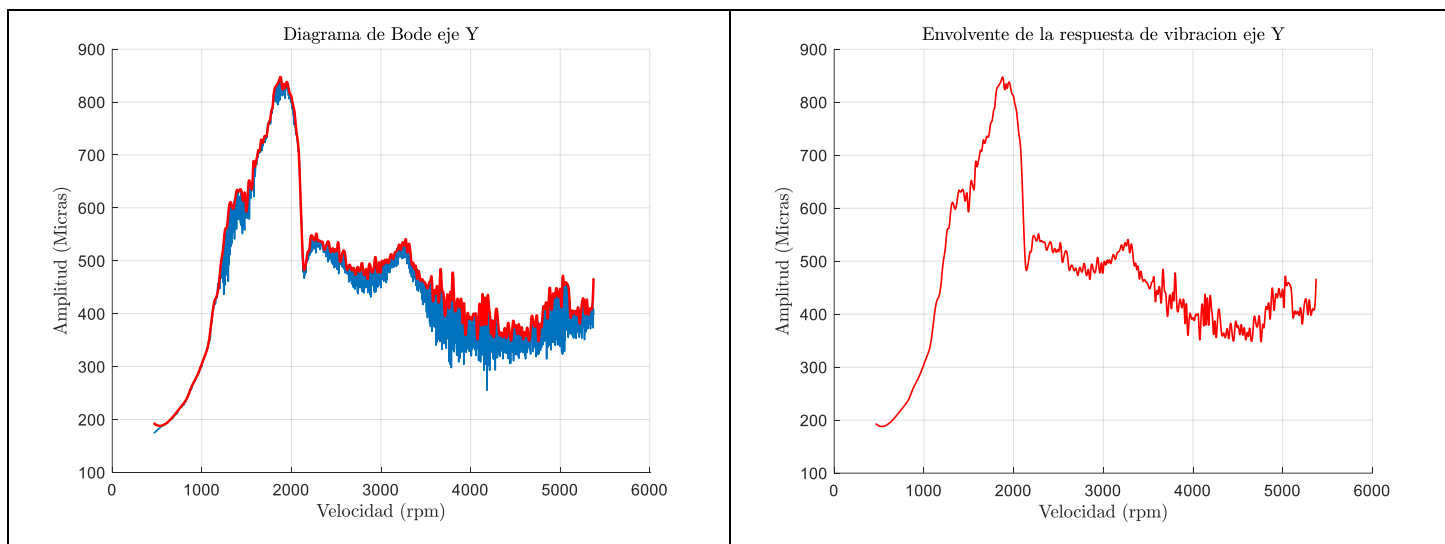


Figura A.6. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 60.453 g-cm, 22.5°, I=2 Amperes. Rotor simétrico.

Prueba # 2, desbalance 60.453 g-cm, 22.5°.

Caso # 4: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=3 Amperes.

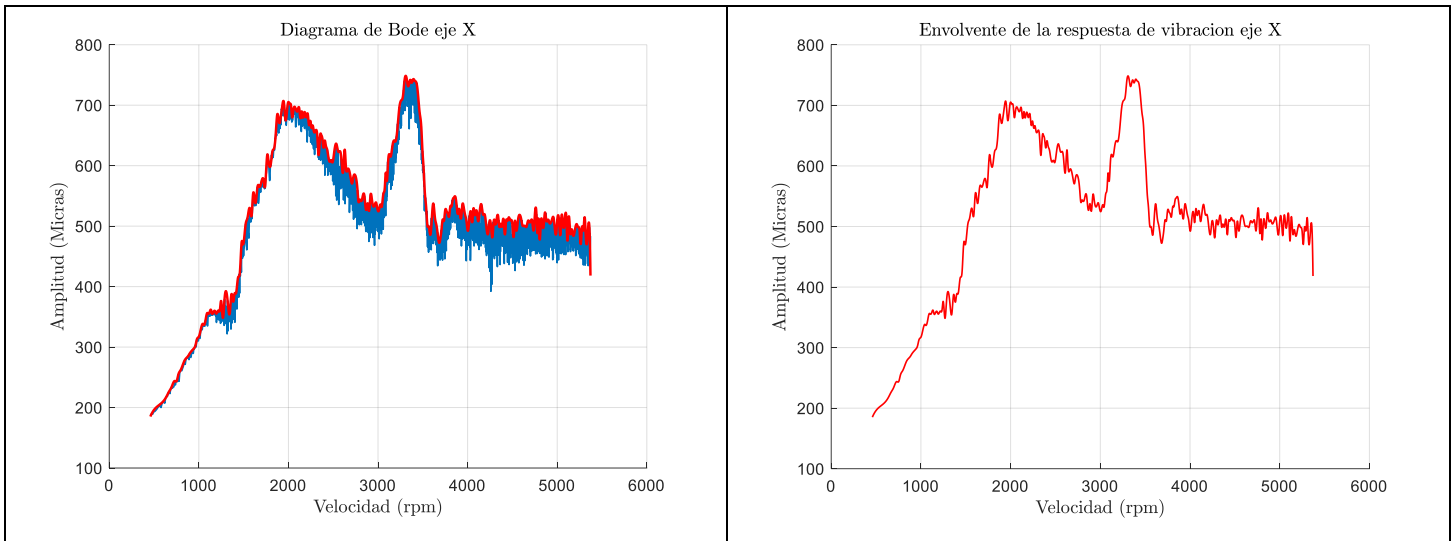


Figura A.7. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 60.453 g-cm, 22.5⁰, I=3 Amperes. Rotor simétrico.

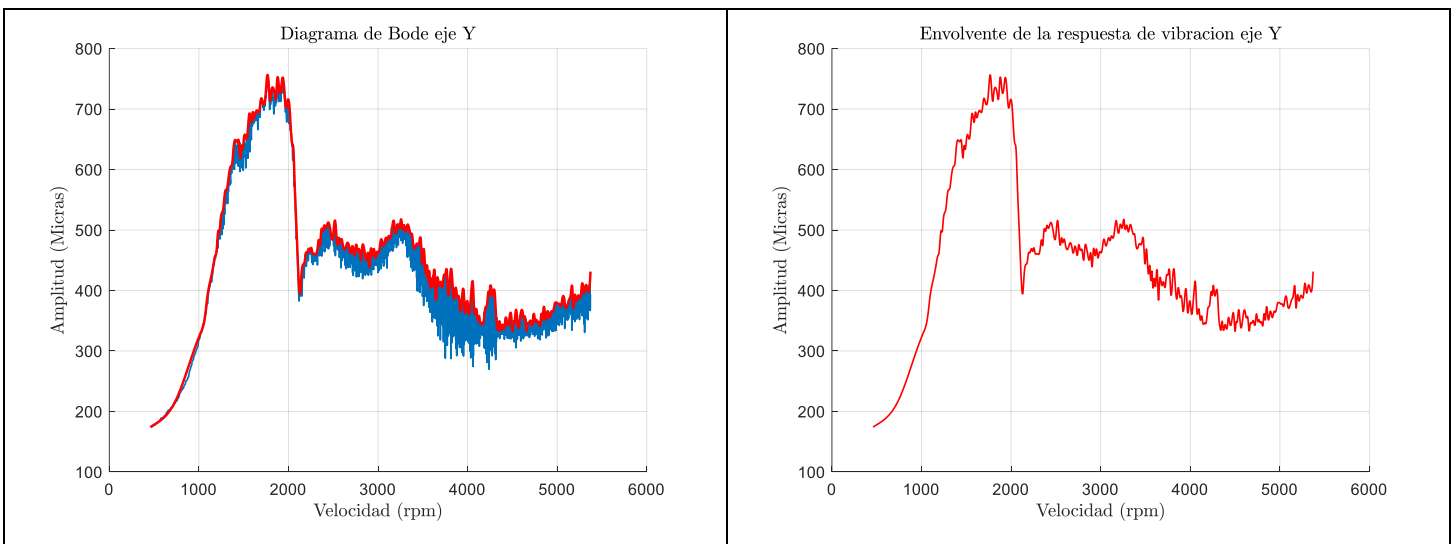


Figura A.8. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 60.453 g-cm, 22.5⁰, I=3 Amperes. Rotor simétrico.

Prueba # 3, desbalance 7.848 g-cm, 22.5°.

Caso # 1: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido $I=0$ Amperes.

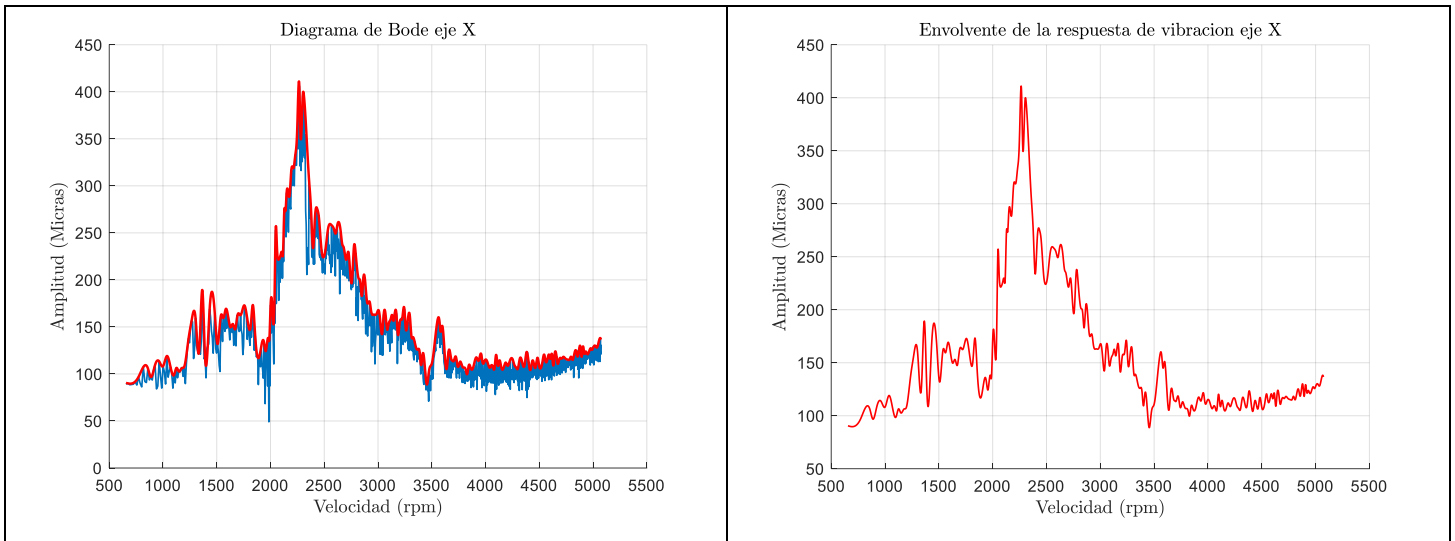


Figura A.9. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 7.848 g-cm, 22.5°, $I=0$ Amperes. Rotor simétrico.

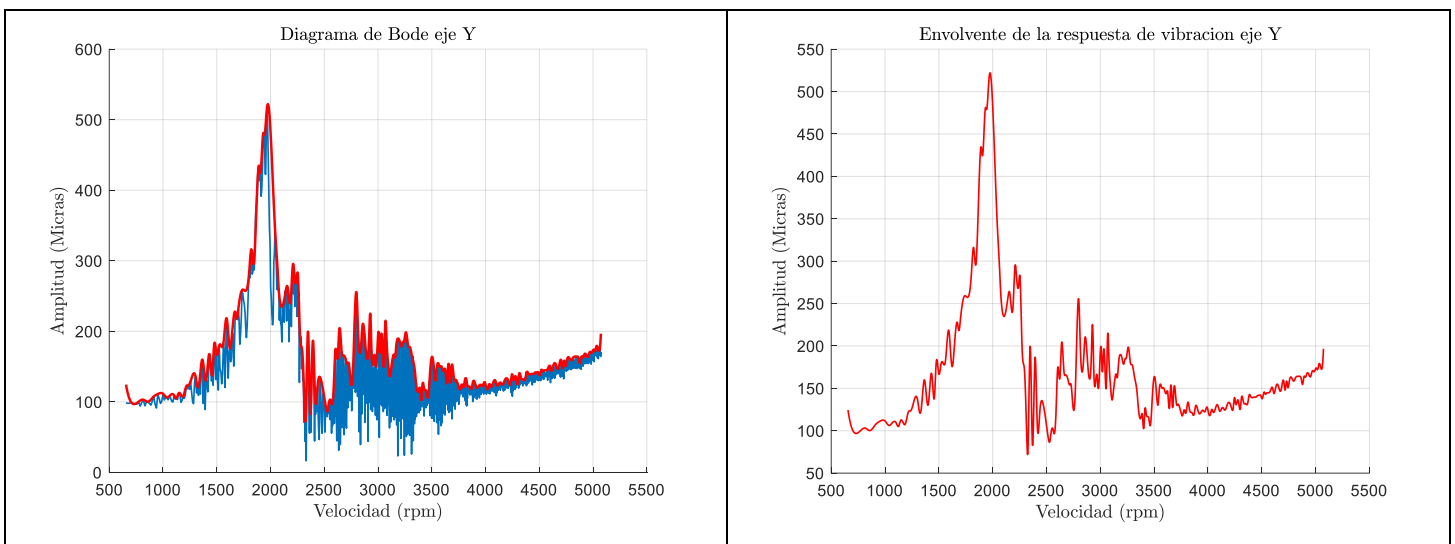


Figura A.10. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 7.848 g-cm, 22.5°, $I=0$ Amperes. Rotor simétrico.

Prueba # 3, desbalance 7.848 g-cm, 22.5°.

Caso # 2: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=1 Amperes.

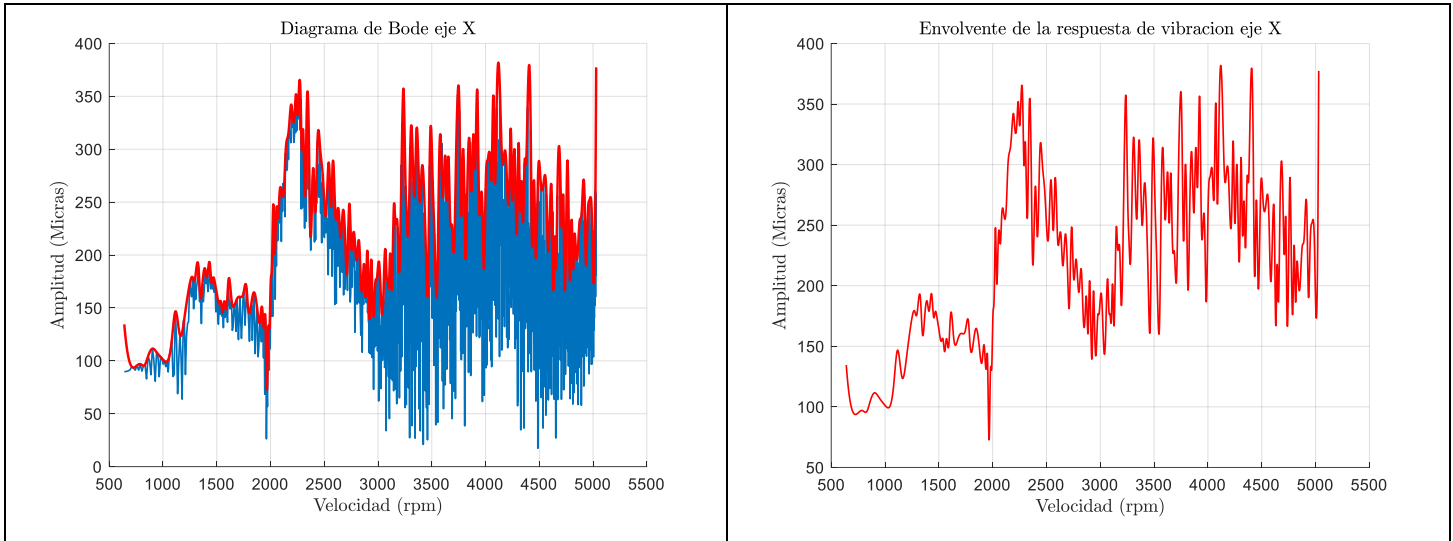


Figura A.11. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 7.848 g-cm, 22.5°, I=1 Amperes. Rotor simétrico.

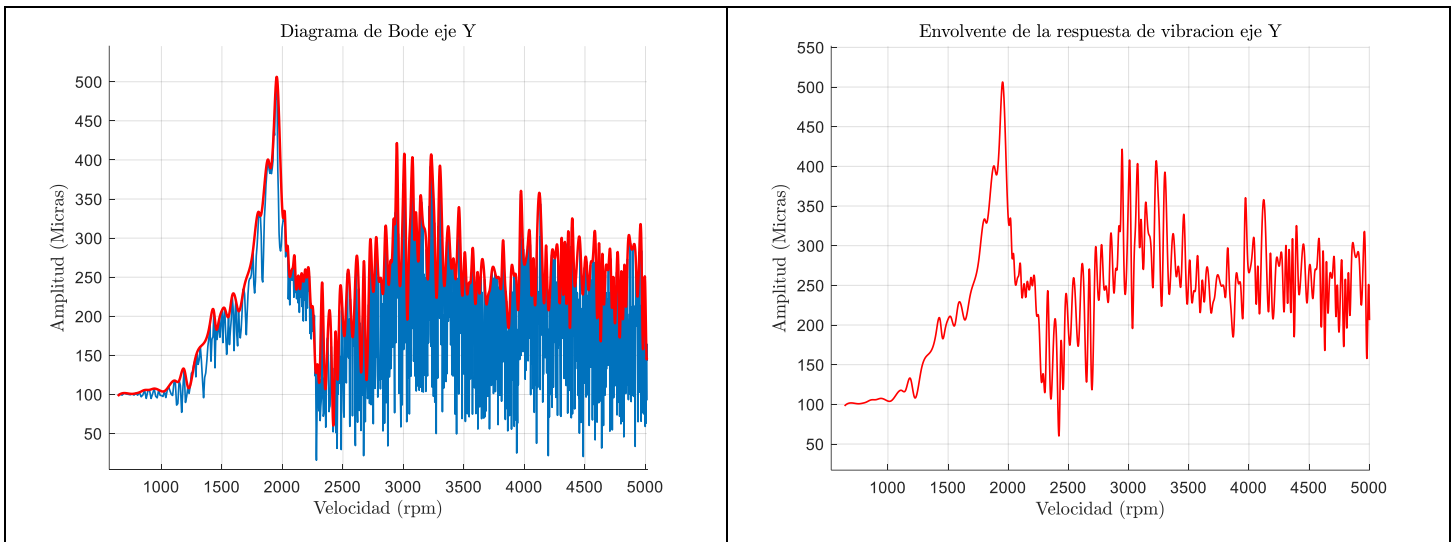


Figura A.12. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 7.848 g-cm, 22.5°, I=1 Amperes. Rotor simétrico.

Prueba # 3, desbalance 7.848 g-cm, 22.5°.

Caso # 3: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=2 Amperes.

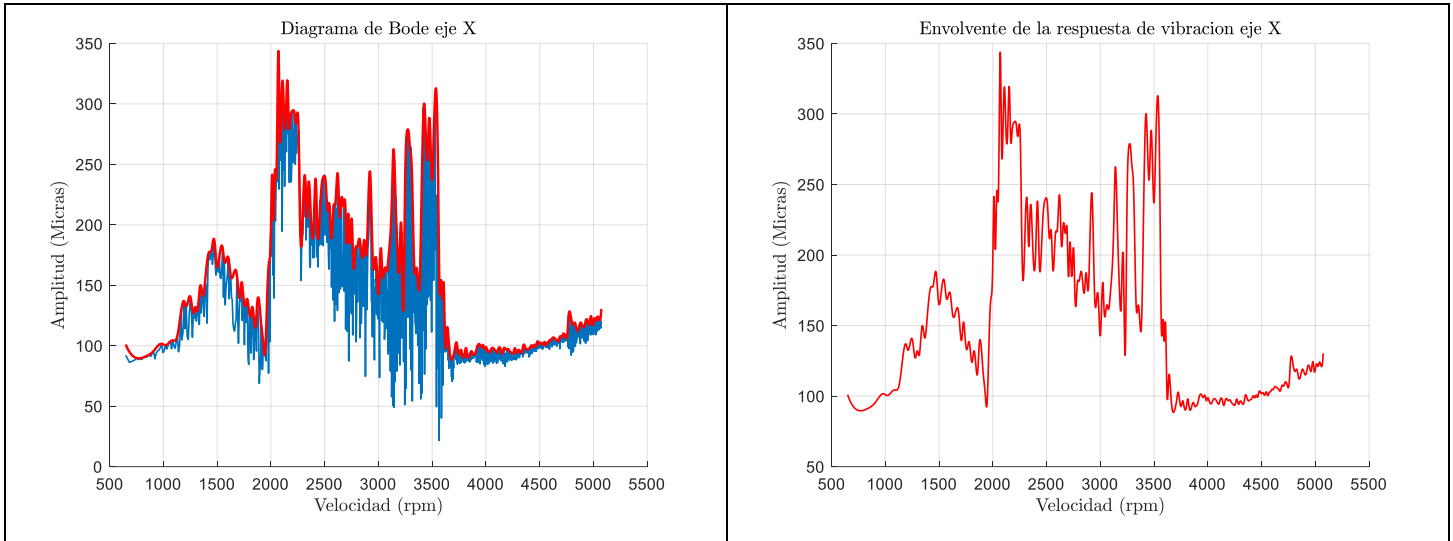


Figura A.13. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 7.848 g-cm, 22.5°, I=2 Amperes. Rotor simétrico.

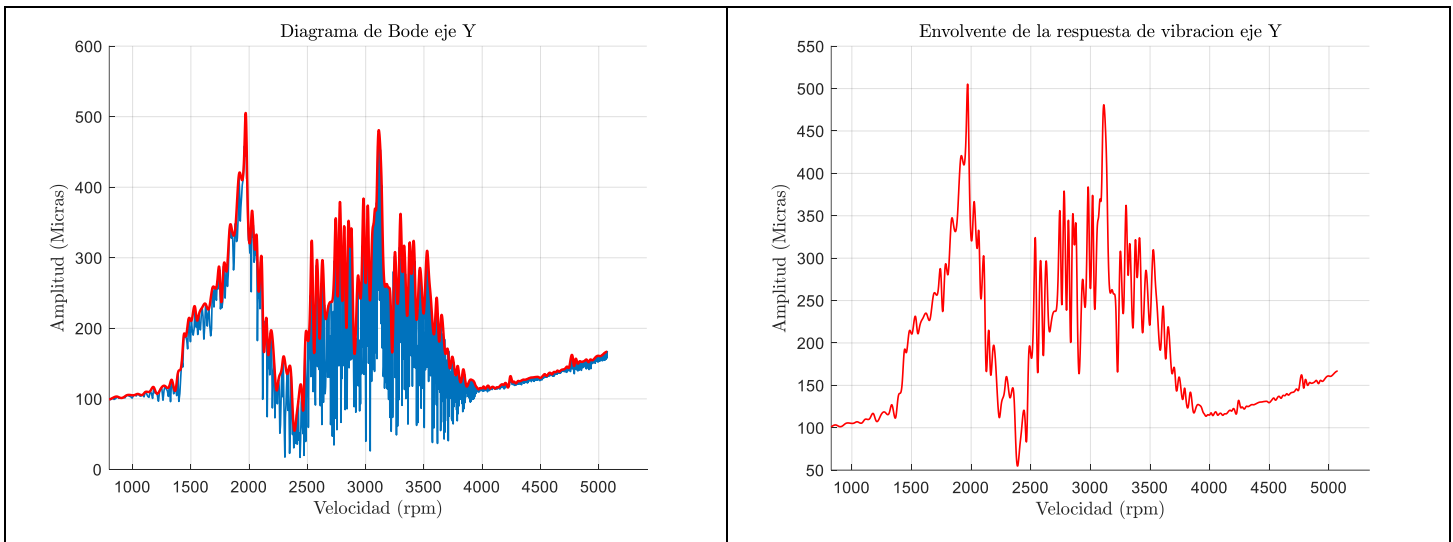


Figura A.14. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 7.848 g-cm, 22.5°, I=2 Amperes. Rotor simétrico.

Prueba # 3, desbalance 7.848 g-cm, 22.5°.

Caso # 4: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=3 Amperes.

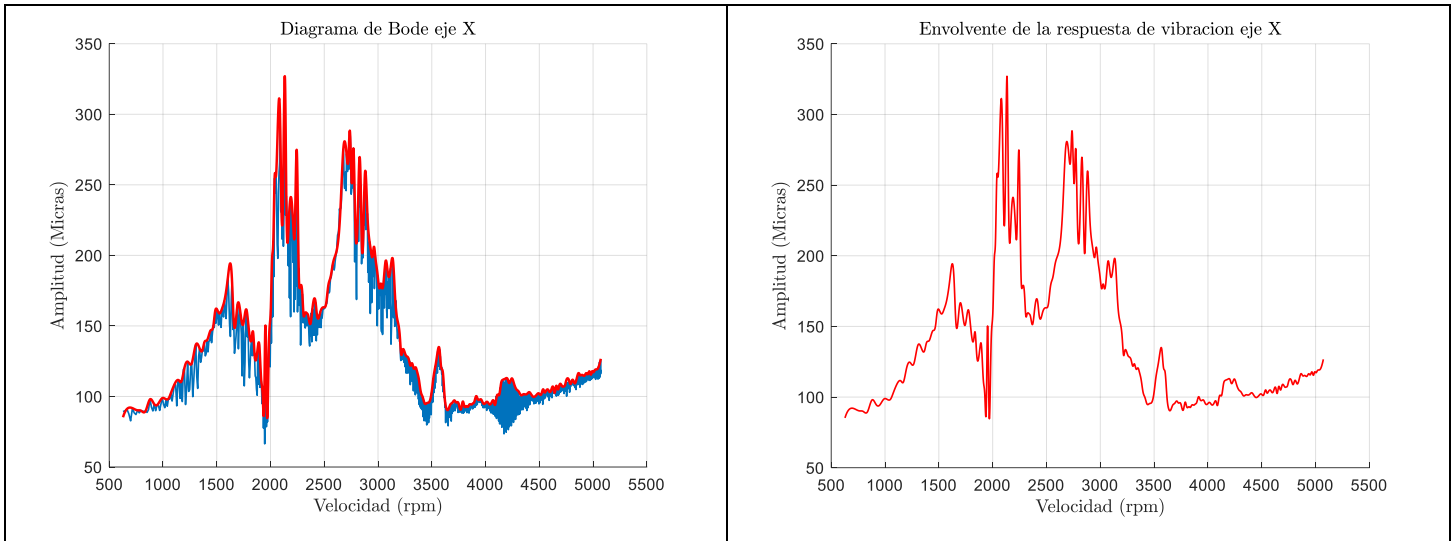


Figura A.15. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 7.848 g-cm, 22.5°, I=3 Amperes. Rotor simétrico.

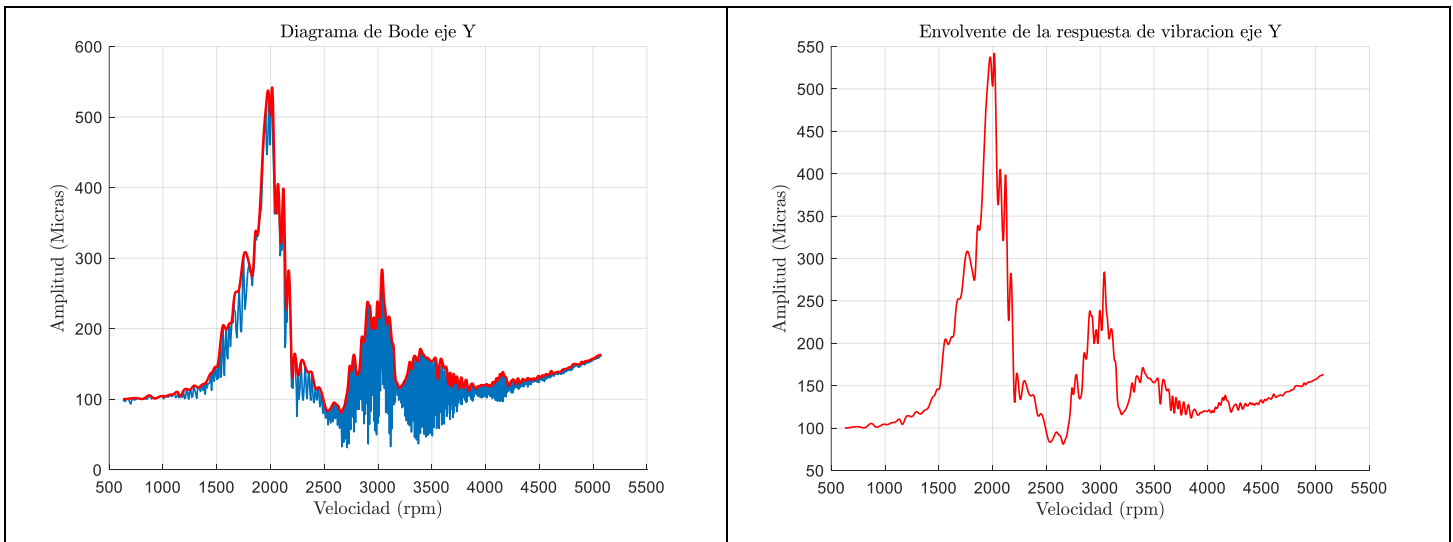


Figura A.16. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 7.848 g-cm, 22.5°, I=3 Amperes. Rotor simétrico.

Apéndice B: Rotor Asimétrico

En esta sección se muestra la respuesta de vibración del rotor asimétrico (Diagramas de Bode) en la dirección horizontal (eje X) y dirección vertical (eje Y). En cada una de las Figuras, el Bode del lado izquierdo contiene la respuesta de vibración del rotor tal y como se obtuvo del adquisidor de datos Lab VIEW (gráfica de color azul), sobre la misma gráfica se presenta en color rojo la envolvente de la señal original. Asimismo, en las gráficas del lado derecho se presenta únicamente la envolvente de la señal original.

Prueba # 1, desbalance 12.89 g-cm, 90°.

Caso # 2: Diagramas de bode. Chumacera Magneto-reológica con fluido $I=1$ Amperes.

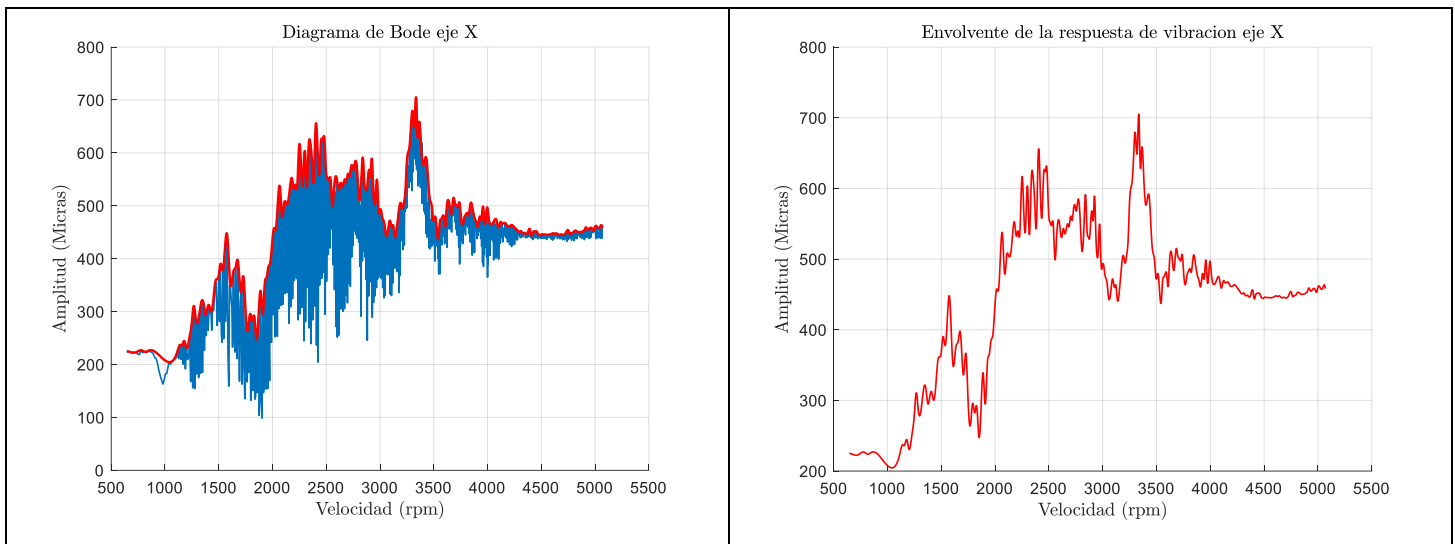


Figura B.1. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 90°, $I=1$ Amperes. Rotor asimétrico.

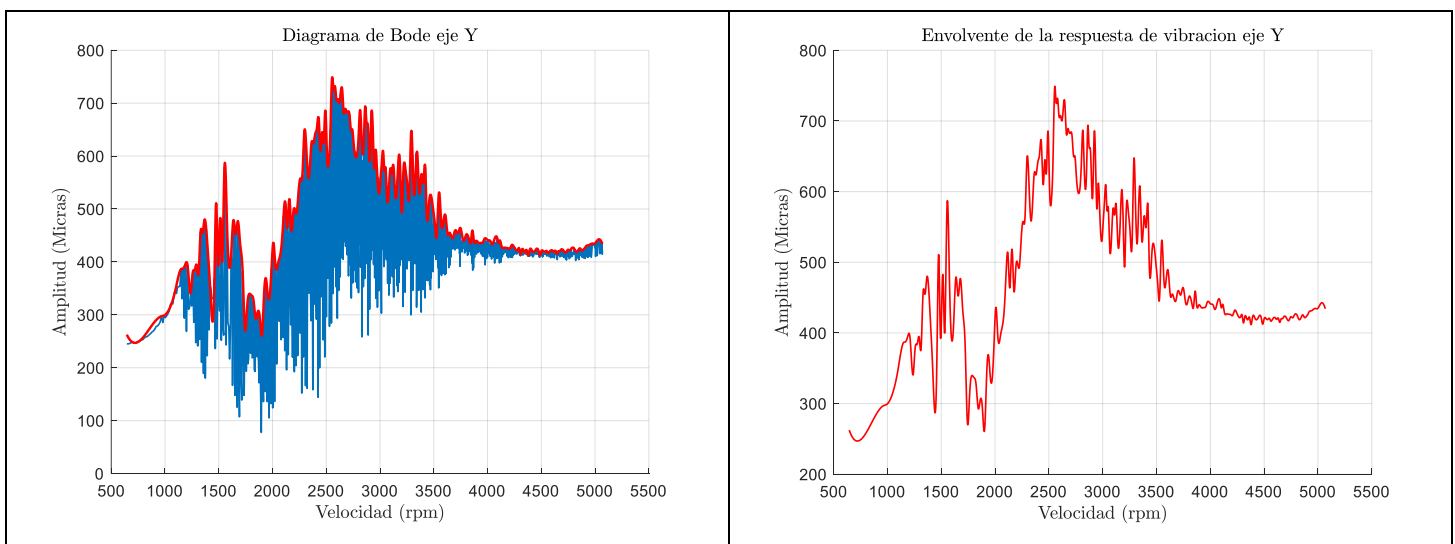


Figura B.2. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 90°, $I=1$ Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 1, desbalance 12.89 g-cm, 90°.

Caso # 3: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=2 Amperes.

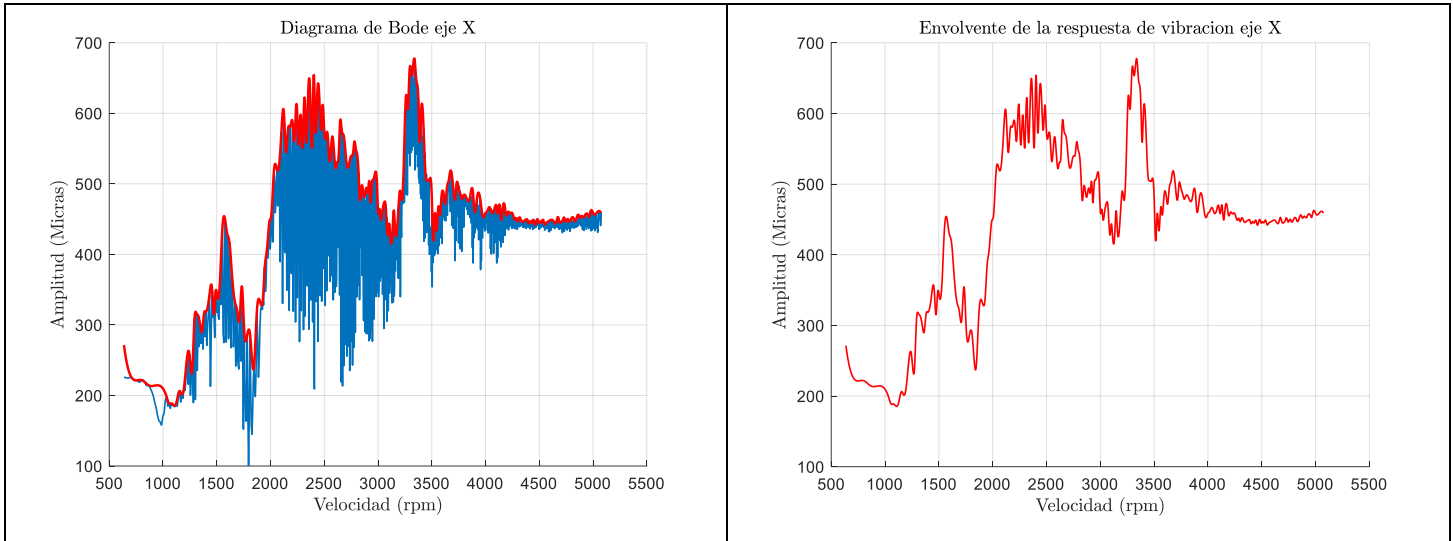


Figura B.3. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 90°, I=2 Amperes. Rotor asimétrico.

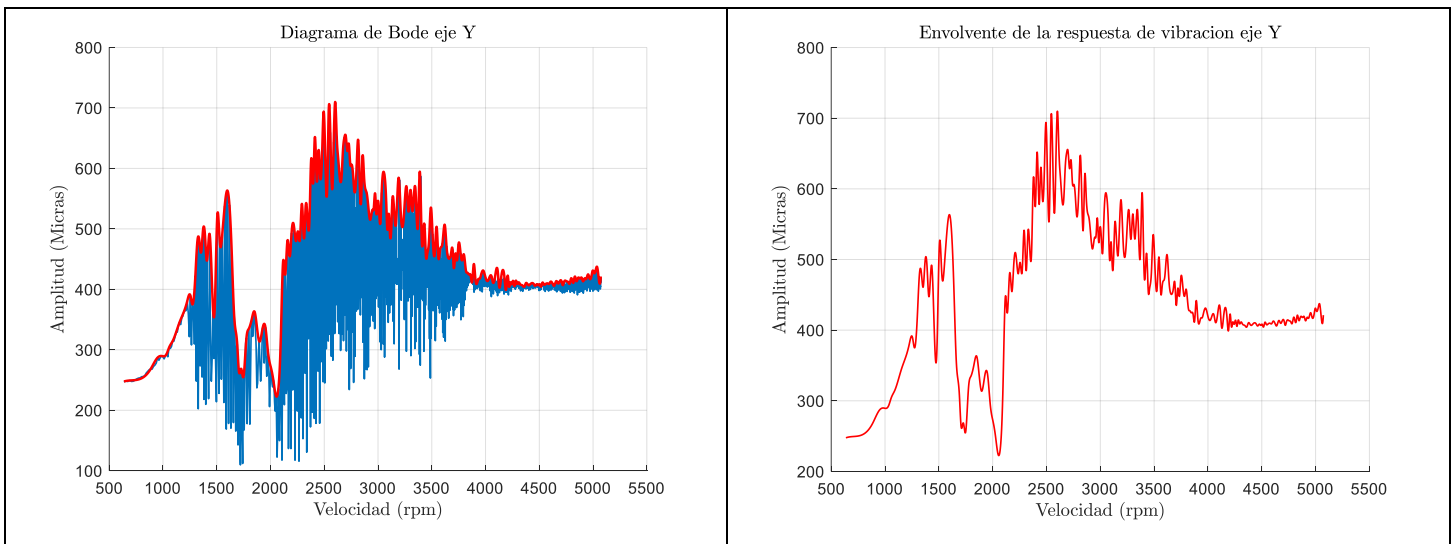


Figura B.4. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 90°, I=2 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 1, desbalance 12.189 g-cm, 135°.

Caso # 2: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido $I=1$ Amperes.

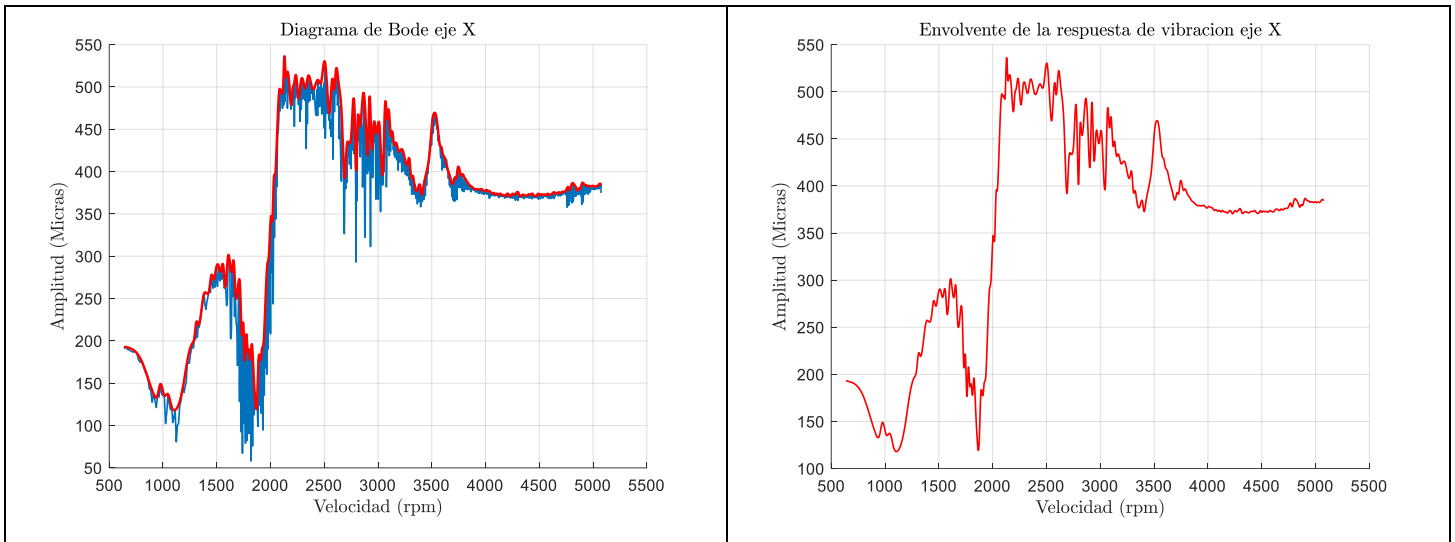


Figura B.5. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 135°, $I=1$ Amperes. Rotor asimétrico.

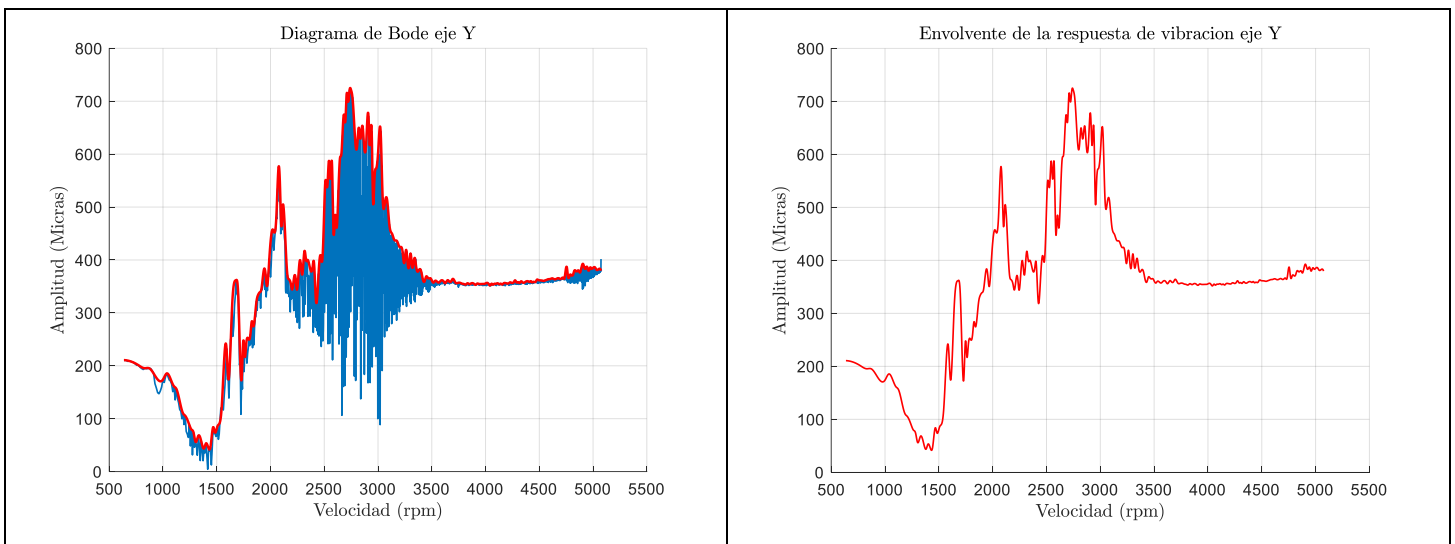


Figura B.6. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 135°, $I=1$ Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 1, desbalance 12.189 g-cm, 135°.

Caso # 3: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=2 Amperes.

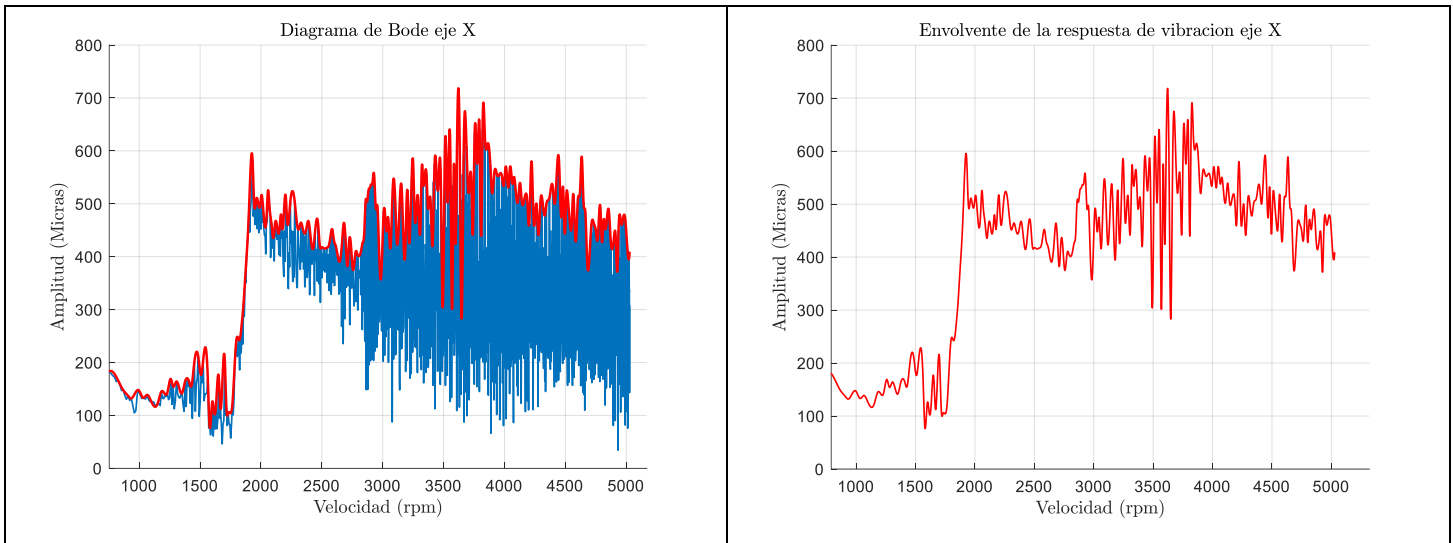


Figura B.7. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 12.189 g-cm, 135°, I=2 Amperes. Rotor asimétrico.

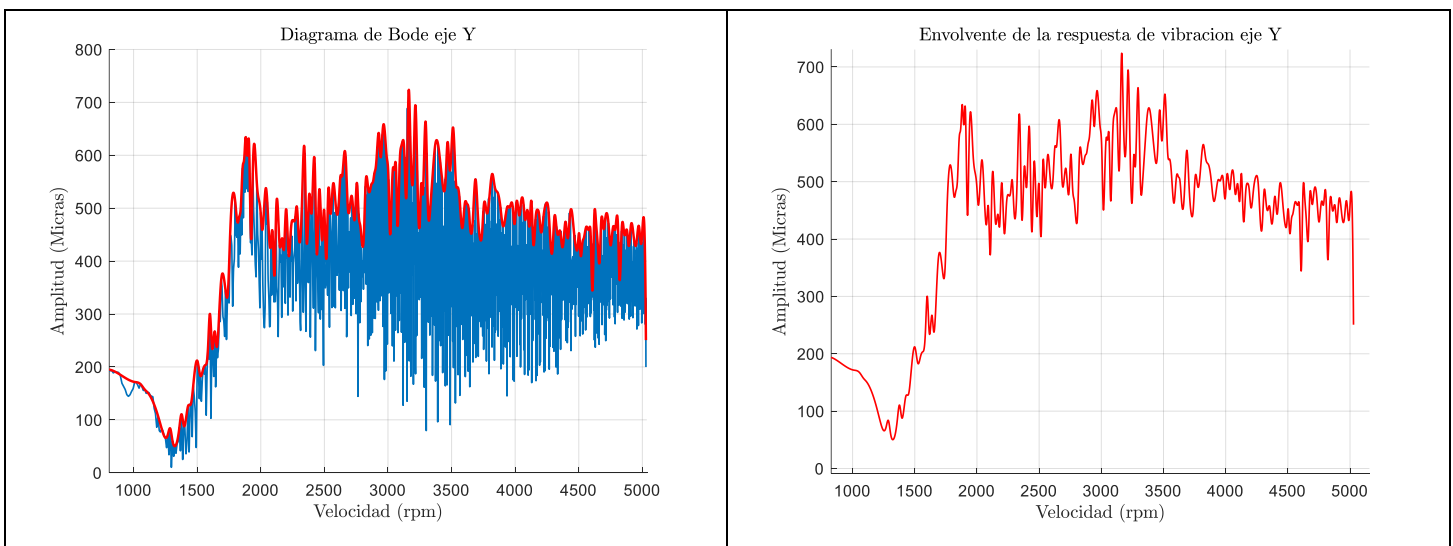


Figura B.8. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 12.189 g-cm, 135°, I=2 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 2, desbalance 17.034 g-cm, 90°.

Caso # 1: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido $I=0$ Amperes.

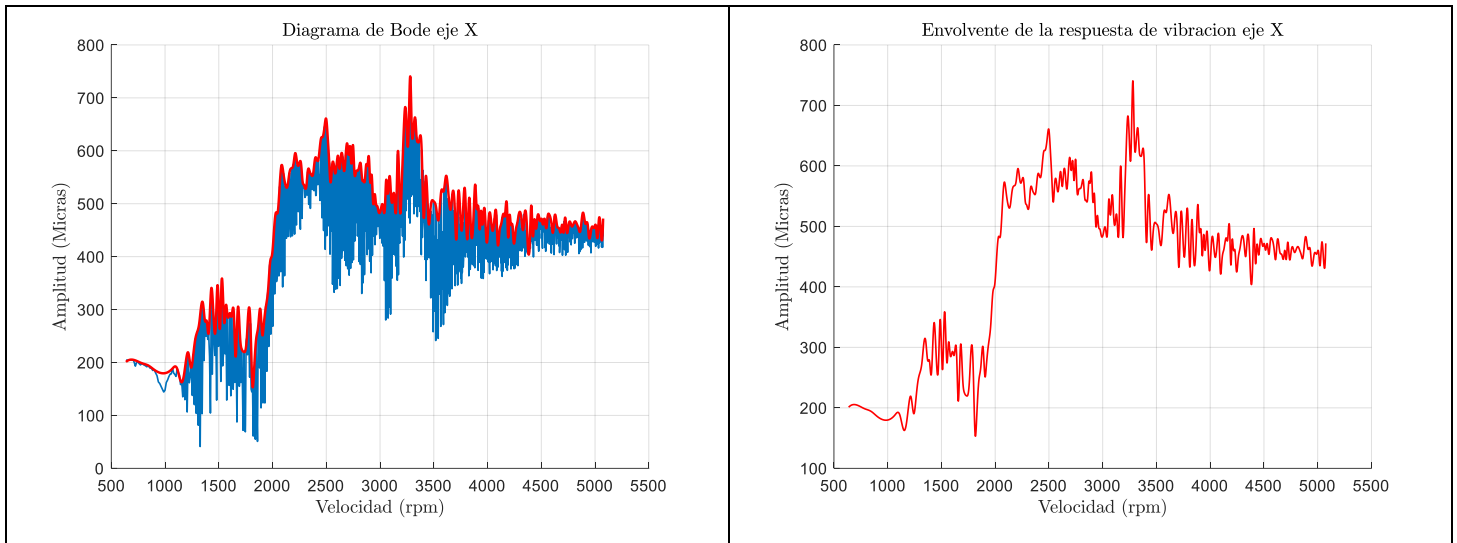


Figura B.9. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 90°, $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.

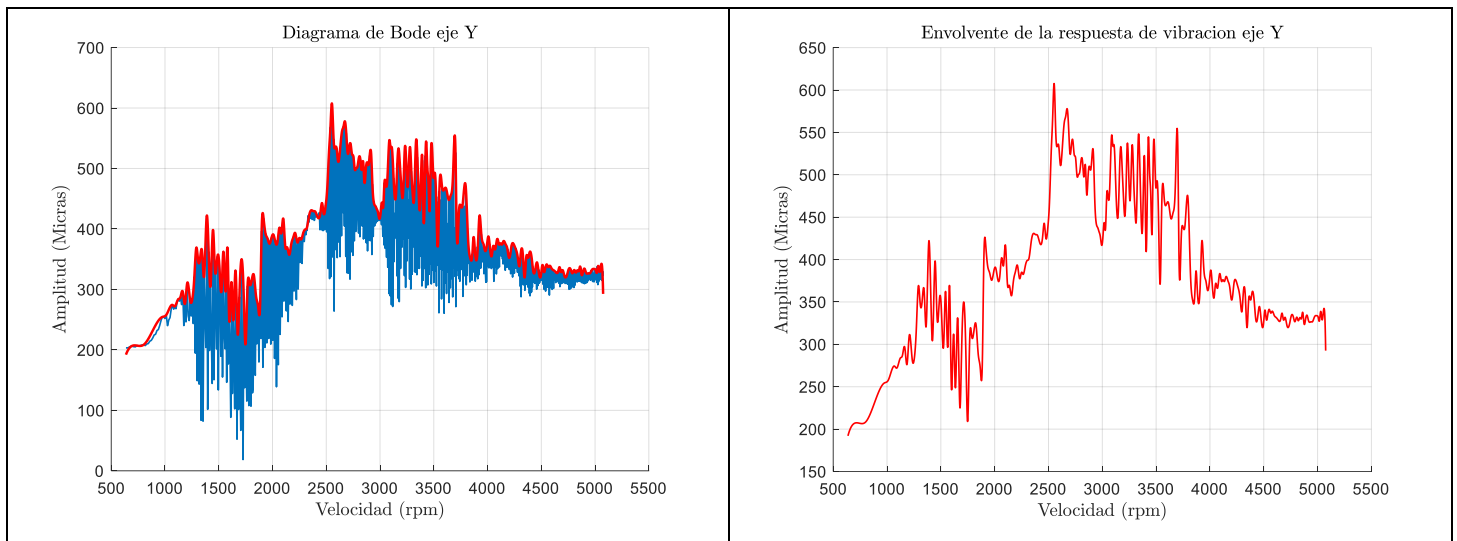


Figura B.10. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 90°, $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 2, desbalance 17.034 g-cm, 90°.

Caso # 2: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=1 Amperes.

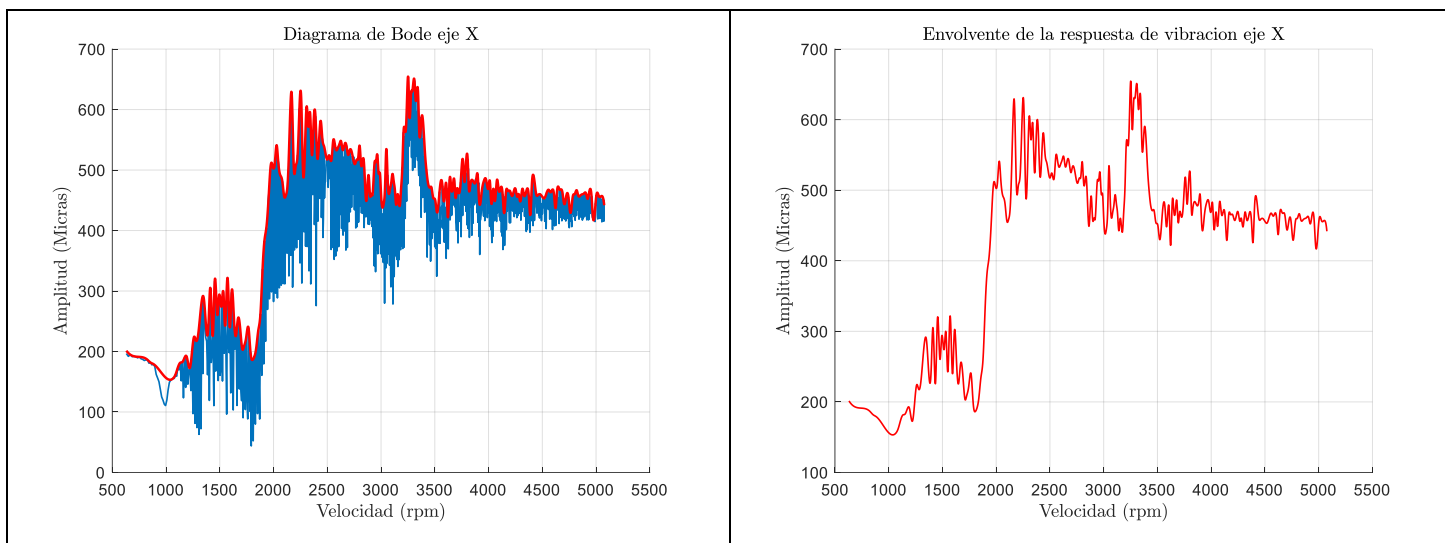


Figura B.11. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 90°, I=1 Amperes. Rotor asimétrico.

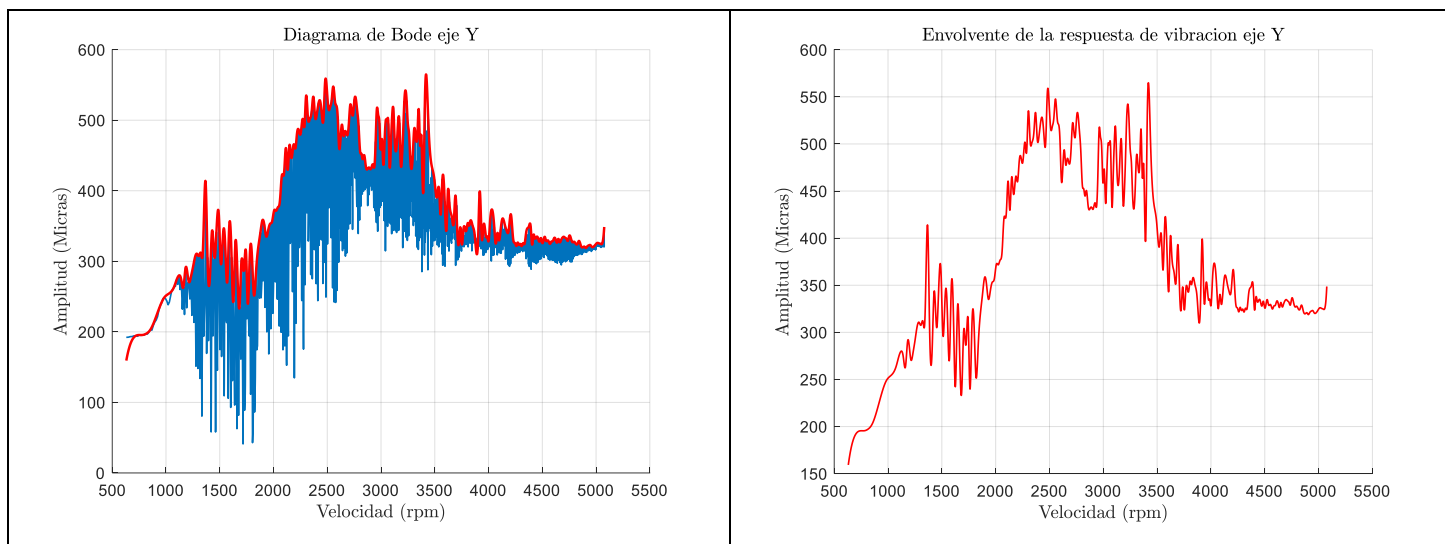


Figura B.12. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 90°, I=1 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 2, desbalance 17.034 g-cm, 90°.

Caso # 3: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=2 Amperes.

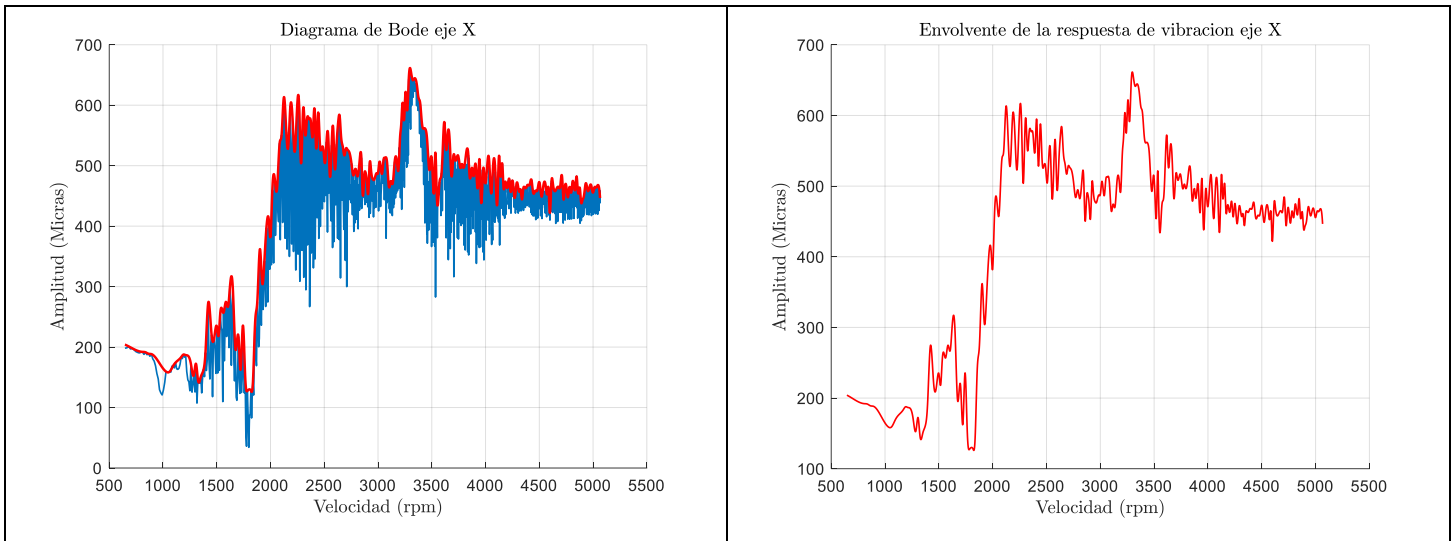


Figura B.13. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 90°, I=2 Amperes. Rotor asimétrico.

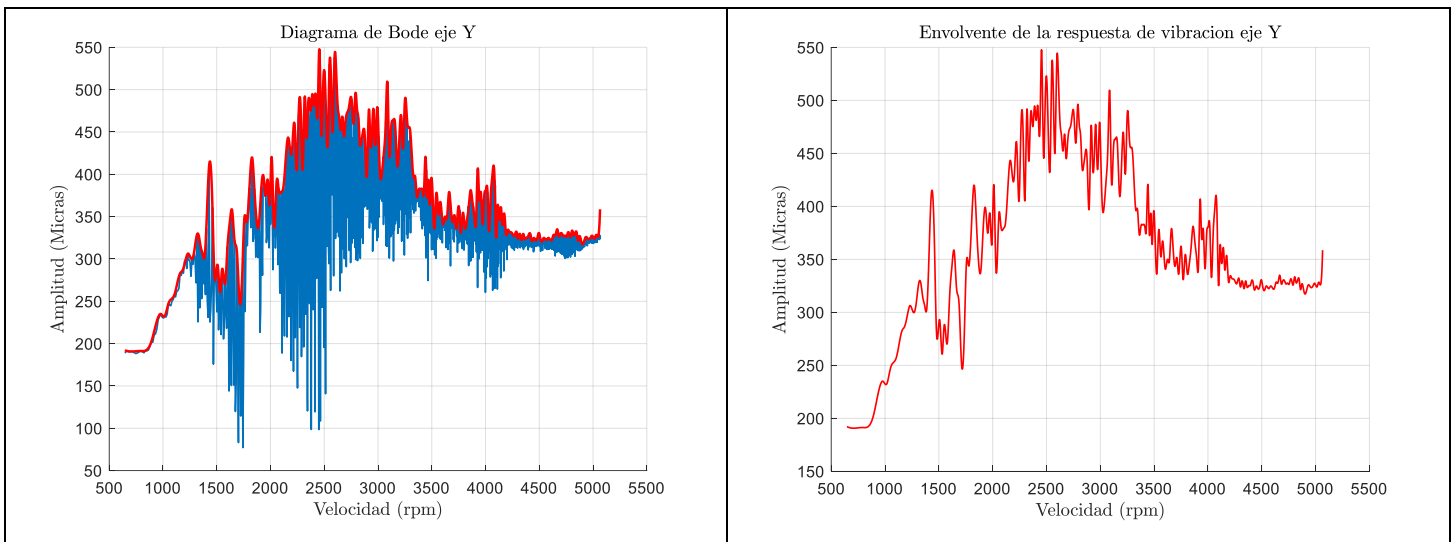


Figura B.14. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 90°, I=2 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 2, desbalance 17.034 g-cm, 90°.

Caso # 4: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=3 Amperes.

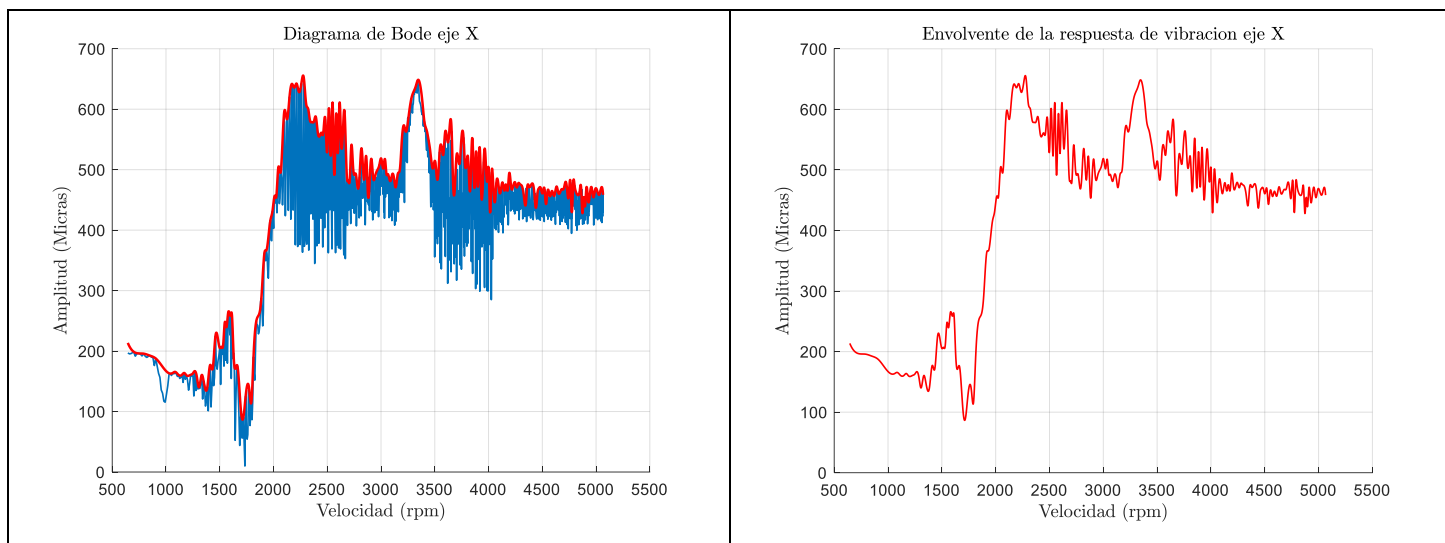


Figura B.15. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 90°, I=3 Amperes. Rotor asimétrico.

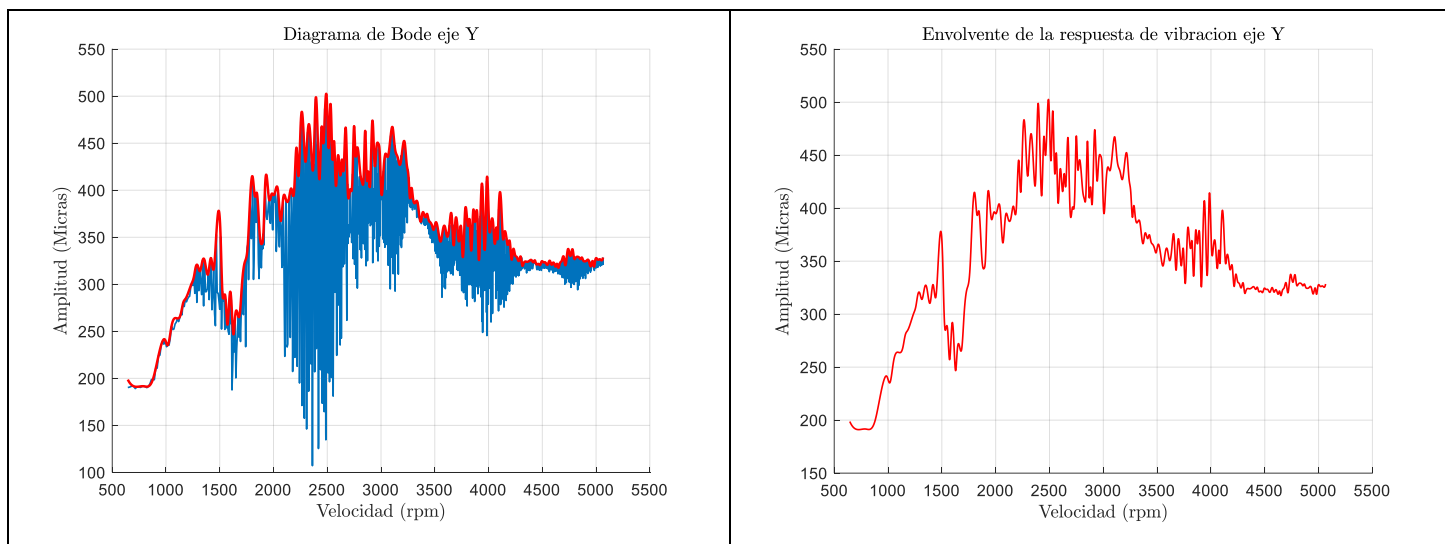


Figura B.16. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 90°, I=3 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 2, desbalance 17.034 g-cm, 135°.

Caso # 1: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido $I=0$ Amperes.

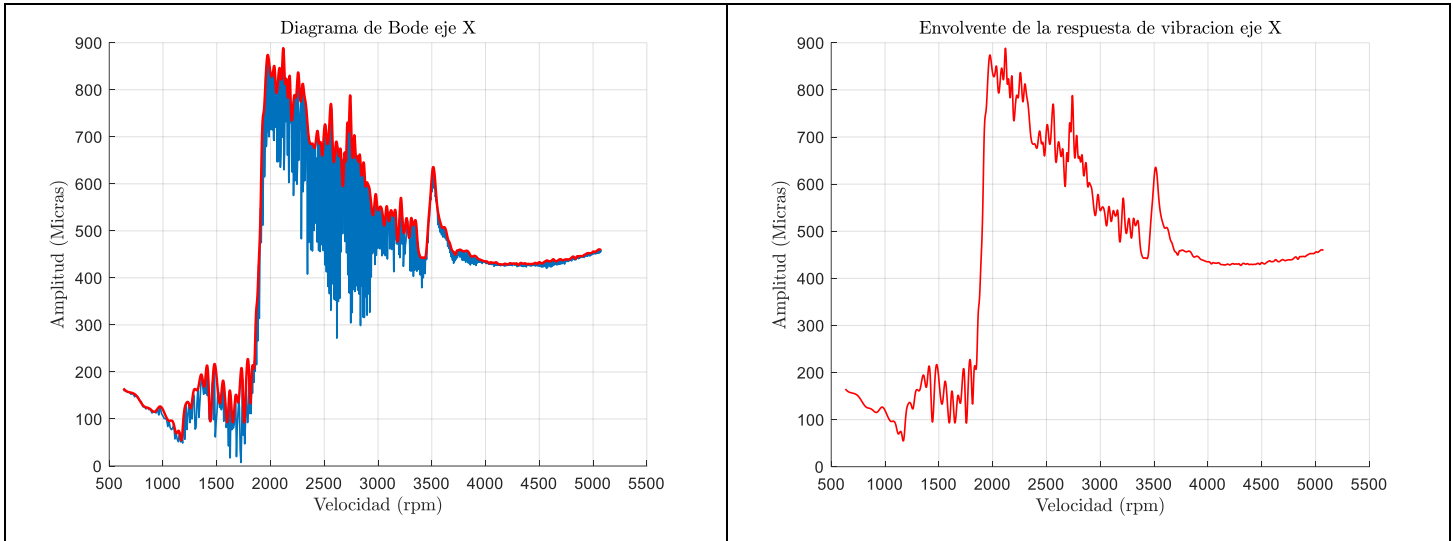


Figura B.17. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 135°, $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.

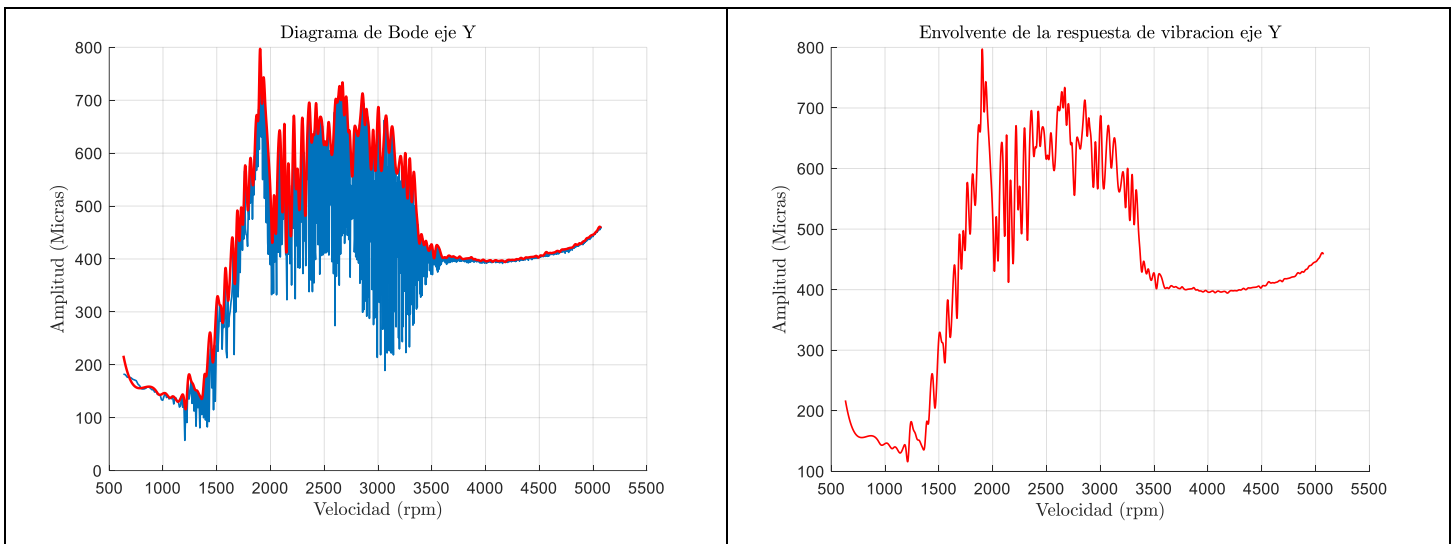


Figura B.18. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 135°, $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 2, desbalance 17.034 g-cm, 135°.

Caso # 2: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido $I=1$ Amperes.

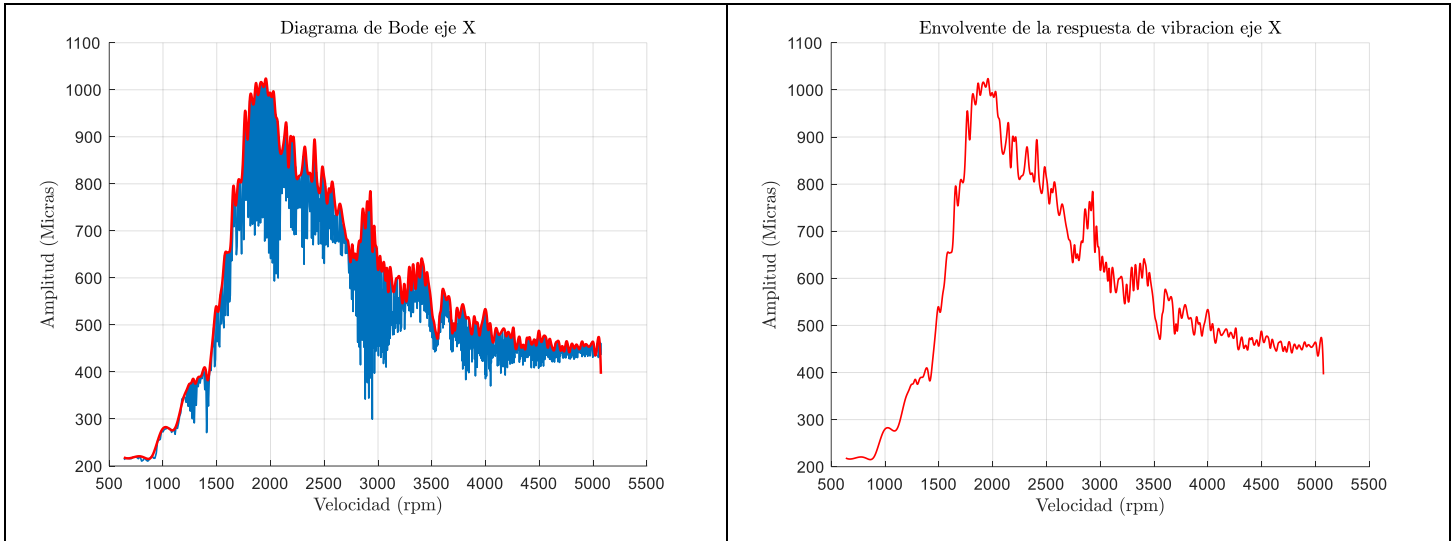


Figura B.19. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 135°, $I=1$ Amperes. Rotor asimétrico.

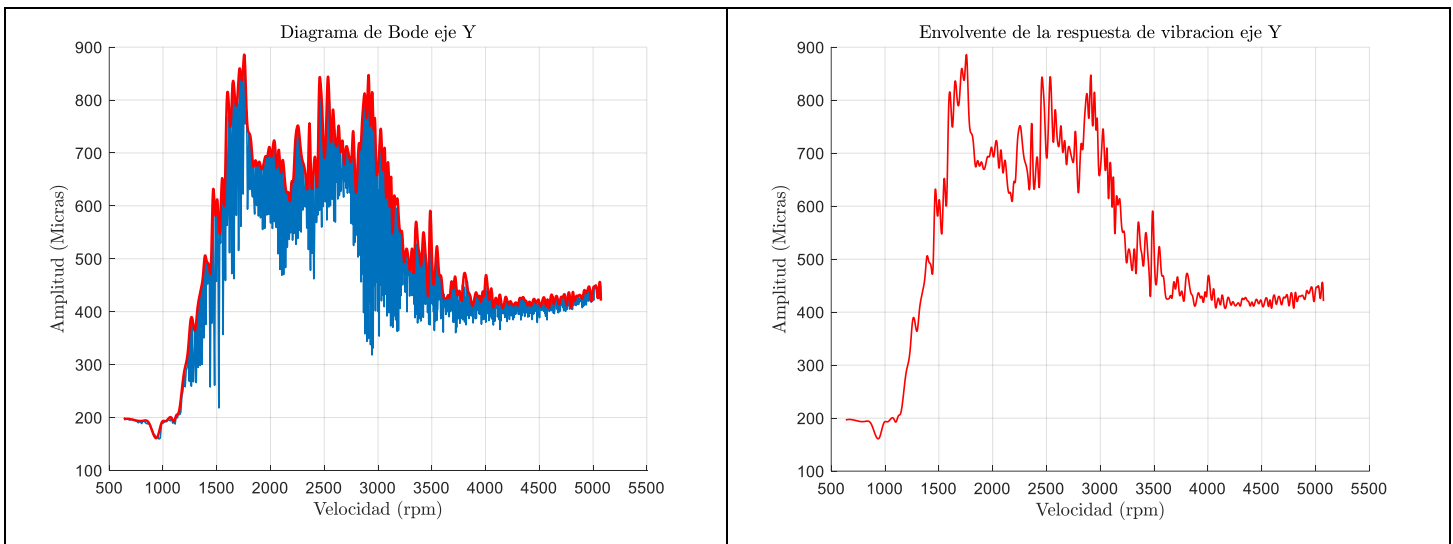


Figura B.20. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 135°, $I=1$ Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 2, desbalance 17.034 g-cm, 135°.

Caso # 3: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=2 Amperes.

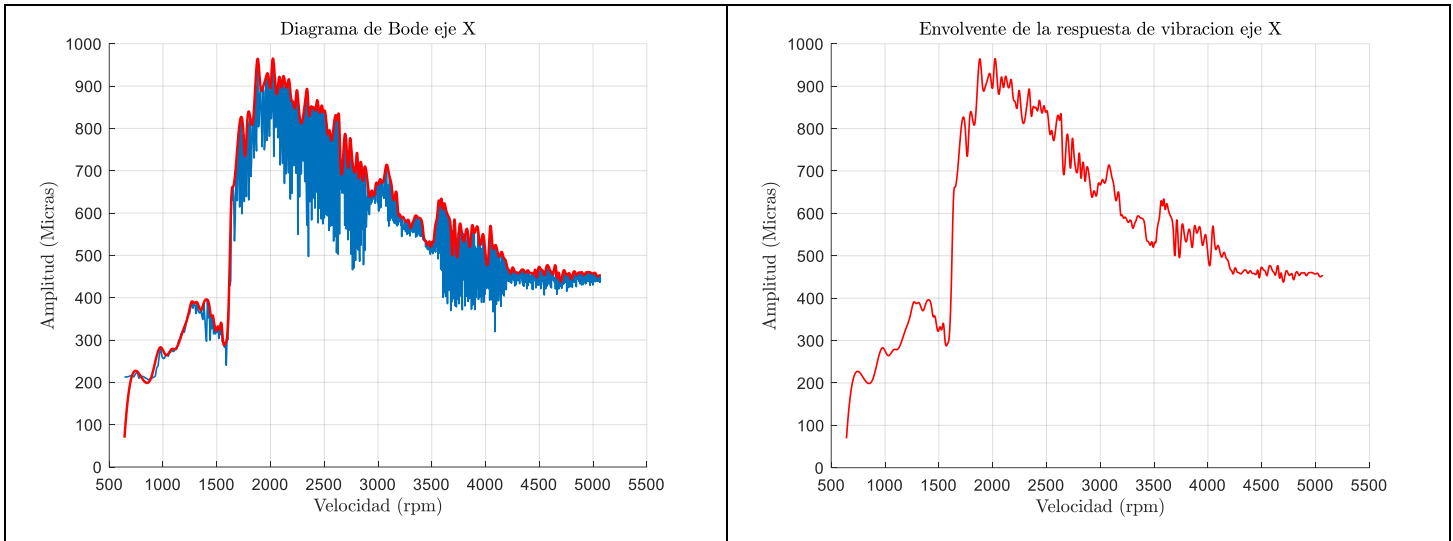


Figura B.21. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 135°, I=2 Amperes. Rotor asimétrico.

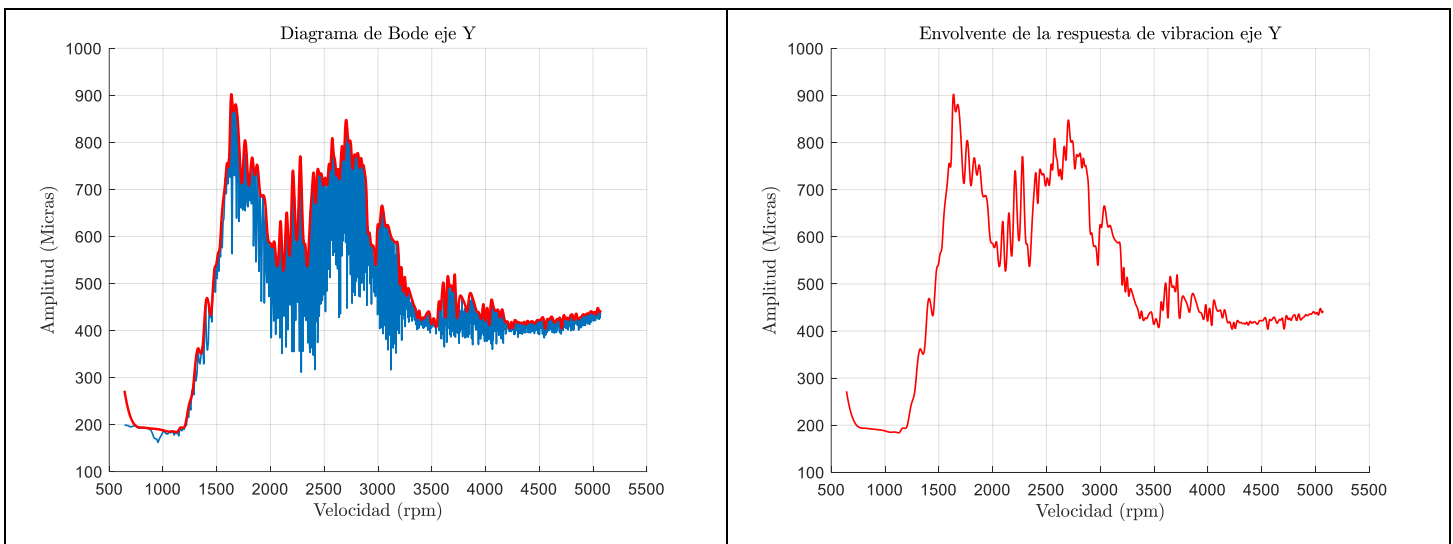


Figura B.22. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 135°, I=2 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 2, desbalance 17.034 g-cm, 135°.

Caso # 4: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido $I=3$ Amperes.

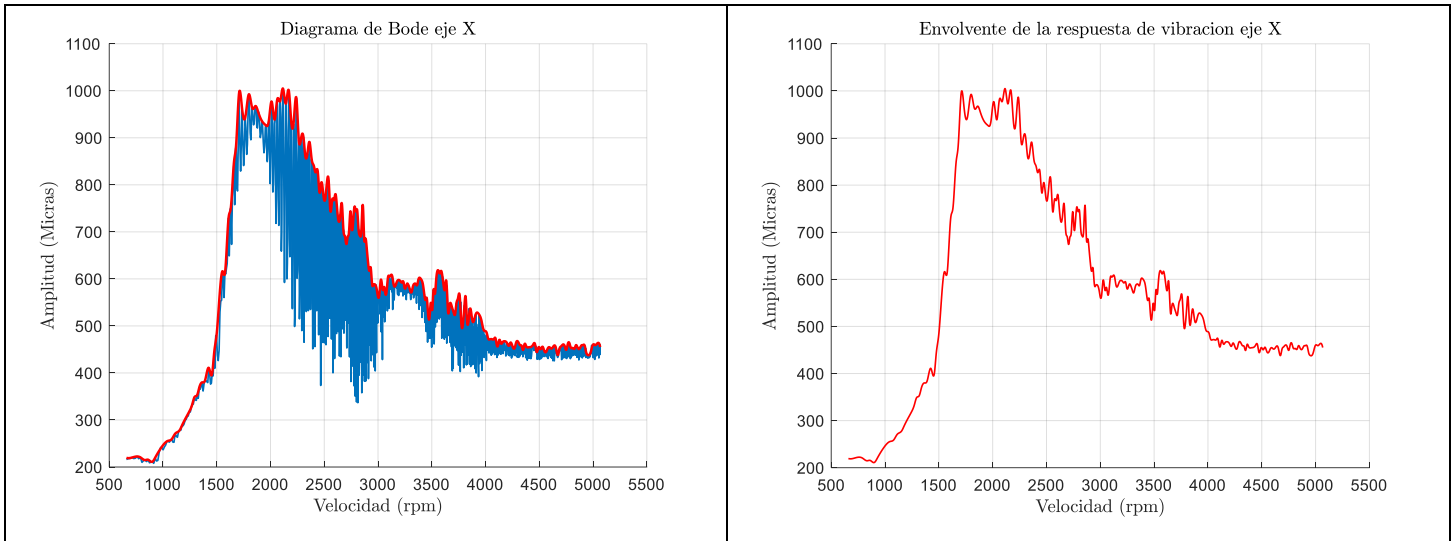


Figura B.23. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 17.034 g-cm, 135°, $I=3$ Amperes. Rotor asimétrico.

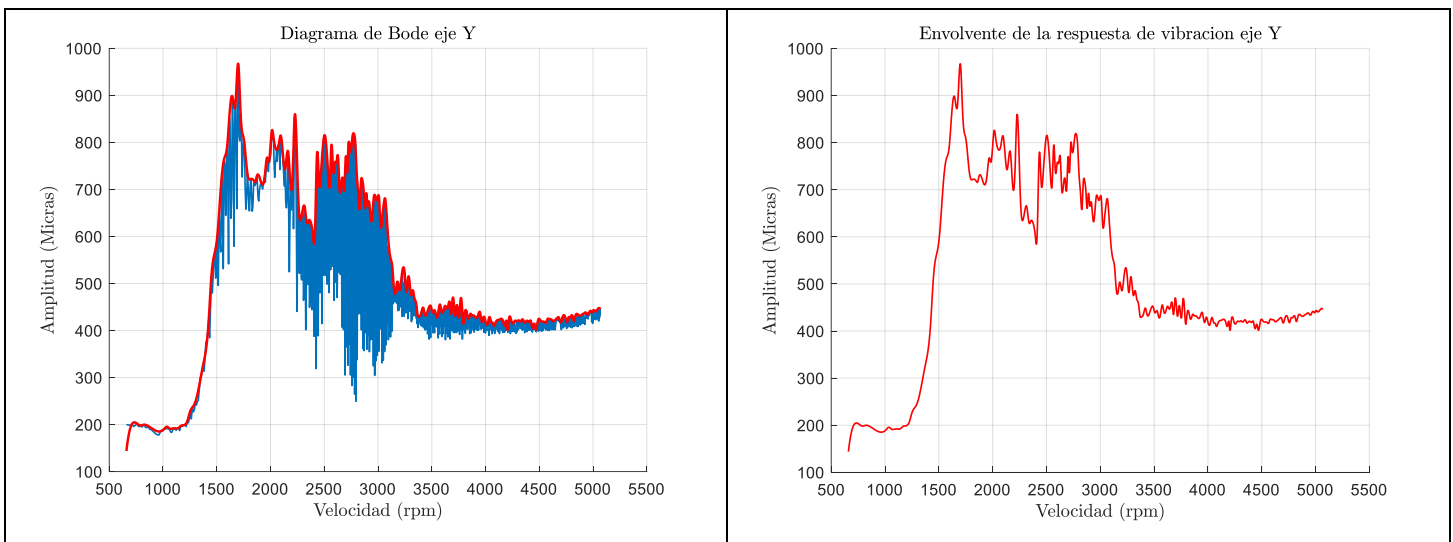


Figura B.24. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 17.034 g-cm, 135°, $I=3$ Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 3, desbalance 19.224 g-cm, 90°.

Caso # 1: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido $I=0$ Amperes.

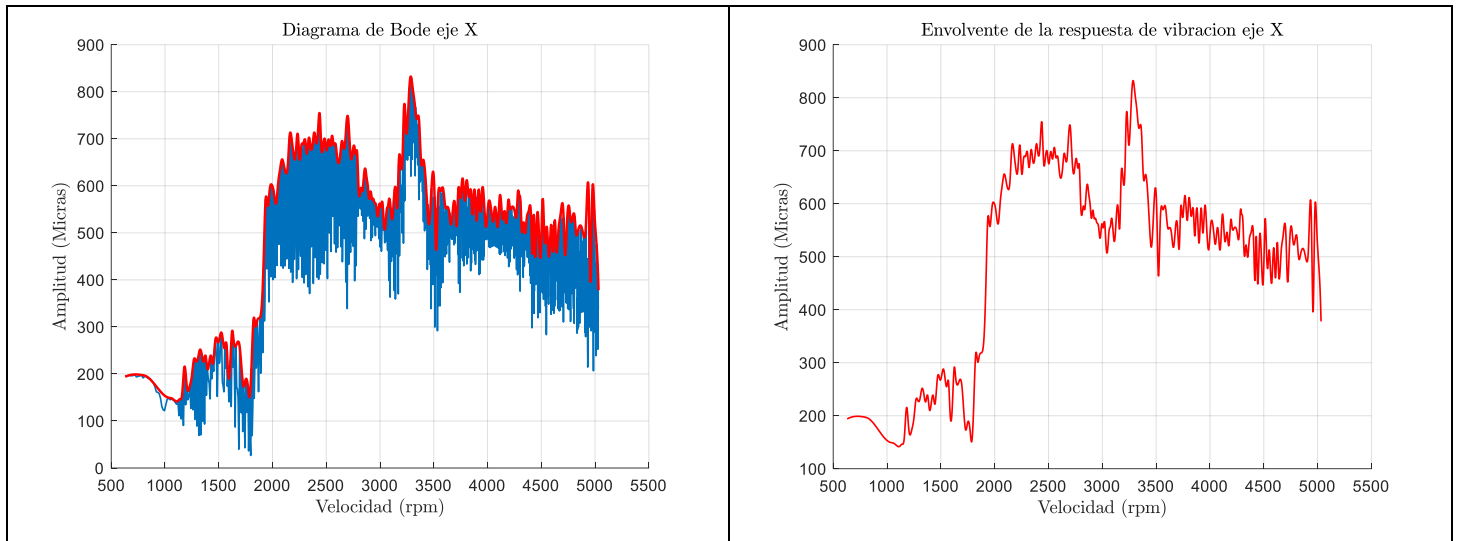


Figura B.25. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 90°, $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.

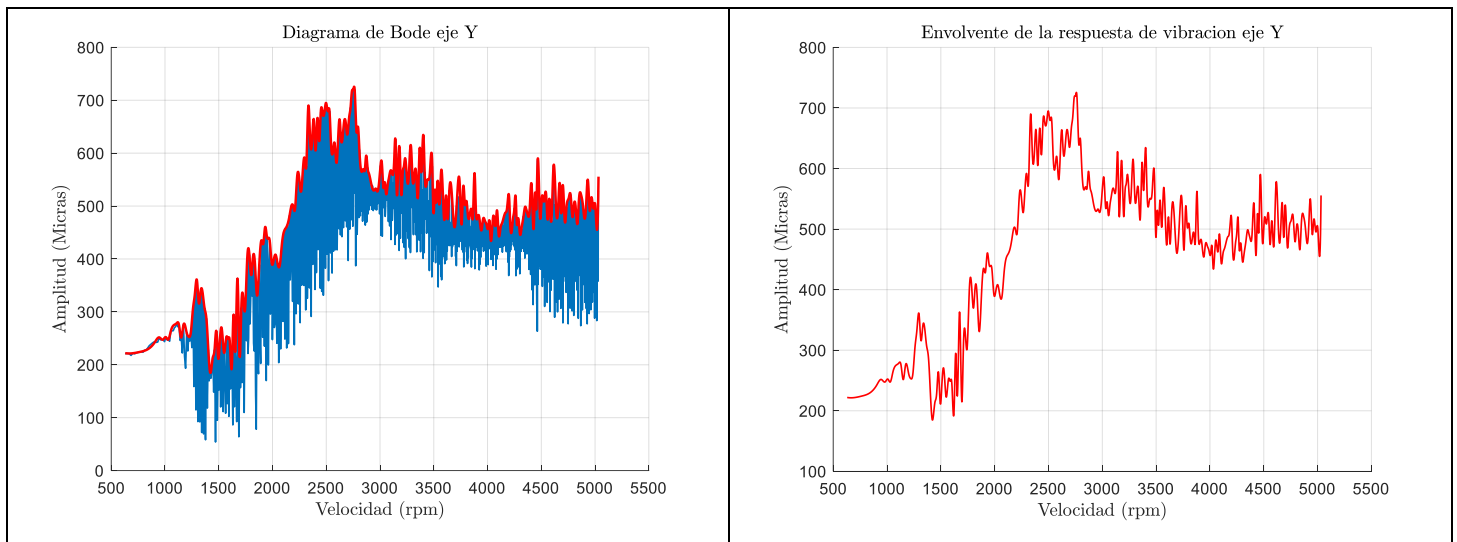


Figura B.26. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 90°, $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 3, desbalance 19.224 g-cm, 90°.

Caso # 2: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=1 Amperes.

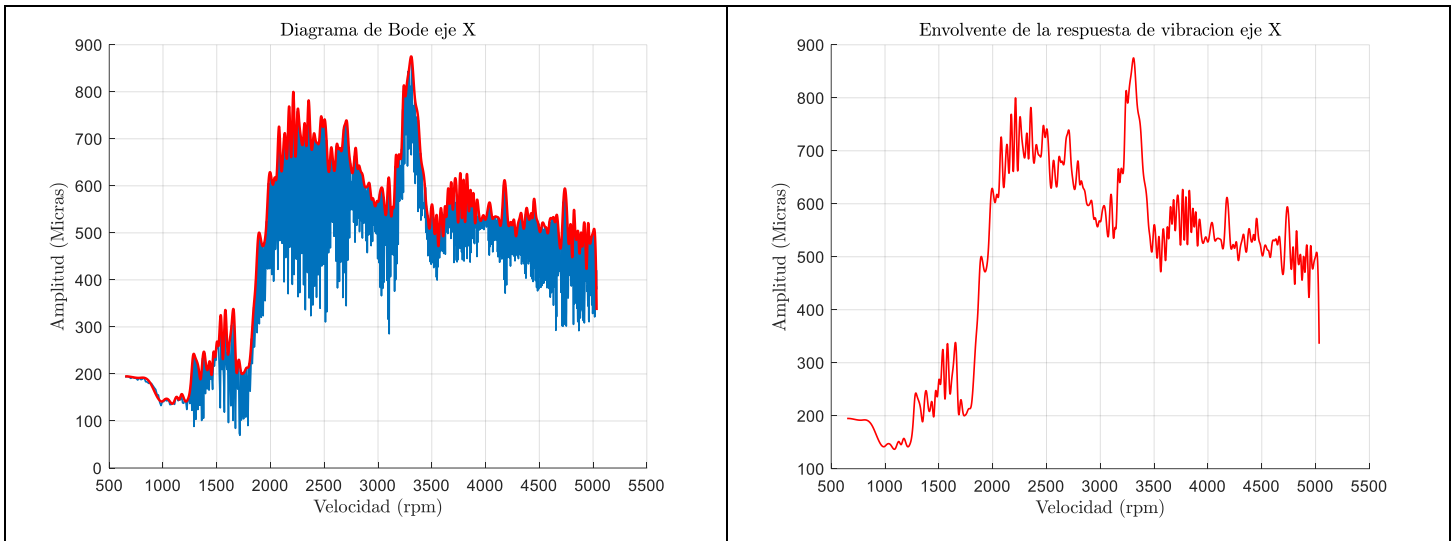


Figura B.27. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 90°, I=1 Amperes. Rotor asimétrico.

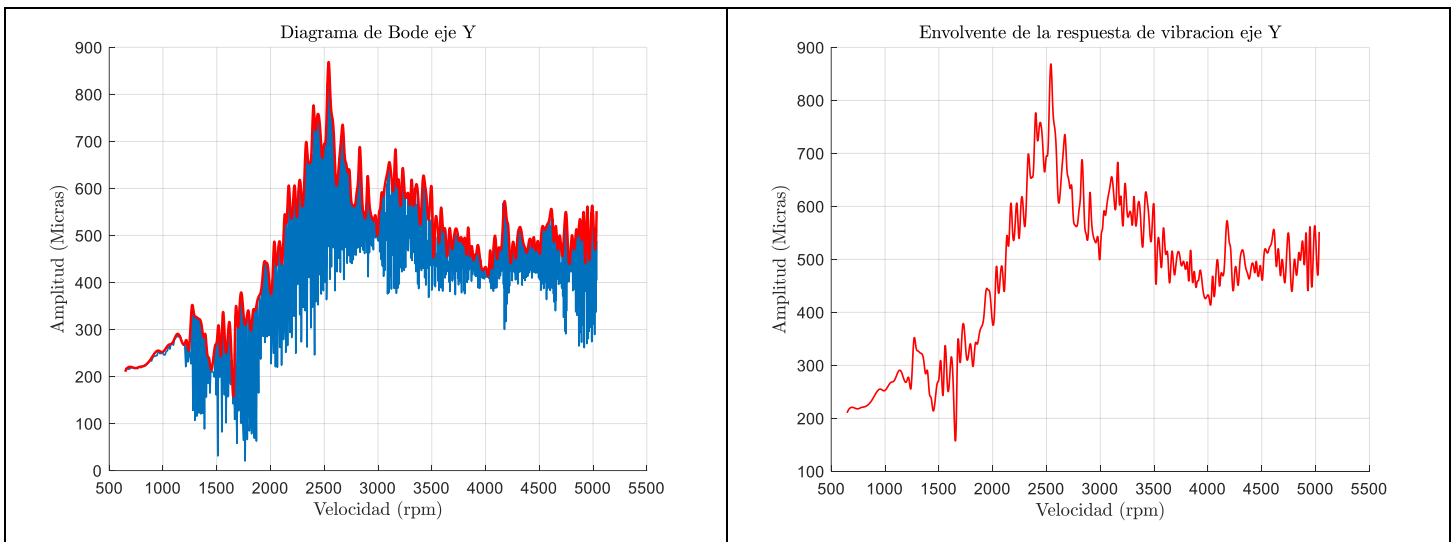


Figura B.28. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 90°, I=1 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 3, desbalance 19.224 g-cm, 90°.

Caso # 3: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=2 Amperes.

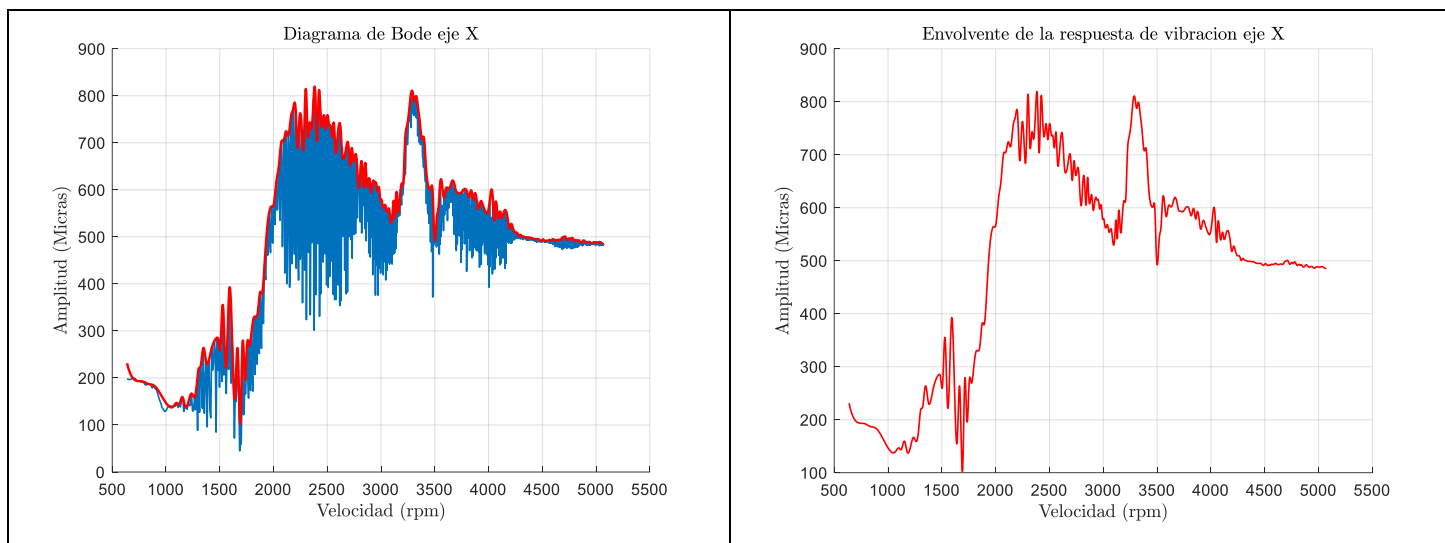


Figura B.29. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 90°, I=2 Amperes. Rotor asimétrico.

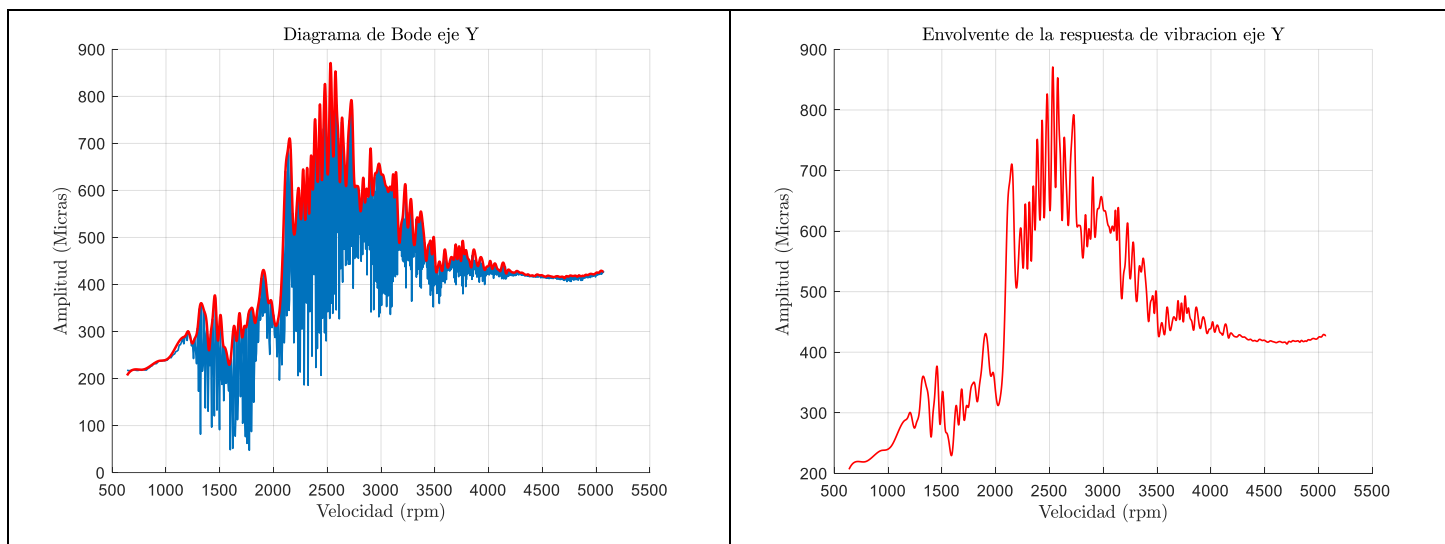


Figura B.30. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 90°, I=2 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 3, desbalance 19.224 g-cm, 90°.

Caso # 4: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=3 Amperes.

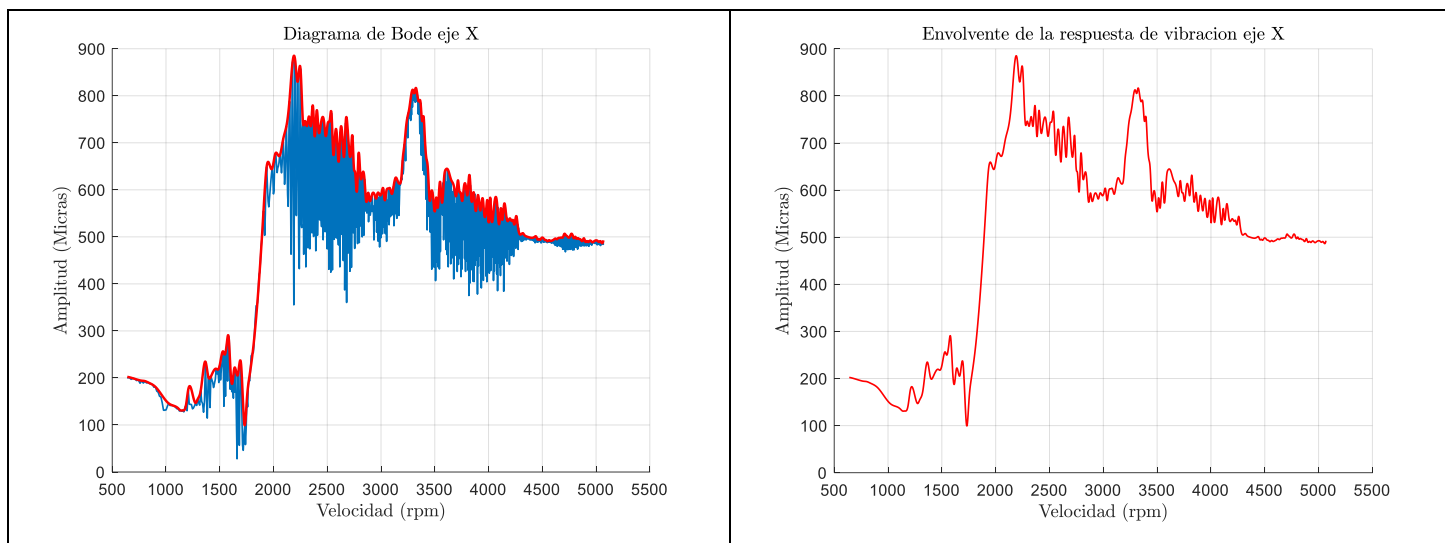


Figura B.31. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 90°, I=3 Amperes. Rotor asimétrico.

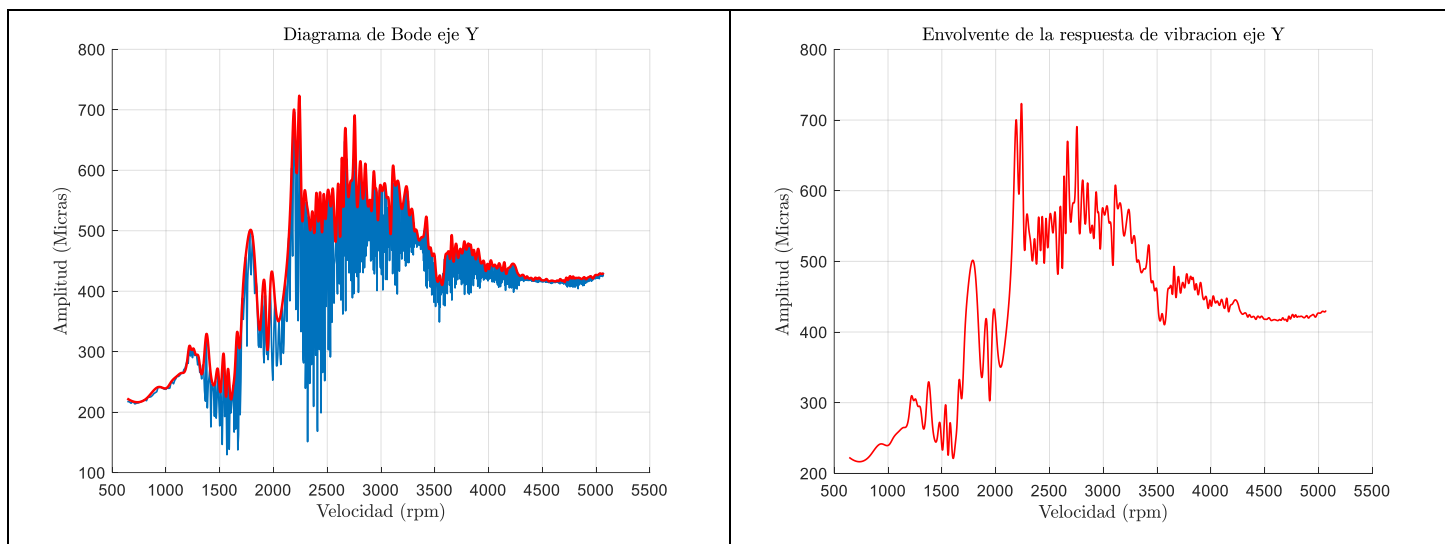


Figura B.32. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 90°, I=3 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 3, desbalance 19.224 g-cm, 135°.

Caso # 1: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido $I=0$ Amperes.

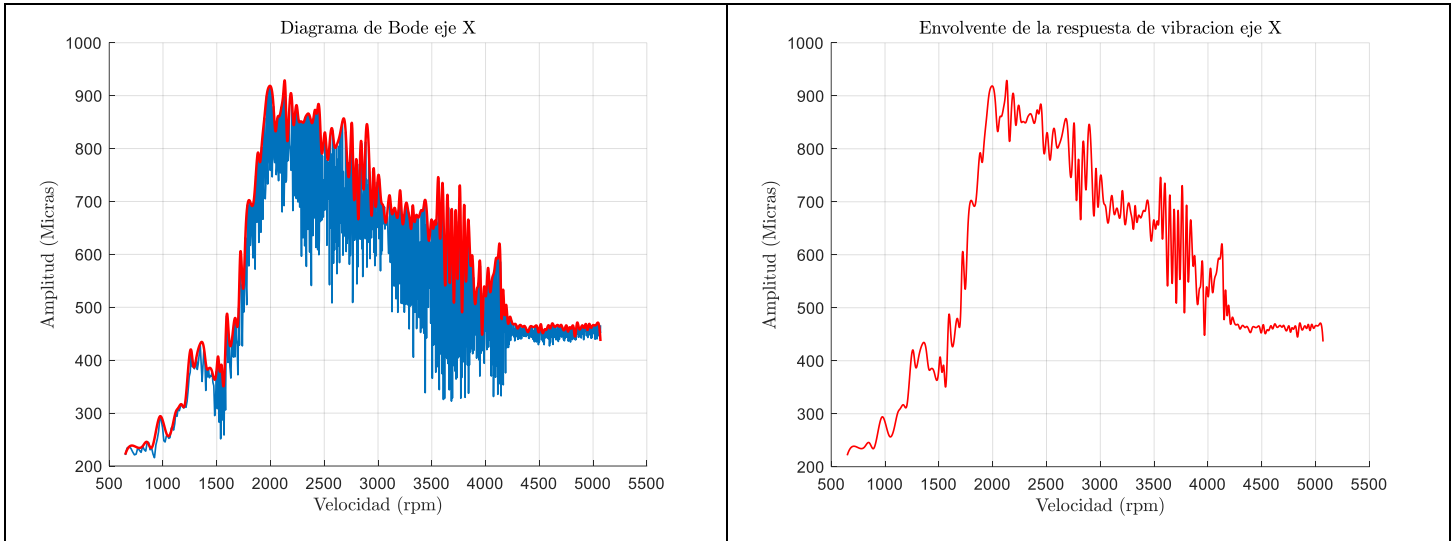


Figura B.33. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 135°, $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.

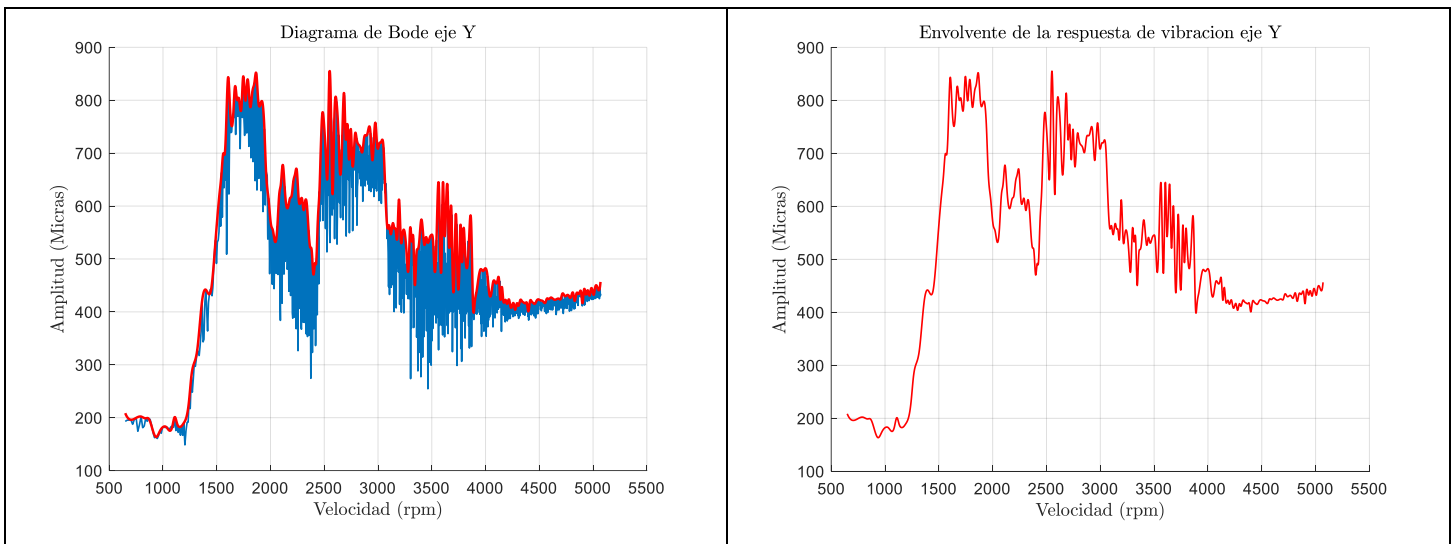


Figura B.34. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 135°, $I=0$ Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 3, desbalance 19.224 g-cm, 135°.

Caso # 2: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=1 Amperes.

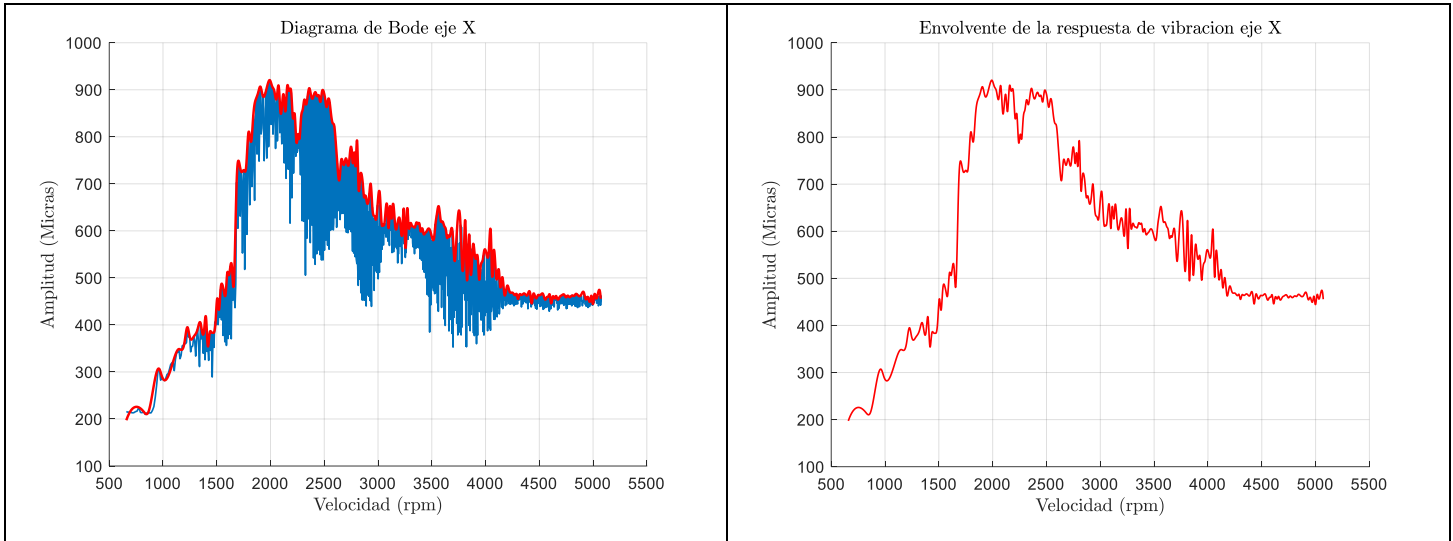


Figura B.35. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 135°, I=1 Amperes. Rotor asimétrico.

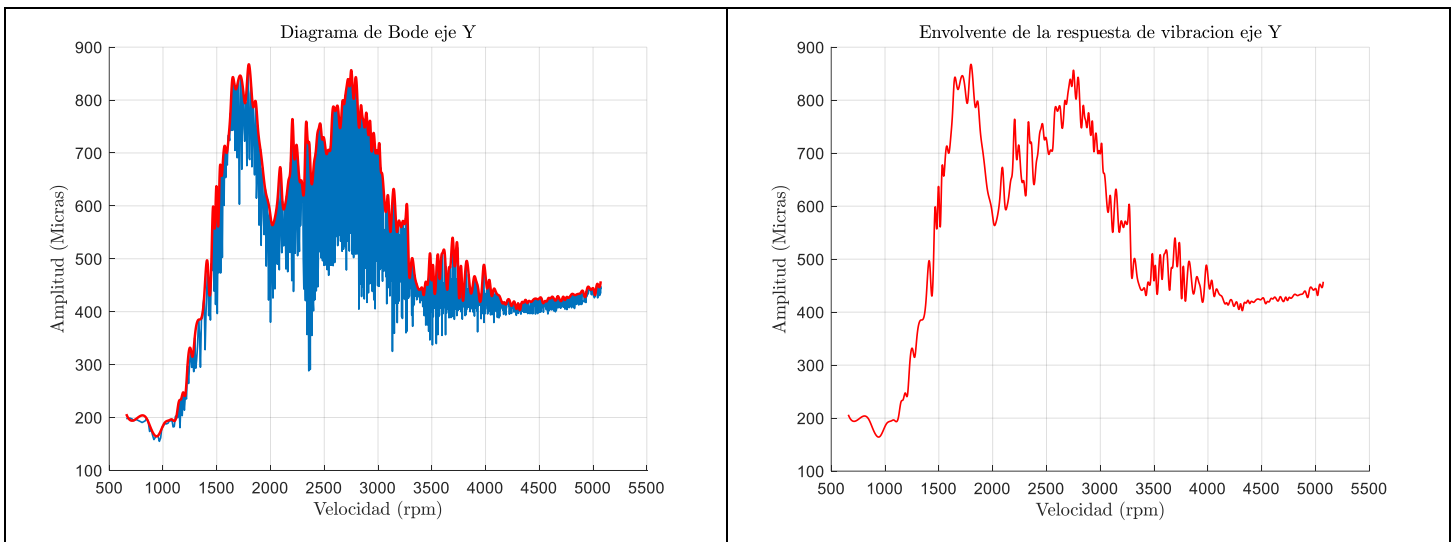


Figura B.36. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 135°, I=1 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 3, desbalance 19.224 g-cm, 135°.

Caso # 3: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=2 Amperes.

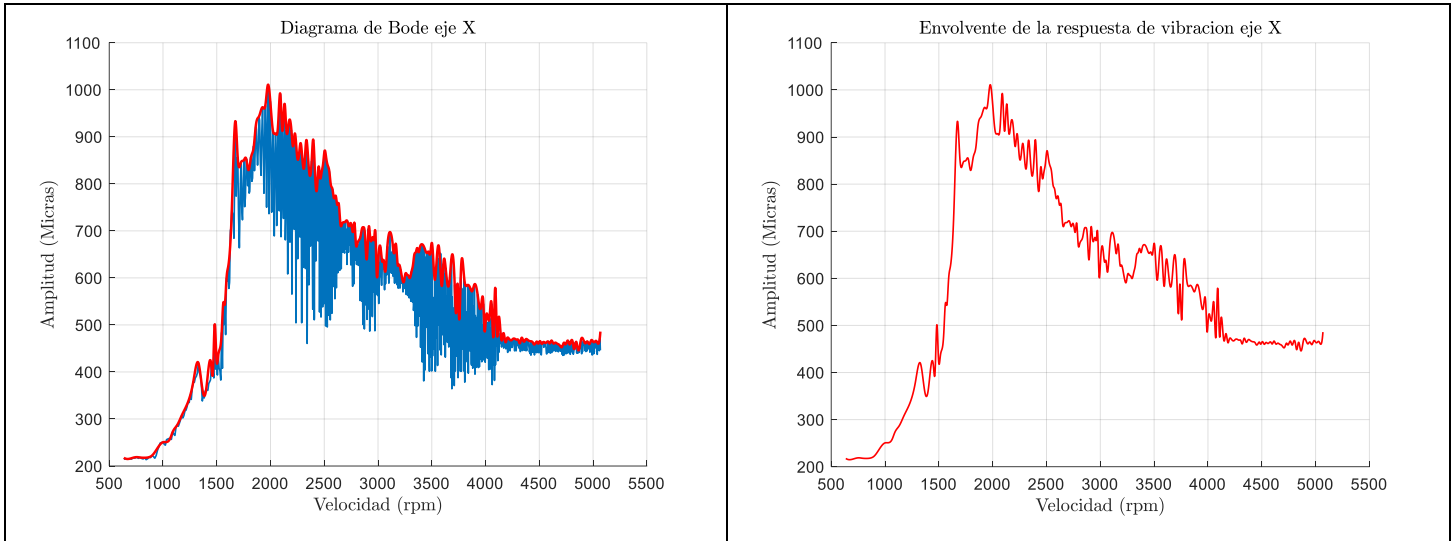


Figura B.37. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 135°, I=2 Amperes. Rotor asimétrico.

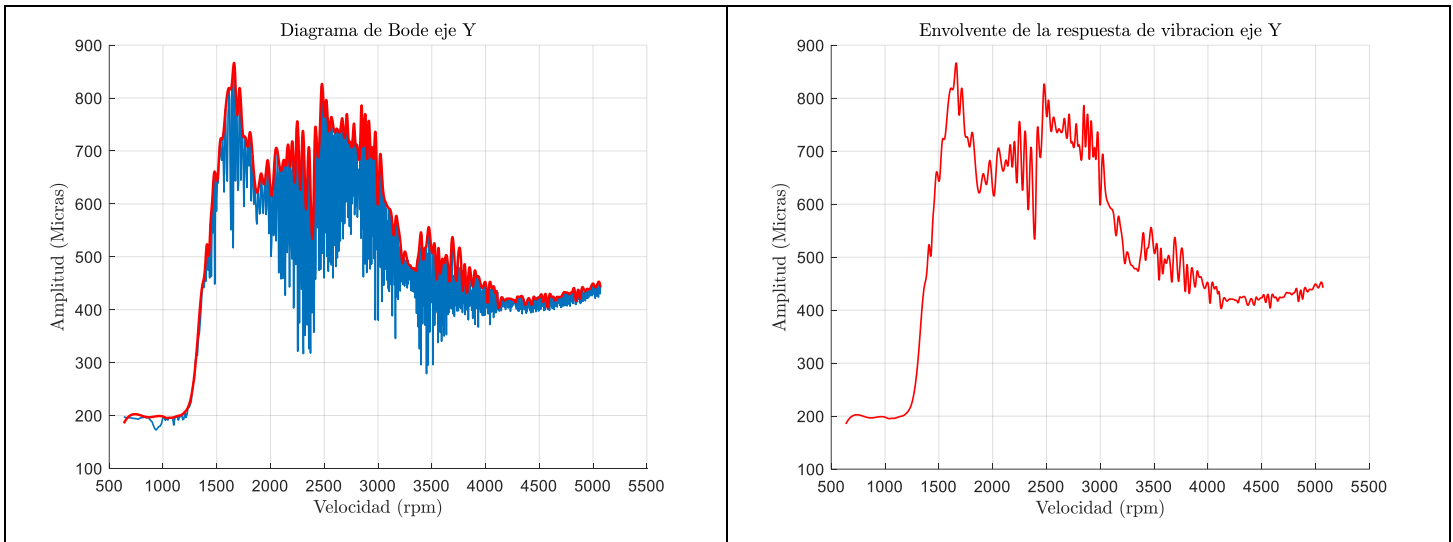


Figura B.38. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 135°, I=2 Amperes. Rotor asimétrico.

Prueba # 3, desbalance 19.224 g-cm, 135°.

Caso # 4: Diagramas de bode. Chumacera Magnetorreológica con fluido I=3 Amperes.

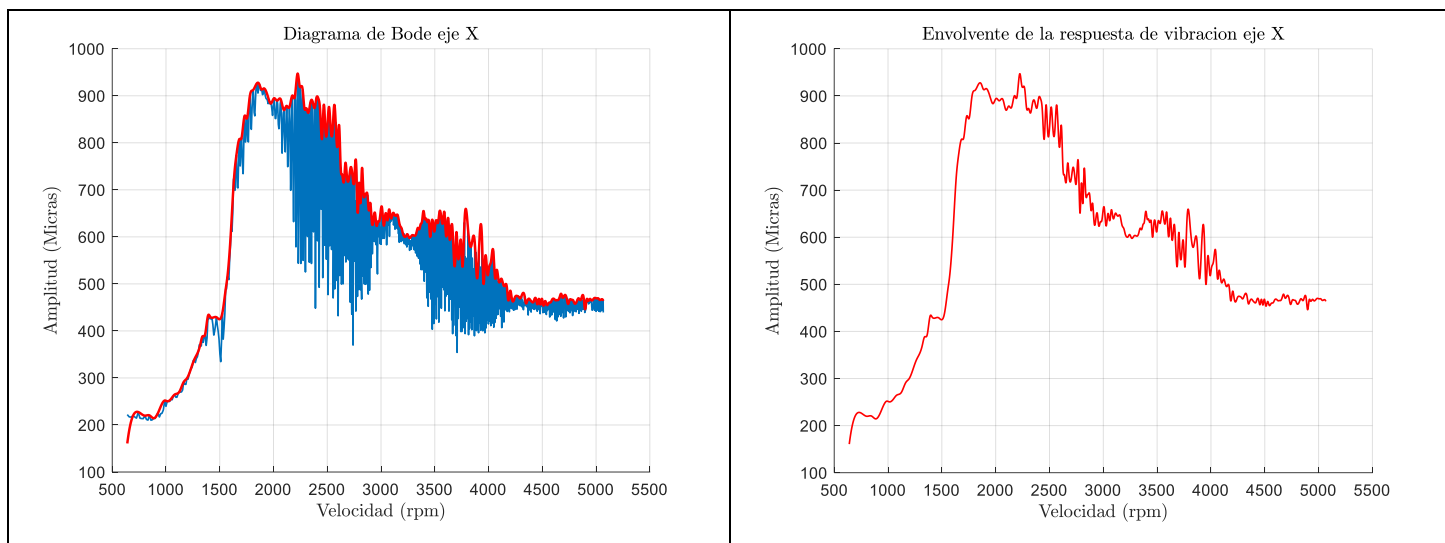


Figura B.37. Diagrama de Bode dirección X, desbalance 19.224 g-cm, 135°, I=3 Amperes. Rotor asimétrico.

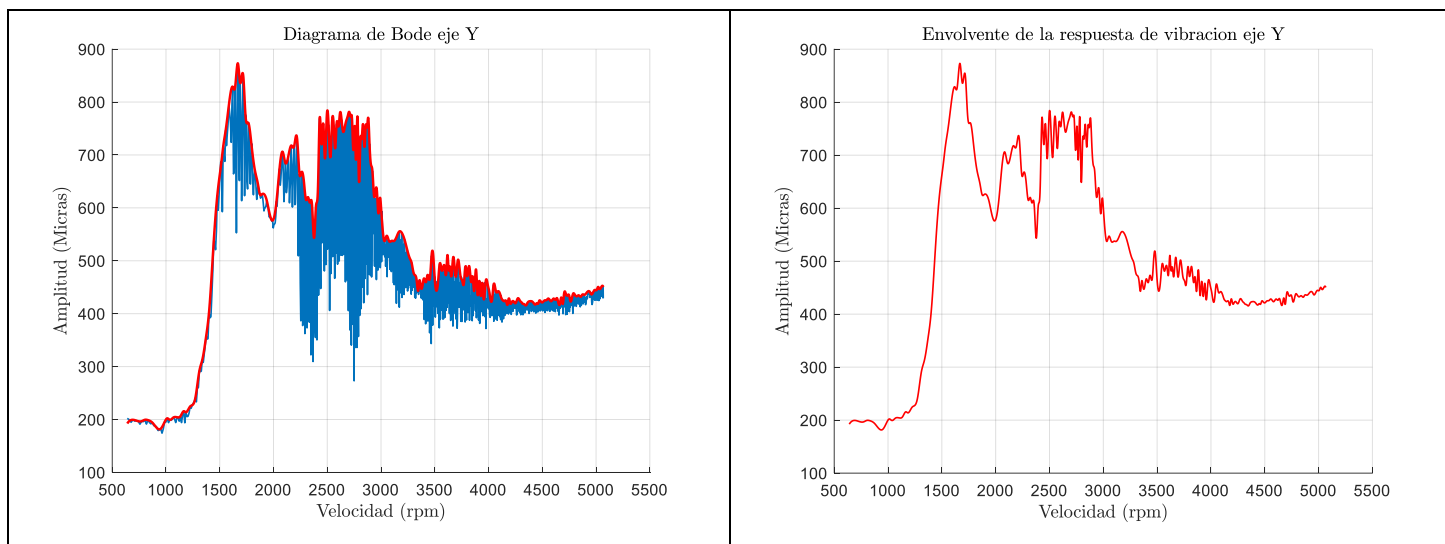


Figura B.38. Diagrama de Bode dirección Y, desbalance 19.224 g-cm, 135°, I=3 Amperes. Rotor asimétrico.

Referencias bibliográficas

- [1] Elizondo Garza Fernando J. 1992. "Historia de las vibraciones mecánicas a través de biografías". Boletín especial de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. Universidad Autónoma de Nuevo León. P23-32.
- [2] Avalos Gauna J. Tesis de Maestría: "Análisis y validación por los coeficientes rotodinámicos de rigidez de una chumacera corta con y sin presurización", Laboratorio de Vibraciones y Rotodinámica, Instituto Politécnico Nacional. México DF, 2011
- [3] Jeffcott, H. H. (1919). XXVII. The lateral vibration of loaded shafts in the neighbourhood of a whirling speed. —The effect of want of balance. The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science, 37(219), 304-314. Bishop, R. E. D., & Parkinson, A. G. (1965). "Second Order Vibration of Flexible Shafts". Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 259(1095), 1–31.
- [4] Parkinson, A. G. (1991). Balancing of rotating machinery. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science, 205(1), 53-66.
- [5] A. Blanco, G. Silva, J. C. Gómez, 2002. "Control del Desbalance en un Sistema Rotor-Chumacera Móvil". Departamento de Ingeniería Eléctrica - Sección de Mecatrónica. Centro de Investigación y de Estudios Avanzados del I.P.N.
- [6] García Reynoso, A. C., Cervantes Moya, M. A., Camargo Méndez, J., Ladrón de Guevara Durán, E., Hernández Marceliz, E., & Peña Pardo, B. C. (2008). Método de Balanceo de Rotores Rígidos con Datos de Vibración Pulsante. Ingeniería mecánica, tecnología y desarrollo, 3(1), 21-28.
- [7] Hernández E. 2008. "Balanceo de Rotores Flexibles Mediante el Análisis Modal". Tesis Doctoral, Departamento de Ingeniería Mecánica, Centro Nacional De Investigación y Desarrollo Tecnológico.
- [8] Gutiérrez Wing, E. S., Aguirre Romano, J. E., Colín Ocampo, J., & Cortés García, C. (2011). Balanceo de rotores rígidos sin emplear rodados de prueba. Ingeniería mecánica, tecnología y desarrollo, 3(6), 195-205.

- [9] Mendoza Larios J. 2016. "Identificador Algebraico en Línea del Desbalance para un Sistema Rotodinámico". Tesis Doctoral, Departamento de Ingeniería Mecánica, Centro Nacional De Investigación y Desarrollo Tecnológico.
- [10] Guzmán Correa C. 2017. "Análisis de la Respuesta de un Rotor Asimétrico con un Disco de Balanceo Activo". Tesis de Maestría en Ciencias, Departamento de Ingeniería Mecánica, Centro Nacional De Investigación y Desarrollo Tecnológico.
- [11] Landa Damas S. 2017. "Identificación Algebraica de Coeficientes Rotodinámicos de una Chumacera Presurizada". Tesis de Maestría en Ciencias, Departamento de Ingeniería Mecánica, Centro Nacional De Investigación y Desarrollo Tecnológico.
- [12] Parkinson, A. G. 1966. "On the Balancing of Shafts with Axial Asymmetry.". Department of Mechanical Engineering, University College London. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences 294(1436): 66 LP-79.
- [13] T. Iwatsubo y M. Nakamura, "Balancing of flexible rotors with asymmetric stiffness". *Memoirs of the Faculty of Engineering*, n° 15, pp. 53-66, 1978.
- [14] Matsukura, Y., Kiso, M., Inoue, T., & Tomisawa, M. (1979). On the balancing convergence of flexible rotors, with special reference to asymmetric rotors. *Journal of Sound and Vibration*, 63(3), 419-428.
- [15] T. Inagaki, H. Kanki, K. Shiraki, "Response Analysis of a General Asymmetric Rotor-Bearing System", Contributed by the Vibrations Committee for presentation at the Design Engineering Technical Conference. St. Louis., Mo., Sept. 10-12. 1979 of the American Society of Mechanical Engineers. Manuscript received at ASME Headquarter June 17, 1979. Paper no. 79-DET-84.
- [16] Y. Kang, C.-P Liu and G.-J. Sheen, 1996, "A Modified Influence Coefficient Method for Balancing Unsymmetrical Rotor-Bearing Systems", *Journal Sound and Vibration*.
- [17] J. Colín 1996. "Balanceo de Rotores Asimétricos." Centro Nacional De Investigación y Desarrollo Tecnológico.
- [18] Kang, Y., Sheen, G. J., & Wang, S. M. (1997). Development and modification of a unified balancing method for unsymmetrical rotor-bearing systems. *Journal of sound and vibration*, 199(3), 349-369.

- [19] T. Ikeda y S. Murakami, 1999. "Dynamic Response and Stability of a Rotating Asymmetric Shaft Mounted on a Flexible Base". *Nonlinear Dynamics*, 20(1), 1-19, Department of Electronic and Control Systems Engineering, Shimane University, Matsue 690-8504, Japan. 1 Abril 1999).
- [20] J. M. González, (2009) "Arreglo de Pesos Modales para el Balanceo de Rotores Asimétricos", Tesis de Maestría en Ciencias, Departamento de Ingeniería Mecánica, CENIDET, febrero 2009.
- [21] Ramírez Monares J. (2011). "Análisis del Comportamiento Dinámico de un Rotor Asimétrico Soportado por una Chumacera Magnetorreológica". Tesis de Maestría en Ciencias, Departamento de Ingeniería Mecánica, CENIDET.
- [22] Mendivelso Duarte C. (2014). "Modelamiento y Análisis del Comportamiento Rotodinámico de un Eje Asimétrico Sometido a Carga Combinada Lateral y Torsional". Tesis de Maestría, Universidad Nacional de Colombia, Facultad de Ingeniería, Bogotá, Colombia.
- [23] Nango Blanco M. (2015). "Identificación Algebraica en Línea de Parámetros para el Balanceo de Rotores Asimétricos". Tesis de Maestría en Ciencias, Departamento de Ingeniería Mecánica, CENIDET, febrero 2015
- [24] F. J. Ramírez Moroyoqui (2016). "Análisis Experimental en el Balanceo Modal de Rotores Asimétricos" Tesis de Maestría en Ciencias, Departamento de Ingeniería Mecánica, CENIDET, febrero 2016.
- [25] M Cúpich Rodríguez, FJ Elizondo Garza. "Amortiguadores Magnetoreológicos". *Ingenierías*, julio-diciembre 1998, Vol. 1, No 2.
- [26] Winslow, W. M. (1947). U.S. Patent No. 2,417,850. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [27] Carlson, J. D. (2001). " What Makes a Good MR Fluid? ". Nice, France: 8th International Conference on Electrorheological (ER) Fluids & Magnetorheological (MR) Suspensions (pp. 63-69).
- [28] Nikolajsen, J. L., & Hoque, M. S. (1970). " An Electroviscous Damper ". *Vibration and Wear in High-Speed Rotating Machinery*, NATO ASI Series, Vol. 174, 445-453.

- [29] Nikolajsen, J. L., & Hoque, M. S. (1990). "An Electroviscous Damper for Rotor Applications". *Journal of Vibration and Acoustics*, 112(4), 440.
- [30] Morishita, S., & Ura, T. (1993). ER fluid applications to vibration control devices and an adaptive neural-net controller. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 4(3), 366-372.
- [31] Guozhi, Y., Fah, Y. F., Guang, C., Guang, M., Tong, F., & Yang, Q. (2000). "Electro-Rheological Multi-layer Squeeze Film Damper and Its Application to Vibration Control of Rotor System". *Journal of Vibration and Acoustics*, 122(1), 7-11.
- [32] Choi, S.-B., Lee, S.-K., & Park, Y.-P. (2001). "A Hysteresis Model for The Field-Dependent Damping Force of a Magnetorheological Damper". *Journal of Sound and Vibration*, 245(2), 375–383.
- [33] Amado Garrido H. (2004). "Absorción semi-activa y Activa de Vibraciones Utilizando Actuadores Magnetoreológicos" Tesis de Maestría, Departamento de Ingeniería Eléctrica, Centro de Investigación y de Estudios avanzados del IPN.
- [34] Forte, P., Paternò, M., & Rustighi, E. (2004). "A Magnetorheological Fluid Damper for Rotor Applications". *International Journal of Rotating Machinery*, 10(3), 175–182
- [35] Cabrera Amado A. (2007). "Diseño, Construcción y Control Semiactivo del Desbalance de un Sistema Rotor-Chumacera Utilizando Amortiguadores Magnetoreológicos" Tesis de Maestría, Departamento de Ingeniería Eléctrica, Área de Mecatrónica, Centro de Investigación y de Estudios avanzados del IPN.
- [36] Hong, S. R., Wereley, N. M., Choi, Y. T., & Choi, S. B. (2008). "Analytical and experimental validation of a nondimensional Bingham model for mixed-mode magnetorheological dampers". *Journal of Sound and Vibration*, 312(3), 399–417.
- [37] Ghaednia, H., & Ohadi, A. (2012). "Vibration Behavior of Flexible Rotor System Mounted on MR Squeeze Film Damper with Thermal Growth Effect". *Journal of Vibration and Acoustics*, 134(1), 011015. doi:10.1115/1.4004682.
- [38] Enciso Cruz E. (2015). "Diseño y Construcción de una Chumacera Semi-Activa con Fluidos Reológicos". Tesis de Maestría en Ciencias, Departamento de Ingeniería Mecánica, Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico.

- [39] Espinoza Dilman E. (2017). “Diseño y construcción de un Embrague Magnetoreológico”. Tesis de Maestría en Ciencias, Departamento de Ingeniería Mecánica, Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico.
- [40] Jolly, M. R., Bender, J. W., & Carlson, J. D. (1998, June). Properties and applications of commercial magnetorheological fluids. In Smart structures and materials 1998: passive damping and isolation (Vol. 3327, pp. 262-275). International Society for Optics and Photonics.
- [41] Sánchez-Alonso, M. A., Camporredondo-Saucedo, J. E., Castruita-Avila, L. G., Equihua-Guillén, F., García-Lara, A. M., & Muñoz-Zertuche, A. A. (2020). Magnetorheological fluids: synthesis, properties and applications. *Respuestas*, 25(1), 84-194.doi.org/10.22463/0122820X.2436.
- [42] Aplicaciones de los amortiguadores MR: www.lord.com
- [43] <https://www.lord.com/products-and-solutions/active-vibration-control/industrial-suspension-systems/magneto-rheological-mr-fluid>