

SEP

SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico

"30 Aniversario del Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico"

Cuernavaca, Mor., 23/enero/2017

OFICIO No. DIM/011/2017

Asunto: Aceptación de documento de tesis

C. DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. Ing. José de Jesús Valles Aguilar, con número de control M14CE052, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis profesional titulado "Caracterización de la respuesta de un sistema rotatorio utilizando una chumacera móvil.", hemos encontrado que se han realizado todas las correcciones y observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

DIRECTOR DE TESIS

DR. JORGE COLÍN ECAMPO
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
4694783

REVISOR 1

DR. ARTURO ABUNDEZ PLIEGO
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
6801139

REVISOR 2

DRA. CLAUDIA CORTÉS GARCÍA
Doctora en Ciencias en Ingeniería Mecánica
9336586

REVISOR 3

DR. ELADIO MARTÍNEZ RAYÓN
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
8500740

C.p. Jefe del Departamento de Servicios Escolares
Estudiante
Expediente

Iniciales ID/secretaría



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira, C.P. 62490, Cuernavaca, Mor.
Tels. (01) 777 362-77-70 Ext. 4106, e-mail: direccion@cenidet.edu.mx
www.cenidet.edu.mx



"30 Aniversario del Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico"

Cuernavaca, Mor. 25 de enero de 2017
OFICIO No. SAC/094/2017

Asunto: Autorización de impresión de tesis

**ING. JOSÉ DE JESÚS VALLES AGUILAR
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E**

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado "**Caracterización de la respuesta de un sistema rotatorio utilizando una chumacera móvil**", ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

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

ATENTAMENTE
"CONOCIMIENTO Y TECNOLOGÍA AL SERVICIO DE MÉXICO"



**DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO**



S.E.P. - TecNM
CENTRO NACIONAL
DE INVESTIGACIÓN
Y DESARROLLO
TECNOLÓGICO
DIRECCIÓN

C.p. M.T.I. María Elena Gómez Torres- Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
Expediente

GVGR/mcr

AGRADECIMIENTOS

A la **Secretaría de Educación Pública (SEP)** y al **Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT)** por el apoyo económico que me brindaron para continuar mis estudios de posgrado y poder lograr mis objetivos.

Al **Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET)** por darme la oportunidad de ser mi casa de estudios y prepararme en mi formación profesional.

A **todos mis profesores** que con su conocimiento y experiencia, me enseñaron y fortalecieron mi formación académica y en general a todo el **personal académico** y de **Apoyo** del Departamento de Ingeniería Mecánica.

A mi **director de tesis el Dr. Jorge Colín Ocampo** y **codirector Dr. Andrés Blanco Ortega** por la oportunidad de brindarme su amistad y su valioso tiempo en todo momento en el apoyo, asesoría y atención a mis consultas, para lograr culminar este proyecto.

A mis **revisores Dr. Arturo Abúndez Pliego, Dr. Eladio Martínez Rayón, Dra. Claudia Cortés García**, que sin sus valiosas observaciones, comentarios, asesorías y aportaciones no se hubiera logrado el objetivo del proyecto y gracias a que me ayudaron se mejoró la realización de la tesis.

A mis **padres José Rosalío Valles Martínez y Rosa Mercedes Aguilar Enríquez**, ellos siempre estuvieron apoyándome en las buenas y en las malas, son el principal pilar en la formación y educación de mi persona.

A mis **hermanas Karem Valles Aguilar, Karina Valles Aguilar, Carolina Valles Aguilar y Clarissa Valles Aguilar**, que su apoyo fue de gran importancia ya que en las buenas y en las malas tuve su apoyo y nunca me dejaron caer.

A mis **compañeros de generación**: por su valiosa amistad, los gratos y amenos momentos convividos, por las enseñanzas, aprendizajes y experiencias que me llevo de cada uno de ustedes.

A mis **compañeros de Área en el Laboratorio de Rotodinámica**: gracias por su valiosa amistad y su apoyo en todo momento.

A **toda la comunidad del CENIDET**, que me apoyaron y ayudaron siempre con sus consejos y enseñanzas.

A **todos mis amigos de chihuahua** que con todos los comentarios positivos que me hacían, yo obtuve mi mayor esfuerzo cada día para realizar mi meta.

DEDICATORIAS

A mi hija Eva Isabella Valles

Ramos

A mis padres José Valles y Rosa

Aguilar

Mis hermanas Karen, Karina,

Carolina y Clarissa

CONTENIDO

LISTA DE FIGURAS	I
LISTA DE TABLAS	VII
RESUMEN	IX
ABSTRACT	XI
NOMENCLATURA	XIII
INTRODUCCIÓN	XIV

CAPÍTULO I

ESTADO DEL ARTE	1
1.1 Revisión Bibliográfica.....	1
1.2 Planteamiento del Problema.....	13
1.2.1 Definición del Problema.....	13
1.3 Objetivo General.....	14
1.3.1 Objetivos Específicos.....	14
1.4 Alcances y Limitaciones.....	14
1.5 Productos y Beneficios Esperados.....	14

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO.....	15
2.1 Modelo Matemático de un Sistema Rotor-Chumacera Simétrico	15
2.1.1 Elementos de un Sistema Rotor-Chumacera	15
2.1.2 Modelo Matemático de un Sistema Rotor-Chumacera Simétrico de Múltiples Grados de Libertad.....	15
2.2 Solución de la Ecuación de Movimiento del Sistema Rotor-Chumacera Simétrico ..	18
2.2.1 Frecuencias Naturales y Formas Modales	18
2.2.2 Solución del Sistema en Estado Estable Considerando Desbalance como Fuera de Excitación	20
2.2.3 Rampa de excitación	20
2.2.4 Modelo del Sistema Rotor-Chumacera Simétrico Considerando Rampas de Excitación	21
2.3 Modelo Matemático de un Sistema Rotor-Chumacera Asimétrico de Múltiples Grados de Libertad	22
2.4 Solución de la Ecuación de Movimiento del Sistema Rotor-Chumacera Asimétrico	25
2.4.1 Frecuencias Naturales y Formas Modales	25
2.4.2 Solución en Estado Estable del Sistema Rotor-Chumacera Asimétrico.....	26
2.4.3 Modelo del Sistema Rotor-Chumacera Asimétrico Considerando Rampas de Excitación	27

2.5	Amortiguamiento Espectral.....	28
-----	--------------------------------	----

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE LA RESPUESTA DEL SISTEMA ROTOR-CHUMACERA..... 30

3.1	Cálculo del Amortiguamiento Proporcional del Sistema Simétrico	30
3.1.1	Estimación del Valor de Rigidez de los Soportes del Sistema	35
3.2	Análisis de la Respuesta del Sistema Rotor-Chumacera Simétrico en Diferentes Posiciones del Soporte	40
3.2.1	Respuesta del Sistema con Rampas de Excitación de Tipo Lineal	41
3.3	Comportamiento de un Sistema Rotor-Chumacera Asimétrico	46
3.3.1	Variación del Ángulo de Posición de la Fuerza de Excitación (Desbalance)	46
3.3.2	Respuesta del Sistema con Diferentes Valores del Factor de Amortiguamiento	48
3.4	Análisis de la Respuesta del Sistema Rotor-Chumacera Simétrico en Diferentes posiciones del Soporte	50

CAPÍTULO IV

SIMULACIÓN DEL CONTROL DE POSICIÓN DEL SOPORTE MÓVIL..... 53

4.1	Configuración del Sistema Rotor-Chumacera Tipo Jeffcott	53
4.1.1	Planificación de la Trayectoria de Velocidad	54
4.1.1.1	Velocidad Deseada	56
4.2	Simulación del Rotor Jeffcott	57
4.2.1	Respuesta al Desbalance del Sistema Tipo Jeffcott	60
4.3	Modelado del Sistema Rotor-Chumacera Móvil	61
4.3.1	Control de Posición del Soporte.....	62
4.3.2	Respuesta del Sistema Utilizando el Control del Soporte Móvil.....	63

CAPÍTULO V

SISTEMA ROTOR-CHUMACERA EXPERIMENTAL CON SOPORTE MÓVIL 68

5.1	Rotor Experimental con Chumacera Móvil	68
5.1.1	Rotor Simétrico	69
5.1.2	Rotor Asimétrico	70
5.2	Equipo e Instrumentación del Laboratorio	72

CAPÍTULO VI

RESULTADOS EXPERIMENTALES EN EL SISTEMA ROTOR-CHUMACERA MÓVIL SIMÉTRICO 74

6.1	Caracterización del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Simétrico.....	74
6.1.1	Discretización del Rotor, Posición 1	75
6.1.2	Discretización del Rotor, Posición 2	78

6.1.3	Discretización del Rotor, Posición 3	81
6.2	Análisis de la Respuesta Vibratoria del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Simétrico	84
6.2.1	Respuesta del Sistema con Rampas de Excitación de Tipo Lineal, $\alpha = 1 \text{ rads}^2$	86
6.2.2	Respuesta del Sistema con Rampas de Excitación de Tipo Lineal, $\alpha = 4 \text{ rads}^2$	91
6.2.3	Análisis de la Respuesta de Vibración del Rotor en el Intervalo de Tiempo del Movimiento de la Chumacera de una Posición a otra.....	96

CAPÍTULO VII

RESULTADOS EXPERIMENTALES EN EL SISTEMA ROTOR-CHUMACERA

ASIMÉTRICO 98

7.1	Caracterización del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Asimétrico (Flecha Grado de Asimetría menor).....	98
7.1.1	Caracterización de la Flecha Asimétrico con k_η en dirección vertical.....	99
7.1.1.1	Discretización del Rotor Asimétrico k_η , Posición 1.....	100
7.1.1.2	Discretización del Rotor Asimétrico k_η , Posición 2.....	103
7.1.1.3	Discretización del Rotor Asimétrico k_η , Posición 3.....	105
7.1.2	Caracterización de la flecha Asimétrica con k_ξ en dirección vertical.....	108
7.1.2.1	Discretización del rotor asimétrico k_ξ , Posición 1.....	108
7.1.2.2	Discretización del Rotor Asimétrico k_ξ , Posición 2.....	111
7.1.2.3	Discretización del Rotor Asimétrico k_ξ Posición 3.....	114
7.1.3	Caracterización de la Flecha Asimétrica con k_η en Dirección Horizontal.....	116
7.1.3.1	Discretización del Rotor Asimétrico k_η , Posición 1.....	117
7.1.3.2	Discretización del Rotor Asimétrico k_η , Posición 2.....	118
7.1.3.3	Discretización del Rotor Asimétrico k_η , Posición 3.....	119
7.1.4	Caracterización de la Flecha Asimétrica con k_ξ en Dirección Horizontal.....	120
7.1.4.1	Discretización del Rotor Asimétrico k_ξ , Posición 1.....	121
7.1.4.2	Discretización del Rotor Asimétrico k_ξ , Posición 2.....	122
7.1.4.3	Discretización del Rotor Asimétrico k_ξ , Posición 3.....	123
7.2	Análisis de la Respuesta Vibratoria del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Asimétrico (Flecha Grado de Asimetría menor)	124
7.2.1	Respuesta del Sistema con Rampas de Excitación de Tipo Lineal, $\alpha = 4 \text{ rads}^2$	125
7.2.1.1	Respuesta de Vibración Sensor 2 (Vertical)	129
7.2.1.2	Respuesta de Vibración Sensor 1 (Horizontal).....	136
7.2.1.3	Respuesta de Vibración Resultante.....	145
7.3	Análisis de la Respuesta Vibratoria del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Asimétrica (Flecha Grado de Asimetría Mayor)	149
7.3.1	Respuesta del Sistema con Rampas de Excitación de Tipo Lineal $\alpha = 4 \text{ rads}^2$	150

7.3.1.1	Respuesta de Vibración Sensor 2 (Vertical)	155
7.3.1.2	Respuesta de Vibración Sensor 1 (Horizontal)	158
7.3.1.3	Respuesta de Vibración Resultante.....	161
CONCLUSIONES		165
TRABAJOS FUTUROS.....		167
APÉNDICE A.....		168
APÉNDICE B.....		169
APÉNDICE C.....		171
BIBLIOGRAFÍA		175

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1.1 Modelo de Rankine.	2
Figura 1.1.2 Rotor Jeffcott.....	2
Figura 1.1.3 a) Diagrama de Bode de Amplitud, b) Diagrama de Bode de Fase.	4
Figura 1.1.4 Diagrama Polar de Respuesta de un Rotor.	5
Figura 1.1.5 a) Sección Transversal de un Rotor Simétrico, b) Sección Transversal de un Rotor Asimétrico.	5
Figura 1.1.6 Métodos Pasivos y Activos Para el Control de Vibraciones en Rotores.....	9
Figura 1.1.7 Sistema Rotor Chumacera con Soporte Móvil.	11
Figura 1.1.8 Comportamiento de la Respuesta del Rotor, para Diferentes Posiciones de la Chumacera Móvil.	12
Figura 2.1.1 Elemento Finito Tipo Viga para el Modelado del Eje.	16
Figura 2.3.1 Sección transversal de la flecha asimétrica.....	22
Figura 2.5.1 Fracción del amortiguamiento crítico en función de la frecuencia para el amortiguamiento de Rayleigh.....	29
Figura 3.1.1 Configuración del Sistema Rotor-Chumacera.	30
Figura 3.1.2 Respuesta en el Eje Horizontal del Prototipo Experimental Simétrico.	31
Figura 3.1.3 Respuesta en el Eje Vertical el Prototipo Experimental Simétrico.....	31
Figura 3.1.4 Valor RMS de la Respuesta Horizontal.....	32
Figura 3.1.5 Valor RMS de la Respuesta Vertical.	34
Figura 3.1.6 Estimación de la Rigidez del Soporte en el Eje Horizontal.	36
Figura 3.1.7 Estimación de la Rigidez del Soporte en el Eje Vertical.....	37
Figura 3.1.8 Respuesta del Sistema Experimental vs Simulación en el Eje Horizontal.	38
Figura 3.1.9 Respuesta del Sistema Experimental vs Simulación en el Eje Vertical.....	38
Figura 3.1.10 Valores RMS en la Respuesta Horizontal Simulada.....	39
Figura 3.1.11 Valores RMS en la Respuesta Vertical Simulada.	39
Figura 3.2.1 Configuración del rotor simulado.....	41
Figura 3.2.2 Respuesta de vibración Horizontal. $\alpha = 1radseg^2$	42
Figura 3.2.3 Respuesta de vibración Horizontal. $\alpha = 5radseg^2$	42
Figura 3.2.4 Respuesta de vibración del Sistema con el Movimiento del Soporte. Secuencia No.1.44	
Figura 3.2.5 Respuesta de vibración del Sistema con el Movimiento del Soporte. Secuencia No. 2.	44
Figura 3.2.6 Respuesta de vibración del Sistema con el Movimiento del Soporte. Secuencia No.3.44	
Figura 3.2.7 Respuesta de vibración Vertical. $\alpha = 1radseg^2$	45
Figura 3.2.8 Respuesta de vibración Vertical. $\alpha = 5radseg^2$	45
Figura 3.3.1 Configuración del Rotor Asimétrico.	46
Figura 3.3.2 Respuesta al Desbalance para Diferentes Posiciones de la Fuerza de Excitación.....	47
Figura 3.3.3 Diagramas Polares de Respuesta para Diferentes Posiciones Angulares de la Fuerza del Desbalance.	48
Figura 3.3.4 Respuesta del Sistema con Diferentes Factores de Amortiguamiento. $\theta = 45^\circ$	49
Figura 3.3.5 Respuesta del Sistema con Varios Factores de Amortiguamiento. $\theta = 315^\circ$	49
Figura 3.4.1 Configuración del rotor asimétrico con chumacera móvil.....	50

Figura 3.4.2 Respuesta de Vibración Horizontal, Rotor Asimétrico, Posiciones 1,2 Y 3 de la Chumacera móvil. $\alpha = 5radseg^2$	52
Figura 3.4.3 Respuesta de Vibración Vertical, Rotor Asimétrico, Posiciones 1,2 Y 3 de la Chumacera Móvil. $\alpha = 5radseg^2$	52
Figura 4.1.1 Configuración del Sistema Rotor Soportes.	53
Figura 4.1.2 Modelo del Rotor y Masa de Desbalance.	54
Figura 4.1.3 Modelo de un Sistema Rotor Chumacera.	54
Figura 4.2.1 Desplazamiento del Sistema en Dirección Horizontal y Vertical.	58
Figura 4.2.2 Periodo de la Respuesta de Vibración.....	58
Figura 4.2.3 Velocidad y Aceleración del Sistema.....	59
Figura 4.2.4 Velocidad Angular del Sistema y Velocidad Deseada.	60
Figura 4.2.5 Respuesta al Desbalance.....	60
Figura 4.3.1 Configuración del Sistema Rotor-Chumacera Móvil.	61
Figura 4.3.2 Configuración Del Sistema Rotodinámico.....	61
Figura 4.3.3 Esquema del Soporte Móvil.	62
Figura 4.3.4 Posición Real o Medida y Posición Deseada del Soporte Móvil.....	64
Figura 4.3.5 Frecuencias Naturales del Sistema en la Posición 1.....	65
Figura 4.3.6 Frecuencias Naturales del Sistema en la Posición 3.....	65
Figura 4.3.7 Tiempo de Cambio de Posición del Soporte.	66
Figura 4.3.8 Respuesta del Sistema con el Control de Posición del Soporte.	67
Figura 4.3.9 Comparación de las Frecuencias Naturales vs Control de Posición del Soporte Móvil.67	
Figura 5.1.1 Esquema del Prototipo experimental.	68
Figura 5.1.2 Esquema del Disco Inercia.....	69
Figura 5.1.3 Flecha Simétrica.	69
Figura 5.1.4 Arreglo Experimental del Rotor Simétrico.	69
Figura 5.1.5 Flecha Asimétrica con Grado de Asimetría Menor.	70
Figura 5.1.6 Arreglo Experimental del Rotor Asimétrico con Flecha con Asimetría Menor.	70
Figura 5.1.7 Flecha Asimétrica con Grado de Asimetría Mayor.....	71
Figura 5.1.8 Arreglo Experimental del Rotor Asimétrico con Flecha con Asimetría Mayor.	71
Figura 5.1.9 Configuración del Disco Inercial con Respecto a las Flechas Asimétricas.....	71
Figura 5.2.1 Equipo de laboratorio: a) Rotor experimental , b) Martillo de impacto, c) Amplificador y acoplador para acelerómetros, d) Tarjeta NI-DAQmx-USB-6009, e) Computadora Personal.	73
Figura 5.2.2 a) Sensor de Desplazamiento, b) Proximito.	73
Figura 6.1.1 Discretización del rotor. Soporte Móvil en Posición 1.	75
Figura 6.1.2 FRF's Rotor Simétrico con Soporte Móvil, Posición 1.	77
Figura 6.1.3 Modos de Vibración Rotor Simétrico con Soporte Móvil, Posición 1.	78
Figura 6.1.4 Discretización del Rotor. Soporte Móvil en Posición 2.	78
Figura 6.1.5 FRF's Rotor Simétrico con Soporte Móvil, Posición 2.	80
Figura 6.1.6 Modos de Vibración Rotor Simétrico con Soporte Móvil, Posición 2.	81
Figura 6.1.7 Discretización del rotor. Soporte Móvil en Posición 3.	81
Figura 6.1.8 FRF's Rotor Simétrico con Soporte Móvil, Posición 3.	83
Figura 6.1.9 Modos de Vibración Rotor Simétrico con Soporte Móvil, Posición 2.	84
Figura 6.2.1 Configuración del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Simétrico Experimental.....	85
Figura 6.2.2 Rampa de Excitación a) $\alpha = 1 rads^2$, b) $\alpha = 4 rads^2$	85

Figura 6.2.3 Resultante de la Respuesta de Vibración. Rotor Simétrico con $\alpha = 1 \text{ radS}^2$	87
Figura 6.2.4 Respuesta de Vibración. Posición 1, Posición 2 y Posición 3 Soporte Móvil con $\alpha = 1 \text{ radS}^2$.a) en Función del Tiempo (s), b) en Función de la Velocidad (rpm).....	88
Figura 6.2.5 Puntos de Cambio de la Posición del Soporte, $\alpha = 1 \text{ radS}^2$	89
Figura 6.2.6 Respuesta de Vibración Residual Posterior a la Secuencia de Movimientos de la Chumacera Móvil, $\alpha = 1 \text{ radS}^2$	90
Figura 6.2.7 Resultante de la Respuesta de Vibración. Rotor Simétrico con $\alpha = 4 \text{ radS}^2$	92
Figura 6.2.8 Respuesta de Vibración. Posición 1, Posición 2 y Posición 3 Soporte Móvil con $\alpha = 4 \text{ radS}^2$,a) en Función del Tiempo (s), b) en Función de la Velocidad (rpm).....	93
Figura 6.2.9 Puntos de Cambio de la Posición del Soporte, $\alpha = 4 \text{ radS}^2$	94
Figura 6.2.10 Respuesta de Vibración Residual Posterior a la Secuencia de Movimientos de la Chumacera Móvil, $\alpha = 4 \text{ radS}^2$	95
Figura 6.2.11 Rotor Experimental, a) Configuración Nodal, b) Zoom Área Soporte Móvil.....	96
Figura 6.2.12 Respuesta del sistema en Varias Posiciones del Soporte Móvil.....	97
Figura 7.1.1 Sección Transversal de la Flecha Asimétrica con Grado de Asimetría Menor.	99
Figura 7.1.2 Posición de la Flecha Asimétrica Rigidez k_η Dirección Vertical.....	100
Figura 7.1.3 Discretización del Rotor Asimétrico k_η , Soporte Móvil en Posición 1.	100
Figura 7.1.4 FRF's k_η , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 1.	102
Figura 7.1.5 Modos de Vibración Rotor Simétrico k_η con Soporte Móvil, Posición 1.....	102
Figura 7.1.6 Discretización del Rotor Asimétrico k_η . Soporte Móvil en Posición 2.	103
Figura 7.1.7 FRF's k_η , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 2.	104
Figura 7.1.8 Modos de Vibración Rotor Simétrico k_η con Soporte Móvil, Posición 2.....	105
Figura 7.1.9 Discretización del Rotor Asimétrico k_η . Soporte Móvil en Posición 3.	105
Figura 7.1.10 FRF's k_η , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 3.	107
Figura 7.1.11 Modos de Vibración Rotor Simétrico k_η con Soporte Móvil, Posición 3.....	108
Figura 7.1.12 Posición de la Flecha Asimétrica Rigidez k_ξ Dirección Vertical.....	108
Figura 7.1.13 Discretización del Rotor Asimétrico k_ξ . Soporte Móvil en Posición 1.	109
Figura 7.1.14 FRF's k_ξ , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 1.....	110
Figura 7.1.15 Modos de Vibración Rotor Simétrico k_ξ con Soporte Móvil, Posición 1.....	111
Figura 7.1.16 Discretización del Rotor Asimétrico k_ξ . Soporte Móvil en Posición 2.	111
Figura 7.1.17 FRF's k_ξ , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 2.	113
Figura 7.1.18 Modos de Vibración Rotor Simétrico k_ξ con Soporte Móvil, Posición 2.....	113
Figura 7.1.19 Discretización del Rotor Asimétrico k_ξ . Soporte Móvil en Posición 3.	114
Figura 7.1.20 FRF's k_ξ , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 3.	115
Figura 7.1.21 Modos de Vibración Rotor Simétrico k_ξ con Soporte Móvil, Posición 3.....	116
Figura 7.1.22 Posición de la Flecha Asimétrica Rigidez k_η Dirección Horizontal.	117
Figura 7.1.23 Discretización del Rotor Asimétrico k_η . Soporte Móvil en Posición 1.	117
Figura 7.1.24 FRF's k_η , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 1.	118
Figura 7.1.25 Discretización del Rotor Asimétrico k_η . Soporte Móvil en Posición 2.	118
Figura 7.1.26 FRF's k_η , Rotor ASimétrico con Soporte Móvil, Posición 2.	119
Figura 7.1.27 Discretización del Rotor Asimétrico k_η . Soporte Móvil en Posición 3.	119
Figura 7.1.28 FRF's k_η , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 3.	120
Figura 7.1.29 Posición de la Flecha Asimétrica Rigidez k_ξ Dirección Horizontal.	120

Figura 7.1.30 Discretización del Rotor Asimétrico k_{ξ} . Soporte Móvil en Posición 1.	121
Figura 7.1.31 FRF's k_{ξ} , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 1.....	121
Figura 7.1.32 Discretización del Rotor Asimétrico k_{ξ} . Soporte Móvil en Posición 2.	122
Figura 7.1.33 FRF's k_{ξ} , Rotor ASimétrico con Soporte Móvil, Posición 2.	122
Figura 7.1.34 Discretización del Rotor Asimétrico k_{ξ} . Soporte Móvil en Posición 3.	123
Figura 7.1.35 FRF's k_{ξ} , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 3.....	123
Figura 7.2.1 Configuración del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Asimétrico Experimental, Grado de Asimetría Menor.	124
Figura 7.2.2 Rampa de Excitación Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Menor) $\alpha = 4 \text{ rads}^2$.	124
Figura 7.2.3 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Menor) Sensor 1. Posición 1 del Soporte.....	125
Figura 7.2.4 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Menor) Sensor 2. Posición 1 del Soporte.....	125
Figura 7.2.5 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Menor) Sensor 1. Posición 2 del Soporte.....	126
Figura 7.2.6 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Menor) Sensor 2. Posición 2 del Soporte.....	126
Figura 7.2.7 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Menor) Sensor 1. Posición 3 del Soporte.....	127
Figura 7.2.8 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Menor) Sensor 2. Posición 3 del Soporte.....	127
Figura 7.2.9 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico, rpm (Grado de Asimetría Menor). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante.....	128
Figura 7.2.10 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico, tiempo (Grado de Asimetría Menor). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante.....	129
Figura 7.2.11 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 1 (Sensor 2). Flecha Grado de Asimetría Menor.	130
Figura 7.2.12 . Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.1 (Sensor 2)). a) Sensor1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Menor).....	131
Figura 7.2.13 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 1 (Sensor 2)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Menor).....	132
Figura 7.2.14 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 2 (Sensor 2). Flecha Grado de Asimetría Menor	133
Figura 7.2.15 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.2 (Sensor 2)). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.....	134
Figura 7.2.16 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 2 (Sensor 2)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.	135
Figura 7.2.17 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 1 (Sensor 1). Flecha Grado de Asimetría Menor.	136

Figura 7.2.18 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.1 (Sensor 1)). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.....	138
Figura 7.2.19 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 1 (Sensor 1)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.	138
Figura 7.2.20 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 2 (Sensor 1). Flecha Grado de Asimetría Menor.	139
Figura 7.2.21 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.2 (Sensor 1)). a) Sensor1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.....	141
Figura 7.2.22 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 2 (Sensor 1)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.	142
Figura 7.2.23 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 3 (Sensor 1). Flecha Grado de Asimetría Menor.	142
Figura 7.2.24 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.3 (Sensor1)). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.....	144
Figura 7.2.25 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.3 (Sensor1)). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.....	145
Figura 7.2.26 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 1 (Vibración Resultante)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.....	146
Figura 7.2.27 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.1 (Vibración Resultante)). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.	148
Figura 7.2.28 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 1 (Vibración Resultante)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.....	148
Figura 7.3.1 Configuración del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Asimétrico Experimental, Flecha Grado de Asimetría Mayor.....	149
Figura 7.3.2 Rampa de Excitación Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Mayor) $\alpha = 4 \text{ rads}^2$.	150
Figura 7.3.3 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Mayor) Sensor 1. Posición 1 del Soporte.....	151
Figura 7.3.4 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Mayor) Sensor 2. Posición 1 del Soporte.....	151
Figura 7.3.5 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Mayor) Sensor 1. Posición 2 del Soporte.....	151
Figura 7.3.6 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Mayor) Sensor 2. Posición 2 del Soporte.....	152
Figura 7.3.7 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Mayor) Sensor 1. Posición 3 del Soporte.....	152

Figura 7.3.8 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Mayor) Sensor 2. Posición 3 del Soporte.....	152
Figura 7.3.9 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico, rpm (Grado de Asimetría Mayor). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante.....	153
Figura 7.3.10 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico, tiempo (Grado de Asimetría Mayor). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante.....	154
Figura 7.3.11 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 1 (Sensor 2). Flecha Grado de Asimetría Mayor.....	155
Figura 7.3.12 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.1 (Sensor 2)). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Mayor).....	157
Figura 7.3.13 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 1 (Sensor 2)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Mayor).....	157
Figura 7.3.14 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 1 (Sensor 1).Flecha Grado de Asimetría Mayor.....	158
Figura 7.3.15 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.1 (Sensor 1)). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Mayor).....	160
Figura 7.3.16 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 1 (Sensor 1)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Mayor).	161
Figura 7.3.17 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 1 (Vibración Resultante). Flecha Grado de Asimetría Mayor.	161
Figura 7.3.18 . Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.1 (Vibración Resultante)). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Mayor).	163
Figura 7.3.19 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 1 (Vibración Resultante)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Mayor).....	164
Figura C 1 Estructura de Aluminio.....	171
Figura C 2 Soportes del Prototipo.	171
Figura C 3 Prototipo Experimental.....	172
Figura C 4 Motor NEMA 23.	172
Figura C 5 Guía Lineal.	172
Figura C 6 ARDUINO UNO.	173
Figura C 7 Módulo Puente H BTS 7960.	173
Figura C 8 Conexión de Motor.	174

LISTA DE TABLAS

Tabla 3.1.1 Propiedades del Sistema Asimétrico.	30
Tabla 3.1.2 Estimación del Soporte en el Eje Horizontal.	36
Tabla 3.1.3 Estimación del Soporte en el Eje Vertical.	37
Tabla 3.1.4 Amortiguamiento experimental y teórico, dirección horizontal.	40
Tabla 3.1.5 Amortiguamiento experimental y teórico, dirección vertical.	40
Tabla 3.2.1 Propiedades Mecánicas y Geométricas del Rotor.	41
Tabla 3.4.1 Propiedades Mecánicas y Geométricas del Rotor Asimétrico.	51
Tabla 4.1.1 Propiedades Mecánicas y Geométricas del Sistema.	54
Tabla 4.3.1 Propiedades Mecánicas y Geométricas del Sistema.	61
Tabla 5.2.1 Funciones de Transferencia.	72
Tabla 6.1.1 Distancias de cada nodo en el rotor.	75
Tabla 6.1.2 Valores de las FRF's, Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 1.	76
Tabla 6.1.3 Valores de las FRF's, Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 1.	76
Tabla 6.1.4 Valores de las FRF's, Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 2.	79
Tabla 6.1.5 Valores de las FRF's, Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 2.	79
Tabla 6.1.6 Valores de las FRF's, pruebas de impacto, Soporte Móvil en Posición 3.	82
Tabla 6.2.1 Trayectorias del Soporte y Tiempos de Cambio, $\alpha = 1 \text{ radS}^2$	89
Tabla 6.2.2 Trayectorias del Soporte y Tiempos de Cambio, $\alpha = 4 \text{ radS}^2$	94
Tabla 7.1.1 Distancias de cada Nodo en el Rotor con Flecha de Asimetría Menor.	99
Tabla 7.1.2 Valores de las FRF's k_{η} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 1.	101
Tabla 7.1.3 Valores de las FRF's k_{η} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 1.	101
Tabla 7.1.4 Valores de las FRF's k_{η} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 2.	103
Tabla 7.1.5 Valores de las FRF's k_{η} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 2.	104
Tabla 7.1.6 Valores de las FRF's k_{η} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 3.	106
Tabla 7.1.7 Valores de las FRF's k_{η} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 3.	106
Tabla 7.1.8 Valores de las FRF's k_{ξ} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 1.	109
Tabla 7.1.9 Valores de las FRF's k_{ξ} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 1.	109
Tabla 7.1.10 Valores de las FRF's k_{ξ} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 2.	112
Tabla 7.1.11 Valores de las FRF's k_{ξ} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 2.	112
Tabla 7.1.12 Valores de las FRF's k_{ξ} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 3.	114
Tabla 7.1.13 Valores de las FRF's k_{ξ} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 3.	115
Tabla 7.2.1 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 1 (Sensor 2). (Flecha Grado de Asimetría Menor).	130
Tabla 7.2.2 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 2 (Sensor 2). (Flecha Grado de Asimetría Menor).	133
Tabla 7.2.3 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 1 (Sensor 1). (Flecha Grado de Asimetría Menor).	137
Tabla 7.2.4 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 2 (Sensor 1). Flecha Grado de Asimetría Menor.	140
Tabla 7.2.5 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 3 (Sensor1).	143

Tabla 7.2.6 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 1 (Vibración Resultante). (Flecha Grado de Asimetría Menor).....	147
Tabla 7.3.1 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 1 (Sensor 2). (Flecha Grado de Asimetría Mayor).....	156
Tabla 7.3.2 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 1 (Sensor 1). (Flecha Grado de Asimetría Mayor).....	159
Tabla 7.3.3 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 1 (Vibración Resultante). (Flecha Grado de Asimetría Mayor).	162

RESUMEN

En este trabajo se realizó un análisis teórico-experimental del comportamiento vibratorio de un sistema rotor-chumacera con chumacera móvil, la chumacera móvil se desplaza de forma automática para modificar la longitud efectiva del sistema y como consecuencia la rigidez del rotor. El control de la rigidez dinámica se basa en un análisis de la respuesta en frecuencia, control de velocidad y el uso de rampas de excitación de tipo lineal con el objetivo de evadir las amplitudes de vibración en condiciones de resonancia mientras el sistema rotatorio pasa a través de una velocidad crítica. Para la parte teórica, se utilizó un modelo matemático basado en la técnica de elemento finito donde se consideró un elemento finito tipo viga de cuatro grados de libertad por nodo, dos desplazamientos laterales y dos desplazamientos angulares, así como, efectos giroscópicos y efectos de inercia rotatoria. Para el análisis de la respuesta vibratoria se consideró masas de desbalance y rampas de excitación de tipo lineal. Para la parte experimental, se diseñó un sistema rotor-chumacera tipo Jeffcott con chumacera móvil, se analizó el comportamiento del sistema rotatorio considerando flechas simétricas y asimétricas, para lo que se diseñó una metodología de control semi-activo que involucra secuencias de diferentes trayectorias de la chumacera móvil en función del tiempo y de la rampa de excitación de tipo lineal utilizada. Los resultados obtenidos en las simulaciones y en las pruebas experimentales, muestran que la metodología de control de vibraciones en un rotor mediante una chumacera móvil, permite evadir las amplitudes de vibración en condiciones de resonancia mientras el sistema rotatorio pasa a través de una velocidad crítica en todo el intervalo de frecuencias del rotor hasta llegar a su velocidad nominal. Se concluye, que el éxito de la metodología propuesta depende de tres variables principales, rampa de excitación del rotor, velocidad de desplazamiento de la chumacera móvil y distancia de trabajo de la chumacera móvil.

ABSTRACT

In this work it was made a theoretical and experimental analysis on vibratory behavior of a rotor-bearing system with a mobile bearing, the mobile bearing displaces automatically to modify the effective lengthiness of the system and, as a consequence, the rotor stiffness. Dynamic stiffness control is based on the frequency response analysis, velocity control and usage of lineal excitation ramps with the sole purpose of avoiding vibration amplitudes during resonance conditions while the rotary system goes through a critical speed. As for the theory, a mathematical model was used based on finite element method where it was considered a beam type element of four degrees of freedom per node, two lateral displacements and two angular displacements, also taking into consideration gyroscopical effects and rotational inertia effects. The analysis was done considering unbalance masses and lineal excitation ramps. For the experiment, it was design a Jeffcott type rotor-bearing system with mobile bearing, the behavior of the rotary system was analyzed symmetric and asymmetric shafts, therefore, it was designed a semi-active control that involves different trajectories sequences of the mobile bearing in function of time and the excitation ramp used as a methodology. The obtained results on simulations and experimental tests show that the methodology of vibration control on a rotor-bearing system through a mobile bearing allows to avoid vibration amplitudes on resonance conditions while the rotary system goes through critical speed along the frequencies interval until the rotor gets to its nominal speed. With this it is concluded that the success for this proposed methodology depends on three principal variables, rotors excitation ramp, displacement speed of the mobile bearing and working distance of the mobile bearing.

NOMENCLATURA

μ	Factor de Asimetría del Eje
Ω	Velocidad de Operación del Rotor Constante
ω	Frecuencia
θ	Rotación Angular Alrededor del Eje x
ϕ	Rotación Angular Alrededor del Eje y
ψ	Rotación Angular Alrededor del Eje z
w	Desplazamiento Lineal en Relación al eje z
u	Desplazamiento Lineal en Relación al eje x
δ	Vector de Desplazamiento Nodal
T_s	Energía Cinética del Eje
ρ	Masa por Unidad de Volumen
S	Área Transversal de la Flecha
U_s	Energía de Deformación de la Flecha
E	Módulo de Elasticidad
I	Momento de Inercia de Área
$[M_{Gs}]$	Matriz de Masa Global del Sistema Simétrico
$[M_{TGS}]$	Matriz de translación de Masa Global del Sistema Simétrico
$[M_{RGS}]$	Matriz de Rotación de Masa Global del Sistema Simétrico
$[C_{2Gs}]$	Matriz Global de Efectos Giroscópicos del Sistema Simétrico
$[C_{1Gs}]$	Matriz de Amortiguamiento de los Soportes
$[K_{Gs}]$	Matriz de Rigidez Global del Sistema Simétrico
$[K_{Gp}]$	Matriz de Rigidez de los Soportes
m_u	Masa de Desbalance
$[M_{RGa}]$	Matriz de Masa Global del Sistema Asimétrico
$[C_{2Ga}]$	Matriz de Efectos Giroscópicos del Sistema Asimétrico
$[K_{Ga}]$	Matriz de Rigidez Global del Sistema Asimétrico
$[C]$	Matriz de Amortiguamiento Proporcional
σ	Constante de Amortiguamiento Proporcional a $[K_{Gs}]$
τ	Constante de Amortiguamiento Proporcional a $[M_{Gs}]$
ξ	Fracción de Amortiguamiento
t	Tiempo
$\dot{\phi}$	Velocidad del Rotor Variable con el Tiempo
α	Aceleración Angular del Sistema
T	Torque
C	Amortiguamiento
ω_d	Velocidad Deseada del Rotor
M_{ch}	Masa de la Chumacera Móvil
C_{ch}	Amortiguamiento de la Chumacera Móvil
F	Fuerza
k_ξ	Parámetro de Rigidez en Dirección ξ
k_η	Parámetro de Rigidez en Dirección η

INTRODUCCIÓN

Las máquinas rotatorias se usan frecuentemente en sistemas mecánicos y su implementación en la industria es muy variado, se pueden encontrar en máquinas herramientas, turbomaquinaria industrial y maquinaria de turbinas de avión, etc. Actualmente en aplicaciones industriales no es raro encontrar máquinas que operan a velocidades de 30000 rpm. En este tipo de maquinaria se presenta un problema común, que es el desbalance de masa, el cual a velocidades altas provoca problemas de cargas de inercia, torsión, vibración excesiva, inestabilidad rotodinámica y fatiga.

De acuerdo con la geometría y su rigidez que poseen los rotores en su sección transversal, estos pueden clasificarse en dos tipos: rotores simétricos y asimétricos, los primeros presenta rigidez igual en toda su sección transversal, mientras que los asimétricos presentan rigidez diferente en sus ejes de inercia principales, tal es el caso de los generadores de dos polos y también de los excitadores de algunos turbogeneradores. En la literatura se ha encontrado, que los rotores asimétricos durante su operación presentan un comportamiento más complejo que el de los rotores simétricos.

Los efectos de una sección trasversal asimétrica en las características del comportamiento vibratorio en este tipo de rotores, son de gran interés para el desarrollo de dispositivos semi-activos para el control de vibraciones por desbalance, ya que los métodos de balanceo para rotores asimétricos son escasos y complicados en su aplicación a causa de la dificultad de determinar de forma correcta la posición angular del desbalance.

En el transcurso de las últimas décadas, diversos investigadores, Parkinson [1], Colín [2], Molina [3], Ramírez [4], entre otros han propuesto diferentes técnicas de balanceo para rotores asimétricos, sin embargo, la mayoría de las técnicas de balanceo existentes son métodos iterativos, lo que conlleva a realizar varios rodados de prueba antes de llegar al balanceo, esto se debe principalmente a la dificultad de localizar la posición angular de la fuerza de excitación del desbalance y la variación de los coeficientes de influencia del rotor.

Como ya se mencionó, el balanceo es la técnica más común para minimizar la vibración en sistemas rotatorios, a estos métodos de balanceo se les denomina métodos de control fuera de línea es decir, que se tiene que para el sistema para poder realizar alguna modificación al sistema, debido a esto los métodos de control fuera de línea provocan grandes pérdidas económicas. Debido a lo anterior, varios investigadores han comenzado a analizar métodos de control en donde se minimice la vibración sin tener que parar la maquinaria.

Por otra parte los métodos de balanceo en los rotores asimétricos resultan complejos, se ha optado también por encontrar otro tipo de soluciones para minimizar la vibración de este tipo de ejes. Actualmente una de las principales líneas de investigación en el área de

vibraciones (rotodinámica), es la aplicación de dispositivos de control de vibraciones semi-activos y activos, entre estos se encuentran las chumaceras que trabajan con fluidos electrorreológicos y magnetorreológicos, discos de balanceo activo, chumaceras presurizadas, etc.

En este trabajo se aplicó una metodología la cual consiste en la implementación de una chumacera móvil (chumacera-semiactiva) para el control de vibración del rotor desde que inicia su velocidad hasta llegar a su velocidad nominal de operación, sin tener que aplicar métodos de balanceo, el control consiste en cambiar la rigidez del sistema, en consecuencia se modifican las frecuencias naturales y de ahí se parte a desarrollar una metodología para el control de vibración del sistema.

En los resultados obtenidos, se utilizó un eje con sección transversal simétrica para después utilizar dos ejes asimétricos con diferente grado de asimetría, con el fin de analizar el comportamiento del sistema y cómo afecta el grado de asimetría axial en la flecha en el control de posición del soporte.

CAPÍTULO I

ESTADO DEL ARTE

1.1 Revisión Bibliográfica

La maquinaria rotatoria se emplea en múltiples aplicaciones de la industria (turbo maquinaria, turbinas de la industria hidroeléctrica, tornos, turbinas de avión). Esta maquinaria produce o absorbe grandes cantidades de potencia en su relativamente pequeño tamaño, por ejemplo; el motor de un turbo jet proporciona la potencia necesaria para la propulsión del aeroplano, las turbinas de vapor que producen mega watts de energía eléctrica.

Debido a la necesidad de incremento en la eficiencia de la maquinaria rotatoria, la velocidad de operación debe ser cada vez más alta (arriba de la primera velocidad crítica). Por desgracia, al operar la máquina en rangos de las velocidades críticas, cualquier perturbación (desbalance, desalineamiento, fracturas, excitaciones externas, etc.) podría ser capaz de empujar al sistema hacia un comportamiento inestable.

La rotodinámica se encarga de analizar este tipo de sistemas, en consecuencia crear métodos de solución para que estos sistemas rotatorios puedan trabajar sin la necesidad de someter a la máquina a vibración excesiva.

El estudio de la rotodinámica tiene como objetivo:

- Predecir las velocidades críticas de sistemas rotatorios.
- Modificaciones de diseño para poder cambiar las velocidades críticas.
- Predecir las frecuencias naturales de la vibración torsional.
- Calcular masas de balanceo y la localización de ellas.
- Predecir amplitudes de vibraciones síncronas causadas por un rotor desbalanceado.

El primero en publicar un análisis en maquinaria rotatoria, fue Rankine quien propuso en 1869, un modelo de masa-resorte con un movimiento angular (Figura. 1.1.1) con el objetivo de simular el sistema rotor-chumacera. Rankine en su trabajo, propuso que una maquina rotatoria nunca podría alcanzar su velocidad crítica [5].

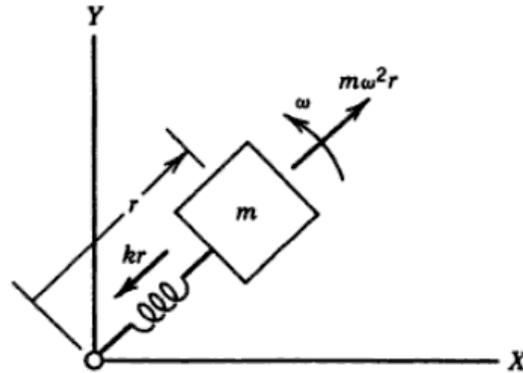


Figura 1.1.1 Modelo de Rankine.

Años más tarde Jeffcott [6] analizó un sistema rotor-chumacera el cual consiste en un eje flexible soportado libremente en los extremos con un disco colocado en el centro (Fig. 1.1.2), el disco contiene un centro de masa (G) que está a determinada distancia del centro elástico (S), en consecuencia, esta excentricidad genera un desbalance de masa.

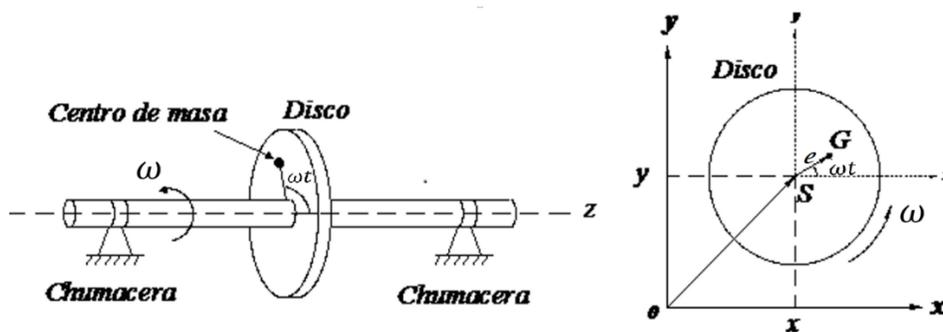


Figura 1.1.2 Rotor Jeffcott.

Debido a la fuerza inercial provocada por el desbalance de masa el eje se flexionará en función de la velocidad de giro del rotor hasta llegar a su velocidad crítica, además, existe una variación del ángulo de fase de la respuesta vibratoria con respecto a la fuerza de excitación.

Las conclusiones de Jeffcott fueron muy importantes para el estudio de métodos de balanceo.

Entre sus conclusiones dedujo:

- Mientras la velocidad del eje disminuye, el ángulo de fase tiende a cero.
- Si la velocidad del eje incrementa, el ángulo de fase y la amplitud de vibración se elevan.
- Cuando la velocidad angular concuerda con una de las velocidades críticas, el sistema entra en la zona de resonancia y el ángulo de fase entre la respuesta de vibración y la fuerza de excitación es 90 grados.

- En el momento que la velocidad es mayor a la frecuencia natural, el ángulo de fase aumenta hasta llegar a 180 grados y en ese trayecto la amplitud de vibración decrece.

Gracias a estos aportes se obtuvo una idea del comportamiento vibratorio de los sistemas rotatorios, sin embargo en el modelo simplificado de Jeffcott no se consideró el efecto de diferentes fuerzas que se experimentan en el movimiento de un eje en rotación.

Más tarde, H.D. Nelson y J. M. Mc vaugh [7] desarrollaron un modelo rotor-chumacera en el cual se analiza la respuesta vibratoria del sistema agregando efectos giroscópicos, inercia rotatoria y cargas axiales. Para establecer el modelo matemático del eje se basaron en la técnica de elemento finito la cual consiste en discretizar la flecha en múltiples discos pequeños de masa distribuida, el disco o los discos montados en el eje fueron propuestos como rígidos y los soportes del sistema se formularon como isotrópicos (valor de rigidez igual en direcciones principales) y ortotrópicos (valor de rigidez diferente en direcciones principales)

El análisis⁷ permitió obtener un mejor conocimiento sobre el comportamiento de un sistema rotatorio, sin embargo, este análisis se limita al estudio de ejes en donde la geometría de su sección transversal es de forma circular, esto permite que la rigidez en sus ejes principales de inercia sea la misma (rotores simétricos).

Teniendo en cuenta el comportamiento vibratorio de un sistema rotor-chumacera y la problemática que conlleva el efecto de la fuerza de inercia provocada por la excentricidad del centro de masa y el centro elástico, se llegó a la necesidad de realizar métodos para contrarrestar las amplitudes de vibración debidas a este desbalance de masa, denominados métodos de balanceo. Los principales métodos de balanceo se clasifican en; método de coeficientes de influencia y método de balanceo modal.

El método por coeficientes de influencia fue el primer método en desarrollarse y consiste en:

- Medir una vibración inicial.
- Colocar pesos de prueba y realizar una nueva medición de la vibración.
- Encontrar la influencia del peso de prueba en la vibración del rotor y realizar los cálculos correspondientes.
- Proponer un peso de corrección y colocar en posición contraria a la fuerza de desbalance.

Una desventaja que ofrece este método es que se requieren varias corridas de prueba (una por cada peso de prueba) y esto ocasiona pérdidas económicas considerables.

Por otro lado, el método de balanceo modal se basa en el análisis de una serie de gráficas llamadas gráficas de bode, estas gráficas se dividen en amplitud y fase, la gráfica de

amplitud representa la respuesta vibratoria del sistema provocada por una fuerza de excitación (como un caso común el desbalance de masa) en función de la velocidad de operación y por otra parte están las gráficas de fase que muestran el ángulo de retraso que existe entre la respuesta de vibración ante la excitación (Figura. 1.1.3).

En la Figura 1.1.3a se puede ver la amplitud máxima de vibración que corresponde a la frecuencia natural del sistema y en 1.1.3b se muestra el ángulo de atraso de la respuesta de vibración ante la excitación y se observa que el ángulo de fase en la velocidad que corresponde a la frecuencia natural es 90 grados.

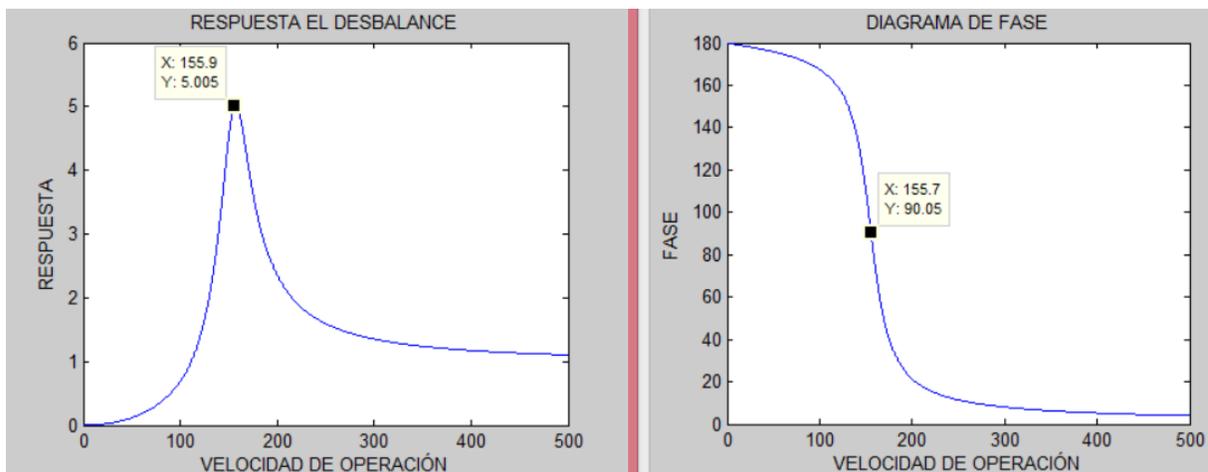


Figura 1.1.3 a) Diagrama de Bode de Amplitud, b) Diagrama de Bode de Fase.

De las gráficas de bode se obtienen los diagramas polares de respuesta (Figura. 1.1.4), estos diagramas polares de respuesta presentan en una sola gráfica información de las dos gráficas de Bode (llamadas también diagramas de bode), debido a que la respuesta de vibración se atrasa 90 grados respecto a la fuerza de excitación en condiciones de resonancia, es posible estimar la posición de la fuerza de excitación utilizando diagramas polares de respuesta, en consecuencia, se puede proponer una masa que contrarreste el efecto que produce el desbalance.

En la Figura 1.1.4 se puede observar el retraso de la respuesta (línea roja) en referencia a la fuerza de excitación (línea negra), además una fuerza que contrarresta a la excitación (línea verde).

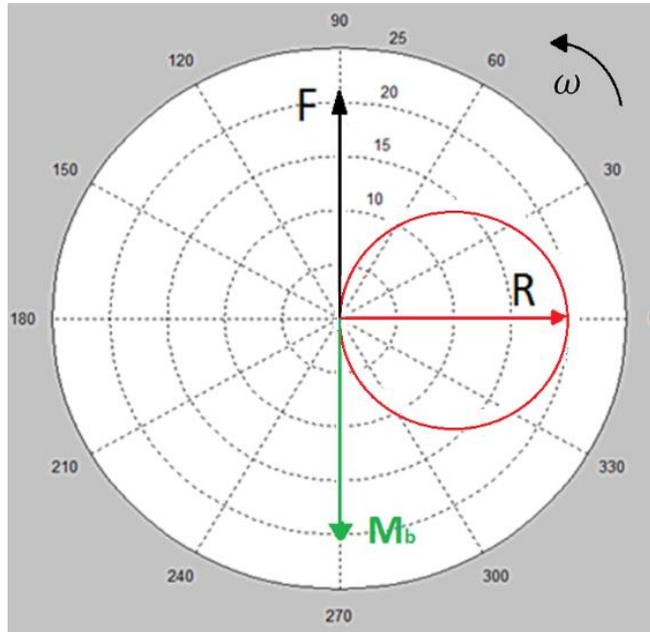


Figura 1.1.4 Diagrama Polar de Respuesta de un Rotor.

Los métodos antes mencionados se han propuesto para rotores donde el área de la sección transversal es circular, sin embargo en la industria existen rotores donde sus parámetros de rigidez en los ejes principales de inercia son diferentes (generadores de dos polos y algunos excitadores de algunos turbogeneradores), a estos rotores se les denomina asimétricos, ver Figura 1.1.5. Estas características afectan a las velocidades críticas y a la magnitud de la respuesta al desbalance del rotor. Cuando un rotor tiene más de dos polos distribuidos uniformemente alrededor de su circunferencia, el comportamiento del rotor es similar al de un rotor simétrico.

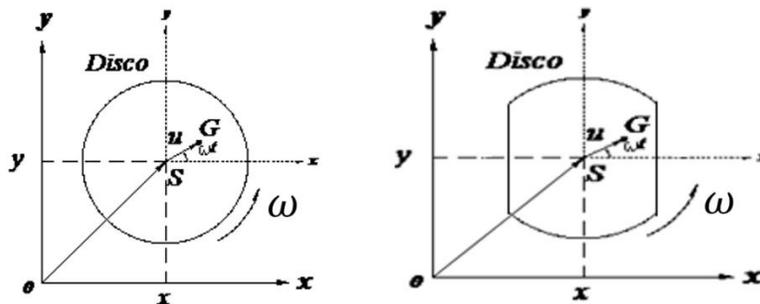


Figura 1.1.5 a) Sección Transversal de un Rotor Simétrico, b) Sección Transversal de un Rotor Asimétrico.

La incrementación de la flexibilidad de algunos rotores (alternador que puede trabajar a velocidades más grandes que su primera velocidad crítica) ha provocado que el modelo de Jeffcott no sea adecuado para su análisis, especialmente para propósitos de balanceo.

Bishop [8] propuso un tipo de balanceo modal el cual inicialmente fue aplicado en ejes con simetría axial, después el método fue extendido para poder ser aplicado en ejes con asimetría axial, más tarde Taylor [9], encontró que la fuerza elástica experimentada por el

rotor no se encuentra en fase con el desplazamiento, llegando a la conclusión de que la fuerza elástica tiene un componente radial (paralelo al desplazamiento) y uno tangencial (perpendicular a la dirección del desplazamiento) con respecto a la dirección del desplazamiento. El componente tangencial de la fuerza elástica lo consideró como una característica única de las flechas asimétricas.

Parkinson [1] dedujo que los ejes asimétricos tienen dos tipos de rigidez a lo largo de sus ejes principales de inercia, por lo tanto tienen dos frecuencias naturales ω_r y ω_r' .

$$\omega_r < \omega_r' \quad (1.1.1)$$

En su trabajo encontró una expresión analítica que considera la función de la asimetría modal de una flecha y consideró una ecuación de movimiento para cada eje principal de inercia de un rotor asimétrico.

$$\mu = \frac{1 \Omega_v^2 - \Omega_u^2}{2 \Omega_v^2 + \Omega_u^2} \quad (1.1.2)$$

Donde Ω_v y Ω_u son las frecuencias naturales del sistema a causa de la rigidez mayor y menor correspondientes a las direcciones principales de la flecha asimétrica.

Parkinson en su análisis ideó una manera de balancear los rotores con asimetría axial empleando un método similar al balanceo de los rotores simétricos, noto que en los rotores simétricos la magnitud y la fase del desbalance son independientes al plano donde están localizados y en los rotores asimétricos no es así, en un rotor asimétrico el plano de desbalance depende de la localización del desbalance y de la distribución de la masa de prueba. También examinó el efecto de las fuerzas de amortiguamiento existentes en la flecha y dedujo que si el amortiguamiento en el sistema es de tipo viscoso, el comportamiento de la flecha puede ser el mismo que cuando la flecha tiene un amortiguamiento histerético, Al igual estudió el comportamiento de rotores asimétricos en las gráficas polares, incluyendo amortiguamiento histerético y lo relacionó con la asimetría, entonces las gráficas obtenidas en los diagramas polares resultaron de forma cónica. Cuando la asimetría del rotor es cero, los diagramas polares son de forma circular (rotores simétricos).

Parkinson se basó en el trabajo de salmón [10] y de acuerdo con lo antes mencionado los diagramas polares de respuesta en un rotor asimétrico pueden ser:

- a) Círculo si $\mu = 0$
- b) Elipse si $\sigma_r > \mu \neq 0$
- c) Parábola si $\sigma_r = \mu \neq 0$
- d) Hipérbola si $\sigma_r < \mu \neq 0$

Para su análisis Parkinson utilizó diagramas polares de respuestas elípticos.

Por otro lado Y. Matsukura et al. [11] estudiaron la convergencia de balanceo en rotores asimétricos, en la cual dedujeron que existe un desbalance residual que resulta de los errores de medición al calcular la matriz de coeficientes de influencia, en consecuencia propusieron agregar un factor de convergencia para eliminar este desbalance residual, en sus resultados experimentales concluyeron que el desbalance residual está en función de la asimetría efectiva, la posición angular del peso de prueba y del desbalance inicial, además que la posición del desbalance residual es independiente del desbalance.

Algunos autores también estudiaron el comportamiento vibratorio de los rotores asimétricos a causa de una excitación, tal es el caso de, T. Inagaki et al. [12] que analizaron un sistema rotor-chumacera con asimetría, donde las ecuaciones de movimiento se formularon por el método de matriz de transferencia. En su trabajo consideraron un momento de inercia de masa asimétrico transversal, la deformación por flexión y cortante.

Los autores dedujeron que una flecha asimétrica está sometida a dos tipos de vibración, una debida al desbalance; en la cual la amplitud de vibración y el ángulo de fase es diferente para cada orientación del desbalance, y otra a causa de una vibración de segundo orden; que resultan de las fuerzas estáticas y desalineamiento de los soportes.

Estos dos tipos de vibración, están relacionadas con la asimetría y el amortiguamiento del sistema, concluyeron que si la asimetría modal es mayor que el amortiguamiento modal una región de inestabilidad aparece.

Años más tarde Colín [2] analizó el comportamiento de los rotores asimétricos en las gráficas polares de respuesta e introdujo rampas de excitación con el fin de observar los efectos de la aceleración en el rotor, además consideró diferente posición angular del desbalance al igual que una variación del factor de amortiguamiento y de la asimetría del rotor.

En el trabajo realizado por Colín primero analizó el comportamiento del rotor variando solo la tasa de cambio de frecuencia de excitación (en tres valores diferentes) y para dos posiciones del desbalance ($\pm 45^\circ$), observó que la respuesta del rotor y el ángulo de fase es diferente, al mismo tiempo, con el efecto de diferentes rampas de excitación la forma geométrica de la elipse característica del rotor asimétrico cambia, después se cambió la posición de la excitación dejando los demás parámetros constantes y dedujo que, para valores de posición de excitación iguales a $\pm 45^\circ$ la posición de la respuesta con respecto a la excitación era igual a 90° en la zona de resonancia y la amplitud para -45° es máxima y para 45° es mínima.

En sus conclusiones Colín dedujo que la relación de la asimetría y el amortiguamiento es un factor importante para determinar los límites permisibles para evita la inestabilidad.

Después propuso un método de balanceo el cual consiste en poner las masas de prueba en una posición de $\pm 45^\circ$ para llevar a cabo un balanceo eficiente del rotor, ya que en estas posiciones angulares la respuesta de vibración se atrasa 90° grados con respecto a la excitación.

En las pruebas experimentales se balancearon dos configuraciones de un rotor asimétrico, como resultado del método de balanceo propuesto se redujo la vibración en un 90% de la vibración inicial. Finalmente concluyó que no es posible encontrar una metodología de balanceo que considere el vector vibración en condiciones de resonancia, ya que éste presenta un ángulo de fase variable para las diferentes posiciones angulares de la fuerza de excitación.

Más tarde Molina [3] propuso un método de balanceo para rotores asimétricos que se basa en una mezcla de los métodos por coeficientes de influencia y el balanceo modal. El modelo matemático del sistema rotor-chumacera se realizó por medio de la técnica de elemento finito y la solución de la ecuación característica se resolvió en estado estable.

Molina trató de realizar un método de balanceo en el cual se redujeran las desventajas de los dos métodos mencionados y como consecuencia la mezcla entre ellos resultará una mejor opción para balancear rotores asimétricos. Encontró que un rotor asimétrico en su primer modo de vibración el diagrama polar de respuesta es de forma elíptica, y en su segundo modo es de forma circular y al igual que Colín, demostró que la respuesta vibratoria de un rotor asimétrico en la zona de resonancia se atrasa 90° respecto al desbalance cuando la posición de esta fuerza está en $\pm 45^\circ$ respecto al origen coordinado además que su amplitud es máxima en condiciones de resonancia. De acuerdo con el comportamiento dinámico que presentan los rotores asimétricos, propone caracterizar la sensibilidad de la respuesta al desbalance de los ejes localizados a $\pm 45^\circ$ del rotor. Esto con la finalidad de encontrar un arreglo de pesos modales de balanceo.

Después Ramírez [4], implemento de manera experimental el método de balanceo desarrollado por Molina, en donde aplicó un arreglo de pesos modales para balancear un rotor simétrico llegando a balancear de manera efectiva el sistema, en su trabajo, contemplo dos flechas asimétricas con diferente grado de asimetría y logró balancear hasta dos modos de vibración del sistema.

En los métodos anteriormente descritos, para poder lograr el balanceo, se tiene que parar el sistema para poder realizar cambios en las características del rotor y poder contrarrestar el efecto que causa la fuerza de excitación. A estos métodos se les denomina métodos de balanceo fuera de línea o métodos de control pasivo.

Existen métodos en los cuales se busca atenuar las amplitudes de vibración del sistema en línea, estos métodos sugieren que la máquina no se detenga al momento de aplicar la metodología de control de vibraciones que permite a la máquina pasar por sus velocidades críticas sin necesidad de someter al sistema a amplitudes excesivas de

vibración. Como se ha visto a lo largo del documento, cuando la velocidad de operación de la máquina rotatoria es igual a una de sus velocidades críticas (frecuencia natural), por consiguiente se encuentra en la zona de resonancia y su amplitud de vibración es excesiva de tal magnitud que puede llevar a desgaste rápido de las partes que conforman al sistema hasta a la destrucción de la misma. Se pretende que estos métodos sean capaces de ser utilizados para atenuar las vibraciones, no solo en estado estable, sino también en el arranque y paro del sistema proporcionando una mejor durabilidad en los componentes de las máquinas (soportes, rotor, etc.), Dichos métodos se les denomina métodos de control activo y semi-activo Los cuales han sido de gran interés para llevar a cabo en maquinaria rotatoria.

Shiyu Zhou et al. [13] Realizaron una investigación sobre los métodos de control activo en donde explica su ventaja sobre los métodos de control pasivo y establecieron que la vibración de una máquina puede ser reducida implementando dispositivos pasivos en el sistema.

Aunque un control activo es más complicado, tiene más ventajas sobre el control pasivo, debido a que el control pasivo está limitado a varios modos de excitación y un dispositivo activo puede ser ajustado de acuerdo a las características de vibración durante la operación.

El control de vibraciones en la maquinaria rotatoria se divide en fuera de línea y en línea.

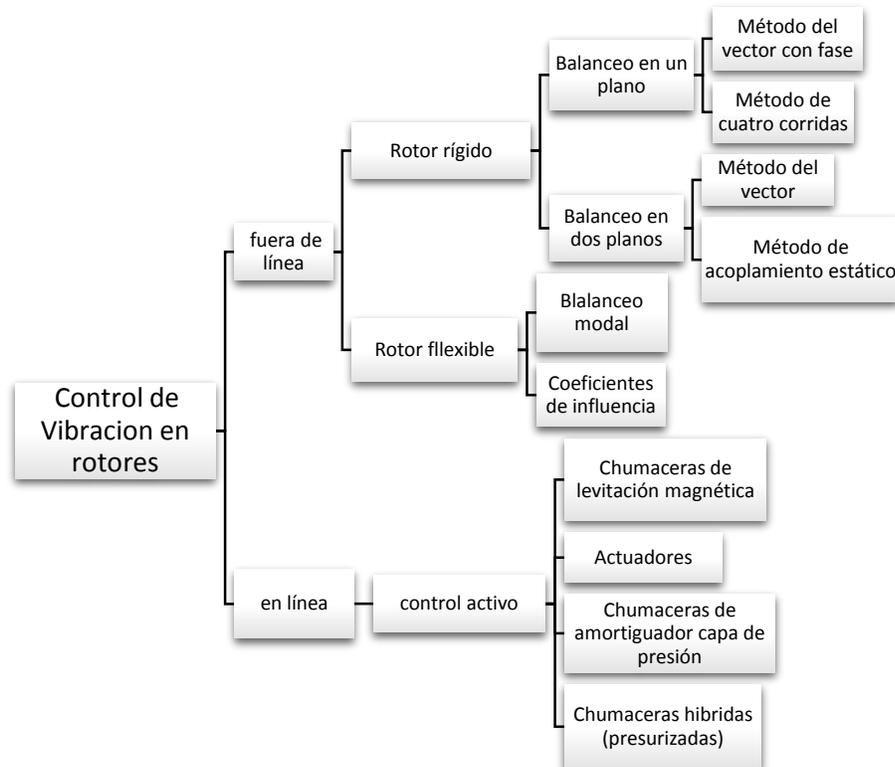


Figura 1.1.6 Métodos Pasivos y Activos Para el Control de Vibraciones en Rotores.

En la figura 1.1.6 se muestra una división de los métodos de control de vibraciones existentes para maquinaria rotatoria, los llamados métodos de control automáticos en línea son métodos de control de vibraciones en donde se utilizan dispositivos (pasivos y activos) para atenuar las vibraciones causadas por varios efectos (desbalance, desalineamiento, etc) en el rotor. El primer balanceador pasivo fue propuesto por Thearle [14], consiste en un dispositivo en el cual dos partículas están sujetas a un amortiguador viscoso, son libres de moverse en una ranura en el rotor, sin embargo estos dispositivos pasivos no son muy implementados en la industria.

Los métodos de control de vibraciones activos en línea se dividen en dos: control activo directo y técnicas de balanceo activo, el control activo directo, consiste en una fuerza generada por un actuador (ejemplo una chumacera magnética), su ventaja es que la fuerza de control de entrada puede cambiar rápidamente logrando así que las vibraciones sean suprimidas, sus limitaciones son, que el actuador no puedan proporcionar las fuerzas que compensen las vibraciones debidas a un alto nivel de desbalance.

Los métodos activos de balanceo, consisten en un actuador de redistribución de masas que es montado en el rotor. Para llevar a cabo esta metodología, primero se tiene que encontrar la posición y magnitud del desbalance, después El centro de masa del actuador es cambiado para compensar el desbalance. El actuador puede proporcionar mucha fuerza para compensar el desbalance pero si la velocidad del actuador es baja, Aunque esta suprime la vibración a causa del desbalance no suprimirá las demás vibraciones.

Según Blanco [15] una condición de desbalance produce vibraciones y esfuerzos que pueden llegar a dañar el rotor y sus soportes, si estas máquinas no son operadas en los rangos de velocidad adecuada, pueden ocurrir vibraciones que pueden causar fallas catastróficas. Actualmente en la industria, para evitar grandes amplitudes en la resonancia, los rotores son acelerados con una tasa de aceleración grande y constante, para atravesar las velocidades críticas tan rápido como sea posible. Una aceleración grande ocasiona que el rotor no permanezca tanto tiempo cerca de sus velocidades críticas.

Existen pocos trabajos de investigación donde se analicen sistemas rotor-chumaceras utilizando elementos activos que sean capaces de reducir amplitudes excesivas de vibración cuando:

- el rotor es llevado desde el reposo hasta una velocidad de operación pasando por una o más velocidades críticas.
- cuando el rotor opera a una velocidad constante.

La causa de esto es, por que el sistema es rotatorio y hace difícil instalar o montar elementos que permitan ejercer fuerzas directamente para contrarrestar las fuerzas producidas por una excitación. Las chumaceras de levitación magnética han sido las más estudiadas, teniendo casi cuatro décadas de investigación y desarrollo. A pesar de esto, no

han tenido gran éxito de aplicación debido a que son muy costosas y con operaciones extremadamente complejas.

En algunos trabajos utilizan chumaceras de capa de presión, actuadores de fuerza lateral, chumaceras presurizadas, etc. Sin embargo, la mayoría de estos dispositivos son muy costosos o requieren de componentes muy sofisticados, además algunos, todavía están en etapa de investigación.

Blanco [15] en su trabajo propuso dos métodos de control de vibraciones, uno para evitar amplitudes excesivas de vibración producidas durante el arranque y paro de la máquina. El método de control consiste en el movimiento de uno de los soportes del rotor que modifica su longitud y cambia las propiedades de rigidez del sistema.

El segundo método es para controlar la respuesta del sistema en estado estable producidas por el desbalance, el método consiste en inyectar un fluido a presión en los soportes modificando los parámetros de rigidez y amortiguamiento en el rotor.

En el modelo propuesto por Blanco en el que incluye el movimiento de uno de los soportes, se basa en la idea mencionada por Sandler [16], combinándola con la metodología de esquema de aceleraciones, utilizada por Millsaps [17]. Este método permite, obtener una respuesta mínima al desbalance, mediante el uso de técnicas de control activo.

Para llevar a cabo la solución, el sistema se alteró de manera que se pueda modificar la posición del soporte (Fig. 1.1.7).

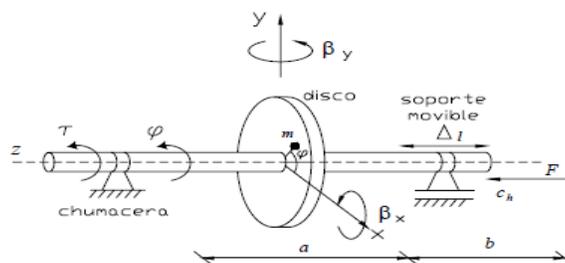


Figura 1.1.7 Sistema Rotor Chumacera con Soporte Móvil.

Blanco simuló la respuesta del sistema en tres posiciones diferentes del soporte y dedujo que para una longitud menor del rotor, la frecuencia natural del sistema está más alejada que la frecuencia natural correspondiente a la longitud mayor del rotor. Se concluyó que el sistema debe iniciar su operación con el soporte posicionado en el lugar donde el rotor tiene la longitud menor y después cambiar la posición del soporte para llevarlo a donde el rotor tenga su máxima longitud. El cambio de posición del soporte se llevó a cabo donde cruzan las gráficas de respuesta (Fig. 1.1.8).

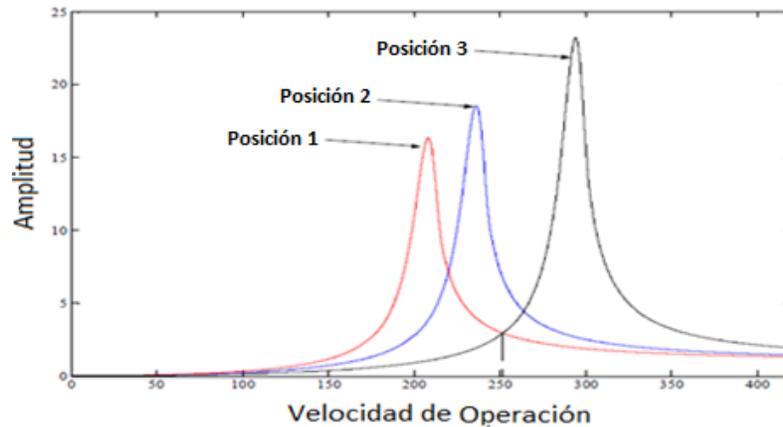


Figura 1.1.8 Comportamiento de la Respuesta del Rotor, para Diferentes Posiciones de la Chumacera Móvil.

En su trabajo pudo lograr pasar a través de las frecuencias naturales sin someter el sistema a amplitudes excesivas de vibración, las amplitudes de vibración a las que se sometió el sistema con el control de la posición del soporte fueron alrededor de un 70% menores a la amplitud de la frecuencia natural sin realizar el control de la posición del soporte, concluyendo que este método de control es factible.

A su vez Blanco junto con sus colaboradores [18] emplearon un método de control activo que consiste en un disco de balanceo activo el cual se monta en el rotor. Este disco tiene en su interior unas masas balanceadoras que están controladas de tal manera que teniendo la posición del desbalance y su magnitud, se le mandará una señal al disco activo y posicionará la masa de balanceo en el lugar correspondiente para balancear el sistema.

Con el tiempo varios investigadores han puesto en marcha varios métodos de control activo en marcha para controlar las vibraciones en sistemas rotor-chumacera con flechas simétricas y asimétricas. Uno de ellos es Nango [19] que simuló un sistema rotor-chumacera asimétrico de múltiples grados de libertad para analizar el comportamiento ante un desbalance de masa, en su trabajo, dedujo de manera matemática las matrices principales de masa, efectos giroscópicos y rigidez del sistema para simular la respuesta del sistema.

Además trabajó con un método algebraico para encontrar de manera rápida y eficiente la localización y magnitud del desbalance. A este método se le conoce como identificador algebraico de parámetros de balanceo e línea. Este método de identificador se ha utilizado en diferentes trabajos, tal es el caso de Ramírez, que utilizó un identificador para encontrar la magnitud y posición del desbalance en su rotor experimental. Este identificador además se ha estado investigando cada vez más para encontrar diferentes parámetros en línea en los sistemas rotor-chumacera (detectar fracturas, parámetros de rigidez y amortiguamiento en los soportes).

Otros trabajos se han desarrollado con el fin de controlar las vibraciones de los diferentes sistemas rotativos, tal es el caso de Cruz [20] que construyó una chumacera magnética que se instaló en el rotor, esta chumacera lleva dentro un fluido reológico o magnetorreológico que cuando se le aplica una corriente determinada reacciona ante el campo generado en consecuencia modifica las condiciones de amortiguamiento del sistema.

1.2 Planteamiento del Problema

1.2.1 Definición del Problema

Si un rotor presenta desbalance a causa de una masa excéntrica, de la respuesta de vibración, se puede obtener la amplitud y fase del vector de vibración para varias frecuencias y graficarse en un diagrama polar de respuesta, el cual facilita el análisis del comportamiento dinámico del rotor. En el caso de los rotores simétricos, los diagramas polares de respuesta son de forma circular donde el vector de vibración de máxima amplitud se presenta aproximadamente en condiciones de resonancia (cuando la velocidad de rotación es igual a la frecuencia natural), y se atrasa un ángulo de 90° con respecto a la posición angular donde se encuentra la fuerza de excitación, este comportamiento se utiliza para el balanceo de los rotores. Por otra parte, los diagramas polares de respuesta de rotores asimétricos son de forma elíptica, y presentan características diferentes a la de los simétricos, ya que la respuesta depende principalmente del factor de amortiguamiento y de la asimetría modal. De acuerdo con Parkinson [8], Iwatsubo y Nakamura [21], Matsukura [11] entre otros investigadores, estos dos parámetros provocan que el vector de vibración en condiciones de resonancia presente diferentes amplitudes y ángulos de fase para posiciones angulares diferentes de la fuerza de excitación, lo cual dificulta identificar el vector de vibración en resonancia en el diagrama polar de respuesta, lo que impide poder balancear el sistema.

Los parámetros que producen la diferencia entre los diagramas polares de respuesta de los rotores simétricos y asimétricos han sido estudiados por Parkinson [1] y Colín [2], esto el fin de desarrollar métodos eficientes para el balanceo de los rotores. En la actualidad, los métodos de balanceo para rotores asimétricos son escasos y en su mayoría complejos, esto a causa de la asimetría del rotor, el amortiguamiento y de la dificultad para determinar la posición angular y masa de desbalance del sistema. De acuerdo con lo anterior, en este proyecto se propone un método alternativo para el control de vibraciones en rotores asimétricos a causa de una fuerza de desbalance. El método propuesto en un dispositivo de control semi-activo y consiste en la implementación de una chumacera móvil al sistema rotor cojinete, lo que permitirá controlar la rigidez del sistema para cambiar la frecuencia natural de acuerdo a las condiciones críticas de vibración del sistema.

1.3 Objetivo General

Realizar un análisis teórico-experimental del comportamiento vibratorio de un rotor asimétrico- chumacera, soportado con una chumacera móvil como una alternativa para el control de la vibración del sistema.

1.3.1 Objetivos Específicos

- Analizar el comportamiento dinámico del sistema.
- Construir un prototipo experimental.

1.4 Alcances y Limitaciones

Limitaciones:

- 1) El análisis del comportamiento dinámico del rotor asimétrico-chumacera soportado con una chumacera móvil se realizará mediante el método de elemento finito considerando una viga con cuatro grados de libertad por nodo.
- 2) El prototipo experimental será un rotor tipo Jeffcott.
- 3) El rotor experimental deberá pasar al menos la primera frecuencia natural para el análisis.

Alcances:

- 1) Obtención de una metodología que incluya las trayectorias para el movimiento del soporte móvil para pasar al menos una frecuencia natural.
- 2) Validar de forma experimental los resultados teóricos.
- 3) Construcción de un rotor experimental con chumacera móvil.

1.5 Productos y Beneficios Esperados

- 1) Metodología de control de vibraciones usando una chumacera móvil.
- 2) Prototipo experimental.
- 3) Tesis de maestría.
- 4) Si el tiempo lo permite, publicación de resultados.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Modelo Matemático de un Sistema Rotor-Chumacera Simétrico

2.1.1 Elementos de un Sistema Rotor-Chumacera

Los elementos básicos de un sistema rotor-cojinetes son: el disco, el eje, los cojinetes y los sellos [22], además de las masas de desbalance. Para caracterizar los diferentes elementos del rotor como el disco y la masa de desbalance, es necesario determinar las expresiones para la energía cinética. Así mismo, en lo que respecta al eje, además de la energía cinética se requiere el conocimiento de la energía de deformación. A partir del principio de los trabajos virtuales, se obtienen las fuerzas derivadas de los rodamientos y/o sellos que actúan sobre el eje.

Las ecuaciones generales del sistema se obtienen a partir de los siguientes pasos:

1. Se determina la energía cinética T , la energía de deformación U , y el trabajo virtual de las fuerzas externas para los elementos que conforman el sistema.
2. Se aplican las ecuaciones de Lagrange para obtener las ecuaciones de movimiento para cada uno de los elementos.

La ecuación de Lagrange se define como:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = F q_i \quad (2.1.1)$$

Donde i es el número de grados de libertad del sistema, q_i son las coordenadas generalizadas, $F q_i$ son las fuerzas generalizadas, y \dot{q}_i indica diferenciación con respecto al tiempo t .

2.1.2 Modelo Matemático de un Sistema Rotor-Chumacera Simétrico de Múltiples Grados de Libertad

El modelo matemático para el sistema rotor-cojinete de múltiples grados de libertad se obtiene mediante el método del elemento finito. El eje se modela con el elemento finito tipo viga, considerando cuatro grados de libertad por nodo, dos desplazamientos laterales y dos rotaciones (flexiones de la viga), tal y como se muestra en la Figura 2.1.1.

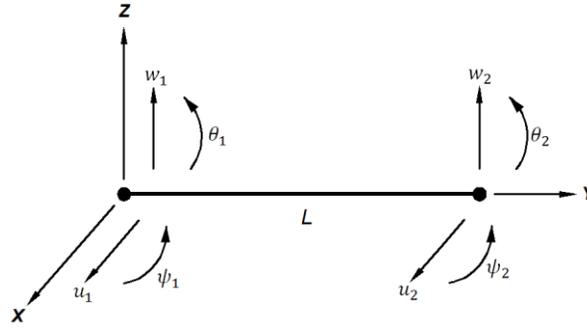


Figura 2.1.1 Elemento Finito Tipo Viga para el Modelado del Eje.

Las relaciones entre los desplazamientos y las rotaciones son:

$$\begin{aligned}\theta &= \frac{\partial w}{\partial y} \\ \psi &= \frac{\partial u}{\partial y}\end{aligned}\quad (2.1.2)$$

Mientras que el vector de desplazamiento nodal se define como:

$$\delta = [u_1, w_1, \psi_1, \theta_1, u_2, w_2, \psi_2, \theta_2]^T \quad (2.1.3)$$

Donde el superíndice “ T ” denota transpuesta y δ el vector de desplazamientos. Los desplazamientos correspondientes a los movimientos en las direcciones X y Z son:

$$\delta_u = [u_1, \psi_1, u_2, \psi_2]^T \quad (2.1.4)$$

Al derivar (2.1.4) con respecto al tiempo, se obtienen los vectores de velocidad $\dot{\delta}$ y aceleración $\ddot{\delta}$ respectivamente.

El elemento finito se construye a partir de:

$$\begin{aligned}u &= N_1(y)\delta_u \\ w &= N_2(y)\delta_w\end{aligned}\quad (2.1.5)$$

Donde $N_1(y)$ y $N_2(y)$ son las funciones de desplazamiento (funciones de forma o de interpolación) típicas de una viga en flexión. (Ver Apéndice A).

La ecuación general de la energía cinética de un eje de longitud L de acuerdo con Lalanne y Ferraris [22], se expresa como:

$$T_s = \frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy + \frac{\rho I}{2} \int_0^L (\dot{\psi}^2 + \dot{\theta}^2) dy + \rho I \int_0^L \dot{\phi}^2 dy + 2\rho I \int_0^L \dot{\phi} \dot{\psi} \dot{\theta} dy \quad (2.1.6)$$

Donde ρ , es la masa por unidad de volumen, S es el área de la sección transversal de la viga, I es el momento de inercia de área de la sección transversal del eje a lo largo del eje neutro. La primera integral, es la expresión clásica de la energía cinética de un eje en flexión; la segunda integral, es el efecto secundario de la inercia rotacional (de acuerdo a la viga de Timoshenko); y la última integral representa el efecto giroscópico del eje, finalmente $\dot{\phi}$ representa la velocidad angular del eje.

Al sustituir la ecuación (2.1.5) en (2.1.6), además de las funciones de desplazamiento $N_1(y)$ y $N_2(y)$ y sus derivadas y realizando las integraciones correspondientes, la ecuación para la energía cinética del eje se convierte en:

$$T = \frac{1}{2} \delta \dot{u}^T M_1 \delta \dot{u} + \frac{1}{2} \delta \dot{w}^T M_2 \delta \dot{w} + \frac{1}{2} \delta \dot{u}^T M_3 \delta \dot{u} + \frac{1}{2} \delta \dot{w}^T M_4 \delta \dot{w} + \dot{\phi} \delta \dot{u}^T M_5 \delta \dot{w} + \rho I L \dot{\phi}^2 \quad (2.1.7)$$

Donde las matrices M_1 y M_2 corresponden a la matriz de masa de traslación, M_3 y M_4 representan la influencia del efecto secundario de la inercia rotatoria, y M_5 proporciona los efectos giroscópicos. Aplicando la ecuación (2.1.1) a (2.1.7) se obtiene que:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \delta} = ([M_{Ts}] + [M_{Rs}]) \ddot{\delta} + \dot{\phi} [C_{Ss}] \dot{\delta} \quad (2.1.8)$$

M_{Ts} y M_{Rs} se obtienen de las matrices M_1 , M_2 y M_3 , M_4 respectivamente, la matriz C_{Ss} de M_5 . Las expresiones para las matrices en (10) se encuentran en el Apéndice A.

Por otra parte, la energía de deformación U_s , de un eje de longitud L y sección transversal simétrica se puede definir como [22]:

$$U_s = \frac{EI}{2} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy \quad (2.1.9)$$

donde E , es el módulo de elasticidad.

Al sustituir la ecuación (2.1.5) en (2.1.9), además de las funciones de desplazamiento y sus derivadas y realizando las integraciones correspondientes, la ecuación para la energía de deformación del eje se convierte en:

$$U_s = \frac{1}{2} \delta u^T K_1 \delta u + \frac{1}{2} \delta w^T K_2 \delta w \quad (2.1.10)$$

De K_1 y K_2 se obtiene la matriz clásicas de rigidez. Aplicando la ecuación de Lagrange (2.1.1) a (2.1.10) se obtiene que:

$$\frac{\partial U}{\partial \delta} = [K_s] \delta \quad (2.1.11)$$

Donde $[K_s]$ se obtiene de K_1, K_2 y de la consideración del efecto cortante en el elemento viga. La matriz correspondiente se muestra en el Apéndice A.

Siguiendo la metodología propuesta por Nelson y McVaugh [7] y Lalanne y Ferraris [22] para el modelado de los discos, cojinetes y desbalance y aplicando la ecuación de Lagrange (2.1.1), se tiene que el modelo matemático para un sistema rotor simétrico-cojinete de múltiples grados de libertad considerando desbalance como fuerza de excitación, está dado como:

$$\begin{aligned} [M_{Gs}]\{\ddot{\delta}\} + [C_{1Gs} + \dot{\phi}[C_{2Gs}]]\{\dot{\delta}\} + [K_{Gs} + K_{Gp}]\{\delta\} \\ = \sum_{n=1}^{nm_u} \{F_{u(2n-1)}\} \sin \dot{\phi}t + \sum_{n=1}^{nm_u} \{F_{u(2n)}\} \cos \dot{\phi}t \end{aligned} \quad (2.1.12)$$

con

$$\begin{aligned} F_{u(2n-1)} &= m_u d_n \dot{\phi}^2 \begin{bmatrix} \cos \alpha_n \\ -\sin \alpha_n \end{bmatrix} \\ F_{u(2n)} &= m_u d_n \dot{\phi}^2 \begin{bmatrix} \sin \alpha_n \\ \cos \alpha_n \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Donde nm_u es el número de masas de desbalance presentes en el sistema. Asimismo, $\{\delta\}$ es el vector que contiene todos los desplazamientos nodales; $[M_{Gs}]$ es la matriz de masa global del sistema y está formada por $[M_{TGS}] + [M_{RGS}]$ global, $[C_{1Gs} + \dot{\phi}[C_{2Gs}]$ es la matriz de amortiguamiento global, que incluye los efectos giroscópicos en función de la velocidad de rotación ($\dot{\phi}[C_{2Gs}]$), y $[C_{1Gs}]$ que contiene el amortiguamiento atribuible a los soportes. $[K_{Gs}]$, es la matriz de rigidez global la matriz de rigidez global del sistema, mientras que $[K_{Gp}]$ es la matriz global de rigidez de los soportes. Asimismo, $\{F_{u(2n-1)}\}$ y $\{F_{u(2n)}\}$ son los vectores de fuerza causados por las masas de desbalance. En la ecuación (2.1.12), m_u denota la masa del desbalance del sistema y d_n la excentricidad de dicha masa, mientras que α_n es la posición angular donde se encuentra la masa de desbalance.

2.2 Solución de la Ecuación de Movimiento del Sistema Rotor-Chumacera Simétrico

2.2.1 Frecuencias Naturales y Formas Modales

La solución homogénea de (2.1.12), se puede obtener mediante el llamado método directo, el cual consiste en solucionar la ecuación en estado estable, considerando incrementos constantes en la velocidad de rotación (es decir, $\dot{\phi} = \Omega = \text{constante}$). Por tanto:

$$[M_{Gs}]\{\ddot{\delta}\} + [C_{1Gs} + \dot{\phi}[C_{2Gs}]]\{\dot{\delta}\} + [K_{Gs} + K_{Gp}]\{\delta\} = \{0\} \quad (2.2.1)$$

De la solución de la ecuación (2.2.1) se obtiene la siguiente información:

- El diagrama de Campbell: muestra las frecuencias naturales del sistema como una función de la velocidad de rotación.
- Eigenvalores: frecuencias naturales del sistema.
- Eigenvectores: formas modales del sistema.

Para la solución de (2.2.1), se propone una solución del tipo exponencial:

$$\delta = \Delta e^{rt} \quad (2.2.2)$$

Al sustituir la ecuación (2.2.2) y sus derivadas en (2.2.1) y considerando la igualdad $[M]\Delta = [M]\Delta$, la solución se puede expresar como:

$$AX = \lambda BX \quad (2.2.3)$$

Con

$$A = \begin{bmatrix} [0] & [M_{Gs}] \\ [M_{Gs}] & [[C_{1Gs}] + \Omega[C_{2Gs}]] \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} [M_{Gs}] & [0] \\ [0] & -[[K_{Gs}] + [K_{Gp}]] \end{bmatrix}$$

$$\lambda = \frac{1}{r}$$

$$X = \begin{bmatrix} r\Delta \\ \Delta \end{bmatrix}$$

Como se puede observar, (2.2.3) adopta la forma del clásico problema de eigenvalores generalizados.

Las soluciones de los eigenvalores r y eigenvectores X son cantidades complejas, y como las matrices A y B son matrices reales, los eigenvalores deben ser pares de complejos conjugados. De acuerdo con lo anterior, entonces:

$$r_i = -\frac{\xi_i \omega_i}{\sqrt{1 - \xi_i^2}} \pm j\omega_i \quad (2.2.4)$$

$$\Delta_i = R_i \pm jI_i \quad (2.2.5)$$

En la ecuación (2.2.4) ω_i denota las frecuencias naturales para cada modo de vibración del sistema y ξ_i al factor de amortiguamiento modal.

2.2.2 Solución del Sistema en Estado Estable Considerando Desbalance como Fuera de Excitación

Para la solución de la ecuación (2.1.12), y considerando solo una masa de desbalance se propone una respuesta de la forma:

$$\{\delta\} = \{p_1\} \text{sen } \Omega t + \{p_2\} \text{cos } \Omega t \quad (2.2.6)$$

Sustituyendo la ecuación (2.2.6) en (2.1.12), e identificando los términos en $\text{sen } \Omega t$ y $\text{cos } \Omega t$ se obtiene:

$$\begin{bmatrix} [K_{Gs}] + [K_{Gp}] - [M_{Gs}] \Omega^2 & -\Omega [C_{1Gs}] + \Omega [C_{2Gs}] \\ \Omega [C_{1Gs}] + \dot{\phi} [C_{2Gs}] & [K_{Gs}] + [K_{Gp}] - [M_{Gs}] \Omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad (2.2.7)$$

donde:

$$F_1 = m_u d \Omega^2 \begin{bmatrix} \text{cos } \alpha \\ -\text{sen } \alpha \end{bmatrix}$$

$$F_2 = m_u d \Omega^2 \begin{bmatrix} \text{sen } \alpha \\ \text{cos } \alpha \end{bmatrix}$$

El sistema matricial de la ecuación (2.2.7) se soluciona para valores dados de Ω , y los valores de $\{p_1\}$ y $\{p_2\}$ representan el vector de desplazamientos.

2.2.3 Rampa de excitación

El término *rampa de excitación* significa una variación de la frecuencia de excitación de manera continua, con una tasa específica con respecto al tiempo y puede ser en sentido ascendente (subidas) o descendente (bajadas).

La frecuencia de excitación de la mayoría de los sistemas rotatorios reales no varía linealmente con el tiempo. Sin embargo, en algunos casos, la variación de frecuencias es lo suficientemente lenta como para aproximarla a una función lineal como la que se muestra en la ecuación (2.2.8).

$$\dot{\phi}(t) = \dot{\phi}_0 + \ddot{\phi} t \quad (2.2.8)$$

donde:

$\dot{\phi}_0$ = frecuencia angular de excitación al inicio de la rampa.

$\ddot{\phi}$ = tasa de cambio de la frecuencia de excitación con respecto al tiempo (aceleración angular).

t = tiempo.

2.2.4 Modelo del Sistema Rotor-Chumacera Simétrico Considerando Rampas de Excitación

Para el caso donde la velocidad de giro del sistema rotor-chumacera depende del tiempo se tiene que:

$$\dot{\phi} = \dot{\phi}(t) \quad (2.2.9)$$

Considerando una velocidad de giro en función del tiempo, ecuación (2.2.8) y siguiendo la misma metodología de la Sección 2.1.2, la ecuación (2.1.8) cambia a la forma siguiente:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \delta} = ([M_{Ts}] + [M_{Rs}])\ddot{\delta} + \dot{\phi}[C_{Ss}]\dot{\delta} + \ddot{\phi}[K_{STs}]\delta \quad (2.2.10)$$

Donde K_{STs} es una matriz de rigidez que está multiplicada por la aceleración angular del rotor.

Siguiendo la metodología propuesta por Nelson y McVaugh [7] y Lalanne y Ferraris, [22] para el modelado de los discos, cojinetes y desbalance y a partir de la ecuación (2.4.2), se tiene que el modelo matemático para el sistema rotor-cojinete de múltiples grados de libertad, con múltiples masas de desbalance con rampas de excitación en función del tiempo, está dado como:

$$\begin{aligned} [M_{Gs}]\{\ddot{\delta}\} + [C_{1Gs} + \dot{\phi}[C_{2Gs}]]\{\dot{\delta}\} + [K_{Gs} + [K_{Gp}] + \ddot{\phi}[K_{STs}]]\{\delta\} \\ = \dot{\phi}^2 \sum_{n=1}^{nm_u} \{F_{u(2n-1)}(\phi)\} + \ddot{\phi} \sum_{n=1}^{nm_u} \{F_{u(2n)}(\phi)\} \end{aligned} \quad (2.2.11)$$

con:

$$\begin{aligned} F_{u(2n-1)} &= m_u d_n [\sin(\phi + \alpha_n) + \cos(\phi + \alpha_n)] \\ F_{u(2n)} &= m_u d_n [\sin(\phi + \alpha_n) - \cos(\phi + \alpha_n)] \end{aligned}$$

En la ecuación (2.2.10) el término $\ddot{\phi}[K_{STs}]$ corresponde a la matriz de rigidez que está en función de la aceleración angular del rotor. Asimismo, $\{F_{u(2n-1)}\}$ y $\{F_{u(2n)}\}$ son los vectores de fuerza causados por las masas de desbalance.

donde:

$$[K_{STs}] = \frac{\rho I}{15L} \begin{bmatrix} 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.2.12)$$

2.3 Modelo Matemático de un Sistema Rotor-Chumacera Asimétrico de Múltiples Grados de Libertad

Tomando como base la metodología y el desarrollo del modelo matemático para un rotor simétrico de múltiples grados de libertad descrita en la sección 2.1, en esta sección se presenta el desarrollo del modelo matemático correspondiente a un rotor asimétrico.

En la figura 2.3.1 se muestra la geometría de la sección transversal de la flecha del rotor asimétrico considerado.

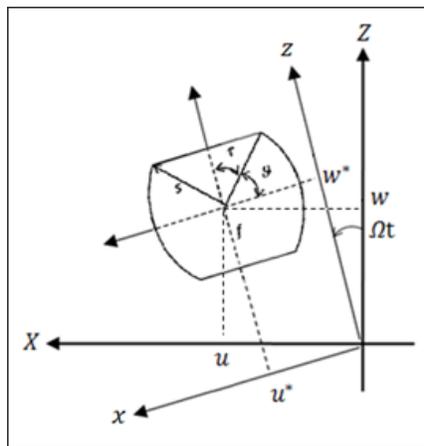


Figura 2.3.1 Sección transversal de la flecha asimétrica.

De acuerdo con Pisarenco [23], los momentos de inercia con respecto al marco de referencia rotatorio I_x y I_z se definen como:

$$I_x = \frac{(2s)^4}{32} \left(\vartheta - \frac{\text{sen}(4\vartheta)}{4} \right) \quad (2.3.1)$$

$$I_z = \frac{(2s)^4}{32} \left(\vartheta + \frac{\text{sen}(2\vartheta)}{2} + \frac{\text{sen}(2\vartheta) \cos(\vartheta^2)}{3} \right) \quad (2.3.2)$$

donde:

$$= \cos^{-1} \left(1 - \frac{s-f}{s} \right)$$

$$\vartheta = \frac{\pi}{2} - \tau$$

Mientras que el área de la sección transversal se puede calcular como:

$$S = s^2(\text{sen}(2\vartheta) + 2\vartheta) \quad (2.3.3)$$

Para el caso de la flecha asimétrica, la ecuación general de la energía cinética de un eje de longitud L de acuerdo con [19], se expresa como:

$$\begin{aligned} T_s = & \frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy + \frac{\rho I_x}{2} \int_0^L (\dot{\psi}^2 \text{sen}^2 \phi - 2\dot{\psi}\dot{\theta} \text{sen}\phi \cos\phi + \dot{\theta}^2 \cos^2 \phi) dy \\ & + \frac{\rho I_y}{2} \int_0^L (\dot{\phi}^2 + 2\dot{\phi}\dot{\psi}\theta + \dot{\psi}^2 \theta^2) dy \\ & + \frac{\rho I_z}{2} \int_0^L (\dot{\psi}^2 \cos^2 \phi + 2\dot{\psi}\dot{\theta} \text{sen}\phi \cos\phi + \dot{\theta}^2 \text{sen}^2 \phi) dy \end{aligned} \quad (2.3.4)$$

Donde ρ es la masa por unidad de volumen, S es el área de la sección transversal de la viga, I_x, I_z son los momentos de inercia de área de la sección transversal de la flecha e $I_y = I_x + I_z$ es el momento polar de inercia a lo largo del eje neutro.

La primera integral es la expresión de la energía cinética de una viga en flexión; la segunda y la cuarta integral es el efecto secundario de la inercia rotacional (viga de Timoshenko); el término $\rho I_y L \dot{\phi}^2$ es constante y no tiene influencia en las ecuaciones a causa de que la velocidad angular $\dot{\phi} = cte.$ y el término se anula al aplicar la ecuación de Lagrange, el término $\rho I_y \dot{\psi}^2 \theta^2$ se desprecia por que θ^2 es muy pequeño; finalmente, la tercera integral representa el efecto giroscópico (Coriolis).

Sustituyendo las funciones de forma definidas por la ecuación (2.1.5) y sus derivadas correspondientes en (2.3.4), la ecuación para la energía cinética de la flecha se modifica como:

$$T = T_1 + T_2 \quad (2.3.5)$$

donde:

$$\begin{aligned} T_1 = & \frac{\rho S}{2} [\delta \dot{u}^T M_1 \delta \dot{u} + \delta \dot{w}^T M_2 \delta \dot{w}] \\ T_2 = & \frac{\rho}{2} I_p [\delta \dot{u}^T M_3 \delta \dot{u} + \delta \dot{w}^T M_4 \delta \dot{w}] + \frac{\rho}{2} I_d \cos(2\phi) [\delta \dot{w}^T M_4 \delta \dot{w} - \delta \dot{u}^T M_3 \delta \dot{u}] \\ & + \rho I_d \text{sen} 2\phi [\delta \dot{u}^T M_5 \delta \dot{w}] - \rho I_y \dot{\phi} [\delta \dot{u}^T M_5 \delta \dot{w}] + \frac{\rho I_y L \dot{\phi}^2}{2} \end{aligned}$$

De las matrices M_1, M_2, M_3, M_4 y M_5 se determina la matriz de masa de translación M_{Ta} , la matriz del efecto secundario de la inercia rotacional M_{Ra} y la matriz de los efectos giroscópicos $[C_{sa}]$. De la aplicación de la ecuación de Lagrange (2.1.1) a (2.3.5) se obtiene que:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \delta} = ([M_{Ts}] + [M_{Ra}])\ddot{\delta} + \dot{\phi}[C_{Sa}]\dot{\delta} \quad (2.3.6)$$

Las matrices $[M_{Ts}]$, $[M_{Ra}]$ y $[C_{Sa}]$ se muestra en el Apéndice B.

Por otra parte, la energía de deformación U_S , de un eje de longitud L y sección transversal asimétrica se puede definir como [19]:

$$U_S = \frac{E}{2} \int_0^L \left\{ I_p \left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right] + I_a \cos(2\phi) \left[\left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 - \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 \right] + 2I_a \sin(2\phi) \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right\} dy \quad (2.3.7)$$

con:

$$I_p = \left(\frac{I_x + I_z}{2} \right) \quad I_a = \left(\frac{I_x - I_z}{2} \right)$$

donde E , es el módulo de elasticidad.

Sustituyendo la ecuación (2.1.5) en (2.3.7), además de las funciones de desplazamiento y sus derivadas y realizando las integraciones correspondientes, la ecuación para la energía de deformación del eje se convierte en:

$$U_S = \frac{E}{2} \{ I_p [\delta u^T k_1 \delta u + \delta w^T k_2 \delta w] + I_a \cos(2\phi) [\delta w^T k_2 \delta w - \delta u^T k_1 \delta u] + 2I_a \sin(2\phi) [\delta u^T k_3 \delta w] \} \quad (2.3.8)$$

donde:

$$k_1 = \int_0^L \frac{d^2 N_1^T}{dy^2} \frac{d^2 N_1}{dy^2}, \quad k_2 = \int_0^L \frac{d^2 N_2^T}{dy^2} \frac{d^2 N_2}{dy^2}, \quad k_3 = \int_0^L \frac{d^2 N_1^T}{dy^2} \frac{d^2 N_2}{dy^2}$$

De k_1 , k_2 y k_3 se obtiene la matriz de rigidez $[K_a]$ correspondiente a un rotor asimétrico. Aplicando la ecuación de Lagrange (2.1.1) a (2.3.8) se tiene que:

$$\frac{\partial U}{\partial \delta} = [K_a]\delta \quad (2.3.9)$$

La matriz de rigidez $[K_a]$ se muestra en el Apéndice B.

Siguiendo la metodología propuesta por Nelson y McVaugh [7] y Lalanne y Ferraris [22] para el modelado de los discos, cojinetes y desbalance y aplicando la ecuación de Lagrange (2.1.1), se tiene que el modelo matemático para un sistema rotor asimétrico-cojinete de múltiples grados de libertad considerando desbalance como fuerza de excitación, está dado como:

$$\begin{aligned}
[M_{Ga}]\{\ddot{\delta}\} + [C_{1Gs}] + \dot{\phi}[C_{2Ga}]\{\dot{\delta}\} + [K_{Ga}] + [K_{Gp}]\{\delta\} & \quad (2.3.10) \\
= \sum_{n=1}^{nm_u} \{F_{u(2n-1)}\} \sin \dot{\phi}t + \sum_{n=1}^{nm_u} \{F_{u(2n)}\} \cos \dot{\phi}t
\end{aligned}$$

con:

$$F_{u(2n-1)} = m_u d_n \dot{\phi}^2 \begin{bmatrix} \cos \alpha_n \\ -\sin \alpha_n \end{bmatrix}; \quad F_{u(2n)} = m_u d_n \dot{\phi}^2 \begin{bmatrix} \sin \alpha_n \\ \cos \alpha_n \end{bmatrix}$$

Donde nm_u es el número de masas de desbalance presentes en el sistema. Asimismo, $\{\delta\}$ es el vector que contiene todos los desplazamientos nodales; $[M_{Ga}]$ es la matriz de masa global del sistema y está formada por $[M_{TGS}] + [M_{RGA}]$ global, $[C_{1Gs}] + \dot{\phi}[C_{2Ga}]$ es la matriz de amortiguamiento global, que incluye los efectos giroscópicos en función de la velocidad de rotación ($\dot{\phi}[C_{2Ga}]$), y $[C_{1Gs}]$ que contiene el amortiguamiento atribuible a los soportes. $[K_{Ga}]$, es la matriz de rigidez global del sistema, mientras que $[K_{Gp}]$ es la matriz global de rigidez de los soportes. Asimismo, $\{F_{u(2n-1)}\}$ y $\{F_{u(2n)}\}$ son los vectores de fuerza causados por las masas de desbalance. En la ecuación (2.3.10), m_u denota la masa del desbalance del sistema y d_n la excentricidad de dicha masa, mientras que α_n es la posición angular donde se encuentra la masa de desbalance.

Donde:

$$\begin{aligned}
[M_{RGA}] &= [M_{RG}] + [M_{RGC}] \cos(2\phi) + [M_{RGS}] \text{sen}(2\phi) \\
[C_{2Ga}] &= [C_{2G}] + [C_{2GC}] \cos(2\phi) + [C_{2GS}] \text{sen}(2\phi) \\
[K_{Ga}] &= [K_G] + [K_{GC}] \cos(2\phi) + [K_{GS}] \text{sen}(2\phi)
\end{aligned} \quad (2.3.11)$$

2.4 Solución de la Ecuación de Movimiento del Sistema Rotor-Chumacera Asimétrico

2.4.1 Frecuencias Naturales y Formas Modales

La solución homogénea de (2.3.10), se puede obtener mediante el llamado método directo, el cual consiste en solucionar la ecuación en estado estable, considerando incrementos constantes en la velocidad de rotación (es decir, $\dot{\phi} = \Omega = \text{constante}$). Por tanto:

$$[M_{Ga}]\{\ddot{\delta}\} + [C_{1Gs}] + \dot{\phi}[C_{2Ga}]\{\dot{\delta}\} + [K_{Ga}] + [K_{Gp}]\{\delta\} = \{0\} \quad (2.4.1)$$

De la solución de la ecuación (2.4.1) se obtiene la siguiente información:

- El diagrama de Campbell: muestra las frecuencias naturales del sistema como una función de la velocidad de rotación.

- Eigenvalores: frecuencias naturales del sistema.
- Eigenvectores: formas modales del sistema.

Para la solución de (2.4.1), se propone una solución del tipo exponencial:

$$\delta = \Delta e^{rt} \quad (2.4.2)$$

Al sustituir la ecuación (2.4.2) y sus derivadas en (2.4.1) y considerando la igualdad $[M]\Delta = [M]\Delta$, la solución se puede expresar como:

$$AX = \lambda BX \quad (2.4.3)$$

con:

$$A = \begin{bmatrix} [0] & [M_{Ga}] \\ [M_{Ga}] & [[C_{1Gs}] + \Omega[C_{2Ga}]] \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} [M_{Ga}] & [0] \\ [0] & -[[K_{Ga}] + [K_{Gp}]] \end{bmatrix}$$

$$\lambda = 1/r$$

$$X = \begin{bmatrix} r\Delta \\ \Delta \end{bmatrix}$$

Como se puede observar, (2.4.3) adopta el clásico problema de eigenvalores generalizados.

2.4.2 Solución en Estado Estable del Sistema Rotor-Chumacera Asimétrico

Para la solución de la ecuación (2.3.10), y considerando solo una masa de desbalance se propone una respuesta de la forma:

$$\{\delta\} = \{p_1\} \text{sen } \Omega t + \{p_2\} \text{cos } \Omega t \quad (2.4.4)$$

Sustituyendo la ecuación (2.4.4) en (2.3.10), e identificando los términos en $\text{sen } \Omega t$ y $\text{cos } \Omega t$ se obtiene:

$$\begin{bmatrix} ([K_G] + [K_{GC}]) + [K_{Gp}] - \Omega^2([M_{TGS}] + [M_G] + [M_{RGC}]) & \Omega(\Omega([C_{2G}] + [C_{2GC}]) + [C_{1GS}]) \\ -\Omega(\Omega([C_{2G}] - [C_{2GC}]) + [C_{1GS}]) & [K_G] - [K_{GC}] + [K_{Gp}] - \Omega^2([M_{TGS}] + [M_G] + [M_{RGC}]) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad (2.4.5)$$

Donde:

$$F_1 = m_u d \Omega^2 \begin{bmatrix} \text{cos } \alpha \\ -\text{sen } \alpha \end{bmatrix}; F_2 = m_u d \Omega^2 \begin{bmatrix} \text{sen } \alpha \\ \text{cos } \alpha \end{bmatrix}$$

El sistema matricial de la ecuación (2.4.5) se soluciona para valores dados de Ω , y los valores de $\{p_1\}$ y $\{p_2\}$ representan el vector de desplazamientos.

2.4.3 Modelo del Sistema Rotor-Chumacera Asimétrico Considerando Rampas de Excitación

Para el caso donde la velocidad de giro del sistema rotor-chumacera depende del tiempo se tiene que:

$$\dot{\phi} = \dot{\phi}(t) \quad (2.4.6)$$

Considerando una velocidad de giro en función del tiempo, ecuación (2.4.6) y siguiendo la misma metodología de la sección 2.1.2, la ecuación (2.3.6) cambia a la forma siguiente:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \delta} = ([M_{Ts}] + [M_{Ra}])\ddot{\delta} + \dot{\phi}[C_{Sa}]\dot{\delta} + \ddot{\phi}[K_{STa}]\delta \quad (2.4.7)$$

Donde $[K_{STa}]$ es una matriz de rigidez que está multiplicada por la aceleración angular del rotor.

Siguiendo la metodología propuesta por Nelson y McVaugh [7] y Lalanne y Ferraris [22] para el modelado de los discos, cojinetes y desbalance y a partir de la ecuación (2.4.7), se tiene que el modelo matemático para el sistema rotor-cojinete de múltiples grados de libertad, con múltiples masas de desbalance con rampas de excitación en función del tiempo, está dado como:

$$\begin{aligned} [M_{Ga}]\{\ddot{\delta}\} + [C_{1Gs}] + \dot{\phi}[C_{2Ga}]\{\dot{\delta}\} + [K_{Ga}] + [K_{Gp}] + \ddot{\phi}[K_{STa}]\{\delta\} \\ = \dot{\phi}^2 \sum_{n=1}^{nm_u} \{F_{u(2n-1)}(\phi)\} + \ddot{\phi} \sum_{n=1}^{nm_u} \{F_{u(2n)}(\phi)\} \end{aligned} \quad (2.4.8)$$

Con:

$$\begin{aligned} F_{u(2n-1)} &= m_u d_n [\sin(\phi + \alpha_n) + \cos(\phi + \alpha_n)] \\ F_{u(2n)} &= m_u d_n [\sin(\phi + \alpha_n) - \cos(\phi + \alpha_n)] \end{aligned}$$

En la ecuación (2.4.7) el término $\ddot{\phi}[K_{STa}]$ corresponde a la matriz de rigidez que está en función de la aceleración angular del rotor. Asimismo, $\{F_{u(2n-1)}\}$ y $\{F_{u(2n)}\}$ son los vectores de fuerza causados por las masas de desbalance.

Donde:

$$K_{Sta} = \frac{\rho I_y}{30L} \begin{bmatrix} 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.4.9)$$

con $I_y = I_x + I_z$

2.5 Amortiguamiento Espectral

De acuerdo con Malkus [24] et al. El análisis computacional del amortiguamiento se categoriza como:

- Métodos de amortiguamiento fenomenológico, que consiste en modelar el mecanismo de amortiguamiento, el cual puede ser elasto-plástico, histerético, uniones estructurales con fricción, etc.
- Métodos de amortiguamiento espectral, donde se introduce amortiguamiento del tipo viscoso a través de fracciones de amortiguamiento crítico exclusivos para un determinado modo de vibración o para un intervalo de frecuencias.

Los métodos fenomenológicos, requieren modelos detallados para los mecanismos disipativos y casi siempre dan como resultado análisis no lineales, por lo tanto, rara vez se utilizan.

Un procedimiento de amortiguamiento espectral conocido como de Rayleigh o proporcional, consiste en formar una matriz de amortiguamiento global $[C]$ a partir de una combinación lineal de las matrices $[K]$ y $[M]$:

$$[C] = \sigma[K] + \tau[M] \quad (2.5.1)$$

Donde σ y τ son constantes de amortiguamiento proporcional de rigidez y masa respectivamente. La relación entre σ y τ , y la fracción de amortiguamiento crítico ξ en la frecuencia ω está dada por la siguiente ecuación:

$$\xi = \frac{1}{2} \left(\sigma\omega + \frac{\tau}{\omega} \right) \quad (2.5.2)$$

Las constantes de amortiguamiento σ y τ , se determinan por la elección de las fracciones de amortiguamiento crítico (ξ_1 , ξ_2) correspondientes a dos frecuencias (ω_1 y ω_2), por lo tanto:

$$\sigma = 2(\xi_2\omega_2 - \xi_1\omega_1)/(\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad (2.5.3)$$

$$\tau = 2\omega_1\omega_2(\xi_1\omega_2 - \xi_2\omega_1)/(\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad (2.5.4)$$

En la Figura 2.5.1, se muestran las contribuciones de masa y rigidez a la fracción de amortiguamiento crítico en función de la frecuencia.

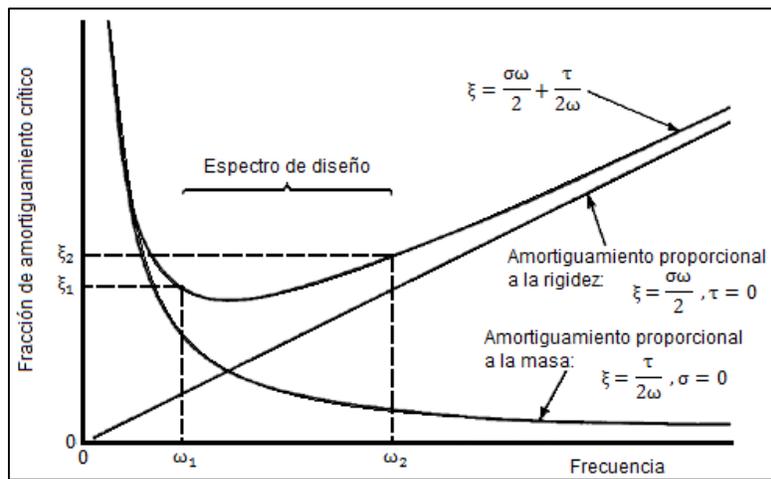


Figura 2.5.1 Fracción del amortiguamiento crítico en función de la frecuencia para el amortiguamiento de Rayleigh.

En la figura se puede observar que el amortiguamiento atribuible a $\sigma[K]$ aumenta con el incremento de la frecuencia, mientras que el amortiguamiento atribuible a $\tau[M]$ aumenta con el decremento de la frecuencia. Por lo general, ω_1 y ω_2 se eligen para limitar el espectro de diseño. De esta forma, ω_1 se toma como la frecuencia natural más baja de la estructura, y ω_2 es la frecuencia máxima de interés.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE LA RESPUESTA DEL SISTEMA ROTOR-CHUMACERA

En el presente capítulo se muestra el análisis de la respuesta de vibración teórica de un sistema rotor-chumacera simétrico (flecha simétrica) y asimétrico (flecha asimétrica), para el análisis, se consideró los modelos matemáticos por elemento finito descritos en el Capítulo II. Con la finalidad de estimar la rigidez de los soportes del prototipo experimental, se realizó un análisis de la señal de vibración obtenida de forma experimental, para lo que fue necesario determinar el factor de amortiguamiento modal del primer modo de vibración, así como el cálculo de la matriz de amortiguamiento proporcional (ver Sección 2.5, Capítulo II) para el rotor simétrico.

Estimado el valor de rigidez de los soportes, el valor encontrado se utilizó como dato de entrada en los modelos matemáticos para analizar la respuesta de vibración del sistema rotor-chumacera para diferentes posiciones de la chumacera móvil.

3.1 Cálculo del Amortiguamiento Proporcional del Sistema Simétrico

En La figura 3.1.1 se muestra un esquema general de la configuración del rotor que se utilizó para el análisis de la respuesta de vibración tanto numérica como experimental. Asimismo en la tabla 3.1.1 se presentan las propiedades del rotor.

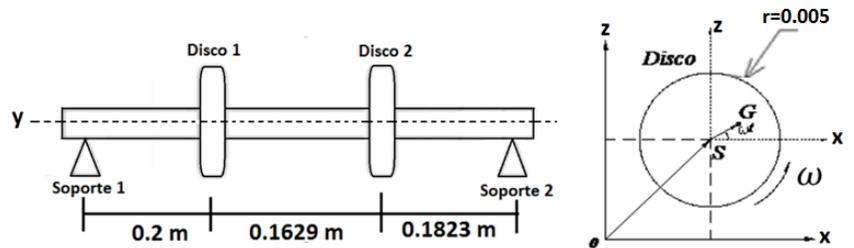


Figura 3.1.1 Configuración del Sistema Rotor-Chumacera.

Tabla 3.1.1 Propiedades del Sistema Asimétrico.

FLECHA		
LONGITUDES (m)	L=.5452	
RADIO DE LA FLECHA (m)	0.005	
MÓDULO DE ELASTICIDAD E (N/m ²)	2×10^{11}	
DEINSIDAD VOLUMÉTRICA ρ (Kg/m ³)	7850	
RELACIÓN DE POISSON ν	0.3	
DISCOS		
	D ₁	D ₂
ESPESOR (m)	0.0254	0.0254
RADIO INTERNO(m)	0.005	0.005
RADIO EXTERNO (m)	0.0375	0.0375

Para determinar la matriz de amortiguamiento proporcional, se consideró los diagramas de bode de amplitud de vibración de un rotor simétrico experimental con la configuración mostrada en la Figura 3.1.1. Para la obtención de los diagramas de bode experimentales se consideró una rampa de excitación de tipo lineal con una aceleración $\alpha = 1 \frac{rad}{s}$. En las Figuras 3.1.2 y 3.1.3 se muestran los diagramas de bode correspondientes a la dirección horizontal (eje x) y vertical (eje z) respectivamente del rotor experimental. Para determinar el amortiguamiento proporcional se considera únicamente el primer modo de vibración del rotor.

En la Figura 3.1.2 se pueden observar dos picos principales de vibración en el intervalo de 0 a 2000 rpm, de los cuales el primero se determinó que corresponde a una frecuencia natural del banco donde se montó el rotor experimental, mientras que el segundo, corresponde al primer modo de vibración del rotor, por tanto se tiene que la frecuencia natural del rotor en la dirección horizontal para el primer modo de vibración se encuentra en 1769 rpm. En contraste en la Figura 3.1.3, en el intervalo de 0 a 2000 rpm únicamente se presenta el primer modo de vibración del rotor, por lo que la frecuencia natural del rotor para la dirección vertical en el primer modo de vibración se encuentra en 1604 rpm.

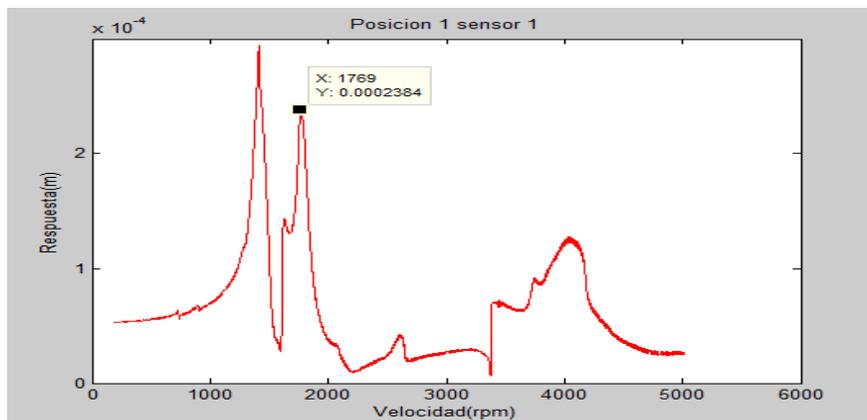


Figura 3.1.2 Respuesta en el Eje Horizontal del Prototipo Experimental Simétrico.

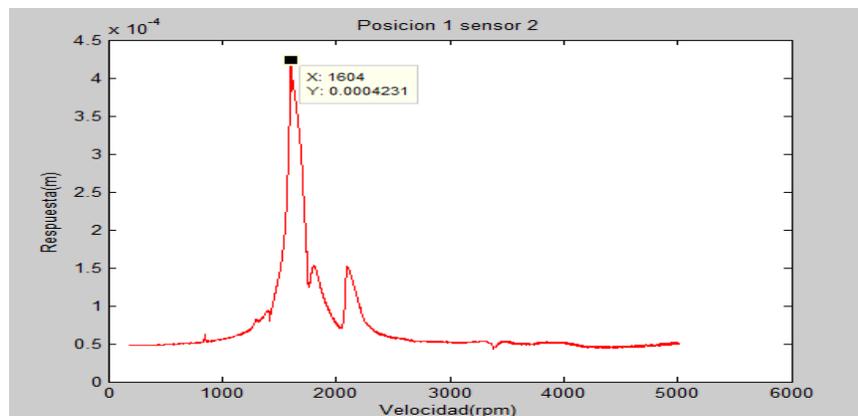


Figura 3.1.3 Respuesta en el Eje Vertical el Prototipo Experimental Simétrico.

Utilizando la ecuación (3.1.1), se calcula el amortiguamiento modal para la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente.

$$\xi = \frac{\omega_{RMS2} - \omega_{RMS1}}{2\omega_n} \quad (3.1.1)$$

Donde ω_{RMS1} y ω_{RMS2} son las frecuencias donde se encuentra los valores RMS de la amplitud máxima de vibración R_{max} . Asimismo, ω_n denota la frecuencia natural del rotor y se considera que corresponde a la amplitud máxima de vibración R_{max} .

En La figura 3.1.4 se muestran los valores de las amplitudes RMS y R_{max} de la respuesta del rotor correspondiente al eje horizontal.

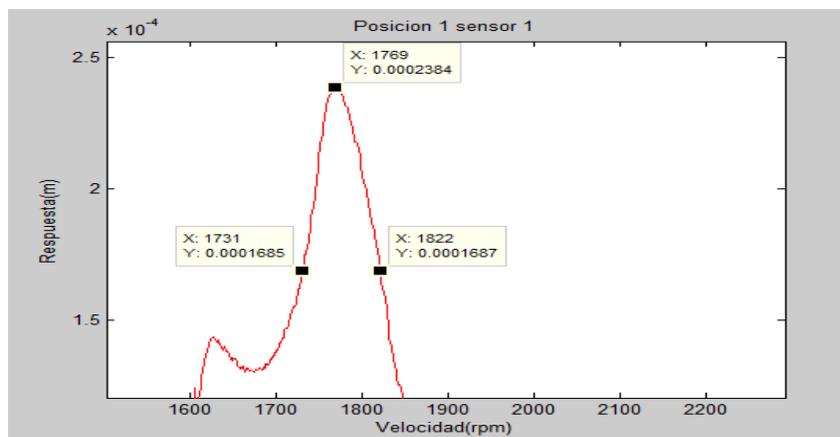


Figura 3.1.4 Valor RMS de la Respuesta Horizontal.

De acuerdo con la figura 3.1.4, se tiene que:

$$\begin{aligned} \omega_n &= 1769 \text{ rpm} \\ R_{max} &= 0.0002384 \text{ m} \\ RMS &= R_{max} * \frac{1}{\sqrt{2}} = 0.0002384 * 0.7071 = 0.000168574 \text{ m} \end{aligned}$$

Conocidos los valores RMS se encuentra los valores correspondientes a ω_{RMS1} y ω_{RMS2} .

$$\omega_{RMS1} = 1731 \text{ rpm}, \quad \omega_{RMS2} = 1822 \text{ rpm}$$

Con los valores de ω_{RMS1} , ω_{RMS2} y ω_n , mediante la ecuación (3.1.1) se calcula el factor de amortiguamiento ξ_H para la dirección horizontal.

$$\xi_H = \frac{1822 - 1731}{2 * 1769} = 0.02572$$

Para calcular la matriz de amortiguamiento proporcional se utiliza la ecuación (2.5.1), Capítulo II. Por tanto para la dirección horizontal del rotor simétrico se tiene que:

$$[C_{PH}] = \sigma_H [[K_{Gs}] + [K_{Gp}]] + \tau_H [M_{Gs}] \quad (3.1.2)$$

Donde σ_H y τ_H son constantes de amortiguamiento proporcional de la matriz de rigidez y masa respectivamente, como ya se mencionó en la Sección 2.1.2 del Capítulo II $[M_{Gs}]$ es la matriz de masa global, $[K_{Gs}]$ es la matriz de rigidez global, mientras que $[K_{Gp}]$ es la matriz global de rigidez de los soportes. Por tanto σ_H y τ_H se calculan como:

$$\sigma_H = 2(\xi_2 \omega_2 - \xi_1 \omega_1) / (\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad (3.1.3)$$

$$\tau_H = 2\omega_1 \omega_2 (\xi_1 \omega_2 - \xi_2 \omega_1) / (\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad (3.1.4)$$

Las constantes de amortiguamiento σ_H y τ_H , se determinan por la elección de las fracciones de amortiguamiento crítico (ξ_1 , ξ_2) correspondientes a dos frecuencias (ω_1 y ω_2), por lo tanto, de acuerdo con la gráfica 3.2, se tiene que: $\omega_1 = 0$, $\xi_1 = 0$ y $\omega_2 = 1769 \text{ rpm} = 185.24 \text{ rad/s}$, $\xi_2 = \xi_H = 0.02572$.

De acuerdo con lo anterior se tiene que:

$$\sigma_H = \frac{2(0.02572 * 185.24)}{(185.24)^2} = 0.000277693$$

$$\tau_H = \frac{2 * 0 * 185.24(0)}{(185.24)^2} = 0$$

Sustituyendo σ_H y τ_H en la ecuación (3.1.2).

$$[C_{PH}] = 0.000277693 * [[K_{Gs}] + [K_{Gp}]] + 0 * [M_{Gs}] \quad (3.1.5)$$

En la ecuación (3.1.5) se puede observar que la constante de proporcionalidad $\tau_H = 0$, por lo que la matriz de amortiguamiento proporcional $[C_{PH}]$ se atribuye únicamente a los efectos de la rigidez del sistema.

Por otra parte, de manera similar se determina la matriz de amortiguamiento proporcional para la dirección vertical del rotor $[C_{PV}]$.

En La figura 3.1.5 se muestran los valores de las amplitudes RMS y R_{max} de la respuesta del rotor correspondiente al eje vertical.

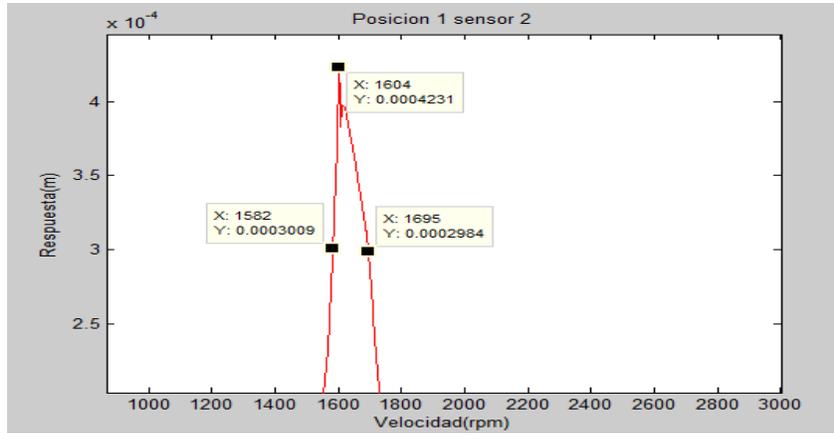


Figura 3.1.5 Valor RMS de la Respuesta Vertical.

De acuerdo con la figura 3.1.5, se tiene que:

$$\begin{aligned} \omega_n &= 1604 \text{ rpm} \\ R_{max} &= 0.0004231 \text{ m} \\ RMS &= R_{max} * \frac{1}{\sqrt{2}} = 0.0004231 * 0.707 = 0.0002991176 \text{ m} \end{aligned}$$

Conocidos los valores RMS se encuentra los valores correspondientes a ω_{RMS1} y ω_{RMS2} .

$$\omega_{RMS1} = 1582 \text{ rpm}, \quad \omega_{RMS2} = 1695 \text{ rpm}$$

Con los valores de ω_{RMS1} , ω_{RMS2} y ω_n , mediante la ecuación (3.1.1) se calcula el factor de amortiguamiento ξ_V para la dirección vertical.

$$\xi_V = \frac{1695 - 1582}{2 * 1604} = 0.03522$$

Para calcular la matriz de amortiguamiento proporcional se utiliza la ecuación (2.5.1), Capítulo II. Por tanto para la dirección vertical del rotor se tiene que:

$$[C_{PV}] = \sigma_V [[K_{Gs}] + [K_{Gp}]] + \tau_V [M_{Gs}] \quad (3.1.6)$$

Donde σ_V y τ_V son constantes de amortiguamiento proporcional de la matriz de rigidez $[[K_{Gs}] + [K_{Gp}]]$ y masa $[M_{Gs}]$ globales respectivamente y se calculan como:

$$\sigma_V = 2(\xi_2 \omega_2 - \xi_1 \omega_1) / (\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad (3.1.7)$$

$$\tau_V = 2\omega_1 \omega_2 (\xi_1 \omega_2 - \xi_2 \omega_1) / (\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad (3.1.8)$$

Las constantes de amortiguamiento σ_V y τ_V , se determinan por la elección de las fracciones de amortiguamiento crítico (ξ_1 , ξ_2) correspondientes a dos frecuencias

(ω_1 y ω_2), por lo tanto, de acuerdo con la gráfica 3.1.5, se tiene que: $\omega_1 = 0$, $\xi_1 = 0$ y $\omega_2 = 1604 \text{ rpm} = 167.97 \text{ rad/s}$, $\xi_2 = \xi_V = 0.03522$
De acuerdo con lo anterior se tiene que:

$$\sigma_V = \frac{2(0.03522 * 167.97)}{(167.97)^2} = 0.00041936$$

$$\tau_V = \frac{2 * 0 * 167.97 * (0)}{(167.97)^2} = 0$$

Sustituyendo σ_V y τ_V en la ecuación (3.1.6)

$$[C_{PV}] = 0.00041936 * [[K_{Gs}] + [K_{Gp}]] + 0 * [M_{Gs}] \quad (3.1.9)$$

En la ecuación (3.1.9) se puede observar que la constante de proporcionalidad $\tau_V = 0$, por lo que la matriz de amortiguamiento proporcional $[C_{PV}]$ se atribuye únicamente a los efectos de la rigidez del sistema.

3.1.1 Estimación del Valor de Rigidez de los Soportes del Sistema

De acuerdo con la literatura si la matriz global del sistema vibratorio de efectos giroscópico y de amortiguamiento de los soportes se sustituye por la matriz de amortiguamiento proporcional, los resultados numéricos obtenidos serán exactamente los mismos, esto en el intervalo de las frecuencias ω_1 y ω_2 seleccionadas.

Se puede observar que las matrices de amortiguamiento proporcional correspondientes a la dirección horizontal y vertical ecuaciones (3.1.5) y (3.1.9) respectivamente están en función de las matrices $[K_{Gs}]$, $[K_{Gp}]$ y $[M_{Gs}]$, donde $[K_{Gs}]$ y $[M_{Gs}]$ son las matrices globales de rigidez y masa respectivamente y dependen principalmente de la geometría, discretización y propiedades del sistema, que una vez definidas las matrices correspondientes son constantes, mientras que la matriz $[K_{Gp}]$ corresponde a la matriz global de rigidez exclusivamente de los soportes del rotor.

Para determinar la rigidez de los soportes del rotor experimental, se recurre a la experimentación numérica que consiste en variar los valores de rigidez de los soportes en la matriz $[K_{Gp}]$ hasta que los resultados de la respuesta de vibración del rotor obtenidos de forma numérica concuerden con la respuesta de vibración del rotor obtenida de forma experimental. Para lo anterior se toman como referencia los diagramas de bode obtenidos del rotor experimental en la dirección horizontal y vertical, figuras 3.1.2 (frecuencia natural, 1769 rpm) y 3.1.3 (frecuencia natural 1604 rpm) respectivamente.

En la tabla 3.1.2 se muestran los valores propuestos de los soportes para la dirección horizontal del rotor, asimismo se muestra el valor de la frecuencia natural del primer

modo de vibración obtenido de forma numérica al variar la rigidez de los soportes. El valor de rigidez de los soportes se modificó hasta encontrar un valor cercano o igual que el de la frecuencia natural del rotor obtenida de forma experimental.

Tabla 3.1.2 Estimación del Soporte en el Eje Horizontal.

Valor propuesto de rigidez del soporte (N/m)	Frecuencia Natural (rpm)
$1.2258 \cdot 10^5$	1559
$1.5 \cdot 10^5$	1590
$3 \cdot 10^5$	1667
$6 \cdot 10^5$	1710
$9 \cdot 10^5$	1725
$1 \cdot 10^6$	1737
$3 \cdot 10^6$	1746
$6 \cdot 10^6$	1751
$9 \cdot 10^6$	1752
$1 \cdot 10^7$	1753
$1.8 \cdot 10^7$	1754
$1.9 \cdot 10^7$	1754
$2 \cdot 10^7$	1754
$2.2 \cdot 10^7$	1754
$2.5 \cdot 10^7$	1754
$3 \cdot 10^7$	1754
$3.5 \cdot 10^7$	1755
$4 \cdot 10^7$	1755
$5 \cdot 10^7$	1755
$6 \cdot 10^7$	1755

En la figura 3.1.6 se muestra el comportamiento de la frecuencia natural en función del valor de rigidez del soporte, se puede observar que a partir del valor de rigidez propuesto de $3.5 \cdot 10^7$ N/m el valor de la frecuencia natural prácticamente es constante y se mantiene en un valor de 1755 rpm, frecuencia natural que es muy cercana a la obtenida de forma experimental de 1769 rpm.

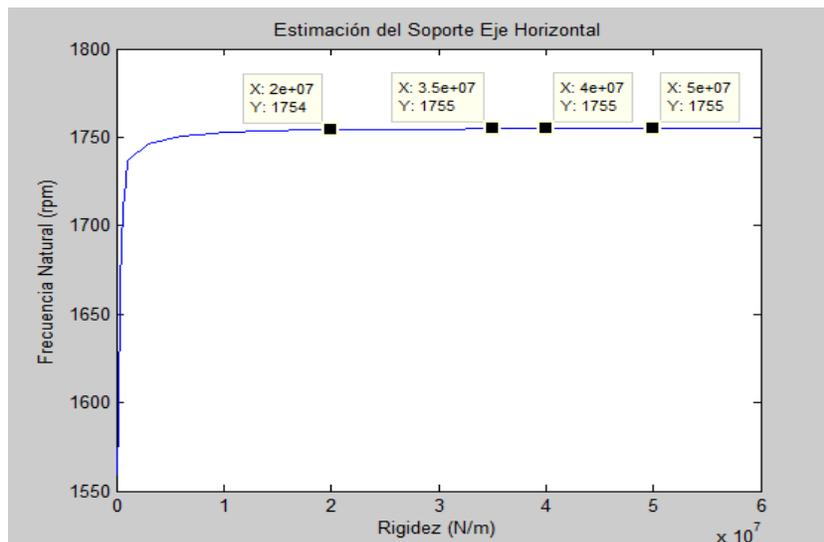


Figura 3.1.6 Estimación de la Rigidez del Soporte en el Eje Horizontal.

Por otra parte, en la tabla 3.1.3 se muestran los valores propuestos de los soportes para la dirección vertical del rotor, asimismo se muestra el valor de la frecuencia natural del primer modo de vibración obtenido de forma numérica al variar la rigidez de los soportes. El valor de rigidez de los soportes se modificó hasta encontrar un valor cercano o igual que el de la frecuencia natural del rotor obtenida de forma experimental.

Tabla 3.1.3 Estimación del Soporte en el Eje Vertical.

Valor propuesto de rigidez del soporte (N/m)	Frecuencia Natural (rpm)
$1.2258 \cdot 10^5$	1557
$1.5 \cdot 10^5$	1589
$1.6 \cdot 10^5$	1598
$1.65 \cdot 10^5$	1602
$1.7 \cdot 10^5$	1604
$1.75 \cdot 10^5$	1610
$1.8 \cdot 10^5$	1613
$1.85 \cdot 10^5$	1616
$1.9 \cdot 10^5$	1620
$1.95 \cdot 10^5$	1622
$2 \cdot 10^5$	1626
$2.5 \cdot 10^5$	1650
$3 \cdot 10^5$	1667

En la figura 3.1.7 se muestra el comportamiento de la frecuencia natural en función del valor de rigidez del soporte, se puede observar que al valor de rigidez propuesto de $1.7 \cdot 10^5$ N/m le corresponde una frecuencia natural de 1604 rpm, frecuencia natural que corresponde con la obtenida de forma experimental de 1604 rpm.

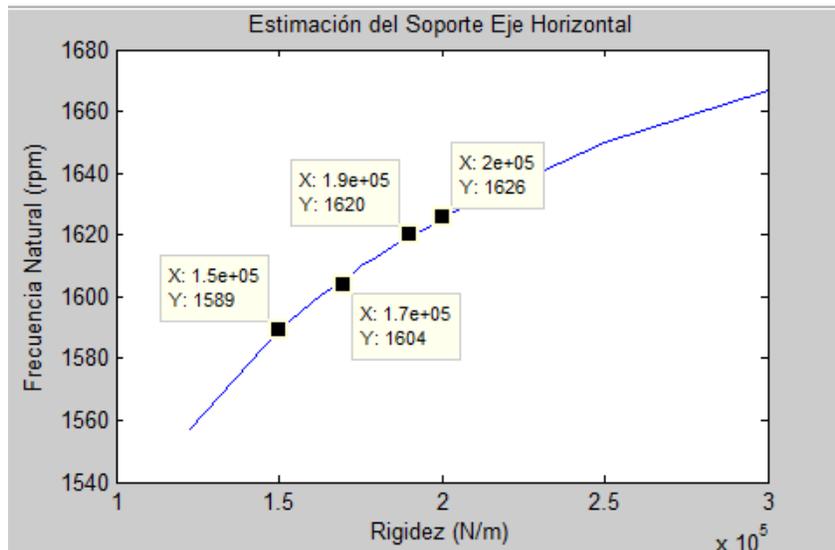


Figura 3.1.7 Estimación de la Rigidez del Soporte en el Eje Vertical.

En la figura 3.1.8 y 3.1.9 se presenta los diagramas de bode experimentales horizontal y vertical (color rojo) respectivamente, comparados con los diagramas de bode obtenidos del modelo matemático utilizando los valores de rigidez obtenidos de las figuras 3.1.5 y

3.1.6 (color negro). De las figuras 3.1.8 y 3.1.9 se puede observar que los resultados obtenidos de forma numérica son muy similares con los obtenidos experimentalmente.

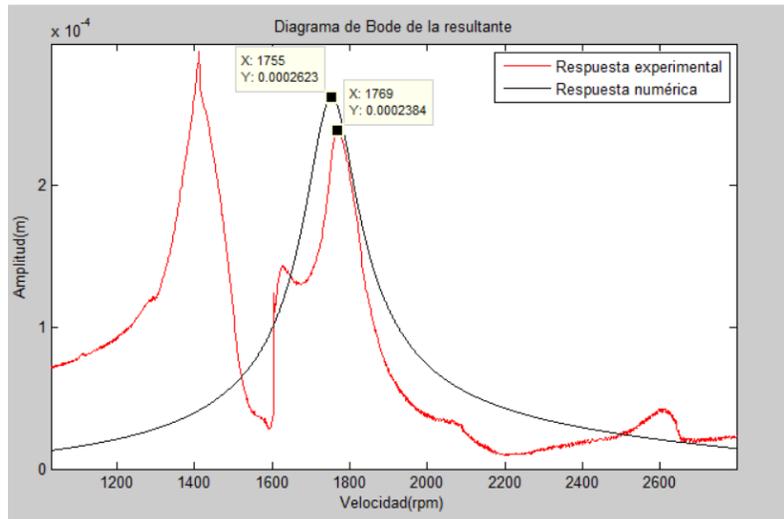


Figura 3.1.8 Respuesta del Sistema Experimental vs Simulación en el Eje Horizontal.

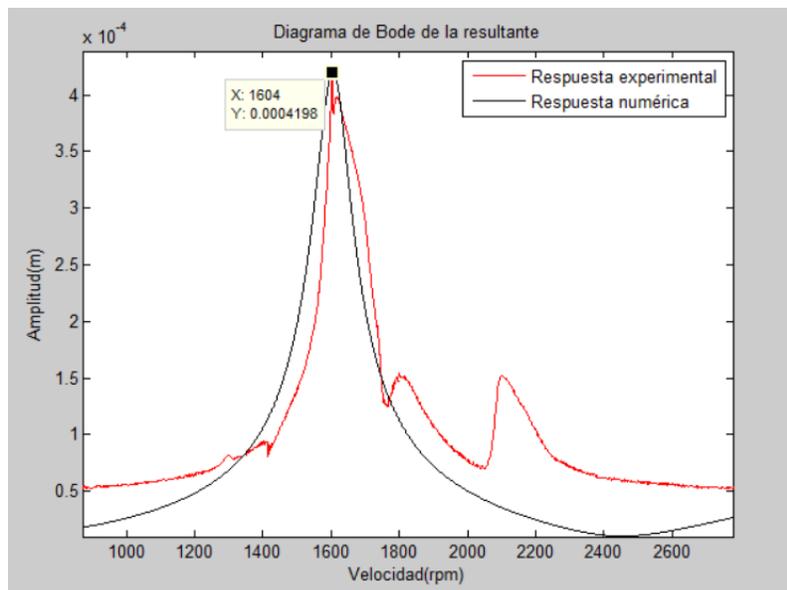


Figura 3.1.9 Respuesta del Sistema Experimental vs Simulación en el Eje Vertical.

Con la finalidad de comprobar que el factor de amortiguamiento a causa de las matrices $[C_{PH}]$ y $[C_{PV}]$ en los diagramas de bode obtenido de forma numérica es el mismo factor de amortiguamiento que tiene el diagrama de bode experimental, de manera similar que en la Sección 3.1, se calcula el factor de amortiguamiento de los diagramas de bode obtenidos numéricamente.

En La figura 3.1.10 se muestran los valores de las amplitudes RMS y R_{max} de la respuesta del rotor de forma numérica correspondientes al eje horizontal.

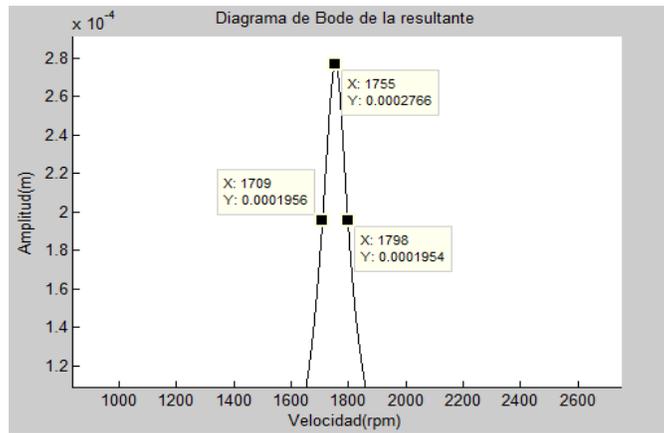


Figura 3.1.10 Valores RMS en la Respuesta Horizontal Simulada.

De acuerdo con la figura 3.1.10, se tiene que:

$$\begin{aligned} \omega_n &= 1755 \text{ rpm} \\ R_{max} &= 0.0002766 \text{ m} \\ RMS &= R_{max} * \frac{1}{\sqrt{2}} = 0.0002766 * 0.707 = 0.0001955 \text{ m} \end{aligned}$$

Conocidos los valores RMS se encuentra los valores correspondientes a ω_{RMS1} Y ω_{RMS2} .

$$\omega_{RMS1} = 1709 \text{ rpm}, \quad \omega_{RMS2} = 1798 \text{ rpm}$$

Con los valores de ω_{RMS1} , ω_{RMS2} y ω_n , mediante la ecuación (3.1.1) se calcula el factor de amortiguamiento $\xi_{Hteórico}$ para la dirección horizontal.

$$\xi_{Hteórico} = \frac{1798 - 1709}{2 * 1755} = 0.02535$$

Por otra parte, en La figura 3.1.11 se muestran los valores de las amplitudes RMS y R_{max} de la respuesta del rotor de forma numérica correspondientes al eje vertical.

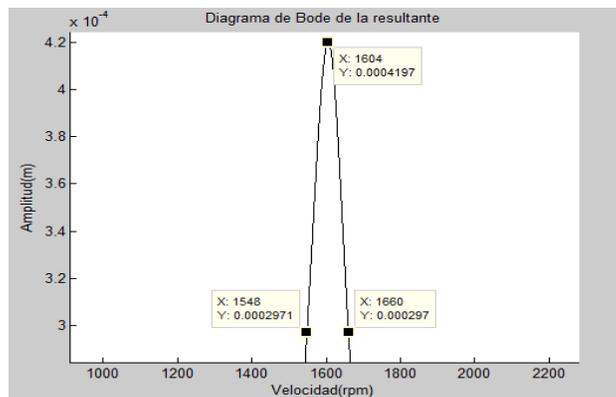


Figura 3.1.11 Valores RMS en la Respuesta Vertical Simulada.

De acuerdo con la figura 3.1.11, se tiene que:

$$\begin{aligned}\omega_n &= 1604 \text{ rpm} \\ R_{max} &= 0.0004198 \text{ m} \\ RMS &= R_{max} * \frac{1}{\sqrt{2}} = 0.0004198 * 0.707 = 0.000297 \text{ m}\end{aligned}$$

Conocidos los valores RMS se encuentra los valores correspondientes a ω_{RMS1} y ω_{RMS2} .

$$\omega_{RMS1} = 1548 \text{ rpm}, \quad \omega_{RMS2} = 1660 \text{ rpm}$$

Con los valores de ω_{RMS1} , ω_{RMS2} y ω_n , mediante la ecuación (3.1.1) se calcula el factor de amortiguamiento $\xi_{Vteórico}$ para la dirección vertical.

$$\xi_{Vteórico} = \frac{1660 - 1548}{2 * 1604} = 0.03491$$

En la tabla 3.1.4 y 3.1.5 se muestran los amortiguamientos teóricos y experimentales para la dirección horizontal y vertical respectivamente.

Tabla 3.1.4 Amortiguamiento experimental y teórico, dirección horizontal.

ξ_H	$\xi_{Hteórico}$	% error
0.02572	0.02535	1.4

Tabla 3.1.5 Amortiguamiento experimental y teórico, dirección vertical.

ξ_V	$\xi_{Vteórico}$	% error
0.03522	0.03491	0.88

Se puede observar de las tablas 3.1.4 y 3.1.5 que el porcentaje de error entre el amortiguamiento calculado del diagrama de bode experimental y el amortiguamiento del diagrama de bode obtenido numéricamente a partir de la matriz de amortiguamiento proporcional, no supera el 1.5%.

3.2 Análisis de la Respuesta del Sistema Rotor-Chumacera Simétrico en Diferentes Posiciones del Soporte

En esta sección se analiza la respuesta teórica de vibración a causa de una masa de desbalance para un sistema rotor simétrico-chumacera considerando una chumacera móvil en el sistema. En la figura 3.2.1 se muestra un esquema de la configuración del rotor simulado. Para el análisis se consideró una longitud de trabajo de la chumacera móvil de 10 cm, donde la longitud más larga del rotor corresponde a la posición 1 de la chumacera, la longitud más corta del rotor corresponde a la posición 3 de la chumacera, mientras que la longitud media entre la posición 1 y 3, corresponde a la posición 2 de la chumacera. El rotor considerado consta de dos discos inerciales, una flecha simétrica, así como un soporte fijo y uno móvil.

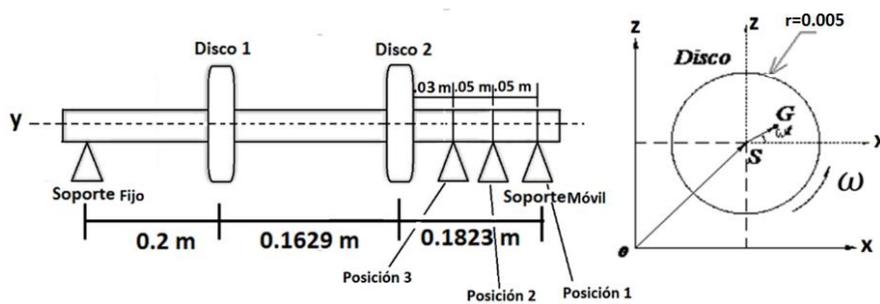


Figura 3.2.1 Configuración del rotor simulado.

En la tabla 3.2.1 se muestran las propiedades mecánicas y geométricas de la flecha y los discos, así como los parámetros de rigidez de los soportes, los cuales fueron estimados en la Sección 3.1.1, para la simulación se considera que los valores de rigidez son iguales para el soporte fijo que el móvil.

Tabla 3.2.1 Propiedades Mecánicas y Geométricas del Rotor.

FLECHA		
LONGITUDES (m)	L=.5452	
RADIO DE LA FLECHA (m)	0.005	
MÓDULO DE ELASTICIDAD E (N/m ²)	2×10^{11}	
DEINSIDAD VOLUMÉTRICA ρ (Kg/m ³)	7850	
RELACIÓN DE POISSON ν	0.3	
DISCOS		
	Disco 1	Disco 2
ESPESOR (m)	0.0254	0.0254
RADIO INTERNO(m)	0.005	0.005
RADIO EXTERNO (m)	0.0375	0.0375
Soporte Fijo, Soporte Móvil		
RIGIDEZ (N/m)	$k_{xx}=3.5 \times 10^7$ (horizontal)	$K_{zz}=1.7 \times 10^5$ (vertical)
VELOCIDAD DE ROTACION (RPM)	0 - 4000	

3.2.1 Respuesta del Sistema con Rampas de Excitación de Tipo Lineal

Con el objetivo de analizar y evaluar el efecto la rampa de excitación en la respuesta del rotor, se consideró dos valores de aceleración angular $\alpha = 1 \text{ rad/s}^2$ y $\alpha = 5 \text{ rad/s}^2$, para lo anterior se utilizó una rampa de excitación de tipo lineal.

En las figuras 3.2.2 y 3.2.3 se muestra la respuesta del rotor correspondiente a la dirección horizontal en las tres posiciones de la chumacera móvil para los valores de aceleración angular de $\alpha = 1 \text{ rad/s}^2$ y $\alpha = 5 \text{ rad/s}^2$ respectivamente. Para este caso en particular, de las figuras 3.2.2 y 3.2.3 se puede observar que el cambio de aceleración de la rampa de excitación afecta principalmente a las frecuencias naturales del sistema, mientras que las amplitudes prácticamente se mantienen constantes. En las gráficas de las figuras 3.2.2 y 3.2.3 la respuesta de vibración en color rojo corresponde a la posición 1 de la chumacera,

la de color negro a la posición 2, mientras que la de color azul corresponde a la posición 3 de la chumacera. Se puede observar que cuando la chumacera se encuentra en la posición 1, la frecuencia natural es menor que cuando la chumacera se encuentra en la posición 2 y 3, esto a causa de que la rigidez del sistema es menor, conforme se acorta la longitud del rotor posición 2 y 3 de la chumacera respectivamente, la rigidez del rotor aumenta, lo que genera que las frecuencias naturales correspondientes también se incrementen.

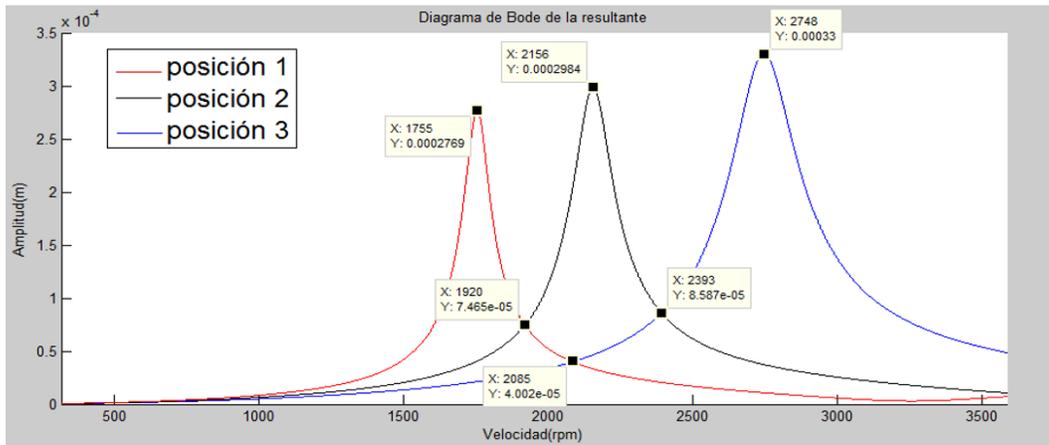


Figura 3.2.2 Respuesta de vibración Horizontal. $\alpha = 1 \text{ rad/seg}^2$.

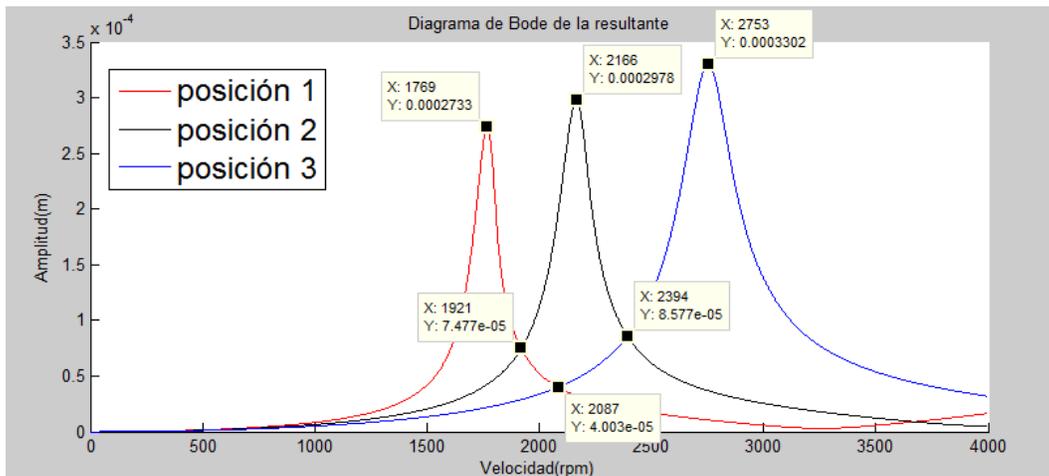


Figura 3.2.3 Respuesta de vibración Horizontal. $\alpha = 5 \text{ rad/seg}^2$.

Con el objetivo de no balancear el sistema y pasar sin problemas las frecuencias naturales en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, se considera las tres posiciones de la chumacera móvil para establecer una secuencia de movimiento, lo que permite llevar el rotor desde su velocidad inicial (0 rpm) hasta su velocidad de operación (4000 rpm) pasando por la resonancia sin exponer al rotor a fallas por problemas de vibración. Para lo anterior, la Posición 1 de la chumacera corresponde a la configuración original de trabajo del rotor, por lo que cualquier secuencia de movimiento de la chumacera móvil iniciará y terminará con la chumacera móvil en la posición 1.

Secuencia No. 1

En la figura 3.2.2 se puede observar que al inicio las amplitudes de vibración son similares para las tres posiciones por lo que desde el arranque del rotor la chumacera móvil se desplazaría de la posición 1 a la posición 2 para evitar la resonancia en 1755 rpm, por lo que si la chumacera móvil quedara en esa posición, la respuesta del rotor correspondería al bode de color negro, de manera similar ahora para evitar la resonancia en 2156 rpm, la chumacera móvil se desplazará nuevamente a la posición 1 haciendo el cambio en la velocidad de 1920 rpm, de tal forma que el rotor ahora no tendría ningún problema en llegar a su velocidad nominal.

Secuencia No. 2

De manera similar que en la Secuencia No. 1, en el arranque del sistema la chumacera móvil se desplazaría de la posición 1 a la posición 3 para evitar la resonancia en 1755 rpm, por lo que si la chumacera móvil quedara en esa posición, la respuesta del rotor correspondería al bode de color azul, de manera similar ahora para evitar la resonancia en 2748 rpm, la chumacera móvil se desplazará nuevamente a la posición 1 haciendo el cambio en la velocidad de 2085 rpm, de tal forma que el rotor ahora no tendría ningún problema en llegar a su velocidad nominal.

Secuencia No. 3

Una secuencia más complicada y que podría ser efectiva es la siguiente, en el arranque del sistema la chumacera móvil se desplazaría de la posición 1 a la posición 2 para evitar la resonancia en 1755 rpm, por lo que si la chumacera móvil quedara en esa posición, la respuesta del rotor correspondería al bode de color negro, de manera similar ahora para evitar la resonancia en 2156 rpm, la chumacera móvil se desplazará nuevamente a la posición 1 haciendo el cambio en la velocidad de 1920 rpm, cuando el sistema llegue a la velocidad de 2085 rpm, la chumacera móvil se desplazaría de la posición 1 a la posición 3 (bode en color azul), para evitar la resonancia de 2748 rpm, cuando el sistema alcance la velocidad de 2393 rpm, la chumacera móvil cambiaría de la posición 3 a la posición 2 (bode de color negro) y posteriormente a la posición 1 hasta llegar a su velocidad nominal.

De acuerdo con lo anterior en las figuras 3.2.2 y 3.2.3 las intersecciones de los diagramas de bode correspondientes a las diferentes posiciones de la chumacera móvil, se consideran puntos de cambio de la chumacera móvil para modificar la rigidez del sistema en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, pasando por las diferentes frecuencias naturales sin tener problemas de vibración excesiva.

En las figuras 3.2.4, 3.2.5 y 3.2.6 se muestra la respuesta de vibración resultante del rotor a causa de las Secuencias No. 1, No. 2 y No. 3 propuestas para el movimiento de la chumacera móvil del rotor respectivamente.

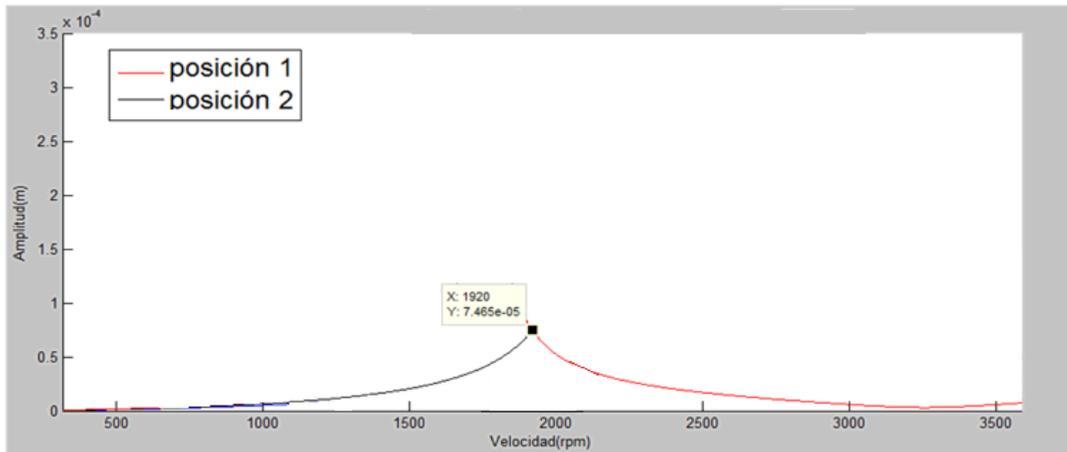


Figura 3.2.4 Respuesta de vibración del Sistema con el Movimiento del Soporte. Secuencia No.1.

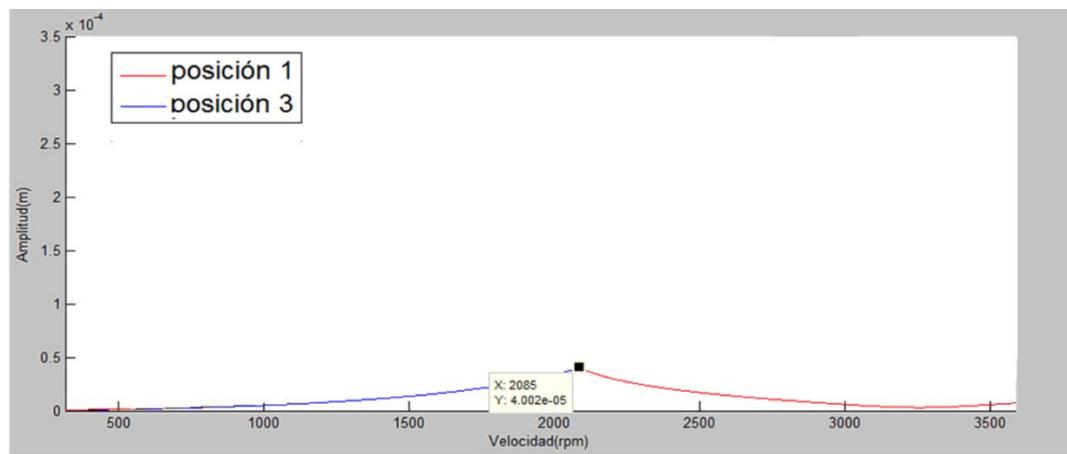


Figura 3.2.5 Respuesta de vibración del Sistema con el Movimiento del Soporte. Secuencia No. 2.

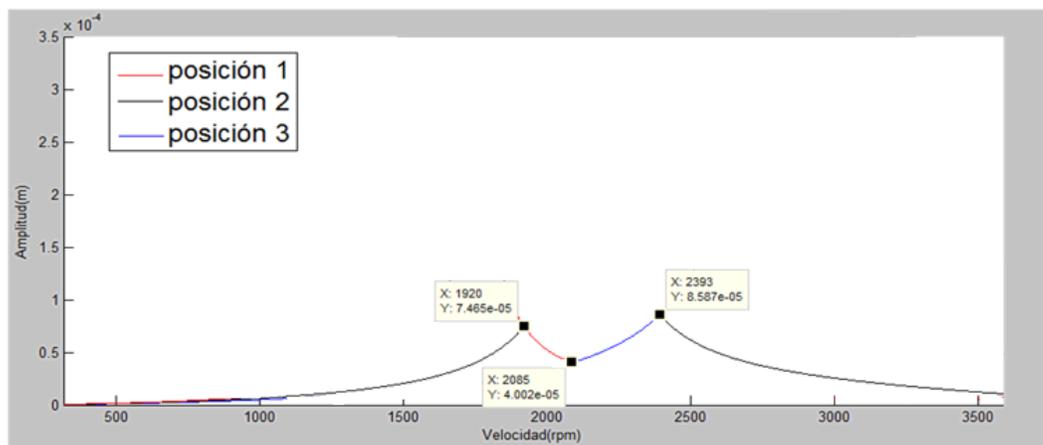


Figura 3.2.6 Respuesta de vibración del Sistema con el Movimiento del Soporte. Secuencia No.3.

De la comparación de la respuesta resultante para los tres casos de Secuencia propuestos, se puede observar que la mejor propuesta corresponde a la Secuencia No.2, Figura 3.2.5 ya que es la que genera una respuesta resultante de vibración con menor amplitud de vibración que las demás, además en comparación con la Secuencia No.3, la chumacera

móvil realiza un menor número de desplazamientos antes de llegar a su velocidad nominal el rotor.

Un análisis similar se realiza con la respuesta del rotor para la dirección vertical. En las figuras 3.2.7 y 3.2.8 se muestra la respuesta del rotor para la dirección vertical para los dos casos de rampas de excitación con aceleración angular de $\alpha = 1 \text{ rad}/\text{s}^2$ y $\alpha = 5 \text{ rad}/\text{s}^2$ respectivamente. Para este caso únicamente se muestran los puntos de intersección donde en teoría se realizarían los cambios de posición de la chumacera móvil.

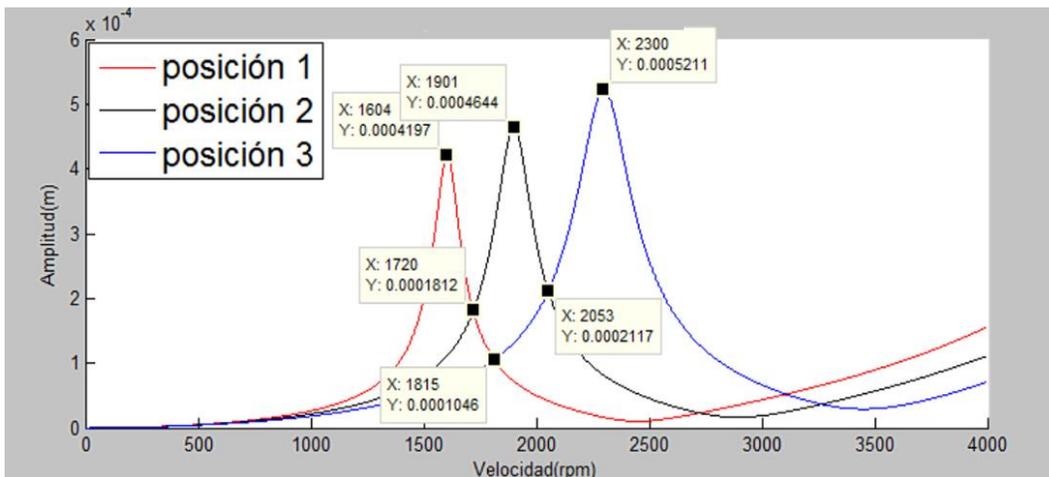


Figura 3.2.7 Respuesta de vibración Vertical. $\alpha = 1 \text{ rad}/\text{seg}^2$.

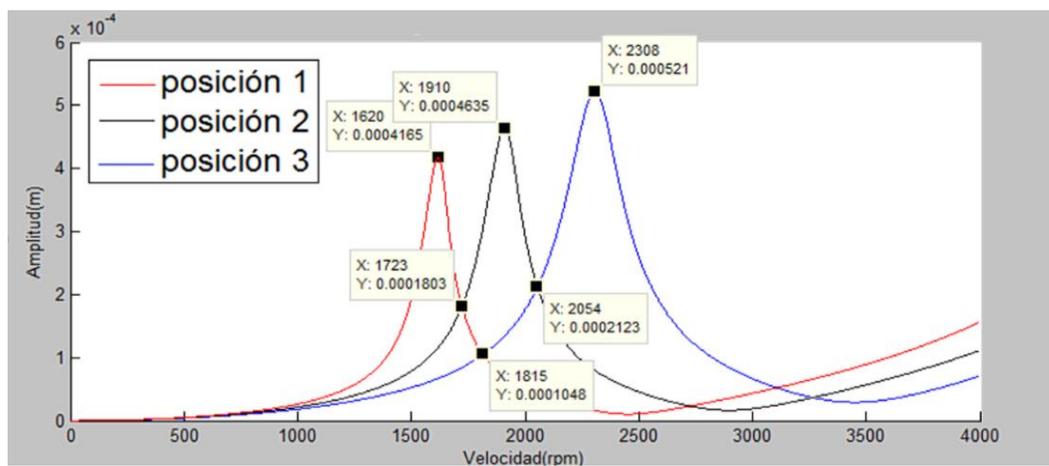


Figura 3.2.8 Respuesta de vibración Vertical. $\alpha = 5 \text{ rad}/\text{seg}^2$.

3.3 Comportamiento de un Sistema Rotor-Chumacera Asimétrico

En esta sección se realiza un análisis del comportamiento dinámico correspondiente a un rotor asimétrico, la configuración del rotor que se utilizó corresponde a la figura 3.3.1.

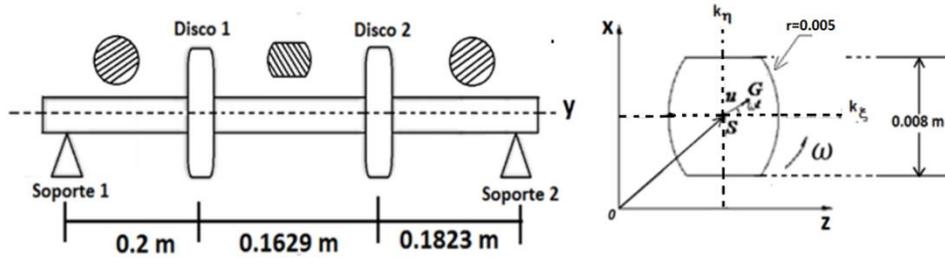


Figura 3.3.1 Configuración del Rotor Asimétrico.

En la tabla 3.1.1 se muestran las propiedades mecánicas y geométricas de la flecha y los discos, así como los parámetros de rigidez de los soportes, los cuales fueron estimados en la Sección 3.1.1.

Para la simulación del comportamiento dinámico del rotor asimétrico se utilizó el modelo matemático descrito en la Sección 2.4 del Capítulo II. Para el modelo del rotor, se consideró los efectos de la rigidez únicamente en las fuerzas elásticas del rotor y se despreció los efectos en las fuerzas de inercia y efectos giroscópicos.

Para el análisis de la respuesta de vibración, se varió la posición angular del desbalance y el amortiguamiento del sistema.

3.3.1 Variación del Ángulo de Posición de la Fuerza de Excitación (Desbalance)

Para las simulaciones se utilizó una rampa de excitación de tipo lineal con una aceleración angular de $\alpha = 10 \text{ rad}/\text{seg}^2$. En la figura 3.3.2 se muestra la respuesta de vibración del rotor para los casos particulares donde la fuerza de desbalance tiene una posición angular de $\theta = 0^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 45^\circ$ y $\theta = 315^\circ$ tomando como referencia el eje OX de la figura 3.3.1.

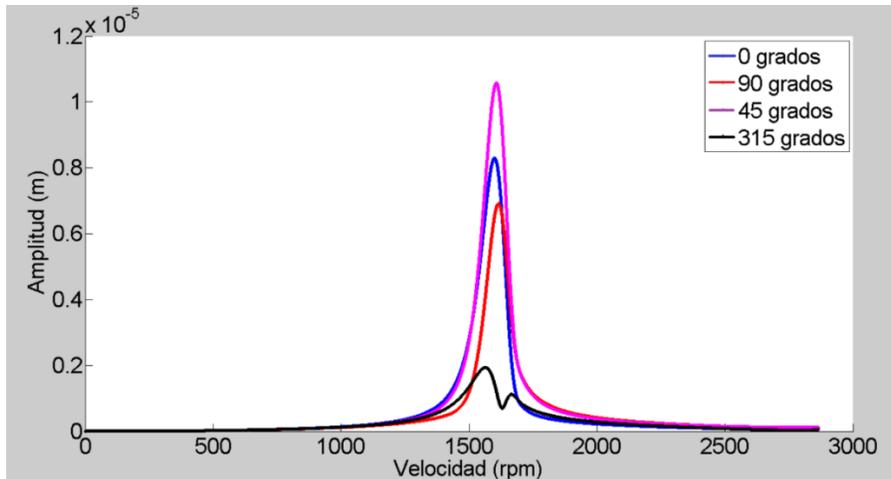


Figura 3.3.2 Respuesta al Desbalance para Diferentes Posiciones de la Fuerza de Excitación.

De la figura 3.3.2 se puede observar que para la misma fuerza de desbalance en el rotor, variando únicamente su posición angular θ , la respuesta de vibración es diferente, se puede observar una respuesta de vibración máxima del rotor para el caso cuando $\theta = 45^\circ$ y una respuesta de vibración mínima cuando $\theta = 315^\circ$, la diferencia en amplitud de la vibración para la fuerza de desbalance en $\theta = 45^\circ$ y $\theta = 315^\circ$ es de 3 a 5 veces dependiendo del grado de asimetría del rotor y del amortiguamiento del sistema. Por otra parte, las amplitudes de vibración para los casos cuando $\theta = 0^\circ$ y $\theta = 90^\circ$ son menores con respecto al caso cuando $\theta = 45^\circ$ y mayores con respecto al caso cuando $\theta = 315^\circ$. También se puede observar que la amplitud máxima para cada diagrama de bode se presenta en diferente velocidad de rotación del rotor. Las características de la vibración del rotor asimétrico antes mencionadas y que se muestran en la figura 3.3.2, hacen que el comportamiento vibratorio del rotor asimétrico sea más complejo que el comportamiento de un rotor simétrico, lo que dificulta el control de la vibración por métodos convencionales.

Por otra parte, en la figura 3.3.3 se muestran los correspondientes diagramas polares de respuesta del rotor asimétrico para los cuatro casos considerados de la posición angular de la fuerza de excitación. Se puede observar que todos los diagramas polares de respuesta presentan una forma geométrica elíptica y todos están orientados aproximadamente a -45° tomando como referencia el 0° de la gráfica del diagrama polar de respuesta, en estos también se puede apreciar las diferentes amplitudes de la vibración para cada caso. En los diagramas polares de respuesta como los que se muestran en la figura 3.3.3 y que son característicos de un rotor asimétrico, es imposible localizar la resonancia del sistema, así como la posición angular de la fuerza del desbalance.

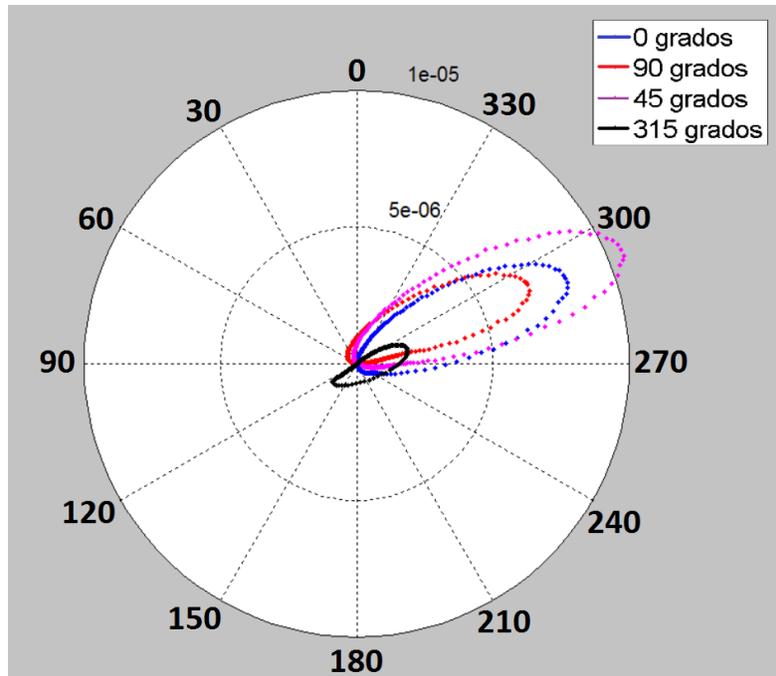


Figura 3.3.3 Diagramas Polares de Respuesta para Diferentes Posiciones Angulares de la Fuerza del Desbalance.

3.3.2 Respuesta del Sistema con Diferentes Valores del Factor de Amortiguamiento

De forma adicional se analizó la respuesta vibratoria de un rotor asimétrico variando el factor de amortiguamiento. De acuerdo con la literatura, en un rotor asimétrico es importante que el amortiguamiento ξ sea mayor que la asimetría del sistema μ es decir $\xi > \mu$ (donde μ se puede calcular mediante la ecuación (1.1.2)) o de lo contrario se presentara inestabilidad en el sistema en la zona de la resonancia. Para los casos mostrados en esta sección, se asume que $\xi > \mu$.

En la figura 3.3.4 y 3.3.5 se muestra el diagrama de bode para los casos particulares donde la fuerza del desbalance se encuentra en la posición angular $\theta = 45^\circ$ y $\theta = 315^\circ$ respectivamente, asimismo se consideró tres factores de amortiguamiento diferente $\xi = 0.04$, $\xi = 0.045$ y $\xi = 0.05$. Es necesario recordar que en la posición angular de la fuerza de excitación de $\theta = 45^\circ$ se presenta la respuesta amplitud máxima de vibración del rotor, mientras que en $\theta = 315^\circ$ se presenta la respuesta de amplitud mínima del rotor.

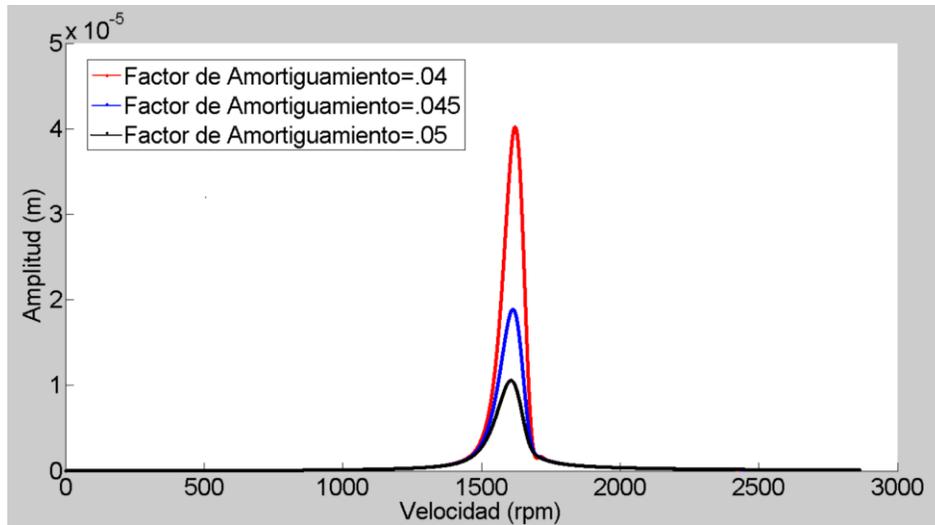


Figura 3.3.4 Respuesta del Sistema con Diferentes Factores de Amortiguamiento. $\theta = 45^\circ$.

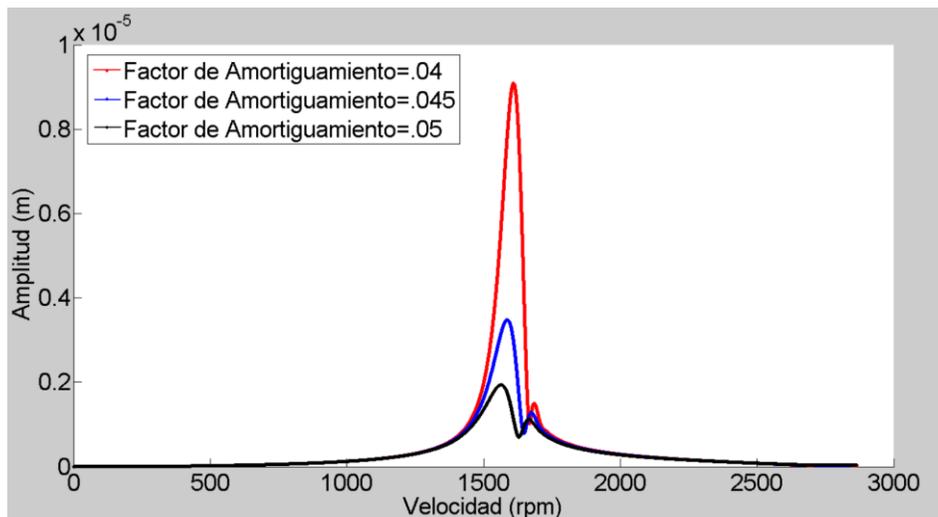


Figura 3.3.5 Respuesta del Sistema con Varios Factores de Amortiguamiento. $\theta = 315^\circ$

De la Figura 3.3.4 y 3.3.5 se puede observar claramente que conforme se disminuye el factor de amortiguamiento del sistema, las amplitudes de la vibración se incrementan considerablemente, por tanto en cuanto más cercano sea el valor de amortiguamiento al del factor de asimetría del rotor, las amplitudes de vibración en la zona de resonancia serán infinitas. Lo anterior significa que el incremento de la amplitud de la respuesta de vibración, no es directamente proporcional al decremento del factor de amortiguamiento del sistema.

Es importante hacer notar las diferencias de amplitudes de vibración de la Figura 3.3.4 con las de la Figura 3.3.5, mientras que para el caso de la Figura 3.3.4 el sistema podría presentar inestabilidad en la zona de resonancia (vibraciones altas), en el caso de la Figura 3.3.5 las amplitudes de vibración toda vía se considerarían estables, es decir se encontrarían en los rangos permisibles del rotor. En conclusión misma fuerza de desbalance, mismo grado de asimetría, mismo factor de amortiguamiento, diferente

posición angular de la fuerza de excitación, dan como resultado diferente respuesta de vibración del rotor, en contraste con un rotor simétrico la respuesta de vibración sería la misma.

3.4 Análisis de la Respuesta del Sistema Rotor-Chumacera Simétrico en Diferentes posiciones del Soporte

En la Sección 3.3 se analizó el comportamiento vibratorio que presenta un rotor asimétrico, concluyendo que éste presenta un comportamiento más complejo que el de los rotores simétricos. De acuerdo con lo anterior y aprovechando las ventajas que presenta el tener una chumacera móvil en el sistema rotor-chumacera, se propone el control de vibración de un rotor asimétrico mediante el desplazamiento de una chumacera móvil con el objetivo de evitar balancear el sistema y mediante una secuencia de movimientos de la chumacera móvil evitar las resonancias en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal.

Para la simulación se consideró una rampa de excitación de tipo de lineal con una aceleración angular $\alpha = 5 \text{ rad/s}^2$, la posición angular donde se colocó la fuerza del desbalance fue en $\theta = 315^\circ$.

En la figura 3.4.1 se muestra un esquema de la configuración del rotor simulado. Para el análisis se consideró una longitud de trabajo de la chumacera móvil de 10 cm, donde la longitud más larga del rotor corresponde a la posición 1 de la chumacera, la longitud más corta del rotor corresponde a la posición 3 de la chumacera, mientras que la longitud media entre la posición 1 y 3, corresponde a la posición 2 de la chumacera. El rotor considerado consta de dos discos inerciales, una flecha asimétrica, así como un soporte fijo y uno móvil. La asimetría de la flecha tiene una longitud 0.1629 m y se encuentra en la parte central del rotor entre los discos inerciales.

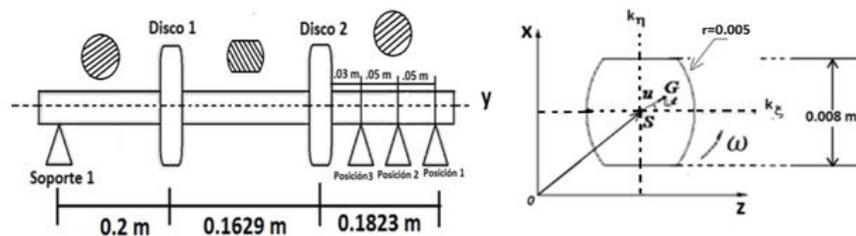


Figura 3.4.1 Configuración del rotor asimétrico con chumacera móvil.

En la tabla 3.4.1 se muestran las propiedades mecánicas y geométricas de la flecha y los discos, así como los parámetros de rigidez de los soportes, los cuales fueron estimados en la Sección 3.1.1, para la simulación se considera que los valores de rigidez son iguales para el soporte fijo que el móvil.

Tabla 3.4.1 Propiedades Mecánicas y Geométricas del Rotor Asimétrico.

FLECHA		
LONGITUDES (m)	L=.5452	
RADIO DE LA FLECHA (m)	0.005	
MÓDULO DE ELASTICIDAD E (N/m ²)	2×10^{11}	
DEINSIDAD VOLUMÉTRICA ρ (Kg/m ³)	7850	
RELACIÓN DE POISSON ν	0.3	
DISCOS	Disco 1	Disco 2
ESPESOR (m)	0.0254	0.0254
RADIO INTERNO(m)	0.005	0.005
RADIO EXTERNO (m)	0.0375	0.0375
Soporte Fijo, Soporte Móvil		
RIGIDEZ (N/m)	$k_{xx}=3.5 \times 10^7$ (horizontal)	$K_{zz}=1.7 \times 10^5$ (vertical)
VELOCIDAD DE ROTACION (RPM)	0 - 4000	

En las figura 3.4.2 y 3.4.3 se muestra la respuesta del rotor para la dirección horizontal y vertical respectivamente en las tres posiciones de la chumacera móvil. En las gráficas de las figuras 3.4.2 y 3.4.3 la respuesta de vibración en color rojo corresponde a la posición 1 de la chumacera, la de color negro a la posición 2, mientras que la de color azul corresponde a la posición 3 de la chumacera. Se puede observar que cuando la chumacera se encuentra en la posición 1, la frecuencia natural es menor que cuando la chumacera se encuentra en la posición 2 y 3, esto a causa de que la rigidez del sistema es menor, conforme se acorta la longitud del rotor posición 2 y 3 respectivamente la rigidez del rotor aumenta, lo que genera que las frecuencias naturales correspondientes también se incrementen.

Con el objetivo de no balancear el sistema y pasar sin problemas las frecuencias naturales en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, se considera las tres posiciones de la chumacera móvil para establecer una secuencia de movimiento, lo que permita llevar el rotor desde su velocidad inicial (0 rpm) hasta su velocidad de operación (4000 rpm) pasando por la resonancia sin exponer al rotor a fallas por problemas de vibración. Para lo anterior, la posición 1 es la posición de trabajo del rotor, por lo que cualquier secuencia de movimiento de la chumacera móvil iniciará y terminará con la chumacera móvil en la posición 1.

Las secuencias de movimiento de la chumacera se proponen de manera similar como se realizó en la Sección 3.2.1, para esto, se considera el comportamiento de la respuesta de vibración del rotor que se muestran en las figuras 3.4.2 y 3.4.3

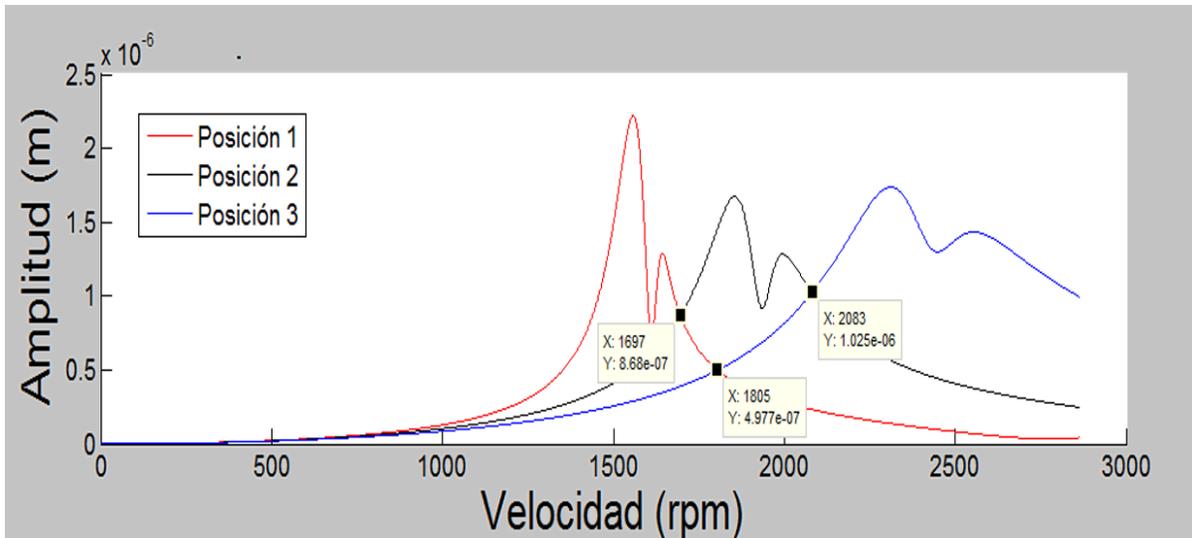


Figura 3.4.2 Respuesta de Vibración Horizontal, Rotor Asimétrico, Posiciones 1,2 Y 3 de la Chumacera móvil. $\alpha = 5 \text{ rad}/\text{seg}^2$.

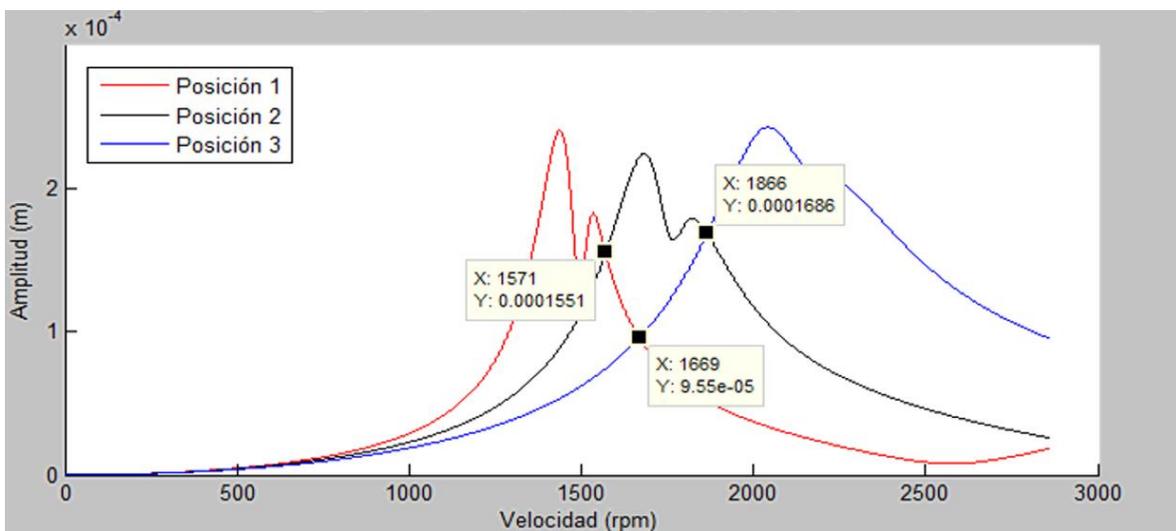


Figura 3.4.3 Respuesta de Vibración Vertical, Rotor Asimétrico, Posiciones 1,2 Y 3 de la Chumacera Móvil. $\alpha = 5 \text{ rad}/\text{seg}^2$.

Para el caso de la respuesta de vibración de las figuras 3.4.2 y 3.4.3 se muestran los puntos de intersección donde en teoría se realizarían los cambios de posición de la chumacera móvil. En ambas figuras se puede observar que cuando los diagramas de bode correspondientes a las diferentes posiciones de la chumacera móvil son muy cercanos (modos cercanos) la vibración resultante a causa de la secuencia de movimiento propuesta de la chumacera móvil, será de amplitud cercana las amplitudes originales del sistema (puntos de intersección o cambio de la chumacera móvil), no logrando disminuir la vibración a un valor óptimo, de tal modo que será necesario recurrir a las técnicas de balanceo.

CAPÍTULO IV

SIMULACIÓN DEL CONTROL DE POSICIÓN DEL SOPORTE MÓVIL

En este Capítulo se presentan los resultados del modelo numérico del sistema rotor simétrico-chumacera móvil obtenido con el software MSC SOFTWARE ADAMS, la respuesta de vibración a causa de una masa de desbalance se obtuvo implementando el control del movimiento para las diferentes posiciones de la chumacera en el rotor. Con el objetivo de analizar la respuesta de vibración a velocidad constante, de manera preliminar se modeló un sistema rotor-chumacera tipo Jeffcott con los soportes fijos. Para obtener la velocidad deseada en el rotor, se controló el torque aplicado al rotor.

4.1 Configuración del Sistema Rotor-Chumacera Tipo Jeffcott

Para la simulación del sistema rotor-chumacera, se eligió la configuración de un rotor tipo Jeffcott. En la figura 4.1.1 se muestra la configuración del rotor modelado, mientras que en la tabla 4.1.1 se dan las propiedades geométricas y mecánicas del sistema.

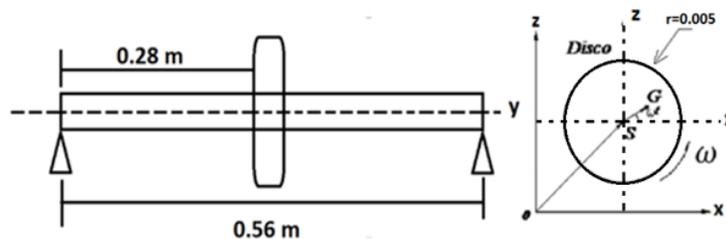


Figura 4.1.1 Configuración del Sistema Rotor Soportes.

En la figura 4.1.2 se muestra el modelo del rotor analizado. Para la simulación se consideró una masa de desbalance de 1.53×10^{-3} kg que fue colocada en la periferia del disco inercial del rotor.

Con la finalidad de observar la respuesta en la zona de resonancia, además de los desplazamientos en la dirección horizontal y vertical del rotor, la flecha y los soportes se modelaron de manera flexible.

Tabla 4.1.1 Propiedades Mecánicas y Geométricas del Sistema.

FLECHA	
LONGITUD TOTAL DE LA FLECHA (m)	0.5455
RADIO DE LA FLECHA (m)	0.005
MÓDULO DE ELASTICIDAD E (N/m ²)	2×10^{11}
DEINSIDAD VOLUMÉTRICA ρ (Kg/m ³)	7850
RELACIÓN DE POISSON ν	0.3
DISCO	
ESPESOR (m)	0.0254
RADIO INTERNO(m)	0.005
RADIO EXTERNO (m)	0.0375

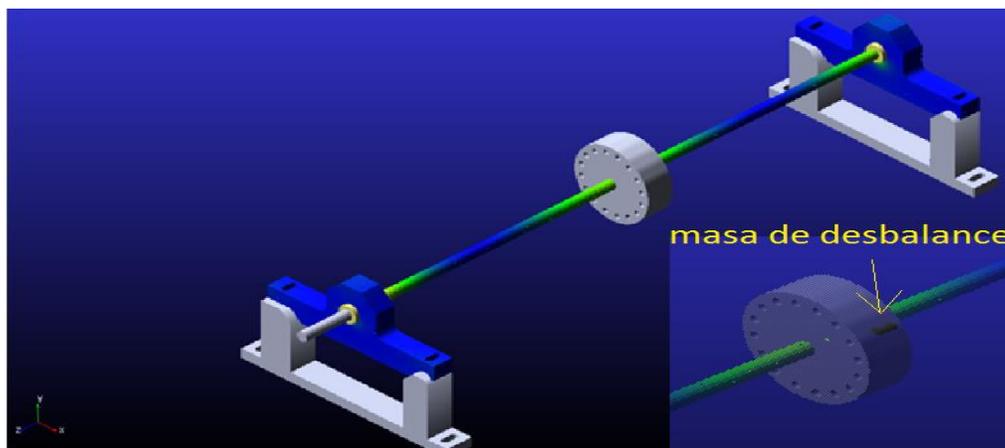


Figura 4.1.2 Modelo del Rotor y Masa de Desbalance.

4.1.1 Planificación de la Trayectoria de Velocidad

Para lograr una velocidad deseada se requiere controlar el torque aplicado al rotor el cual proporciona el movimiento de rotación del sistema, además es necesario proponer una trayectoria de velocidad, la cual lleve al sistema a alcanzar la velocidad deseada de manera suave.

Para determinar el torque deseado se considera el modelo del rotor mostrado en la figura 4.1.3

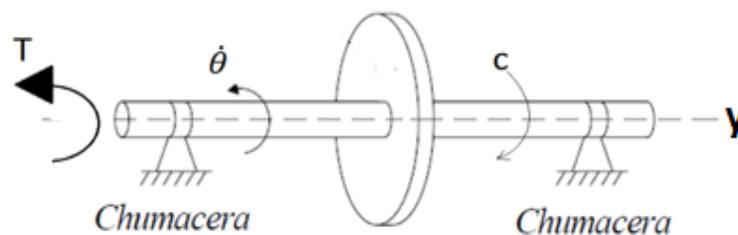


Figura 4.1.3 Modelo de un Sistema Rotor Chumacera.

Para el control del torque se toma en cuenta únicamente el movimiento rotatorio del sistema alrededor del eje longitudinal y . De la segunda ley de NEWTON se tiene que:

$$\Sigma T = I\ddot{\theta} \quad (4.1.1)$$

$$T - C\dot{\theta} = I\ddot{\theta} \quad (4.1.2)$$

donde:

C = Coeficiente de amortiguamiento

T =Torque del sistema

I = Momento de inercia de masa del sistema

$\dot{\theta}$ =Velocidad del sistema

$\ddot{\theta}$ =Aceleración del sistema

Haciendo $\dot{\theta} = \omega$ se tiene:

$$\Sigma T = I\dot{\omega} \quad (4.1.3)$$

$$T - C\omega = I\dot{\omega} \quad (4.1.4)$$

$$T = I\dot{\omega} + C\omega \quad (4.1.5)$$

Por otra parte, el torque propuesto para el sistema con una ley de control proporcional integral (control PI) se define como:

$$T = I \left[\dot{\omega}_d + K_P(\omega_d - \omega) + K_I \int_0^t (\omega_d - \omega) dt \right] + C \quad (4.1.6)$$

Donde K_P y K_I son las ganancias del controlador PI.

Igualando las ecuaciones (4.1.5) y (4.1.6) para el torque se tiene:

$$T = T \quad (4.1.7)$$

$$I\dot{\omega} + C\omega = I \left[\dot{\omega}_d + K_P(\omega_d - \omega) + K_I \int_0^t (\omega_d - \omega) dt \right] + C\omega \quad (4.1.8)$$

Simplificando, la ecuación (4.1.8) se puede reescribir como:

$$\dot{\omega} = \dot{\omega}_d + K_P(\omega_d - \omega) + K_I \int_0^t (\omega_d - \omega) dt \quad (4.1.9)$$

Derivando (4.1.9) con respecto al tiempo, se tiene:

$$\ddot{\omega} = \ddot{\omega}_d + K_P(\dot{\omega}_d - \dot{\omega}) + K_I(\omega_d - \omega) \quad (4.1.10)$$

Agrupando términos:

$$0 = (\ddot{\omega}_d - \ddot{\omega}) + K_p(\dot{\omega}_d - \dot{\omega}) + K_I(\omega_d - \omega) \quad (4.1.11)$$

Haciendo:

$$\begin{aligned} e &= \omega_d - \omega \\ \dot{e} &= \dot{\omega}_d - \dot{\omega} \\ \ddot{e} &= \ddot{\omega}_d - \ddot{\omega} \end{aligned} \quad (4.1.12)$$

Sustituyendo (4.1.12) en la ecuación (4.1.11), resulta una ecuación de segundo grado de la forma:

$$\begin{aligned} \ddot{e} + K_p\dot{e} + K_Ie &= 0 \\ s^2 + K_p s + K_I &= 0 \end{aligned} \quad (4.1.13)$$

Donde K_p y K_I son las ganancias del controlador PI, y se determinan igualando la ecuación (4.1.13) a un polinomio de Hurwitz de la forma de la ecuación (4.1.14), polinomio que dependen de la frecuencia ω y la relación de amortiguamiento ζ , para valores positivos de ω y ζ el sistema es asintóticamente estable y el error tiende a cero.

$$s^2 + \zeta\omega s + \omega^2 = 0 \quad (4.1.14)$$

4.1.1.1 Velocidad Deseada

Para lograr que el sistema llegue a la velocidad deseada, se propone una trayectoria utilizando polinomios cúbicos la cual permite que el sistema alcance su velocidad de una manera suave.

Para crear una trayectoria deseada se requieren al menos cuatro restricciones del sistema para la velocidad angular $\omega(t)$ del sistema, las restricciones se muestran en la ecuación (4.1.15):

$$\begin{aligned} \omega(0) &= \omega_0 \\ \omega(t_f) &= \omega_f \\ \dot{\omega}(0) &= 0 \\ \dot{\omega}(t_f) &= 0 \end{aligned} \quad (4.1.15)$$

Para satisfacer estas cuatro restricciones se debe tener al menos un polinomio de tercer grado

El cual está dado por:

$$\omega(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3 \quad (4.1.16)$$

Derivando hasta dos veces (4.1.16) se tiene que:

$$\begin{aligned}\dot{\omega}(t) &= a_1 + 2a_2t + 3a_3t^2 \\ \ddot{\omega}(t) &= 2a_2 + 6t\end{aligned}\quad (4.1.17)$$

Aplicando las restricciones de la ecuación (4.1.15) en las ecuaciones (4.1.16) y (4.1.17), se obtienen los coeficientes para a_0 , a_1 , a_2 y a_3 respectivamente:

$$a_0 = \omega_0 \quad (4.1.18)$$

$$a_1 = 0 \quad (4.1.19)$$

$$a_2 = \frac{3}{t_f^2}(\omega_f - \omega_0) \quad (4.1.20)$$

$$a_3 = \frac{2}{t_f^3}(\omega_f - \omega_0) \quad (4.1.21)$$

Sustituyendo los valores de los coeficientes a_0 , a_1 , a_2 y a_3 en (4.1.16), se tiene que $\omega(t)$ se puede reescribir como:

$$\omega(t) = \omega_d = \omega_0 + \frac{3}{t_f^2}(\omega_f - \omega_0) * t^2 + \frac{2}{t_f^3}(\omega_f - \omega_0) * t^3 \quad (4.1.22)$$

La ecuación (4.1.22) corresponde a la trayectoria de velocidad del sistema. Como se tiene al tiempo t como variable independiente, se tiene control sobre la aceleración del sistema, es decir se puede controlar el tiempo en el que el sistema llegará a la velocidad deseada.

4.2 Simulación del Rotor Jeffcott

Tomando en cuenta las ecuaciones de la Sección 4.1.1 se simuló el sistema rotodinámico en el software ADAMS para obtener la respuesta de vibración a causa de una fuerza de desbalance. De manera preliminar se realizó una simulación a velocidad constante para analizar el desplazamiento de la flecha en el eje horizontal y vertical además de corroborar que la frecuencia de la respuesta de vibración del eje coincide con la velocidad de operación.

La Figura 4.2.1 muestra la respuesta vibratoria del sistema en los ejes vertical y horizontal a una velocidad ω de 10 rad/s (1.58 Hz), para corroborar que la respuesta de vibración del rotor tiene una frecuencia de oscilación igual a la velocidad de operación se calculó dicha frecuencia. En el modelo se fijó el tiempo requerido para llegar a la velocidad deseada, se consideró 5 s y 10 s respectivamente.

Por otra parte en la Figura 4.2.1 se muestra la respuesta del sistema. Se puede observar que efectivamente en la curva de color rojo el rotor alcanza una vibración estable en un tiempo de 5 segundos, tiempo requerido para alcanzar su velocidad deseada. Por otra parte en la curva de color azul se puede ver que el rotor alcanza una vibración estable en un tiempo de 10 segundos, tiempo que corresponde al tiempo requerido para llegar a su velocidad deseada.

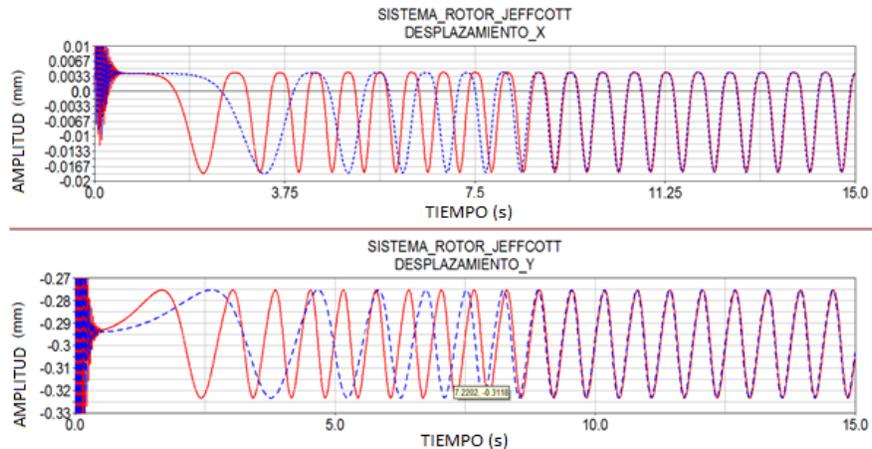


Figura 4.2.1 Desplazamiento del Sistema en Dirección Horizontal y Vertical.

En la Figura 4.2.2 se muestra el periodo de la vibración del rotor que se muestra en la Figura 4.2.1. Conocido el periodo se puede calcular la frecuencia de vibración.

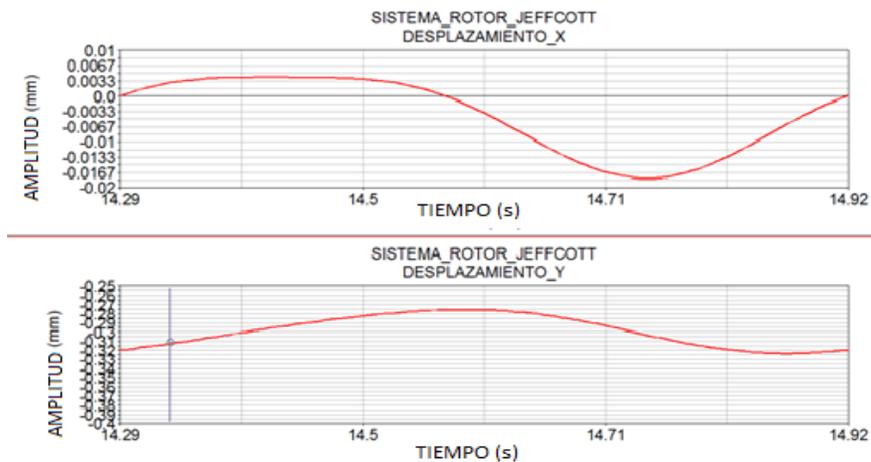


Figura 4.2.2 Periodo de la Respuesta de Vibración.

Para calcular el periodo de la respuesta de vibración, de la vibración de la Figura 4.2.2 se toma el tiempo t_i donde inicia el periodo, así como el tiempo t_f donde finaliza, de acuerdo con la Figura 4.2.2 se tiene que:

$$t_i = 14.29 \text{ s}$$

$$t_f = 14.92 \text{ s}$$

Entonces, el periodo τ se calcula como:

$$\tau = t_f - t_i$$
$$\tau = 0.63 \text{ s}$$

De la inversa del periodo, se obtiene la frecuencia:

$$f = \frac{1}{\tau} * 2\pi$$
$$f = 1.5873 \text{ Hz}$$

Por lo tanto, se tiene que la frecuencia de vibración de la respuesta del rotor es:

$$\omega_{angular} = 2\pi f$$
$$\omega_{angular} = 9.9733 \text{ rad/s}$$

Por tanto, se concluye que la frecuencia de vibración del rotor es de 9.9733 rad/s, y corresponde con la frecuencia de excitación de 10 rad/s del rotor.

La Figura 4.2.3 muestra la velocidad (gráfica superior de la figura) y aceleración (gráfica inferior de la figura) del sistema rotodinámico respectivamente. En ambas gráficas se muestran dos líneas, la de color azul corresponde a la trayectoria de velocidad y aceleración para el caso donde la velocidad deseada se alcanza en un tiempo de 5 segundos, mientras la de color rojo corresponde a la trayectoria de la velocidad y aceleración para el caso donde la velocidad deseada se alcanza en un tiempo de 10 segundos. También se puede observar que la trayectoria de la velocidad corresponde a una curva generada por un polinomio, por lo que se concluye, que la aceleración del rotor no es constante, por lo que esta presenta un comportamiento parabólico.

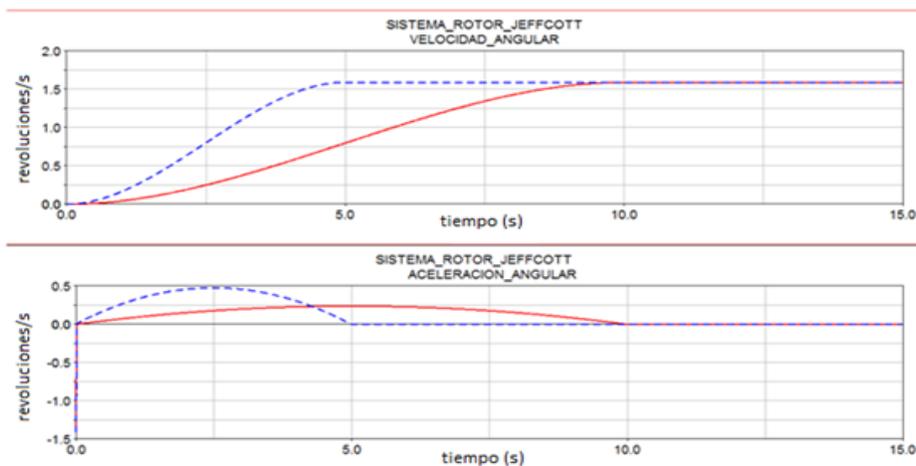


Figura 4.2.3 Velocidad y Aceleración del Sistema.

Por otra parte, en la Figura 4.2.4 se muestra el comportamiento de la velocidad angular medida del sistema (gráfica superior, línea roja) y la velocidad deseada (gráfica inferior, línea azul), se puede ver que las dos gráficas son iguales. Por lo tanto se puede concluir que el control del torque del sistema es el adecuado.

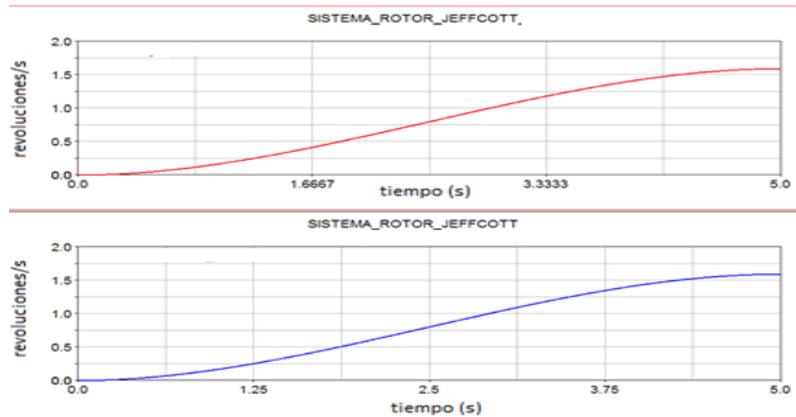


Figura 4.2.4 Velocidad Angular del Sistema y Velocidad Deseada.

4.2.1 Respuesta al Desbalance del Sistema Tipo Jeffcott

Con la finalidad de observar la respuesta de vibración en el intervalo de operación del rotor pasando al menos por la primera frecuencia natural, se consideró como velocidad nominal de operación del rotor en $\omega = 300 \text{ rad/s}$ (2864.8 rpm).

En la Figura 4.2.5 se muestra la respuesta de vibración para la dirección horizontal (gráfica superior) y vertical (gráfica inferior) del rotor. En las gráficas se puede observar que el rotor alcanza la resonancia aproximadamente a la velocidad de $\omega = 182 \text{ rad/s}$ (1,738 rpm), pasando la resonancia la respuesta de vibración se mantiene en amplitud constante en ambas direcciones.

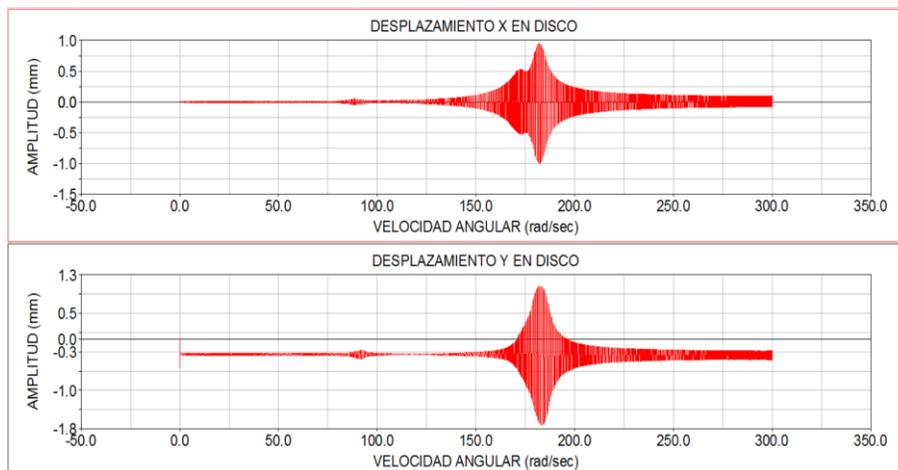


Figura 4.2.5 Respuesta al Desbalance.

4.3 Modelado del Sistema Rotor-Chumacera Móvil

En la Figura 4.3.1 se muestra el esquema conceptual de la configuración del sistema rotor-chumacera considerando una chumacera móvil, asimismo, en la Tabla 4.3.1 se presentan las propiedades mecánicas y geométricas del sistema. El modelo del rotor es tipo Jeffcott y consta de una flecha, dos discos inerciales, un soporte fijo y uno variable. El soporte variable es accionado por una guía lineal mediante un motor de paso variable.

Tabla 4.3.1 Propiedades Mecánicas y Geométricas del Sistema.

FLECHA	
LONGITUD TOTAL DE LA FLECHA (m)	0.5455
RADIO DE LA FLECHA (m)	0.005
MÓDULO DE ELASTICIDAD E (N/m ²)	2×10^{11}
DEINSIDAD VOLUMÉTRICA ρ (Kg/m ³)	7850
RELACIÓN DE POISSON ν	0.3
DISCOS	
ESPESOR (m)	0.0254
RADIO INTERNO (m)	0.005
RADIO EXTERNO (m)	0.0375

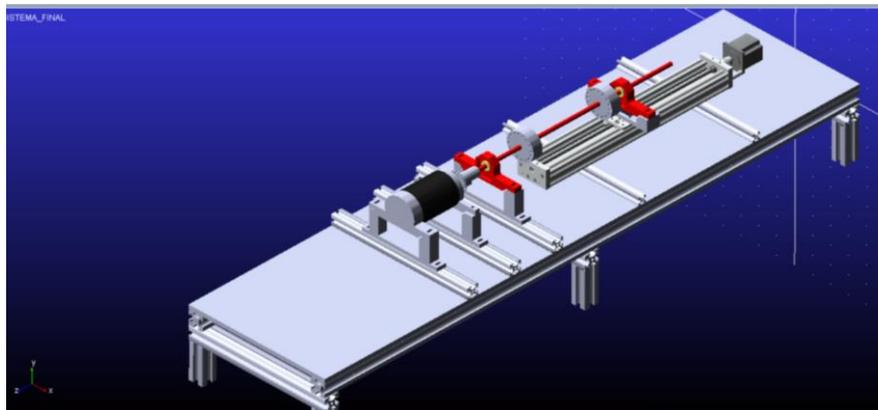


Figura 4.3.1 Configuración del Sistema Rotor-Chumacera Móvil.

En la Figura 4.3.2 se muestra el modelo del rotor analizado, en la figura se puede observar que la chumacera móvil se desplazará en tres posiciones diferentes, además se muestra la distancia que recorrerá la chumacera móvil para cada posición. Para la simulación se consideró una masa de desbalance de 1.53×10^{-3} kg que fue colocada en la periferia del Disco 1 inercial del rotor.

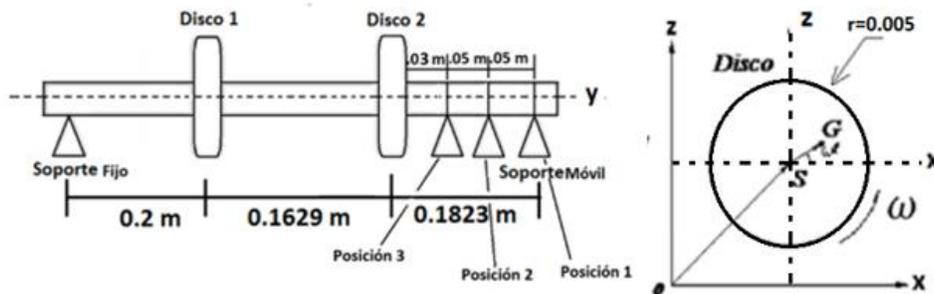


Figura 4.3.2 Configuración Del Sistema Rotodinámico.

4.3.1 Control de Posición del Soporte

Para lograr el control del movimiento en un tiempo determinado de la chumacera móvil del sistema rotodinámico, se utilizó una ley de control Proporcional Derivativo (control PD). Para su implementación, se tiene que definir primeramente el modelo matemático del soporte y posteriormente proponer la ley de control, ver Figura 4.3.3.

El modelo matemático correspondiente al soporte se define como:

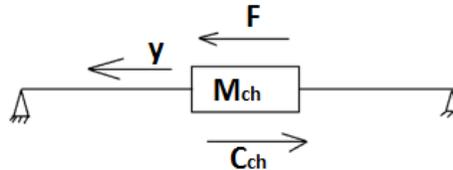


Figura 4.3.3 Esquema del Soporte Móvil.

Donde, F denota la fuerza ejercida en el soporte, M_{ch} corresponde a la masa del soporte móvil, C_{ch} representa el amortiguamiento presente en el soporte, finalmente “ y ” representa el desplazamiento del soporte.

Utilizado la segunda ley de NEWTON se tiene que:

$$\sum F = M\ddot{y} \quad (4.3.1)$$

$$F - C_{ch}\dot{y} = M_{ch}\ddot{y} \quad (4.3.2)$$

$$F = M_{ch}\ddot{y} + C_{ch}\dot{y} \quad (4.3.3)$$

Para el control, se propone una fuerza de acción del soporte de la forma:

$$F_p = M_{ch}[\ddot{y}_d + K_p(y_d - y) + K_D(\dot{y}_d - \dot{y})] + C_{ch}\dot{y} \quad (4.3.4)$$

Donde K_p y K_D son las ganancias del controlador PD.

Igualando la fuerza del sistema ecuación (4.3.3) con la fuerza propuesta ecuación (4.3.4)

$$F = F_p \quad (4.3.5)$$

Donde se tiene que:

$$(\ddot{y}_d - \ddot{y}) + K_D(\dot{y}_d - \dot{y}) + K_p(y_d - y) = 0 \quad (4.3.6)$$

Definiendo el error por la ecuación (4.3.7) se tiene que:

$$e = y_d - y \quad (4.3.7)$$

$$\dot{e} = \dot{y}_d - \dot{y}$$

$$\ddot{e} = \ddot{y}_d - \ddot{y}$$

Sustituyendo (4.3.7) en la ecuación (4.3.6), resulta una ecuación de segundo grado de la forma:

$$\ddot{e} + K_D \dot{e} + K_P e = 0 \quad (4.3.8)$$

$$s^2 + K_D s + K_P = 0 \quad (4.3.9)$$

Donde K_P y K_D son las ganancias del controlador PD, y se determinan igualando la ecuación (4.3.9) a un polinomio de Hurwitz de la forma de la ecuación (4.3.10), polinomio que dependen de la frecuencia ω y la relación de amortiguamiento ζ , para valores positivos de ω y ζ el sistema es asintóticamente estable y el error tiende a cero.

$$s^2 + \zeta \omega s + \omega^2 = 0 \quad (4.3.10)$$

Siguiendo la misma metodología que se utilizó en la Sección 4.1.2, se determina la trayectoria de la posición deseada de la chumacera móvil en el rotor. Por tanto, la ecuación correspondiente es de la forma:

$$y(t) = y_d = y_0 + \frac{3}{t_f^2} (y_f - y_0) * t^2 + \frac{2}{t_f^3} (y_f - y_0) * t^3 \quad (4.3.11)$$

4.3.2 Respuesta del Sistema Utilizando el Control del Soporte Móvil

En esta sección se muestra la respuesta de vibración del sistema rotor-chumacera implementado el movimiento del soporte en la simulación. El control de la posición del soporte tiene como objetivo el modificar la rigidez global del rotor y en consecuencia modificar las frecuencias naturales del sistema, la secuencia de movimientos propuestos para el soporte, permitirá al rotor pasar por las resonancias en todo el intervalo de operación del rotor con una amplitud de vibración baja hasta llegar a su velocidad nominal sin necesidad de balancear el sistema.

Para el control de posición del soporte o chumacera móvil se utilizó la ley de control expuesta en la Sección 4.3.1. Además se consideró únicamente las posición 1 y posición 3 para la secuencia de movimiento del soporte móvil, esto se debe a que esta es la secuencia de movimiento más efectiva que presenta una vibración resultante con amplitud mínima de vibración del rotor, tal y como se explicó en la Sección 3.2.1.

Se consideró una rampa de excitación lenta (aceleración baja) del rotor, de tal forma que el intervalo de operación del rotor durante el movimiento del soporte móvil sea lo más pequeño posible y que los efectos de la secuencia de movimiento del soporte móvil en la respuesta de vibración sean significativos.

En la Figura 4.3.4 se muestra la trayectoria de la posición deseada del soporte (gráfica inferior, curva color azul) y la posición medida del soporte (gráfica superior, curva color rojo), se puede observar que ambas curvas son iguales, lo que significa, que el control del movimiento del soporte móvil propuesto logra seguir de manera exacta la posición deseada, por lo que se concluye que el control propuesto resulta efectivo.

Para la simulación se consideró un intervalo de operación del rotor de $0 \leq \omega \leq 300 \text{ rad/s}$ ($0 \leq \text{rpm} \leq 2864$), asegurando al menos una frecuencia natural en el intervalo de operación del rotor.

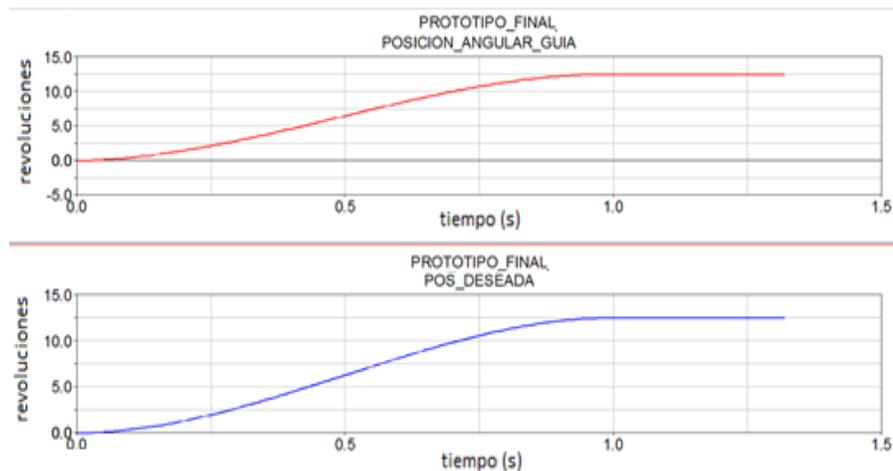


Figura 4.3.4 Posición Real o Medida y Posición Deseada del Soporte Móvil.

En la Figura 4.3.5 se muestra la respuesta de vibración en todo el intervalo de operación del rotor para la dirección horizontal (gráfica superior) y vertical (gráfica inferior) del rotor para el caso cuando el soporte móvil se encuentra en la Posición 1.

En la figura se puede observar que en la respuesta correspondiente a la dirección horizontal del rotor (gráfica superior) se presentan dos modos de vibración, el primero corresponde al modo de la dirección horizontal 212 rad/s (2024 rpm), mientras que el segundo corresponde al modo de la dirección vertical 234.5 rad/s (2239.3 rpm). Por otra parte en la respuesta de vibración correspondiente a la dirección vertical del rotor (gráfica inferior) solo se presenta un solo modo de vibración que corresponde a su misma dirección 234.5 rad/s (2239.3 rpm), el modo de la dirección horizontal no es perceptible.

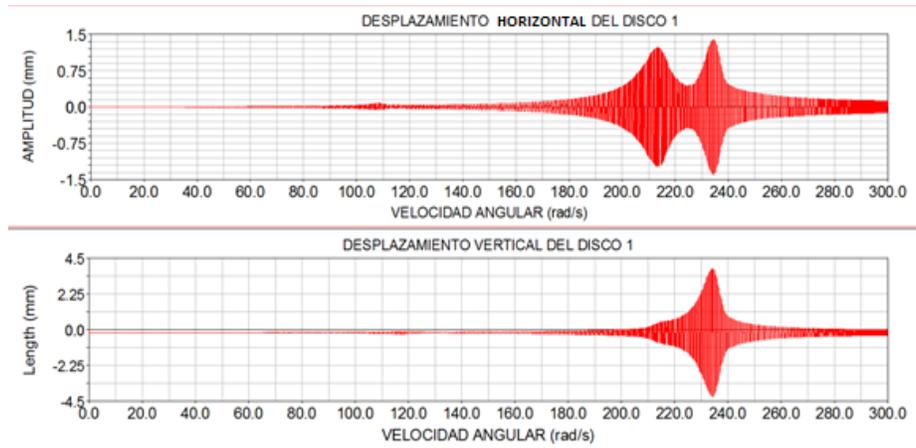


Figura 4.3.5 Frecuencias Naturales del Sistema en la Posición 1.

En la Figura 4.3.6 se muestra la respuesta de vibración en todo el intervalo de operación del rotor para la dirección horizontal (gráfica superior) y vertical (gráfica inferior) del rotor para el caso cuando el soporte móvil se encuentra en la Posición 3.

En la Figura 4.3.6 se puede observar que en la respuesta correspondiente a la dirección horizontal del rotor (gráfica superior) se presentan nuevamente dos modos de vibración, el primero corresponde al modo de la dirección horizontal y se presenta ahora en 244.4 rad/s (2333.84 rpm), mientras que el segundo corresponde al modo de la dirección vertical localizado en 251.26 rad/s (2399 rpm). Por otra parte en la respuesta de vibración correspondiente a la dirección vertical del rotor (gráfica inferior) nuevamente se presenta un solo modo de vibración que corresponde a su misma dirección 251.26 rad/s (2399 rpm), el modo correspondiente a la dirección horizontal no es perceptible.

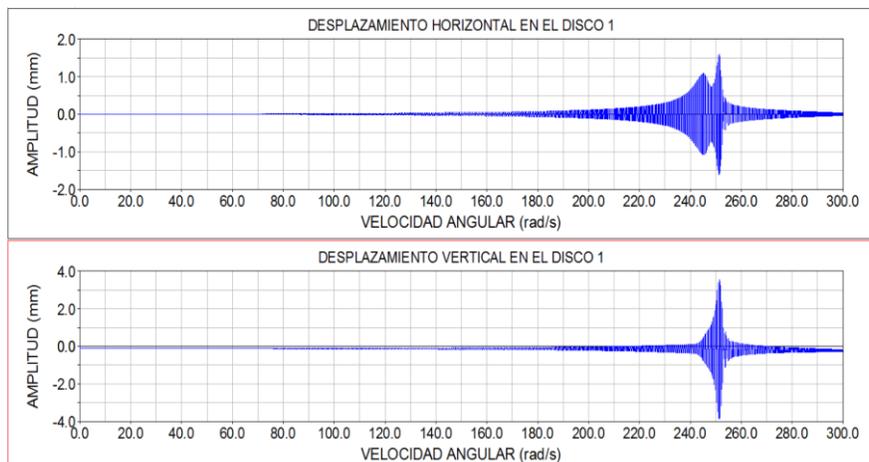


Figura 4.3.6 Frecuencias Naturales del Sistema en la Posición 3.

Para determinar la secuencia de movimiento del soporte móvil, se analizan la respuesta de vibración del rotor de la Figura 4.3.5 y 4.3.6, para esto, se sobreponen las gráficas en un mismo gráfico y se localiza el punto de intersección de ambas respuestas. El punto de

intersección localizado corresponde al tiempo el cual se iniciará la secuencia de movimiento del soporte de la Posición 3 a la Posición 1. En la figura 4.3.7 se muestran los puntos de intersección para la respuesta de vibración en la dirección horizontal (gráfica superior) y vertical (gráfica inferior) del rotor.

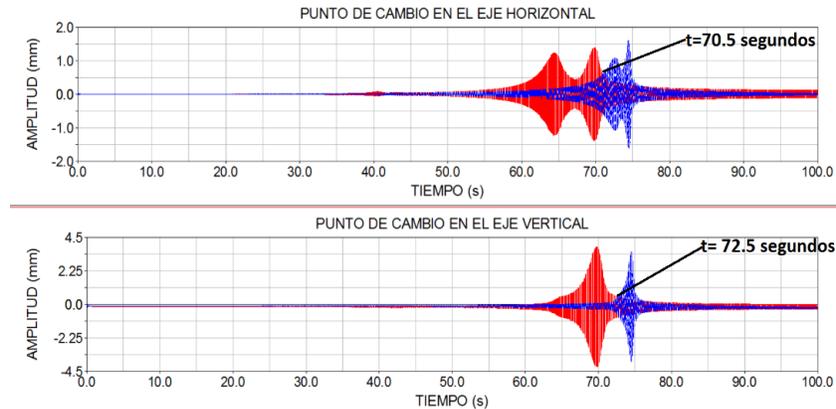


Figura 4.3.7 Tiempo de Cambio de Posición del Soporte.

De acuerdo con la respuesta de vibración que se muestra en la figura 4.3.7, se propone la siguiente secuencia de movimiento del soporte móvil para evitar las resonancias desde que inicia operación el rotor hasta llegar a su velocidad nominal. Como se mencionó anteriormente la secuencia de movimiento del soporte móvil inicia y termina en la Posición 1.

Secuencia de movimiento del soporte móvil

Se puede observar en la respuesta de vibración del rotor de la figura 4.3.7, que la vibración del rotor es prácticamente la misma para la Posición 1 y Posición 3 en los primeros 40 segundos, por tanto al arranque del rotor, este inicia con el soporte móvil en la Posición 1 (respuesta del rotor en color rojo) para evitar las resonancias correspondientes en 2024 rpm y 2239.3 rpm, es necesario que en los primeros 30 segundo iniciar el desplazamiento del soporte móvil de la Posición 1 a la Posición 3 (respuesta del rotor en color azul), ahora para evitar las resonancias correspondientes en 2333.84 rpm y 2399 rpm, el soporte móvil se desplaza de la Posición 3 a la Posición 1 en los puntos de intersección donde $t = 70.5 \text{ s}$ y $t = 72.5 \text{ s}$, tiempos correspondientes a la respuesta de vibración en la dirección horizontal y vertical respectivamente, una vez realizado el movimiento el soporte se mantiene en la Posición 1 hasta llegar a su velocidad nominal.

En la Figura 4.3.8 se muestra la respuesta de vibración resultante a causa de la secuencia de movimientos del soporte móvil del sistema rotor-chumacera. Aquí se puede observar que existe un pico de vibración que sobresale del resto de la gráfica y se debe a la vibración que se genera en el intervalo de tiempo que transcurre durante el

desplazamiento del soporte móvil desde su posición de inicio hasta llegar a su posición final, es decir es una vibración transitoria generada por el movimiento del soporte.

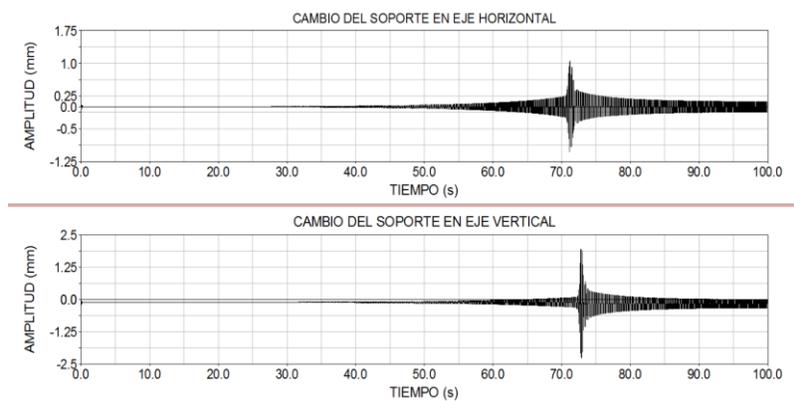


Figura 4.3.8 Respuesta del Sistema con el Control de Posición del Soporte.

En la Figura 4.3.9 se muestra la comparación de la respuesta de vibración para la Posición 1 del soporte móvil (curva color rojo), Posición 2 (curva color azul) y la vibración resultante posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil (curva color negro). Se puede observar que con la secuencia de movimientos propuestos para el soporte móvil, es posible evitar las zonas de resonancia ya que se disminuye las amplitudes de vibración al modificar la rigidez del sistema con los movimientos del soporte móvil. También se puede observar, que se obtiene un mejor resultado cuando los modos de vibración de las diferentes posiciones del soporte móvil están separados (ver gráfica inferior, Figura 4.3.9), en contraste cuando se tiene modos de vibración cercanos se complica disminuir las amplitudes resultantes del rotor.

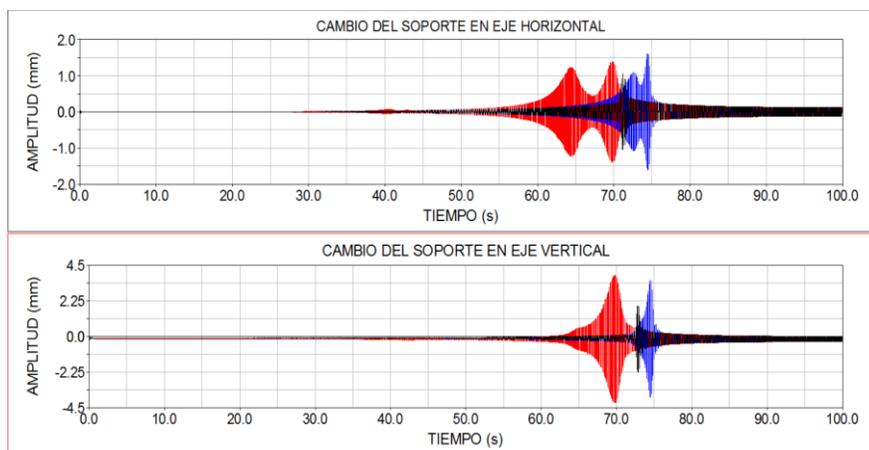


Figura 4.3.9 Comparación de las Frecuencias Naturales vs Control de Posición del Soporte Móvil.

Con la finalidad de disminuir la amplitud de la vibración transitoria generada por el movimiento del soporte, se recomienda aumentar la velocidad de movimiento del soporte móvil, entre más lento sea el movimiento del soporte móvil, las amplitudes de la vibración transitoria se incrementaran.

CAPÍTULO V

SISTEMA ROTOR-CHUMACERA EXPERIMENTAL CON SOPORTE MÓVIL

En este Capítulo se describe el equipo e instrumentación, así como el sistema rotor-chumacera experimental con soporte móvil que se utilizó para el desarrollo de pruebas de laboratorio.

5.1 Rotor Experimental con Chumacera Móvil

El rotor experimental utilizado, se manufacturó a partir de una modificación realizada al rotor experimental ROTOR KIT RK4 de BENTLY NEVADA, un esquema general del sistema rotor-chumacera experimental con chumacera móvil se muestra en la Figura 5.1.1, el rotor consiste de una flecha que puede ser simétrica o asimétrica, dos discos inerciales con una masa de 0.8 kg y dos soportes. La excitación del rotor se produce mediante un motor de corriente continua de 1/10 HP. El motor está acoplado a un variador de velocidad con el que se controla la rotación del rotor, así como la rampa de excitación en un intervalo de 0 a 10,000 rpm. El rotor tiene como característica principal un soporte o chumacera móvil que esta soportado sobre una guía lineal marca OPEN BUILDS que a su vez es accionada por un motor a pasos que proporciona un torque de 0.4 Kg/cm y que desplaza la chumacera móvil a una velocidad de 0.12 m/s. en una longitud de trabajo de 0.1 m.

En el *Apéndice C* se muestra la construcción del prototipo del rotor experimental y las partes que lo componen, así mismo, se describen los accesorios que componen el control de movimiento y la metodología para el control semi-activo del soporte móvil, la programación del control de movimiento se realizó por medio de la plataforma ARDUINO, mientras que la adquisición de datos para el control se realizó con la tarjeta ARDUINO UNO.

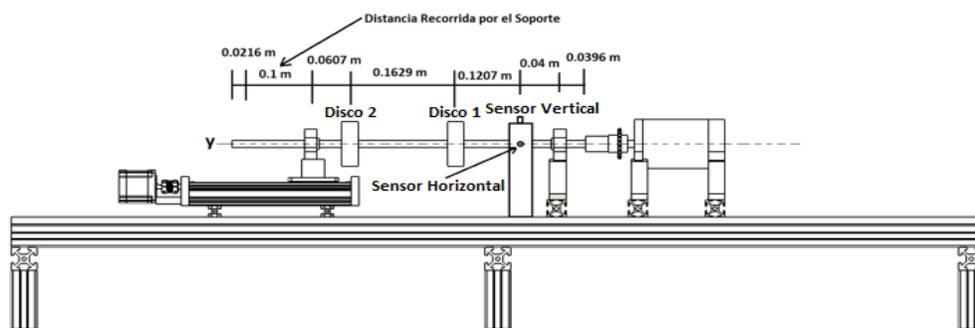


Figura 5.1.1 Esquema del Prototipo experimental.

5.1.2 Rotor Asimétrico

Se realizaron pruebas experimentales con dos flechas con grado de asimetría diferente.

En la Figura 5.1.5 se muestra la geometría y dimensiones de la flecha del rotor asimétrico con grado de asimetría menor.

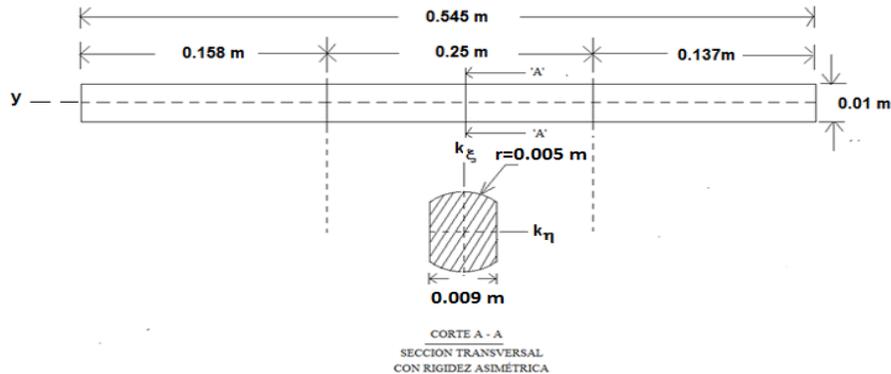


Figura 5.1.5 Flecha Asimétrica con Grado de Asimetría Menor.

De la figura se puede observar que la flecha tiene en la parte central una sección transversal asimétrica que presenta parámetros de rigidez diferente k_ξ y k_η en sus ejes de inercia principales. Asimismo en la Figura 5.1.6 se muestra el esquema general del arreglo experimental del rotor utilizando la flecha con grado de asimetría menor.

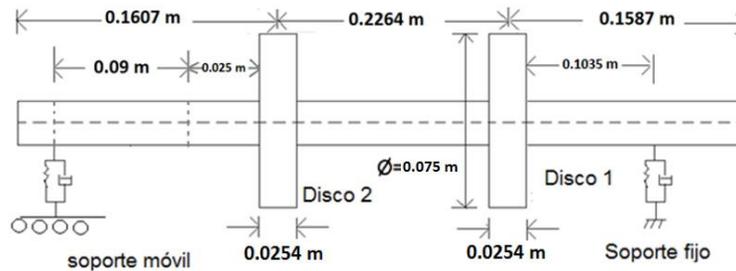


Figura 5.1.6 Arreglo Experimental del Rotor Asimétrico con Flecha con Asimetría Menor.

En la Figura 5.1.7 se muestra la geometría y dimensiones de la flecha del rotor asimétrico con grado de asimetría mayor.

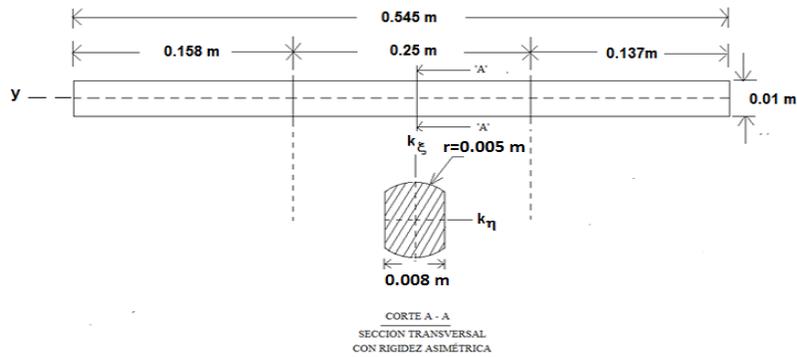


Figura 5.1.7 Flecha Asimétrica con Grado de Asimetría Mayor.

De la figura se puede observar que la flecha tiene en la parte central una sección transversal asimétrica que presenta parámetros de rigidez diferente k_{ξ} y k_{η} en sus ejes de inercia principales. Asimismo, en la Figura 5.1.8 se muestra el esquema general del arreglo experimental del rotor utilizando la flecha con grado de asimetría mayor.

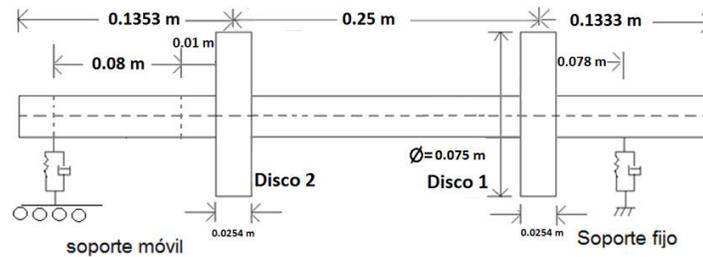


Figura 5.1.8 Arreglo Experimental del Rotor Asimétrico con Flecha con Asimetría Mayor.

Por otra parte, en la Figura 5.1.9 se muestra la configuración de los discos inerciales con la sección transversal de las flechas asimétricas, donde la posición 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 a 90° del Sensor 1. El giro del rotor es en sentido de las manecillas del reloj.

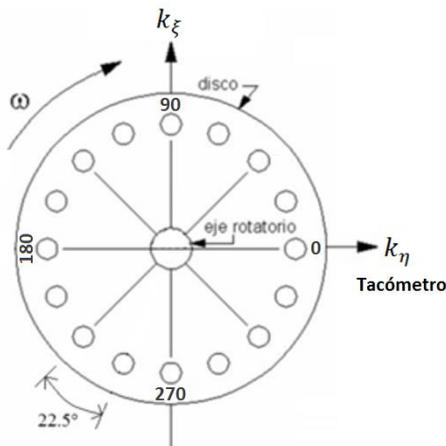


Figura 5.1.9 Configuración del Disco Inercial con Respecto a las Flechas Asimétricas.

5.2 Equipo e Instrumentación del Laboratorio

En el análisis de vibraciones mediante técnicas experimentales es común caracterizar el sistema vibratorio para conocer sus frecuencias naturales y formas modales, para lo anterior es necesario conocer el efecto que una fuerza de excitación (impacto) provoca en la respuesta vibratoria del sistema.

La instrumentación y equipo utilizado para determinar las formas modales y frecuencias naturales de los rotores experimentales simétrico y asimétrico, se describe a continuación:

Martillo de impacto (*Hammer Impact*): marca Kistler, modelo 9722A 2000.

Amplificador de señal *Power Supply/Couple*: marca Kistler de 4 canales, entradas y salidas BNC y ganancia de 1, 10 y 100.

Sensor de aceleración o acelerómetro: marca Kistler, tipo 8632C50, rango de medición 50 g y sensibilidad de 99.8 mV/g.

Tarjeta de adquisición de datos: NI-DAQmx-USB-6009, con 8 entradas analógicas y 8 digitales.

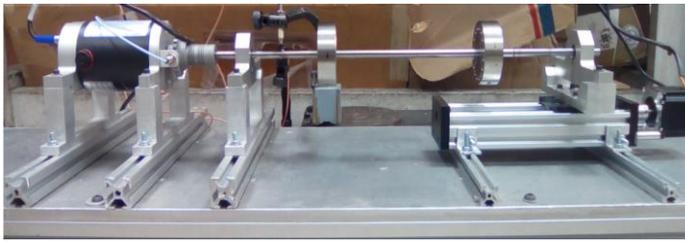
Software LabVIEW 2013: aplicación de Impact Test (DAQmx).

Para la caracterización del sistema rotodinámico, se utilizó una función de transferencia que relaciona la fuerza de excitación “F” con la respuesta del sistema “R”, donde la respuesta del rotor puede expresarse en términos de parámetros de vibración como desplazamiento, velocidad o aceleración. En la tabla 5.2.1 se muestran las diferentes funciones de transferencia en función del parámetro de vibración.

Tabla 5.2.1 Funciones de Transferencia.

Parámetros de Respuesta “R”	Relación $\left(\frac{R}{F}\right)$	Relación $\left(\frac{F}{R}\right)$
DESPLAZAMIENTO	• Receptancia	• Rigidez Dinámica
	• Admitancia	
	• Complianza Dinámica	
	• Flexibilidad Dinámica	
VELOCIDAD	• Movilidad	• Impedancia Mecánica
ACELERACIÓN	• Inertancia • Acelerancia	• Masa Dinámica

De acuerdo con la Tabla 5.2.1, en el presente Proyecto para la caracterización del rotor, se utilizó la función de transferencia “Acelerancia”. En la Figura 5.2.1 se muestra la fotografía de los diferentes equipos utilizados.



a)



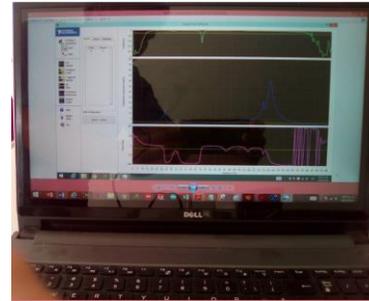
b)



c)



d)



e)

Figura 5.2.1 Equipo de laboratorio: a) Rotor experimental , b) Martillo de impacto, c) Amplificador y acoplador para acelerómetros, d) Tarjeta NI-DAQmx-USB-6009, e) Computadora Personal.

Asimismo, para la adquisición de datos de la respuesta vibratoria del sistema rotodinámico (diagramas de bode de amplitud y fase) se utilizaron sensores de desplazamiento relativo con una sensibilidad de 200 milivolts por milésima de pulgada, marca Bently Nevada, los sensores fueron montados en posición horizontal (sensor 1) y vertical (sensor 2) sobre la flecha del rotor, cada sensor fue conectado a un oscilador demodulador (proximitor). En la Figura 5.1.2 se muestra la configuración de los discos inerciales con la posición de los sensores en la flecha del rotor, donde el sensor 1 coincide con la posición de 0° , el giro del rotor es en sentido contrario a las manecillas del reloj.

En la figura 5.2.2 se muestra la fotografía de los desplazómetros, así como la del oscilador demodulador.



a)



b)

Figura 5.2.2 a) Sensor de Desplazamiento, b) Proximitor.

CAPÍTULO VI

RESULTADOS EXPERIMENTALES EN EL SISTEMA ROTOR-CHUMACERA MÓVIL SIMÉTRICO

En este Capítulo se presentan las pruebas y resultados de laboratorio del comportamiento dinámico de un sistema rotor-chumacera simétrico con chumacera móvil. El objetivo de la chumacera móvil es modificar la longitud efectiva del sistema y como consecuencia la rigidez del rotor. El control de la rigidez dinámica se basa en un análisis de la respuesta de vibración del rotor en el tiempo o frecuencia, control de velocidad así como el uso de rampas de excitación de tipo lineal con el objetivo de evadir las amplitudes de vibración en condiciones de resonancia mientras el sistema rotatorio pasa a través de una velocidad crítica.

6.1 Caracterización del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Simétrico

Para caracterizar el sistema rotor-chumacera simétrico con chumacera móvil, se determinó de forma experimental las formas modales y frecuencias naturales del rotor. Para la caracterización el rotor se discretizó en 19 nodos y se realizó para tres posiciones diferentes de la chumacera móvil, las cuales se denotan de la forma siguiente: Posición 1- chumacera en el nodo 19, Posición 2- Chumacera en el nodo 17 y Posición 3 - Chumacera en el nodo 15.

Las características y configuración del rotor se muestran en la Sección 5.1.1 del Capítulo V. En la Tabla 6.1.1 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo del rotor, tomando como origen el soporte fijo del rotor.

La función de respuesta (FRF's) utilizada para la obtención de las formas modales del rotor experimental fue la "acelerancia", ver Capítulo V, sección 5.2.

Para caracterizar el sistema, se eligió el nodo 2, como punto de golpeo, y se colocó el acelerómetro en los nodos restantes, iniciando en el nodo 1 hasta el nodo 19.

Tabla 6.1.1 Distancias de cada nodo en el rotor.

Número del nodo	Distancia [cm.]
Soporte fijo	0
1	2.1
2	4.2
3	6.3
4	9.67
5	11.6
6	15.34
7	17.54
8	19.74
9	21.94
10	24.14
11	26.34
12	28.54
13	30.74
14	34.21
15	38.48
16	40.98
17	43.48
18	45.98
Soporte móvil	48.48

6.1.1 Discretización del Rotor, Posición 1

En la Figura 6.1.1 se muestra un esquema de la discretización del rotor experimental, donde se puede observar la posición nodal del soporte móvil (nodo 19). En la Tabla 6.1.1 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo tomando como origen el soporte fijo del rotor.

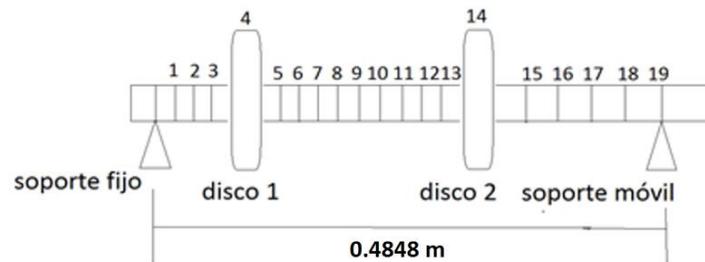


Figura 6.1.1 Discretización del rotor. Soporte Móvil en Posición 1.

En las Tablas 6.1.2 y 6.1.3 se muestran los datos obtenidos de las FRF's, los datos de Tabla 6.1.2 corresponde a la primera y segunda frecuencia natural del rotor, mientras que los datos de la Tabla 6.1.3 corresponde a la tercera y cuarta frecuencia natural del rotor. En estas, se muestra la amplitud de vibración (Respuesta/Fuerza), frecuencia natural y el signo correspondiente a la fase para cada forma modal. En las Tablas 6.1.2 y 6.1.3, los signos de la fase representan un cambio en la dirección de la amplitud de la función de transferencia, de tal manera que entre dos puntos consecutivos con signos contrarios en la fase existe un punto nodal, en el cual no hay desplazamiento con respecto al centro de giro.

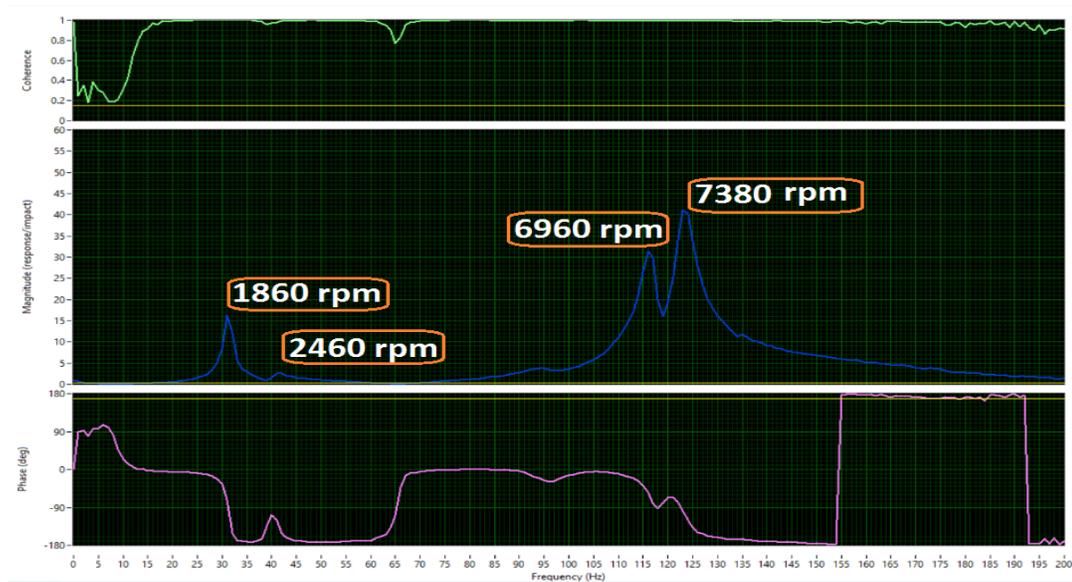
Por otra parte, en la Figura 6.1.2 se presentan las FRF's obtenidas para diferentes nodos del rotor, en éstas se muestran los espectros de vibración (Respuesta/Impacto), la fase correspondiente, así como la coherencia de las mediciones realizadas, cabe aclarar que los valores de coherencia obtenidos para todos los nodos fue superior de 0.9.

Tabla 6.1.2 Valores de las FRF's, Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 1.

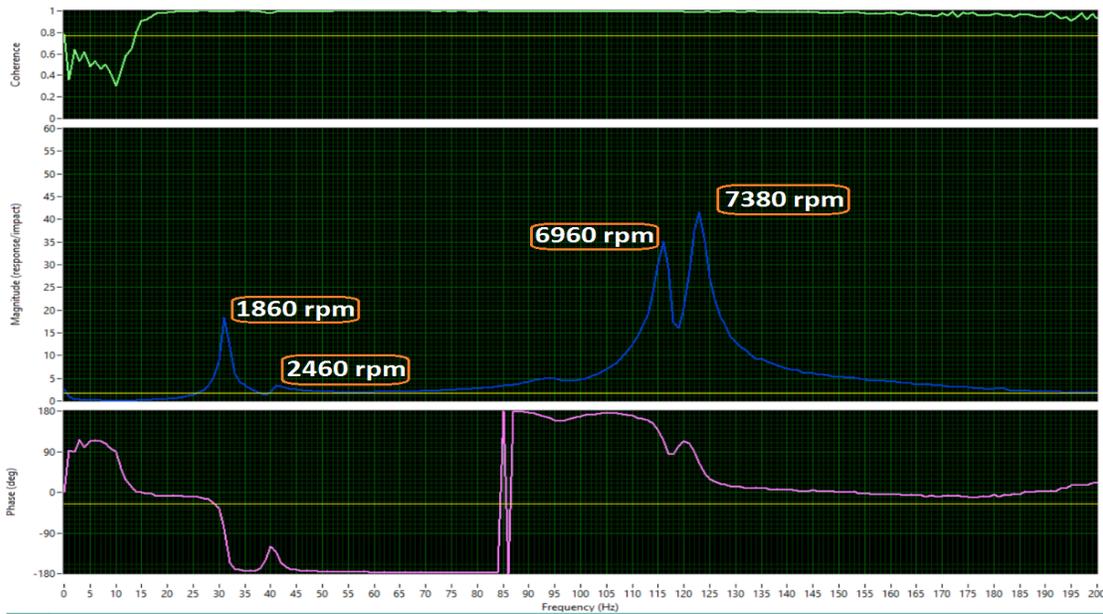
Nodo #	1er Frecuencia Natural			2da Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	31	-	0	41	-
1	9	31	-	0.5	41	-
2	Nodo de Golpoeo					
3	13	31	-	1	41	-
4	15	31	-	2	41	-
5	16	31	-	2.5	41	-
6	19	31	-	3	41	-
7	21	31	-	3.5	41	-
8	22	31	-	4	41	-
9	22	31	-	5	41	-
10	22	31	-	5.5	41	-
11	22	31	-	5	41	-
12	21	31	-	4	41	-
13	20	31	-	3.5	41	-
14	18	31	-	3	41	-
15	14	31	-	2.5	41	-
16	11	31	-	2	41	-
17	9	31	-	1	41	-
18	7	31	-	1	41	-
19	0	31	-	0	41	-

Tabla 6.1.3 Valores de las FRF's, Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 1.

Nodo #	3ra Frecuencia Natural			4ta Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	116	-	0	123	-
1	10	116	-	-11	123	-
2	Nodo de Golpeo					
3	23	116	-	-29	123	-
4	28	116	-	-38	123	-
5	32	116	-	-41	123	-
6	28	116	-	-38	123	-
7	23	116	-	-30	123	-
8	14	116	-	-18	123	-
9	4	117	-	-5	124	-
10	8	116	+	10	123	+
11	19	116	+	25	123	+
12	30	116	+	37	123	+
13	35	116	+	39	123	+
14	35	116	+	42	123	+
15	32	116	+	34	123	+
16	25	116	+	24	123	+
17	19	116	+	14	123	+
18	18	116	+	13	123	+
19	0	116	+	0	123	+



a) Nodo 5



b) Nodo 14

Figura 6.1.2 FRF's Rotor Simétrico con Soporte Móvil, Posición 1.

De la Figura 6.1.2 se puede observar que en el intervalo de frecuencias de 0 a 200 Hz se presentan cuatro frecuencias naturales en el rotor las cuales se localizan en $\omega_{n_1} = 31 \text{ Hz}$ (1860 rpm) , $\omega_{n_2} = 41 \text{ Hz}$ (2460 rpm) , $\omega_{n_3} = 116 \text{ Hz}$ (6960 rpm) y $\omega_{n_4} = 123 \text{ Hz}$ (7380 rpm) respectivamente.

En la Figura 6.1.3 se muestran las formas modales obtenidas de los datos de las FRF's presentados en las Tablas 6.1.2 y 6.1.3.

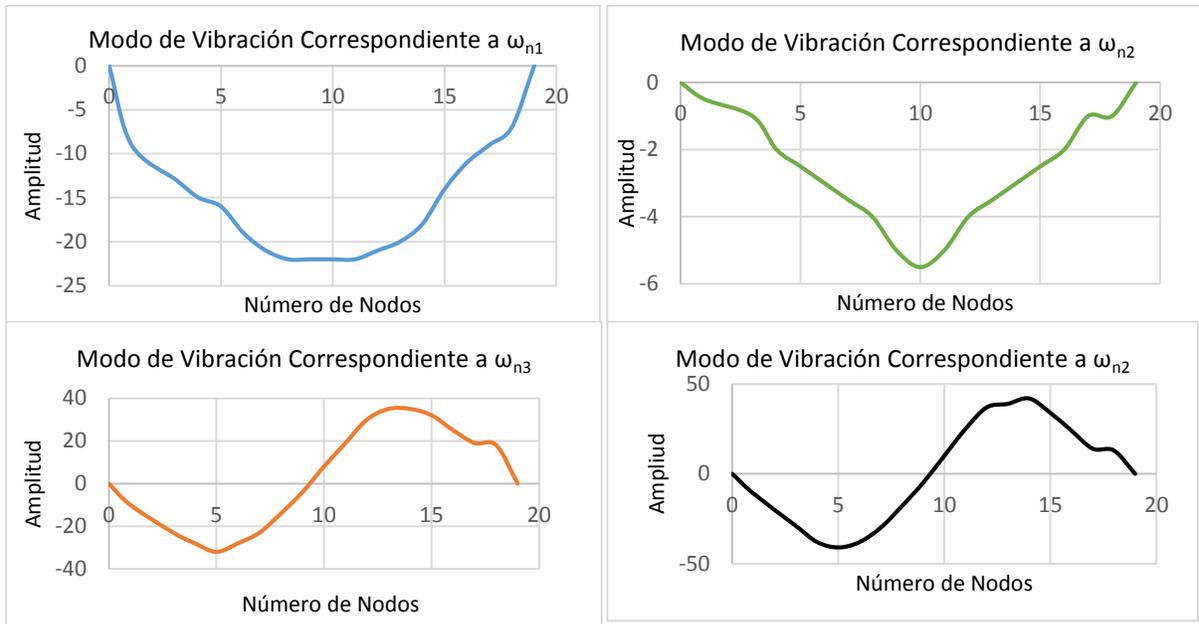


Figura 6.1.3 Modos de Vibración Rotor Simétrico con Soporte Móvil, Posición 1.

De la Figura 6.1.3 se observa que la primera y segunda frecuencia natural le corresponde al primer modo de vibración para la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente, mientras que la tercera y cuarta frecuencia natural corresponden al segundo modo de vibración en la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente.

6.1.2 Discretización del Rotor, Posición 2

En la Figura 6.1.4 se muestra un esquema de la discretización del rotor experimental, donde se puede observar la posición nodal del soporte móvil (nodo 17). En la Tabla 6.1.4 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo tomando como origen el soporte fijo del rotor.

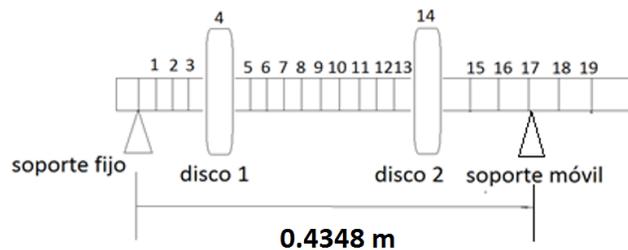


Figura 6.1.4 Discretización del Rotor. Soporte Móvil en Posición 2.

En las Tablas 6.1.4 y 6.1.5 se muestran los datos obtenidos de las FRF's, los datos de Tabla 6.1.4 corresponde a la primera y segunda frecuencia natural del rotor, mientras que los datos de la Tabla 6.1.5 corresponde a la tercera y cuarta frecuencia natural del rotor. En estas, se muestra la amplitud de vibración (Respuesta/Fuerza), frecuencia natural y el signo correspondiente a la fase para cada forma modal. En las Tablas 6.1.4 y 6.1.5, los signos de la fase representan un cambio en la dirección de la amplitud de la función de

transferencia, de tal manera que entre dos puntos consecutivos con signos contrarios en la fase existe un punto nodal, en el cual no hay desplazamiento con respecto al centro de giro.

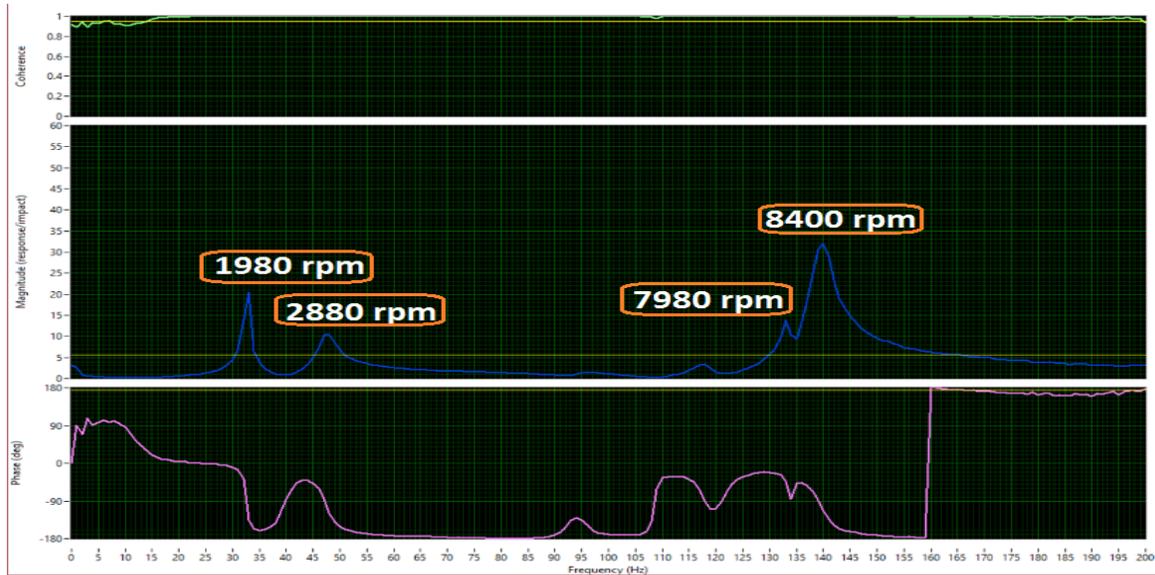
Tabla 6.1.4 Valores de las FRF's, Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 2.

Nodo #	1er Frecuencia Natural			2da Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	33	-	0	47	-
1	12	33	-	1	47	-
2	Nodo de Gopleo					
3	14	33	-	4	47	-
4	16	33	-	6	47	-
5	18	33	-	8	47	-
6	19	33	-	10	47	-
7	20	33	-	11	48	-
8	20.5	33	-	11	48	-
9	21	33	-	11	48	-
10	22	33	-	11	48	-
11	20	33	-	10	48	-
12	18	33	-	8	48	-
13	15	33	-	6	48	-
14	14	33	-	5	48	-
15	12	33	-	1	48	-
16	6	33	-	3	48	-
17	0	33	-	0	47	+
18	4	33	-	5	47	+
19	4	33	-	5	47	+

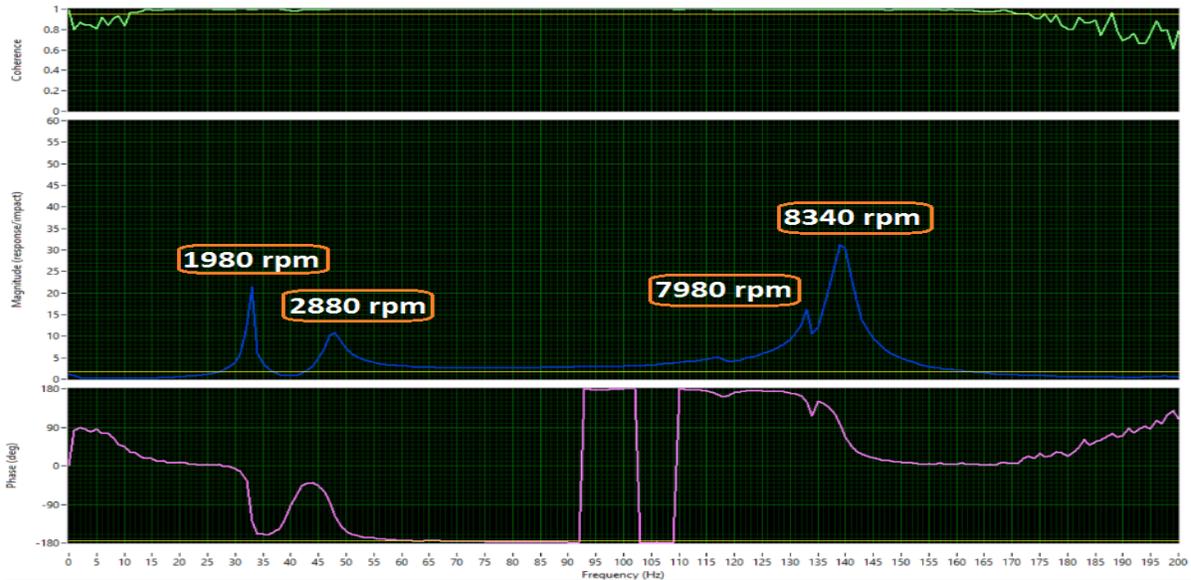
Tabla 6.1.5 Valores de las FRF's, Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 2.

Nodo #	3ra Frecuencia Natural			4ta Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	140	-	0	140	-
1	10	140	-	16	140	-
2						
3	22	140	-	40	140	-
4	25	140	-	52	140	-
5	27	140	-	53	140	-
6	22	140	-	49	140	-
7	14	140	-	32	140	-
8	5	140	-	13	140	-
9	6	139	+	10	139	+
10	26	139	+	31	139	+
11	32	139	+	53	139	+
12	30	139	+	64	139	+
13	22	139	+	56	139	+
14	15	139	+	45	139	+
15	5	139	+	27	139	+
16	5	139	+	16	139	+
17	0	139	-	0	139	-
18	5	139	-	38	139	-
19	15	139	-	38	139	-

Por otra parte, en las Figura 6.1.5 se presentan las FRF's obtenidas para diferentes nodos del rotor, en éstas se muestran los espectros de vibración (Respuesta/Impacto), la fase correspondiente, así como la coherencia de las mediciones realizadas, cabe aclarar que los valores de coherencia obtenidos para todos los nodos fue superior de 0.9.



a) Nodo 7



b) Nodo 10

Figura 6.1.5 FRF's Rotor Simétrico con Soporte Móvil, Posición 2.

De la Figura 6.1.5 se puede observar que en el intervalo de frecuencias de 0 a 200 Hz se presentan cuatro frecuencias naturales en el rotor y se localizan en $\omega_{n_1} = 33 \text{ Hz}$ (1980 rpm) , $\omega_{n_2} = 48 \text{ Hz}$ (2880 rpm) , $\omega_{n_3} = 133 \text{ Hz}$ (7980 rpm) y $\omega_{n_4} = 140 \text{ Hz}$ (8400 rpm) respectivamente.

En la Figura 6.1.6 se muestran las formas modales obtenidas de los datos de las FRF's presentados en las Tablas 6.1.4 y 6.1.5.

De la Figura 6.1.6 se observa que la primera y segunda frecuencia natural le corresponde al primer modo de vibración para la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente, mientras que la tercera y cuarta frecuencia natural corresponden al segundo modo de vibración en la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente.

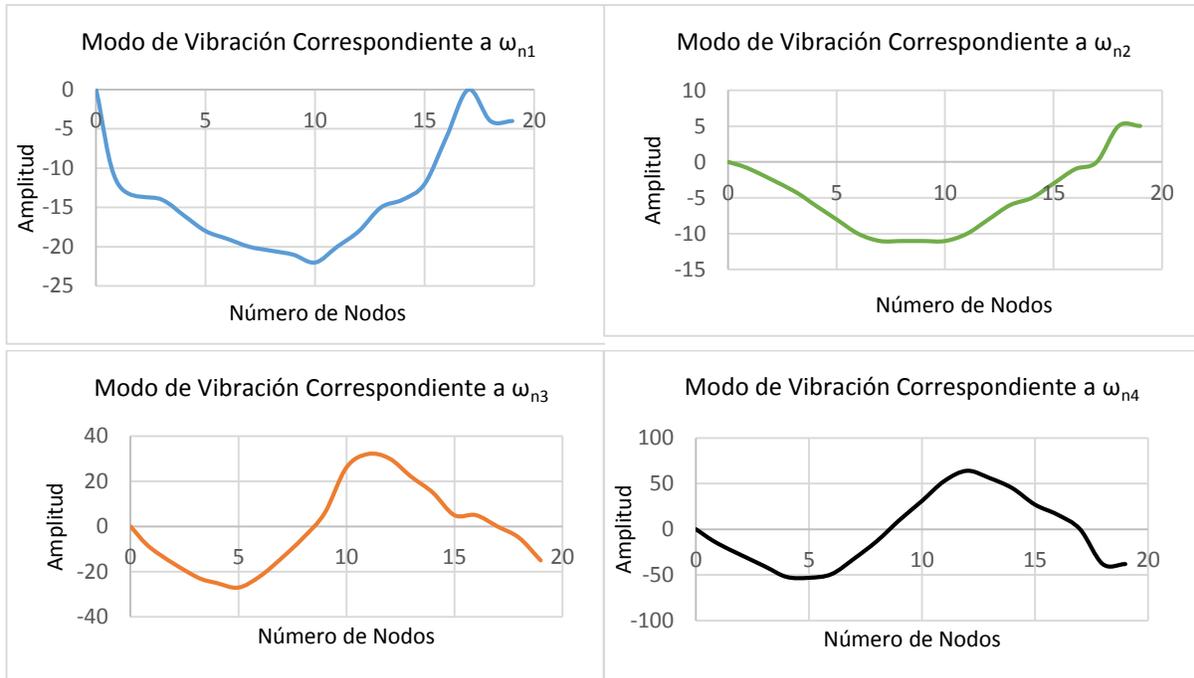


Figura 6.1.6 Modos de Vibración Rotor Simétrico con Soporte Móvil, Posición 2.

6.1.3 Discretización del Rotor, Posición 3

En la Figura 6.1.7 se muestra un esquema de la discretización del rotor experimental, donde se puede observar la posición nodal del soporte móvil (nodo 15). En la Tabla 6.1.6 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo tomando como origen el soporte fijo del rotor.

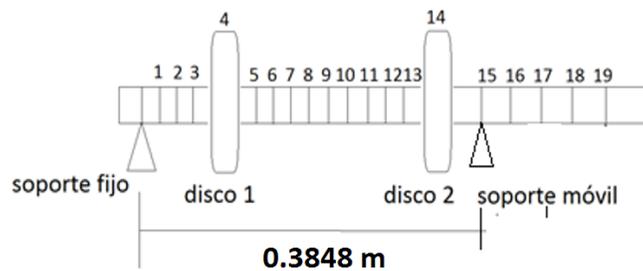


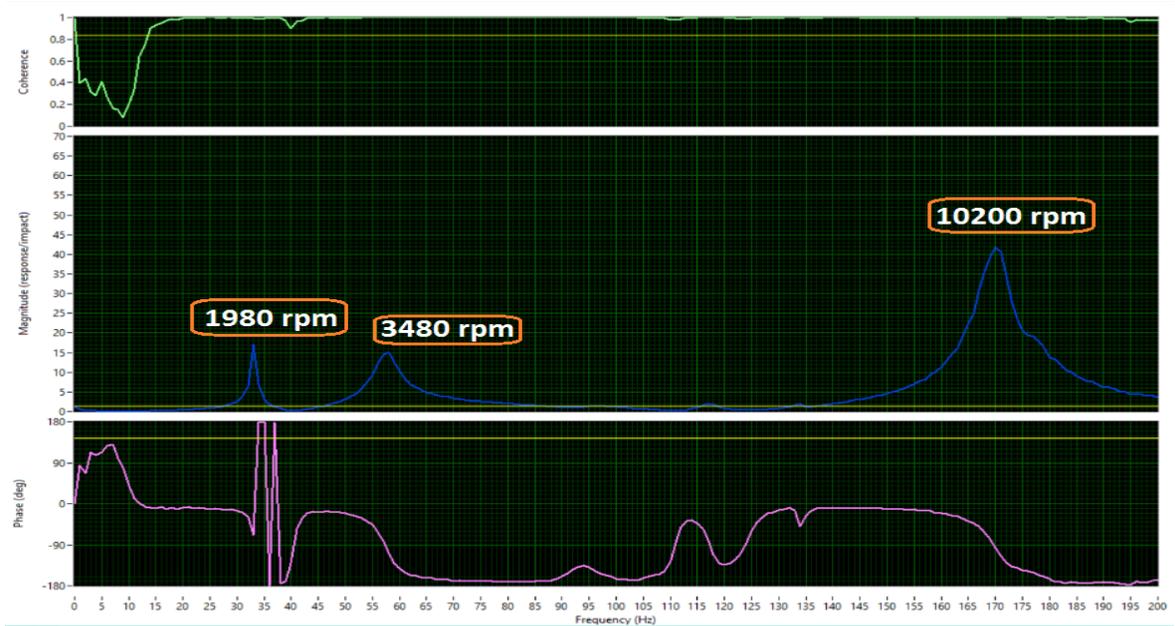
Figura 6.1.7 Discretización del rotor. Soporte Móvil en Posición 3.

En la Tabla 6.1.6 se muestran los datos obtenidos de las FRF's, que corresponden a la primera, segunda y tercera frecuencia natural del rotor. En esta, se muestra la amplitud de vibración (Respuesta/Fuerza), frecuencia natural y el signo correspondiente a la fase para cada forma modal. En la Tablas 6.1.6, los signos de la fase representan un cambio en la dirección de la amplitud de la función de transferencia, de tal manera que entre dos puntos consecutivos con signos contrarios en la fase existe un punto nodal, en el cual no hay desplazamiento con respecto al centro de giro.

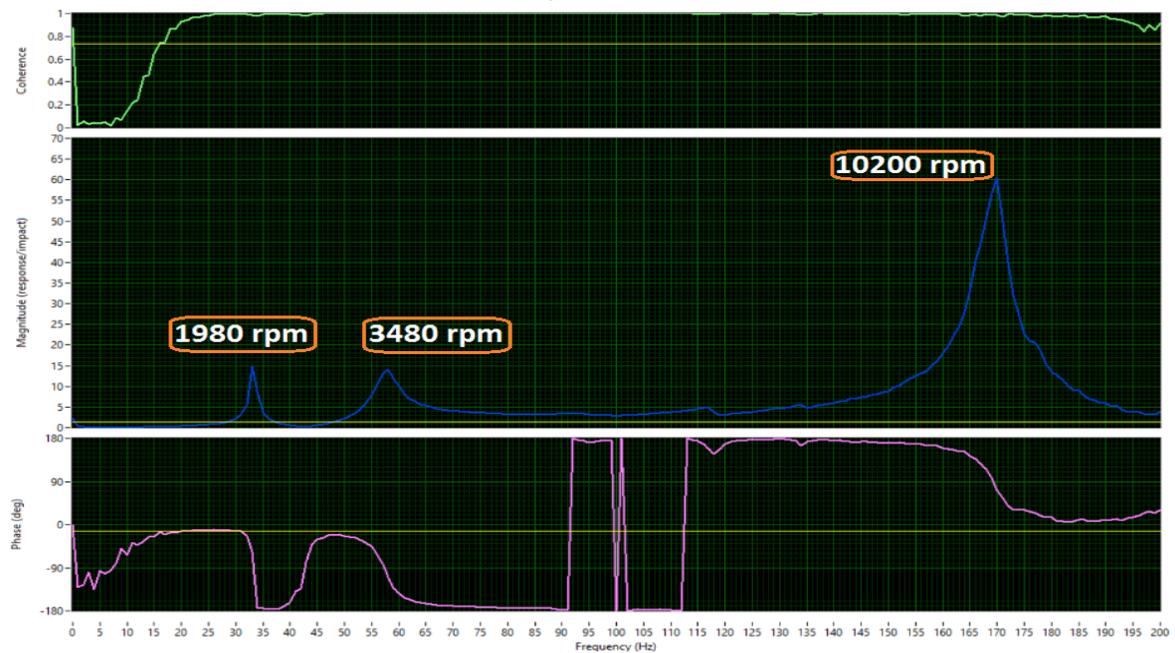
Tabla 6.1.6 Valores de las FRF's, pruebas de impacto, Soporte Móvil en Posición 3.

Nodo #	1er Frecuencia Natural			2da Frecuencia Natural			3ta Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase (signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase (signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase (signo)
0	0	33	-	0	57	-	0	170	-
1	12	33	-	2	57	-	16	169	-
2	Nodo de Golpeo								
3	14	33	-	9	57	-	35	170	-
4	14	33	-	12	58	-	42	170	-
5	17	33	-	15	58	-	42	170	-
6	17	33	-	17	58	-	32	170	-
7	17	33	-	18	57	-	15	170	-
8	16	33	-	18	58	-	6	169	+
9	16	33	-	17	58	-	26	170	+
10	16	33	-	15	58	-	42	170	+
11	15	33	-	14	58	-	60	170	+
12	15	33	-	14	58	-	60	170	+
13	12	33	-	5	58	-	36	170	+
14	7	33	-	4	58	-	12	170	+
15	0	33	-	0	58	+	0	170	-
16	6	33	-	8	58	+	35	170	-
17	5	33	-	11	58	+	59	170	-
18	5	33	-	16	58	+	96	170	-
19	5	33	-	16	58	+	96	170	-

Por otra parte, en la Figura 6.1.8 se presentan las FRF's obtenidas para diferentes nodos del rotor, en éstas se muestran los espectros de vibración (Respuesta/Impacto), la fase correspondiente, así como la coherencia de las mediciones realizadas, cabe aclarar que los valores de coherencia obtenidos para todos los nodos fue superior de 0.9.



a) Nodo 5



b) Nodo 11

Figura 6.1.8 FRF's Rotor Simétrico con Soporte Móvil, Posición 3.

De la Figura 6.1.8 se puede observar que en el intervalo de frecuencias de 0 a 200 Hz se presentan tres frecuencias naturales en el rotor y se localizan en $\omega_{n_1} = 33 \text{ Hz}$ (1,980 rpm) , $\omega_{n_2} = 58 \text{ Hz}$ (3,480 rpm) , $\omega_{n_3} = 170 \text{ Hz}$ (10,200 rpm) respectivamente.

En la Figura 6.1.9 se muestran las formas modales obtenidas de los datos de las FRF's presentados en la Tabla 6.1.6.

De la Figura 6.1.9 se observa que la primera y segunda frecuencia natural le corresponde al primer modo de vibración para la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente, mientras que la tercera y cuarta frecuencia natural corresponden al segundo modo de vibración en la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente.

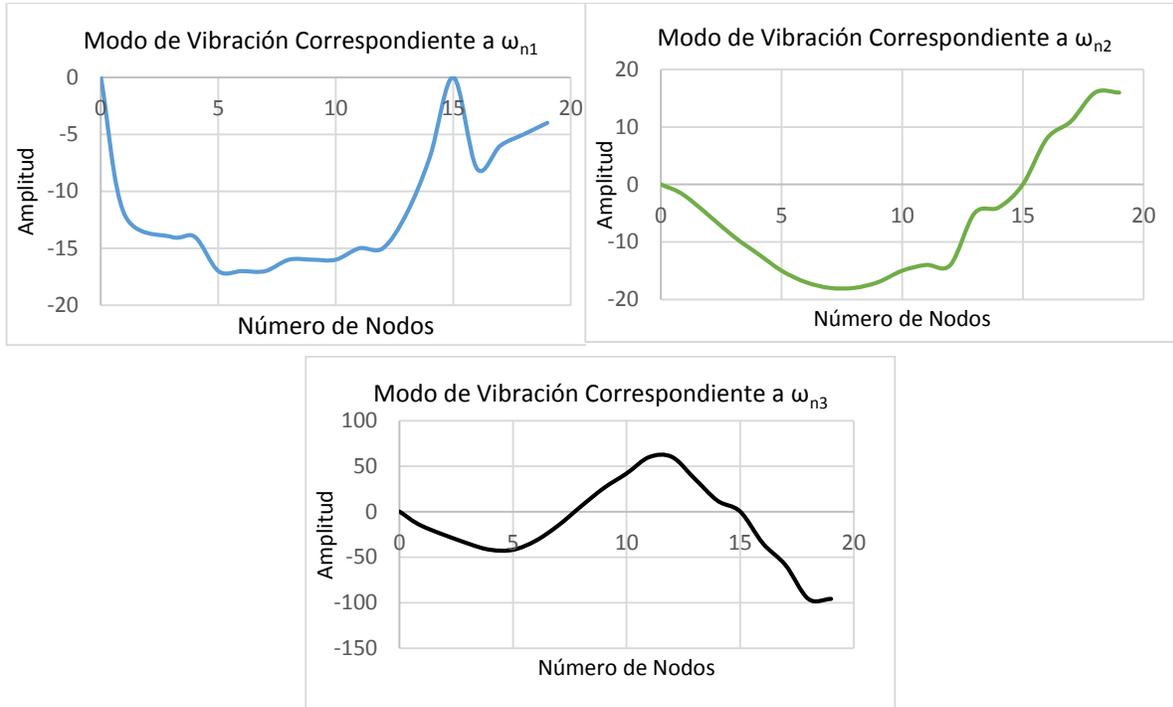


Figura 6.1.9 Modos de Vibración Rotor Simétrico con Soporte Móvil, Posición 2.

6.2 Análisis de la Respuesta Vibratoria del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Simétrico

En esta sección se analiza la respuesta experimental de vibración a causa de una masa de desbalance para un sistema rotor simétrico-chumacera considerando una chumacera móvil en el sistema. En la Figura 6.2.1 se muestra un esquema de la configuración del rotor experimental. Para el análisis se consideró una longitud de trabajo de la chumacera móvil de 10 cm, donde la longitud más larga del rotor corresponde a la posición 1 de la chumacera, la longitud más corta del rotor corresponde a la posición 3 de la chumacera, mientras que la longitud media entre la posición 1 y 3, corresponde a la posición 2 de la chumacera. En la Sección 5.1.1, Capítulo V, se muestra el arreglo experimental del rotor utilizado que consta de dos discos inerciales, una flecha simétrica, así como un soporte fijo y uno móvil.

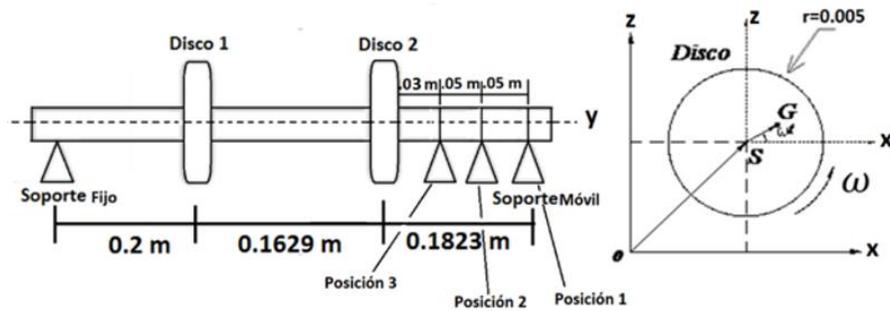
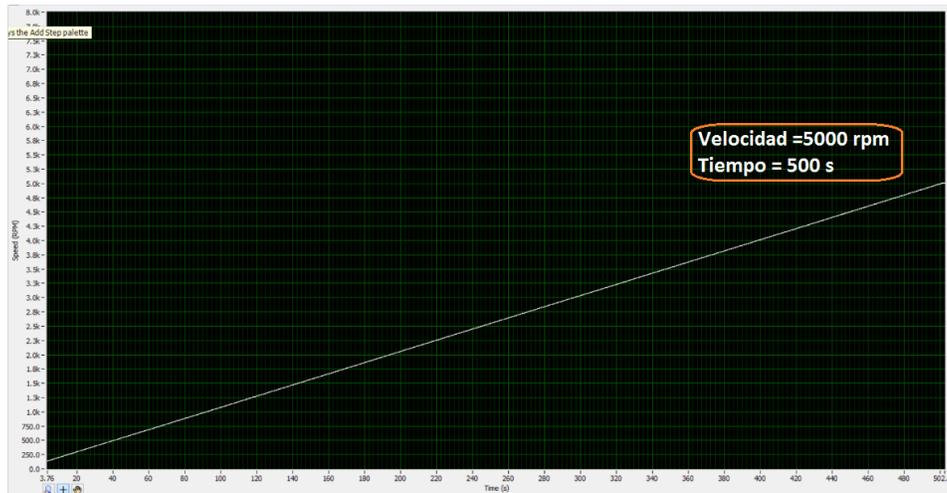


Figura 6.2.1 Configuración del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Simétrico Experimental.

Para la respuesta de vibración del rotor experimental, se consideró una rampa de excitación de tipo lineal, y se analizó la respuesta del rotor para dos casos diferentes de aceleración angular $\alpha = 1 \text{ rad/s}^2$ y $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$.



a)



b)

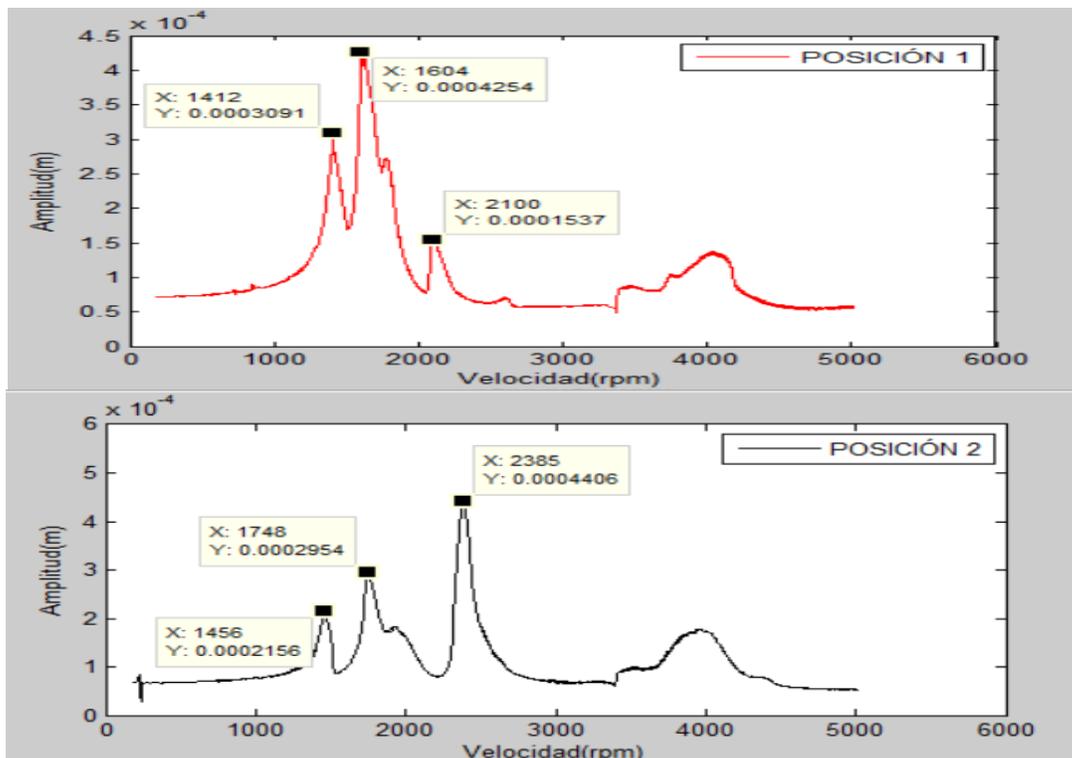
Figura 6.2.2 Rampa de Excitación a) $\alpha = 1 \text{ rad/s}^2$, b) $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$.

En la Figura 6.2.2 se muestran las rampas de excitación de tipo lineal para los caso donde $\alpha = 1 \text{ rad/s}^2$ y $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$. De la Figura 6.2.2 se puede observar que cuando la aceleración angular es $\alpha = 1 \text{ rad/s}^2$ el rotor alcanza su velocidad nominal de 5000 rpm en un tiempo de 500 s (8.33 min), en contraste cuando $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$ el rotor alcanza su velocidad nominal de 6000 rpm en 150 s (2.5 min).

Para el análisis de la respuesta de vibración del rotor, se consideró la resultante de la respuesta de vibración que corresponde a la raíz de la suma de los cuadrado de la respuesta de vibración en la dirección horizontal y vertical respectivamente.

6.2.1 Respuesta del Sistema con Rampas de Excitación de Tipo Lineal, $\alpha = 1 \text{ rad/s}^2$

En la Figura 6.2.3 se muestra la resultante de la respuesta de vibración del rotor correspondiente a una rampa de excitación de tipo lineal con una aceleración angular de $\alpha = 1 \text{ rad/s}^2$ para las tres posiciones de la chumacera móvil en el rotor.



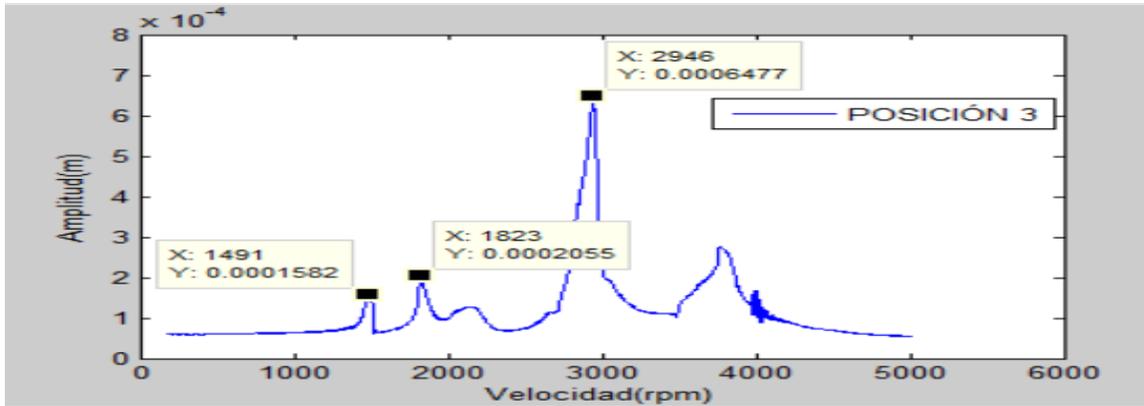
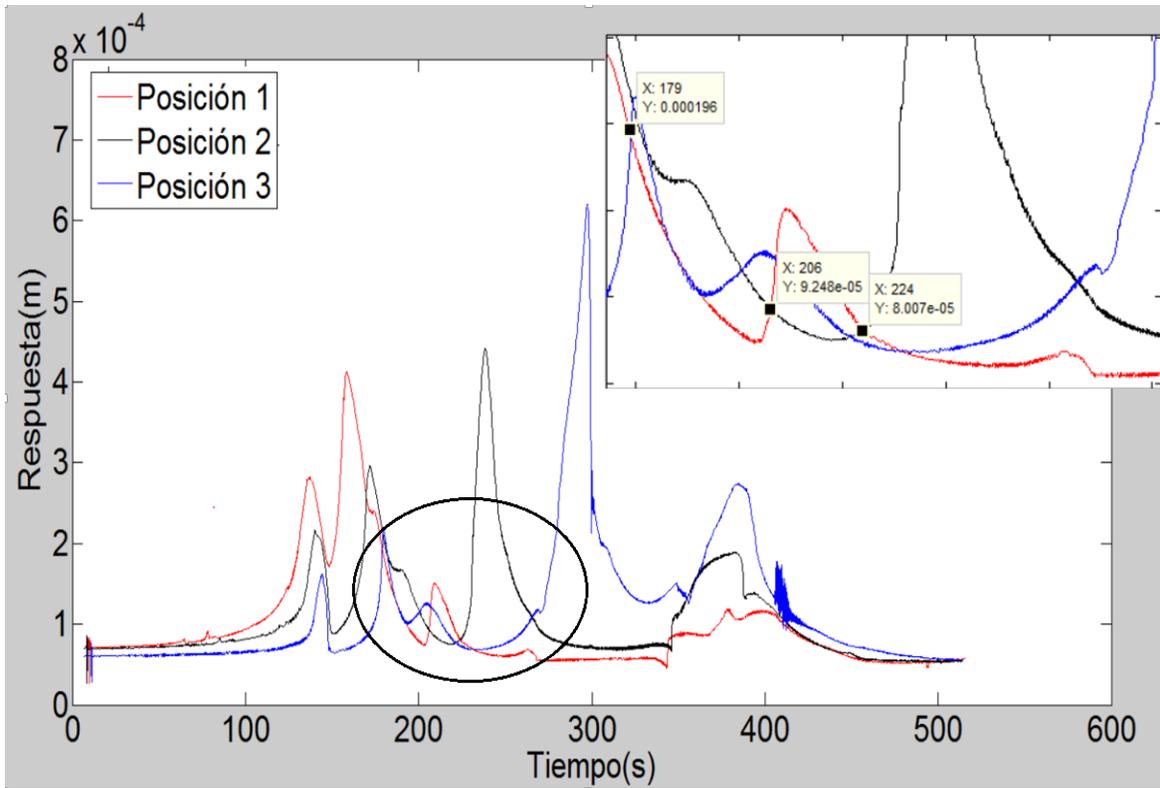


Figura 6.2.3 Resultante de la Respuesta de Vibración. Rotor Simétrico con $\alpha = 1 \text{ rad/s}^2$.

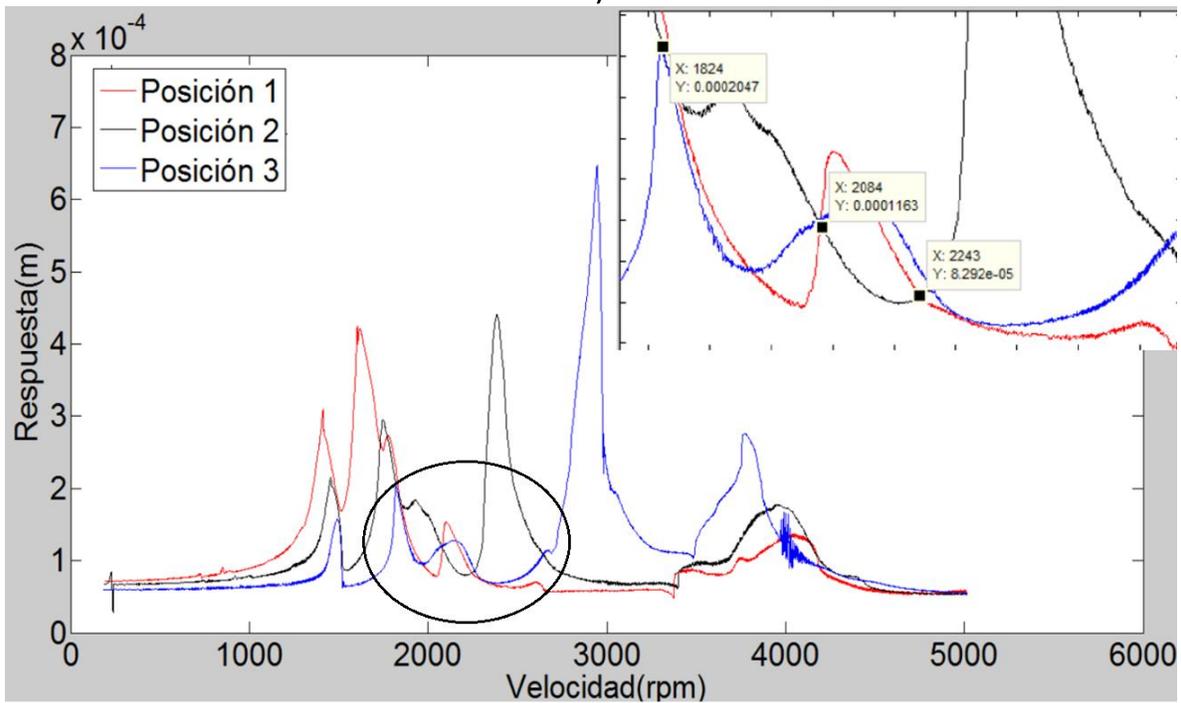
En la gráfica de las Figuras 6.2.3 la respuesta de vibración en color rojo corresponde a la Posición 1 de la chumacera, la de color negro a la Posición 2, mientras que la de color azul corresponde a la Posición 3 de la chumacera. Se puede observar que cuando la chumacera se encuentra en la Posición 1, la frecuencia natural es menor que cuando la chumacera se encuentra en la Posición 2 y 3, esto a causa de que la rigidez del sistema es menor, conforme se acorta la longitud del rotor Posición 2 y 3 de la chumacera respectivamente, la rigidez del rotor aumenta, lo que genera que las frecuencias naturales correspondientes también se incrementen.

Con el objetivo de no balancear el sistema y pasar sin problemas las frecuencias naturales en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, se considera las tres posiciones de la chumacera móvil para establecer una secuencia de movimiento, lo que permite llevar el rotor desde su velocidad inicial (0 rpm) hasta su velocidad de operación (5000 rpm) pasando por la resonancia sin exponer al rotor a fallas por problemas de vibración. Para lo anterior, la Posición 1 de la chumacera corresponde con la configuración original de trabajo del rotor, por lo que cualquier secuencia de movimiento de la chumacera móvil iniciará y terminará con la chumacera móvil en la Posición 1.

Para determinar la secuencia de movimiento del soporte móvil, se analizan la respuesta de vibración del rotor de la Figura 6.2.3, para esto, se sobreponen las gráficas de la Figura 6.2.3 y en un mismo gráfico y se localiza el punto de intersección de las tres respuestas de vibración correspondientes a las tres posiciones diferentes de la chumacera móvil en el rotor. El punto de intersección localizado corresponde al tiempo el cual se iniciará la secuencia de movimiento del soporte. En la Figura 6.2.4 se muestran los puntos de intersección para la resultante de la respuesta de vibración del rotor en función del tiempo (Figura 6.2.4a) y de la velocidad del rotor (Figura 6.2.4b).



a)



b)

Figura 6.2.4 Respuesta de Vibración. Posición 1, Posición 2 y Posición 3 Soporte Móvil con $\alpha = 1 \text{ rad/s}^2$. a) en Función del Tiempo (s), b) en Función de la Velocidad (rpm).

Las intersecciones de los diagramas de bode correspondientes a las diferentes posiciones de la chumacera móvil, se consideran puntos de cambio de la chumacera móvil para modificar la rigidez del sistema en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, pasando por las diferentes frecuencias naturales sin tener problemas de vibración excesiva.

En la Figura 6.2.5 se muestran los puntos seleccionados para la secuencia de movimiento de la chumacera móvil. En la Tabla 6.2.1 se presentan los valores de los tiempos donde se realizaron los cambios de posición de la chumacera móvil.

Tabla 6.2.1 Trayectorias del Soporte y Tiempos de Cambio, $\alpha = 1 \text{ rad/s}^2$

Trayectoria	Tiempo de cambio (s)	Velocidad del punto de cambio (RPM)
Posición 1 - Posición 3	100	1000
Posición 3 - Posición 1	179-2.5=176.5	1824
Posición 1 - Posición 2	206-1.25=204.75	2084
Posición 2 - Posición 1	224-1.25=222.75	2243

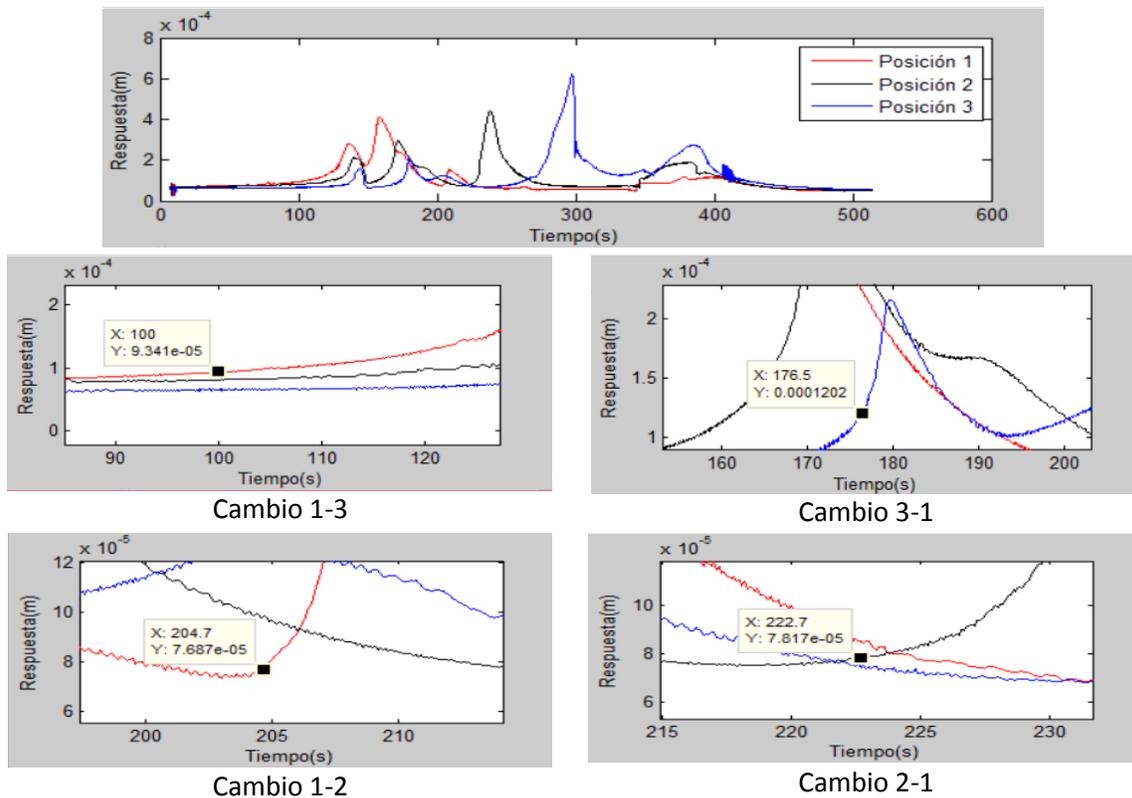


Figura 6.2.5 Puntos de Cambio de la Posición del Soporte, $\alpha = 1 \text{ rad/s}^2$

En la Tabla 6.2.1 se puede observar que el tiempo en el que se realizó el cambio de posición de la chumacera móvil es ligeramente diferente al tiempo que corresponde al punto de intersección de los diagramas de bode. Lo anterior se debe a que se observó que

durante la secuencia de movimiento de la chumacera móvil de una posición a otra, tomando los tiempos en los puntos de intersección, el sistema generaba una respuesta de vibración transitoria residual de amplitud similar a la vibración original del rotor. Sin embargo cuando los cambios de posición de la chumacera móvil se realizaron en los tiempos mostrados en la Tabla 6.2.1 las amplitudes de la vibración residual del rotor disminuyeron.

En la Figura 6.2.6 se muestra la comparación de la respuesta de vibración para la Posición 1 del soporte móvil (curva color rojo), Posición 2 (curva color negro), Posición 3 (curva color azul) y la vibración residual posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil (curva color azul discontinua) (ver gráfica superior, Figura 6.2.6). Asimismo, también se compara la vibración residual del rotor (curva color azul discontinua) posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil con la vibración del rotor cuando la chumacera móvil se encuentra en la Posición 1 (curva color rojo) (ver gráfica inferior, Figura 6.2.6) ya que la Posición 1 de la chumacera corresponde a la configuración original de trabajo del rotor.

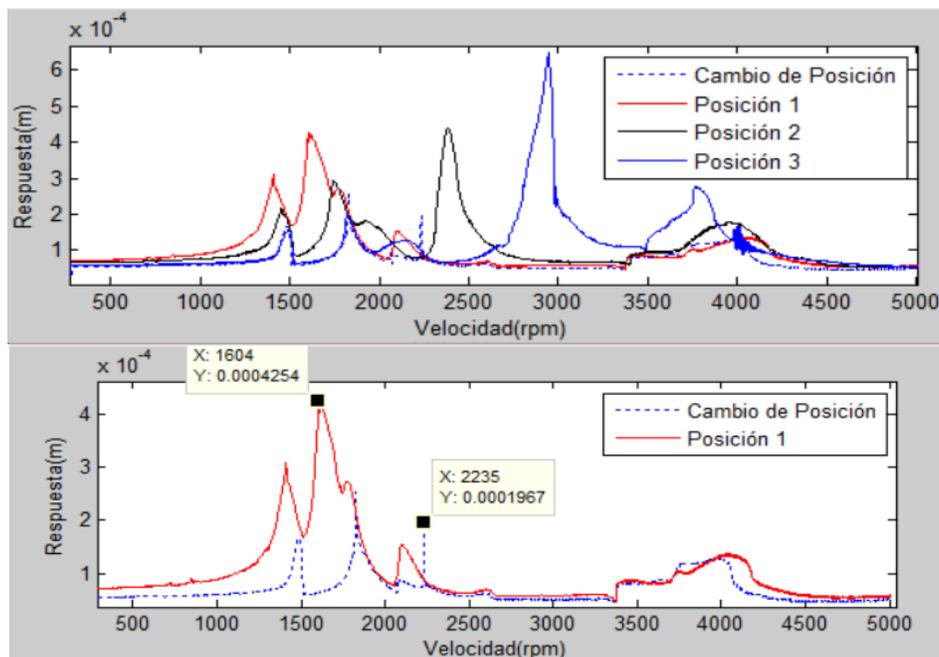


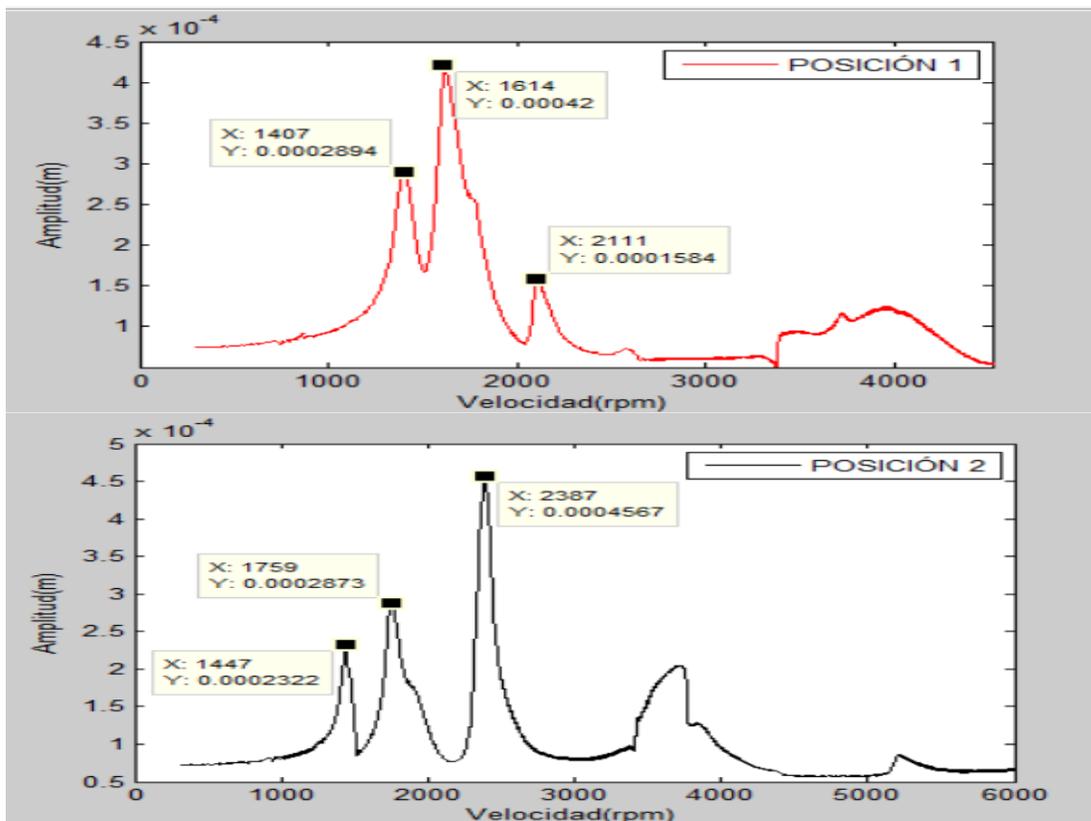
Figura 6.2.6 Respuesta de Vibración Residual Posterior a la Secuencia de Movimientos de la Chumacera Móvil, $\alpha = 1 \text{ rad/s}^2$.

Se puede observar de la Figura 6.2.6 que con la secuencia de movimientos propuestos para el soporte móvil, es posible evitar las zonas de resonancia ya que se disminuye las amplitudes de vibración al modificar la rigidez del sistema con los movimientos del soporte móvil. También se puede observar, que se obtiene un mejor resultado cuando los modos de vibración de las diferentes posiciones del soporte móvil están separados (zona de 2000 rpm - 4000 rpm), en contraste cuando se tiene modos de vibración cercanos se complica disminuir las amplitudes residuales del rotor (zona de 1000 rpm – 2000 rpm).

6.2.2 Respuesta del Sistema con Rampas de Excitación de Tipo Lineal, $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$

En la Figura 6.2.7 se muestra la resultante de la respuesta de vibración del rotor correspondiente a una rampa de excitación de tipo lineal con una aceleración angular de $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$ para las tres posiciones de la chumacera móvil en el rotor.

En la gráfica de las Figuras 6.2.7 la respuesta de vibración en color rojo corresponde a la Posición 1 de la chumacera, la de color negro a la Posición 2, mientras que la de color azul corresponde a la Posición 3 de la chumacera. Se puede observar que cuando la chumacera se encuentra en la Posición 1, la frecuencia natural es menor que cuando la chumacera se encuentra en la Posición 2 y 3, esto a causa de que la rigidez del sistema es menor, conforme se acorta la longitud del rotor Posición 2 y 3 de la chumacera respectivamente, la rigidez del rotor aumenta, lo que genera que las frecuencias naturales correspondientes también se incrementen.



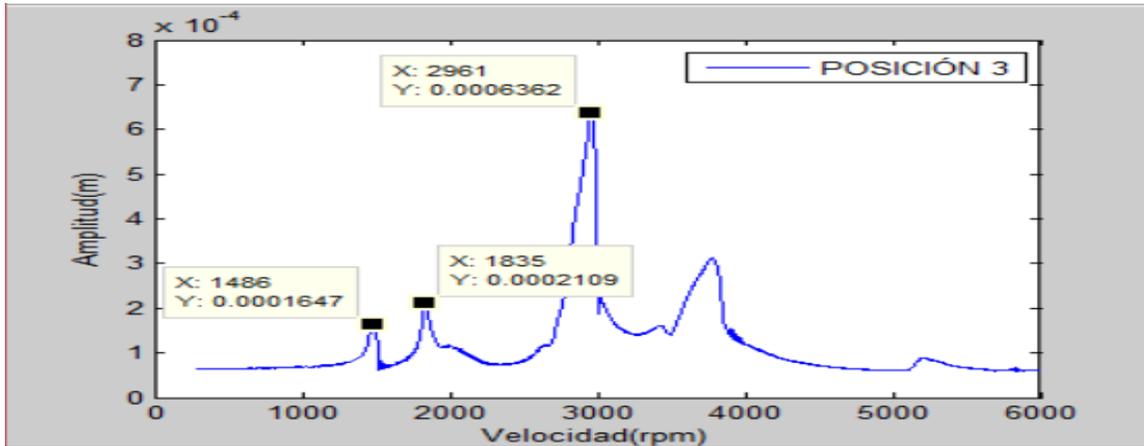
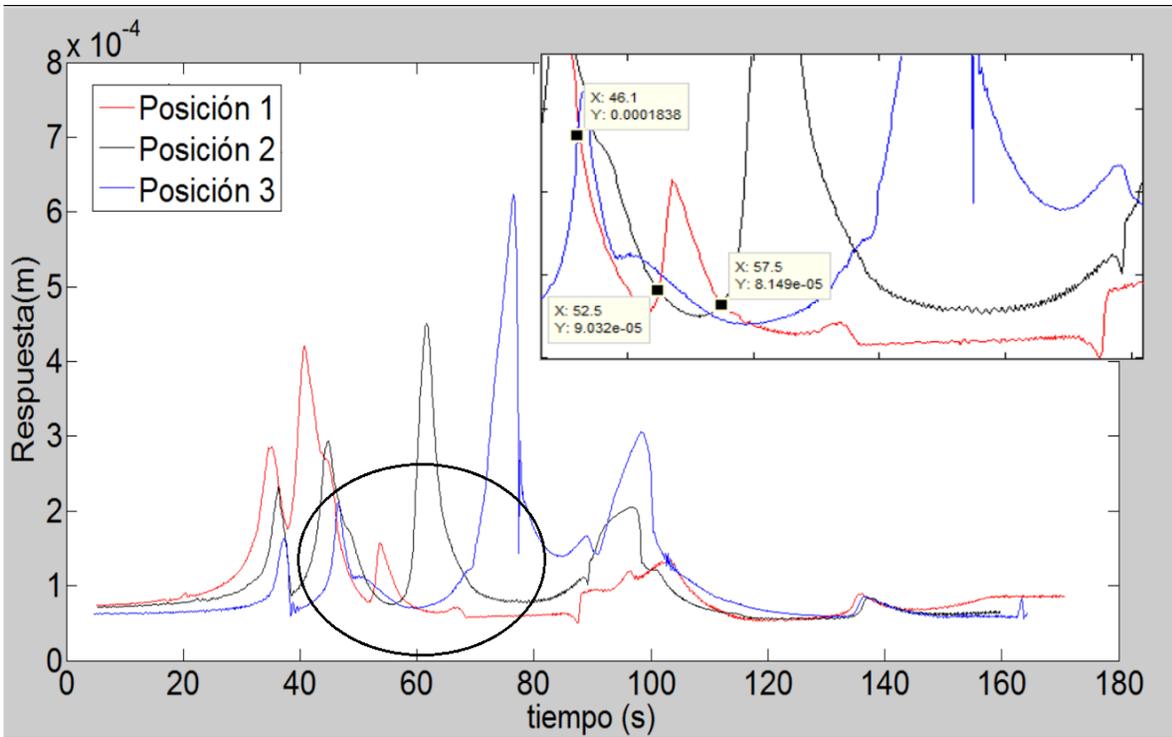


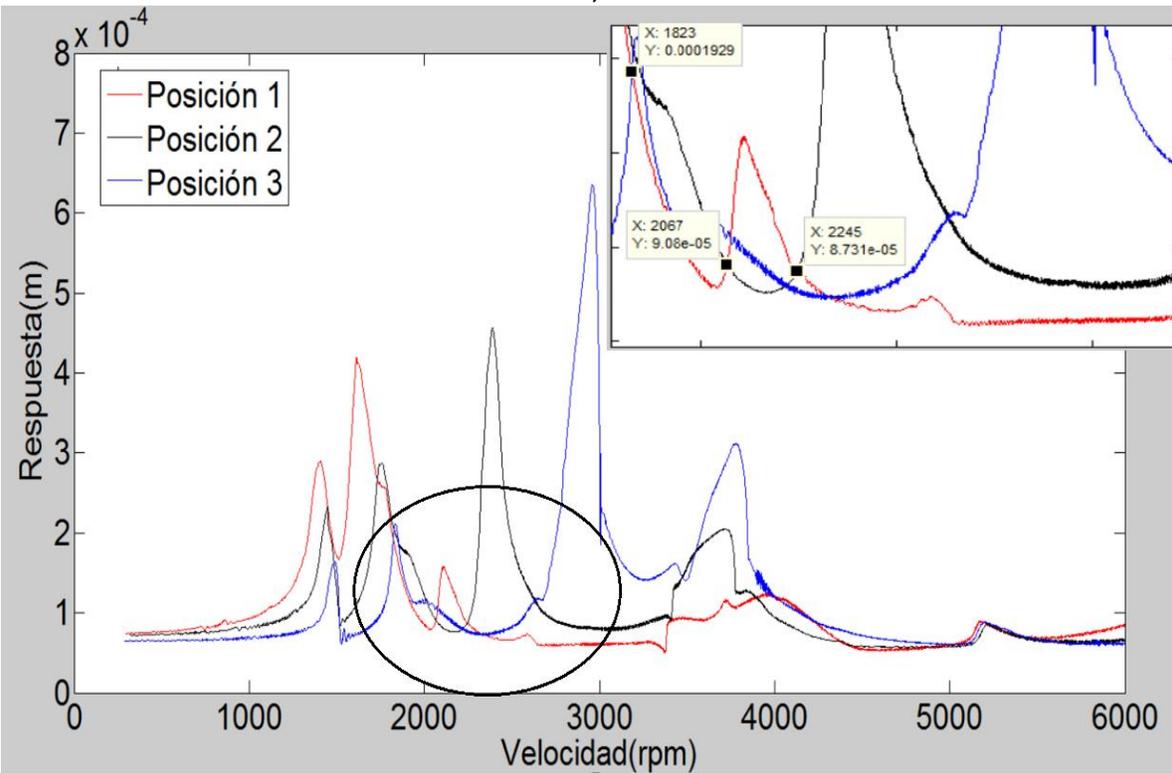
Figura 6.2.7 Resultante de la Respuesta de Vibración. Rotor Simétrico con $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$.

Con el objetivo de no balancear el sistema y pasar sin problemas las frecuencias naturales en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, se considera las tres posiciones de la chumacera móvil para establecer una secuencia de movimiento, lo que permite llevar el rotor desde su velocidad inicial (0 rpm) hasta su velocidad de operación (6000 rpm) pasando por la resonancia sin exponer al rotor a fallas por problemas de vibración. Para lo anterior, la Posición 1 de la chumacera corresponde con la configuración original de trabajo del rotor, por lo que cualquier secuencia de movimiento de la chumacera móvil iniciará y terminará con la chumacera móvil en la Posición 1.

Para determinar la secuencia de movimiento del soporte móvil, se analizan la respuesta de vibración del rotor de la Figura 6.2.7, para esto, se sobreponen las curvas en un mismo gráfico y se localiza el punto de intersección de las tres respuestas de vibración correspondientes a las tres posiciones diferentes de la chumacera en el rotor. El punto de intersección localizado corresponde al tiempo el cual se iniciará la secuencia de movimiento del soporte. En la Figura 6.2.8 se muestran los puntos de intersección para la resultante de la respuesta de vibración del rotor en función del tiempo (Figura 6.2.8a) y de la velocidad del rotor (Figura 6.2.8b).



a)



b)

Figura 6.2.8 Respuesta de Vibración. Posición 1, Posición 2 y Posición 3 Soporte Móvil con $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$, a) en Función del Tiempo (s), b) en Función de la Velocidad (rpm).

Las intersecciones de los diagramas de bode correspondientes a las diferentes posiciones de la chumacera móvil, se consideran puntos de cambio de la chumacera móvil para modificar la rigidez del sistema en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, pasando por las diferentes frecuencias naturales sin tener problemas de vibración excesiva.

En la Figura 6.2.9 se muestran los puntos seleccionados para la secuencia de movimiento de la chumacera móvil. En la Tabla 6.2.2 se presentan los valores de los tiempos donde se realizaron los cambios de posición de la chumacera móvil.

Tabla 6.2.2 Trayectorias del Soporte y Tiempos de Cambio, $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$.

Trayectoria	Tiempo de cambio (s)	Velocidad del punto de cambio (RPM)
Posición 1 - Posición 3	20	750
Posición 3 - Posición 1	46.1-2.5=43.6	1823
Posición 1 - Posición 2	52.5-1.25=51.25	2067
Posición 2 - Posición 1	57.5-1.25=56.25	2245

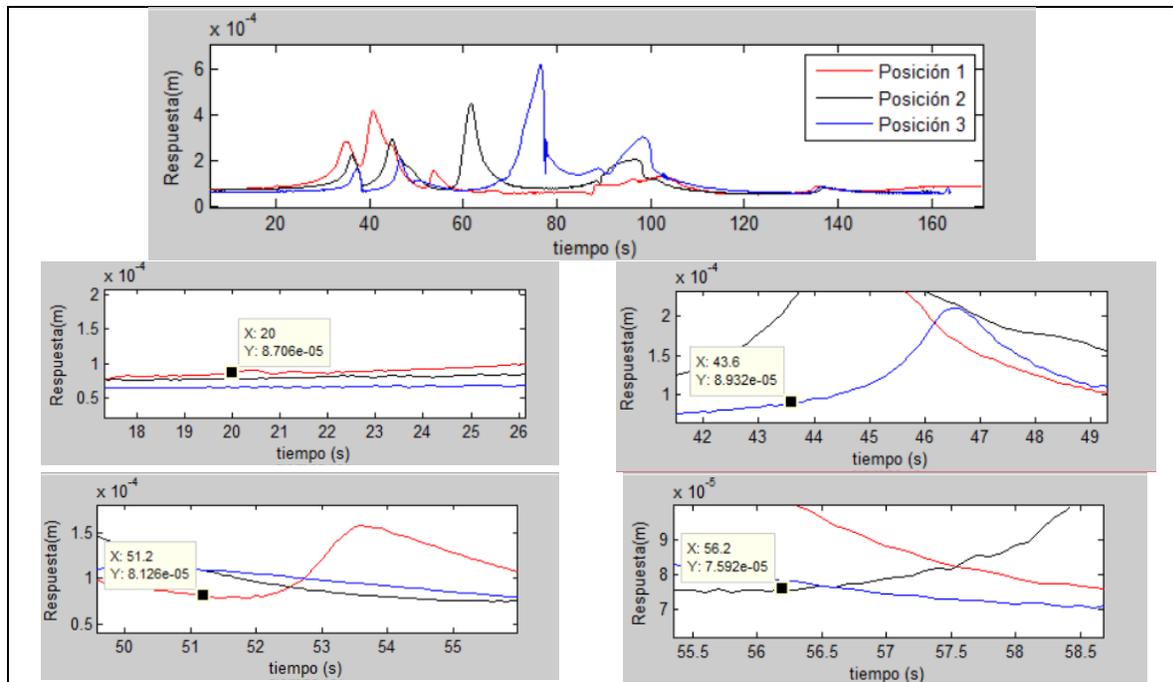


Figura 6.2.9 Puntos de Cambio de la Posición del Soporte, $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$.

En la Tabla 6.2.2 se puede observar que el tiempo en el que se realizó el cambio de posición de la chumacera móvil es ligeramente diferente al tiempo que corresponde al punto de intersección de los diagramas de bode. Lo anterior se debe a que se observó que durante la secuencia de movimiento de la chumacera móvil de una posición a otra, tomando los tiempos en los puntos de intersección, el sistema generaba una respuesta de vibración transitoria residual de amplitud similar a la vibración original del rotor. Sin

embargo cuando los cambios de posición de la chumacera móvil se realizaron en los tiempos mostrados en la Tabla 6.2.2 las amplitudes de la vibración residual del rotor disminuyeron.

En la Figura 6.2.10 se muestra la comparación de la respuesta de vibración para la Posición 1 del soporte móvil (curva color rojo), Posición 2 (curva color negro), Posición 3 (curva color azul) y la vibración residual posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil (curva color azul discontinua) (ver gráfica superior, Figura 6.2.10). Asimismo, también se compara la vibración residual del rotor (curva color azul discontinua) posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil con la vibración del rotor cuando la chumacera móvil se encuentra en la Posición 1 (curva color rojo) (ver gráfica inferior, Figura 6.2.10) ya que la Posición 1 de la chumacera corresponde a la configuración original de trabajo del rotor.

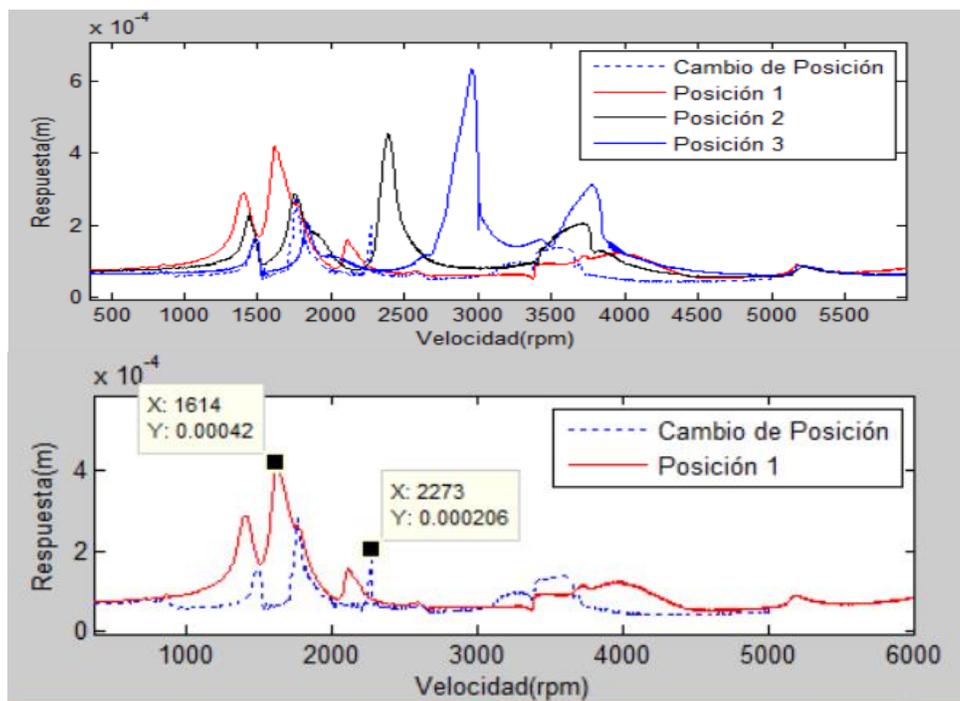


Figura 6.2.10 Respuesta de Vibración Residual Posterior a la Secuencia de Movimientos de la Chumacera Móvil, $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$.

Se puede observar de la Figura 6.2.10 que con la secuencia de movimientos propuestos para el soporte móvil, es posible evitar las zonas de resonancia ya que se disminuye las amplitudes de vibración al modificar la rigidez del sistema con los movimientos del soporte móvil. También se puede observar, que se obtiene un mejor resultado cuando los modos de vibración de las diferentes posiciones del soporte móvil están separados (zona de 2000 rpm - 4000 rpm), en contraste cuando se tiene modos de vibración cercanos se complica disminuir las amplitudes resultantes del rotor (zona de 1000 rpm – 2000 rpm).

6.2.3 Análisis de la Respuesta de Vibración del Rotor en el Intervalo de Tiempo del Movimiento de la Chumacera de una Posición a otra

En la Figura 6.2.11a se muestra un esquema de la configuración del rotor experimental, donde se muestra la posición nodal del soporte móvil, para su análisis el rotor se discretizó en 19 nodos y se consideró tres posiciones diferentes de la chumacera móvil, la longitud más larga del rotor corresponde a la Posición 1 de la chumacera (nodo 19), la longitud más corta del rotor corresponde a la Posición 3 de la chumacera (nodo 15), mientras que la longitud media entre la posición 1 y 3, corresponde a la Posición 2 de la chumacera (nodo 17). Cabe mencionar que la chumacera móvil tiene una longitud efectiva para su desplazamiento de 10 cm.

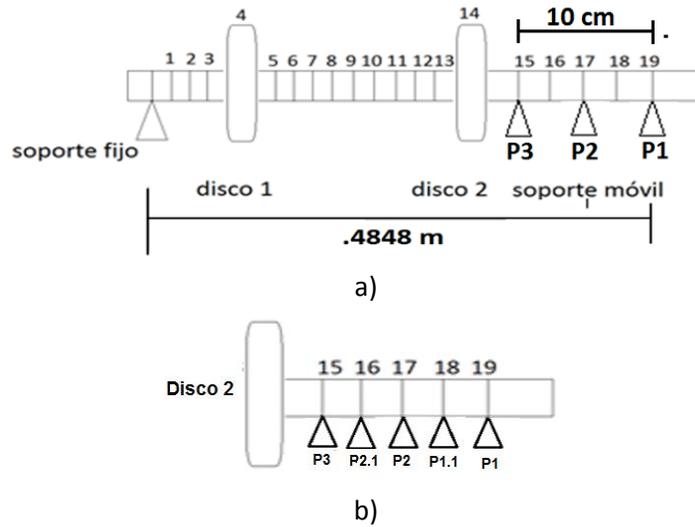


Figura 6.2.11 Rotor Experimental, a) Configuración Nodal, b) Zoom Área Soporte Móvil.

En la Sección 6.2.1 y 6.2.2 se analizó la respuesta de vibración residual del rotor posterior a una secuencia de movimientos de la chumacera móvil. De los resultados obtenidos se observó que en el intervalo de tiempo del recorrido de la chumacera móvil de un punto nodal a otro, se generó una vibración transitoria, de amplitud igual o mayor que la vibración original del rotor, esto como consecuencia de los cambios de posición de la chumacera móvil exactamente en los tiempos correspondientes a los puntos de intersección de los diagramas de bode de amplitud de la respuesta de vibración en las tres posiciones de la chumacera móvil.

Para entender la razón por la cual se genera la vibración transitoria, se analizó la respuesta del rotor en dos posiciones adicionales de la chumacera móvil, tal y como se muestra en la Figura 6.2.11b, donde se denota como Posición 1.1 cuando la chumacera se encuentra en el nodo 18 y Posición 2.1 cuando la chumacera se encuentra en el nodo 16.

En la Figura 6.2.12 se muestra la resultante de la respuesta de vibración del rotor correspondiente a una rampa de excitación de tipo lineal con una aceleración angular de $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$ para las cinco posiciones de la chumacera móvil en el rotor.

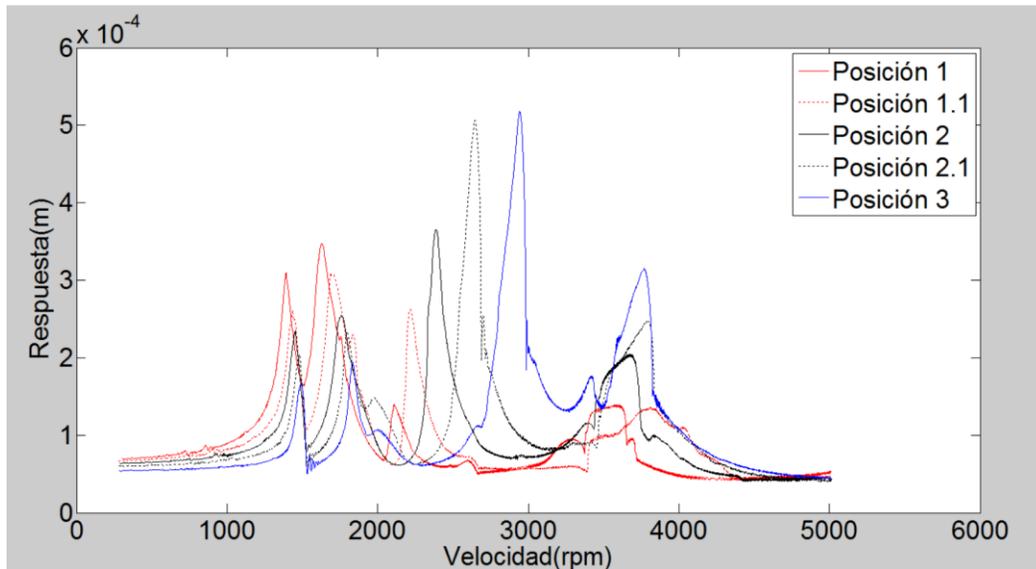


Figura 6.2.12 Respuesta del sistema en Varias Posiciones del Soporte Móvil.

En la gráfica de las Figuras 6.2.12 la respuesta de vibración línea roja continua corresponde a la Posición 1 de la chumacera, línea negra continua a la Posición 2 y línea azul continua a la Posición 3 de la chumacera, mientras que la vibración correspondiente a la línea roja discontinua a la Posición 1.1 de la chumacera y línea negra discontinua a la posición 2.1 de la chumacera.

El objetivo de agregar dos nodos adicionales para la posición de la chumacera móvil, es representar el comportamiento del rotor en un estado cuasiestático, desde el momento en que la chumacera móvil inicia su desplazamiento de la Posición 1, pasando por las Posición 1.1, Posición 2, Posición 2.1 hasta llegar a la Posición 3. En la Figura 6.2.12 se puede observar que el resultado del comportamiento de la vibración del rotor genera una especie de respuesta de vibración en cascada, de tal forma que la amplitud de vibración puede disminuir o incrementarse en función de la combinación de los modos de vibración durante el movimiento de la chumacera en sus diferentes posiciones en el rotor. De tal forma que si los cambios de la chumacera se realizan exactamente en los puntos de intersección de la respuesta de vibración considerando únicamente la Posición 1, Posición 2 y Posición 3 de la chumacera móvil, se está suponiendo que el tiempo que tarda la chumacera en desplazarse de una posición a otra es instantáneo (tiempo nulo) y se asume que la vibración del rotor no cambia durante el movimiento de la chumacera desde que inicia su desplazamiento hasta llegar a su posición final.

Por otra parte, cuando los modos resultantes de la combinación de las diferentes respuestas del rotor son modos cercanos es factible que a parezca una vibración residual transitoria de amplitudes igual o mayor que la vibración original del rotor, en contraste cuando los modos resultantes son separados es factible disminuir la vibración del rotor.

CAPÍTULO VII

RESULTADOS EXPERIMENTALES EN EL SISTEMA ROTOR-CHUMACERA ASIMÉTRICO

En este Capítulo se presentan las pruebas y resultados de laboratorio del comportamiento dinámico de un sistema rotor-chumacera asimétrico con chumacera móvil, para el estudio se analizó el comportamiento vibratorio de dos flechas asimétricas con diferente grado de asimetría cada una. El objetivo de la chumacera móvil es modificar la longitud efectiva del sistema y como consecuencia la rigidez del rotor. El control de la rigidez dinámica se basa en un análisis de la respuesta de vibración del rotor en el tiempo o frecuencia, control de velocidad así como el uso de rampas de excitación de tipo lineal con el objetivo de evadir las amplitudes de vibración en condiciones de resonancia mientras el sistema rotatorio pasa a través de una velocidad crítica.

7.1 Caracterización del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Asimétrico (Flecha Grado de Asimetría menor)

Para caracterizar el sistema rotor-chumacera asimétrico con chumacera móvil, se determinó de forma experimental las formas modales y frecuencias naturales del rotor. Para la caracterización el rotor se discretizó en 14 nodos y se realizó para tres posiciones diferentes de la chumacera móvil, las cuales se denotan de la forma siguiente: Posición 1- chumacera en el nodo 14, Posición 2- Chumacera en el nodo 13 y Posición 3 - Chumacera en el nodo 12.

Las características y configuración del rotor se muestran en la Sección 5.1.2 del Capítulo V.

En la Tabla 7.1.1 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo del rotor, tomando como origen el soporte fijo del rotor.

La función de respuesta (FRF's) utilizada para la obtención de las formas modales del rotor experimental fue la "acelerancia", ver Capítulo V, sección 5.2.

Para caracterizar el sistema, se eligió el nodo 1, como punto de golpeo, y se colocó el acelerómetro en los nodos restantes, iniciando en el nodo 1 hasta el nodo 14.

Tabla 7.1.1 Distancias de cada Nodo en el Rotor con Flecha de Asimetría Menor.

Número del nodo	Distancia [cm.]
Soporte fijo	0
1	3.45
2	6.9
3	11.62
4	15.40
5	17.915
6	20.42
7	22.94
8	25.45
9	27.96
10	30.47
11	34.26
12	38.03
13	42.53
Soporte móvil	47.03

Como la flecha simétrica presenta rigidez diferente en su sección transversal, la caracterización se realizó para sus dos ejes de inercia principales k_{ξ} y k_{η} en la dirección vertical y horizontal del rotor. En la Figura 7.1.1 se muestra la geometría de la sección transversal de la flecha.

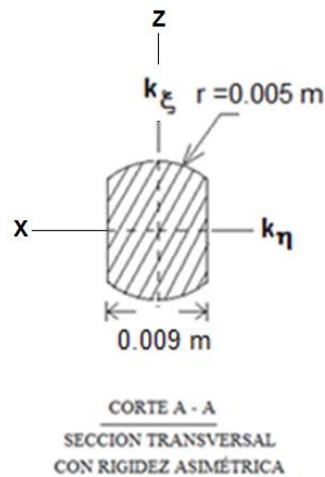


Figura 7.1.1 Sección Transversal de la Flecha Asimétrica con Grado de Asimetría Menor.

7.1.1 Caracterización de la Flecha Asimétrico con k_{η} en dirección vertical

En la Figura 7.1.2 se muestra la posición de la flecha asimétrica para su caracterización en la dirección vertical, el golpe con el martillo de impacto se realiza en la dirección Z y coincide con el plano de rigidez k_{η} de la flecha experimental.

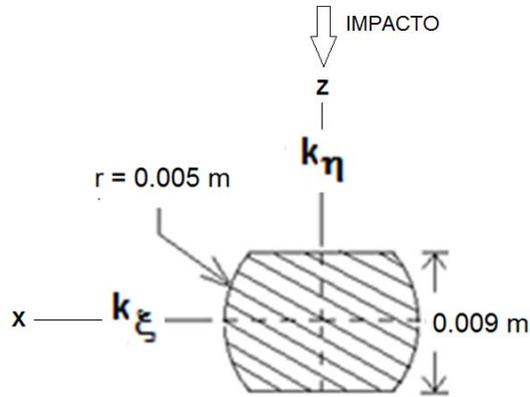


Figura 7.1.2 Posición de la Flecha Asimétrica Rigidez k_η Dirección Vertical.

7.1.1.1 Discretización del Rotor Asimétrico k_η , Posición 1

En la Figura 7.1.3 se muestra un esquema de la discretización del rotor experimental, donde se puede observar la posición nodal del soporte móvil (nodo 14). En la Tabla 7.1.1 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo tomando como origen el soporte fijo del rotor.

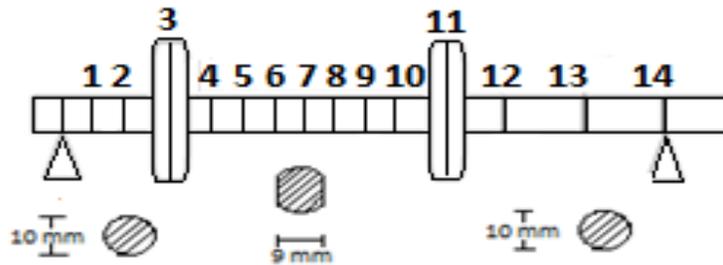


Figura 7.1.3 Discretización del Rotor Asimétrico k_η , Soporte Móvil en Posición 1.

En las Tablas 7.1.2 y 7.1.3 se muestran los datos obtenidos de las FRF's, los datos de Tabla 7.1.2 corresponde a la primera y segunda frecuencia natural del rotor, mientras que los datos de la Tabla 7.1.3 corresponde a la tercera y cuarta frecuencia natural del rotor. En estas, se muestra la amplitud de vibración (Respuesta/Fuerza), frecuencia natural y el signo correspondiente a la fase para cada forma modal. En las Tablas 7.1.2 y 7.1.3, los signos de la fase representan un cambio en la dirección de la amplitud de la función de transferencia, de tal manera que entre dos puntos consecutivos con signos contrarios en la fase existe un punto nodal, en el cual no hay desplazamiento con respecto al centro de giro.

Tabla 7.1.2 Valores de las FRF's k_{η} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 1.

Nodo #	1er Frecuencia Natural			2da Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	31	-	0	44	-
2	8.5	31	-	0.5	44	-
3	11.5	31	-	3	44	-
4	14	31	-	6.5	44	-
5	16	31	-	10	44	-
6	17	31	-	13	44	-
7	20	31	-	16	44	-
8	18	31	-	18	44	-
9	19	31	-	18	44	-
10	18	31	-	18	44	-
11	15	31	-	13	44	-
12	15	31	-	7	44	-
13	12	31	-	4	44	-
14	0	31	-	0	44	-

Tabla 7.1.3 Valores de las FRF's k_{η} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 1.

Nodo #	4ta Frecuencia Natural			5ta Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	110	-	0	122	-
2	10	110	-	11	122	-
3	23	110	-	15	122	-
4	28	110	-	20	122	-
5	32	110	-	15	122	-
6	28	110	-	13	122	-
7	8	110	+	8	122	+
8	19	110	+	8	122	+
9	35	110	+	10	122	+
10	35	110	+	15	122	+
11	25	110	+	14	122	+
12	20	110	+	12	122	+
13	19	110	+	9	122	+
14	19	110	+	0	122	+

Por otra parte, en la Figura 7.1.4 se presentan las FRF's obtenidas para diferentes nodos del rotor, en éstas se muestran los espectros de vibración (Respuesta/Impacto), la fase correspondiente, así como la coherencia de las mediciones realizadas, cabe aclarar que los valores de coherencia obtenidos para todos los nodos fue superior de 0.9.

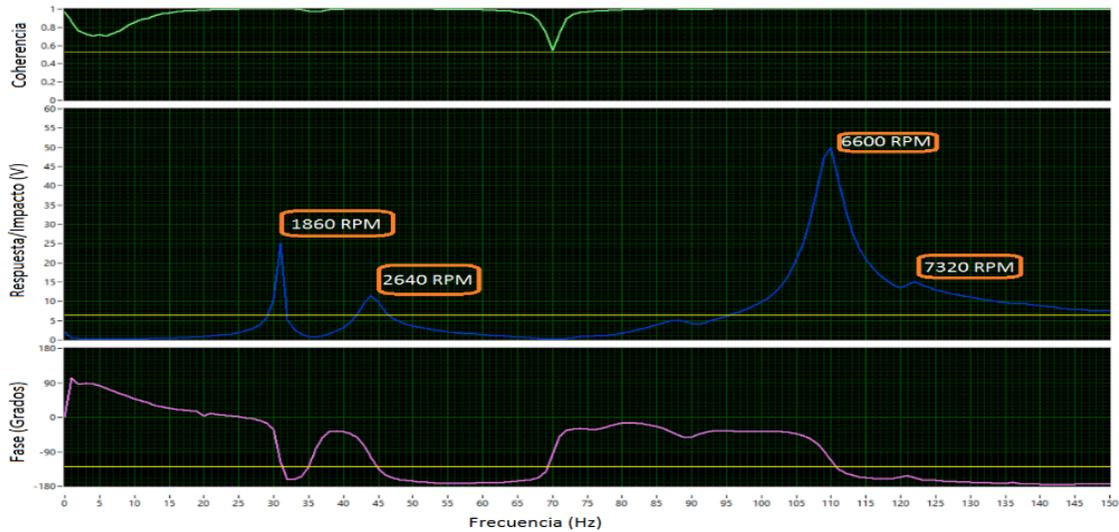


Figura 7.1.4 FRF's k_{η} , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 1.

De la Figura 7.1.4 se puede observar que en el intervalo de frecuencias de 0 a 150 Hz se presentan cuatro frecuencias naturales en el rotor y se localizan en $\omega_{n_1} = 31$ Hz (1,860 rpm) , $\omega_{n_2} = 44$ Hz (2,640 rpm) , $\omega_{n_3} = 110$ Hz (6,600 rpm) y $\omega_{n_4} = 122$ Hz (7,320 rpm) respectivamente.

En la Figura 7.1.5 se muestran las formas modales obtenidas de los datos de las FRF's presentados en las Tablas 7.1.2 y 7.1.3.

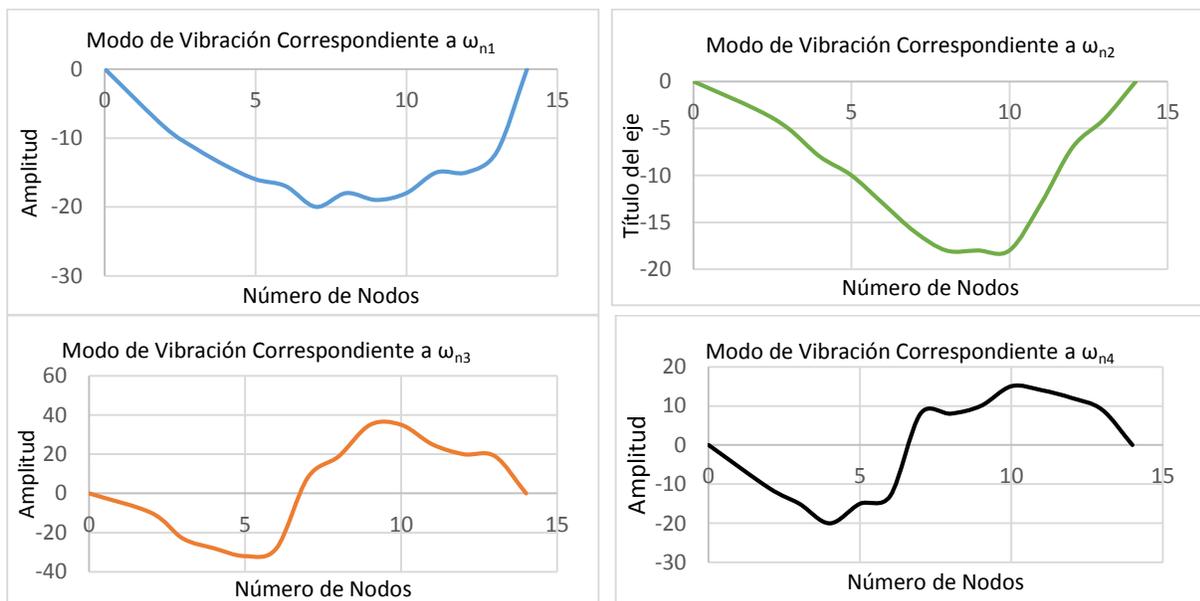


Figura 7.1.5 Modos de Vibración Rotor Simétrico k_{η} con Soporte Móvil, Posición 1.

De la Figura 7.1.5 se observa que la primera y segunda frecuencia natural le corresponde al primer modo de vibración para la dirección horizontal y vertical del rotor

respectivamente, mientras que la tercera y cuarta frecuencia natural corresponden al segundo modo de vibración en la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente.

7.1.1.2 Discretización del Rotor Asimétrico k_{η} , Posición 2

En la Figura 7.1.6 se muestra un esquema de la discretización del rotor experimental, donde se puede observar la posición nodal del soporte móvil (nodo 13). En la Tabla 7.1.1 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo tomando como origen el soporte fijo del rotor.

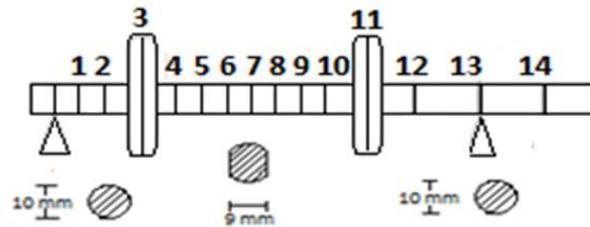


Figura 7.1.6 Discretización del Rotor Asimétrico k_{η} . Soporte Móvil en Posición 2.

En las Tablas 7.1.4 y 7.1.5 se muestran los datos obtenidos de las FRF's, los datos de Tabla 7.1.4 corresponde a la primera y segunda frecuencia natural del rotor, mientras que los datos de la Tabla 7.1.5 corresponde a la tercera y cuarta frecuencia natural del rotor. En estas, se muestra la amplitud de vibración (Respuesta/Fuerza), frecuencia natural y el signo correspondiente a la fase para cada forma modal. En las Tablas 7.1.4 y 7.1.5, los signos de la fase representan un cambio en la dirección de la amplitud de la función de transferencia, de tal manera que entre dos puntos consecutivos con signos contrarios en la fase existe un punto nodal, en el cual no hay desplazamiento con respecto al centro de giro.

Tabla 7.1.4 Valores de las FRF's k_{η} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 2.

Nodo #	1er Frecuencia Natural			2da Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	31	-	0	53	-
1	13	31	-	3	53	-
3	15	31	-	6	53	-
4	16	31	-	10	53	-
5	16	31	-	15	53	-
6	17	31	-	19	53	-
7	20	31	-	21	53	-
8	17	31	-	22	53	-
9	14	31	-	16	53	-
10	13	31	-	11	53	-
11	11	31	-	7	53	-
12	0	31	-	0	53	+
13	8	31	-	4	53	+
14	7	31	-	7	53	+

Tabla 7.1.5 Valores de las FRF's k_{η} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 2.

Nodo #	3er Frecuencia Natural			4ta Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	115	-	0	126	-
1	9	115	-	9	126	-
3	15	115	-	15	126	-
4	27	115	-	24	126	-
5	15	115	-	15	126	-
6	5	115	-	5	126	-
7	10	115	+	14	126	+
8	24	115	+	24	126	+
9	30	115	+	32	126	+
10	27	115	+	28	126	+
11	25	115	+	25	126	+
12	0	115	+	0	126	+
13	15	115	+	15	126	+
14	16	115	+	16	126	+

Por otra parte, en la Figura 7.1.7 se presentan las FRF's obtenidas para diferentes nodos del rotor, en éstas se muestran los espectros de vibración (Respuesta/Impacto), la fase correspondiente, así como la coherencia de las mediciones realizadas, cabe aclarar que los valores de coherencia obtenidos para todos los nodos fue superior de 0.9.

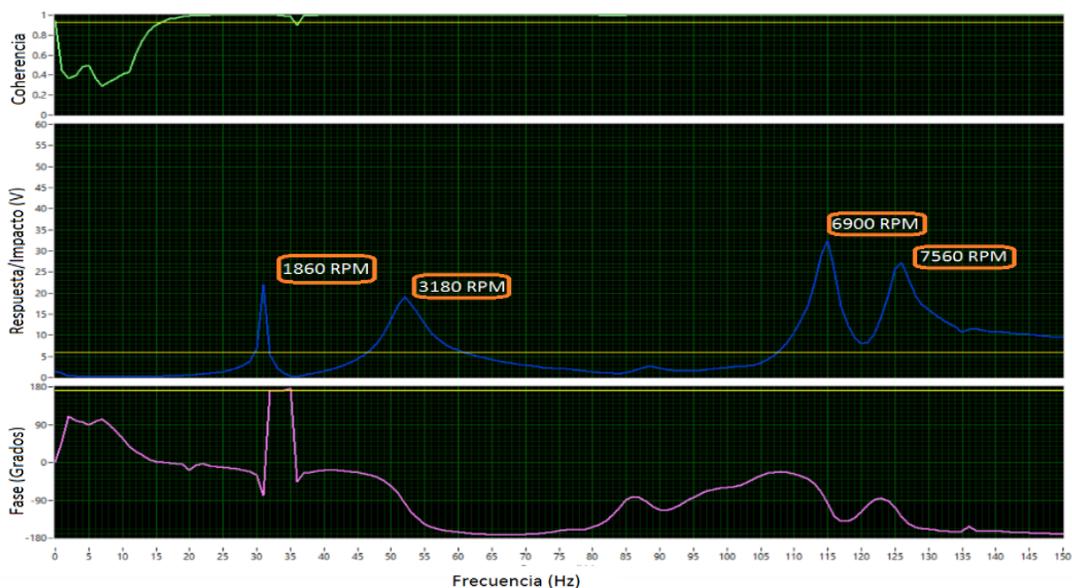


Figura 7.1.7 FRF's k_{η} , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 2.

De la Figura 7.1.7 se puede observar que en el intervalo de frecuencias de 0 a 150 Hz se presentan cuatro frecuencias naturales en el rotor y se localizan en $\omega_{n1} =$

31 Hz (1,860 rpm), $\omega_{n_2} = 53$ Hz (3,180 rpm) , $\omega_{n_3} = 115$ Hz (6,900 rpm) y $\omega_{n_4} = 126$ Hz (7,560 rpm) respectivamente.

En la Figura 7.1.8 se muestran las formas modales obtenidas de los datos de las FRF's presentados en las Tablas 7.1.4 y 7.1.5.

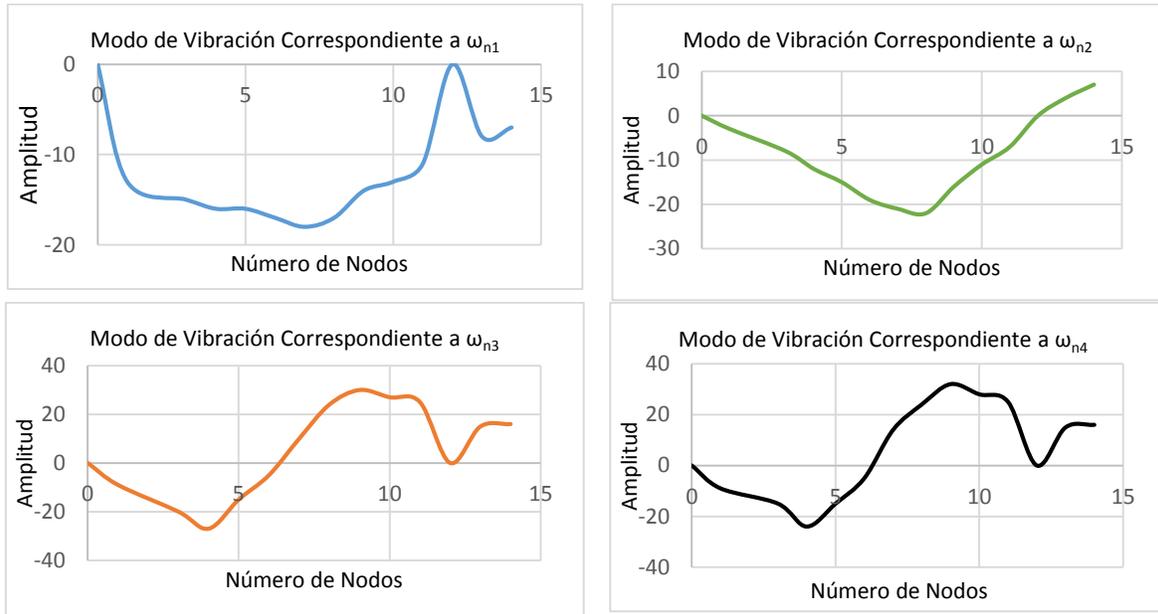


Figura 7.1.8 Modos de Vibración Rotor Simétrico k_η con Soporte Móvil, Posición 2.

De la Figura 7.1.8 se observa que la primera y segunda frecuencia natural le corresponde al primer modo de vibración para la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente, mientras que la tercera y cuarta frecuencia natural corresponden al segundo modo de vibración en la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente.

7.1.1.3 Discretización del Rotor Asimétrico k_η , Posición 3

En la Figura 7.1.9 se muestra un esquema de la discretización del rotor experimental, donde se puede observar la posición nodal del soporte móvil (nodo 12). En la Tabla 7.1.1 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo tomando como origen el soporte fijo del rotor.

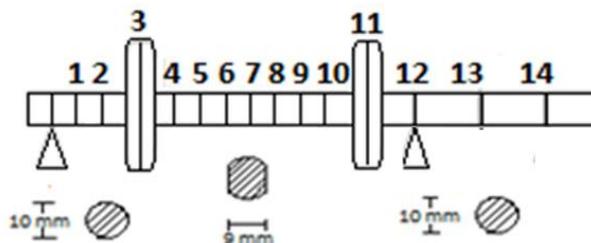


Figura 7.1.9 Discretización del Rotor Asimétrico k_η . Soporte Móvil en Posición 3.

En las Tablas 7.1.6 y 7.1.7 se muestran los datos obtenidos de las FRF's, los datos de Tabla 7.1.6 corresponde a la primera y segunda frecuencia natural del rotor, mientras que los datos de la Tabla 7.1.7 corresponde a la tercera y cuarta frecuencia natural del rotor. En estas, se muestra la amplitud de vibración (Respuesta/Fuerza), frecuencia natural y el signo correspondiente a la fase para cada forma modal. En las Tablas 7.1.6 y 7.1.7, los signos de la fase representan un cambio en la dirección de la amplitud de la función de transferencia, de tal manera que entre dos puntos consecutivos con signos contrarios en la fase existe un punto nodal, en el cual no hay desplazamiento con respecto al centro de giro.

Tabla 7.1.6 Valores de las FRF's k_{η} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 3.

Nodo #	1er Frecuencia Natural			2da Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	31	-	0	64	-
1	14	31	-	5	64	-
3	12	31	-	11	64	-
4	12.5	31	-	19	64	-
5	13	31	-	26	64	-
6	14	31	-	33	64	-
7	15	31	-	36	64	-
8	13	31	-	29	64	-
9	13	31	-	22	64	-
10	12	31	-	15	64	-
11	0	31	-	0	64	+
12	9	31	-	4	64	+
13	8	31	-	11	64	+
14	7	31	-	25	64	+

Tabla 7.1.7 Valores de las FRF's k_{η} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 3

Nodo #	3er Frecuencia Natural			4ta Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	130.8	-	0	137	-
1	5	130.8	-	5	137	-
3	7	130.8	-	7	137	-
4	10	130.8	-	9	137	-
5	8	130.8	-	8	137	-
6	8	130.8	+	7	137	+
7	14	130.8	+	12	137	+
8	12	130.8	+	11	137	+
9	12	130.8	+	10	137	+
10	11	130.8	+	9	137	+
11	0	130.8	+	0	137	+
12	10	130.8	+	10	137	+
13	9	130.8	+	9	137	+
14	9	130.8	+	9	137	+

Por otra parte, en la Figura 7.1.10 se presentan las FRF's obtenidas para diferentes nodos del rotor, en éstas se muestran los espectros de vibración (Respuesta/Impacto), la fase correspondiente, así como la coherencia de las mediciones realizadas, cabe aclarar que los valores de coherencia obtenidos para todos los nodos fue superior de 0.9.

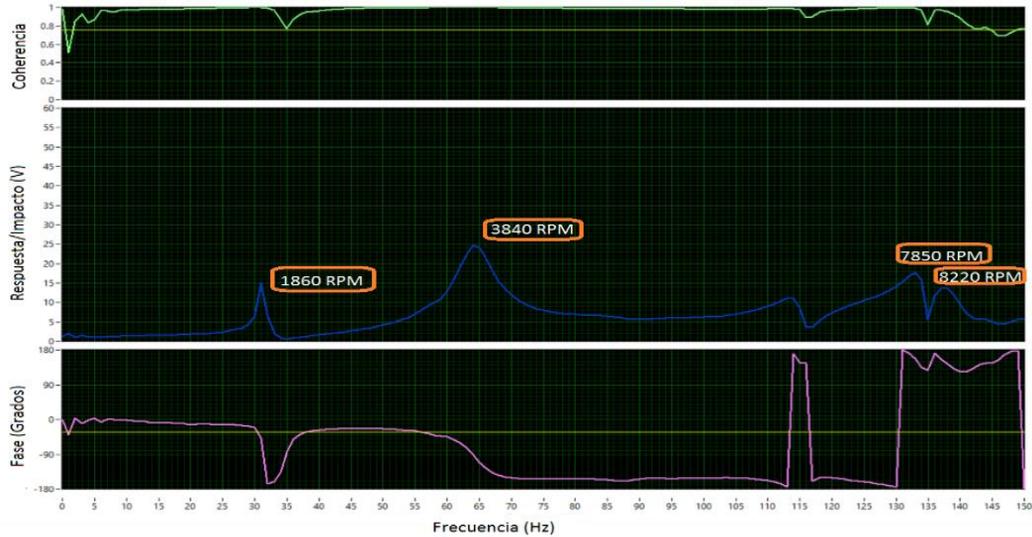
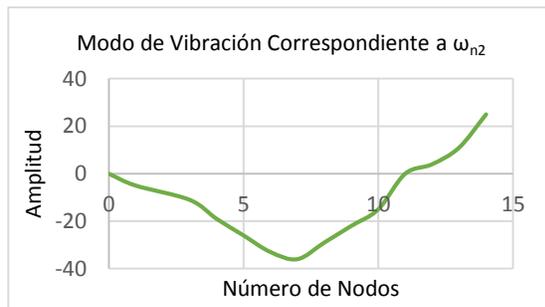
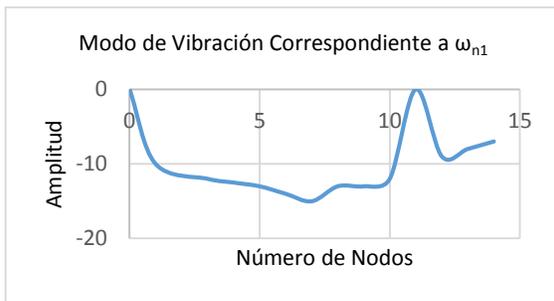


Figura 7.1.10 FRF's k_{η} , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 3.

De la Figura 7.1.10 se puede observar que en el intervalo de frecuencias de 0 a 150 Hz se presentan cuatro frecuencias naturales en el rotor y se localizan en $\omega_{n_1} = 31 \text{ Hz}$ (1,860 rpm), $\omega_{n_2} = 64 \text{ Hz}$ (3,840 rpm), $\omega_{n_3} = 130.8 \text{ Hz}$ (7,850 rpm) y $\omega_{n_4} = 137 \text{ Hz}$ (8,220 rpm) respectivamente.

En la Figura 7.1.11 se muestran las formas modales obtenidas de los datos de las FRF's presentados en las Tablas 7.1.6 y 7.1.7.



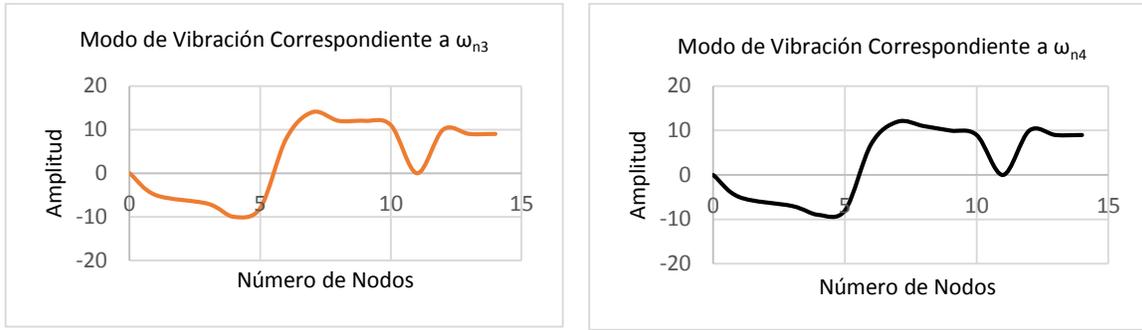


Figura 7.1.11 Modos de Vibración Rotor Simétrico k_{η} con Soporte Móvil, Posición 3.

De la Figura 7.1.11 se observa que la primera y segunda frecuencia natural le corresponde al primer modo de vibración para la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente, mientras que la tercera y cuarta frecuencia natural corresponden al segundo modo de vibración en la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente.

7.1.2 Caracterización de la flecha Asimétrica con k_{ξ} en dirección vertical

En la Figura 7.1.12 se muestra la posición de la flecha para su caracterización en la dirección vertical, el golpe con el martillo de impacto se realiza en la dirección Z y coincide con el plano de rigidez k_{ξ} de la flecha experimental.

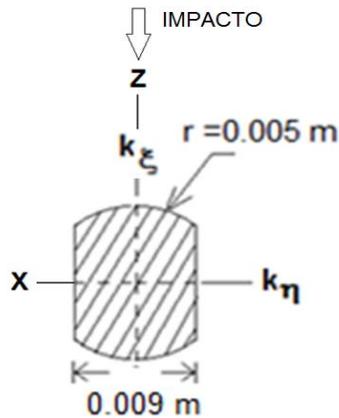


Figura 7.1.12 Posición de la Flecha Asimétrica Rigidez k_{ξ} Dirección Vertical.

7.1.2.1 Discretización del rotor asimétrico k_{ξ} , Posición 1

En la Figura 7.1.13 se muestra un esquema de la discretización del rotor experimental, donde se puede observar la posición nodal del soporte móvil (nodo 14). En la Tabla 7.1.1 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo tomando como origen el soporte fijo del rotor.

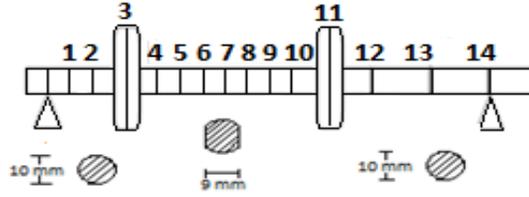


Figura 7.1.13 Discretización del Rotor Asimétrico k_{ξ} . Soporte Móvil en Posición 1.

En las Tablas 7.1.8 y 7.1.9 se muestran los datos obtenidos de las FRF's, los datos de Tabla 7.1.8 corresponde a la primera y segunda frecuencia natural del rotor, mientras que los datos de la Tabla 7.1.9 corresponde a la tercera y cuarta frecuencia natural del rotor. En estas, se muestra la amplitud de vibración (Respuesta/Fuerza), frecuencia natural y el signo correspondiente a la fase para cada forma modal. En las Tablas 7.1.8 y 7.1.9, los signos de la fase representan un cambio en la dirección de la amplitud de la función de transferencia, de tal manera que entre dos puntos consecutivos con signos contrarios en la fase existe un punto nodal, en el cual no hay desplazamiento con respecto al centro de giro.

Tabla 7.1.8 Valores de las FRF's k_{ξ} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 1.

Nodo #	1er Frecuencia Natural			2da Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	31	-	0	45	-
2	8.5	31	-	0.5	45	-
3	11.5	31	-	3	45	-
4	14	31	-	6.5	45	-
5	16	31	-	10	45	-
6	17	31	-	13	45	-
7	20	31	-	16	45	-
8	18	31	-	18	45	-
9	19	31	-	18	45	-
10	18	31	-	18	45	-
11	15	31	-	13	45	-
12	15	31	-	7	45	-
13	12	31	-	4	45	-
14	0	31	-	0	45	-

Tabla 7.1.9 Valores de las FRF's k_{ξ} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 1.

Nodo #	4ta Frecuencia Natural			5ta Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	112	-	0	123	-
2	10	112	-	11	123	-
3	23	112	-	15	123	-
4	28	112	-	20	123	-
5	32	112	-	15	123	-
6	28	112	-	13	123	-
7	8	112	+	8	123	+
8	19	112	+	8	123	+
9	35	112	+	10	123	+
10	35	112	+	15	123	+
11	25	112	+	14	123	+
12	20	112	+	12	123	+
13	19	112	+	9	123	+
14	19	112	+	0	123	+

Por otra parte, en la Figura 7.1.14 se presentan las FRF's obtenidas para diferentes nodos del rotor, en éstas se muestran los espectros de vibración (Respuesta/Impacto), la fase correspondiente, así como la coherencia de las mediciones realizadas, cabe aclarar que los valores de coherencia obtenidos para todos los nodos fue superior de 0.9.

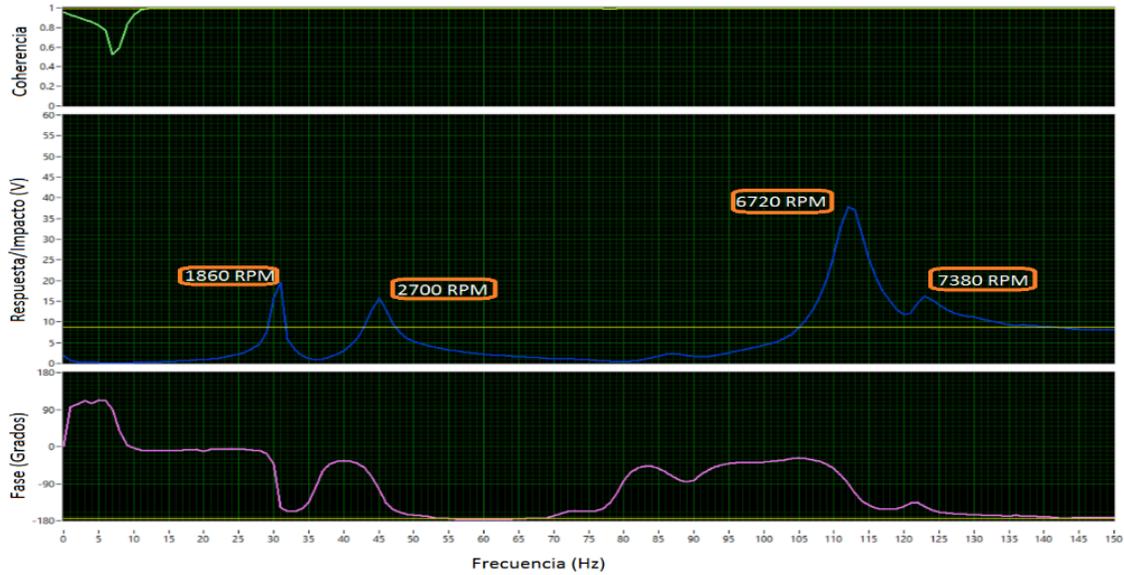
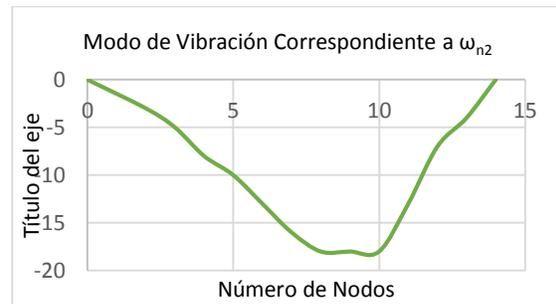
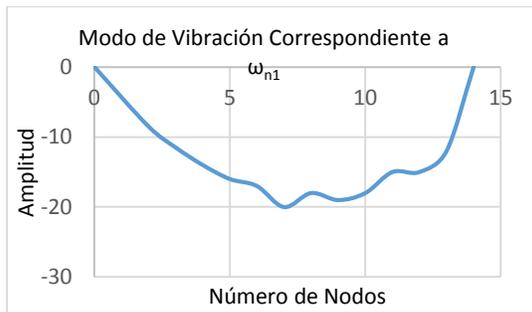


Figura 7.1.14 FRF's k_{ξ} , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 1.

De la Figura 7.1.14 se puede observar que en el intervalo de frecuencias de 0 a 150 Hz se presentan cuatro frecuencias naturales en el rotor y se localizan en $\omega_{n_1} = 31$ Hz (1860 rpm) , $\omega_{n_2} = 45$ Hz (2700 rpm) , $\omega_{n_3} = 112$ Hz (6720 rpm) y $\omega_{n_4} = 123$ Hz (7380 rpm) respectivamente.

En la Figura 7.1.15 se muestran las formas modales obtenidas de los datos de las FRF's presentados en las Tablas 7.1.9 y 7.1.10.



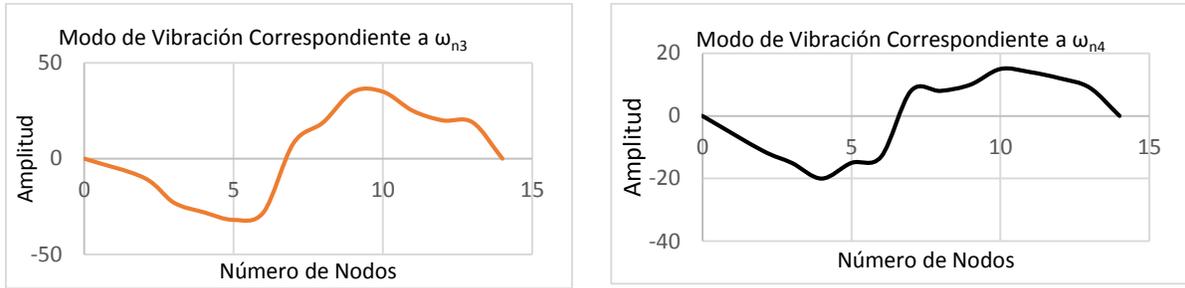


Figura 7.1.15 Modos de Vibración Rotor Simétrico k_{ξ} con Soporte Móvil, Posición 1.

De la Figura 7.1.15 se observa que la primera y segunda frecuencia natural le corresponde al primer modo de vibración para la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente, mientras que la tercera y cuarta frecuencia natural corresponden al segundo modo de vibración en la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente.

7.1.2.2 Discretización del Rotor Asimétrico k_{ξ} , Posición 2

En la Figura 7.1.16 se muestra un esquema de la discretización del rotor experimental, donde se puede observar la posición nodal del soporte móvil (nodo 13). En la Tabla 7.1.1 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo tomando como origen el soporte fijo del rotor.

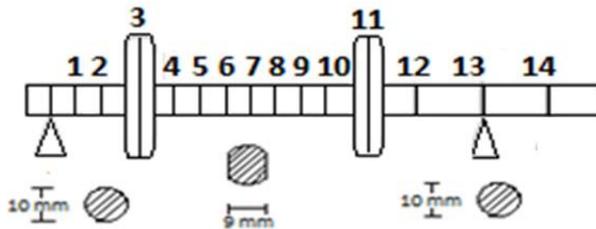


Figura 7.1.16 Discretización del Rotor Asimétrico k_{ξ} . Soporte Móvil en Posición 2.

En las Tablas 7.1.10 y 7.1.11 se muestran los datos obtenidos de las FRF's, los datos de Tabla 7.1.10 corresponde a la primera y segunda frecuencia natural del rotor, mientras que los datos de la Tabla 7.1.11 corresponde a la tercera y cuarta frecuencia natural del rotor. En estas, se muestra la amplitud de vibración (Respuesta/Fuerza), frecuencia natural y el signo correspondiente a la fase para cada forma modal. En las Tablas 7.1.10 y 7.1.11, los signos de la fase representan un cambio en la dirección de la amplitud de la función de transferencia, de tal manera que entre dos puntos consecutivos con signos contrarios en la fase existe un punto nodal, en el cual no hay desplazamiento con respecto al centro de giro.

Tabla 7.1.10 Valores de las FRF's k_{ξ} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 2.

Nodo #	1er Frecuencia Natural			2da Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	31	-	0	54	-
1	13	31	-	3	54	-
3	15	31	-	6	54	-
4	16	31	-	10	54	-
5	16	31	-	15	54	-
6	17	31	-	19	54	-
7	20	31	-	21	54	-
8	17	31	-	22	54	-
9	14	31	-	16	54	-
10	13	31	-	11	54	-
11	11	31	-	7	54	-
12	0	31	-	0	54	+
13	8	31	-	4	54	+
14	7	31	-	7	54	+

Tabla 7.1.11 Valores de las FRF's k_{ξ} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 2.

Nodo #	3er Frecuencia Natural			4ta Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	116	-	0	128	-
1	9	116	-	9	128	-
3	15	116	-	15	128	-
4	27	116	-	24	128	-
5	15	116	-	15	128	-
6	5	116	-	5	128	-
7	10	116	+	14	128	+
8	24	116	+	24	128	+
9	30	116	+	32	128	+
10	27	116	+	28	128	+
11	25	116	+	25	128	+
12	0	116	+	0	128	+
13	15	116	+	15	128	+
14	16	116	+	16	128	+

Por otra parte, en la Figura 7.1.17 se presentan las FRF's obtenidas para diferentes nodos del rotor, en éstas se muestran los espectros de vibración (Respuesta/Impacto), la fase correspondiente, así como la coherencia de las mediciones realizadas, cabe aclarar que los valores de coherencia obtenidos para todos los nodos fue superior de 0.9.

De la Figura 7.1.17 se puede observar que en el intervalo de frecuencias de 0 a 150 Hz se presentan cuatro frecuencias naturales en el rotor y se localizan en $\omega_{n_1} = 31$ Hz (1,860 rpm), $\omega_{n_2} = 54$ Hz (3,240 rpm), $\omega_{n_3} = 116$ Hz (6,960 rpm) y $\omega_{n_4} = 128$ Hz (7,680 rpm) respectivamente.

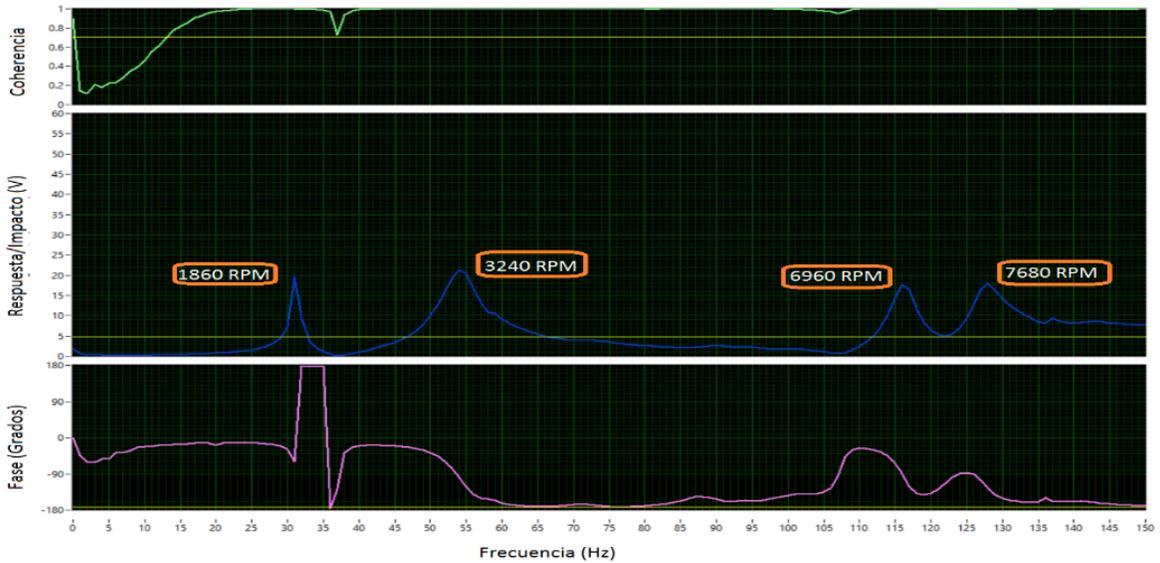


Figura 7.1.17 FRF's k_{ξ} , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 2.

En la Figura 7.1.18 se muestran las formas modales obtenidas de los datos de las FRF's presentados en las Tablas 7.1.10 y 7.1.11.

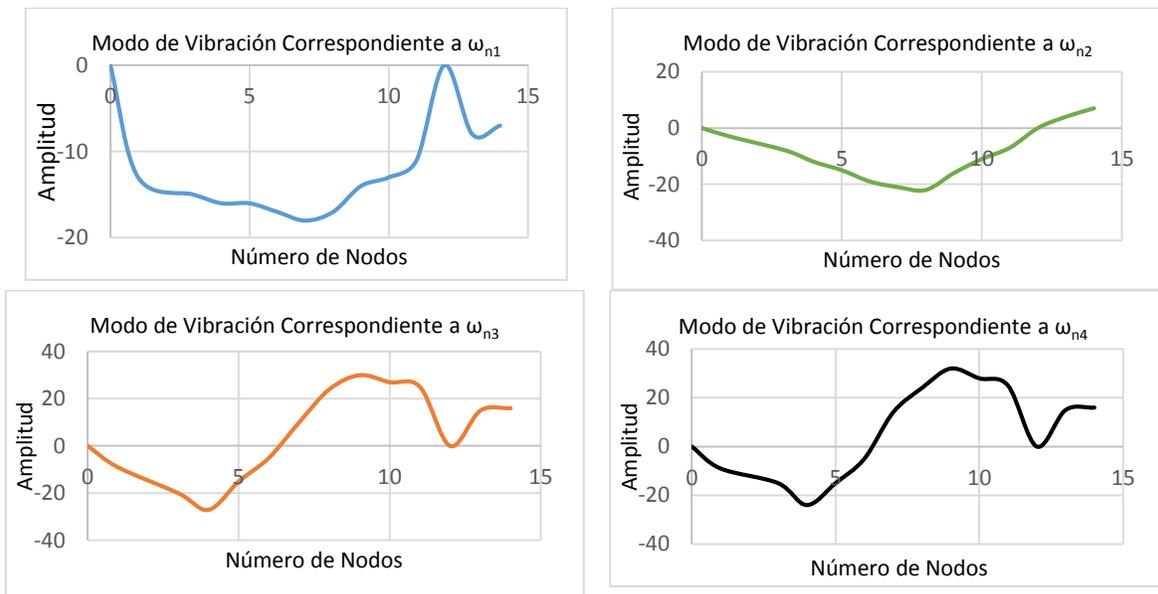


Figura 7.1.18 Modos de Vibración Rotor Simétrico k_{ξ} con Soporte Móvil, Posición 2.

De la Figura 7.1.18 se observa que la primera y segunda frecuencia natural le corresponde al primer modo de vibración para la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente, mientras que la tercera y cuarta frecuencia natural corresponden al segundo modo de vibración en la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente.

7.1.2.3 Discretización del Rotor Asimétrico k_{ξ} , Posición 3

En la Figura 7.1.19 se muestra un esquema de la discretización del rotor experimental, donde se puede observar la posición nodal del soporte móvil (nodo 12). En la Tabla 7.1.1 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo tomando como origen el soporte fijo del rotor.

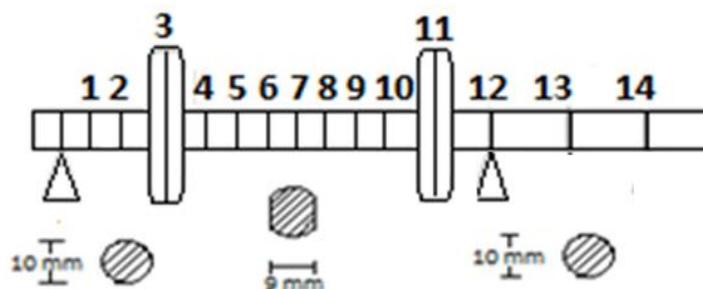


Figura 7.1.19 Discretización del Rotor Asimétrico k_{ξ} . Soporte Móvil en Posición 3.

En las Tablas 7.1.12 y 7.1.13 se muestran los datos obtenidos de las FRF's, los datos de Tabla 7.1.12 corresponde a la primera y segunda frecuencia natural del rotor, mientras que los datos de la Tabla 7.1.13 corresponde a la tercera y cuarta frecuencia natural del rotor. En estas, se muestra la amplitud de vibración (Respuesta/Fuerza), frecuencia natural y el signo correspondiente a la fase para cada forma modal. En las Tablas 7.1.12 y 7.1.13, los signos de la fase representan un cambio en la dirección de la amplitud de la función de transferencia, de tal manera que entre dos puntos consecutivos con signos contrarios en la fase existe un punto nodal, en el cual no hay desplazamiento con respecto al centro de giro.

Tabla 7.1.12 Valores de las FRF's k_{ξ} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 3.

Nodo #	1er Frecuencia Natural			2da Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	32	-	0	68	-
1	14	32	-	-5	68	-
3	12	32	-	-11	68	-
4	12.5	32	-	-19	68	-
5	13	32	-	-26	68	-
6	14	32	-	-33	68	-
7	15	32	-	-36	68	-
8	13	32	-	-29	68	-
9	13	32	-	-22	68	-
10	12	32	-	-15	68	-
11	0	32	-	0	68	+
12	9	32	-	4	68	+
13	8	32	-	11	68	+
14	7	32	-	25	68	+

Tabla 7.1.13 Valores de las FRF's k_{ξ} , Pruebas de Impacto, Soporte Móvil en Posición 3.

Nodo #	3er Frecuencia Natural			4ta Frecuencia Natural		
	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)	Amplitud (R/F)	Velocidad (Hz)	Fase(signo)
0	0	134	-	0	141	-
1	5	134	-	5	141	-
3	7	1304	-	7	141	-
4	10	134	-	9	141	-
5	8	134	-	8	141	-
6	8	134	+	7	141	+
7	14	134	+	12	141	+
8	12	134	+	11	141	+
9	12	134	+	10	141	+
10	11	134	+	9	141	+
11	0	134	+	0	141	+
12	10	134	+	10	141	+
13	9	134	+	9	141	+
14	9	134	+	9	141	+

Por otra parte, en la Figura 7.1.20 se presentan las FRF's obtenidas para diferentes nodos del rotor, en éstas se muestran los espectros de vibración (Respuesta/Impacto), la fase correspondiente, así como la coherencia de las mediciones realizadas, cabe aclarar que los valores de coherencia obtenidos para todos los nodos fue superior de 0.9.

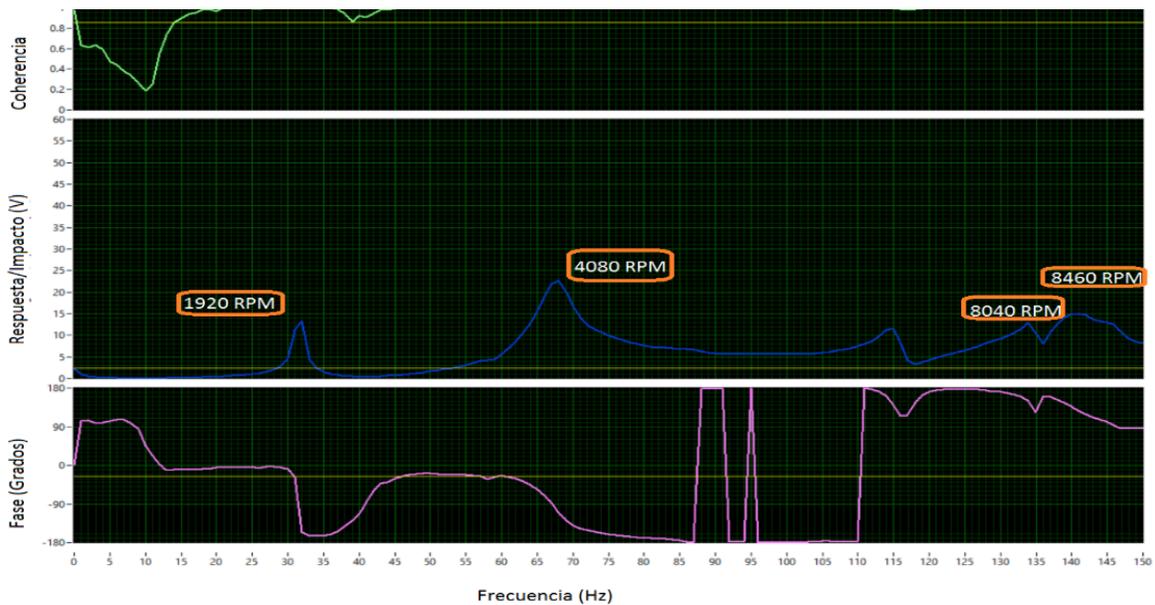


Figura 7.1.20 FRF's k_{ξ} , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 3.

De la Figura 7.1.20 se puede observar que en el intervalo de frecuencias de 0 a 150 Hz se presentan cuatro frecuencias naturales en el rotor y se localizan en $\omega_{n_1} = 32 \text{ Hz}$ (1,920 rpm), $\omega_{n_2} = 68 \text{ Hz}$ (4,080 rpm), $\omega_{n_3} = 134 \text{ Hz}$ (8,040 rpm) y $\omega_{n_4} = 141 \text{ Hz}$ (8,460 rpm) respectivamente.

En la Figura 7.1.21 se muestran las formas modales obtenidas de los datos de las FRF's presentados en las Tablas 7.1.12 y 7.1.13.

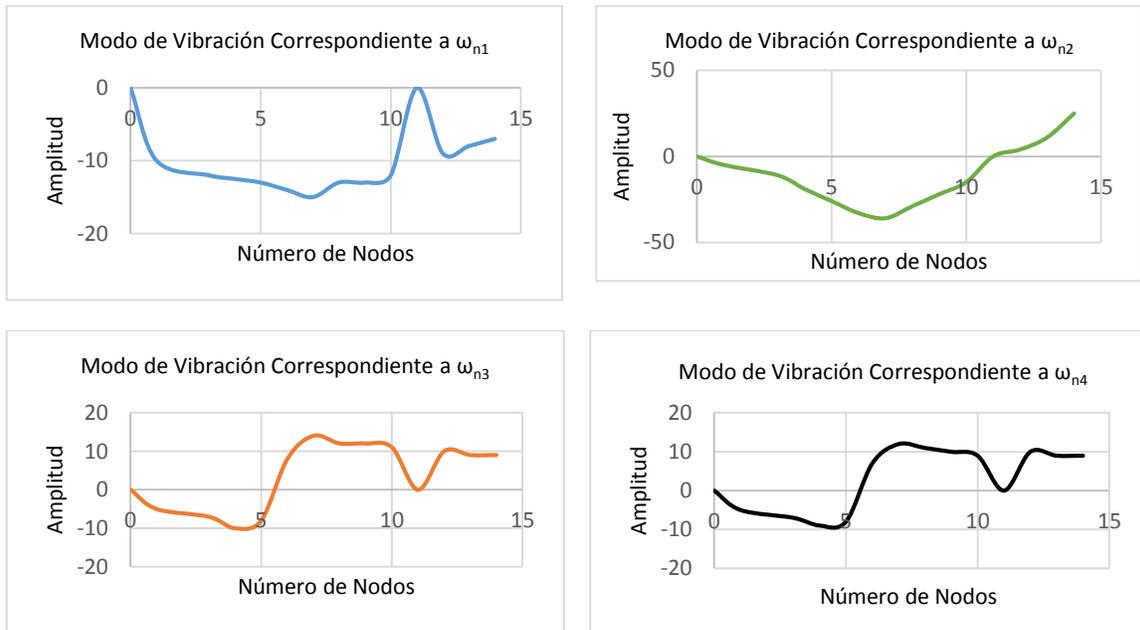


Figura 7.1.21 Modos de Vibración Rotor Simétrico k_{ξ} con Soporte Móvil, Posición 3.

De la Figura 7.1.21 se observa que la primera y segunda frecuencia natural le corresponde al primer modo de vibración para la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente, mientras que la tercera y cuarta frecuencia natural corresponden al segundo modo de vibración en la dirección horizontal y vertical del rotor respectivamente.

7.1.3 Caracterización de la Flecha Asimétrica con k_{η} en Dirección Horizontal

En la Figura 7.1.22 se muestra la posición de la flecha asimétrica para su caracterización en la dirección horizontal, el golpe con el martillo de impacto se realiza en la dirección X y coincide con el plano de rigidez k_{η} de la flecha experimental.

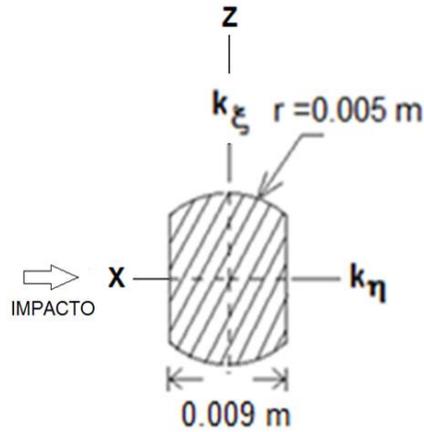


Figura 7.1.22 Posición de la Flecha Asimétrica Rigidez k_{η} Dirección Horizontal.

Para la caracterización del rotor, se sigue exactamente la metodología utilizada en la Sección 7.1.1. Como ejemplo se presentan una de las FRF's obtenidas para cada uno de los casos siguientes: Posición 1- chumacera en el nodo 14, Posición 2- Chumacera en el nodo 13 y Posición 3 - Chumacera en el nodo 12.

7.1.3.1 Discretización del Rotor Asimétrico k_{η} , Posición 1

En la Figura 7.1.23 se muestra un esquema de la discretización del rotor experimental, donde se puede observar la posición nodal del soporte móvil (nodo 14). En la Tabla 7.1.1 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo tomando como origen el soporte fijo del rotor.

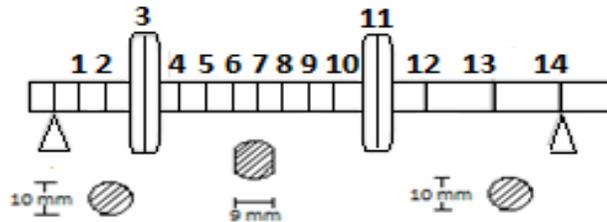


Figura 7.1.23 Discretización del Rotor Asimétrico k_{η} . Soporte Móvil en Posición 1.

En la Figura 7.1.24 se presentan las FRF's obtenidas para diferentes nodos del rotor, en éstas se muestran los espectros de vibración (Respuesta/Impacto), la fase correspondiente, así como la coherencia de las mediciones realizadas, cabe aclarar que los valores de coherencia obtenidos para todos los nodos fue superior de 0.9.

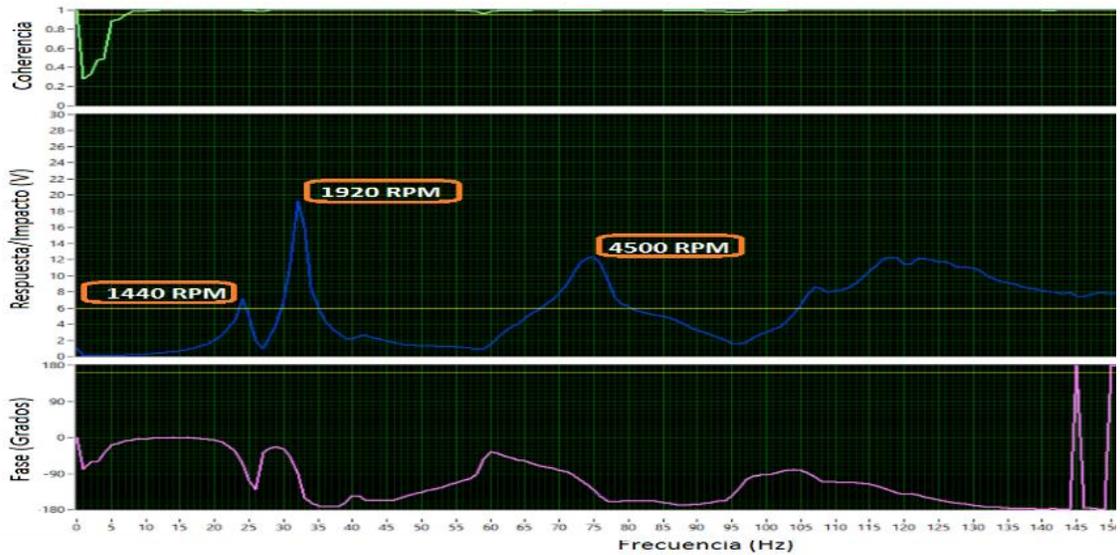


Figura 7.1.24 FRF's k_{η} , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 1.

De la Figura 7.1.24 se puede observar que en el intervalo de frecuencias de 0 a 150 Hz se presentan tres frecuencias naturales en el rotor y se localizan en $\omega_{n_1} = 24$ Hz (1,440 rpm) , $\omega_{n_2} = 32$ Hz (1,920 rpm) , y $\omega_{n_3} = 75$ Hz (4,500 rpm) respectivamente.

7.1.3.2 Discretización del Rotor Asimétrico k_{η} , Posición 2

En la Figura 7.1.25 se muestra un esquema de la discretización del rotor experimental, donde se puede observar la posición nodal del soporte móvil (nodo 13). En la Tabla 7.1.1 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo tomando como origen el soporte fijo del rotor.

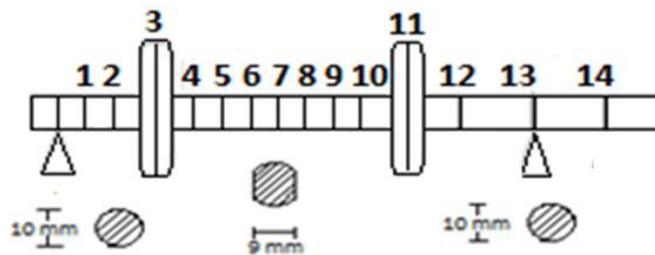


Figura 7.1.25 Discretización del Rotor Asimétrico k_{η} . Soporte Móvil en Posición 2.

En la Figura 7.1.26 se presentan las FRF's obtenidas para diferentes nodos del rotor, en éstas se muestran los espectros de vibración (Respuesta/Impacto), la fase correspondiente, así como la coherencia de las mediciones realizadas, cabe aclarar que los valores de coherencia obtenidos para todos los nodos fue superior de 0.9.

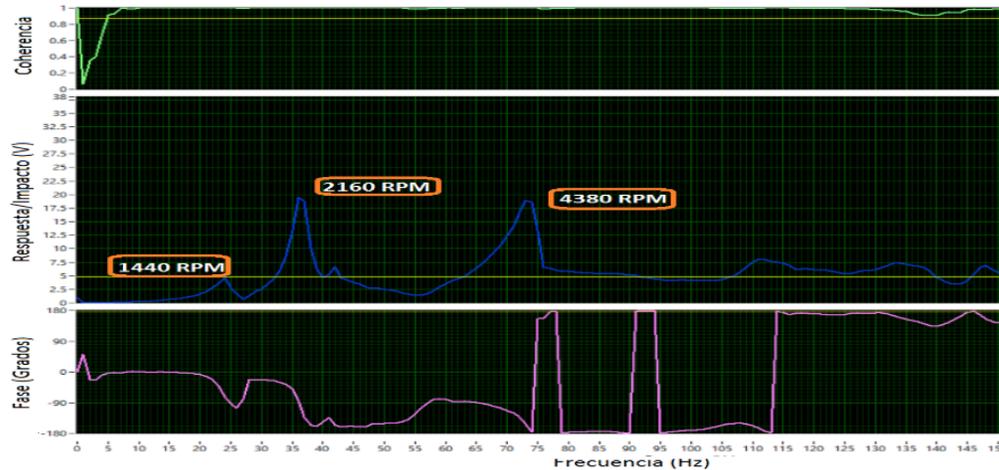


Figura 7.1.26 FRF's k_{η} , Rotor ASimétrico con Soporte Móvil, Posición 2.

De la Figura 7.1.26 se puede observar que en el intervalo de frecuencias de 0 a 150 Hz se presentan tres frecuencias naturales en el rotor y se localizan en $\omega_{n_1} = 24$ Hz (1,440 rpm) , $\omega_{n_2} = 36$ Hz (2,160 rpm) , y $\omega_{n_3} = 73$ Hz (4,380 rpm) respectivamente.

7.1.3.3 Discretización del Rotor Asimétrico k_{η} , Posición 3

En la Figura 7.1.27 se muestra un esquema de la discretización del rotor experimental, donde se puede observar la posición nodal del soporte móvil (nodo 12). En la Tabla 7.1.1 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo tomando como origen el soporte fijo del rotor.

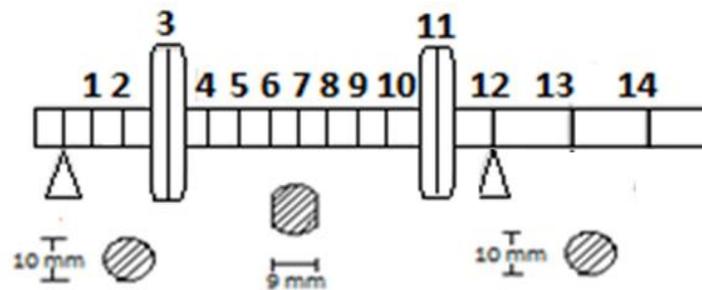


Figura 7.1.27 Discretización del Rotor Asimétrico k_{η} . Soporte Móvil en Posición 3.

En la Figura 7.1.28 se presentan las FRF's obtenidas para diferentes nodos del rotor, en éstas se muestran los espectros de vibración (Respuesta/Impacto), la fase correspondiente, así como la coherencia de las mediciones realizadas, cabe aclarar que los valores de coherencia obtenidos para todos los nodos fue superior de 0.9.

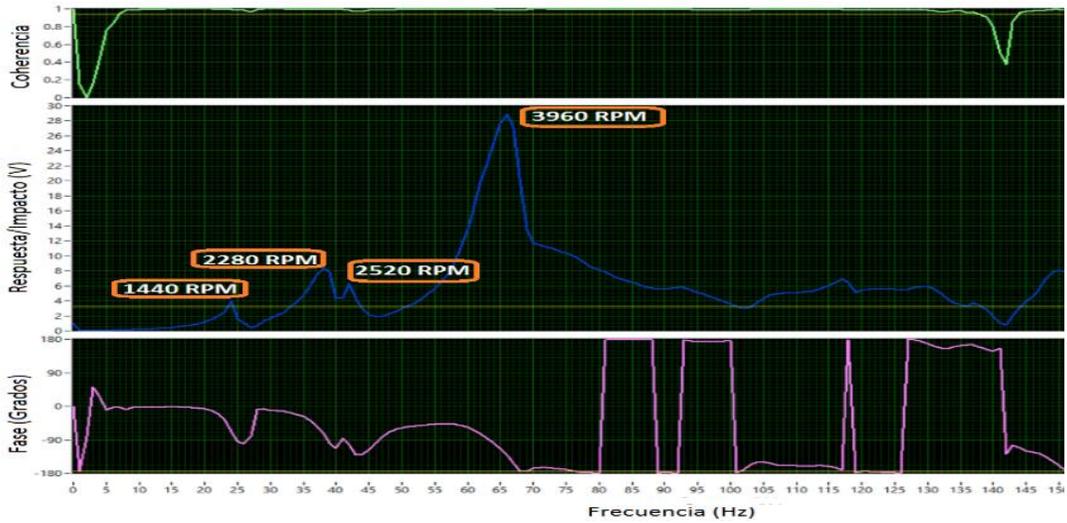


Figura 7.1.28 FRF's k_{η} , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 3.

De la Figura 7.1.28 se puede observar que en el intervalo de frecuencias de 0 a 150 Hz se presentan cuatro frecuencias naturales en el rotor y se localizan en $\omega_{n_1} = 24$ Hz (1,440 rpm) , $\omega_{n_2} = 38$ Hz (2,280 rpm) , $\omega_{n_3} = 42$ Hz (2,520 rpm) y $\omega_{n_4} = 66$ Hz (3,960 rpm) respectivamente.

7.1.4 Caracterización de la Flecha Asimétrica con k_{ξ} en Dirección Horizontal

En la Figura 7.1.29 se muestra la posición de la flecha asimétrica para su caracterización en la dirección horizontal, el golpe con el martillo de impacto se realiza en la dirección X y coincide con el plano de rigidez k_{ξ} de la flecha experimental.

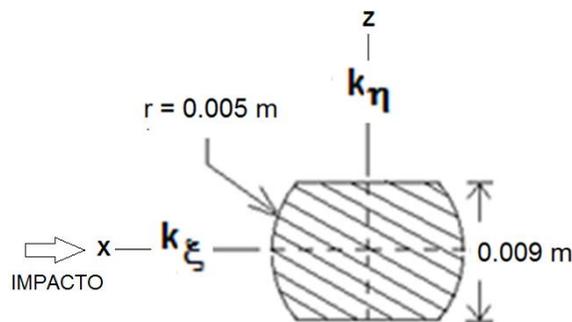


Figura 7.1.29 Posición de la Flecha Asimétrica Rigidez k_{ξ} Dirección Horizontal.

Para la caracterización del rotor, se sigue exactamente la metodología utilizada en la Sección 7.1.2. Como ejemplo se presentan una de las FRF's obtenidas para cada uno de los casos siguientes: Posición 1- chumacera en el nodo 14, Posición 2- Chumacera en el nodo 13 y Posición 3 - Chumacera en el nodo 12.

7.1.4.1 Discretización del Rotor Asimétrico k_{ξ} , Posición 1

En la figura 7.1.30 se muestra un esquema de la discretización del rotor experimental, donde se puede observar la posición nodal del soporte móvil (nodo 14). En la Tabla 7.1.1 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo tomando como origen el soporte fijo del rotor.

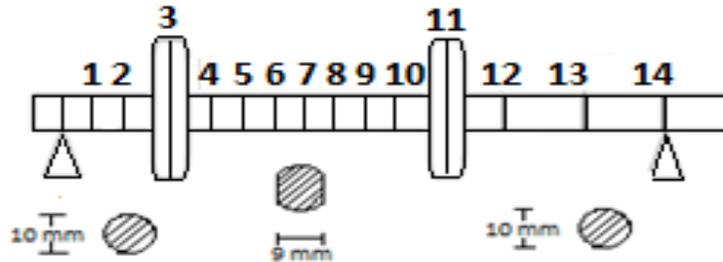


Figura 7.1.30 Discretización del Rotor Asimétrico k_{ξ} . Soporte Móvil en Posición 1.

En la Figura 7.1.31 se presentan las FRF's obtenidas para diferentes nodos del rotor, en éstas se muestran los espectros de vibración (Respuesta/Impacto), la fase correspondiente, así como la coherencia de las mediciones realizadas, cabe aclarar que los valores de coherencia obtenidos para todos los nodos fue superior de 0.9.



Figura 7.1.31 FRF's k_{ξ} , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 1.

De la Figura 7.1.31 se puede observar que en el intervalo de frecuencias de 0 a 100 Hz se presentan tres frecuencias naturales en el rotor y se localizan en $\omega_{n_1} = 24 \text{ Hz}$ (1,440 rpm) , $\omega_{n_2} = 33 \text{ Hz}$ (1,980 rpm) , y $\omega_{n_3} = 70 \text{ Hz}$ (4,200 rpm) respectivamente. Del análisis y comparación con resultados de la respuesta de vibración de rodados del rotor experimental considerando una masa de desbalance, se determinó que ω_{n_1} y ω_{n_3} corresponden a frecuencias naturales del banco donde esta soportado el rotor.

7.1.4.2 Discretización del Rotor Asimétrico k_{ξ} , Posición 2

En la Figura 7.1.32 se muestra un esquema de la discretización del rotor experimental, donde se puede observar la posición nodal del soporte móvil (nodo 13). En la Tabla 7.1.1 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo tomando como origen el soporte fijo del rotor.

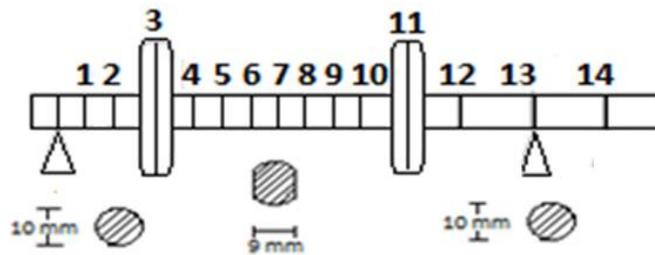


Figura 7.1.32 Discretización del Rotor Asimétrico k_{ξ} . Soporte Móvil en Posición 2.

En la Figura 7.1.33 se presentan las FRF's obtenidas para diferentes nodos del rotor, en éstas se muestran los espectros de vibración (Respuesta/Impacto), la fase correspondiente, así como la coherencia de las mediciones realizadas, cabe aclarar que los valores de coherencia obtenidos para todos los nodos fue superior de 0.9.

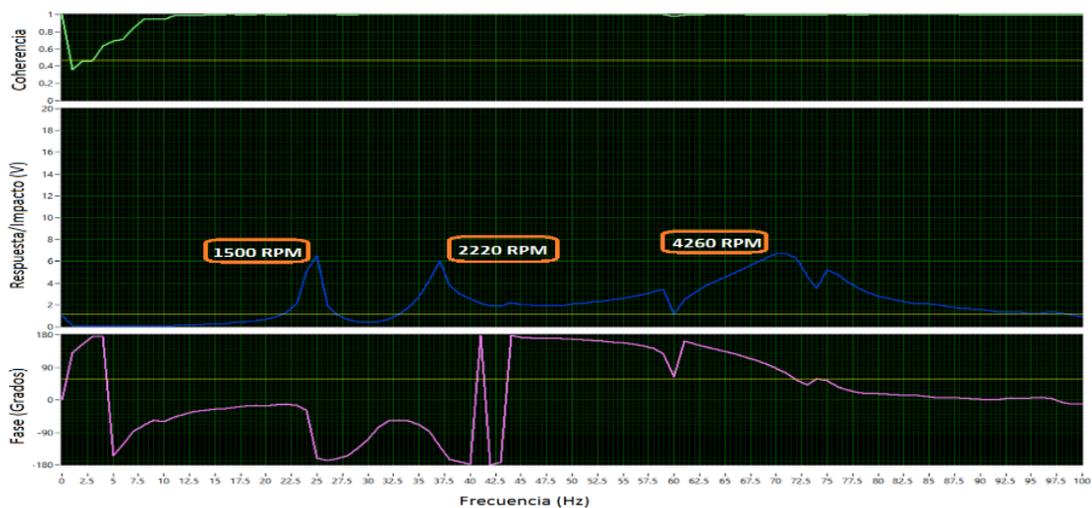


Figura 7.1.33 FRF's k_{ξ} , Rotor ASimétrico con Soporte Móvil, Posición 2.

De la Figura 7.1.33 se puede observar que en el intervalo de frecuencias de 0 a 100 Hz se presentan tres frecuencias naturales en el rotor y se localizan en $\omega_{n_1} = 25$ Hz (1,500 rpm) , $\omega_{n_2} = 37$ Hz (2,220 rpm) , y $\omega_{n_3} = 71$ Hz (4,260 rpm) respectivamente. Del análisis y comparación con resultados de la respuesta de vibración de rodados del rotor experimental considerando una masa de desbalance, se determinó que ω_{n_1} y ω_{n_3} corresponden a frecuencias naturales del banco donde esta soportado el rotor.

7.1.4.3 Discretización del Rotor Asimétrico k_{ξ} , Posición 3

En la Figura 7.1.34 se muestra un esquema de la discretización del rotor experimental, donde se puede observar la posición nodal del soporte móvil (nodo 12). En la Tabla 7.1.1 se dan las longitudes correspondientes a cada nodo tomando como origen el soporte fijo del rotor.

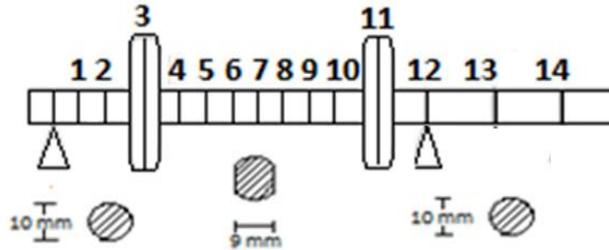


Figura 7.1.34 Discretización del Rotor Asimétrico k_{ξ} . Soporte Móvil en Posición 3.

En la Figura 7.1.35 se presentan las FRF's obtenidas para diferentes nodos del rotor, en éstas se muestran los espectros de vibración (Respuesta/Impacto), la fase correspondiente, así como la coherencia de las mediciones realizadas, cabe aclarar que los valores de coherencia obtenidos para todos los nodos fue superior de 0.9.

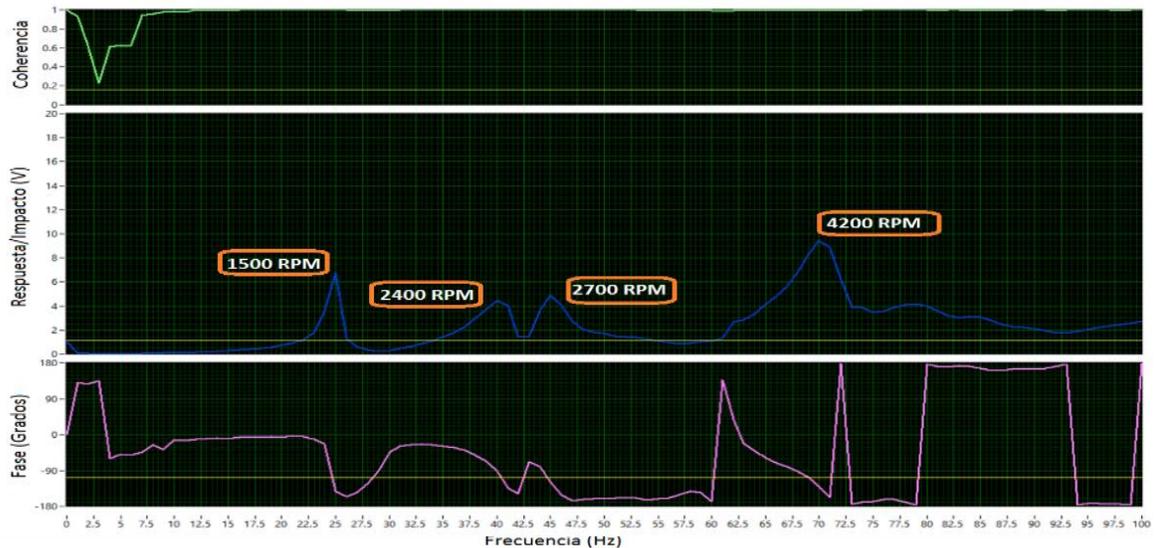


Figura 7.1.35 FRF's k_{ξ} , Rotor Asimétrico con Soporte Móvil, Posición 3.

De la Figura 7.1.35 se puede observar que en el intervalo de frecuencias de 0 a 100 Hz se presentan cuatro frecuencias naturales en el rotor y se localizan en $\omega_{n_1} = 25$ Hz (1,500 rpm) , $\omega_{n_2} = 40$ Hz (2,400 rpm) , $\omega_{n_3} = 45$ Hz (2,700 rpm) y $\omega_{n_4} = 70$ Hz (4,200 rpm) respectivamente. Del análisis y comparación con resultados de la respuesta de vibración de rodados del rotor experimental considerando una masa de desbalance, se determinó que ω_{n_1} y ω_{n_3} corresponden a frecuencias naturales del banco donde esta soportado el rotor.

7.2 Análisis de la Respuesta Vibratoria del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Asimétrico (Flecha Grado de Asimetría menor)

En esta sección se analiza la respuesta experimental de vibración a causa de una masa de desbalance para un sistema rotor simétrico-chumacera considerando una chumacera móvil en el sistema. En la Figura 7.2.1 se muestra un esquema de la configuración del rotor experimental. Para el análisis se consideró una longitud de trabajo de la chumacera móvil de 9 cm, donde la longitud más larga del rotor corresponde a la posición 1 de la chumacera, la longitud más corta del rotor corresponde a la posición 3 de la chumacera, mientras que la longitud media entre la posición 1 y 3, corresponde a la posición 2 de la chumacera. En la Sección 5.1.2, Capítulo V, se muestra el arreglo experimental del rotor utilizado (ver Figuras 5.1.5 y 5.1.6) que consta de dos discos inerciales, una flecha asimétrica, así como un soporte fijo y uno móvil.

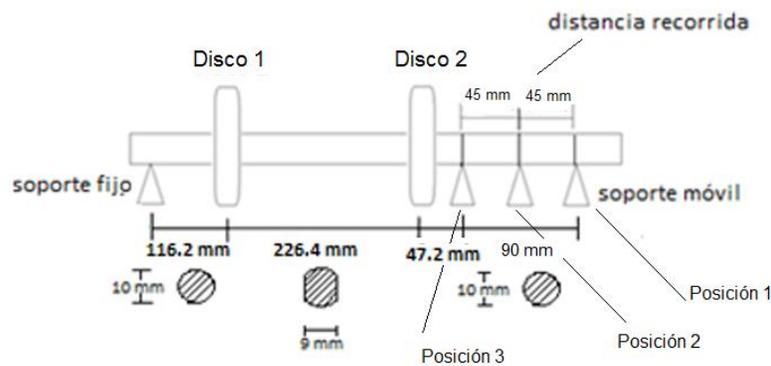


Figura 7.2.1 Configuración del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Asimétrico Experimental, Grado de Asimetría Menor.

Para la respuesta de vibración del rotor experimental, se consideró una rampa de excitación de tipo lineal, y se analizó la respuesta del rotor para el caso donde la aceleración angular $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$.

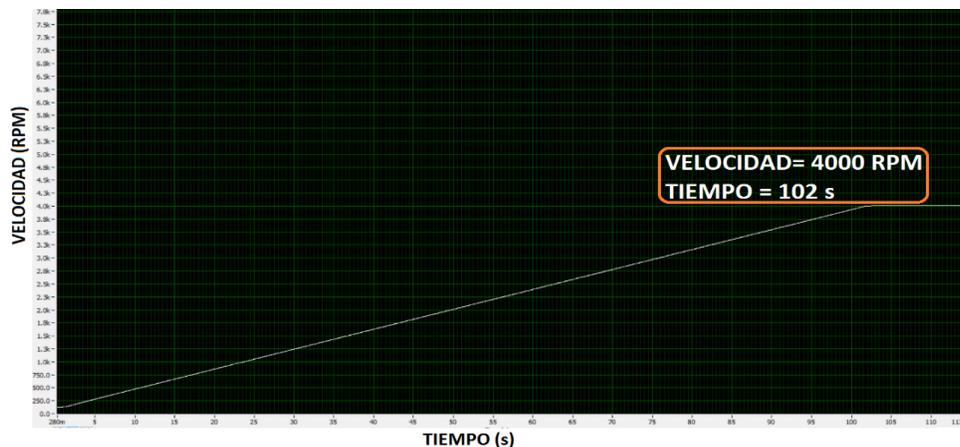


Figura 7.2.2 Rampa de Excitación Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Menor) $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$.

En la Figura 7.2.2 se muestran la rampa de excitación de tipo lineal utilizada en el rotor experimental. De la Figura 7.2.2 se puede observar que cuando la aceleración angular es $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$ el rotor alcanza su velocidad nominal de 4,000 rpm en 102 s (1.7 min).

Para el análisis de la respuesta de vibración del rotor, se consideró la vibración en la dirección Horizontal (Sensor 1) y Vertical (Sensor 2) (ver Figura 5.1.2), así como, la Vibración Resultante, que corresponde a la raíz cuadrada de la suma de los cuadrado de la respuesta de vibración en la dirección horizontal y vertical respectivamente.

7.2.1 Respuesta del Sistema con Rampas de Excitación de Tipo Lineal, $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$

En las Figuras 7.2.3 y 7.2.4 se muestra la respuesta de vibración del rotor para la posición de la chumacera móvil en la Posición 1 (ver Figura 7.2.1), para el Sensor 1 y Sensor 2 respectivamente.

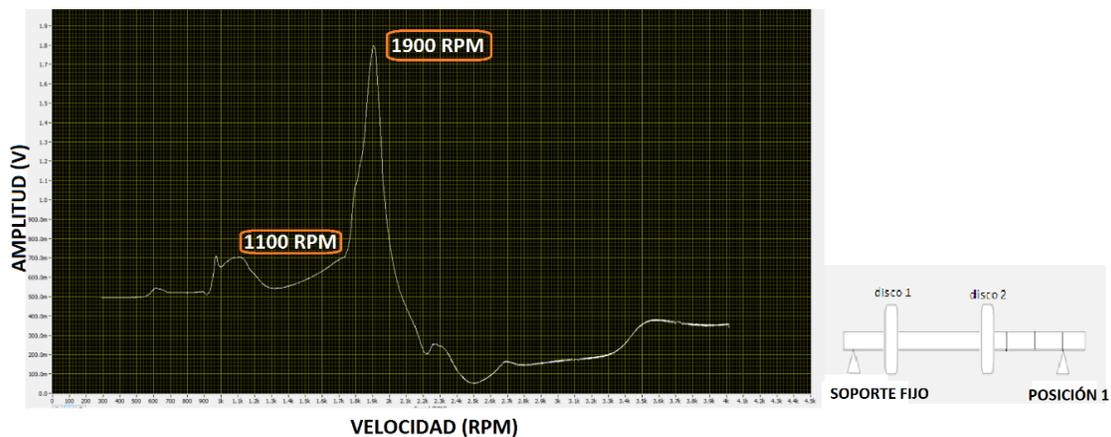


Figura 7.2.3 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Menor) Sensor 1. Posición 1 del Soporte.

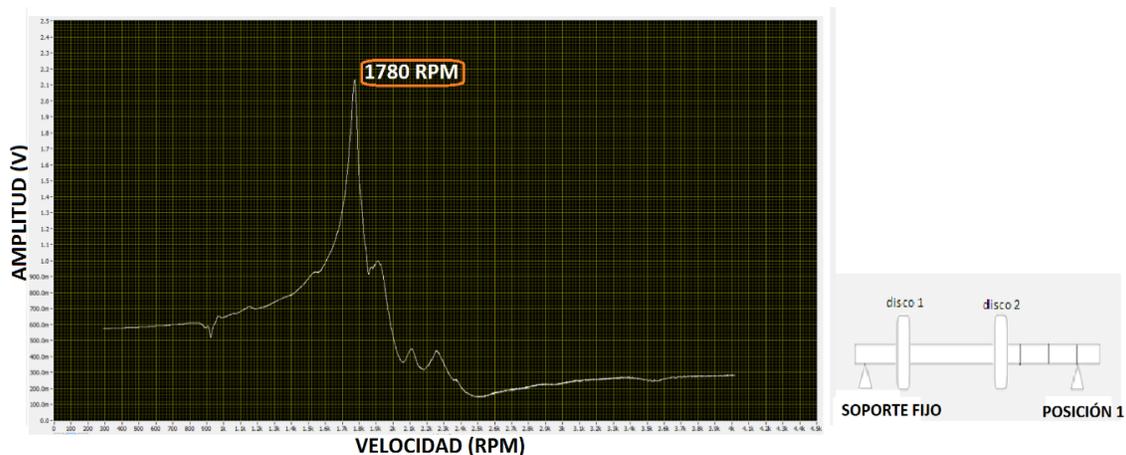


Figura 7.2.4 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Menor) Sensor 2. Posición 1 del Soporte.

Por otra parte, en las Figuras 7.2.5 y 7.2.6 se muestra la respuesta de vibración del rotor para la posición de la chumacera móvil en la Posición 2 (ver Figura 7.2.1), para el Sensor 1 y Sensor 2 respectivamente.

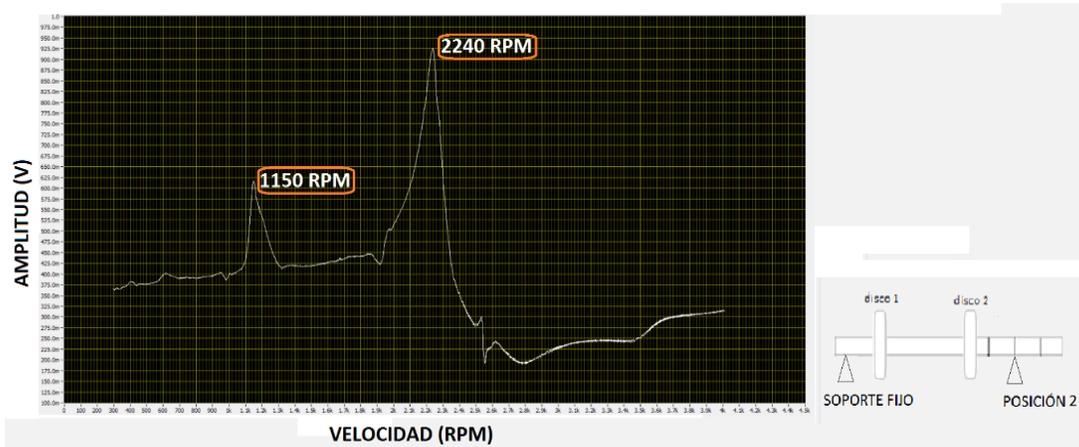


Figura 7.2.5 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Menor) Sensor 1. Posición 2 del Soporte.

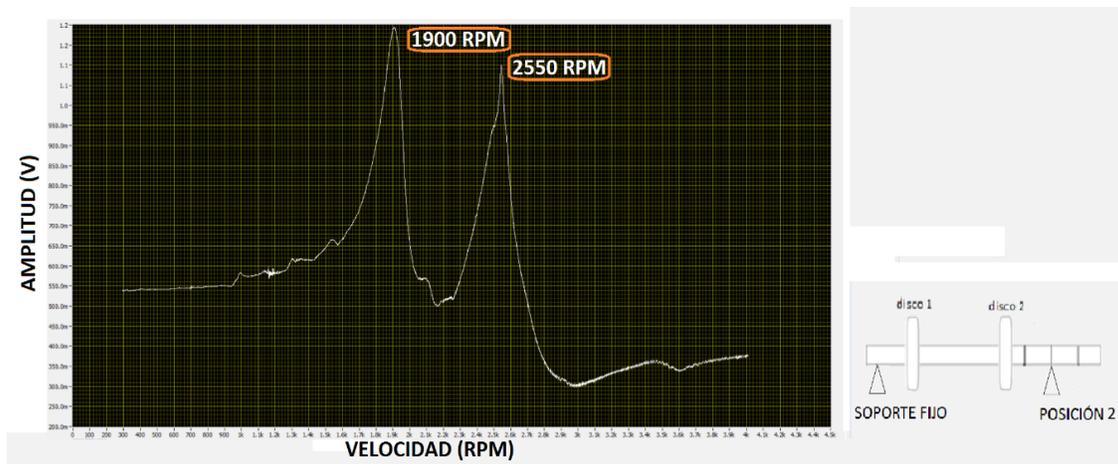


Figura 7.2.6 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Menor) Sensor 2. Posición 2 del Soporte.

Asimismo, en las Figuras 7.2.7 y 7.2.8 se muestra la respuesta de vibración del rotor para la posición de la chumacera móvil en la Posición 3 (ver Figura 7.2.1), para el Sensor 1 y Sensor 2 respectivamente.

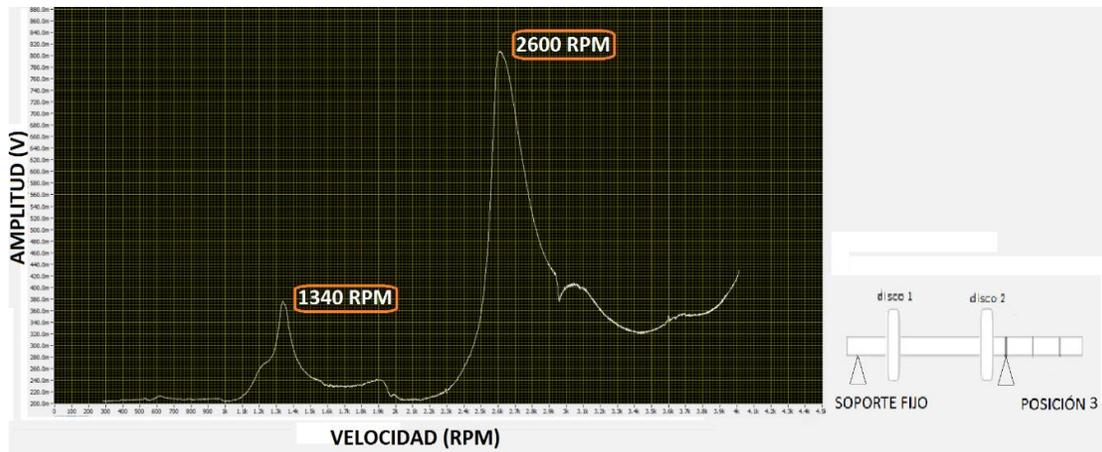


Figura 7.2.7 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Menor) Sensor 1. Posición 3 del Soporte.

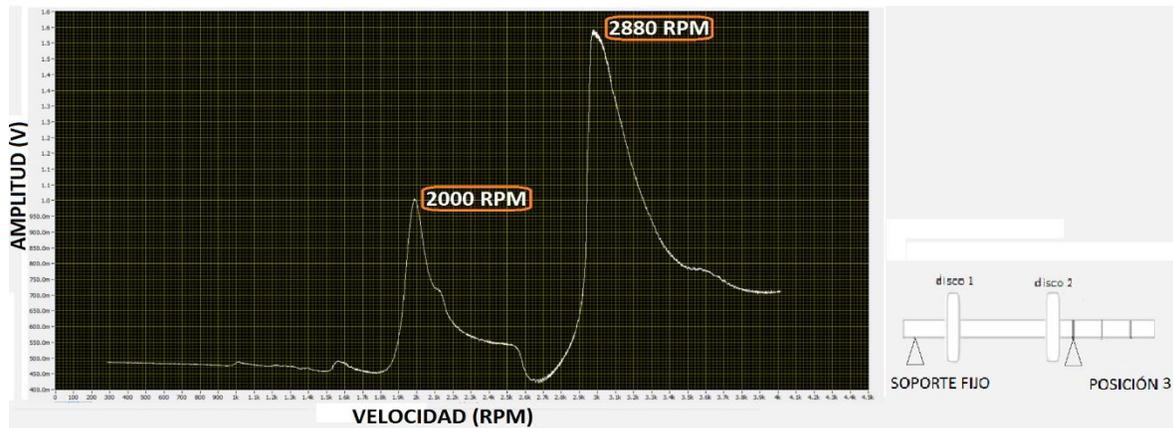
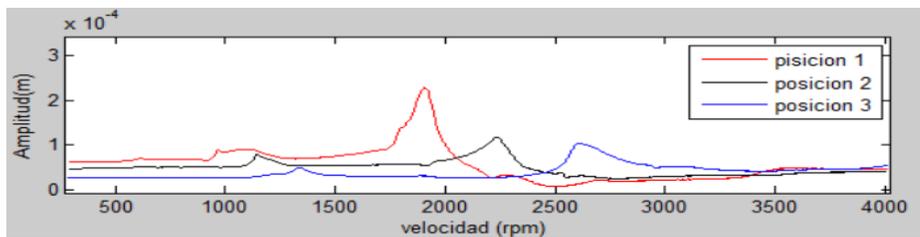


Figura 7.2.8 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Menor) Sensor 2. Posición 3 del Soporte.

En las figuras anteriores se puede apreciar que el rotor pasa por al menos dos frecuencias naturales antes de llegar a su velocidad nominal.

Para una mejor visualización, en la gráfica 7.2.9 se muestra un condensado del comportamiento vibratorio del rotor experimental, agrupando la vibración del Sensor 1 (Figura 7.2.9a), Sensor 2 (Figura 7.2.9b) y Vibración Resultante (Figura 7.2.9c) en función de la velocidad del rotor. Asimismo, en la Figura 7.2.10 se muestra el mismo gráfico pero ahora en función del tiempo.



a)

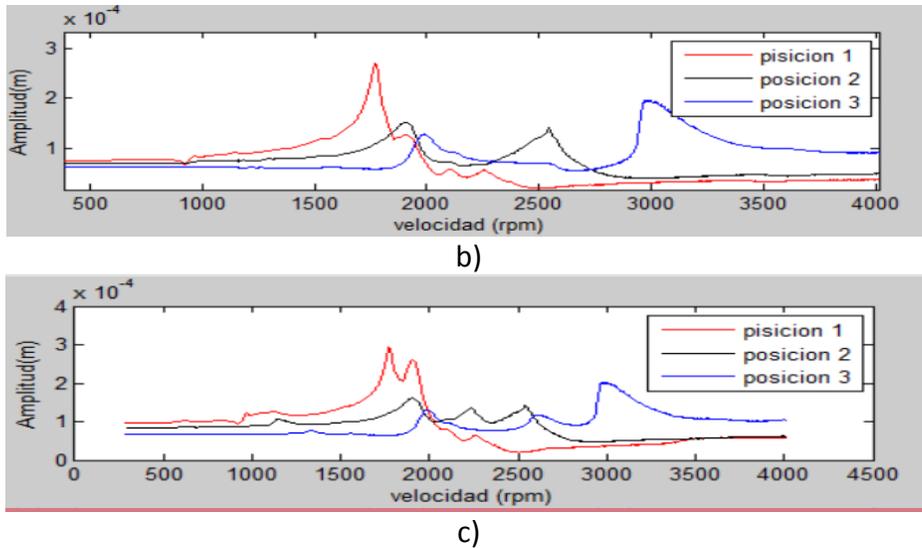
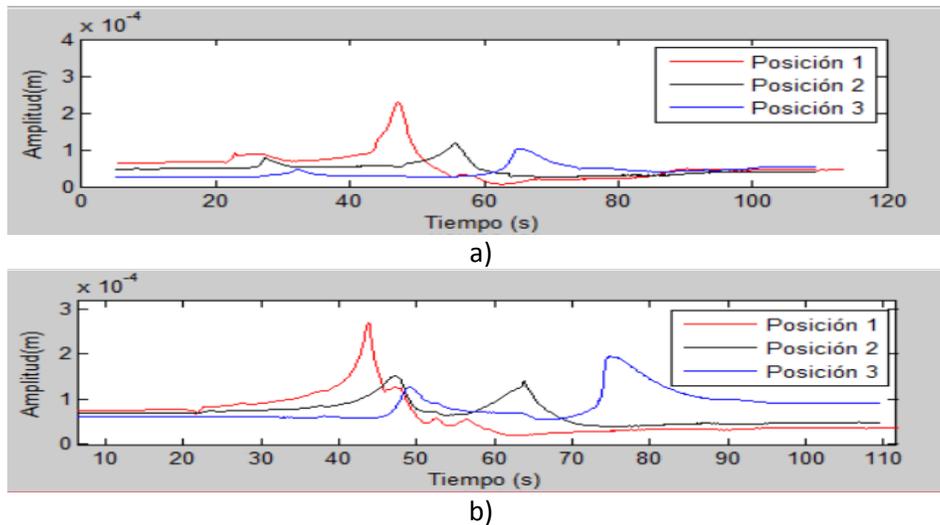
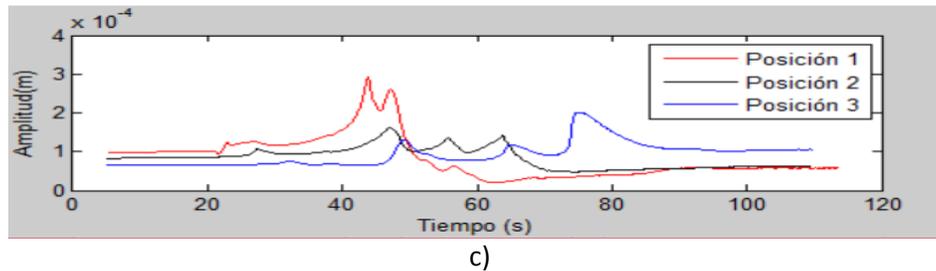


Figura 7.2.9 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico, rpm (Grado de Asimetría Menor). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante.

En la gráfica de las Figura 7.2.9 y Figura 7.2.10 la respuesta de vibración en color rojo corresponde a la Posición 1 de la chumacera, la de color negro a la Posición 2, mientras que la de color azul corresponde a la Posición 3 de la chumacera. Se puede observar que cuando la chumacera se encuentra en la Posición 1, la frecuencia natural es menor que cuando la chumacera se encuentra en la Posición 2 y 3, esto a causa de que la rigidez del sistema es menor, conforme se acorta la longitud del rotor Posición 2 y 3 de la chumacera respectivamente la rigidez del rotor aumenta, lo que genera que las frecuencias naturales correspondientes también se incrementen.





c)
 Figura 7.2.10 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico, tiempo (Grado de Asimetría Menor). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante.

Con el objetivo de no balancear el sistema y pasar sin problemas las frecuencias naturales en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, se considera las tres posiciones de la chumacera móvil (Figura 7.2.10) para establecer una secuencia de movimiento, lo que permite llevar el rotor desde su velocidad inicial (0 rpm) hasta su velocidad de operación (4,000 rpm) pasando por la resonancia sin exponer al rotor a fallas por problemas de vibración. Para lo anterior, la Posición 1 de la chumacera corresponde con la configuración original de trabajo del rotor, por lo que cualquier secuencia de movimiento de la chumacera móvil iniciará y terminará con la chumacera móvil en la Posición 1.

Las secuencias que se proponen a continuación para el movimiento de la chumacera móvil, se hacen con base a los diagramas de bode de la amplitud de la respuesta de la Figura 7.2.10 y se realizan por separado para el Sensor 2, Sensor 1 y Vibración Resultante.

7.2.1.1 Respuesta de Vibración Sensor 2 (Vertical)

Secuencia No. 1 (Sensor 2)

En la Figura 7.2.11 se muestra el comportamiento vibratorio del rotor para las tres posiciones de la chumacera móvil, correspondientes a la dirección vertical del rotor obtenida mediante el Sensor 1.

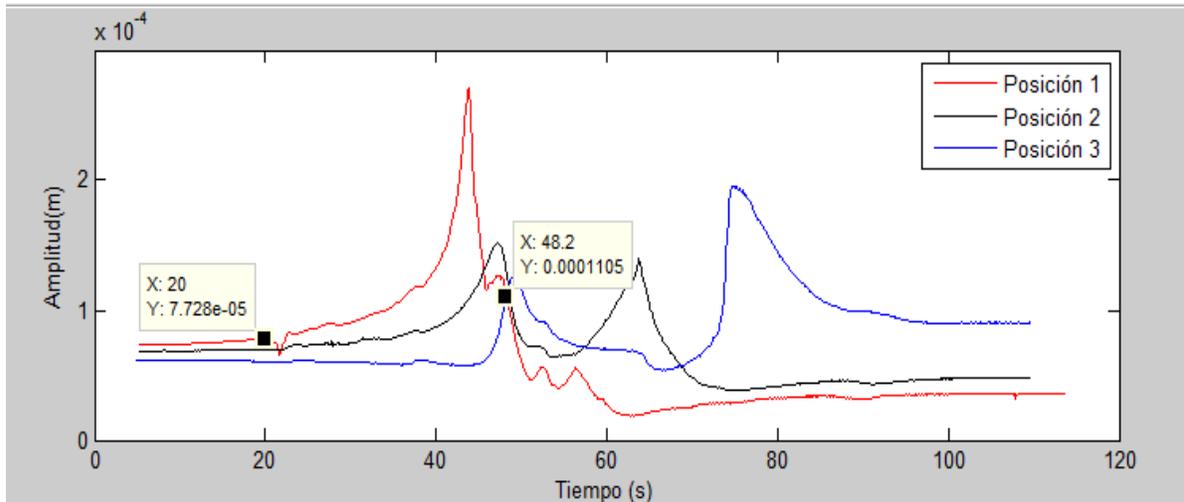


Figura 7.2.11 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 1 (Sensor 2). Flecha Grado de Asimetría Menor.

Para determinar la secuencia de movimiento del soporte móvil, se analizan la respuesta de vibración del rotor de la Figura 7.2.11, se localiza el punto de intersección de las tres respuestas de vibración correspondientes a las tres posiciones diferentes de la chumacera móvil en el rotor. Se selecciona uno o varios puntos de intersección en la gráfica. El punto de intersección localizado corresponde al tiempo el cual se iniciará la secuencia de movimiento del soporte. En la Figura 7.2.11 se muestran los puntos de intersección para la respuesta de vibración del rotor en función del tiempo.

Las intersecciones de los diagramas de bode correspondientes a las diferentes posiciones de la chumacera móvil, se consideran puntos de cambio de la chumacera móvil para modificar la rigidez del sistema en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, pasando por las diferentes frecuencias naturales sin tener problemas de vibración excesiva.

En la Tabla 7.2.1 se presentan los valores de los tiempos donde se realizaron los cambios de posición de la chumacera móvil. Se sabe que el tiempo que tarda la chumacera en desplazarse de un punto a otro punto contiguo es de 1.15 segundos, por lo que se propone iniciar el movimiento de la chumacera móvil 2.3 segundos antes del tiempo correspondiente al punto de intersección seleccionado, ya que la chumacera se desplaza de la Posición 1 a la Posición 3 y viceversa.

Tabla 7.2.1 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 1 (Sensor 2). (Flecha Grado de Asimetría Menor).

Trayectoria	Tiempo de cambio (s)	Velocidad del punto de cambio
Posición 1 - Posición 3	20	900
Posición 3 - Posición 1	48.2-2.3=45.9	1950

En la Tabla 7.2.1 se puede observar que el tiempo en el que se realizó el cambio de posición de la chumacera móvil es ligeramente diferente al tiempo que corresponde al

punto de intersección de los diagramas de bode. Lo anterior se debe a que se observó que durante la secuencia de movimiento de la chumacera móvil de una posición a otra, tomando los tiempos en los puntos de intersección, el sistema generaba una respuesta de vibración transitoria residual de amplitud similar a la vibración original del rotor. Sin embargo cuando los cambios de posición de la chumacera móvil se realizaron en los tiempos mostrados en la Tabla 7.2.1 las amplitudes de la vibración residual del rotor disminuyeron. Por otra parte, también se puede observar que para este caso en particular se consideran dos cambios de posición de la chumacera móvil.

En la Figura 7.2.12 se muestra la comparación de la vibración residual posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil (curva color azul discontinua) con la respuesta de vibración para la Posición 1 del soporte móvil (curva color rojo), Posición 2 (curva color negro), Posición 3 (curva color azul) correspondientes al Sensor 1, Sensor 2 y Vibración Resultante.

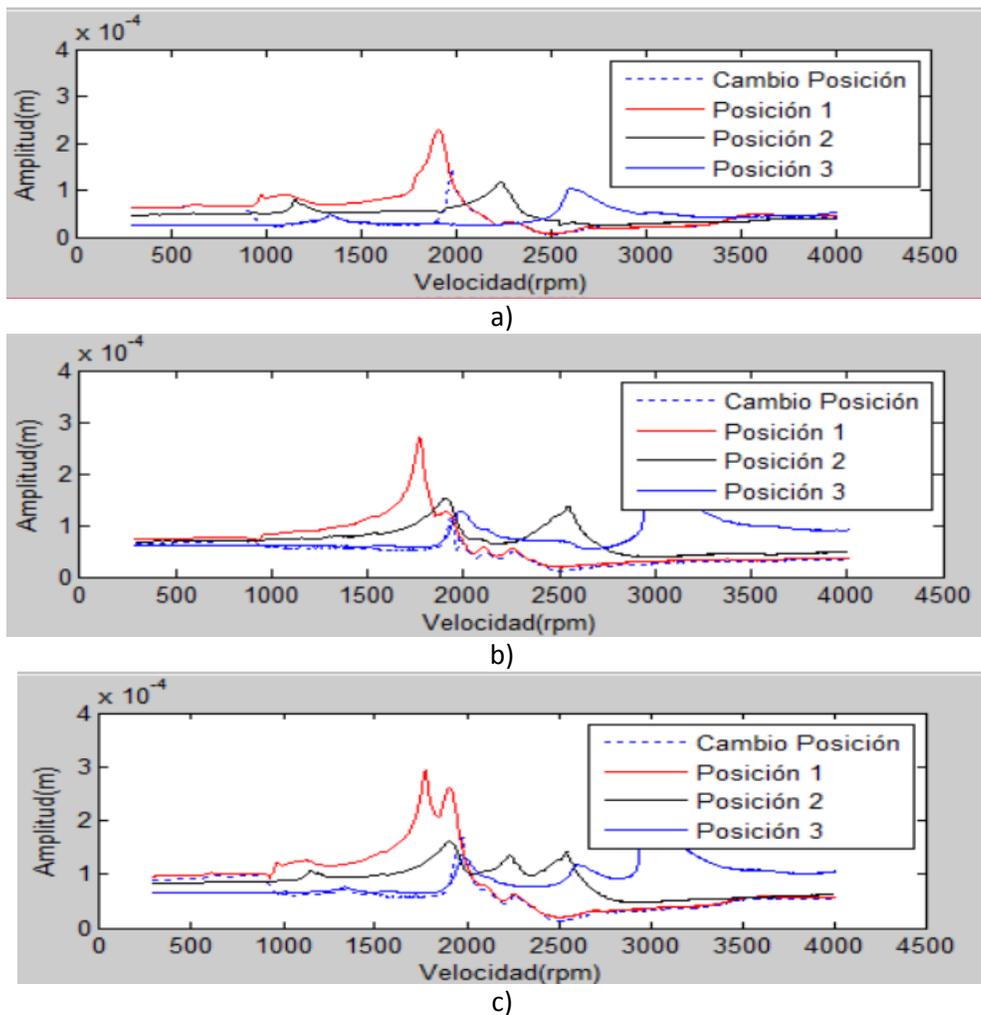


Figura 7.2.12 . Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.1 (Sensor 2)). a) Sensor1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Menor).

Asimismo, en la Figura 7.2.13 también se compara la vibración residual del rotor (curva color azul discontinua) posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil con la vibración del rotor cuando la chumacera móvil se encuentra en la Posición 1 (curva color rojo) ya que la Posición 1 de la chumacera corresponde a la configuración original de trabajo del rotor.

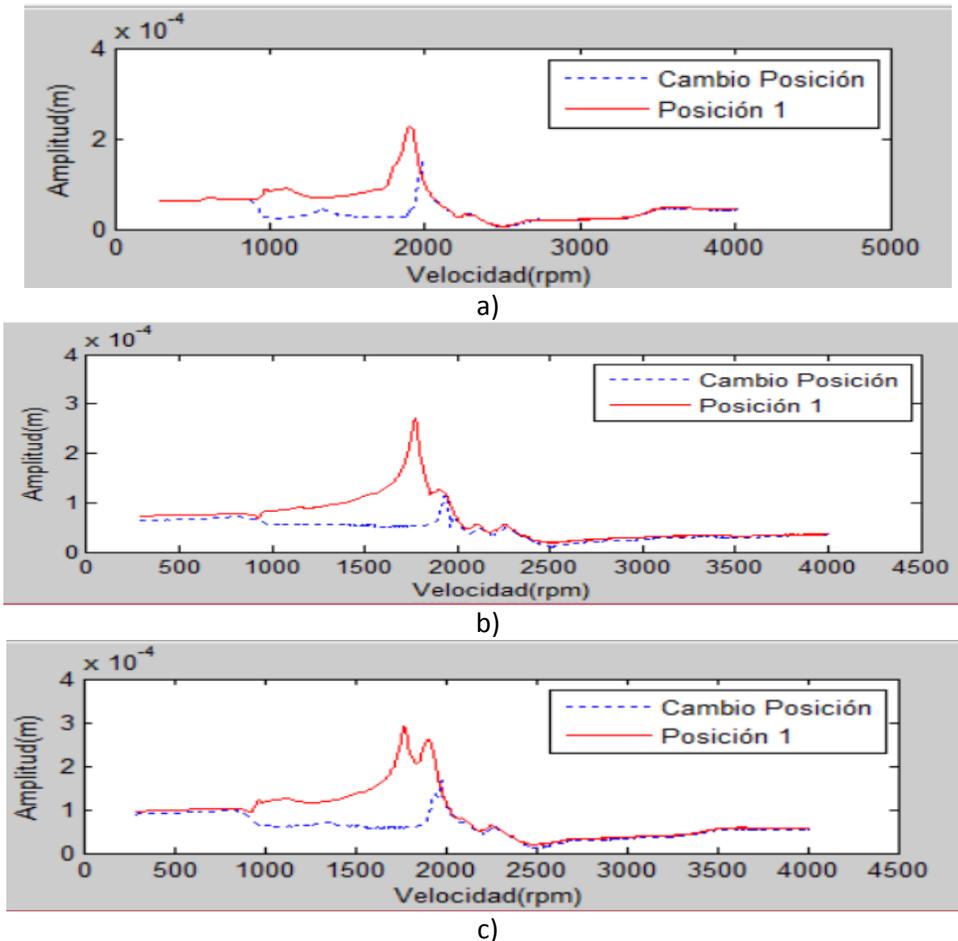


Figura 7.2.13 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 1 (Sensor 2)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Menor).

Se puede observar de la Figura 7.2.13 que con la secuencia de movimientos propuestos para el soporte móvil, es posible evitar las zonas de resonancia ya que se disminuye las amplitudes de vibración al modificar la rigidez del sistema con los movimientos del soporte móvil.

Secuencia No. 2 (Sensor 2)

En la Figura 7.2.14 se muestra el comportamiento vibratorio del rotor para las tres posiciones de la chumacera móvil, correspondientes a la dirección vertical del rotor obtenida mediante el Sensor 1.

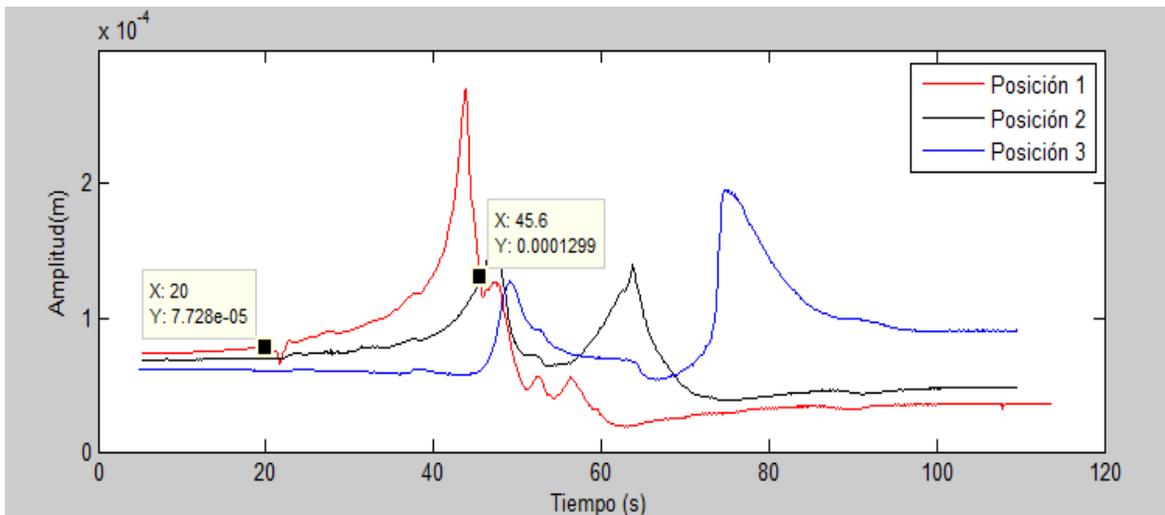


Figura 7.2.14 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 2 (Sensor 2). Flecha Grado de Asimetría Menor

Para determinar la secuencia de movimiento del soporte móvil, se analizan la respuesta de vibración del rotor de la Figura 7.2.14, se localiza el punto de intersección de las tres respuestas de vibración correspondientes a las tres posiciones diferentes de la chumacera móvil en el rotor. Se selecciona uno o varios puntos de intersección en la gráfica. El punto de intersección localizado corresponde al tiempo el cual se iniciará la secuencia de movimiento del soporte. En la Figura 7.2.14 se muestran los puntos de intersección para la respuesta de vibración del rotor en función del tiempo.

Las intersecciones de los diagramas de bode correspondientes a las diferentes posiciones de la chumacera móvil, se consideran puntos de cambio de la chumacera móvil para modificar la rigidez del sistema en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, pasando por las diferentes frecuencias naturales sin tener problemas de vibración excesiva.

En la Tabla 7.2.2 se presentan los valores de los tiempos donde se realizaron los cambios de posición de la chumacera móvil. Se sabe que el tiempo que tarda la chumacera en desplazarse de un punto a otro punto contiguo es de 1.15 segundos, por lo que se propone iniciar el movimiento de la chumacera móvil 1.15 segundos antes del tiempo correspondiente al punto de intersección seleccionado, ya que la chumacera se desplaza de la Posición 1 a la Posición 2 y viceversa.

Tabla 7.2.2 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 2 (Sensor 2). (Flecha Grado de Asimetría Menor).

Trayectoria	Tiempo de cambio (s)	Velocidad del punto de cambio
Posición 1 - Posición 2	20	900
Posición 2 - Posición 1	45.6-1.15=44.45	1847

En la Tabla 7.2.2 se puede observar que el tiempo en el que se realizó el cambio de posición de la chumacera móvil es ligeramente diferente al tiempo que corresponde al punto de intersección de los diagramas de bode. Lo anterior se debe a que se observó que durante la secuencia de movimiento de la chumacera móvil de una posición a otra, tomando los tiempos en los puntos de intersección, el sistema generaba una respuesta de vibración transitoria residual de amplitud similar a la vibración original del rotor. Sin embargo cuando los cambios de posición de la chumacera móvil se realizaron en los tiempos mostrados en la Tabla 7.2.2 las amplitudes de la vibración residual del rotor disminuyeron. Por otra parte, también se puede observar que para este caso en particular se consideran dos cambios de posición de la chumacera móvil.

En la Figura 7.2.15 se muestra la comparación de la vibración residual posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil (curva color azul discontinua) con la respuesta de vibración para la Posición 1 del soporte móvil (curva color rojo), Posición 2 (curva color negro), Posición 3 (curva color azul) correspondientes al Sensor 1, Sensor 2 y Vibración Resultante.

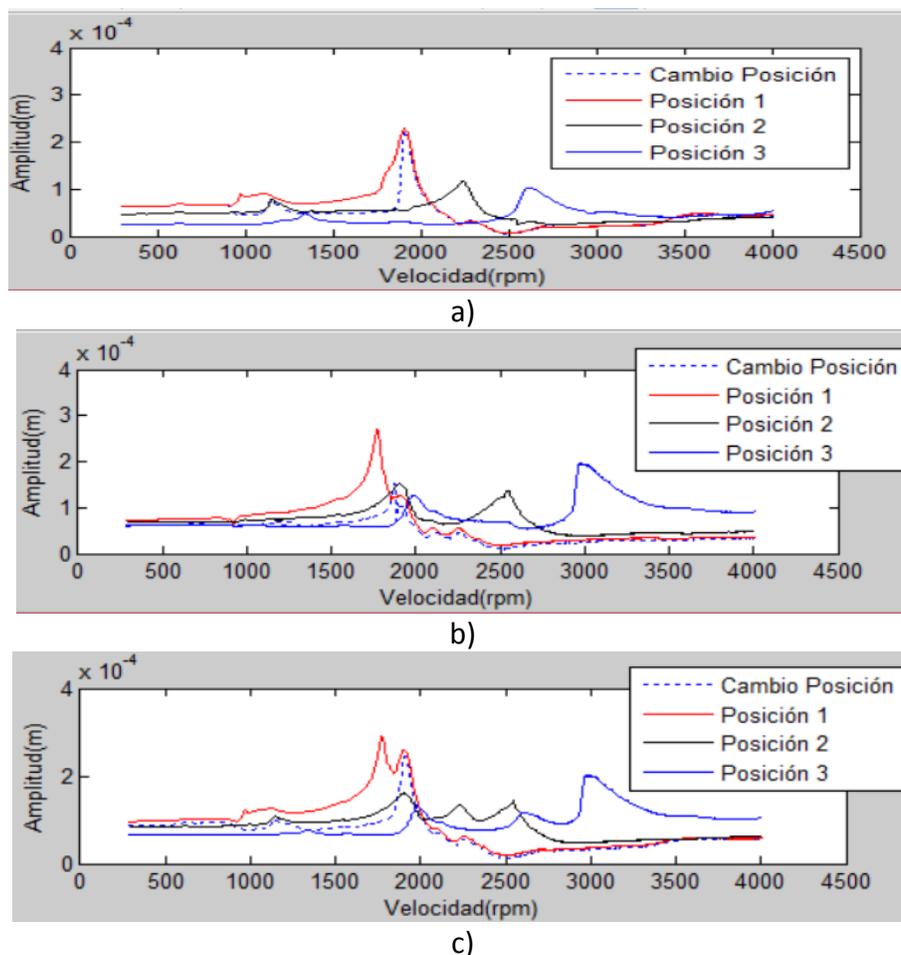


Figura 7.2.15 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.2 (Sensor 2)). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.

Asimismo, en la Figura 7.2.16 también se compara la vibración residual del rotor (curva color azul discontinua) posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil con la vibración del rotor cuando la chumacera móvil se encuentra en la Posición 1 (curva color rojo) ya que la Posición 1 de la chumacera corresponde a la configuración original de trabajo del rotor.

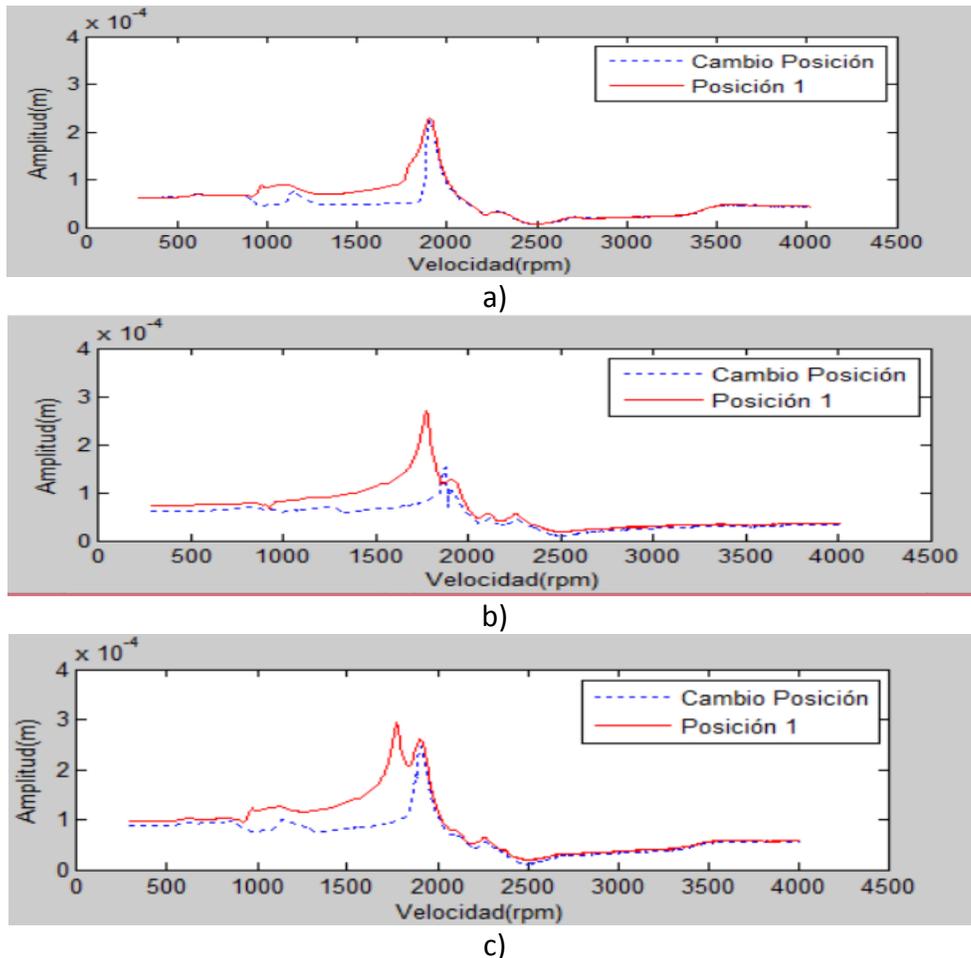


Figura 7.2.16 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 2 (Sensor 2)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.

Se puede observar de la Figura 7.2.16 que con la secuencia de movimientos propuestos para el soporte móvil, no es posible evitar las zonas de resonancia ya que las amplitudes de vibración residual son similares a la vibración original aun con los cambios de rigidez efectuados en el sistema como consecuencia de los movimientos del soporte móvil. También se puede observar, que se obtiene un mejor resultado cuando los modos de vibración correspondientes a las diferentes posiciones del soporte móvil están separados (ver Figura 7.2.13), en contraste cuando se tiene modos de vibración cercanos se complica disminuir las amplitudes residuales del rotor, tal y como se puede observar en la Figura 7.2.16.

7.2.1.2 Respuesta de Vibración Sensor 1 (Horizontal)

Secuencia No. 1 (Sensor 1)

En la Figura 7.2.17 se muestra el comportamiento vibratorio del rotor para las tres posiciones de la chumacera móvil, correspondientes a la dirección horizontal del rotor obtenida mediante el Sensor 1.

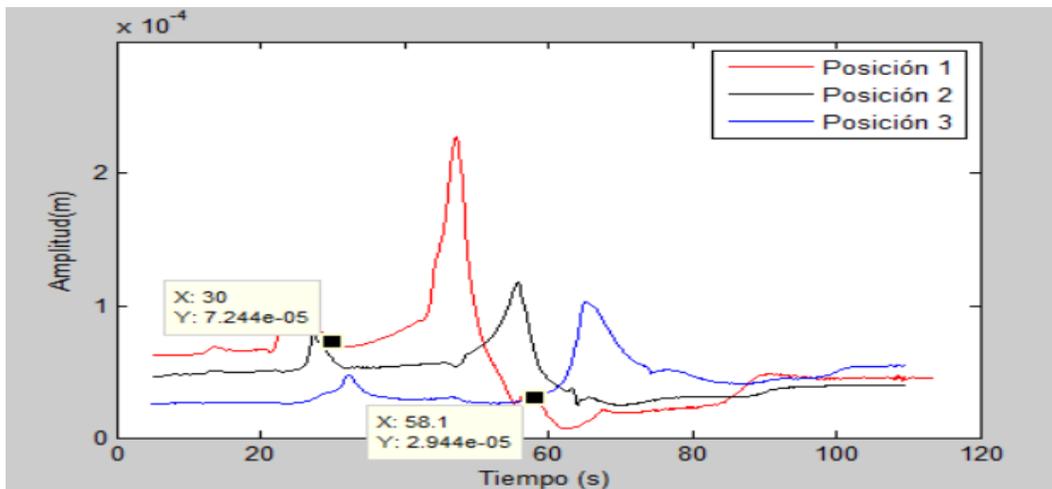


Figura 7.2.17 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 1 (Sensor 1). Flecha Grado de Asimetría Menor.

Para determinar la secuencia de movimiento del soporte móvil, se analizan la respuesta de vibración del rotor de la Figura 7.2.17, se localiza el punto de intersección de las tres respuestas de vibración correspondientes a las tres posiciones diferentes de la chumacera móvil en el rotor. Se selecciona uno o varios puntos de intersección en la gráfica. El punto de intersección localizado corresponde al tiempo el cual se iniciará la secuencia de movimiento del soporte. En la Figura 7.2.17 se muestran los puntos de intersección para la respuesta de vibración del rotor en función del tiempo.

Las intersecciones de los diagramas de bode correspondientes a las diferentes posiciones de la chumacera móvil, se consideran puntos de cambio de la chumacera móvil para modificar la rigidez del sistema en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, pasando por las diferentes frecuencias naturales sin tener problemas de vibración excesiva.

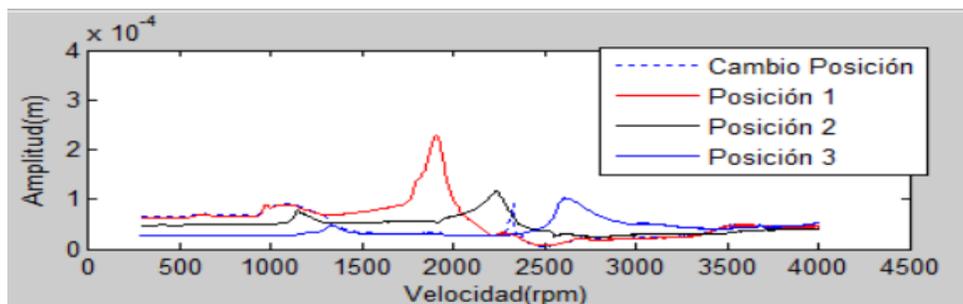
En la Tabla 7.2.3 se presentan los valores de los tiempos donde se realizaron los cambios de posición de la chumacera móvil. Se sabe que el tiempo que tarda la chumacera en desplazarse de un punto a otro punto contiguo es de 1.15 segundos, por lo que se propone iniciar el movimiento de la chumacera móvil 2.3 segundos antes del tiempo correspondiente al punto de intersección seleccionado, ya que la chumacera se desplaza de la Posición 3 a la Posición 1.

Tabla 7.2.3 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 1 (Sensor 1). (Flecha Grado de Asimetría Menor).

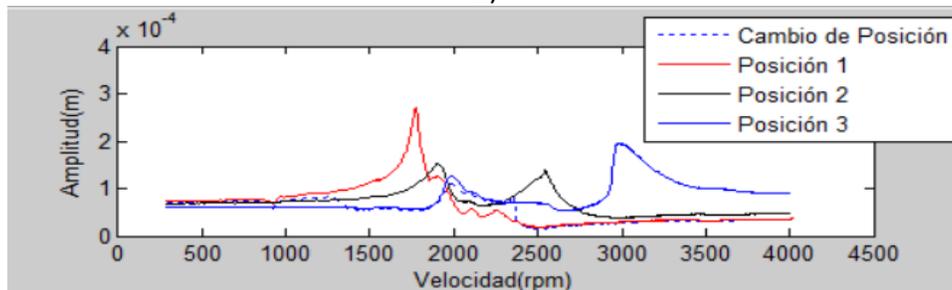
Trayectoria	Tiempo de cambio (s)	Velocidad del punto de
Posición 1 - Posición 3	30	1286
Posición 3 - Posición 1	58.1-2.3=55.8	2327

En la Tabla 7.2.3 se puede observar que el tiempo en el que se realizó el cambio de posición de la chumacera móvil es ligeramente diferente al tiempo que corresponde al punto de intersección de los diagramas de bode. Lo anterior se debe a que se observó que durante la secuencia de movimiento de la chumacera móvil de una posición a otra, tomando los tiempos en los puntos de intersección, el sistema generaba una respuesta de vibración transitoria residual de amplitud similar a la vibración original del rotor. Sin embargo cuando los cambios de posición de la chumacera móvil se realizaron en los tiempos mostrados en la Tabla 7.2.3 las amplitudes de la vibración residual del rotor disminuyeron. Por otra parte, también se puede observar que para este caso en particular se consideran dos cambios de posición de la chumacera móvil.

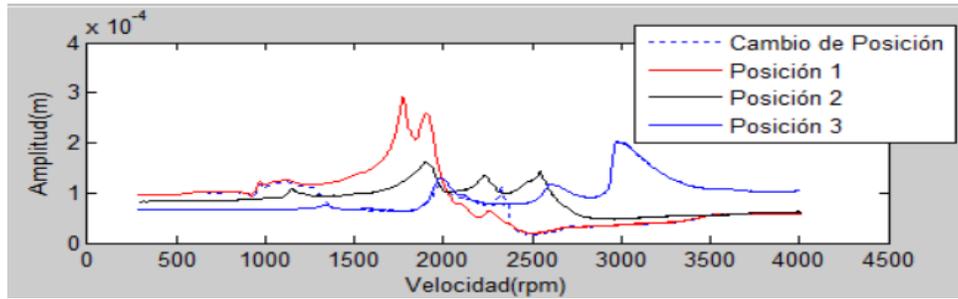
En la Figura 7.2.18 se muestra la comparación de la vibración residual posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil (curva color azul discontinua) con la respuesta de vibración para la Posición 1 del soporte móvil (curva color rojo), Posición 2 (curva color negro), Posición 3 (curva color azul) correspondientes al Sensor 1, Sensor 2 y Vibración Resultante.



a)



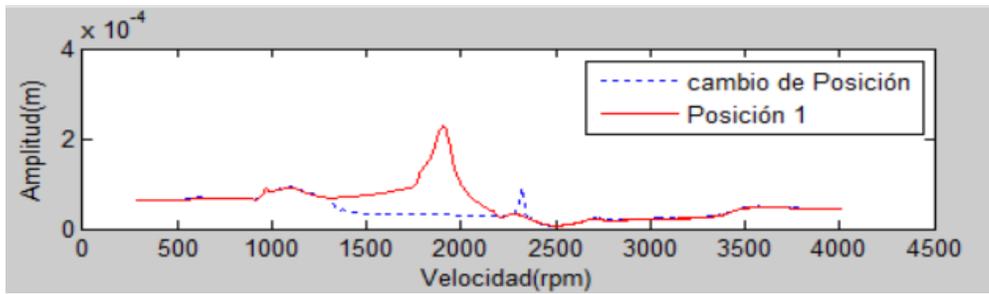
b)



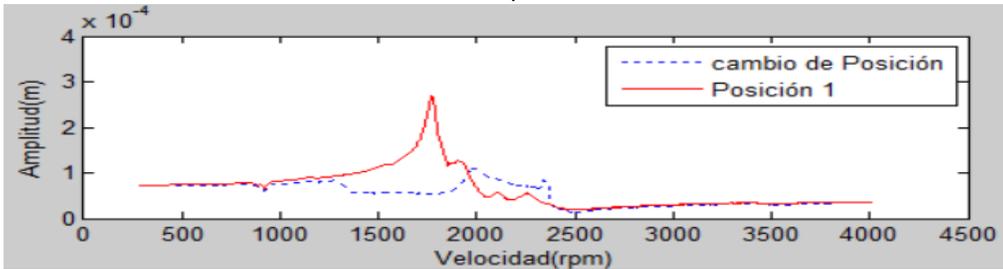
c)

Figura 7.2.18 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.1 (Sensor 1)). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.

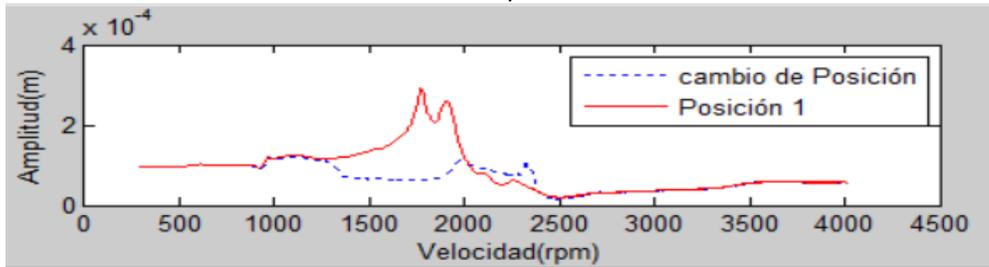
Asimismo, en la Figura 7.2.19 también se compara la vibración residual del rotor (curva color azul discontinua) posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil con la vibración del rotor cuando la chumacera móvil se encuentra en la Posición 1 (curva color rojo) ya que la Posición 1 de la chumacera corresponde a la configuración original de trabajo del rotor.



a)



b)



c)

Figura 7.2.19 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 1 (Sensor 1)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.

Se puede observar de la Figura 7.2.19 que con la secuencia de movimientos propuestos para el soporte móvil, es posible evitar las zonas de resonancia ya que se disminuye las amplitudes de vibración al modificar la rigidez del sistema con los movimientos del soporte móvil. También se puede observar, que se obtiene un mejor resultado cuando los modos de vibración de las diferentes posiciones del soporte móvil están separados (Posición 1 y Posición 3), en contraste cuando se tiene modos de vibración cercanos se complica disminuir las amplitudes residuales del rotor (Posición 1 y Posición 2).

Secuencia No. 2 (Sensor 1)

En la Figura 7.2.20 se muestra el comportamiento vibratorio del rotor para las tres posiciones de la chumacera móvil, correspondientes a la dirección horizontal del rotor obtenida mediante el Sensor 1.

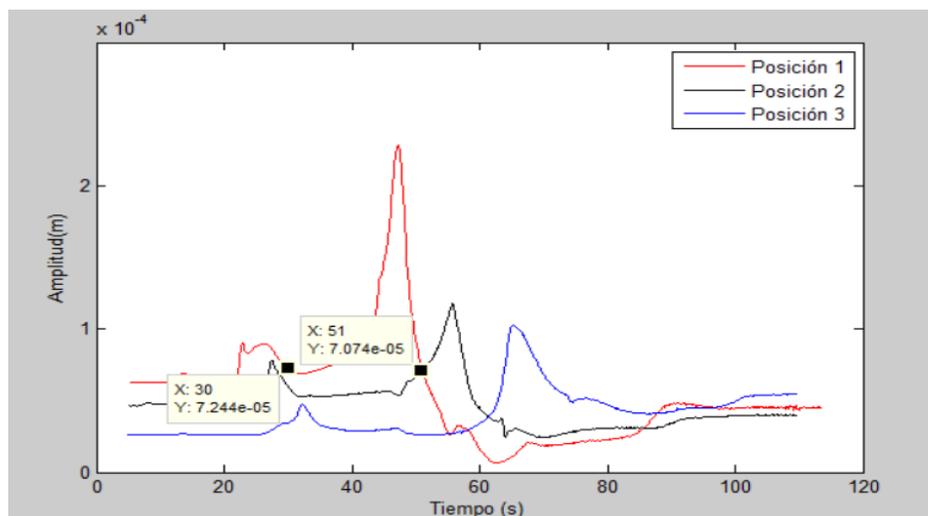


Figura 7.2.20 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 2 (Sensor 1). Flecha Grado de Asimetría Menor.

Para determinar la secuencia de movimiento del soporte móvil, se analizan la respuesta de vibración del rotor de la Figura 7.2.20, se localiza el punto de intersección de las tres respuestas de vibración correspondientes a las tres posiciones diferentes de la chumacera móvil en el rotor. Se selecciona uno o varios puntos de intersección en la gráfica. El punto de intersección localizado corresponde al tiempo el cual se iniciará la secuencia de movimiento del soporte. En la Figura 7.2.20 se muestran los puntos de intersección para la respuesta de vibración del rotor en función del tiempo.

Las intersecciones de los diagramas de bode correspondientes a las diferentes posiciones de la chumacera móvil, se consideran puntos de cambio de la chumacera móvil para modificar la rigidez del sistema en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, pasando por las diferentes frecuencias naturales sin tener problemas de vibración excesiva.

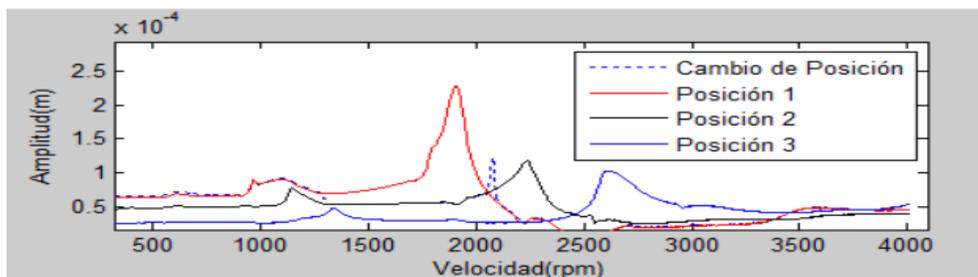
En la Tabla 7.2.4 se presentan los valores de los tiempos donde se realizaron los cambios de posición de la chumacera móvil. Se sabe que el tiempo que tarda la chumacera en desplazarse de un punto a otro punto contiguo es de 1.15 segundos, por lo que se propone iniciar el movimiento de la chumacera móvil 1.15 segundos antes del tiempo correspondiente al punto de intersección seleccionado, ya que la chumacera se desplaza de la Posición 1 a la Posición 2 y viceversa.

Tabla 7.2.4 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 2 (Sensor 1). Flecha Grado de Asimetría Menor

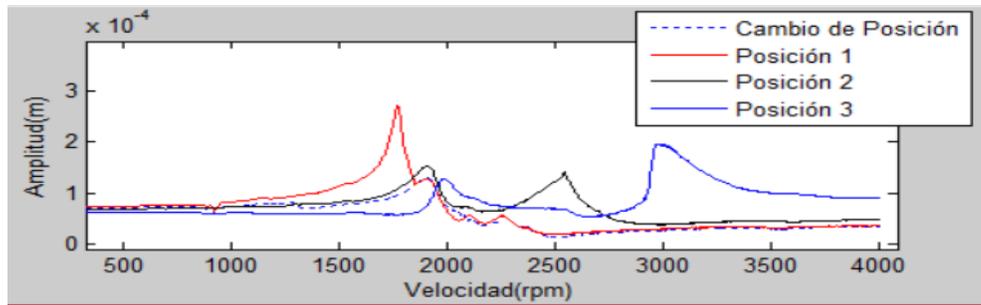
Trayectoria	Tiempo de cambio (s)	Velocidad del punto de cambio
Posición 1 - Posición 2	30	1286
Posición 2 - Posición 1	51-1.15=49.85	2044

En la Tabla 7.2.4 se puede observar que el tiempo en el que se realizó el cambio de posición de la chumacera móvil es ligeramente diferente al tiempo que corresponde al punto de intersección de los diagramas de bode. Lo anterior se debe a que se observó que durante la secuencia de movimiento de la chumacera móvil de una posición a otra, tomando los tiempos en los puntos de intersección, el sistema generaba una respuesta de vibración transitoria residual de amplitud similar a la vibración original del rotor. Sin embargo cuando los cambios de posición de la chumacera móvil se realizaron en los tiempos mostrados en la Tabla 7.2.4 las amplitudes de la vibración residual del rotor disminuyeron. Por otra parte, también se puede observar que para este caso en particular se consideran dos cambios de posición de la chumacera móvil.

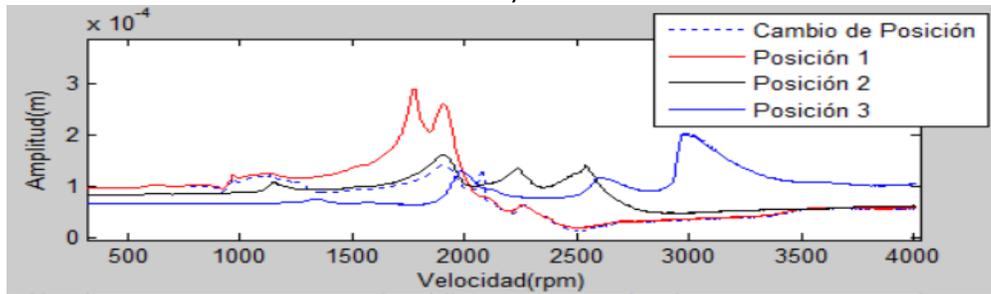
En la Figura 7.2.21 se muestra la comparación de la vibración residual posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil (curva color azul discontinua) con la respuesta de vibración para la Posición 1 del soporte móvil (curva color rojo), Posición 2 (curva color negro), Posición 3 (curva color azul) correspondientes al Sensor 1, Sensor 2 y Vibración Resultante.



a)



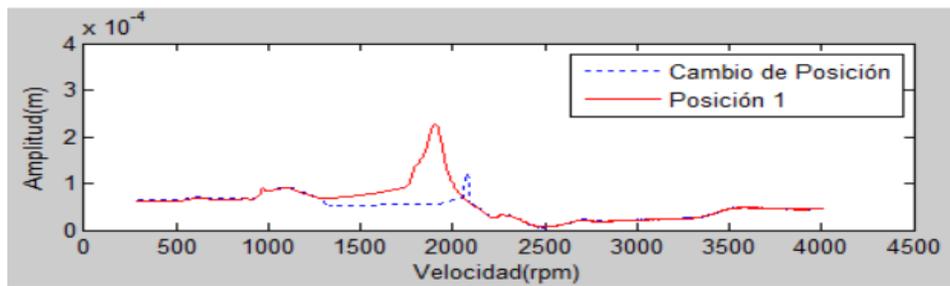
b)



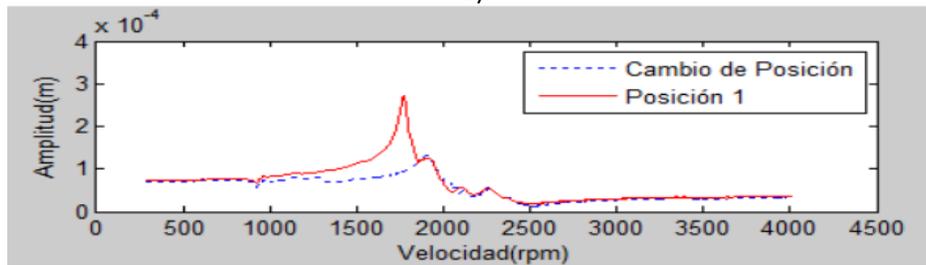
c)

Figura 7.2.21 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.2 (Sensor 1)). a) Sensor1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.

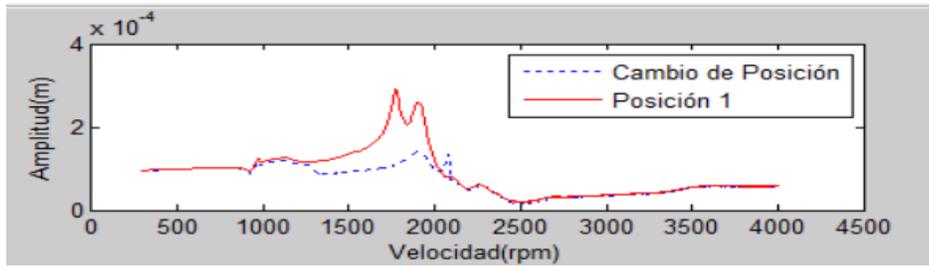
Asimismo, en la Figura 7.2.22 también se compara la vibración residual del rotor (curva color azul discontinua) posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil con la vibración del rotor cuando la chumacera móvil se encuentra en la Posición 1 (curva color rojo) ya que la Posición 1 de la chumacera corresponde a la configuración original de trabajo del rotor.



a)



b)



c)

Figura 7.2.22 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 2 (Sensor 1)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.

Se puede observar de la Figura 7.2.22 que con la secuencia de movimientos propuestos para el soporte móvil, es posible evitar las zonas de resonancia ya que se disminuye las amplitudes de vibración al modificar la rigidez del sistema con los movimientos del soporte móvil. También se puede observar, que se obtiene un mejor resultado cuando los modos de vibración de las diferentes posiciones del soporte móvil están separados (Posición 1 y Posición 3), en contraste cuando se tiene modos de vibración cercanos se complica disminuir las amplitudes residuales del rotor (Posición 1 y Posición 2).

Secuencia No. 3 (Sensor 1)

En la Figura 7.2.23 se muestra el comportamiento vibratorio del rotor para las tres posiciones de la chumacera móvil, correspondientes a la dirección horizontal del rotor obtenida mediante el Sensor 1.

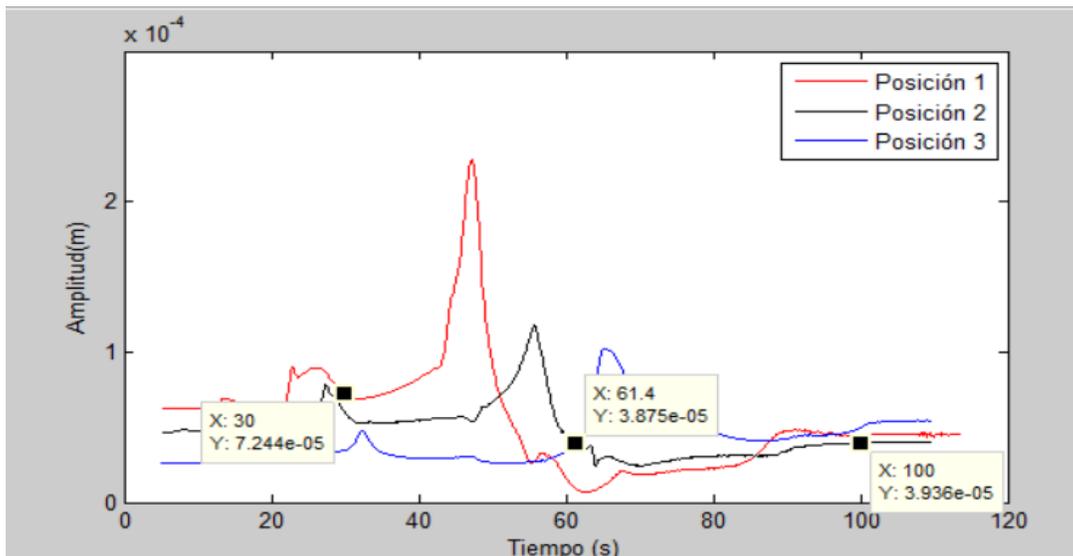


Figura 7.2.23 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 3 (Sensor 1). Flecha Grado de Asimetría Menor.

Para determinar la secuencia de movimiento del soporte móvil, se analizan la respuesta de vibración del rotor de la Figura 7.2.23, se localiza el punto de intersección de las tres respuestas de vibración correspondientes a las tres posiciones diferentes de la chumacera móvil en el rotor. Se selecciona uno o varios puntos de intersección en la gráfica. El punto de intersección localizado corresponde al tiempo el cual se iniciará la secuencia de movimiento del soporte. En la Figura 7.2.23 se muestran los puntos de intersección para la respuesta de vibración del rotor en función del tiempo.

Las intersecciones de los diagramas de bode correspondientes a las diferentes posiciones de la chumacera móvil, se consideran puntos de cambio de la chumacera móvil para modificar la rigidez del sistema en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, pasando por las diferentes frecuencias naturales sin tener problemas de vibración excesiva.

En la Tabla 7.2.5 se presentan los valores de los tiempos donde se realizaron los cambios de posición de la chumacera móvil. Se sabe que el tiempo que tarda la chumacera en desplazarse de un punto a otro punto contiguo es de 1.15 segundos, por lo que se propone iniciar el movimiento de la chumacera móvil 2.3 segundos antes del tiempo correspondiente al punto de intersección seleccionado cuando la chumacera móvil hace el cambio de la Posición 3 a la Posición 1.

Tabla 7.2.5 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 3 (Sensor1).

Trayectoria	Tiempo de cambio (s)	Velocidad del punto de cambio (RPM)
Posición 1 - Posición 3	30	1286
Posición 3 - Posición 2	$61.4 - 2.3 = 59.1$	2456
Posición 2 - Posición 1	100	3700

En la Tabla 7.2.5 se puede observar que el tiempo en el que se realizó el cambio de posición de la chumacera móvil es ligeramente diferente al tiempo que corresponde al punto de intersección de los diagramas de bode. Lo anterior se debe a que se observó que durante la secuencia de movimiento de la chumacera móvil de una posición a otra, tomando los tiempos en los puntos de intersección, el sistema generaba una respuesta de vibración transitoria residual de amplitud similar a la vibración original del rotor. Sin embargo cuando los cambios de posición de la chumacera móvil se realizaron en los tiempos mostrados en la Tabla 7.2.5 las amplitudes de la vibración residual del rotor disminuyeron. Por otra parte, también se puede observar que para este caso en particular se consideran tres cambios de posición de la chumacera móvil.

En la Figura 7.2.24 se muestra la comparación de la vibración residual posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil (curva color azul discontinua) con la respuesta de vibración para la Posición 1 del soporte móvil (curva color rojo), Posición 2 (curva color negro), Posición 3 (curva color azul) correspondientes al Sensor 1, Sensor 2 y Vibración Resultante.

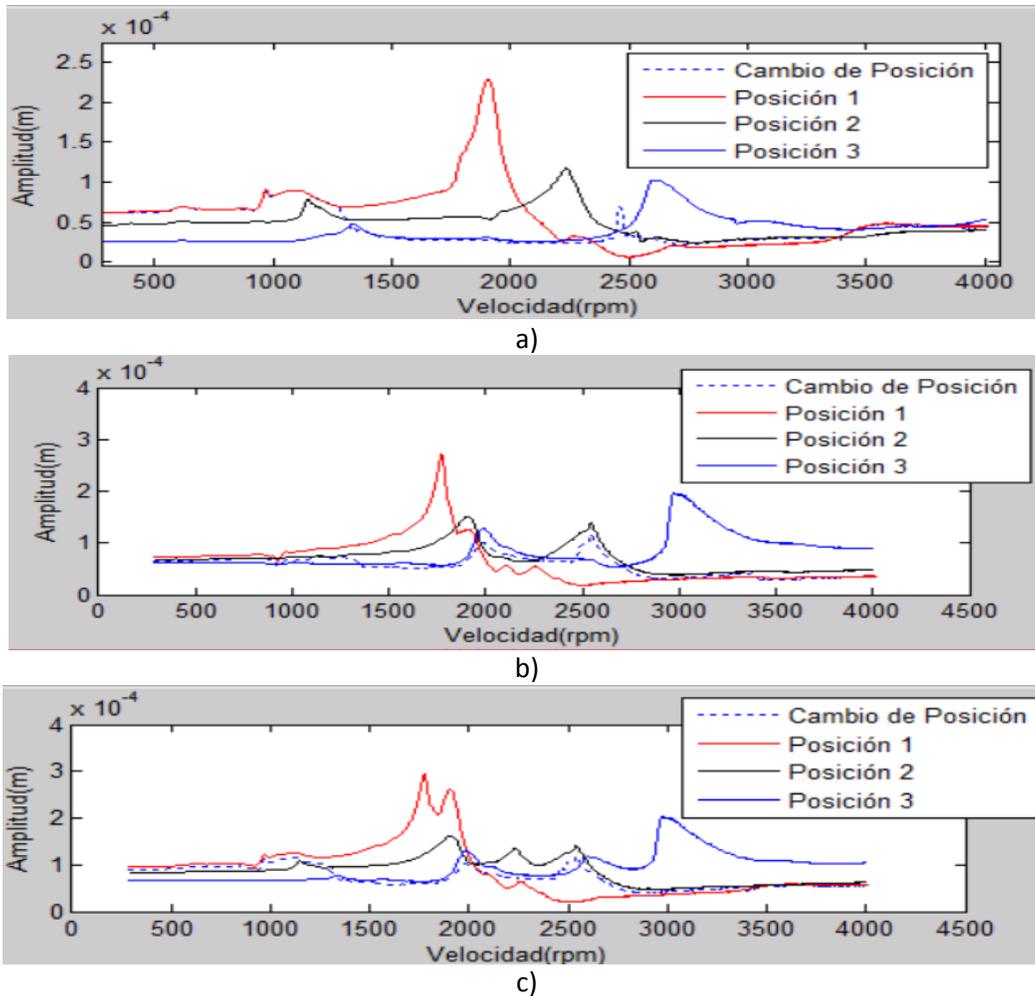
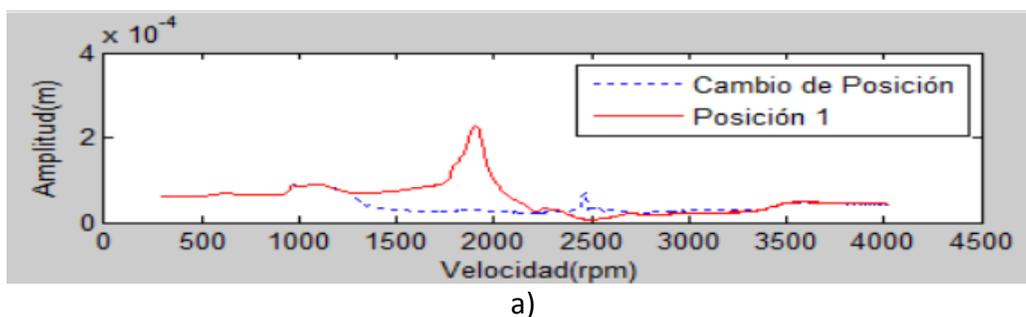


Figura 7.2.24 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.3 (Sensor1)). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.

Asimismo, en la Figura 7.2.25 también se compara la vibración residual del rotor (curva color azul discontinua) posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil con la vibración del rotor cuando la chumacera móvil se encuentra en la Posición 1 (curva color rojo) ya que la Posición 1 de la chumacera corresponde a la configuración original de trabajo del rotor.



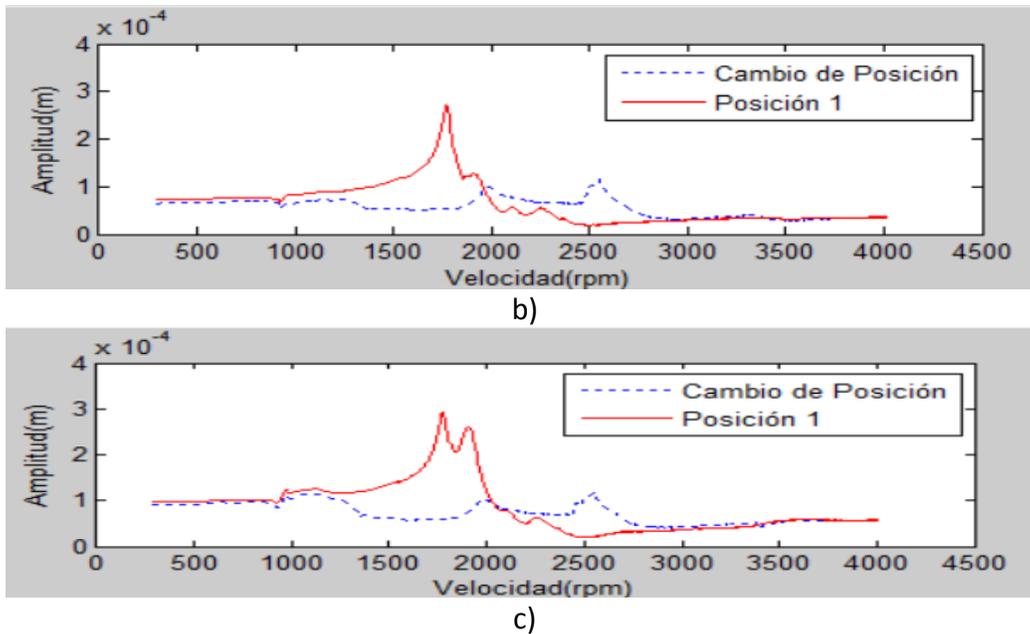


Figura 7.2.25 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.3 (Sensor1)). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.

Se puede observar de la Figura 7.2.25 que con la secuencia de movimientos propuestos para el soporte móvil, es posible evitar las zonas de resonancia ya que se disminuye las amplitudes de vibración al modificar la rigidez del sistema con los movimientos del soporte móvil. También se puede observar, que se obtiene un mejor resultado cuando los modos de vibración de las diferentes posiciones del soporte móvil están separados (Posición 3 y Posición 2), en contraste cuando se tiene modos de vibración cercanos se complica disminuir las amplitudes residuales del rotor.

De los resultados obtenidos y comparando las vibraciones residuales del rotor posterior a la secuencia de movimiento de rotor, se puede observar que los resultados para la Secuencia 1 (Sensor 1) y Secuencia 3 (Sensor 1) son muy similares y ofrecen vibraciones residuales de amplitud menor que las vibraciones residuales correspondientes a la Secuencia 2 (Sensor1). De acuerdo con lo anterior, la Secuencia de movimiento de la chumacera móvil que mejores resultados ofrece es la Secuencia 1 (Sensor 1) ya que también es la que considera un número menor de cambios de la posición de la chumacera móvil en todo el intervalo de frecuencias del rotor hasta llegar a su velocidad nominal.

7.2.1.3 Respuesta de Vibración Resultante

Secuencia No. 1 (Vibración Resultante)

En la Figura 7.2.26 se muestra el comportamiento vibratorio del rotor para las tres posiciones de la chumacera móvil, correspondientes a la Vibración Resultante del rotor obtenido mediante el Sensor 1 y Sensor 2.

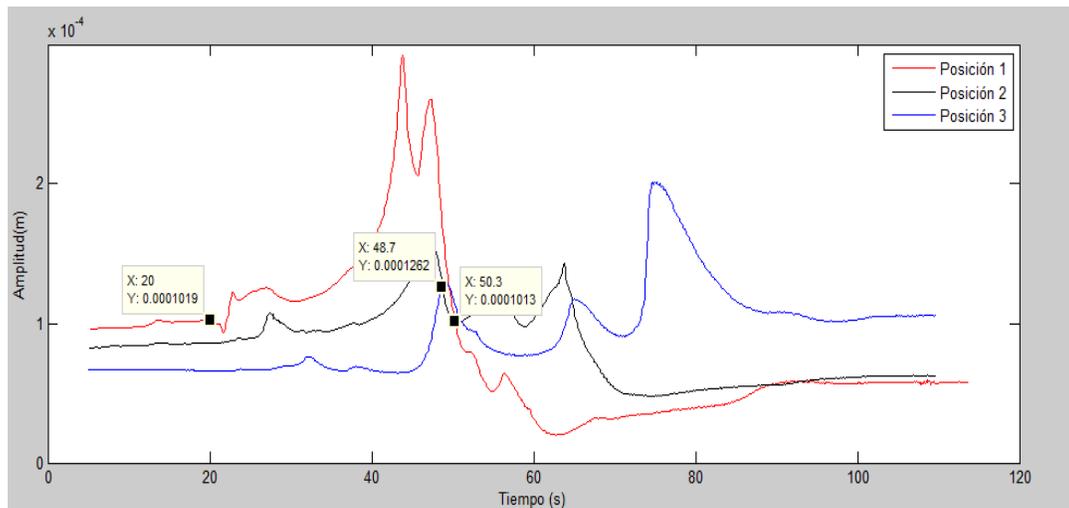


Figura 7.2.26 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 1 (Vibración Resultante)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.

Para determinar la secuencia de movimiento del soporte móvil, se analizan la respuesta de vibración del rotor de la Figura 7.2.26, se localiza el punto de intersección de las tres respuestas de vibración correspondientes a las tres posiciones diferentes de la chumacera móvil en el rotor. Se selecciona uno o varios puntos de intersección en la gráfica. El punto de intersección localizado corresponde al tiempo el cual se iniciará la secuencia de movimiento del soporte. En la Figura 7.2.26 se muestran los puntos de intersección para la respuesta de vibración del rotor en función del tiempo.

Las intersecciones de los diagramas de bode correspondientes a las diferentes posiciones de la chumacera móvil, se consideran puntos de cambio de la chumacera móvil para modificar la rigidez del sistema en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, pasando por las diferentes frecuencias naturales sin tener problemas de vibración excesiva.

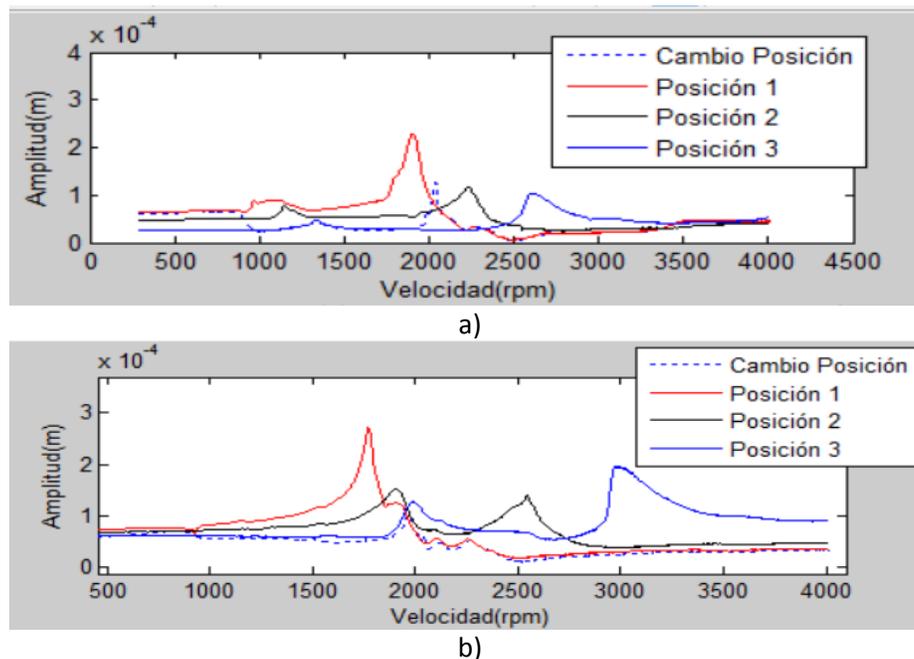
En la Tabla 7.2.6 se presentan los valores de los tiempos donde se realizaron los cambios de posición de la chumacera móvil. Se sabe que el tiempo que tarda la chumacera en desplazarse de un punto a otro punto contiguo es de 1.15 segundos, por lo que se propone iniciar el movimiento de la chumacera móvil 1.15 segundos antes del tiempo correspondiente al punto de intersección seleccionado, ya que la chumacera se desplaza de la Posición 3 a la Posición 2 y de la Posición 2 a la Posición 1.

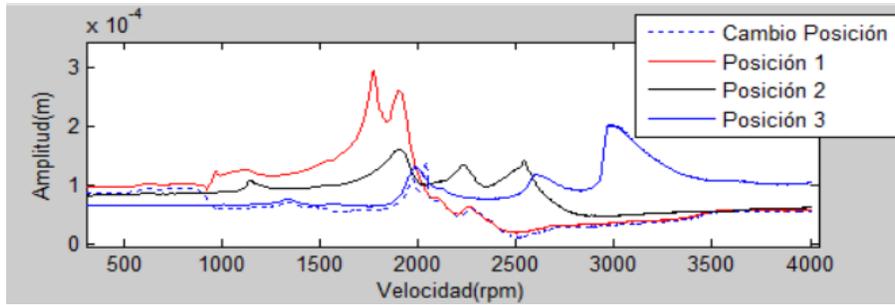
Tabla 7.2.6 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 1 (Vibración Resultante). (Flecha Grado de Asimetría Menor).

Trayectoria	Tiempo de cambio (s)	Velocidad del punto de cambio (RPM)
Posición 1 - Posición 3	20	900
Posición 3 - Posición 2	48.7-1.15=47.55	1968
Posición 2 - Posición 1	50.3-1.15=48.15	2020

En la Tabla 7.2.6 se puede observar que el tiempo en el que se realizó el cambio de posición de la chumacera móvil es ligeramente diferente al tiempo que corresponde al punto de intersección de los diagramas de bode. Lo anterior se debe a que se observó que durante la secuencia de movimiento de la chumacera móvil de una posición a otra, tomando los tiempos en los puntos de intersección, el sistema generaba una respuesta de vibración transitoria residual de amplitud similar a la vibración original del rotor. Sin embargo cuando los cambios de posición de la chumacera móvil se realizaron en los tiempos mostrados en la Tabla 7.2.6 las amplitudes de la vibración residual del rotor disminuyeron. Por otra parte, también se puede observar que para este caso en particular se consideran tres cambios de posición de la chumacera móvil.

En la Figura 7.2.27 se muestra la comparación de la vibración residual posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil (curva color azul discontinua) con la respuesta de vibración para la Posición 1 del soporte móvil (curva color rojo), Posición 2 (curva color negro), Posición 3 (curva color azul) correspondientes al Sensor 1, Sensor 2 y Vibración Resultante.

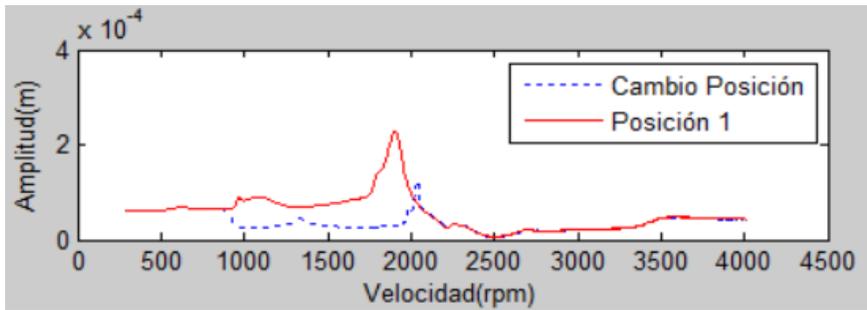




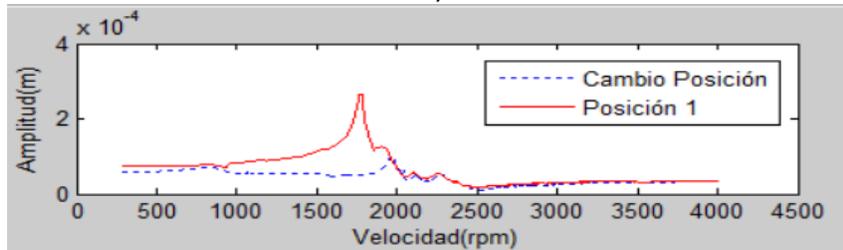
c)

Figura 7.2.27 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.1 (Vibración Resultante)). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.

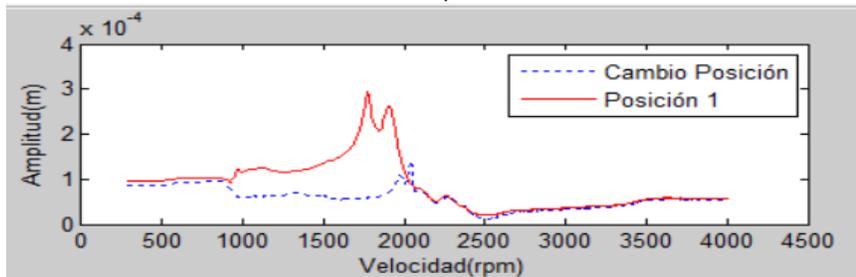
Asimismo, en la Figura 7.2.28 también se compara la vibración residual del rotor (curva color azul discontinua) posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil con la vibración del rotor cuando la chumacera móvil se encuentra en la Posición 1 (curva color rojo) ya que la Posición 1 de la chumacera corresponde a la configuración original de trabajo del rotor.



a)



b)



c)

Figura 7.2.28 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 1 (Vibración Resultante)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. Flecha Grado de Asimetría Menor.

Se puede observar de la Figura 7.2.28 que con la secuencia de movimientos propuestos para el soporte móvil, es posible evitar las zonas de resonancia ya que se disminuye las amplitudes de vibración al modificar la rigidez del sistema con los movimientos del soporte móvil. También se puede observar, que se obtiene un mejor resultado cuando los modos de vibración de las diferentes posiciones del soporte móvil están separados, tal y como se mostró en la Sección 7.2.1.2, en contraste cuando se tiene modos de vibración cercanos se complica disminuir las amplitudes residuales del rotor, tal y como se puede observar en la Figura 7.2.16.

7.3 Análisis de la Respuesta Vibratoria del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Asimétrica (Flecha Grado de Asimetría Mayor)

En esta sección se analiza la respuesta experimental de vibración a causa de una masa de desbalance para un sistema rotor simétrico-chumacera considerando una chumacera móvil en el sistema. En la Figura 7.3.1 se muestra un esquema de la configuración del rotor experimental. Para el análisis se consideró una longitud de trabajo de la chumacera móvil de 8 cm, donde la longitud más larga del rotor corresponde a la posición 1 de la chumacera, la longitud más corta del rotor corresponde a la posición 3 de la chumacera, mientras que la longitud media entre la posición 1 y 3, corresponde a la posición 2 de la chumacera. En la Sección 5.1.2, Capítulo V, se muestra el arreglo experimental del rotor utilizado (ver Figuras 5.1.7 y 5.1.8) que consta de dos discos inerciales, una flecha asimétrica, así como un soporte fijo y uno móvil. Para este caso en particular, no se muestran los resultados obtenidos de la caracterización del rotor, se procede directamente al análisis de la respuesta vibratoria del sistema rotor-chumacera con grado de asimetría mayor.

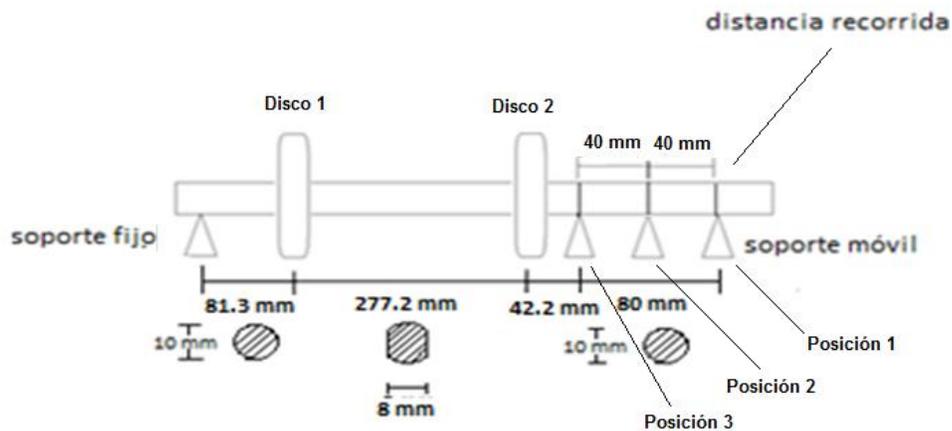


Figura 7.3.1 Configuración del Sistema Rotor-Chumacera Móvil Asimétrico Experimental, Flecha Grado de Asimetría Mayor.

A causa de que se modificó el grado de asimetría de la flecha experimental, durante los rodados del rotor previos al análisis, este presentó inestabilidad vibratoria, por lo que fue necesario cambiar la configuración del rotor (ver Figura 7.2.1) a la configuración que se

muestra en la Figura 7.3.1, así como la velocidad nominal de operación de 4,000 rpm a 3,000 rpm.

Para la respuesta de vibración del rotor experimental, se consideró una rampa de excitación de tipo lineal, y se analizó la respuesta del rotor para el caso donde la aceleración angular $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$.

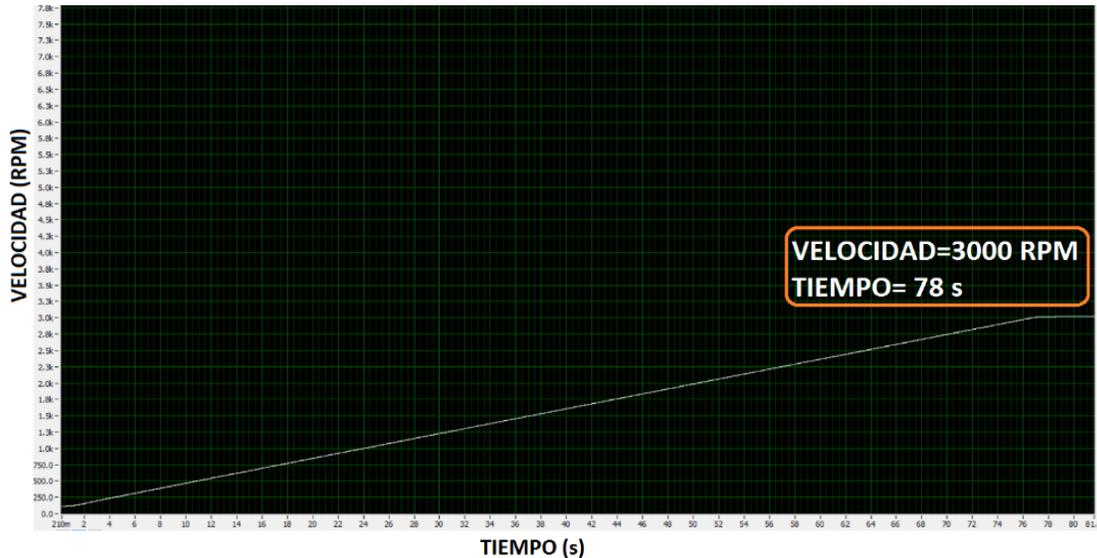


Figura 7.3.2 Rampa de Excitación Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Mayor) $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$.

En la Figura 7.3.2 se muestra la rampa de excitación de tipo lineal utilizada en el rotor experimental. De la Figura 7.3.2 se puede observar que cuando la aceleración angular es $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$ el rotor alcanza su velocidad nominal de 3,000 rpm en 78 s (1.3 min).

Para el análisis de la respuesta de vibración del rotor, se consideró la vibración en la dirección Horizontal (Sensor 1) y vertical (Sensor 2) (ver Figura 5.1.2), así como, la Vibración Resultante, que corresponde a la raíz cuadrada de la suma de los cuadrado de la respuesta de vibración en la dirección horizontal y vertical respectivamente.

7.3.1 Respuesta del Sistema con Rampas de Excitación de Tipo Lineal $\alpha = 4 \text{ rad/s}^2$

En las Figuras 7.3.3 y 7.3.4 se muestra la respuesta de vibración del rotor para la posición de la chumacera móvil en la Posición 1 (ver Figura 7.3.1), para el Sensor 1 y Sensor 2 respectivamente.

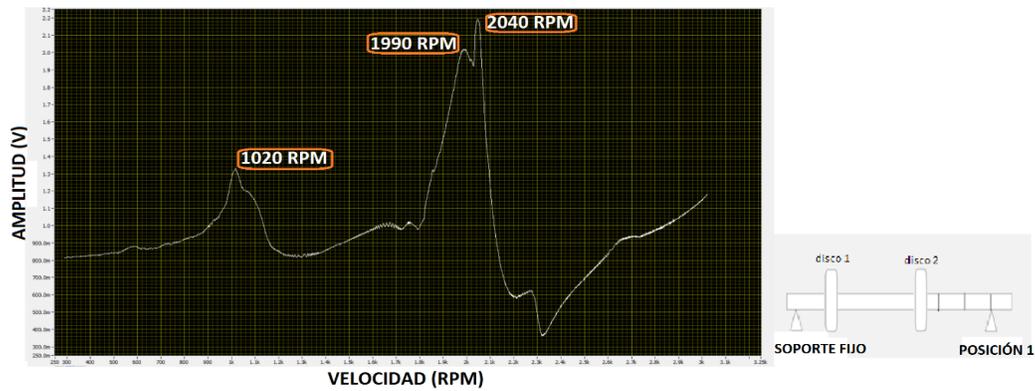


Figura 7.3.3 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Mayor) Sensor 1. Posición 1 del Soporte.

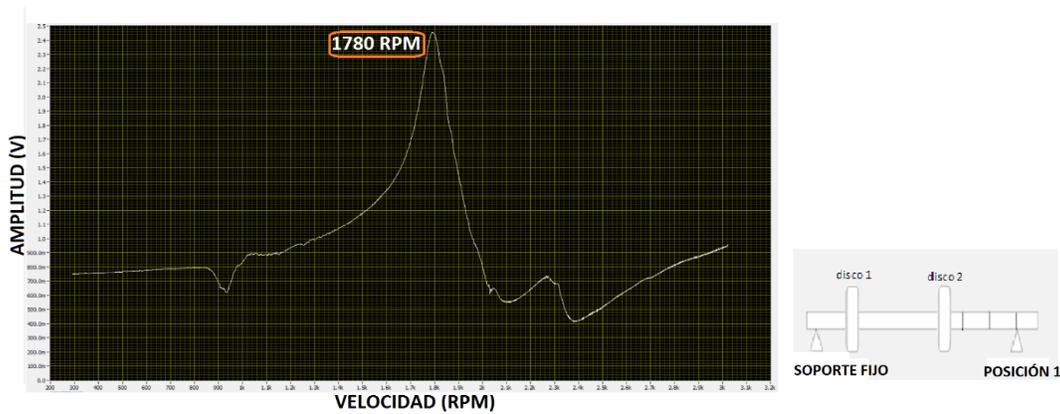


Figura 7.3.4 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Mayor) Sensor 2. Posición 1 del Soporte.

Por otra parte, en las Figuras 7.3.5 y 7.3.6 se muestra la respuesta de vibración del rotor para la posición de la chumacera móvil en la Posición 2 (ver Figura 7.3.1), para el Sensor 1 y Sensor 2 respectivamente.

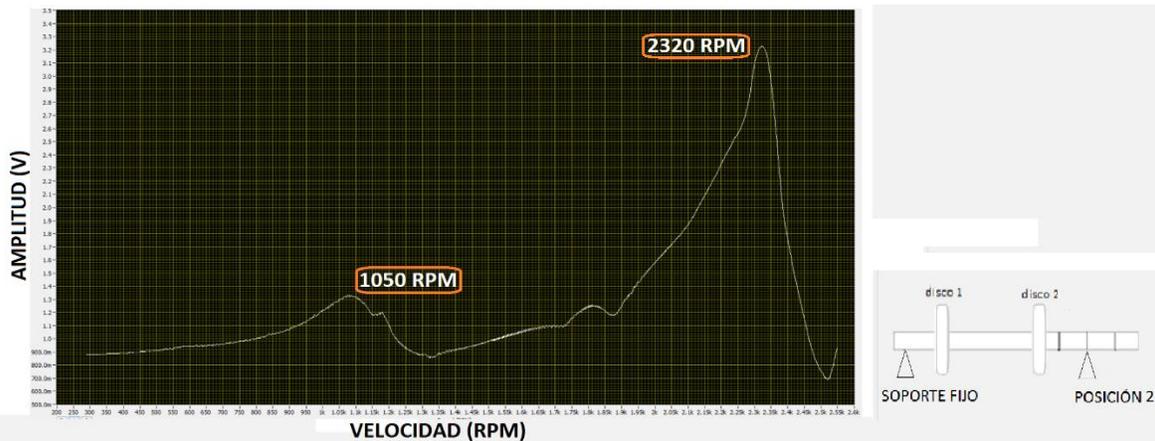


Figura 7.3.5 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Mayor) Sensor 1. Posición 2 del Soporte.

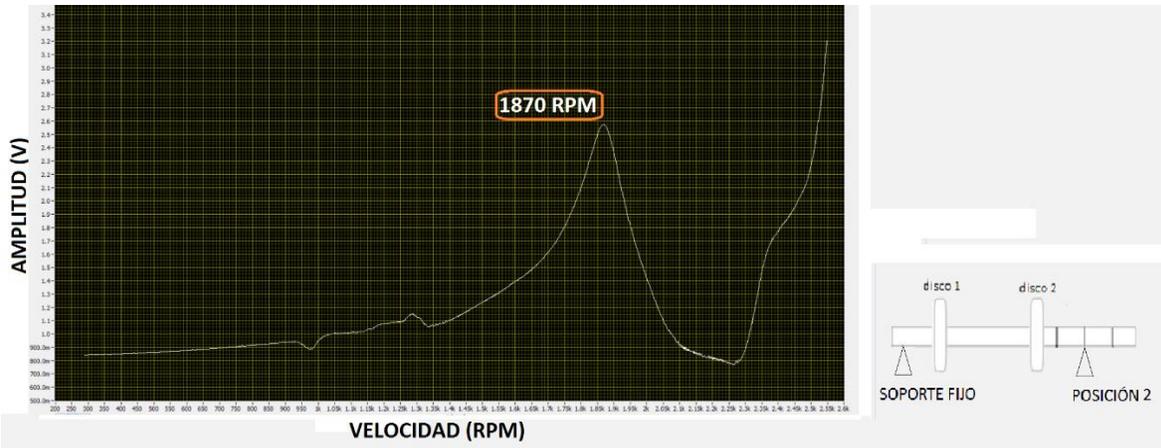


Figura 7.3.6 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Mayor) Sensor 2. Posición 2 del Soporte.

Asimismo, en las Figuras 7.3.7 y 7.3.8 se muestra la respuesta de vibración del rotor para la posición de la chumacera móvil en la Posición 3 (ver Figura 7.3.1), para el Sensor 1 y Sensor 2 respectivamente.

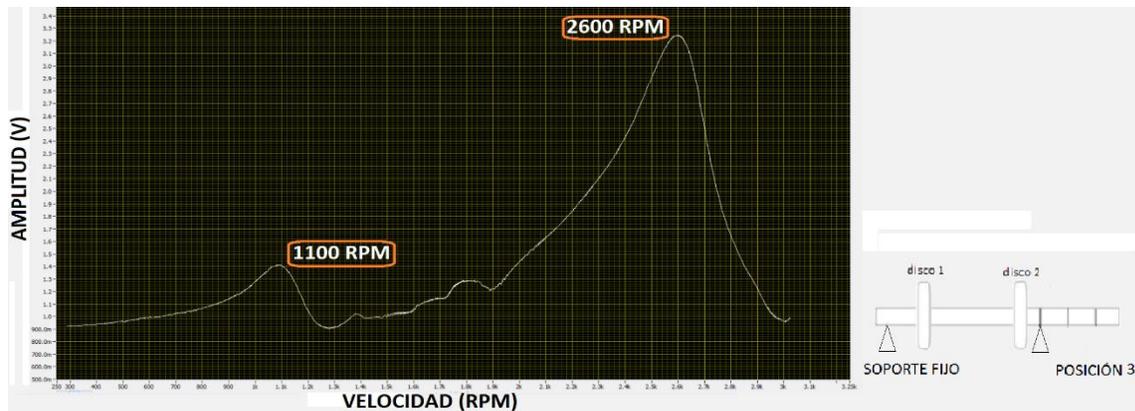


Figura 7.3.7 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Mayor) Sensor 1. Posición 3 del Soporte.

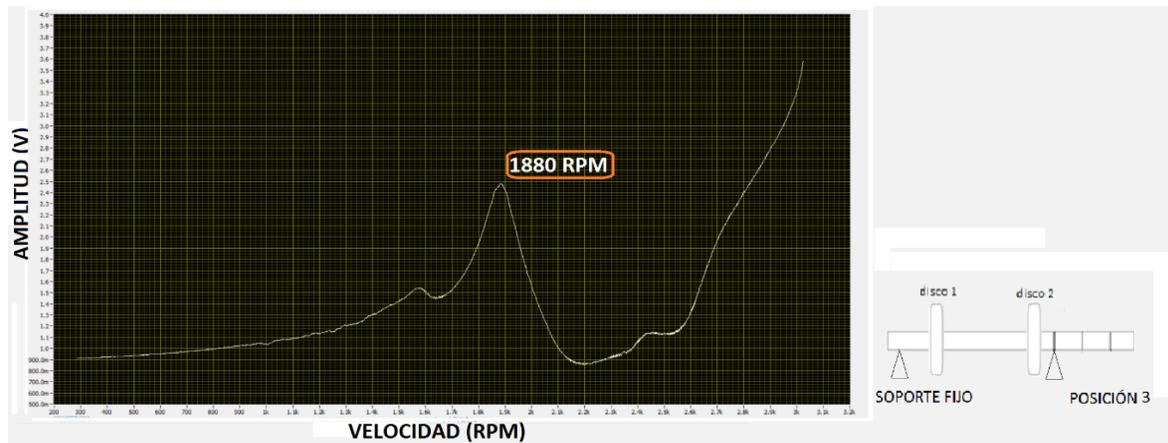


Figura 7.3.8 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico (Grado de Asimetría Mayor) Sensor 2. Posición 3 del Soporte.

Para una mejor visualización, en la gráfica 7.3.9 se muestra un condensado del comportamiento vibratorio del rotor experimental, agrupando la vibración del Sensor 1 (Figura 7.3.9a), Sensor 2 (Figura 7.3.9b) y Vibración Resultante (Figura 7.68c) en función de la velocidad del rotor. Asimismo, en la Figura 7.3.10 se muestra el mismo gráfico pero ahora en función del tiempo.

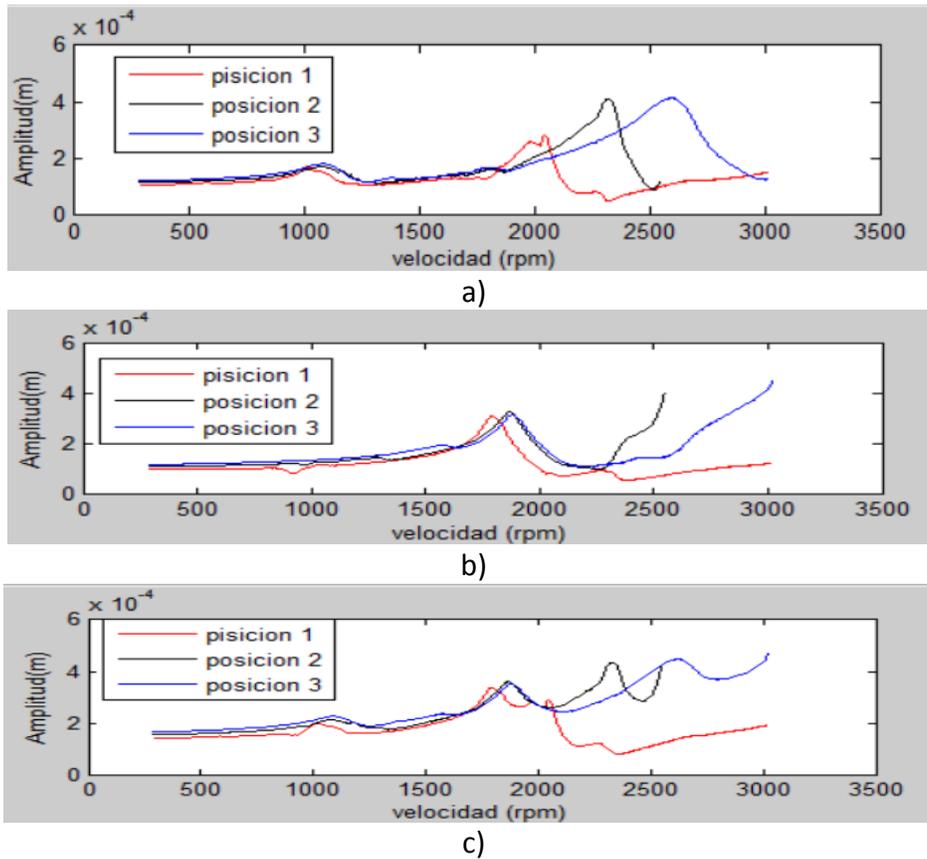
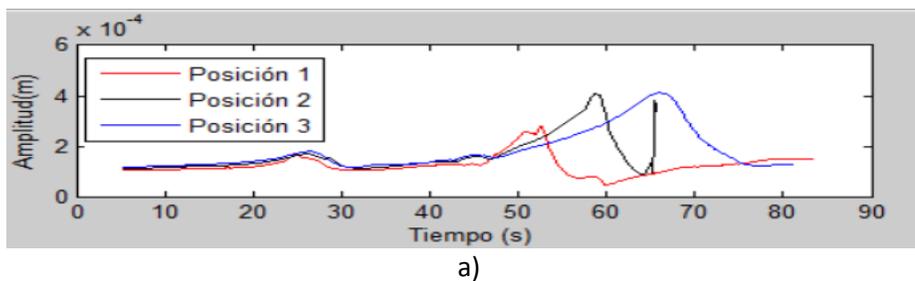


Figura 7.3.9 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico, rpm (Grado de Asimetría Mayor). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante.



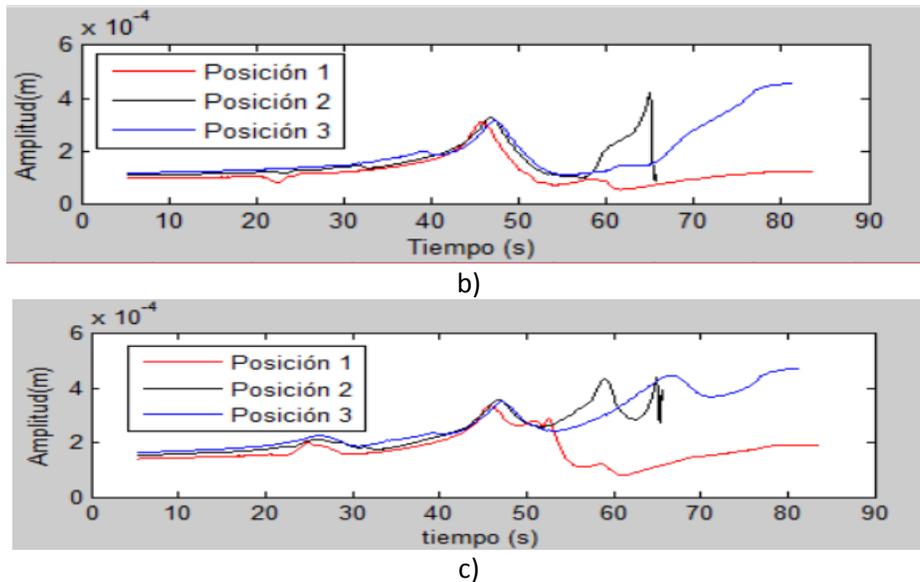


Figura 7.3.10 Respuesta de Vibración del Rotor Asimétrico, tiempo (Grado de Asimetría Mayor). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante.

En la gráfica de las Figura 7.3.9 y Figura 7.3.10 la respuesta de vibración en color rojo corresponde a la Posición 1 de la chumacera, la de color negro a la Posición 2, mientras que la de color azul corresponde a la Posición 3 de la chumacera. Se puede observar que cuando la chumacera se encuentra en la Posición 1, la frecuencia natural es menor que cuando la chumacera se encuentra en la Posición 2 y 3, esto a causa de que la rigidez del sistema es menor, conforme se acorta la longitud del rotor Posición 2 y 3 de la chumacera respectivamente la rigidez del rotor aumenta, lo que genera que las frecuencias naturales correspondientes también se incrementen. Para este caso en particular se puede observar que la variación de las frecuencias naturales para cada posición de la chumacera móvil es mínimo, lo que genera que los desplazamientos de las curvas muestra un sistema con modos cercanos.

Con el objetivo de no balancear el sistema y pasar sin problemas las frecuencias naturales en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, se considera las tres posiciones de la chumacera móvil (Figura 7.3.1) para establecer una secuencia de movimiento, lo que permite llevar el rotor desde su velocidad inicial (0 rpm) hasta su velocidad de operación (3,000 rpm) pasando por la resonancia sin exponer al rotor a fallas por problemas de vibración. Para lo anterior, la Posición 1 de la chumacera corresponde con la configuración original de trabajo del rotor, por lo que cualquier secuencia de movimiento de la chumacera móvil iniciará y terminará con la chumacera móvil en la Posición 1.

Las secuencias que se proponen a continuación para el movimiento de la chumacera móvil, se hacen con base a los diagramas de bode de la amplitud de la respuesta de la Figura 7.3.10 y se realizan por separado para el Sensor 1, Sensor 2 y Vibración Resultante.

7.3.1.1 Respuesta de Vibración Sensor 2 (Vertical)

Secuencia No. 1 (Sensor 2)

En la Figura 7.3.11 se muestra el comportamiento vibratorio del rotor para las tres posiciones de la chumacera móvil, correspondientes a la dirección vertical del rotor obtenida mediante el Sensor 2.

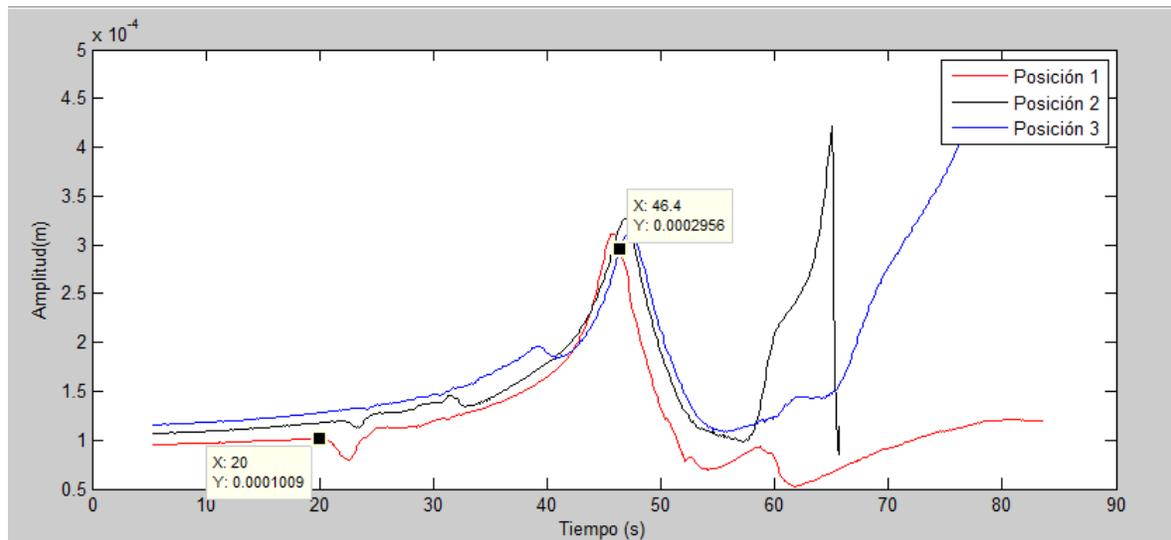


Figura 7.3.11 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 1 (Sensor 2). Flecha Grado de Asimetría Mayor.

Para determinar la secuencia de movimiento del soporte móvil, se analizan la respuesta de vibración del rotor de la Figura 7.3.11, se localiza el punto de intersección de las tres respuestas de vibración correspondientes a las tres posiciones diferentes de la chumacera móvil en el rotor. Se selecciona uno o varios puntos de intersección en la gráfica. El punto de intersección localizado corresponde al tiempo el cual se iniciará la secuencia de movimiento del soporte. En la Figura 7.3.11 se muestran los puntos de intersección para la respuesta de vibración del rotor en función del tiempo.

Las intersecciones de los diagramas de bode correspondientes a las diferentes posiciones de la chumacera móvil, se consideran puntos de cambio de la chumacera móvil para modificar la rigidez del sistema en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, pasando por las diferentes frecuencias naturales sin tener problemas de vibración excesiva.

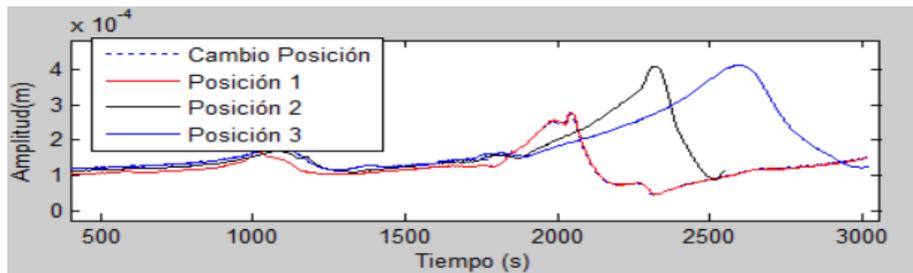
En la Tabla 7.3.1 se presentan los valores de los tiempos donde se realizaron los cambios de posición de la chumacera móvil.

Tabla 7.3.1 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 1 (Sensor 2). (Flecha Grado de Asimetría Mayor).

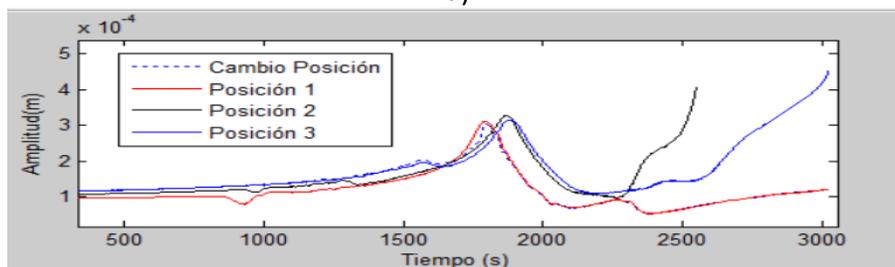
Trayectoria	Tiempo de cambio (s)	Velocidad del punto de cambio (RPM)
Posición 1 - Posición 3	20	854
Posición 3 - Posición 1	46.4-2=44.4	1834

En la Tabla 7.3.1 se puede observar que el tiempo en el que se realizó el cambio de posición de la chumacera móvil es ligeramente diferente al tiempo que corresponde al punto de intersección de los diagramas de bode. Lo anterior se debe a que se observó que durante la secuencia de movimiento de la chumacera móvil de una posición a otra, tomando los tiempos en los puntos de intersección, el sistema generaba una respuesta de vibración transitoria residual de amplitud similar a la vibración original del rotor. Sin embargo cuando los cambios de posición de la chumacera móvil se realizaron en los tiempos mostrados en la Tabla 7.3.1 las amplitudes de la vibración residual del rotor no cambiaron, estas fueron similares a la amplitud de la vibración original. Por otra parte, también se puede observar que para este caso en particular se consideran dos cambios de posición de la chumacera móvil.

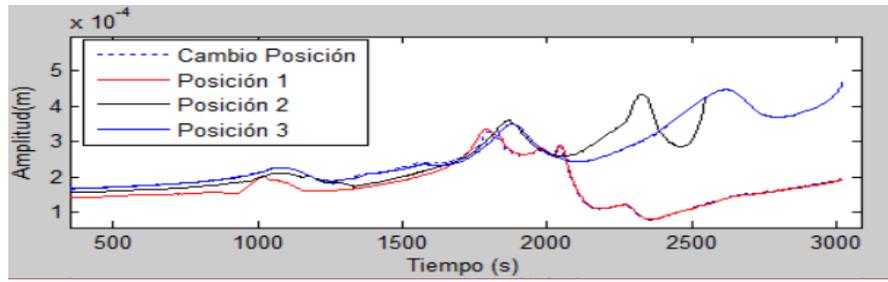
En la figura 7.3.12 se muestra la comparación de la vibración residual posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil (curva color azul discontinua) con la respuesta de vibración para la Posición 1 del soporte móvil (curva color rojo), Posición 2 (curva color negro), Posición 3 (curva color azul) correspondientes al Sensor 1, Sensor 2 y Vibración Resultante.



a)



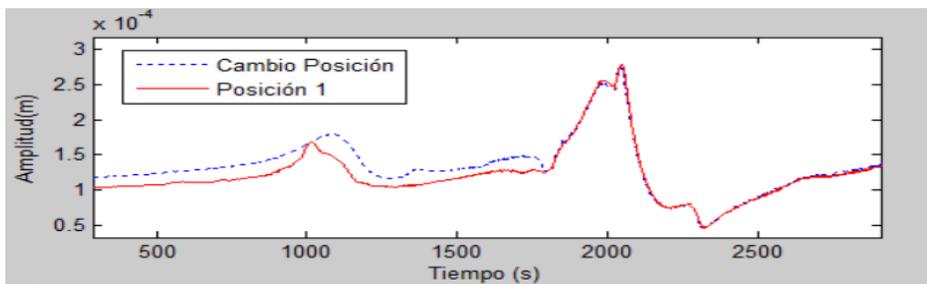
b)



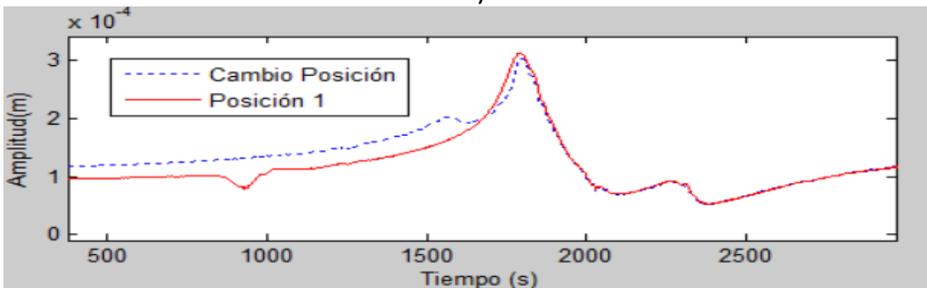
c)

Figura 7.3.12 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.1 (Sensor 2)). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Mayor)

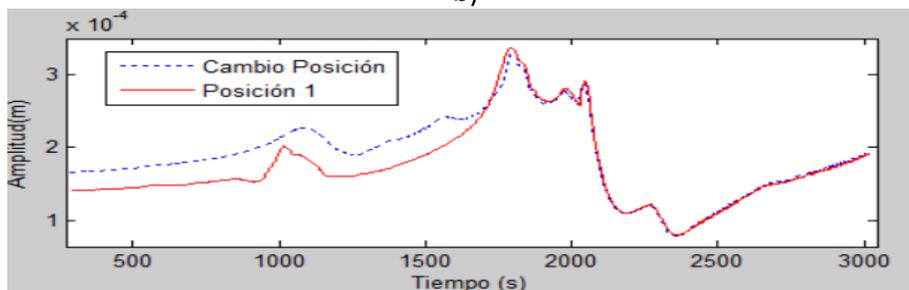
Asimismo, en la Figura 7.3.13 también se compara la vibración residual del rotor (curva color azul discontinua) posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil con la vibración del rotor cuando la chumacera móvil se encuentra en la Posición 1 (curva color rojo) ya que la Posición 1 de la chumacera corresponde a la configuración original de trabajo del rotor.



a)



b)



c)

Figura 7.3.13 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 1 (Sensor 2)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Mayor).

Se puede observar de la Figura 7.3.13 que con la secuencia de movimientos propuestos para el soporte móvil, no es posible evitar las zonas de resonancia ya que las amplitudes de vibración residual son similares a la vibración original aun con los cambios de rigidez efectuados en el sistema como consecuencia de los movimientos del soporte móvil. También se puede observar, que se obtiene un mejor resultado cuando los modos de vibración de las diferentes posiciones del soporte móvil están separados, tal y como se mostró en la Sección 7.2.1.2, en contraste cuando se tiene modos de vibración cercanos se complica disminuir las amplitudes residuales del rotor, tal y como se puede observar en la Figura 7.3.13.

7.3.1.2 Respuesta de Vibración Sensor 1 (Horizontal)

Secuencia No. 1 (Sensor 1)

En la Figura 7.3.14 se muestra el comportamiento vibratorio del rotor para las tres posiciones de la chumacera móvil, correspondientes a la dirección horizontal del rotor obtenida mediante el Sensor 1.

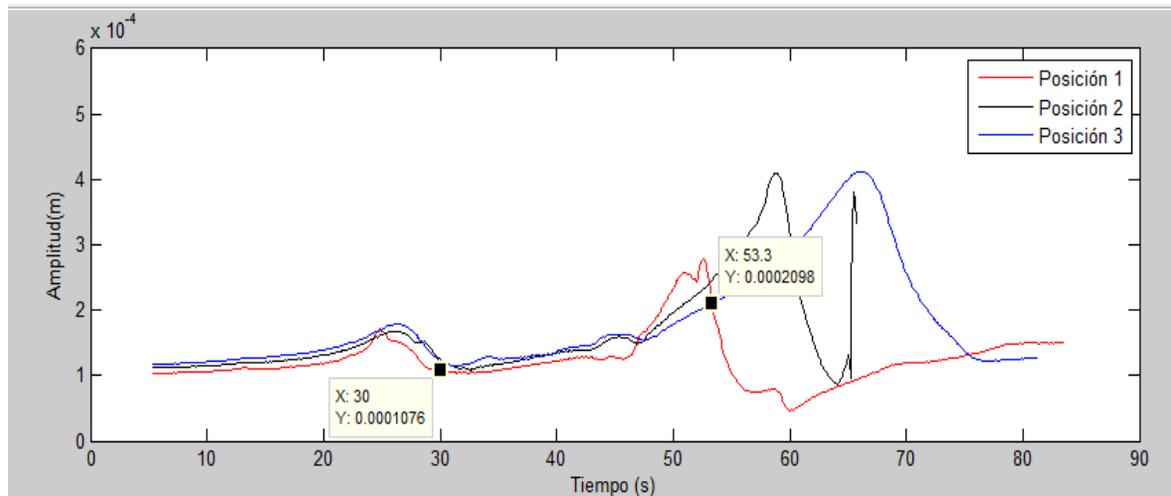


Figura 7.3.14 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 1 (Sensor 1). Flecha Grado de Asimetría Mayor.

Para determinar la secuencia de movimiento del soporte móvil, se analizan la respuesta de vibración del rotor de la Figura 7.3.14, se localiza el punto de intersección de las tres respuestas de vibración correspondientes a las tres posiciones diferentes de la chumacera móvil en el rotor. Se selecciona uno o varios puntos de intersección en la gráfica. El punto de intersección localizado corresponde al tiempo el cual se iniciará la secuencia de movimiento del soporte. En la Figura 7.3.14 se muestran los puntos de intersección para la respuesta de vibración del rotor en función del tiempo.

Las intersecciones de los diagramas de bode correspondientes a las diferentes posiciones de la chumacera móvil, se consideran puntos de cambio de la chumacera móvil para

modificar la rigidez del sistema en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, pasando por las diferentes frecuencias naturales sin tener problemas de vibración excesiva.

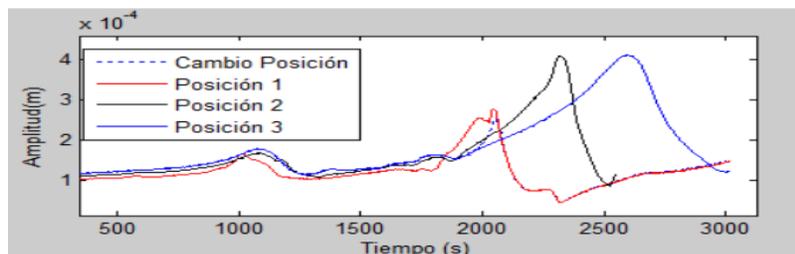
En la Tabla 7.3.2 se presentan los valores de los tiempos donde se realizaron los cambios de posición de la chumacera móvil.

Tabla 7.3.2 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 1 (Sensor 1). (Flecha Grado de Asimetría Mayor).

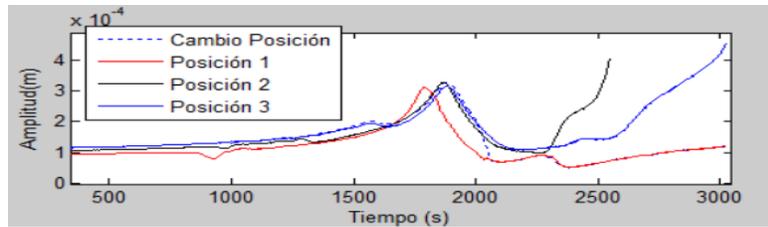
Trayectoria	Tiempo de cambio (s)	Velocidad del punto de cambio (RPM)
Posición 1- Posición 3	30	1178
Posición 3- Posición 1	53.3-2=51.3	2080

En la Tabla 7.3.2 se puede observar que el tiempo en el que se realizó el cambio de posición de la chumacera móvil es ligeramente diferente al tiempo que corresponde al punto de intersección de los diagramas de bode. Lo anterior se debe a que se observó que durante la secuencia de movimiento de la chumacera móvil de una posición a otra, tomando los tiempos en los puntos de intersección, el sistema generaba una respuesta de vibración transitoria residual de amplitud similar a la vibración original del rotor. Sin embargo cuando los cambios de posición de la chumacera móvil se realizaron en los tiempos mostrados en la Tabla 7.3.2 las amplitudes de la vibración residual del rotor no cambiaron, estas fueron similares a la amplitud de la vibración original. Por otra parte, también se puede observar que para este caso en particular se consideran dos cambios de posición de la chumacera móvil.

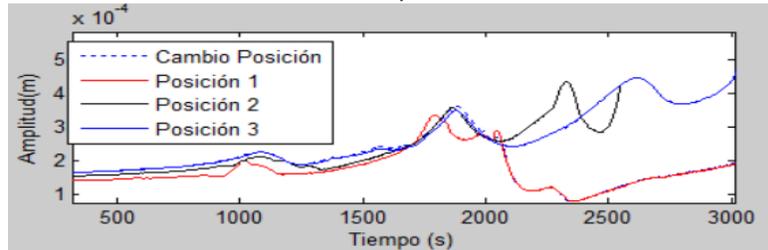
En la Figura 7.3.15 se muestra la comparación de la vibración residual posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil (curva color azul discontinua) con la respuesta de vibración para la Posición 1 del soporte móvil (curva color rojo), Posición 2 (curva color negro), Posición 3 (curva color azul) correspondientes al Sensor 1, Sensor 2 y Vibración Resultante.



a)



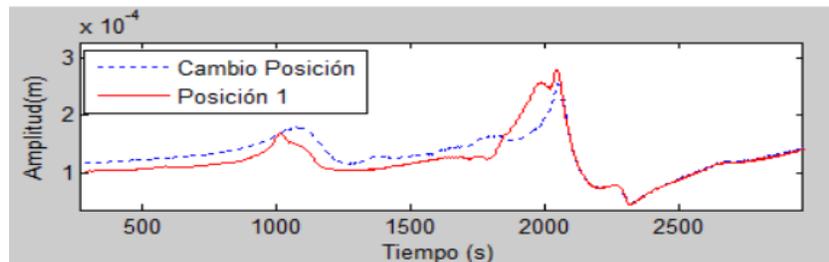
b)



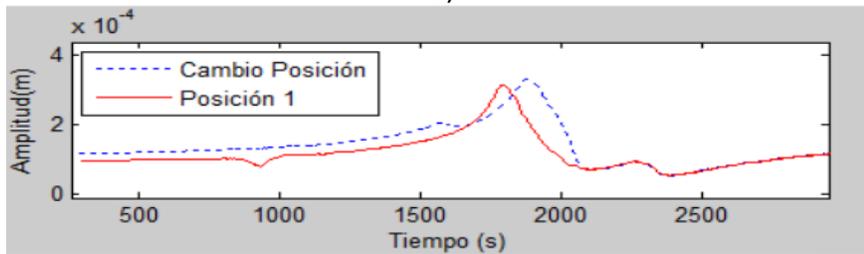
c)

Figura 7.3.15 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.1 (Sensor 1)). a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Mayor)

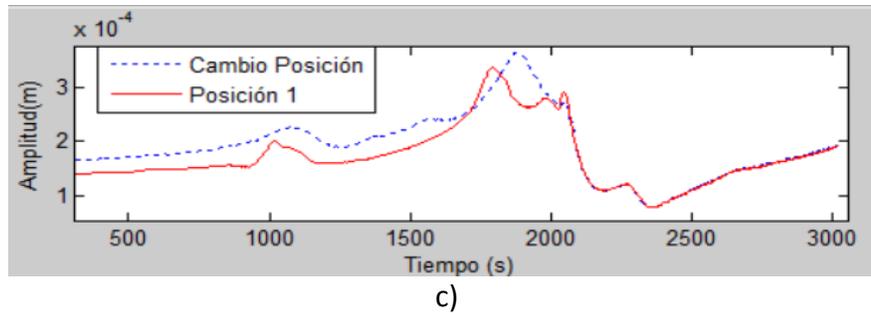
Asimismo, en la Figura 7.3.16 también se compara la vibración residual del rotor (curva color azul discontinua) posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil con la vibración del rotor cuando la chumacera móvil se encuentra en la Posición 1 (curva color rojo) ya que la Posición 1 de la chumacera corresponde a la configuración original de trabajo del rotor.



a)



b)



c)

Figura 7.3.16 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 1 (Sensor 1)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Mayor).

Se puede observar de la Figura 7.3.16 que con la secuencia de movimientos propuestos para el soporte móvil, no es posible evitar las zonas de resonancia ya que las amplitudes de vibración residual son similares o mayores que la vibración original aun con los cambios de rigidez efectuados en el sistema como consecuencia de los movimientos del soporte móvil. También se puede observar, que se obtiene un mejor resultado cuando los modos de vibración de las diferentes posiciones del soporte móvil están separados, tal y como se mostró en la Sección 7.2.1.2, en contraste cuando se tiene modos de vibración cercanos se complica disminuir las amplitudes residuales del rotor, tal y como se puede observar en la Figura 7.3.16.

7.3.1.3 Respuesta de Vibración Resultante

Secuencia No. 1 (Vibración Resultante)

En la Figura 7.3.17 se muestra el comportamiento vibratorio del rotor para las tres posiciones de la chumacera móvil, correspondientes a la Vibración Resultante del rotor obtenida mediante el Sensor 1 y Sensor 2.

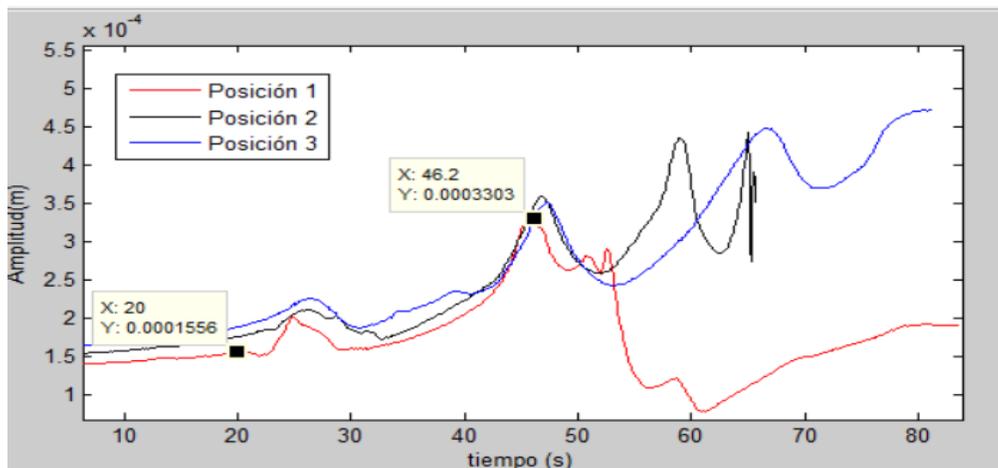


Figura 7.3.17 Respuesta de vibración. Posición 1, posición 2 y posición 3 soporte móvil. Secuencia No. 1 (Vibración Resultante). Flecha Grado de Asimetría Mayor.

Para determinar la secuencia de movimiento del soporte móvil, se analizan la respuesta de vibración del rotor de la Figura 7.3.17, se localiza el punto de intersección de las tres respuestas de vibración correspondientes a las tres posiciones diferentes de la chumacera móvil en el rotor. Se selecciona uno o varios puntos de intersección en la gráfica. El punto de intersección localizado corresponde al tiempo el cual se iniciará la secuencia de movimiento del soporte. En la Figura 7.3.17 se muestran los puntos de intersección para la respuesta de vibración del rotor en función del tiempo.

Las intersecciones de los diagramas de bode correspondientes a las diferentes posiciones de la chumacera móvil, se consideran puntos de cambio de la chumacera móvil para modificar la rigidez del sistema en todo el intervalo de operación del rotor hasta llegar a su velocidad nominal, pasando por las diferentes frecuencias naturales sin tener problemas de vibración excesiva.

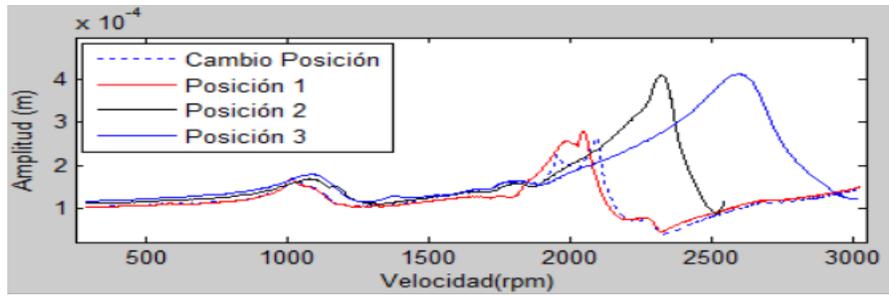
En la Tabla 7.3.3 se presentan los valores de los tiempos donde se realizaron los cambios de posición de la chumacera móvil.

Tabla 7.3.3 Trayectorias del Soporte y tiempos de cambio. Secuencia No. 1 (Vibración Resultante). (Flecha Grado de Asimetría Mayor).

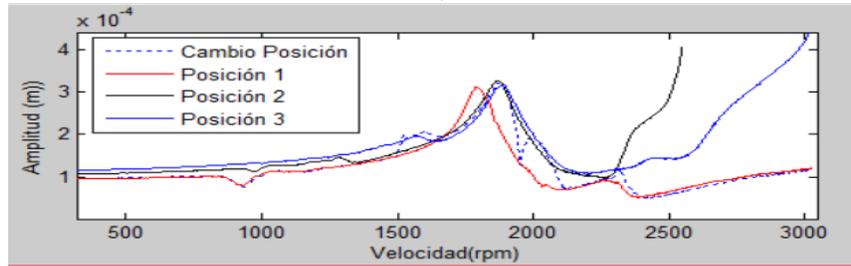
Trayectoria	Tiempo de cambio (s)	Velocidad del punto de cambio (RPM)
Posición 1- Posición 3	20	900
Posición 3- Posición 1	46.2-2=44.2	1825

En la Tabla 7.3.3 se puede observar que el tiempo en el que se realizó el cambio de posición de la chumacera móvil es ligeramente diferente al tiempo que corresponde al punto de intersección de los diagramas de bode. Lo anterior se debe a que se observó que durante la secuencia de movimiento de la chumacera móvil de una posición a otra, tomando los tiempos en los puntos de intersección, el sistema generaba una respuesta de vibración transitoria residual de amplitud similar a la vibración original del rotor. Sin embargo cuando los cambios de posición de la chumacera móvil se realizaron en los tiempos mostrados en la Tabla 7.3.3 las amplitudes de la vibración residual del rotor no cambiaron, estas fueron similares a la amplitud de la vibración original. Por otra parte, también se puede observar que para este caso en particular se consideran dos cambios de posición de la chumacera móvil.

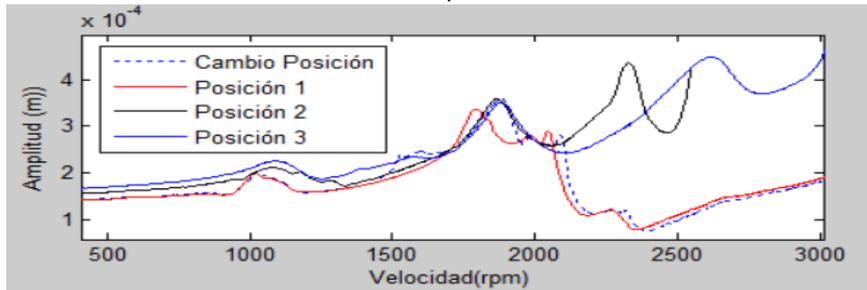
En la Figura 7.3.18 se muestra la comparación de la vibración residual posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil (curva color azul discontinua) con la respuesta de vibración para la Posición 1 del soporte móvil (curva color rojo), Posición 2 (curva color negro), Posición 3 (curva color azul) correspondientes al Sensor 1, Sensor 2 y Vibración Resultante.



a)



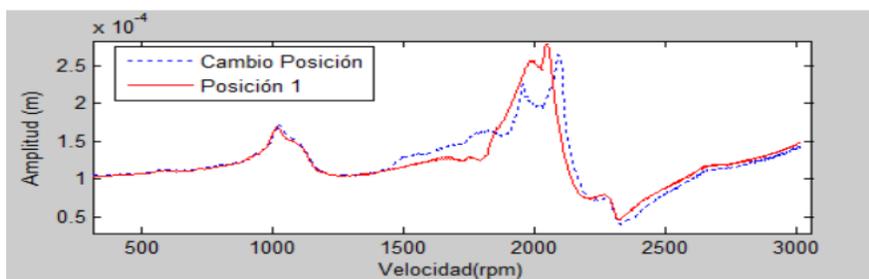
b)



c)

Figura 7.3.18 . Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No.1 (Vibración Resultante)).
a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Mayor).

Asimismo, en la Figura 7.3.19 también se compara la vibración residual del rotor (curva color azul discontinua) posterior a la aplicación de la secuencia de movimientos del soporte móvil con la vibración del rotor cuando la chumacera móvil se encuentra en la Posición 1 (curva color rojo) ya que la Posición 1 de la chumacera corresponde a la configuración original de trabajo del rotor.



a)

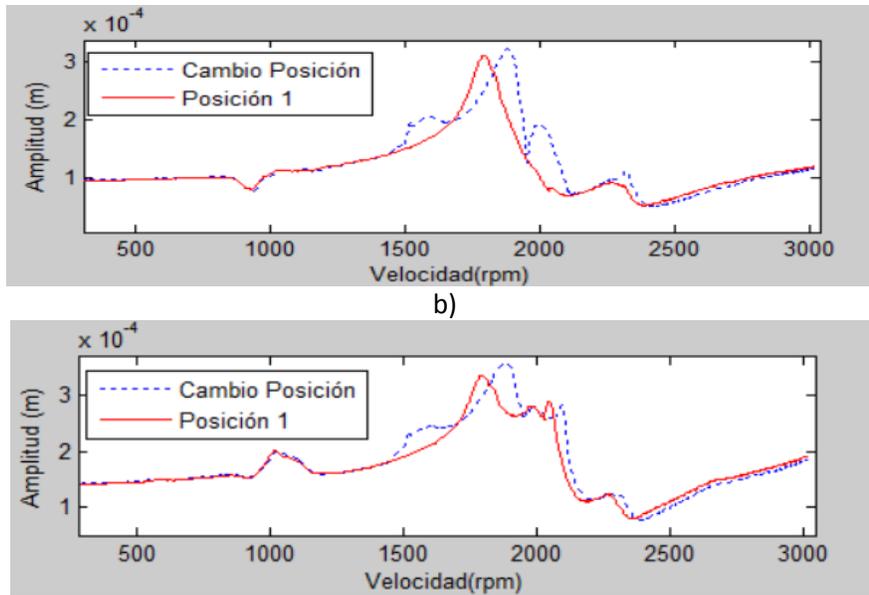


Figura 7.3.19 Respuesta de Vibración Residual del Rotor Asimétrico (Secuencia No. 1 (Vibración Resultante)) vs Vibración Posición 1. a) Sensor 1 (Horizontal), b) Sensor 2 (Vertical), c) Vibración Resultante. (Flecha Grado de Asimetría Mayor).

Se puede observar de la Figura 7.3.19 que con la secuencia de movimientos propuestos para el soporte móvil, no es posible evitar las zonas de resonancia ya que las amplitudes de vibración residual son similares o mayores que la vibración original aun con los cambios de rigidez efectuados en el sistema como consecuencia de los movimientos del soporte móvil. También se puede observar, que se obtiene un mejor resultado cuando los modos de vibración de las diferentes posiciones del soporte móvil están separados, tal y como se mostró en la Sección 7.2.1.2, en contraste cuando se tiene modos de vibración cercanos se complica disminuir las amplitudes residuales del rotor, tal y como se puede observar en la Figura 7.3.19.

CONCLUSIONES

En el presente trabajo se realizó un estudio teórico-experimental del comportamiento vibratorio de un sistema rotor-cojinete con chumacera móvil, para el estudio se consideró rampas de excitación de tipo lineal, así como, flechas simétricas y asimétricas.

Se diseñó y construyó un dispositivo experimental de control semi-activo para el control de vibraciones en rotores a causa de una masa de desbalance, el dispositivo consiste en una chumacera móvil montada en un rotor tipo Jeffcott con dos discos inerciales que es accionada mediante una guía lineal controlada con un motor a pasos.

Las conclusiones generadas de los resultados obtenidos en el trabajo se resumen a continuación:

- 1) La chumacera móvil genera un cambio de rigidez dinámico en el sistema rotor-cojinete, lo que causa un cambio de frecuencias naturales en el sistema.
- 2) El cambio de frecuencias naturales en el sistema rotodinámico, permite que el rotor pase por las velocidades críticas evitando la vibración en condiciones de resonancia.
- 3) Se observó numérica y experimentalmente que los cambios en las frecuencias naturales a causa de los desplazamientos de la chumacera móvil en el sistema rotor-cojinete, no es proporcional con los cambios de distancia de la chumacera móvil.
- 4) Los cambios en las frecuencias naturales del sistema rotor-cojinete con flecha simétrica, dependen del cambio de la rigidez a causa de los cambios de longitud de la flecha, además de la rigidez en la dirección vertical y horizontal del soporte, en contraste en un sistema rotor-cojinete con flecha asimétrica adicionalmente depende de la asimetría que presenta la flecha y el factor de amortiguamiento del sistema.
- 5) Para determinar si es posible el control de la vibración en un sistema rotor-cojinete mediante la técnica de la chumacera móvil, es necesario caracterizar y analizar la respuesta de vibración del rotor considerando la longitud más corta y más larga de la flecha que se tendrá como consecuencia del desplazamiento de la chumacera móvil.
- 6) Se aplicó la técnica de la chumacera móvil para el control de la vibración en un sistema rotor cojinete experimental. Para el estudio se utilizó una flecha simétrica y dos flechas asimétricas con diferente grado de asimetría cada una. Se logró controlar la vibración del sistema rotor-cojinete con flecha simétrica como asimétrica, disminuyendo la vibración hasta en un 70 %, sin embargo se observó

que cuando la flecha asimétrica presenta un grado de asimetría mayor, el sistema rotodinámico presenta inestabilidad y el control de la vibración se dificulta.

- 7) Se observó numérica y experimentalmente que para tener éxito en control de la vibración de un sistema rotor-cojinete mediante la técnica de la chumacera móvil, depende de tres variables principales: velocidad de la chumacera móvil, rampa de excitación del rotor y la distancia de desplazamiento de la chumacera móvil.
- 8) Se comprobó numérica y experimentalmente que durante el desplazamiento de la chumacera móvil se presenta en el sistema una vibración transitoria que puede ser igual o mayor que la vibración original del sistema rotodinámico.
- 9) De los resultados experimentales se observó que si a causa del cambio de la posición de la chumacera móvil, las frecuencias naturales del sistema no sufren cambios significativos, es decir las frecuencias naturales son muy cercanas (modos de vibración cercanos) el control de la vibración del sistema rotor-cojinete será imposible, ya que se generará una vibración transitoria de amplitud igual o mayor que la vibración original.
- 10) En contraste con el punto anterior, si a causa del cambio de la posición de la chumacera móvil, las frecuencias naturales del sistema sufren cambios significativos, es decir las frecuencias naturales son separadas (modos de vibración separados) el control de la vibración en el sistema rotor-cojinete será posible.
- 11) Se concluye que la técnica de la chumacera móvil para el control de vibraciones, puede aplicarse a sistemas rotor-cojinetes con flechas simétricas y asimétricas únicamente si se cumple el punto anterior y de esta manera evitar los procesos de balanceo.
- 12) En este trabajo los resultados experimentales estuvieron limitados por las condiciones de operación del rotor experimental, rampa de excitación de tipo lineal con una aceleración angular mínima de 1 rad/s^2 , velocidad constante de la chumacera móvil de 0.12 m/s , intervalo de trabajo de la chumacera móvil de 8-10 cm., un modo de vibración en un intervalo de velocidad del rotor de 0-5,000 rpm.

TRABAJOS FUTUROS

- Implementar un control activo de movimiento del soporte de manera que exista una retroalimentación de la señal para obtener una mejor respuesta de movimiento.
- Incrementar la velocidad lineal del soporte móvil y realizar las pruebas experimentales correspondientes para observar el efecto que obtiene la respuesta del sistema con una mayor velocidad del soporte móvil.
- Realizar un análisis del efecto de la fricción que se produce a causa del movimiento lineal del soporte y el movimiento rotatorio de la flecha cuando el soporte se encuentra en movimiento.
- Diseñar una configuración adecuada de un sistema rotor-cojinete que permita el análisis y control de la vibración con flechas asimétricas con mayor grado de asimetría.
- Controlar la vibración de un sistema rotor-cojinete que presente al menos 2 o 3 modos de vibración desde que arranca el sistema hasta llegar a su velocidad nominal.

APÉNDICE A

En el apéndice A se muestran las funciones de desplazamiento (ecuaciones A.1 y A.2) que se señalan en la ecuación 2.5 en el capítulo 2, además se muestran las matrices que corresponden al modelo del sistema rotor simétrico.

$$N_1(y) = \left[1 - \frac{3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}; -y + \frac{2y^2}{L} - \frac{y^3}{L^2}; \frac{3y^2}{L^2} - \frac{2y^3}{L^3}; \frac{y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2} \right] \quad (A. 1)$$

$$N_2(y) = \left[1 - \frac{3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}; y - \frac{2y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2}; \frac{3y^2}{L^2} - \frac{2y^3}{L^3}; -\frac{y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2} \right] \quad (A. 2)$$

Las siguientes matrices mostradas son las correspondientes de masa de traslación, matriz que representa la influencia del efecto secundario de la inercia rotatoria, matriz de efectos giroscópicos y matriz de rigidez respectivamente de un eje con simetría axial.

$$M_{TGS} = \frac{\rho SL}{420} \begin{bmatrix} 156 & 0 & 0 & -22L & 54 & 0 & 0 & 13L \\ 0 & 156 & 22L & 0 & 0 & 54 & -13L & 0 \\ 0 & 22L & 4L^2 & 0 & 0 & 13L & -3L^2 & 0 \\ -22L & 0 & 0 & 4L^2 & -13L & 0 & 0 & -3L^2 \\ 54 & 0 & 0 & -13L & 156 & 0 & 0 & 22L \\ 0 & 54 & 13L & 0 & 0 & 156 & -22L & 0 \\ 0 & -13L & -3L^2 & 0 & 0 & -22L & 4L^2 & 0 \\ 13L & 0 & 0 & -3L^2 & 22L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (A. 3)$$

$$[M_{RGS}] = \frac{\rho I}{30L} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & 3L \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & 3L & -L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & 4L^2 & 3L & 0 & 0 & -L^2 \\ 36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 0 & -36 & 3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & -3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & -L^2 & 3L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (A. 4)$$

$$[C_{2GS}] = \frac{\rho I}{15L} \begin{bmatrix} 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 3L & 0 & 0 & -4L^2 & -3L & 0 & 0 & L^2 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 3L & 0 & 0 & L^2 & -3L & 0 & 0 & 4L^2 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \end{bmatrix} \quad (A. 5)$$

$$[K_{GS}] = \frac{EI}{(1+a)L^3} \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & -6L & -12 & 0 & 0 & -6L \\ 0 & 12 & 6L & 0 & 0 & -12 & 6L & 0 \\ 0 & 6L & (4+a)L^2 & 0 & 0 & -6L & (2-a)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (4+a)L^2 & 6L & 0 & 0 & (2-a)L^2 \\ -12 & 0 & 0 & 6L & 12 & 0 & 0 & 6L \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 0 & 12 & -6L & 0 \\ 0 & 6L & (2-a)L^2 & 0 & 0 & -6L & (4+a)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (2-a)L^2 & 6L & 0 & 0 & (4+a)L^2 \end{bmatrix} \quad (A. 6)$$

APÉNDICE B

En el apéndice B se muestran las matrices que corresponden a un eje con asimetría axial, se tiene la matriz de translación (que es la misma que en un eje simétrico), también se presentan las matriz de efecto secundario de la influencia rotacional, matriz de efectos giroscópicos y la matriz de rigidez.

$$[M_{RGa}] = [M_{RG}] + [M_{RGC}] \cos(2\phi) + [M_{RGS}] \text{sen}(2\phi)$$

$$[M_{RG}] = \frac{\rho I}{30L} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & 4L^2 & 3L & 0 & 0 & -L^2 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & -L^2 & 3L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (B. 1)$$

$$[M_{RGC}] = \frac{\rho I_d}{30L^3} \begin{bmatrix} -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ 3L & 0 & 0 & -4L^2 & -3L & 0 & 0 & L^2 \\ 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \\ 3L & 0 & 0 & L^2 & -3L & 0 & 0 & -4L^2 \end{bmatrix} \quad (B. 2)$$

$$[M_{RGS}] = \frac{\rho I_d}{30L^3} \begin{bmatrix} 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 3L & 0 & 0 & -4L^2 & -3L & 0 & 0 & L^2 \\ 0 & -3L & -4L^2 & 0 & 0 & 3L & L^2 & 0 \\ 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 3L & 0 & 0 & L^2 & -3L & 0 & 0 & -4L^2 \\ 0 & -3L & L^2 & 0 & 0 & 3L & -4L^2 & 0 \end{bmatrix} \quad (B. 3)$$

$$[C_{2Ga}] = [C_{2G}] + [C_{2GC}] \cos(2\phi) + [C_{2GS}] \text{sen}(2\phi)$$

$$[C_{2G}] = \frac{\rho I_d}{15L} \begin{bmatrix} 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 3L & 0 & 0 & -4L^2 & -3L & 0 & 0 & L^2 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 3L & 0 & 0 & L^2 & -3L & 0 & 0 & -4L^2 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \end{bmatrix} \quad (B. 4)$$

$$[C_{2GC}] = \frac{\rho I_d}{15L^3} \begin{bmatrix} 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 3L & 0 & 0 & -4L^2 & -3L & 0 & 0 & L^2 \\ 0 & -3L & -4L^2 & 0 & 0 & 3L & L^2 & 0 \\ 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 3L & 0 & 0 & L^2 & -3L & 0 & 0 & -4L^2 \\ 0 & -3L & L^2 & 0 & 0 & 3L & -4L^2 & 0 \end{bmatrix} \quad (B. 5)$$

$$[C_{2GS}] = \frac{\rho I_d}{15L^3} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & -3L & -4L^2 & 0 & 0 & 3L & L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & 4L^2 & 3L & 0 & 0 & -L^2 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & -3L & L^2 & 0 & 0 & 3L & -4L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & -L^2 & 3L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (B. 6)$$

$$[K_{Ga}] = [K_G] + [K_{GC}] \cos(2\phi) + [K_{GS}] \sin(2\phi)$$

$$[K_G] = \frac{\rho I_p}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & -6L & -12 & 0 & 0 & -6L \\ 0 & 12 & 6L & 0 & 0 & -12 & 6L & 0 \\ 0 & 6L & 4L^2 & 0 & 0 & -6L & 2L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & 4L^2 & 6L & 0 & 0 & 2L^2 \\ -12 & 0 & 0 & 6L & 12 & 0 & 0 & 6L \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 0 & 12 & -6L & 0 \\ 0 & 6L & 2L^2 & 0 & 0 & -6L & 4L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & 2L^2 & 6L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (B. 7)$$

$$[K_{GC}] = \frac{\rho I_d}{L^3} \begin{bmatrix} -12 & 0 & 0 & 6L & 12 & 0 & 0 & 6L \\ 0 & 12 & 6L & 0 & 0 & -12 & 6L & 0 \\ 0 & 6L & 4L^2 & 0 & 0 & -6L & 2L^2 & 0 \\ 6L & 0 & 0 & -4L^2 & -6L & 0 & 0 & -2L^2 \\ 12 & 0 & 0 & -6L & -12 & 0 & 0 & -6L \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 0 & 12 & -6L & 0 \\ 0 & 6L & 2L^2 & 0 & 0 & -6L & 4L^2 & 0 \\ 6L & 0 & 0 & -2L^2 & -6L & 0 & 0 & -4L^2 \end{bmatrix} \quad (B. 8)$$

$$[K_{GS}] = \frac{\rho I_d}{L^3} \begin{bmatrix} 0 & 12 & 6L & 0 & 0 & -12 & 6L & 0 \\ 12 & 0 & 0 & -6L & -12 & 0 & 0 & -6L \\ 6L & 0 & 0 & -4L^2 & -6L & 0 & 0 & -2L^2 \\ 0 & -6L & -4L^2 & 0 & 0 & 6L & -2L^2 & 0 \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 0 & 12 & -6L & 0 \\ -12 & 0 & 0 & 6L & 12 & 0 & 0 & 6L \\ 6L & 0 & 0 & -2L^2 & -6L & 0 & 0 & -4L^2 \\ 0 & -6L & -2L^2 & 0 & 0 & 6L & -4L^2 & 0 \end{bmatrix} \quad (B. 9)$$

APÉNDICE C

Se construyó una estructura de aluminio para utilizarla como base para el prototipo experimental, la estructura está realizada con perfiles extruidos de aluminio, los cuales son de uso común en proyectos de laboratorio y proyectos industriales.

La construcción de la base de aluminio se construyó en el laboratorio de rotodinámica del Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET), donde se realizó el ensamble y las demás operaciones que implicó la construcción de la estructura.

Las siguientes figuras muestran el armado y construcción del prototipo.



Figura C 1 Estructura de Aluminio.

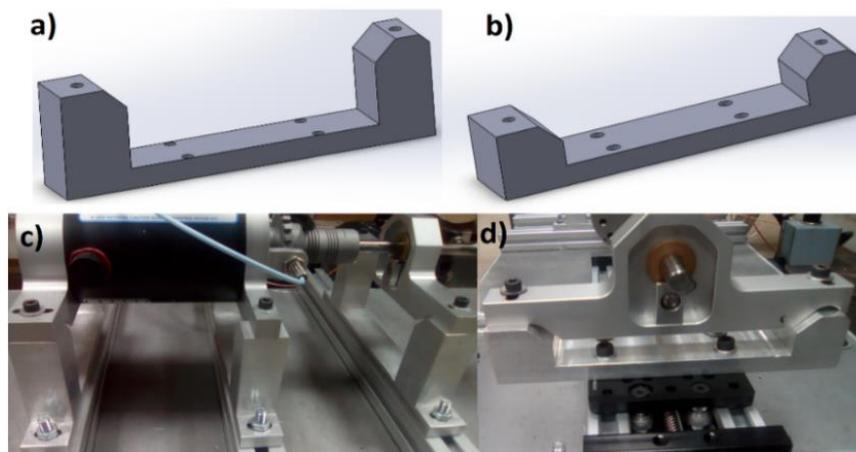


Figura C 2 Soportes del Prototipo.

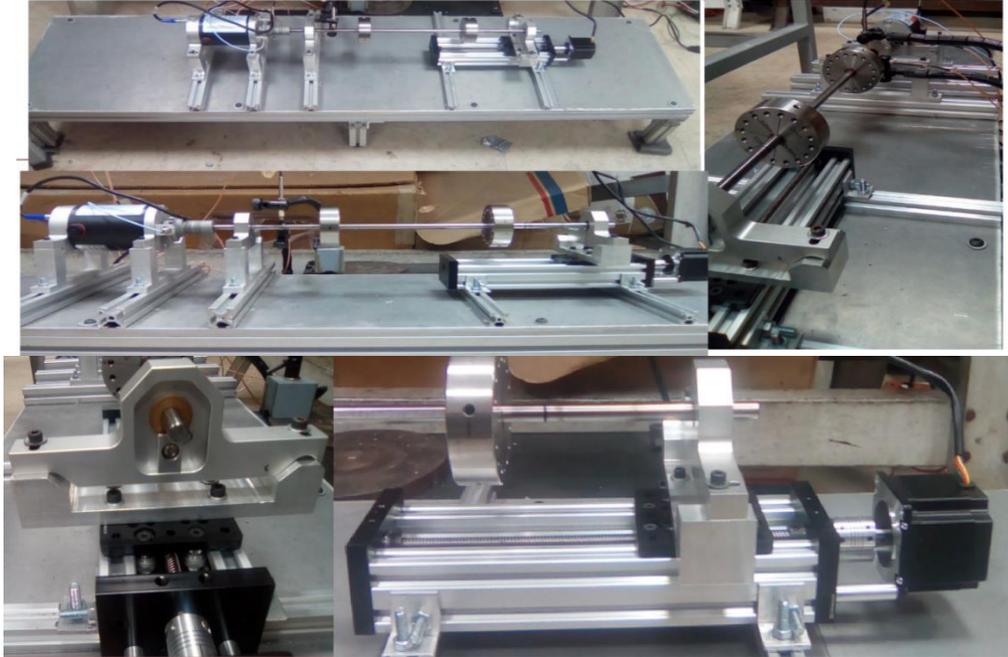


Figura C 3 Prototipo Experimental.

Se utilizó una guía lineal de la marca OPEN BUILDS como actuador del movimiento de uno de los soportes del sistema rotor-chumacera móvil, la guía lineal está fabricada de perfil de aluminio extruido y es accionada por un motor a pasos con torque suficiente para pasar cualquier perturbación que se presente.

CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR A PASOS NEMA 23	
ÁNGULO DE PASO	1.8° ±5%
FASES	2
TAMAÑO DEL EJE	6.25 mm
CORRIENTE POR FASE DC	2.8 A
VOLTAJE MÍNIMO	3.0vDC
TORQUE DE SUJECION	12.6kg.cm
PAR TORQUE	0.4kg/cm



Figura C 4 Motor NEMA 23.



Figura C 5 Guía Lineal.

Para el control de la guía lineal se utilizó el software ARDUINO, debido a que la guía se controla por medio de un motor a pasos, se eligió controlarlo por medio de la plataforma ARDUINO debido a que su interface es amigable y se puede controlar de manera sencilla un motor a pasos. Para mandar las señales correspondientes para el movimiento del motor, se utilizó una tarjeta ARDUINO UNO. Cuando en la parte del software de ARDUINO se realiza la programación que corresponde al movimiento, se envía la información a la tarjeta ARDUINO UNO y la tarjeta se conecta a un controlador del motor, para después obtener el movimiento deseado.



Figura C 6 ARDUINO UNO.

El motor está conectado a dos puentes H que permiten dar la corriente demandada por el motor, además permite cambiar el sentido del motor a pasos.

Voltaje de Motor	5.5-27 Volts
Voltaje de Control	5 Volts
Corriente de Salida	43 Amperes
Control	



Figura C 7 Módulo Puente H BTS 7960.

La tabla muestra las características del módulo puente H BTS 7960, el cual se utilizó para permitir el cambio de giro y dar potencia al motor.

Se eligió este puente porque tiene una gran capacidad de corriente, ya que el motor requiere una cantidad de 3 amperes para su funcionamiento, se realizaron pruebas con otros módulos y no resistieron la corriente que demanda el motor.

En la figura C.8 se muestra la conexión del módulo de control con la guía lineal. Se muestra como están conectadas las dos bobinas del motor a cada puente.

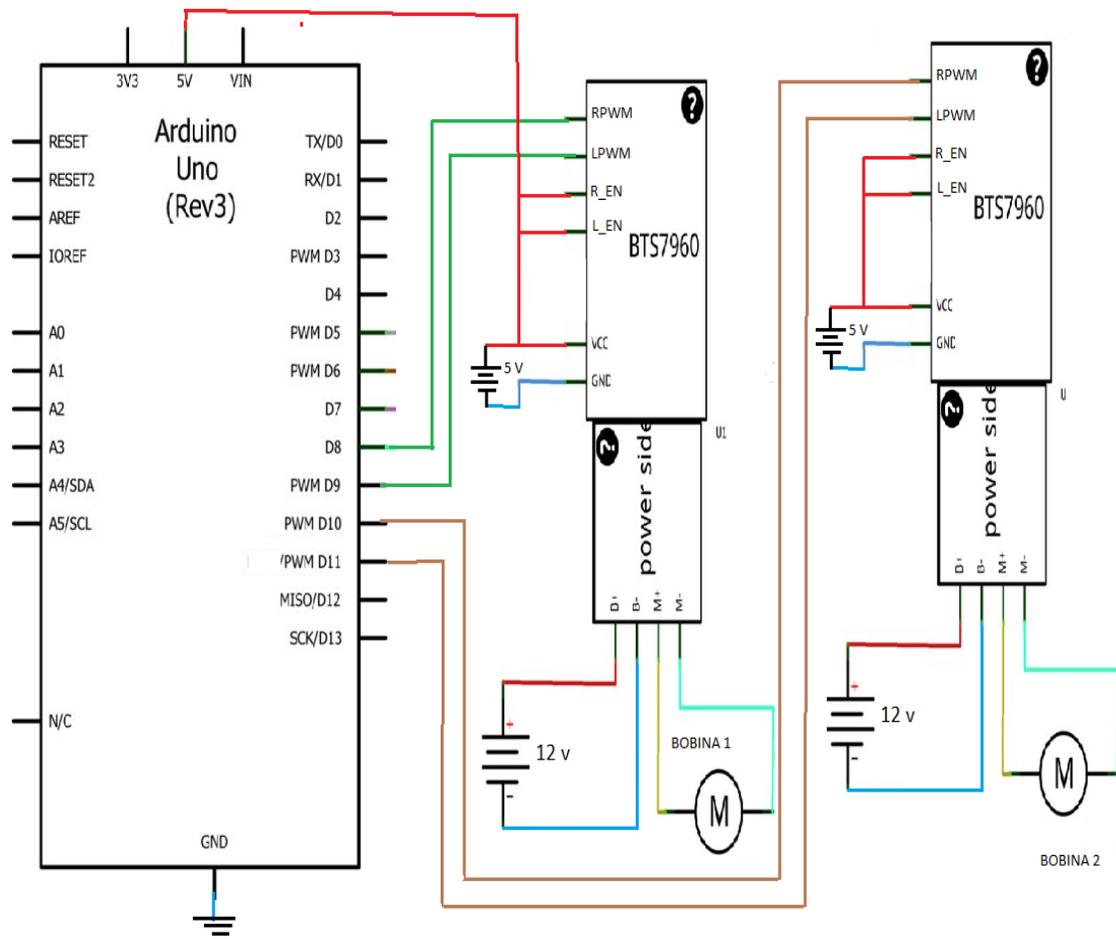


Figura C 8 Conexión de Motor.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. G. Parkinson, «"On the Balancing of Shafts with Axial Asymmetry",» *Proceeding of the Royal Society*, No. A 294, pp. 66-79, 1966.
- [2] J. Colín, «Balanceo de Rotores Asimétricos», Tesis de Maestría, Cenidet, Cuernavaca, Morelos, México, 1996.
- [3] J. Molina, «Arreglo de Pesos Modales para el Balanceo de rotores asimétricos», Tesis de Maestría, Cenidet Cuernavaca Morelos, México, 2009.
- [4] F. Ramirez, «Análisis Experimental en el Balanceo Modal de Rotores Asimétricos», Tesis de Maestría, Cenidet, Cuernavaca, Morelos, Mexico, 2016.
- [5] J. M. Vance, *Rotordynamics of Turbomachinery*, NY: John Wiley & Sons,, 1988.ISBN
- [6] H. H. Jeffcott, «The Lateral Vibration of Loaded Shaft in the Neighbourhood of a Whirling Speed,» *Philosophical Magazine*, vol. 37, pp. 334-314, 1919.
- [7] H. D. Nelson y J. Mc vaugh, «The Dynamics of Rotor_Bearing Systems Using Finite Element,» Houston, Texas, 1975.
- [8] A. G. Parkinson, «On the Balancing Machines for Flexible Rotors,» *Journal of Engineering for Industry*, vol. 94, No. 2, pp. 561-575, 1966.
- [9] H. D. Taylor, «Critical Speed Behavior of Unsymmetrical Shafts,» *ASME,Journal of Applied Mechanics*, 1940.
- [10] G. Salmon, «A Treatise on Conic Sections,» *Chelsea Publishing Company*, 1954.ISBN
- [11] Y. Matsukura, T. Inoue, M. Kiso y M. Tomisawa, «"On the Balancing Convergence of Flexible Rotors, with Especial Reference to Asymmetric",» *Journal of Sound and Vibrations*, No.63(3), pp. 419-428, 1979.
- [12] T. Inagaki, H. Kanki y K. Shiraki, «"Response Analysis of a General Asymmetric Rotor-Bearing System",» *ASME*, No. 79-DET-84..
- [13] S. Zhou y J. Shi, «"Active Balancing and Vibration Control of Rotating Machinery: A Survey",» *The Shock and Vibration Digest*, vol. 33, No.4, pp. 361-371, 2001.
- [14] E. L. Thearle, «"Automatic Dynamic Balancers",» *Machine Design*, vol. 22, pp. 119-124, 1950.
- [15] A. B. Ortega, «Control de Desbalance en Sistemas Rotor-Chumacera utilizando Chumacera Móvil y Presurizada,» México, D.F., 2004.

- [16] B. Z. Sandler, Robotics, Designing the Mechanisms for Automated Machinery 2nd Edition, Sn. Diego: Academic Press, 1999.
- [17] T. K. Millsaps y G. L. Reed, «"Reducing Lateral Vibrations of a Rotor Passing Through Critical speeds by Acceleration Scheduling",» *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 120, 1998.
- [18] A. Blanco Ortega, Azúa, F. Beltran Carbajal, G. Silva Navarro y H. Méndez, «Control de Vibraciones en Maquinaria Rotatoria,» *Revista Iberoamericana de automática e Informática industrial*, vol. 7, No. 4, pp. 36-42, 2010.
- [19] M. Nango, Identificación Algebraica en Línea de Parámetros para el Balanceo de Rotores asimétricos, Cuernavaca, Morelos, México, 2015.
- [20] E. Enciso, Diseño y Construcción de una Chumacera Semi-Activa con Fluidos Reológicos, Cuernavaca, Morelos, México, 2015.
- [21] T. Iwatsubo y M. Nakamura, «Balancing of Flexible Rotors With Asymmetric Stiffness,» de *Momories of Faculty of Engineering*, Kobe University.
- [22] M. Lalane y G. Ferraris, Rotodynamics Prediction in Engineering, John Wiley and sons, 1990. ISBN
- [23] G. S. Pisarenco, A. P. Yákovlev y V. V. Matvéev, Manual de Resistencia de Materiales, Moscú: Mir pp.70 y 71, 1979. ISBN
- [24] D. Malkus, K. Robert, D. P. S y M. E, Concepts and Applications of Finite Elements Analysis, 1989. ISBN
- [25] E.S.G. Wing, Influencia de La Variación de la Frecuencia de Excitación Sobre la Detección de Parámetros Modales de Sistemas Vibratorios, CENIDET Cuernavaca, 1995.
- [26] G. Bishop y A. Parkinson, «Second Order Vibrations of flexible Shafts,» *Philosofal Transactions of Royal Society of London*, vol. 259, No. 1095, 1965.
- [27] Bathe y Klaus-Jürgen, Finite Element Procedures, Prentice-Hall, 1996. ISBN
- [28] J. A. Monares, Análisis del Comportamiento Dinámico de un Rotor Asimétrico Soportado por una Chumacera Magnetorreológica, Cuernavaca Morelos, 2011.
- [29] J. Lund, «"Rotor-Bearings Dynamics Design Technology",» vol. III, No. IV, 1965.
- [30] F. Jean y P. Dullhoste, «Teoría de control,» Facultad de Ingeniería Universidad de los Andes, Merida-Venezuela.

