



Prototipo de sistema de medición de bajo costo para la medición de chatter en procesos de fresado CNC

Edwin Alberto Ariza Hernandez
Melany Lorena Rodriguez Castillo

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Bogotá DC, Colombia

2022

Prototipo de sistema de medición de bajo costo para la medición de chatter en procesos de fresado CNC

Edwin Alberto Ariza Hernandez
Melany Lorena Rodriguez Castillo

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero mecatronico

Director:
Ph.D. Diego Patricio Calero Arellano

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Bogotá DC, Colombia
2022

AGRADECIMIENTOS

Melany Lorena Rodriguez Castillo

Primeramente, agradezco a toda mi familia, en especial a mis padres y hermanas, por el apoyo, amor, y confianza que han brindado en esta etapa de mi vida. También agradezco a mis amigos que siempre creyeron en mí y apoyaron, en especial a mi compañero Edwin, por la paciencia, entrega y apoyo en este trabajo. Por último, pero no por eso menos importante al PhD. Diego Calero Arellano por su ayuda, paciencia y dedicación durante este proceso.

Edwin Alberto Ariza Hernandez

En primera instancia quiero agradecer especialmente a mis padres, quienes han sido un apoyo incondicional durante el transcurso de esta etapa formativa. Agradezco de igual forma a mis compañeros y amigos, quienes nunca dudaron de mis capacidades e incentivaron a superarme en todo momento, especialmente a mi compañera de trabajo Melany, que con su motivación y paciencia este proyecto de vida fue cumplido satisfactoriamente. En particular, quiero agradecer al PhD. Diego Calero Arellano por guiarnos con paciencia y motivarnos a cumplir nuestros objetivos.

Resumen

En el presente documento se planteó desarrollar un prototipo de sistema de medición de bajo costo para la detección de vibraciones asociadas al *chatter* en procesos de fresado CNC. Se utiliza un microcontrolador Arduino como sistema de adquisición y un acelerómetro MPU6050 para la instrumentación del trabajo, obteniendo de manera experimental el comportamiento dinámico del sistema, a partir de este se valida el modelo por medio de análisis realizados de la transformada rápida de Fourier y los diagramas de lóbulos para determinar puntos estables e inestables en los cuales pueda existir el *chatter* durante el proceso de fresado.

Palabras clave: CNC, *Chatter*, Modelo dinámico, sistema de medición, Fresadora

Abstract

In this document, it was proposed to develop a prototype of a low-cost measurement system for the detection of vibrations associated with *chatter* in CNC milling processes. An Arduino microcontroller is used as the acquisition system and an MPU6050 accelerometer for the instrumentation of the work, obtaining experimentally the dynamic behavior of the system, from this the model is validated by means of analyzes carried out of the fast Fourier transform and the lobe diagrams to determine stable and unstable points in which the *chatter* can exist during the milling process.

Keywords: CNC, Chatter, Dynamic model, measuring system, Milling machine.

Índice general

AGRADECIMIENTOS	I
Resumen	II
Abstract	III
1. Introducción	1
1.1. Estado del arte	3
1.2. Planteamiento del problema	6
1.3. Objetivos	7
1.3.1. Objetivo general	7
1.3.2. Objetivos específicos	7
1.4. Justificación	8
2. Marco Teórico	9
2.1. Proceso de fresado	9
2.2. Máquinas de fresado	12
2.2.1. Según su orientación del husillo	13
2.2.2. Según la cantidad de ejes	13
2.2.3. Según su estructura	14
2.2.4. Según su método de control	14
2.3. Parámetros generales del proceso de fresado	15
2.4. Conceptos generales de vibraciones	16
2.4.1. Modelo para un grado de libertad	16
2.4.2. Modelo de múltiples grados de libertad	18
2.4.3. Sistemas continuos	19
2.4.4. Análisis modal teórico	19
2.4.5. Análisis modal experimental	21
2.4.5.1. Ensayo de impacto	22
2.5. Dinámica del fresado	23
2.5.1. Modelo dinámico de fresado para un grado de libertad	23
2.5.2. Fenómeno <i>Chatter</i>	24
2.6. Sensores de vibración	25
2.6.1. Sensores especializados	25
2.6.2. Sensores de prototipado	26
2.6.3. Métodos de medición de vibración	26
2.7. Análisis de señales de vibración	28

2.7.1.	Función de autocorrelación	29
2.7.2.	Densidad espectral de potencia (PSD)	29
2.7.3.	Correlación cruzada y PSD cruzada.	30
2.7.4.	Función de respuesta en frecuencia $H(i\omega)$ relacionada con las funciones PSD	30
2.7.5.	Función de Coherencia	30
3.	Metodología	32
3.1.	Selección del proceso a analizar	32
3.1.1.	Selección de las máquinas	32
3.1.2.	Selección de parámetros	32
3.2.	Modelo dinámico del proceso de fresado	34
3.2.1.	Modelo numérico	34
3.3.	Modelo experimental	38
3.3.1.	Montaje experimental	38
3.3.2.	Adquisición y acondicionamiento de datos	41
3.3.3.	Tratamiento de señales y obtención de FRFS	41
3.3.4.	Obtención de parámetros modales	43
3.4.	Constucción de diagramas de estabilidad	44
3.5.	Prototipo de sistema de medición	46
3.5.1.	Sensor de aceleración	46
3.5.1.1.	Arduino uno	47
3.5.1.2.	Conexión	47
3.5.2.	Software análisis de la señal	48
3.6.	Medición en las máquinas sin mecanizado	49
3.6.1.	Mediciones en la máquina Paxton/Patterson	49
3.7.	Medición durante el proceso de mecanizado	50
3.7.1.	Operación a realizar.	50
3.7.2.	Parámetros de la operación	51
3.7.3.	Ubicación de los sensores	51
4.	Resultados y análisis	53
4.1.	Costos de elaboración	53
4.2.	Funciones de respuesta en frecuencia y parámetros modales.	54
4.2.1.	Máquina Paxton/Patterson CNC	54
4.2.2.	Máquina EMCO 450 Mill	57
4.3.	Análisis espectral en el dominio de la frecuencia	60
4.3.1.	Máquina Paxton/Patterson CNC	60
4.3.2.	Máquina EMCO 450 Mill	67
4.4.	Diagramas de lóbulos obtenidos	70
4.4.1.	Máquina Paxton/Patterson CNC	71
4.4.2.	Máquina EMCO 450 Mill	72
4.5.	Espectros obtenidos durante el mecanizado	74
5.	Conclusiones y recomendaciones	80
5.1.	Conclusiones	80
5.2.	Recomendaciones	81

Referencias	83
A. Fresado	86
B. Modelo dinámico de dos grados de libertad para el fresado	90
B.1. Modelo dinámico	90
C. Sensores	94
C.1. características	94
C.1.1. Sensor 352c03	94
C.1.2. Sensor 352c22	96
C.1.3. Sensor 086C03	97
C.1.4. Sensor 485B39	98
D. MPU6050	100
D.1. Programas	100
D.1.1. calibración arduino	100
D.1.2. Programa de Adquisición	103
E. Programa de diagrama de lóbulos	104
F. Prueba de impacto Graficas	109
G. Programa analisis de señales FFT	113
H. Espectros velocidades 1300, 1400 y 1500 rpm	119
H.1. Porta herramienta	119
H.2. Porta-pieza	120
H.3. Velocidades propias del sistema	120

Índice de tablas

3.1.1.Parametros herramienta máquina	33
3.1.2.Parametros herramienta máquina	33
3.3.1.Parámetros tratamiento de datos.	42
3.4.1.Coefficientes de corte	44
3.5.1.Especificaciones del sistema de detección	48
3.7.1.Velocidades de rotación y avance correspondiente.	51
4.1.1.Costos de elaboración	53
4.2.1.Máximos y mínimos de las señales FRFs Inferior y Superior obtenidas por el acelerómetro 352C22.	54
4.2.2.Máximos y mínimos de la señal FRF obtenida por el acelerómetro 352C03 y coherencia.	55
4.2.3.Valores obtenido en el análisis modal asimétrica experimental.	57
4.2.4.Máximos y mínimos de las señales FRFs en el eje X y Y obtenidas por el acelerómetro 352C22.	57
4.2.5.Máximos y mínimos de las señales de coherencia en el eje X y Y obtenidas por el acelerómetro 352C22.	58
4.2.6.Valores obtenido en el analisis asimetrico modal experimental.	59
4.3.1.Máximos y mínimos de las señales en vacio obtenidas por el acelerómetro 352C03.	60
4.3.2.Frecuencias espectros de velocidad sensor 352C03	61
4.3.3.Máximos y mínimos de las señales en vacio obtenidas por el acelerómetro 352C22.	62
4.3.4.Frecuencias espectros de velocidad sensor 352C22	63
4.3.5.Máximos y mínimos de las señales en vacio obtenidas por el prototipo.	65
4.3.6.Frecuencias espectros de velocidad sensor Prototipo	66
4.3.7.Parámetros Rango-Gama	66
4.5.1.Frecuencias espectros de velocidad 1100 rpm	77
4.5.2.Frecuencias espectros de velocidad 1200 rpm	78

Índice de figuras

1.1. Regeneración de la ondulación en un modelo de fresado con dos grados de libertad.	2
1.2. Diagrama de estabilidad de lóbulos en el proceso de maquinado.	2
1.3. Configuración experimental.	6
2.1. Componentes principales de la fresadora.	10
2.2. Mecanismos de la fresadora.	11
2.3. Tipos de fresado. a) cilíndrico; b) frontal; c) de acabado	12
2.4. Parametros de fresado	15
2.5. Modelos masa-resorte: a)No amortiguado, b)Amortiguado.	16
2.6. Modelo de sistema masa resorte amortiguado de dos grados de libertad. . . .	18
2.7. Sistemas vibratorios: a) Discreto, b) Continuo. Modificado de [1]	19
2.8. Ejemplo de una función de respuesta en frecuencia de receptancia	22
2.9. Ejemplo de un sistema masa-resorte-amortiguador exitado por una fuerza de impacto.	22
2.10. Modelo dinámico del fresado para un grado de libertad.	23
2.11. Instrumento sísmico.	25
2.12. Ejemplo de un esquema de análisis modal experimental.	27
2.13. Función de coherencia típica.	31
3.1. Modelo dos grados de libertad.	34
3.2. Geometría del ángulo de entrada y salida	37
3.3. Montaje experimental.	38
3.4. Montaje experimental ubicaciones.	39
3.5. Montaje experimental ubicaciones.	39
3.6. Montaje experimental EMCO 450 MILL.	40
3.7. Acondicionador de señales PCB 485B39	41
3.8. <i>Dissparo</i> o triggering	43
3.9. Gráfica en proceso de ajuste en Cftool.	43
3.10. Diagrama de lóbulos de estabilidad del proceso de fresado.	45
3.11. Sensor MPU6050	47
3.12. Arduino uno	47
3.13. Conexión Prototipo	48
3.14. Mediciones en vacio.	49
3.15. Distribución de velocidades en la maquina.	50
3.16. Esquema del mecanizado de ranuras.	50
3.17. Ubicación Sensores especializados	52

3.18. Dimensiones de la pieza antes de maquinado.	52
4.1. Funcion de respuesta de frecuencia en el husillo Sensor 352C22	54
4.2. Función respuesta en frecuencia y coherencia en el husillo sensor 352C03.	55
4.3. Ajuste de curvas para ejes X y Y	56
4.4. Función de respuesta de frecuencia en la herramienta Sensor 352C22	57
4.5. Coherencia en la herramienta Sensor 352C22	58
4.6. Ajuste de curvas para ejes X y Y	59
4.7. Espectro sensor PCB 352C03	60
4.8. Comparación espectros de velocidad sensor 352C03.	61
4.9. Espectro sensor especializado PCB 352C22	62
4.10. Comparación espectros de velocidad sensor 352C22.	63
4.11. Comparación sensor especializado PCB 352C22 y PCB 352C03	64
4.12. Espectro sensor Prototipo	65
4.13. Espectro sensor especializado y Prototipo	67
4.14. Espectro sensor especializado 35C22	68
4.15. Comparación de espectros velocidades 1100 y 1200.	68
4.16. Espectro sensor especializado 35C22	69
4.17. Comparación de espectros velocidades 1300 y 1400.	69
4.18. Espectro velocidad 1500 RPM.	70
4.19. Lóbulos de estabilidad en sistema simétrico.	71
4.20. Lóbulos de estabilidad en sistema asimétrico.	72
4.21. Lóbulos de estabilidad en sistema simétrico.	72
4.22. Lóbulos de estabilidad en sistema asimétrico.	73
4.23. Espectro de mecanizado a diferentes velocidades en el porta-herramienta	74
4.24. Espectro de mecanizado a diferentes velocidades en el porta-herramienta	75
4.25. Espectro de mecanizado en el porta-herramienta	75
4.26. Espectro de mecnizado a diferentes velocidades en el porta pieza	76
4.27. Análisis de descarte entre los maquinados de porta-herramienta y porta-pieza	76
4.28. Comparación porta-herramienta y espectros en vaio (velocidad 1100 rpm)	77
4.29. Comparación porta-herramienta y espectros en vacio (velocidad 1200 rpm)	77
4.30. Reconocimiento de picos asociados al fenómeno <i>chatter</i>	78
4.31. Reconocimiento de picos asociados al fenómeno <i>chatter</i>	79
A.1. Tipos y usos del fresado - parte 1	86
A.2. Tipos y usos del fresado - parte 2	87
A.3. Tipos y usos del fresado - parte 3	87
A.4. Tipos y usos del fresado - parte 4	88
A.5. Tipos y usos del fresado - parte 5	89
A.6. Tipos y usos del fresado - parte 6	89
C.1. 352c03- Imagen	94
C.2. 352c03- Características	95
C.3. 352c03- Características	95
C.4. 352c22 - Imagen	96
C.5. 352c22 - Características	96
C.6. 352c22 - Características	97
C.7. 086C03 - Imagen	97

C.8. 086C03 - Características	98
C.9. 485B39 - Imagen	98
C.10.485B39 - Características	98
C.11.485B39 - Características	99
F.1. Grafica Inferior eje x	109
F.2. Grafica Inferior eje Y	110
F.3. Grafica Medio eje x	110
F.4. Grafica Inferior eje y	111
F.5. Grafica Superior eje x	111
F.6. Grafica Superior eje Y	112
H.1. Espectro de mecnizado a diferentes velocidades	119
H.2. Espectro de mecnizado a diferentes velocidades	120
H.3. Comparación porta-herramienta y espectros en vaio (velocidad 1300 rpm) . .	120
H.4. Comparación porta-herramienta y espectros en vaio (velocidad 1400 rpm) . .	121
H.5. Comparación porta-herramienta y espectros en vaio (velocidad 1500 rpm) . .	121

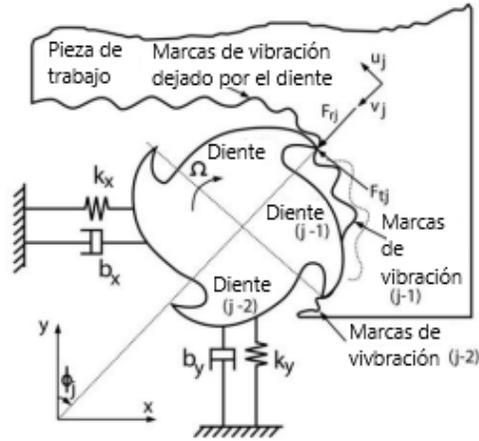
Capítulo 1

Introducción

El sector de manufactura ha sido uno de los más beneficiados por el avance de la tecnología, concretamente en procesos de mecanizado como fresado, cilindrado o rectificación, entre otras. Entre los avances que se puede mencionar están el uso de nuevos materiales, herramientas y estructuras buscando precisión y eficiencia en su producción. Estos requerimientos comúnmente implican el trabajo en materiales de diferentes propiedades, así como el aumento de velocidades de corte, que pueden llevar a inestabilidades durante el proceso [2]. El *chatter* es un problema de inestabilidad en los sistemas de mecanizado, el cual provoca un impacto tanto en la eficiencia como en la calidad del proceso de producción [3].

El fenómeno *chatter* es comúnmente causado por el proceso de regeneración, explicado principalmente por las características dinámicas del sistema máquina (sujeción)– herramienta – pieza de trabajo [2]. Estas características dinámicas definen el comportamiento vibratorio del sistema, principalmente representadas por frecuencias naturales y modos de vibración. Además de considerar estos parámetros dinámicos, la combinación de parámetros del proceso de corte conllevan a fuerzas externas que pueden entrar en resonancia con el sistema [4]. Estos parámetros incluyen la velocidad de giro (de la herramienta o de la pieza de trabajo dependiendo del proceso) y aquellos relacionados con el proceso de corte (profundidad y avance) [5]. Dependiendo de estos parámetros, la vibración de la herramienta genera ondulaciones sobre las superficies maquinadas, las cuales producen una amplificación de la vibración (efecto de resonancia) en cortes sucesivos cuando la herramienta pasa continuamente sobre la superficie irregular maquinada previamente, como se muestra en la figura 1.1[4].

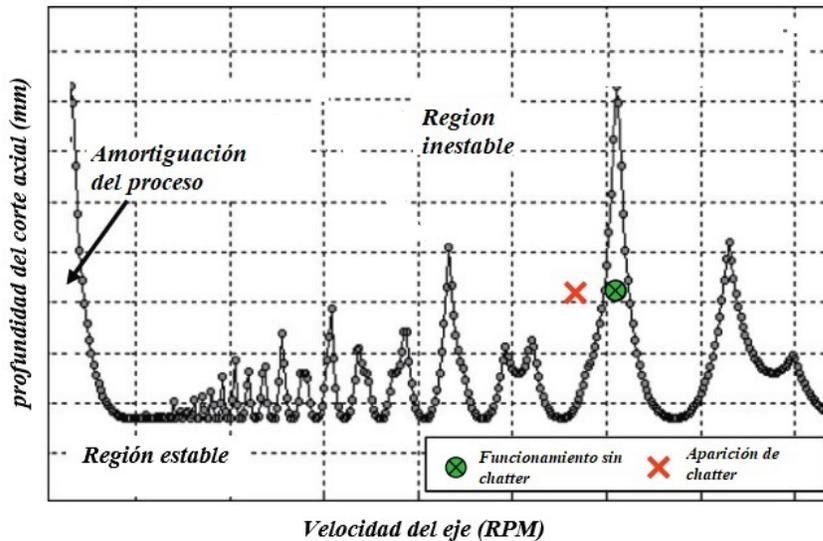
Figura 1.1: Regeneración de la ondulación en un modelo de fresado con dos grados de libertad.



Fuente: Adaptado de [6]

La herramienta más utilizada para determinar si un proceso es estable o no, es el diagrama de lóbulos de estabilidad (o SLD, por sus siglas en inglés), y mostrado en la 1.2, el cual define un límite de estabilidad dependiente de la velocidad de rotación y la profundidad de corte [2], [5].

Figura 1.2: Diagrama de estabilidad de lóbulos en el proceso de maquinado.



Fuente: Adaptado de [2]

Tanto los parámetros dinámicos como los de corte varían continuamente durante procesos

complejos, como el fresado de moldes, razón por la cual, determinar el modelo dinámico del proceso es una parte importante para su estudio. El proceso de fresado puede ser representado por un sistema de dos grados de libertad como el de la figura 1.1. No obstante, se trata de un proceso complejo, en el que los ángulos de corte y las direcciones varían. Por lo tanto, soluciones experimentales han sido necesarias para determinar estos parámetros. Además, es fundamental determinar las características dinámicas del sistema, las cuales también influyen en la estabilidad del proceso.

1.1. Estado del arte

Diferentes propuestas se han presentado a lo largo de los años para resolver o mitigar el problema del *chatter*. Algunos de los pioneros en el estudio de la estabilidad en procesos de corte fueron Tobías y Firshwick[7]. En su propuesta, incluye el entendimiento del fenómeno y su representación a través de modelos dinámicos, haciendo posible considerar las afectaciones que puede tener el *Chatter* en la maquinaria. Partiendo de este planteamiento, se desarrollaron diferentes investigaciones sobre métodos pasivos y activos, los cuales buscan comprender y controlar el *Chatter*.

Los métodos pasivos son aquellos que no necesitan energía por medio de dispositivos externos para modificar los parámetros del sistema, se basan en cambiar la respuesta de frecuencia del sistema agregando elementos pasivos (masa, resorte), por lo que la aplicabilidad de este, se limita a cierto rango de frecuencias[8]. Por el contrario, siendo los métodos activos, ofrecen un rango de frecuencia amplio, además de que necesitan implementar instrumentos de actuación y medición para la modificación de las características dinámicas[8].

Uno de los métodos pasivos fue un método analítico mostrado en el trabajo de Altintas y Budak [6], el cual se centraba en la predicción del *Chatter*, más no, en la medición de este a la hora de maquinar. Esto se hacía por medio del análisis del diagrama de lóbulos que describe el grado de este fenómeno durante el proceso de fresado donde el eje horizontal indica la velocidad del husillo y el vertical indica la profundidad del eje axial, como muestra la figura 1.2. Sin embargo

El trabajo de Yang et al. [9] plantea el diseño y el ajuste óptimo de múltiples amortiguadores de masa sintonizados (TMD) para aumentar la resistencia a la vibración de las estructuras

de las máquinas herramienta.

Un ejemplo de método activo se ve reflejado en el trabajo de Denghui, Hongrui y Xuefengy[10] en cual se propone una estructura de control activo de vibraciones por medio de actuadores piezoeléctricos y sensores de desplazamiento en el sistema husillo-portaherramientas-herramienta. También Elad Mizrachi y Sergei Basovich [8] presentan un diseño de control activo de retroalimentación de salida, dependiente del retardo en el tiempo establecido en el controlador H_∞ en el torneado de barras delgadas. Shaoke [11] plantean la supresión activa del chatter en el fresado mediante el control de modo de desplazamiento y un actuador electromagnética.

Estas propuestas de disminución de *Chatter* también se pueden caracterizar por las variables físicas medidas durante el proceso. Se puede encontrar mediciones de emisión del sonido [12], vibraciones de la herramienta, fuerzas de corte [13] entre otras [14]. Los sensores que más se aplican son sensores de desplazamiento y aceleración [15], dinamómetros de placa y micrófonos [16].

En términos generales, se evidencia que dentro de cada uno de los trabajos descritos anteriormente, existen puntos clave que se pueden aplicar para mejorar el enfoque. En los trabajos [11], [10] y [8], se utilizaron sensores especializados para el análisis, los cuales son costosos y podrían ser afectados durante la operación de corte. En el trabajo [12], la implementación de la medición de sonido puede ser afectada por fenómenos como la reverberación, resultando en mediciones con incertidumbres o incluso errores. En los trabajos [13] no se realizó análisis dinámico completo para comprender la respuesta obtenida. En el trabajo [16], es necesario efectuar una modificación a la herramienta de la máquina para el análisis planteado.

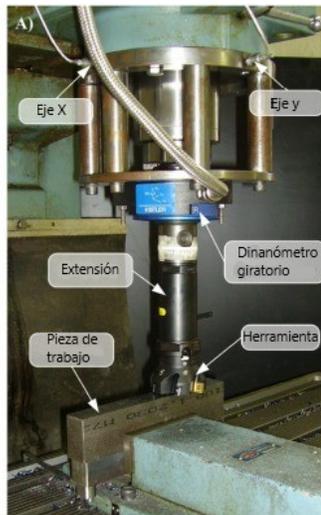
La tarea de evitar o reducir los efectos de chatter también ha sido propuesto como solución comercial. Un ejemplo de esto es la tecnología de OKUMA, la cual propone diferentes tipos de sistemas de control según las especificaciones de la máquina, la vibración se mide mediante sensores incorporados y *Machining Navi* (software de OKUMA) cambia automáticamente la velocidad del husillo a la velocidad óptima. En otras palabras, la medición de la vibración, los cálculos de la velocidad óptima del husillo y los ajustes de la velocidad del husillo se realizan automáticamente [17]. Sin embargo, estas soluciones son diseñadas específicamente para las máquinas de OKUMA.

Otra solución es *ChatterPRO*, este supervisa el proceso a través del micrófono (o acelerómetro) y a través del controlador CNC, en el caso de vibración, el programa detendrá automáticamente la alimentación y cambiará la velocidad del eje a una condición libre de vibración. Este producto sirve, para fresado de alta velocidad y baja velocidad. Sin embargo, está limitado a ciertos procesos de fresado, además que necesita sensores de alto costo para su implementación[18].

Ciertos prototipos de bajo costo han sido propuestos para reducir o mitigar los efectos de *chatter*. Uno de estos estudios fue aportado desde la investigación de la universidad Federal da Grande Dourados, donde realiza la necesidad del estudio de vibraciones en sistemas de varios grados de libertad, es por ello que el sistema que se adoptó aquí fue de tres grados de libertad, en el que se realizó un estudio de vibraciones inducidas por un motor a una estructura mecánica de tres pisos [19].

Entre otros estudios se encuentra la implementación de un acelerómetro MEMS como alternativa para la detección de vibraciones dentro de una operación de fresado CNC, donde se utilizó como medio de procesamiento de la señal una plataforma de prototipaje Arduino y software de código abierto. Se reveló que el rango de frecuencia del sensor no era el adecuado para las velocidades usadas en el proceso, además que es necesario analizar a profundidad el posicionamiento del sensor [15]. Entre otros prototipos, la Universidad de Udine implementó un sistema de detección de vibraciones multisensor basado en aplicación de fuerza y aceleración de una fresadora [16]. Utilizaron dos acelerómetros ubicados en la carcasa del husillo de manera ortogonal en los planos X-Y y un medidor de fuerza axial en el sistema de mecanizado para la detección de las señales como se puede ver en la figura 1.3.

Figura 1.3: Configuración experimental.



Fuente: Adaptado de [16]

Otro proyecto de investigación de la universidad Uppsala de Hjort y Holmberg, realizó la medición de la vibración mecánica por medio de un sistema de bajo costo, fue el objetivo principal del proyecto, en el cual se utilizó un Arduino, como medio de procesamiento de la señal obtenida de un acelerómetro capaz de medir en tres ejes ortogonales [20]

Las investigaciones nombradas anteriormente, manejan un sistema de medición de vibraciones de bajo costo, por medio de sensores y un controlador. Estos sistemas se podrían implementar para identificar y analizar la presencia de *chatter* en un proceso de mecanizado.

1.2. Planteamiento del problema

Los sistemas de medición de vibraciones actuales requieren de sensores especializados y sistemas de adquisición robustos, que podrían ser afectados durante una operación de corte.

Por otra parte, los sistemas de adquisición presentados anteriormente están limitados a un análisis superficial del fenómeno que se quiere estudiar, por esta razón es necesario implementar sistemas de monitoreo de bajo costo que permitan identificar las condiciones de *Chatter* durante el proceso de fresado CNC.

Se hace complejo el determinar los parámetros dinámicos del sistema máquina-herramienta-pieza debido a la cantidad de variables que intervienen en el proceso de fresado CNC. Por

este motivo, la elaboración de los diagramas de lóbulos de estabilidad requiere procesos experimentales que permitan la adquisición e identificación de *Chatter* durante el proceso, definiendo un sistema de monitoreo.

Teniendo en cuenta esto, este trabajo planea abordar las principales afectaciones en la investigación de la medición del chatter, de tal manera que, se logre realizar un análisis completo de la dinámica de la máquina junto con comparaciones entre sensor casero y sensores especializados.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Diseñar y construir un sistema de medición de vibraciones de bajo costo para la detección de *Chatter* en procesos de fresado CNC.

1.3.2. Objetivos específicos

- Seleccionar un conjunto de procesos de fresado e identificar las condiciones de aparición de la vibración *Chatter*.
- Establecer los parámetros de un proceso de fresado en el que se pueda realizar la validación experimental de las condiciones de aparición de *Chatter*
- Realizar un modelo dinámico del proceso de fresado para caracterizar regiones de estabilidad.
- Seleccionar un sistema de medición con sensores de aceleración de bajo costo para ser montados en la fresadora CNC.
- Implementar un sistema de adquisición y tratamiento de señales a través de un microcontrolador y software Matlab.
- Analizar las señales de vibración obtenidas en la medición para identificar la presencia de *Chatter* en el proceso de fresado.

1.4. Justificación

El *Chatter* en las fresadoras CNC, es un problema frecuente, el cual genera menor precisión y eficiencia de corte, ruido y desgaste de la herramienta. Estos problemas derivan en una reducción de la productividad y calidad de la pieza, ya que normalmente se asocia la presencia de *Chatter* con el aumento de velocidad o profundidades de corte [2].

El monitoreo de estas vibraciones por medio de un sistema de medición implementado en la fresadora CNC, con su respectivo análisis de datos, en el que se podrá evidenciar la presencia de chatter, permitirá al usuario revisar las regiones en las cuales el proceso es estable. Esto permite definir una estrategia de carácter preventivo para el manejo de parámetros de maquinado CNC.

Capítulo 2

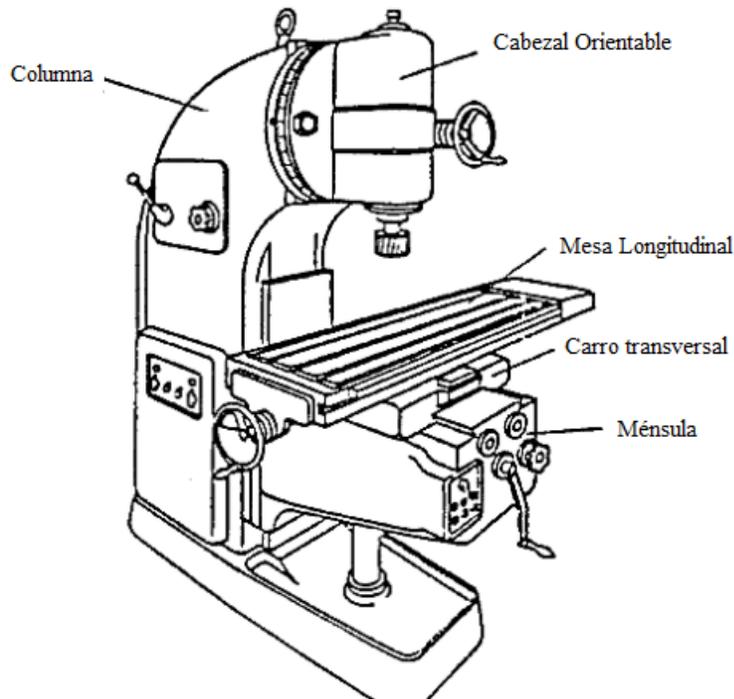
Marco Teórico

2.1. Proceso de fresado

El fresado es un proceso de corte en el cual se involucra la pieza de trabajo con una herramienta cilíndrica rotatoria con el fin de dar forma a la pieza por medio de los múltiples filos cortantes de la herramienta. La herramienta cortante esta sobre un eje rotacional que es perpendicular a la dirección de avance dentro del trabajo de maquinado, la cual es la característica diferenciadora entre este proceso y el taladrado [21].

El fresado es una operación de corte interrumpido, puesto que durante cada revolución entran y salen del trabajo los dientes de la fresa, haciendo de este una máquina-herramienta más manejable y eficiente.

Figura 2.1: Componentes principales de la fresadora.



Fuente: Adaptado de [22]

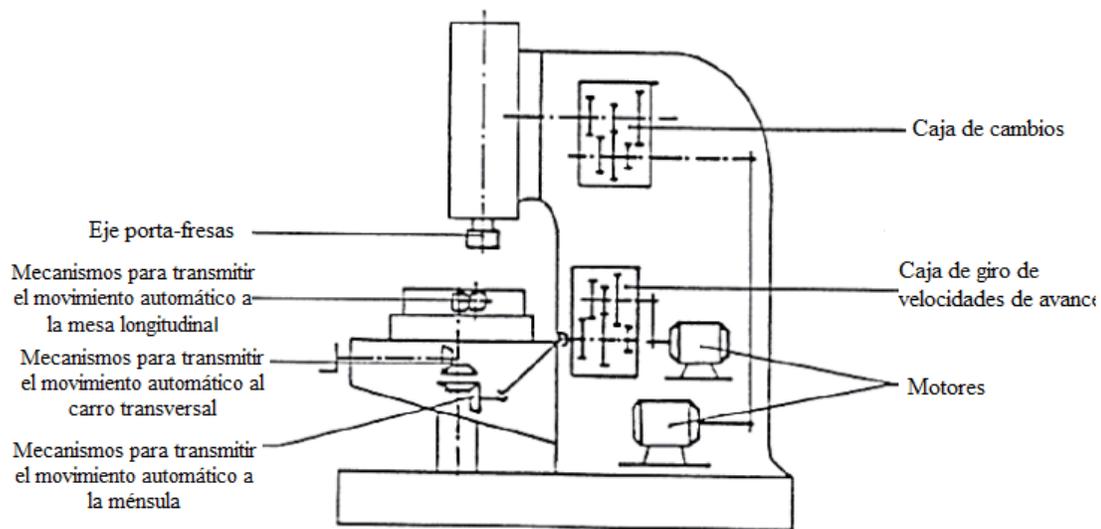
Las partes más comunes de la fresadora son:

- **Columna:** Siendo el cuerpo en forma de columna la cual va sobre la base, en ocasiones hacen parte de la misma pieza. Para el movimiento de la consola, en la parte frontal de la columna están situadas una serie de guías templadas y rectificadas, también están dispuestos los mandos que realizan el control y accionamiento de la máquina.
- **Cabezal orientable:** Transmite la orientación del ángulo del husillo que está dada por el mecanismo de giro, haciendo posible los tipos de fresado horizontal, radial, vertical, angular y oblicuo.
- **Ménsula:** Su disposición sirve de sujeción para la mesa ubicándose sobre las guías del cuerpo.
- **Carro transversal:** Permite en su parte superior el deslizamiento y giro de la mesa en un plano horizontal, en su parte inferior se encuentran ensamblado a la consola sobre la cual se desliza de manera automática o manual según el mecanismo dispuesto. La forma de este carro transversal es rectangular, siendo una pieza de fundición.

- **Mesa longitudinal:** Puede realizar movimientos longitudinales y transversales por medio de los apoyos de dos carros transversales, para cumplir la función de sujetar la pieza a conformar en su superficie ranurada.

Los movimientos de las partes principales de la fresadora son accionados por los mecanismos que se muestran a continuación en la figura 2.2:

Figura 2.2: Mecanismos de la fresadora.



Fuente: Adaptado de [22]

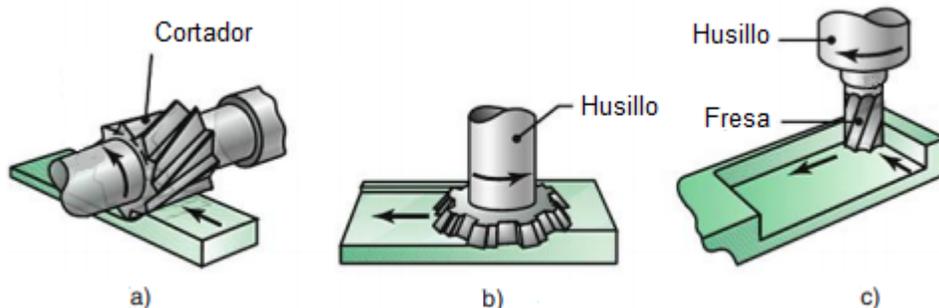
- **Caja de velocidades del cabezal:** Permite la diversificación de velocidades del husillo principal por medio de las relaciones de transmisión dadas por los engranajes a los cuales puede acoplarse. Su accionamiento es independiente al de la caja de avances.
- **Caja de avances:** Ubicada en el interior del bastidor, puede establecer diferentes velocidades de avance por medio de un mecanismo de engranajes, el cual recibe su movimiento directamente del accionamiento principal. Su enlace con el husillo de la mesa es a través de un eje extensible de articulaciones cardán.
- **Eje porta-fresas:** Transmite el movimiento de rotación dirigido desde el interior del bastidor a la herramienta. En el apéndice A se puede evidenciar los tipos de fresas existentes, cada una para un trabajo y operación específico.

Existe una variedad de configuraciones con la fresa para ciertas operaciones de mecanizado

[23], las más comunes son:

- **Fresado cilíndrico:** Esta operación de mecanizado se caracteriza por tener la orientación del eje de la herramienta de corte de manera paralela a la superficie de la pieza de trabajo. Esta configuración puede tener una acción de corte ortogonal u oblicua, según si los dientes están dispuestos en la fresa de forma recta o helicoidal, como se puede evidenciar en la figura 2.3(a).
- **Fresado frontal:** Este fresado se caracteriza por tener la orientación del eje de la herramienta de corte de forma perpendicular a la superficie de la pieza de trabajo, como se puede ver en la figura 2.3(b). Esta configuración relaciona la velocidad de giro del cortador N y el movimiento horizontal de la pieza de trabajo a velocidad lineal v para conformar la pieza.
- **Fresado de acabado:** Se caracteriza por producir a cualquier profundidad una alta gama de cortes dentro de los cuales están las curvas, escalonadas y cavidades. Esta configuración puede retirar el material con sus filos de corte cilíndricos y en los extremos, como se muestra en la figura 2.3(c).

Figura 2.3: Tipos de fresado. a) cilíndrico; b) frontal; c) de acabado



Fuente: Adaptado de [23]

2.2. Máquinas de fresado

Las máquinas de fresado se pueden categorizar por diferentes criterios, ya sea por la orientación del husillo, su cantidad de ejes, su estructura o su método de control.

2.2.1. Según su orientación del husillo

La categorización según la orientación del husillo se refiere a la dirección de la herramienta de corte. Normalmente utilizadas en una sola posición dentro de las cuales son:

- **Fresadora horizontal:** Se encuentran dentro del primer grupo de fresadoras diseñadas de husillo horizontal, en donde un puente soporta al árbol de forma rígida y la mesa de coordenadas se mueve de forma controlada por el eje vertical de la consola. Las fresas se ubican sobre el árbol horizontal que es llamado árbol porta fresas.
- **Fresadora vertical:** Se encuentra dentro del grupo más común y utilizado para las fresadoras y centros CNC, donde su configuración se encuentra caracterizada por la posición del husillo vertical, perpendicular a la mesa de coordenadas. En ocasiones se encuentra con el cabezal oscilante, permitiendo realizar determinadas operaciones en ángulo.
- **Fresadora universal:** Combinando los dos tipos previos se conforma esta máquina, contando con característica especial que es manejar la herramienta de corte de forma horizontal y vertical.

2.2.2. Según la cantidad de ejes

La categorización según el número de ejes definirá para cada máquina el tipo de movimiento tendrá la misma, relacionando de forma tal que a mayor número de ejes las posibilidades de mecanizado aumentan, y a su vez, el costo de la máquina y complejidad de programación.

- **Tres ejes:** La representación de los ejes X, Y, Z son las direcciones ortogonales esenciales de una máquina de estas características, para poder mecanizar en un espacio tridimensional.
- **Cuatro ejes:** Añade la posibilidad de rotar el objeto a mecanizar relacionado dentro de la mesa a los ejes previamente mencionados.
- **Cinco ejes:** Para permitir la inclinación de la pieza de tal forma que el proceso de fresado acceda a todas las caras a excepción de una, se tiene en cuenta la suma de los ejes ortogonales tridimensionales y la capacidad de girar en dos ejes diferentes la pieza. De esta forma se minimiza los diferentes agarres y alcanzar una mayor parte superficial

de la pieza.

2.2.3. Según su estructura

- **Estructura de una fresadora convencional:** Estas fresadoras adoptan una estructura en forma de C, donde el objetivo es mantener una rigidez alta por medio de materiales de fundición para que sea capaz de soportar las diferentes fuerzas del fresado, absorba las vibraciones sin que se deforme y simultáneamente mantener las tolerancias de la pieza. Tanto las fresadoras horizontales y verticales convencionales mantienen este tipo de estructura, en donde la consola es la que le da movimiento a la pieza, por otra parte, las fresadoras modernas y centro de mecanizado mantienen a la pieza fija y el cabezal es el que se mueve de manera independiente de arriba a abajo.
- **Puente móvil o de pórtico:** Se caracteriza esta estructura por el desplazamiento del cabezal de gran tamaño, este tipo de estructura es utilizado para objetos planos difíciles de manipular.
- **Fresadora de columna:** El husillo está colocado de forma vertical, desplazándose sobre este eje, y ubicado sobre un brazo que permite el desplazamiento de dentro a afuera. Utilizada normalmente en piezas grandes y pesadas, en donde el movimiento de la máquina es el que permite mecanizar y reducir el movimiento de la pieza.

2.2.4. Según su método de control

- **Fresadora manual:** Siendo de las fresadoras más básicas por su mecanismo de control de movimiento por medio de manivelas con escalas para ver el avance, también, se puede encontrar fresadoras con avance automático en alguno de sus ejes, permitiendo el movimiento sin necesidad de que el operario manipula la manivela todo el tiempo.
- **Fresadora DRO (*Digital Read Out*):** La lectura que se hace de la posición de los ejes transmitida a través de una pantalla es uno de los accesorios más comunes para las fresadoras, permitiendo un control más preciso del movimiento relacionado con las manivelas manuales.
- **Fresadora CNC:** Utilizada para la automatización de procesos de fabricación, de manera digital se programa previamente en el ordenador y se transmite a la máquina

en formato GCODE la realización de la pieza.

2.3. Parámetros generales del proceso de fresado

Dentro de los principales parámetros se encuentran:

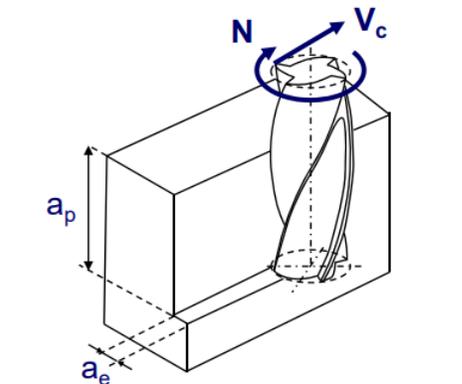
- **Velocidad de corte:** Se expresa como:

$$V_r = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{1000} \quad (2.3.1)$$

Donde D es el diametro de la fresa (mm) y N es la velocidad de rotación (rpm)

- **Profundidad de pasada axial a_p y radial a_e :** Se le conoce a la diferencia entre el radio del agujero sin mecanizar y superficie mecanizada en dirección axial como profundidad de corte, respecto a la radial es la distancia que recorre la herramienta de manera lateral en cada pasada, como se muestra en la figura 2.4

Figura 2.4: Parametros de fresado



Fuente [24]

- **Fuerza de corte:** Es la fuerza originada en el proceso de fresado, depende del material y de los parámetros de corte. La fuerza de corte en fresado es variable por dos motivos: la sección de viruta es variable y la potencia nera p_s es función de a_c que también es variable.

$$F_c = p_s \cdot S_c \quad (2.3.2)$$

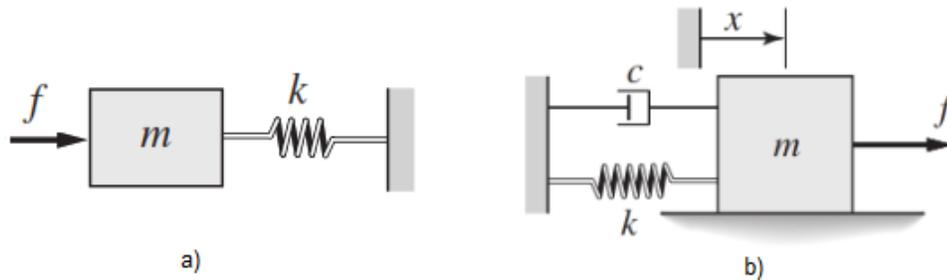
2.4. Conceptos generales de vibraciones

A partir de una posición de equilibrio, toda perturbación oscilatoria de una partícula o sistema de sólidos se conoce como una vibración. Existen vibraciones forzadas las cuales son creadas por una fuerza externa aplicada periódicamente y está no depende de la posición ni del movimiento del cuerpo. En cuanto a una máquina herramienta, las vibraciones que pueden aparecer durante el proceso de mecanizado se deben principalmente al mecanismo de regeneración que produce el *chatter*. [25].

2.4.1. Modelo para un grado de libertad

La forma sencilla para representar un sistema sujeto a vibración, es por medio de un modelo matemático, el cual es un sistema de masa-resorte no amortiguado (fig. 2.5 a) y amortiguado fig. 2.5 b) de un grado de libertad, como se muestra a continuación:

Figura 2.5: Modelos masa-resorte: a) No amortiguado, b) Amortiguado.



Fuente [26]

Se tiene en cuenta que para los dos casos, m representa la masa del elemento sólido, k representa la constante de resorte lineal y ambas variables se verán afectadas por el desplazamiento. El intercambio de energía entre estos definirá la vibración que existe, teniendo en cuenta que la constante de amortiguamiento c es el elemento encargado de disipar energía. Para desarrollar el modelo de un grado de libertad, se utiliza un análisis propuesto en la referencia [27].

Se puede expresar el modelo del sistema masa-resorte no amortiguado en términos del desplazamiento variable en el tiempo $x(t)$ de la figura 2.5a como:

$$m\ddot{x} + kx = f \sin(\omega t) \quad (2.4.1)$$

El modelo del sistema masa-resorte amortiguado de la figura 2.5b se puede definir como la siguiente ecuación:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.4.2)$$

Por medio de la transformada de Laplace se obtiene la siguiente ecuación, teniendo en cuenta que es un sistema forzado, esta sería igual a las fuerzas del sistema:

$$X(s)(ms^2 + cs + k) = F(s) \quad (2.4.3)$$

Obteniendo la siguiente función de transferencia:

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{ms^2 + cs + k} \quad (2.4.4)$$

Si se escribe la ecuación anterior en función de los parámetros modales :

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{m} \frac{1}{s^2 + 2\zeta_n\omega_n s + \omega_n^2} \quad (2.4.5)$$

Donde ω_n es la frecuencia natural y ζ_n el factor de amortiguamiento, definidos por las siguientes ecuaciones :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.4.6)$$

$$\zeta_n = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (2.4.7)$$

Si se considera la función de transferencia en función de la frecuencia ($s = i/\omega$), se obtiene:

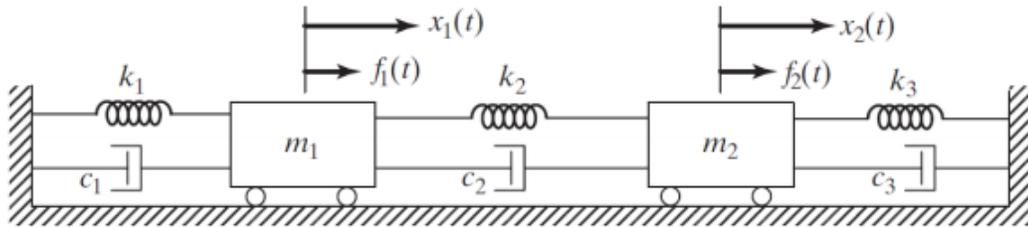
$$G\left(\frac{j}{\omega}\right) = \frac{1}{m} \left(\frac{1}{i\omega^2 + 2\zeta_n\omega_n i\omega + \omega_n^2} \right) \quad (2.4.8)$$

Esta función de respuesta en frecuencia (FRF) es conocida como receptancia o flexibilidad, y relaciona el desplazamiento ante una fuerza aplicada.

2.4.2. Modelo de múltiples grados de libertad

El acoplamiento de dos o más sistemas masa-resortes-amortiguador, representan un modelo de múltiples grados de libertad. En la figura 2.5 se puede ver un sistema de dos grados de libertad:

Figura 2.6: Modelo de sistema masa resorte amortiguado de dos grados de libertad.



Fuente [26]

Debido a que el sistema tiene dos movimientos independientes, se infiere que tiene dos grados de libertad, es por esto que, durante el desarrollo del modelo matemático, la estructura matricial se denotara de la siguiente manera:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = f(t) \quad (2.4.9)$$

Para determinar las matrices, se tiene en cuenta que $x(t)$ se definirá como $\begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix}^T$. Estas matrices serán los coeficientes de masa M , amortiguamiento C y la rigidez K , según la referencia[1]:

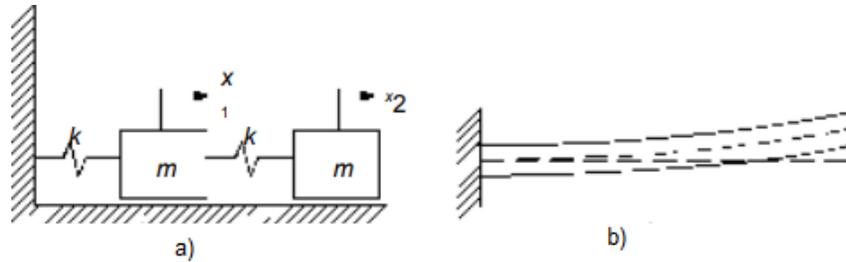
$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} c_2 + c_1 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 + c_3 \end{bmatrix}, K = \begin{bmatrix} k_2 + k_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix} \quad (2.4.10)$$

Cabe mencionar que las matrices son acopladas, por lo tanto el movimiento de una masa afecta a la otra.

2.4.3. Sistemas continuos

Aquel mecanismo que cuente con un movimiento oscilante, almacene y transforme la energía cinética y potencial, es reconocido como un sistema vibratorio, el cual tiene dos clases. El primero es un sistema discreto, el cual se caracteriza porque tienen finitos grados de libertad, por lo que su masa sería rígida y concentrada en puntos individuales, su modelo son masas rígidas conectadas por resortes los cuales representan la rigidez, como se muestra 2.7a. Sin embargo, los sistemas continuos, distribuyen continuamente la masa y la elasticidad, por lo que necesitan infinitos grados de libertad para ser exactamente definidos, un ejemplo de este sistema son las varillas o las vigas como se muestra 2.7b. Cabe resaltar que todos los sistemas y estructuras en la naturaleza son sistemas continuos, y debido a esto, por facilidad de cálculo y análisis, se discretizan o simplifican en un número finito de movimientos independientes.

Figura 2.7: Sistemas vibratorios: a) Discreto, b) Continuo. Modificado de [1]



Fuente [1]

2.4.4. Análisis modal teórico

La determinación de un modelo matemático que cumpla con el comportamiento dinámico dado por frecuencias naturales, factores de amortiguamiento y formas modales de las características dinámicas inherentes de un sistema se le denomina análisis modal, a este modelo matemático se le conoce como modelo modal del sistema y sus características inherentes se le conoce como parámetros modales [28]. Para desarrollar el modelo analítico del sistema masa resorte amortiguado, se utiliza un análisis propuesto en la referencia [28]. Este sugiere una amortiguación proporcional, siendo que es un valor significativo que depende de los parámetros de inercia y rigidez .

Dado lo anterior, en primer lugar se tiene en cuenta el análisis de vibración libre junto con la matriz del sistema que representa el amortiguamiento de los múltiples grados de libertad, en

consecuencia, la matriz de movimiento se definirá de la siguiente manera:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (2.4.11)$$

Donde para la matriz C se tendrá en cuenta que puede ser definida o semidefinida, por otra parte, no puede ser diagonalizada como las matrices anteriores M y K , que representan la masa y rigidez, es por esto que, es necesario emplear la amortiguación excepcional o la amortiguación proporcional, lo cual determina que la matriz de amortiguación es proporcional a las matrices de masa y rigidez, como se ilustra a continuación:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2.4.12)$$

Teniendo en cuenta que las constantes α y β son positivas reales. Entonces al remplazar la ecuación 2.4.12 en 2.4.11, se obtiene:

$$[M]\{\ddot{x}\} + (\alpha[M] + \beta[K])\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (2.4.13)$$

Teniendo en cuenta el modo no amortiguado $[\phi]$ que es obtiene suponiendo $[C] = [0]$ de la ecuación 2.4.11, esto para el desacoplamiento en el caso no amortiguado las ecuaciones desacopladas resultan:

$$[m_r]\{\ddot{x}_p\} + (\alpha[m_r] + \beta[k_r])\{\dot{x}_p\} + [k_r]\{x_p\} = \{0\} \quad (2.4.14)$$

O al realizar el mismo proceso con la ecuación 2.4.13:

$$[m_r]\{\ddot{x}_p\} + [c_r]\{\dot{x}_p\} + [k_r]\{x_p\} = \{0\} \quad (2.4.15)$$

Este desacoplamiento del análisis modal se realiza para identificar la característica dinámica en diferentes rangos de frecuencia de manera independiente, es decir, el movimiento general es la suma de cada modo pero cada modo tiene un comportamiento independiente del otro.

La matriz de amortiguamiento modal o matriz de amortiguamiento generalizada del sistema

corresponderá a la matriz diagonal $[cr.]$, así mismo, la ecuación 2.4.15 aborda un numero n de ecuaciones desacopladas y es debido a esto que cuando se utiliza la teoría del sistema de un grado de libertad las frecuencias naturales amortiguadas de modo r -ésimo $\underline{\omega}_r$, se pueden expresar de la siguiente manera.

$$\underline{\omega}_r = \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2} \quad (2.4.16)$$

$$\zeta_r = \frac{\alpha}{2\omega_r} + \frac{\beta\omega_r}{2} \quad (2.4.17)$$

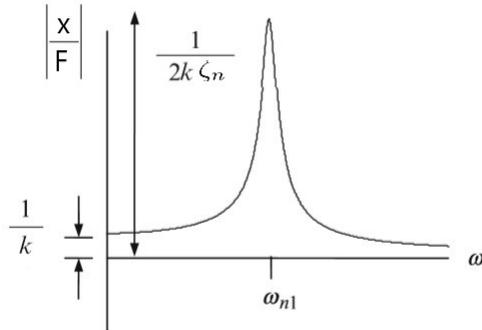
De la misma manera, en el caso del sistema de un grado de libertad, ζ_r representa la relación de amortiguación con la diferencia de que en este caso es para el modo r -ésimo. De esta manera se puede apreciar en la ecuación 2.4.17 que la relación de amortiguamiento es diferente para cada modo en un sistema con amortiguamiento viscoso proporcional.

2.4.5. Análisis modal experimental

Es una técnica de analisis dinámico, la cual se fundamenta en la medición de la función de respuesta en frecuencia (FRF), y el análisis de los picos de resonancia que pueden aparecer cuando la frecuencia de la fuerza de excitación entra en resonancia con la (o las) frecuencias naturales del sistema. Estos picos pueden ser diferenciados cuando el amortiguamiento no es grande.

Por otra parte, el análisis modal se concentra en la determinación de las frecuencias naturales, las relaciones de amortiguamiento y las formas de los modos; Analizando la función de respuesta en frecuencia medida se pueden obtener información relevante para el análisis modal, por medio del ajuste de la curva que relacione la frecuencia de resonancia con el factor de amortiguamiento [27]. El valor de la parte real a frecuencia cercana a cero representa el inverso de la rigidez como se muestra en la figura 2.8.

Figura 2.8: Ejemplo de una función de respuesta en frecuencia de receptancia .

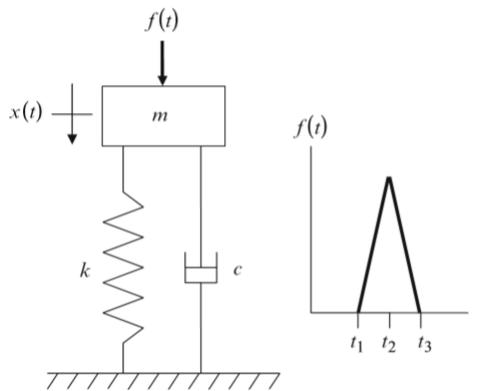


Fuente: Adaptado de [27]

2.4.5.1. Ensayo de impacto

La prueba de impacto consiste en excitar la estructura por medio de un martillo y a través de un transductor se registra la vibración resultante. De forma esquemática se evidencia en la figura 2.9.

Figura 2.9: Ejemplo de un sistema masa-resorte-amortiguador excitado por una fuerza de impacto.



Fuente: Adaptado de [27]

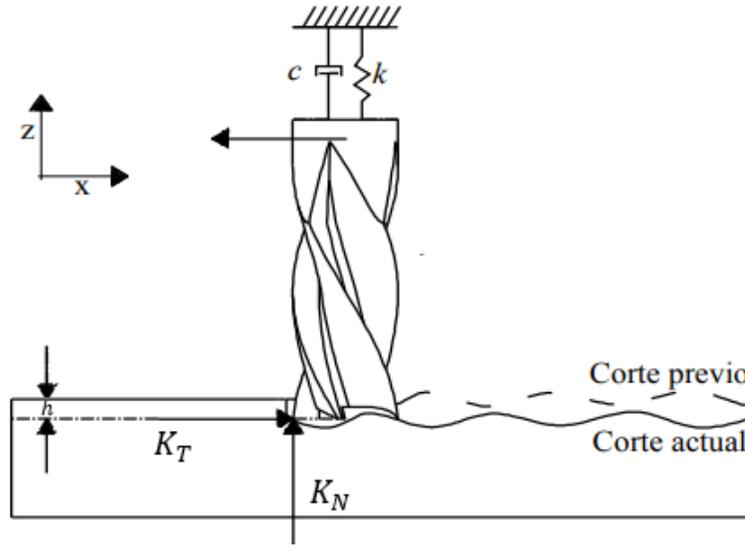
Con este tipo de entrada se logra excitar una gran cantidad de modos de vibración, lo que ha demostrado ser una forma sencilla y eficaz de analizar estructuras. A menudo se utiliza para realizar análisis modal de sistemas estructurales lineales, es decir, sistemas simples, puesto que, es fácil mover la fuente de excitación de un punto a otro mientras los acelerómetros permanecen en posiciones fijas.

2.5. Dinámica del fresado

2.5.1. Modelo dinámico de fresado para un grado de libertad

El modelo matemático que define la dinámica del proceso de fresado para un grado de libertad consideran las fuerzas que aparecen en el proceso de fresado en tiempo real [29]. La representación de este modelo como se indica en la figura 2.10:

Figura 2.10: Modelo dinámico del fresado para un grado de libertad.



Fuente: Adaptado de [29]

Parte de la siguiente ecuación:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = S(t)h[x(t - \tau) - x(t)] \quad (2.5.1)$$

La ecuación 2.5.1 se observa que en el lado izquierdo de la igualdad se representa un sistema como el de la figura 2.5.1, este modelo de masa-resorte cuenta con $x(t)$, k , c y m , que son el desplazamiento en función del tiempo, el coeficiente de elasticidad, el coeficiente de amortiguación y la masa respectivamente. Por otro lado, en el lado derecho de la igualdad se representa el parámetro h , $x(t)$ y $x(t - \tau)$ los cuales son profundidad de corte, la pasada de corte actual y la pasada de corte previo respectivamente, donde τ se representa de igual forma en la ecuación B.1.4. También se encuentra $S(t)$ la cual es el contacto entre la pieza de trabajo y la herramienta que puede ser expresado de la siguiente manera:

$$S(t) = \sum_{l=1}^N j(\phi_l(t)) \sin(\phi_l(t)) [K_T \cos(\phi_l(t)) + K_N \sin(\phi_l(t))] \quad (2.5.2)$$

Se encuentran K_T y K_N que son coeficientes linealizados de corte tangencial y normal respectivamente, ϕ_l es el ángulo de corte de los dientes y $j(\phi_l(t))$ se define de la siguiente manera:

$$j(\phi_l(t)) = \begin{cases} 1 & \text{si } \phi_{ea} \leq \phi_l(t) \leq \phi_{sa} \\ 0 & \text{si se encuentra en otra posición} \end{cases} \quad (2.5.3)$$

Donde ϕ_{ea} es el ángulo de entrada y ϕ_{sa} el ángulo de salida de los dientes.

2.5.2. Fenómeno *Chatter*

La vibración auto excitada que se puede presentar tanto en la máquina como en la pieza de trabajo se conoce como chatter. Esto puede ser ocasionado en el momento en que el conjunto de herramienta, porta herramienta y husillo vibran a la frecuencia de resonancia del sistema. De manera física se evidencia como formas de ondas visibles en la superficie de la pieza trabajada y ruido fuerte en el momento de este fenómeno. A causa de esto, se puede presentar un filo variado en la siguiente pasada y es por eso que se conoce como *chatter* regenerativo. Las afectaciones que se evidencian en primera instancia son la pérdida de precisión de la operación junto con los acabados irregulares en la superficie de la pieza y reducir la vida útil de la herramienta o incluso de la máquina. Entre los tipos de *chatter* a partir del origen de la vibración se encuentran:

- **Chatter tipo A:** Encontrado cuando la herramienta presenta una vibración en la dirección de avance de la herramienta.
- **Chatter tipo B:** Encontrado cuando la vibración se produce en la dirección de la velocidad de corte de la herramienta.
- **Chatter de la herramienta:** Encontrado cuando la máquina y la herramienta realizan la vibración que luego es conducida a la pieza de trabajo.
- **Chatter de la pieza de trabajo:** Encontrado cuando la pared de la pieza de trabajo es delgada y vibra, ocasionando los mismos inconvenientes que el chatter de la herramienta.

2.6. Sensores de vibración

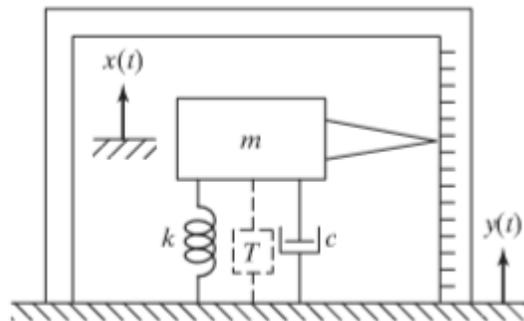
Existen diferentes sensores los cuales responden a una manera diferente a la fuente de vibración, como lo son los sensores de proximidad, velocidad y aceleración.

2.6.1. Sensores especializados

Estos instrumentos están disponibles en dos tipos; sin contacto y con contacto. Su diferencia recae en que los primeros no afectan la dinámica del sistema, sin embargo, los de tipo con contacto como acelerómetros, suelen ser más conveniente implementarlos con acelerómetros de baja masa con el fin de minimizar la influencia en la estructura de prueba [27].

- **Sin contacto:** Dentro de esta categoría se puede encontrar el vibrómetro láser que realiza mediciones de vibración utilizando el cambio Doppler de la frecuencia en un rayo láser que se produce debido al movimiento de la superficie objetivo. Su salida es generalmente analógica y directamente proporcional al componente de la velocidad del objetivo en la dirección del rayo, es decir, la función medida es de movilidad $\frac{V}{F}(\omega)$, donde F es la fuerza de entrada.
- **Con contacto:** Dentro de los sensores de tipo con contacto los comúnmente llamados sensores sísmicos tienen el propósito de medir vibraciones. Los sensores sísmicos están constituidos por un sistema masa-resorte-amortiguador montado en un sistema vibrante, como se muestra en la figura 2.11.

Figura 2.11: Instrumento sísmico.



Fuente: Adaptado de [30]

Esta configuración permite encontrar el movimiento vibratorio a partir del

desplazamiento relativo de la masa interna m , (también llamada masa sísmica), en relación con la base sobre la que está montado. Para operaciones de alta velocidad, el movimiento a menudo se convierte a una señal eléctrica mediante un transductor [30].

2.6.2. Sensores de prototipado

Los sensores utilizados frecuentemente en proyectos de prototipado tienen como propósito ser asequibles y de fácil configuración, esto, por medio de ambientes de programación como Arduino. Referencias de acelerómetros, como el ADXL o MPU, cuentan con una amplia gama de dispositivos que se especializa cada uno en rangos de medición determinados, y permiten al usuario comunicar los fenómenos físicos medidos con un sistema de adquisición, de una manera más fácil y rápida.

2.6.3. Métodos de medición de vibración

▪ Adquisición para sensores especializados:

En la medición de la vibración, es necesario contar con una serie de instrumentos si se quiere realizar un análisis de la dinámica del sistema [30], los cuales son:

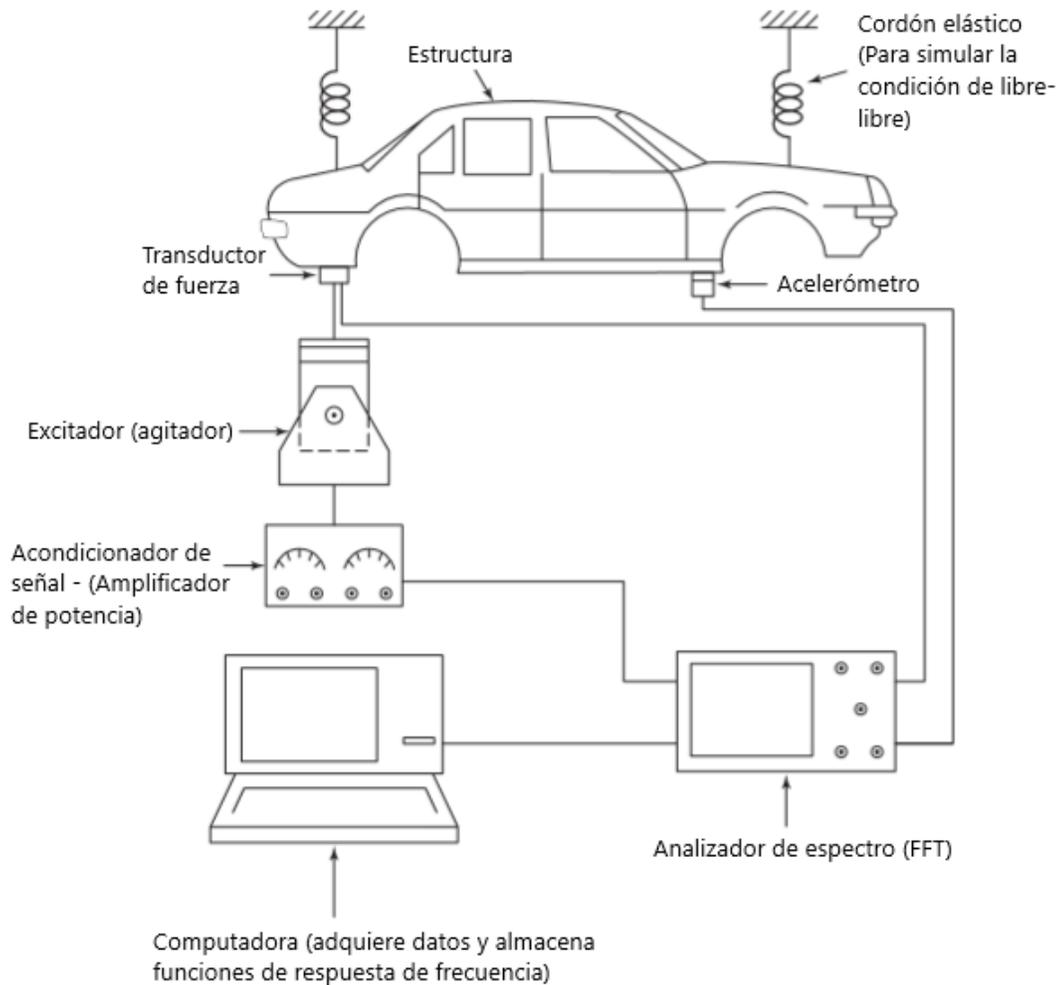
- **Una fuente excitante de vibración:** Como puede ser un vibrador electromagnético, la cual es la encargada de aplicar una entrada conocida al sistema. En el caso del vibrador electromagnético, proporciona grandes fuerzas de entrada para que la respuesta se mida más fácilmente.
- **Un sensor:** Los más populares para este uso son los sensores piezoeléctricos, los cuales cumplen la función de convertir la señal física de movimiento generada el sistema a una señal eléctrica. Otro ejemplo para este uso son las galgas extensiométricas.
- **Un amplificador de acondicionamiento:** El cual garantiza que las características del sensor sea compatible con la electrónica de entrada del sistema de adquisición. Una de las razones por la que se da esto, es debido a que la impedancia de salida de los transductores no es la adecuada. Esto se encuentra en forma de amplificadores de voltaje, para igualar o amplificar las señales previo

al análisis.

- **Un analizador:** El cual procesa la señal y realiza el análisis para hallar los parámetros que se requieren.

Un ejemplo de la implementación de estos elementos se encuentra en la figura 2.12.

Figura 2.12: Ejemplo de un esquema de análisis modal experimental.



Fuente: Adaptado de [30]

▪ **Adquisición para sensor de prototipado**

De igual forma que los sensores especializados, si se requiere realizar un análisis de la dinámica de un sistema por medio de la medición de vibraciones, es necesario contar con la siguiente serie de instrumentos:

- **Sensor de prototipado:** El encargado de convertir la señal física de movimiento generada a una señal eléctrica y enviarla por medio de un bus de comunicación al analizador, esta comunicación es previamente programada.
- **Analizador:** A partir de la señal entregada por el sensor, este puede realizar el análisis para determinar los parámetros que se requieran. Este análisis se puede conseguir en las placas de hardware libre de Arduino, utilizando el software y el lenguaje de programación del mismo.

En el caso de medición de vibración se puede incluir o no la medición de la fuente de excitación.

2.7. Análisis de señales de vibración

En el análisis de la señal se obtiene la respuesta del sistema bajo excitación conocida. Inicialmente se obtiene en el dominio del tiempo, lo cual no proporciona mayor información útil para su análisis. Sin embargo, en el momento de pasar al dominio de la frecuencia se logran observar una o más frecuencias discretas alrededor de las cuales se concentra la energía [30]. Este es el caso de los analizadores de espectro o frecuencia, los cuales analizan la señal en el dominio de la frecuencia.

Para el análisis de sistemas se usa la función de respuesta de frecuencia (FRF) en donde las entradas y salidas se miden de manera simultánea dentro del sistema, de esta forma un analizador puede representar los cambios que ocurren entre estos y su relación.

Un posible cambio que puede ocurrir está descrito por los sistemas lineales por medio de la función de respuesta de frecuencia (FRF). Siendo este un caso común, es normal encontrar problemas en donde tomando la entrada de un sistema lineal y estable y su FRF es posible predecir la respuesta de dicho sistema. Para aplicaciones de prueba y medición, las señales de excitación utilizadas son señales aleatorias, sinusoidales, de paso o transitorias de banda ancha. La relación entre la entrada y la salida se conoce como función de transferencia o función de respuesta de frecuencia y está representada por $H(y, x)$.

2.7.1. Función de autocorrelación

La medida de la velocidad con la que cambia la señal en el dominio del tiempo se conoce como función de autocorrelación. Puede utilizar la función de autocorrelación para determinar la presencia de componentes periódicos en una señal aleatoria. La función correspondiente para una señal aleatoria como lo indica [30], está definida como:

$$R(t) = x^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(\tau)x(\tau + t)\delta\tau \quad (2.7.1)$$

Y para una señal digital se puede expresar como:

$$R(n, \Delta t) = \frac{1}{N - n} \sum_{j=0}^{N-n} x_j x_{j+n} \quad (2.7.2)$$

Donde N representa el numero de muestras, Δt el intervalo de muestreo y n es ajustable para representar el numero de puntos utilizados en el cálculo. Si $x(t)$ es aleatoria, entonces $R(t) \rightarrow 0$ como $T \rightarrow \infty$. Sin embargo, si $x(t)$ tiene al menos un componente periódico $R(t)$ sera periódica.

2.7.2. Densidad espectral de potencia (PSD)

La medida de velocidad con la que la señal cambia en el dominio de la frecuencia está denotada por $S(\omega)$, que representa la densidad espectral de potencia (PSD), definida en [30], como:

$$S(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau)e^{-i\omega\tau}\delta\tau \quad (2.7.3)$$

De forma digital se expresa como:

$$S(\Delta\omega) = \frac{|x(\omega)|^2}{N\Delta t} \quad (2.7.4)$$

Donde $|x(\omega)|^2$ es la magnitud de la transformada de fourier de los dato muestreados de $x(t)$.

2.7.3. Correlación cruzada y PSD cruzada.

Una ampliación diferente para denotar una señal de desplazamiento $x(t)$ y una señal de fuerza $f(t)$ a partir de las funciones de autocorrelación y PSD respectivamente, conduce a las siguientes expresiones $R_{xf}(t)$ y $S_{xf}(\omega)$. Las cuales permiten determinar las funciones de transferencia de la estructura analizada [30].

$$R_{xf}(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(\tau) f(\tau + t) \delta\tau \quad (2.7.5)$$

$$S_{xf}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{xf}(\tau) e^{i\omega\tau} \delta\tau \quad (2.7.6)$$

2.7.4. Función de respuesta en frecuencia $H(i\omega)$ relacionada con las funciones PSD

Si en la ecuación 2.7.5 se reemplaza $f(\tau + t)$ por $x(\tau + t)$ se obtiene $R_{xx}(t)$, y de igual forma se reemplaza este en la ecuación 2.7.6 produce $S_{xx}(\omega)$ como:

$$S_{xx}(\omega) = |H(i\omega)|^2 S_{ff}(\omega) \quad (2.7.7)$$

La cual contiene información sobre la magnitud de la función de transferencia de sistema. Esto a partir de $f(t)$ y $x(t)$ que expresan la entrada de fuerza aleatoria y la respuesta de salida resultante respectivamente. También se puede expresar las ecuaciones 2.7.8 y 2.7.9 que contienen información sobre la magnitud y la fase[30].

$$S_{fx}(\omega) = H(i\omega) S_{ff}(\omega) \quad (2.7.8)$$

$$S_{xx}(\omega) = H(i\omega) S_{xf}(\omega) \quad (2.7.9)$$

2.7.5. Función de Coherencia

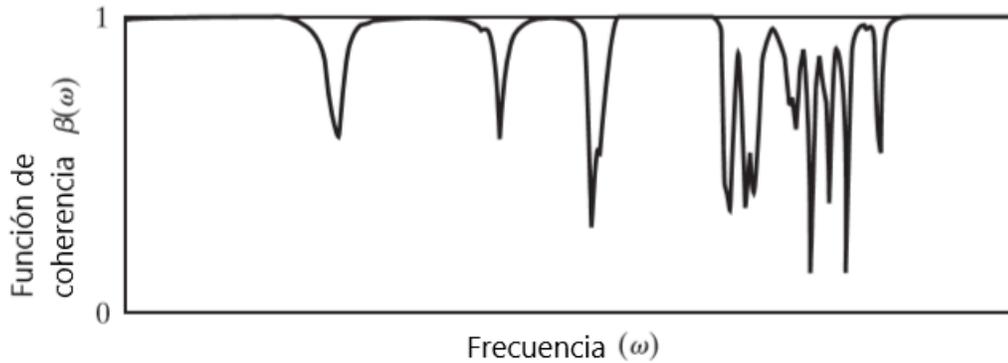
En términos resumidos, aquella función compleja que describa el comportamiento de un sistema en donde la modificación de la magnitud y la fase de la entrada sea en función de la frecuencia de excitación se le conoce como función de transferencia. Para realizar la

medición de la respuesta de frecuencia se hace uso del método espectral de potencia cruzada FFT adicionando la excitación aleatoria de banda ancha. Esta última puede tomar forma de señal de ruido aleatorio o señal pseudoaleatoria en donde la distribución de amplitud puede ser modificada por el usuario. Esta medida de ruido presente afecta directamente a la función de coherencia (β), que es definida por [30] como:

$$\beta(\omega) = \left(\frac{S_{fx}(\omega)}{S_{ff}(\omega)} \right) \left(\frac{S_{xf}(\omega)}{S_{xx}(\omega)} \right) = \frac{|S_{xf}|^2}{S_{xx}(\omega)S_{ff}(\omega)} \quad (2.7.10)$$

Si $\beta=0$, las medidas serán muy ruidosas, y si $\beta=1$, las medidas no estarán contaminadas de ruido. Un gráfico de función de coherencia usual se evidencia en la figura.

Figura 2.13: Función de coherencia típica.



Fuente: Adaptado de [30]

Para la excitación en banda ancha hay que tener en cuenta que la excitación no puede incurrir a frecuencias superiores a las que el instrumento pueda medir. Es decir, que el generador se limitará al rango de frecuencias de análisis y de esta forma la energía de excitación se concentra en un rango de frecuencia útil.

Capítulo 3

Metodología

3.1. Selección del proceso a analizar

3.1.1. Selección de las máquinas

En cuanto a la selección de las máquinas, se seleccionaron:

- La máquina Paxton PAtterson CNC Training Center disponible en el laboratorio de Prototipado de la UAN Sede Sur. Esta máquina es apta debido al acceso para realizar experimentos previos
- La máquina EMCO COnccept Mill 450 disponible en el Centro Tecnológico de Automatización Industrial de La Universidad Javeriana. La máquina escogida se debe a un trabajo colaborativo dentro del proyecto

La función que cumplen estas máquinas dentro del proceso de fresado es de acabado, por lo tanto, la pieza de trabajo está ubicada de manera perpendicular al eje de rotación de la herramienta, siendo así, la carga de trabajo realizada es uniforme y los dientes arrancan viruta de un espesor regular.

3.1.2. Selección de parámetros

- Pruebas preliminares:
 - Herramienta : Escariador.

- Material: Aluminio 6061

Tabla 3.1.1: Parametros herramienta máquina .

Parametros	Valor
Material	acero rápido (HSS) con 8 % de cobalto
Diámetro	6 mm
Numero de dientes	4
Ángulo del diente	30°

- Proceso:

- Determinar características dinámicas (análisis modal) de la máquina herramienta
- Obtener diagramas de lóbulos de estabilidad

Debido a que con la máquina disponible no se puede determinar la velocidad de rotación del husillo, la medición del proceso de maquinado podía tener mucha incertidumbre por lo que se decidió no realizar.

- Pruebas finales:

- Herramienta : Escariador.

- Material: Acero al carbono 1045

Tabla 3.1.2: Parametros herramienta máquina .

Parametros	Valor
Material	Acero rápido HSS con recubrimiento de 8 % de Cobalto
Diámetro	10 mm
Numero de dientes	4
Ángulo del diente	30°

- Proceso:

- Determinar características dinámicas (en diferentes posiciones) de la máquina herramienta.

- Obtener diagramas de lóbulos de estabilidad.
- Realizar mecanizado de ranuras según lo determinado en diagramas de lóbulos.

Los parámetros de este proceso son descritos en la sección de pruebas de mecanizado

3.2. Modelo dinámico del proceso de fresado

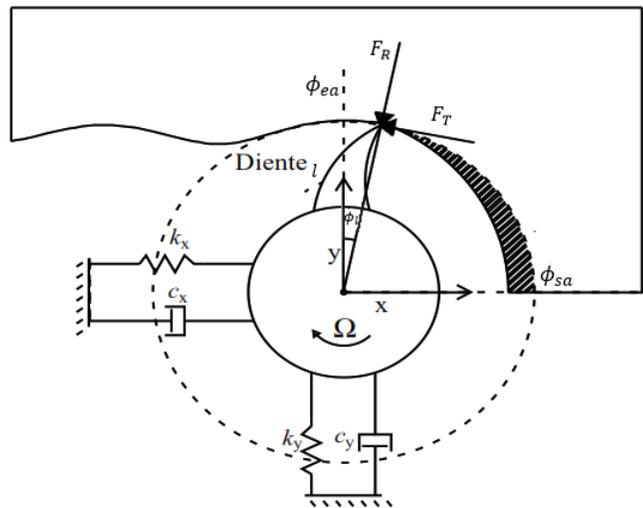
3.2.1. Modelo numérico

Para este trabajo se considera el modelo de dos grados de libertad del proceso de fresado, al ser este el más ampliamente divulgado [2] y ser el más simple para implementar y analizar.

Este modelo no considera: fuerzas axiales o de profundidad, deformaciones por torsión de la herramienta, características dinámicas de la pieza de trabajo

La representación de las fuerzas del modelo dinámico de fresado de dos grados de libertad se muestra a continuación en la figura 3.1:

Figura 3.1: Modelo dos grados de libertad.



Fuente: Adaptado de [2]

Para la definición de las dinámicas del sistema se tiene en cuenta el modelo dinámico descrito por Altintas y Budak [6] de la siguiente manera.

$$m_x \ddot{x}(t) + c_x \dot{x}(t) + k_x x(t) = \sum_{l=1}^N F_{xl}(t) \quad (3.2.1)$$

$$m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = \sum_{l=1}^N F_{yl}(t) \quad (3.2.2)$$

Se relaciona que de igual forma que la ecuación 2.5.1 en los ejes x y y , m_{xy} , c_{xy} y k_{xy} son los mismos que se expresan aquí. Las sumatorias de fuerzas expresadas a la derecha de la igualdad de las ecuaciones 3.2.1 y 3.2.2, son descritas como:

$$F_{xl} = -F_{Tl} \cos \phi_l - F_{Rl} \sin \phi_l \quad (3.2.3)$$

$$F_{yl} = -F_{Tl} \sin \phi_l - F_{Rl} \cos \phi_l \quad (3.2.4)$$

Se generan dos vectores de fuerza resultante, los cuales se definen de forma tangencial y radial, debido a ser un modelo de fresado de dos grados de libertad.

$$F_{Tl} = C_t h q(\phi_l) \quad (3.2.5)$$

$$F_{Rl} = C_r F_T = C_r C_t h q(\phi_l) \quad (3.2.6)$$

Donde C_t , h , C_r y $q(\phi_l)$ son el coeficiente de corte tangencial, la profundidad del corte axial, el coeficiente de corte radial y el espesor de viruta dinámico respectivamente. Los coeficientes de corte tangencial y radial se pueden definir de la siguiente manera:

$$C_t = \frac{C_s}{\sqrt{1 + C_r^2}} \quad (3.2.7)$$

$$C_r = \frac{1}{\tan(\beta * \frac{\pi}{180})} \quad (3.2.8)$$

Donde β es el ángulo de helice de la herramienta [27]. En el momento del corte, el husillo mantiene un torque que gira la herramienta contra la componente tangencial retardadora de la fuerza de corte, este torque se ve expresado como:

$$T_i = r \sum_{l=1}^N F_{T,l} \quad (3.2.9)$$

Donde r es el radio de la herramienta.

Teniendo en claro las propiedades definidas anteriormente, se implementan los coeficientes de la matriz del valor promedio de la rotación de la herramienta y el periodo del ciclo que realiza el diente (Apéndice B en las ecuaciones B.1.14 y B.1.15) para elaborar el sistema de dos grados de libertad, y de esta forma obtener los coeficientes direccionales, de la siguiente manera:

$$\alpha_{xx} = 1/2[\cos 2\phi - 2C_r\phi + C_r \sin 2\phi]_{\phi_{ea}}^{\phi_{sa}} \quad (3.2.10)$$

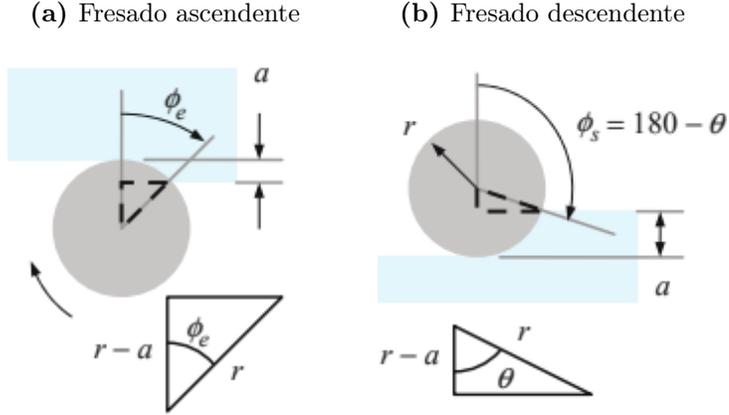
$$\alpha_{xy} = 1/2[-\sin 2\phi - 2\phi + C_r \cos 2\phi]_{\phi_{ea}}^{\phi_{sa}} \quad (3.2.11)$$

$$\alpha_{yx} = 1/2[-\sin 2\phi + 2\phi + C_r \cos 2\phi]_{\phi_{ea}}^{\phi_{sa}} \quad (3.2.12)$$

$$\alpha_{yy} = 1/2[-\cos 2\phi - 2C_r\phi - C_r \sin 2\phi]_{\phi_{ea}}^{\phi_{sa}} \quad (3.2.13)$$

Para definir el valor angular de la entrada y salida se tiene en cuenta lo siguiente:

Figura 3.2: Geometría del ángulo de entrada y salida



Fuente: Adaptado de [27]

En el fresado ascendente, el ángulo de entrada, ϕ_s es igual a 0 , en cambio, el ángulo de salida, ϕ_e , depende de la profundidad de corte radial, a , y radio de la herramienta, r , como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\phi_e = \cos^{-1} \left(\frac{r - a}{r} \right) \quad (3.2.14)$$

Para el fresado descendente, el ángulo de salida, ϕ_e es igual a 180 . Parecido al fresado ascendente, el ángulo de entrada, ϕ_s , se escribe en función radial, a , y radio de la herramienta, r , como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\phi_s = 180 - \theta = 180 - \cos^{-1} \left(\frac{r - a}{r} \right) (^\circ) \quad (3.2.15)$$

El ángulo puede variar según el porcentaje de inmersión de la herramienta. Por ejemplo en el maquinado de una ranura completa se considera que la herramienta está completamente inmersa por lo tanto es el 100% .

Finalmente, sustituyendo las ecuaciones 3.2.14 y 3.2.15 en las ecuaciones 3.2.10 a la 3.2.19, se obtiene:

$$\alpha_{xx} = 1/2[\cos 2\phi_{sa} - 2C_r\phi_{sa} + C_r \sin 2\phi_{sa}] - 1/2[\cos 2\phi_{ea} - 2C_r\phi_{ea} + C_r \sin 2\phi_{ea}] \quad (3.2.16)$$

$$\alpha_{xy} = 1/2[-\sin 2\phi_{sa} - 2\phi_{sa} + C_r \cos 2\phi_{sa}] - 1/2[-\sin 2\phi_{ea} - 2\phi_{ea} + C_r \cos 2\phi_{ea}] \quad (3.2.17)$$

$$\alpha_{yx} = 1/2[-\sin 2\phi_{sa} + 2\phi_{sa} + C_r \cos 2\phi_{sa}] - 1/2[-\sin 2\phi_{ea} + 2\phi_{ea} + C_r \cos 2\phi_{ea}] \quad (3.2.18)$$

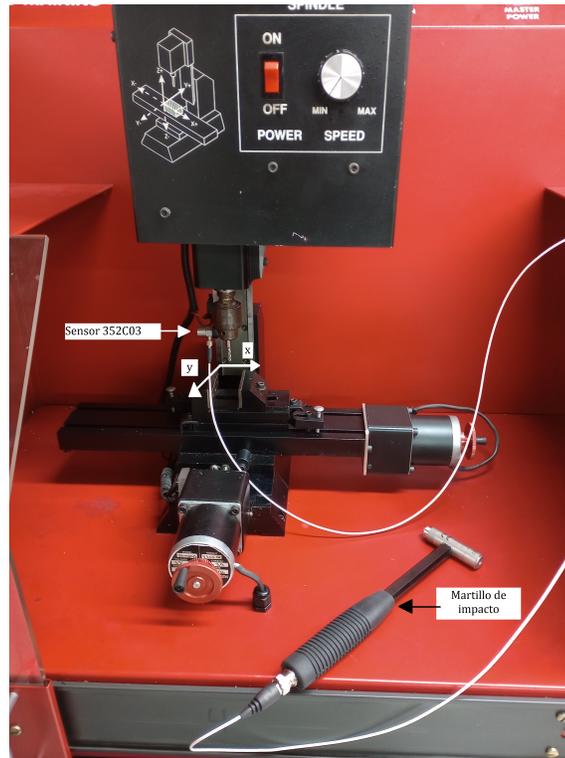
$$\alpha_{yy} = 1/2[-\cos 2\phi_{sa} - 2C_r\phi_{sa} - C_r \sin 2\phi_{sa}] - 1/2[-\cos 2\phi_{ea} - 2C_r\phi_{ea} - C_r \sin 2\phi_{ea}] \quad (3.2.19)$$

3.3. Modelo experimental

3.3.1. Montaje experimental

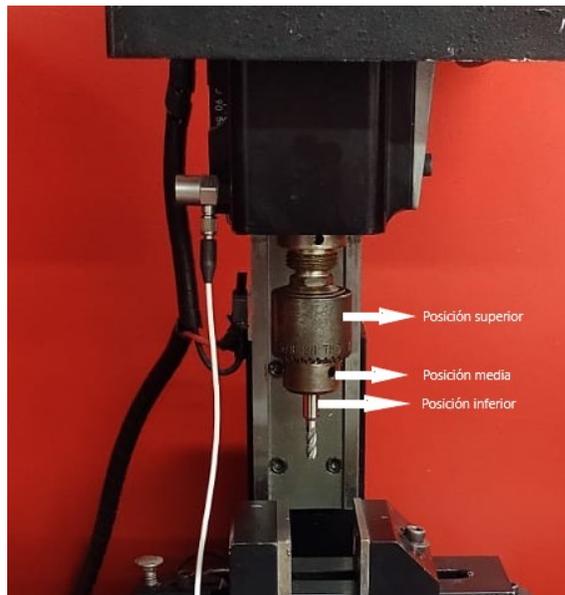
Para el montaje de la máquina Paxton/Patterson CNC, se colocó el acelerómetro en el husillo, como se ve en la figura 3.3.

Figura 3.3: Montaje experimental.



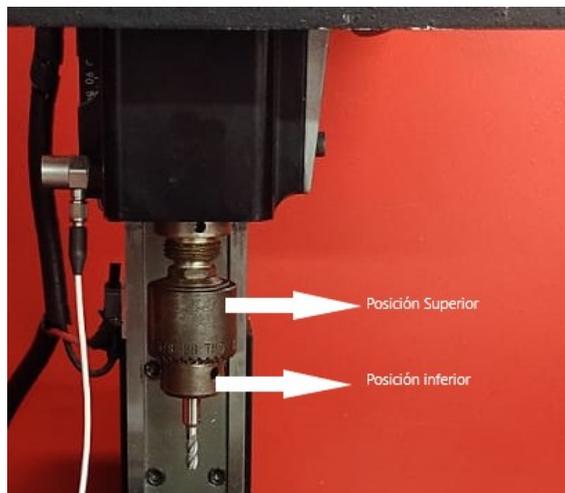
También se determinaron ubicaciones a lo largo del husillo para medir el impacto en diferentes puntos del mismo para el sensor especializado 352C22, como se muestra en la figura 3.4.

Figura 3.4: Montaje experimental ubicaciones.



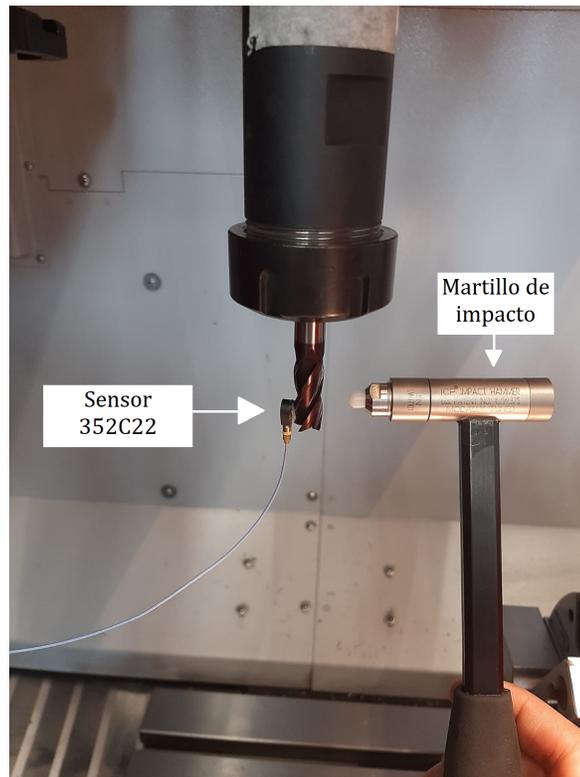
Y para el sensor especializado 352C03, las ubicaciones de medición se muestran en la figura 3.5:

Figura 3.5: Montaje experimental ubicaciones.



En la máquina EMCO 450 MILL, se hizo el montaje como se mostro en la figura 3.6

Figura 3.6: Montaje experimental EMCO 450 MILL.



Para el análisis modal experimental se selecciona la prueba de impacto, puesto que, se pretende analizar frecuencias bajas y en direcciones ya definidas en plano perpendicular a la acción de la herramienta

Como fuente de impacto (entrada) se usa el martillo modal, colocar el modelo PCB 086C03, usando punta de nylon, lo que le entrega una sensibilidad de 2.185 mV/N, se anexan las características al apéndice C.

Como fuente de medición de aceleración (salida) se usaron dos acelerómetros piezoeléctricos: el PCB 32C03 con sensibilidad X mV/G y el microacelerómetro PCB 352C22 con sensibilidad Y mV/G, las características se anexan en el apéndice C. Ambos acelerómetros son uniaxiales. Al ser acelerómetros piezoeléctricos y tener la electrónica de preamplificación incluida (tecnología ICP) no necesitan alimentación de energía

3.3.2. Adquisición y acondicionamiento de datos

Los sensores son conectados por medio de cables coaxiales a un acondicionador de señales PCB 485B39, que cuenta con 2 canales, alimentación por USB y salida digital USB (A/D de 24 bits). Cumpliendo con el propósito de asociar las variables medidas con el analizador de espectro. Se anexa las características al apéndice C,

Figura 3.7: Acondicionador de señales PCB 485B39



3.3.3. Tratamiento de señales y obtención de FRFS

Se uso el software Spectra Plus SC, desarrollado por Pioneer para el tratamiento de las señales adquiridas. Se seleccionó este software debido a su compatibilidad con el acondicionador de señales.

Los parámetros para el tratamiento de datos son:

Tabla 3.3.1: Parámetros tratamiento de datos.

Parámetros	Valor
Tasa de muestreo	8000 Hz
Número de muestras	8192
Resolución	0.977 Hz

Se realiza la obtención de la magnitud de la FRF de receptancia considerando un promedio de cinco medidas junto con la respectiva función coherencia.

- Ventaneamiento:
 - En la señal de entrada (impacto) se implementa una ventana de fuerza, de tal manera que se puedan adquirir los datos en los tiempos muy cercanos a la señal de impacto.
 - En la señal de salida se usa una ventana exponencial, ya que debido al amortiguamiento inherente a la estructura, la señal en el tiempo empieza a decaer.
- *Disparo o triggering*: Es una técnica en la que se configura al analizador para capturar la señal una vez que ocurre un evento. En este caso el impacto. Esta técnica permite capturar los datos útiles de la señal de entrada, evitando que movimientos del martillo o el acelerómetro que no corresponden al experimento sean capturados. Para este caso se escogió un nivel de disparo de 20 N (fuerza mínima que tiene que tener el martillo) y 50 ms de atraso

Figura 3.8: Disparo o triggering

Trigger Mode	Rearm and wait for the next trigger
Trigger Channel	Left
Trigger Type	Level Trigger
Trigger Polarity	Positive
Threshold *	20.00 Force (N)
Trigger Delay	(Enter as positive value)
	<input checked="" type="radio"/> Milliseconds 50.000
	<input type="radio"/> Percent of FFT size 25.000
Delay Type	Pre Trigger Delay

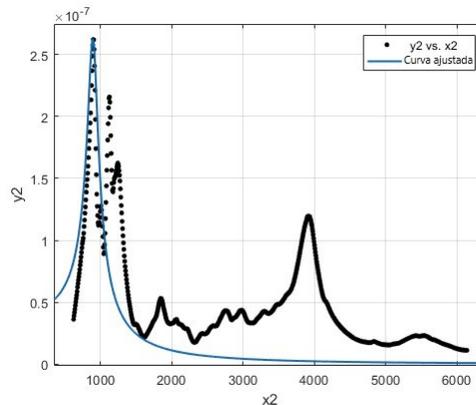
3.3.4. Obtención de parámetros modales

Una vez obtenidas las FRFs de receptancia en mm/N y verificando que la función coherencia se mantenga cerca de 1, se procede a extraer los parámetros modales.

Uno de los métodos más conocidos es el ajuste de curvas identificando los valores de frecuencia natural en los picos de resonancia. Este método también se conoce como *Peak Picking*[30].

El método consiste en encontrar los parámetros modales: frecuencia natural, amortiguamiento modal, y masa (o rigidez) modal, ajustando la curva de una FRF de receptancia a los datos obtenidos de la medición como muestra la Figura 3.9

Figura 3.9: Gráfica en proceso de ajuste en Cftool.



Para esto se usa la Herramienta de MATLAB cftool, la cual realiza ajuste de curvas estándar

o definidas por el usuario.

Este ajuste expresa de una manera más simple el comportamiento dinámico de la máquina, expresando su comportamiento similar a un grado de libertad explicado en la sección 2.4.1.

Por medio de la función de respuesta de frecuencia expresada en la ecuación 2.4.8, ajustamos la curva como se muestra en la figura 3.9, de tal manera que se pueda identificar claramente la rigidez.

Puesto que las frecuencias naturales se identifican por los picos, y el amortiguamiento no debe sobrepasar 1, de manera que la herramienta será un sistema sub amortiguado. El único parámetro a determinar es la rigidez modal.

Sin embargo, este ajuste está sujeto a dos simplificaciones:

- Se realiza un ajuste a un solo modo de vibración (ciertos casos consideran dos modos). Esto se realiza ya que para la obtención de estabilidad solamente se requiere la información de un modo direccional.
- Se usa únicamente la curva de magnitud de FRF, ya que la adquisición no permite obtener fase o parte real e imaginaria de la FRF.

3.4. Constucción de diagramas de estabilidad

A partir de la definición de los coeficientes de corte tangencial y radial, 3.2.7 y 3.2.8 observadas en la sección 3.1, la constante equivalente del rodamiento del resorte es intercambiada por el valor específico según el tipo de material [27], es este caso los datos seran :

Tabla 3.4.1: Coeficientes de corte .

	Aluminio [N/m ²]	Acero [N/m ²]
k_s	75000x10 ⁴	26000x10 ⁵
C_r	109.42	109.42
C_t	6,8538x10 ⁶	23,760x10 ⁶

El coeficiente de corte radial, es igual para los dos, puesto que el ángulo de la herramienta de entrada y salida son los mismos en los dos casos.

Por medio de la aproximación de Series de Fourier (descrita en schmitz,[31]), se puede analizar la relación entre la profundidad de corte y la velocidad del husillo, esto se hace por medio de las ecuaciones 3.4.1 y 3.4.2.

$$\tilde{b}_{lim} = \frac{2\pi}{N_t K_t (\lambda_{Re}^2 + \lambda_{Im}^2)} \lambda_{Re} (1 + \tilde{\kappa}^2) \quad (3.4.1)$$

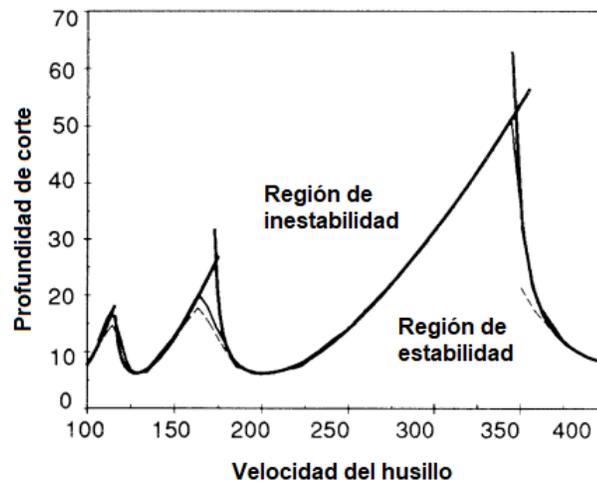
Donde \tilde{b}_{lim} es la profundidad de corte límite para evitar el chatter, N_t , es el número de ondas de vibración impresa en la superficie de la pieza de trabajo en una revolución, K_t , es la fuerza tangencial, λ son los valores propios del sistema y $\tilde{\kappa}$ es igual a $\frac{\lambda_{Im}}{\lambda_{Re}}$.

Para la velocidad del husillo utiliza la siguiente ecuación

$$\tilde{\Omega} = \frac{60}{N_t \tilde{\tau}} (rpm) \quad (3.4.2)$$

Donde $\tilde{\tau}$ es el periodo del husillo. Finalmente se desea obtener el diagrama para definir regiones de estabilidad en cada proceso, como se ejemplifica en la figura 3.10.

Figura 3.10: Diagrama de lóbulos de estabilidad del proceso de fresado.



Fuente: Adaptado de [6]

3.5. Prototipo de sistema de medición

3.5.1. Sensor de aceleración

El modulo MPU6050, el cual incluye un giroscopio de 3 ejes con el que se mide la velocidad angular y un acelerómetro de tres ejes con el que se mide los componentes X, Y, y Z; aceleración, el acelerómetro trabaja sobre el principio piezo eléctrico. El acelerómetro MPU6050 cuenta con la tecnología MEMS (*Micro electromechanical systems*) teniendo las siguientes funciones:

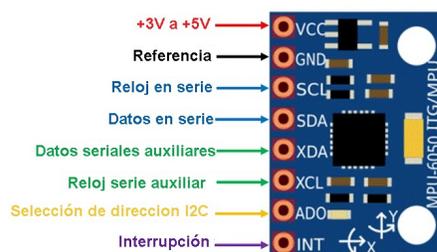
- **Un conversor ADC de 16 bits:** Para el traslado de información a valores digitales a partir de la medida en valores análogos.
- **Una comunicación serial I2C:** Por medio de un reloj serial (SCL) y datos (SDA) para la comunicación entre el módulo de giroscopio y el Arduino. Haciendola facil y compacta a la hora de programar.

Para su alimentación se requieren 3.3 V en el chip MPU6050. Gracias a estas características el sensore de aceleración es apto, debido a que facilita el transito de informacion y con ello, la lectura del fenomeno que se va a medir.

Sin embargo, con el regulador de voltaje en la tarjeta GY-521 puede permitirse hasta 5 V, Para el caso que nos acontece se contará con la alimentación del Arduino.

Para realizar las diferentes tareas de cálculo de manera precisa cuenta con un procesador interno IMU (*inertial measurmet units*), que coge los valores de medición, tales como aceleración lineal y angular, para brindar información relevante como ángulos de inclinación con respecto a los ejes ortogonales de referencia. Cabe mencionar que tanto la aceleración ni la velocidad lineal afecta en la medición del giro. Un esquema de los terminales se muestra en la figura 3.11

Figura 3.11: Sensor MPU6050



Fuente: Adaptado de [32]

3.5.1.1. Arduino uno

Se usará una tarjeta de desarrollo Arduino, la cual se muestra en la 3.12. Este dispositivo en específico cuenta con un microprocesador CMOS de 8 bits, tiene una gran variedad de software que permite la programación de dicho microprocesador. Los pines del convertidor analógico a digital (ADC) se pueden utilizar gracias a estas herramientas, de tal forma que se transmite la información a través de una conexión USB a una computadora.

Figura 3.12: Arduino uno

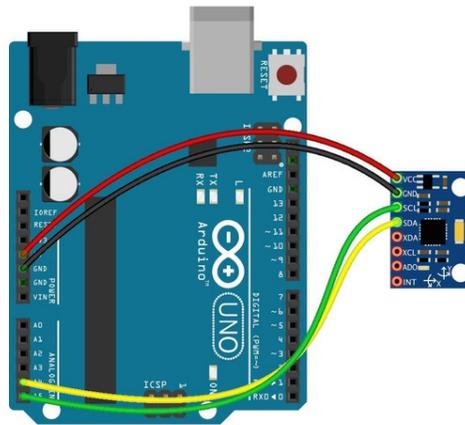


Fuente: Adaptado de [32]

3.5.1.2. Conexión

Se usan los pines 3.3 V y el GND, los cuales les dan el voltaje necesario para funcionar. Se utiliza los pines analógicos A4 y A5, teniendo en cuenta que estos son el serial data y el serial clock respectivamente del Arduino, los cuales leerán los datos medidos por el sensor, como se muestra en la figura 3.13.

Figura 3.13: Conexión Prototipo



Fuente: Adaptado de [32]

3.5.2. Software análisis de la señal

El análisis de datos se hace por medio de una computadora portátil, por medio de herramientas de código abierto. Los datos se recopilan en bloques de datos por medio del Arduino, los cuales son copiados a una variable en MATLAB, y es analizado por medio de la de transformada rápida de Fourier (FFT) [33]. La recepción de datos y procesamiento de datos se guardan en un archivo de formato de texto (.txt), los datos se guardan en una variable de MATLAB y los resultados son presentados en la pantalla de la computadora.

El sistema no es capaz de proporcionar al usuario una retroalimentación visual en tiempo real de las vibraciones del sistema, puesto que, se requiere de un procedimiento manual al pasar los datos a MATLAB. Además, la velocidad de visualización depende en gran medida de la velocidad de la GPU (Unidad de procesamiento de gráficos) de la computadora.

Tabla 3.5.1: Especificaciones del sistema de detección

Dispositivo	Especificaciones seleccionadas		
	Características	Valor	Unidad
MPU 6050	Rango	± 2	g
	Frecuencia de muestreo	1000	Hz
	Sensibilidad	16834	LSB/g

La tabla 3.5.1 detalla las especificaciones o parámetros usados para la medición con el acelerómetro MPU 6050, por medio, del rango y la sensibilidad, se halla el escalado de datos, el cual se utiliza para la adquisición de datos en la programación del Arduino. La frecuencia de muestreo es un dato que permite hallar las gráficas de FFT de los datos medidos.

EL programa se detalla en el anexo D

3.6. Medición en las máquinas sin mecanizado

3.6.1. Mediciones en la máquina Paxton/Patterson

Se realizarán mediciones por medio de los acelerómetros especializados PCB 352C03 y PCB 352C22, en la dirección X en la en la posición indicada en la figura 3.3. La señal de los sensores especializados es tratada con los mismos parámetros de calibración (sensibilidad y ventaneamiento) definidos para la prueba de impacto.

Otra medición se realiza con el sensor prototipo, usando las configuraciones indicadas en la sección 3.4.

Se harán mediciones en vacío a 3 diferentes velocidades, que permitirán tener una referencia, de las mediciones que se esperan con el prototipo. Estas mediciones se hacen en el portahusillo, en el eje x . Además, también se harán estas mediciones con el prototipo, como se muestra en la figura 3.14.

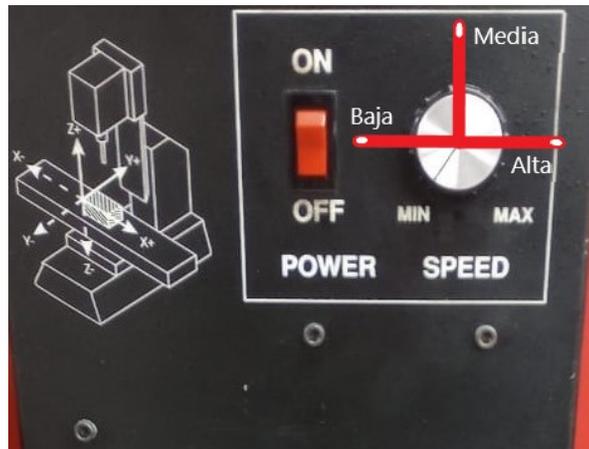
Figura 3.14: Mediciones en vacío.



Como indicado anteriormente, la definición de velocidades no es exacta, por lo que se usa una

referencia en el mando regulado con un potenciómetro 3.15.

Figura 3.15: Distribución de velocidades en la maquina.



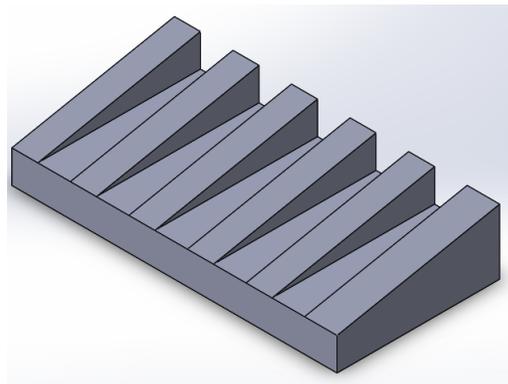
En el cual se definen tres velocidades según la posición del mando : baja, media y alta.

3.7. Medición durante el proceso de mecanizado

3.7.1. Operación a realizar.

Como operación se escogió un fresado plano en superficie inclinada como muestra la figura 3.16. Esta operación se basó en el trabajo de [34].

Figura 3.16: Esquema del mecanizado de ranuras.



El objetivo de la inclinación es aumentar la profundidad a medida que avance la fresa sobre el plano de maquinado mientras se mide la señal de vibración.

3.7.2. Parámetros de la operación

Se planea realizar cinco ranuras correspondiente a cinco velocidades de rotación del husillo, con el fin de alternar entre regiones de estabilidad e inestabilidad.

Es importante mencionar que los diagramas de lóbulos se construyen considerando un avance por diente constante. por lo que se selecciona un valor de 0.01 mm/diente. Siendo así, el avance varía de acuerdo con la velocidad de rotación:

$$a = f_{pt} * Nt * \Omega \quad (3.7.1)$$

Donde a es el avance en mm/min , f_{pt} es el avance por diente en mm/rev , Nt es el número de dientes y Ω es la velocidad de giro en rpm .

Las velocidades de rotación y avances son las siguientes:

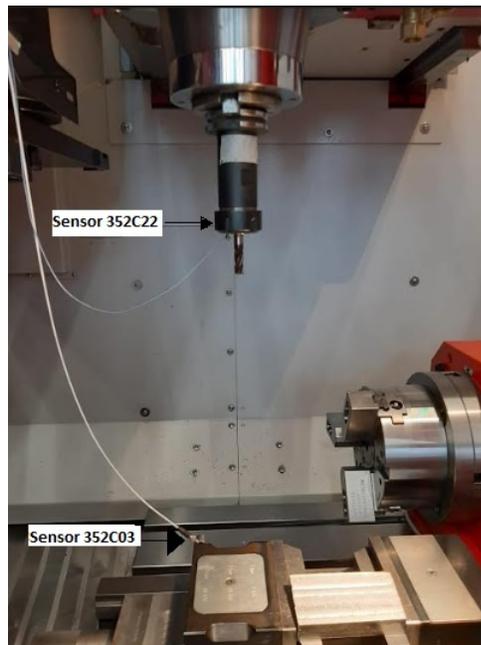
Tabla 3.7.1: Velocidades de rotación y avance correspondiente.

Velocidad de rotación (rpm)	Avance (mm/min)
1100	44
1200	48
1300	52
1400	56
1500	60

3.7.3. Ubicación de los sensores

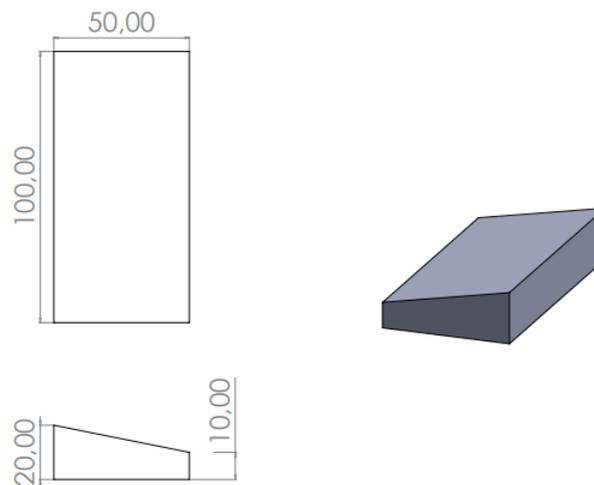
Como muestra la figura 3.17 un sensor es colocado en el husillo mientras que otro se coloca en el porta piezas en la orientación y que es la dirección que se mecanizarán las ranuras.

Figura 3.17: Ubicación Sensores especializados



Los parámetros de medición son los mismos definidos para la prueba de impacto. El material en el que se va a trabajar es un acero 1045, con las dimensiones que vemos en la imagen 3.18 .

Figura 3.18: Dimensiones de la pieza antes de maquinado.



Capítulo 4

Resultados y análisis

4.1. Costos de elaboración

Previo al análisis de los procedimientos para la obtención de los resultados, se recompila la información sobre los costos a la fecha de elaboración del sensor prototipo para definir, en numeros, facilidad de acceso que tiene. Los precios se ven reflejados en la tabla 4.3.7.

Tabla 4.1.1: Costos de elaboración

Costos	
Recurso	Valor (COP)
Sensor de vibración	15000
Microcontrolador Arduino	30000
Elementos pasivos de diseño electrico	30000
Horas de trabajo (Estudiantes)	3000000
Horas de trabajo (Asesor)	400000
Total	3475000

A partir de lo anterior se evidencia que la compra de los implementos físicos necesarios para elaborar este sensor no sobrepasan los, 100000 pesos colombianos. Sí, se realiza una comparación entre el precio normal del sensor especializado 352C22 (evaluado actualmente alrededor de, 1040000 pesos colombianos), y el módulo del sensor prototipo, junto con el Arduino, se encuentra una diferencia de precios de, 995000 COP. De esta manera, se reafirma

que implementación de este módulo es menos costosa en comparación a la de un sensor especializado.

4.2. Funciones de respuesta en frecuencia y parámetros modales.

4.2.1. Máquina Paxton/Patterson CNC

En el análisis modal experimental, se realizaron dos pruebas de impacto con diferentes acelerómetros, el primero fue con el 352C03 y el segundo con 352C22.

En la prueba de impacto del acelerometro 352C22, gracias a su tamaño se pudo medir en dos partes del husillo, inferior y superior planteadas en la figura 3.5, obteniendo las FRFs de la Figura 4.1:

Figura 4.1: Funcion de respuesta de frecuencia en el husillo Sensor 352C22

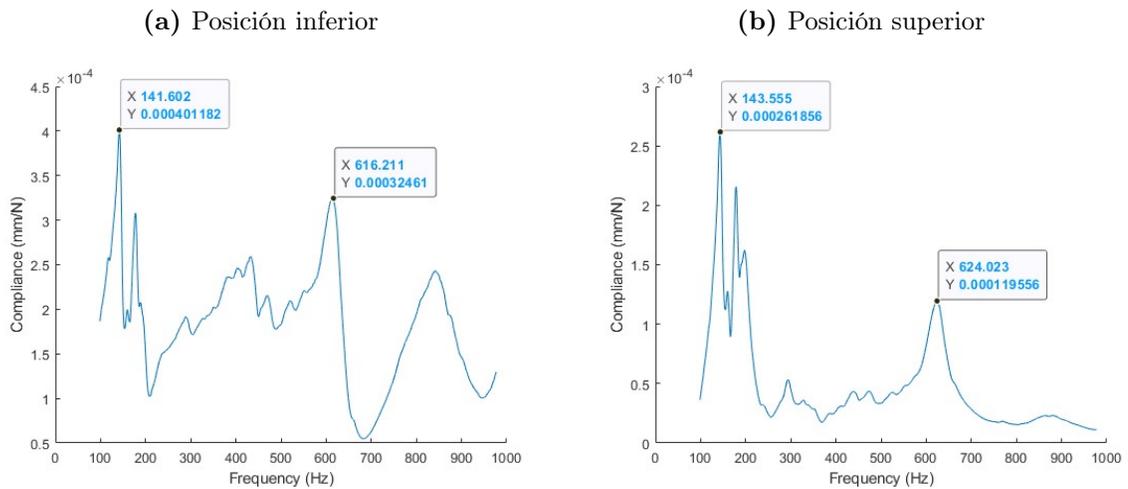


Tabla 4.2.1: Máximos y mínimos de las señales FRFs Inferior y Superior obtenidas por el acelerómetro 352C22.

	Posición Inferior	Posición Superior	Unidad
Máximo	4.01×10^{-4}	2.61×10^{-4}	mm/N
Mínimo	5.47×10^{-5}	$9,86 \times 10^{-6}$	mm/N
Frecuencia de resonancia	141 y 616	143 y 624	Hz

Como se puede ver en la imagen 4.1, la magnitud de esta varía. En la parte inferior, al estar

más alejada del punto de conexión de la porta-herramienta, tendrá mayor desplazamiento al ser impactado por una fuerza, en cambio, en la parte superior las magnitudes son menores, puesto que al estar más cerca, el desplazamiento de este no será tan notable. En la tabla 4.2.2, podemos evidenciar lo dicho anteriormente, puesto que el pico máximo y mínimo, en la posición inferior, son mayores a los de la posición superior. Sin embargo, se manejan frecuencias de resonancia muy similares.

El acelerómetro 352C03, tiene un tamaño más grande a comparación del acelerómetro 352C22. Se obtuvo el siguiente espectro tomado en la posición inferior.

Figura 4.2: Función respuesta en frecuencia y coherencia en el husillo sensor 352C03.

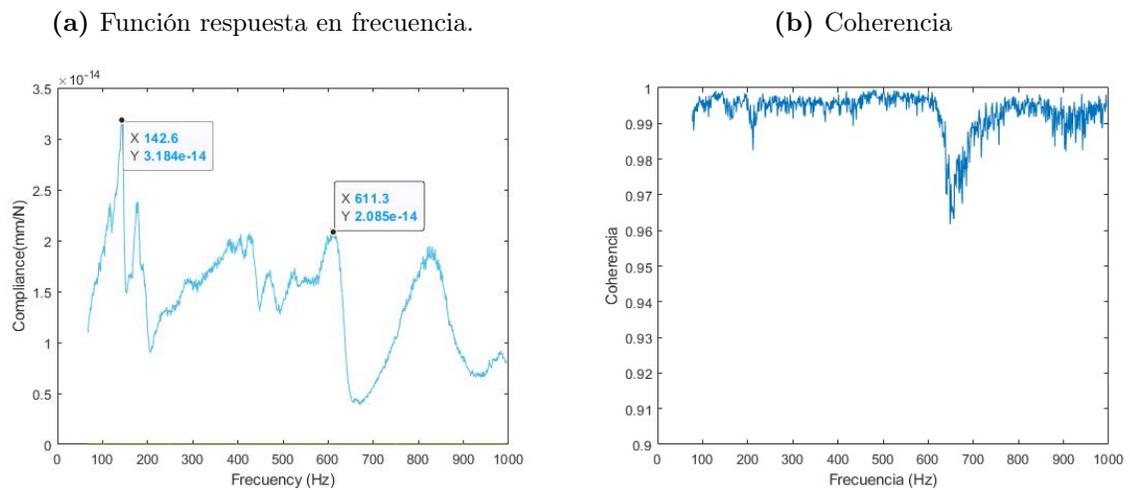


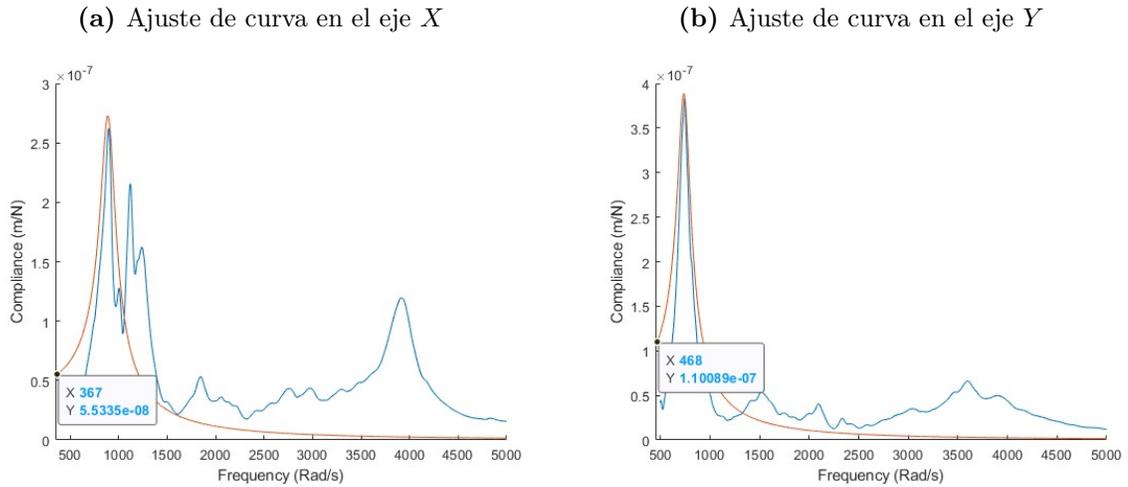
Tabla 4.2.2: Máximos y mínimos de la señal FRF obtenida por el acelerómetro 352C03 y coherencia.

	FRF	Unidad	Coherencia
Máximo	3.18×10^{-14}	mm/N	999×10^{-3}
Mínimo	3.91×10^{-15}	mm/N	961×10^{-3}
Frecuencia de resonancia	Hz	142 y 611	

En la figura 4.1a, 4.1b y 4.2a, se observan los picos asociados a las frecuencias de resonancia ubicadas entre los 120 y los 700 Hz. Teniendo en cuenta que el sensor 352C22 cuenta con un tamaño que influye menos en la dinámica de la estructura que se desea caracterizar, sus mediciones son tomadas en cuenta para que por medio de su FRF se determinen los parámetros de la máquina.

La curva del comportamiento de la máquina tomada en el husillo se muestra en la figura 4.3 se tomó como la frecuencia natural 142 Hz para la medición en el eje X y 114 Hz para la medición en el eje Y .

Figura 4.3: Ajuste de curvas para ejes X y Y



Es decir, que para el primer modo de vibración, la rigidez en el eje x es igual a:

$$k_x^1 = \frac{1}{5,53 \times 10^{-8}} = 18,08 \times 10^6 \text{ N/m} \quad (4.2.1)$$

Y la rigidez en el eje Y es igual a:

$$k_y^1 = \frac{1}{1,1 \times 10^{-7}} = 9,09 \times 10^6 \text{ N/m} \quad (4.2.2)$$

Como se puede evidenciar en las gráficas, la frecuencia natural y la rigidez son diferentes en cada eje. Se hicieron mediciones en la parte superior, media e inferior del husillo, las cuales se anexan en el apéndice F. Terminado el análisis modal experimental, se obtuvieron los parámetros modales simétricos, los cuales son los mismos en el eje x y en el eje y , en cambio, los asimétricos son diferentes en cada eje, estos están representados en la tabla 4.2.3.

Tabla 4.2.3: Valores obtenido en el análisis modal asimétrica experimental.

Variables	Valor eje $X_{Simetrico}$	Valor eje Y	Unidad
Frecuencia natural	896	742	Rad/s
Rigidez	18.1×10^6	$9,09 \times 10^6$	N/m
Razón de amortiguamiento	0.0850	0.0870	(-)

4.2.2. Máquina EMCO 450 Mill

En el análisis modal experimental, se realizó la prueba impacto con el acelerómetro 352C22, en el eje x y y de la punta de la herramienta, obteniendo los siguientes espectros de la figura 4.4.

Figura 4.4: Función de respuesta de frecuencia en la herramienta Sensor 352C22

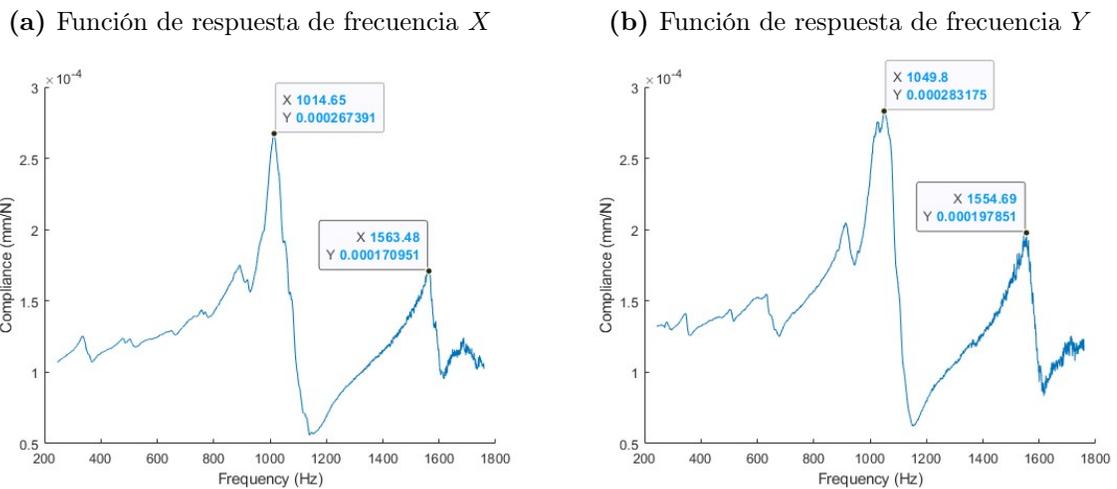


Tabla 4.2.4: Máximos y mínimos de las señales FRFs en el eje X y Y obtenidas por el acelerómetro 352C22.

	Eje X	Eje Y	Unidad
Máximo	2.670×10^{-4}	2.830×10^{-4}	mm/N
Mínimo	5.590×10^{-5}	$6,220 \times 10^{-5}$	mm/N
Frecuencia de resonancia	1014 y 1563	1049 y 1554	Hz

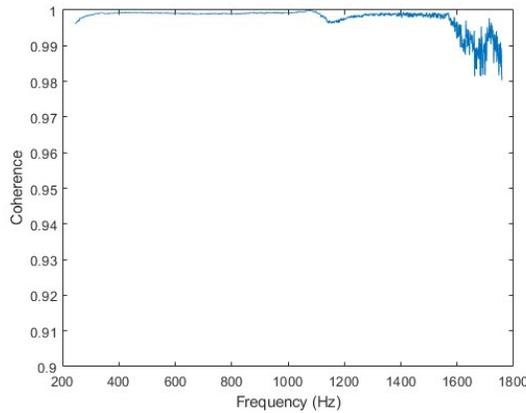
En la figura 4.4, podemos evidenciar que tanto en el eje x como en el eje y se manejan la misma forma de la señal, tanto las frecuencias, como la magnitud, tienden a ser similares como

se ven en la tabla 4.2.4. Sin embargo, en el eje y aumenta en la magnitud un poquito. Esto demuestra, que el eje y , es más susceptible a la vibración que el eje x . Los picos señalados, son las frecuencias de resonancia de la máquina.

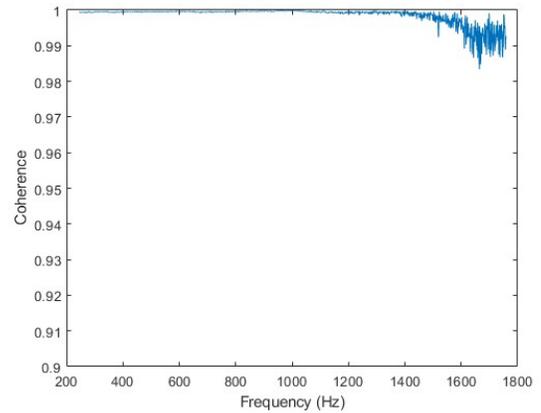
Y sus coherencias correspondientes en la figura 4.5.

Figura 4.5: Coherencia en la herramienta Sensor 352C22

(a) Coherencia en eje X



(b) Coherencia en eje Y



En la imagen 4.5, podemos ver que en la coherencia del eje y es más estable que el eje x .

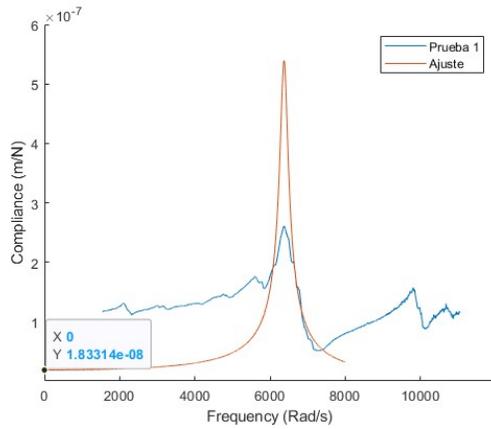
Tabla 4.2.5: Máximos y mínimos de las señales de coherencia en el eje X y Y obtenidas por el acelerómetro 352C22.

	Eje X	Eje Y
Máximo	999×10^{-3}	999×10^{-3}
Mínimo	980×10^{-3}	983×10^{-3}

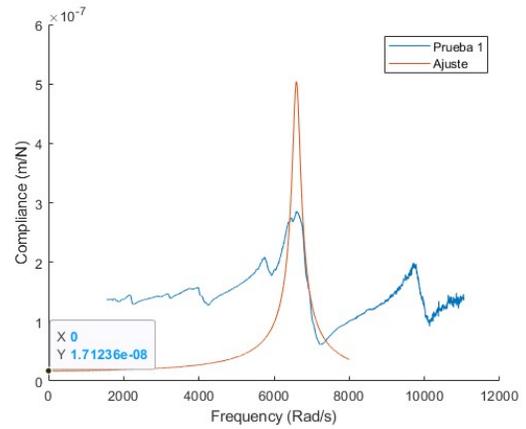
En la figura 4.4a y 4.4b, se observan los picos asociados a las frecuencias de resonancia ubicadas entre los 200 y los 1800 Hz. Teniendo en cuenta que el sensor 352C22 tiene mayor sensibilidad, sus mediciones son tomadas en cuenta para que por medio de su FRF se determinen los parámetros de la máquina. La curva del comportamiento de la máquina tomada en la herramienta se muestra en la figura 4.6 se tomó el primer modo de vibración, es decir, la frecuencia natural es 1014 Hz ó 6375 rad/s para la medición en el eje X y 1049 Hz ó 6595,145 rad/s para la medición en el eje Y . Se hace el ajuste de curva como se explico en la sección 3.3.4, obteniendo lo siguiente :

Figura 4.6: Ajuste de curvas para ejes X y Y

(a) Ajuste de curva en el eje X



(b) Ajuste de curva en el eje Y



Es decir, que para el primer modo de vibración, la rigidez en el eje x es igual a:

$$k_x^1 = \frac{1}{1,83 \times 10^{-8}} = 5,45 \times 10^7 \text{ N/m} \quad (4.2.3)$$

Y la rigidez en el eje Y es igual a:

$$k_y^1 = \frac{1}{1,71 \times 10^{-8}} = 5,84 \times 10^7 \text{ N/m} \quad (4.2.4)$$

Terminado el análisis modal experimental, se obtuvieron los datos estipulado en la tabla 4.2.6.

Tabla 4.2.6: Valores obtenido en el analisis asimetrico modal experimental.

Variables	Valor eje X _{Simetrico}	Valor eje Y	Unidad
Frecuencia natural	1014	1049	Hz
Rigidez	5.45×10^7	5.84×10^7	N/m
Razón de amortiguamiento	0.017	0.017	(-)

4.3. Análisis espectral en el dominio de la frecuencia

4.3.1. Máquina Paxton/Patterson CNC

- **Acelerómetro PCB 352C03:** Los espectros de la señal obtenida por el acelerómetro PCB 352C03 se muestran en la figura 4.7.

Figura 4.7: Espectro sensor PCB 352C03

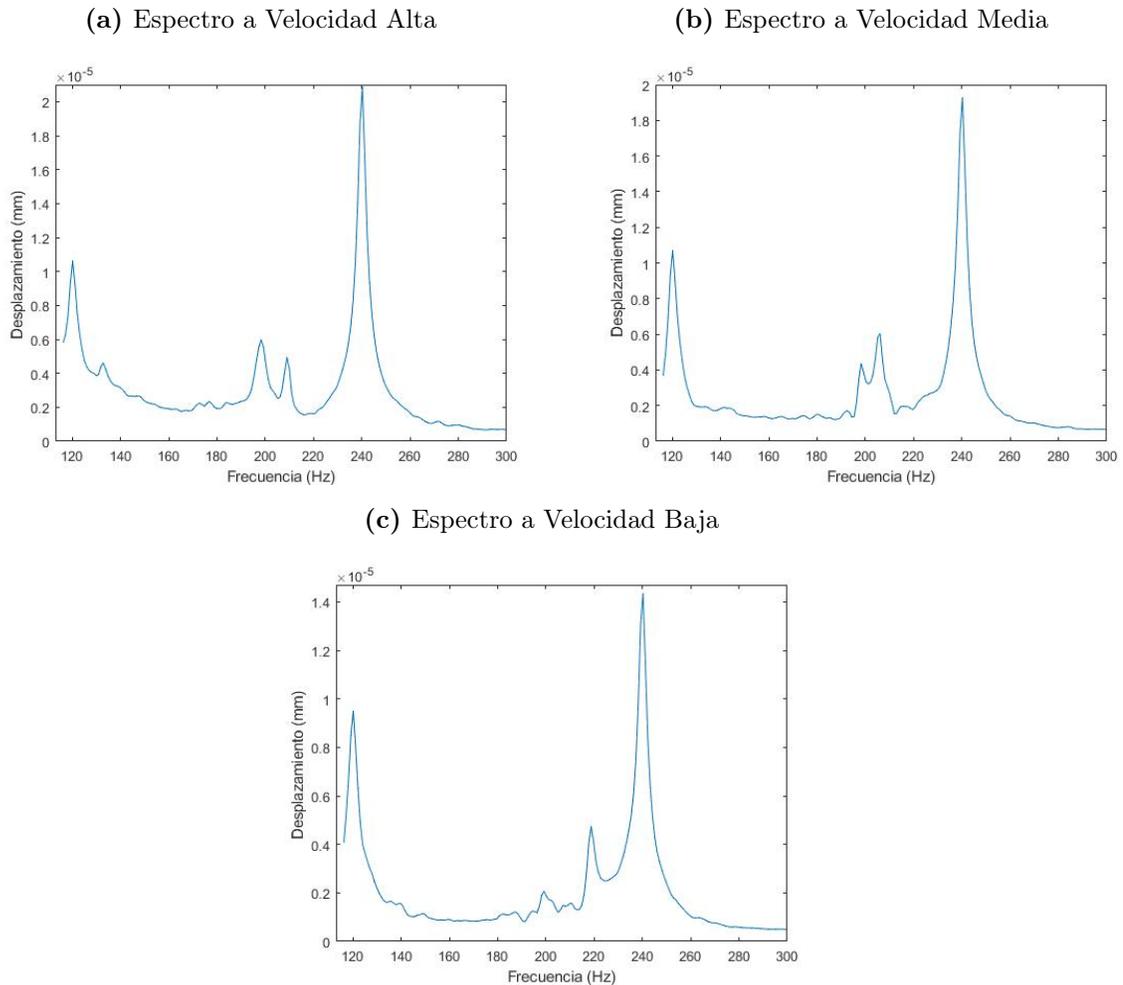


Tabla 4.3.1: Máximos y mínimos de las señales en vacío obtenidas por el acelerómetro 352C03.

Parámetros	Velocidad Alta	Velocidad Media	Velocidad Baja	Unidad
Máximo	2.08×10^{-5}	1.92×10^{-5}	1.43×10^{-5}	mm/N
Mínimo	6.65×10^{-7}	6.84×10^{-7}	4.99×10^{-7}	mm/N

Juntando cada gráfica, como en la figura 4.8, podemos evidenciar que las frecuencias en los picos sobresalientes en las velocidades tienden a ser las mismas, y en lo que difieren es en la magnitud de los mismos, se entiende con esto que entre más alta sea la velocidad mayor será la magnitud de los picos predominantes.

Figura 4.8: Comparación espectros de velocidad sensor 352C03.

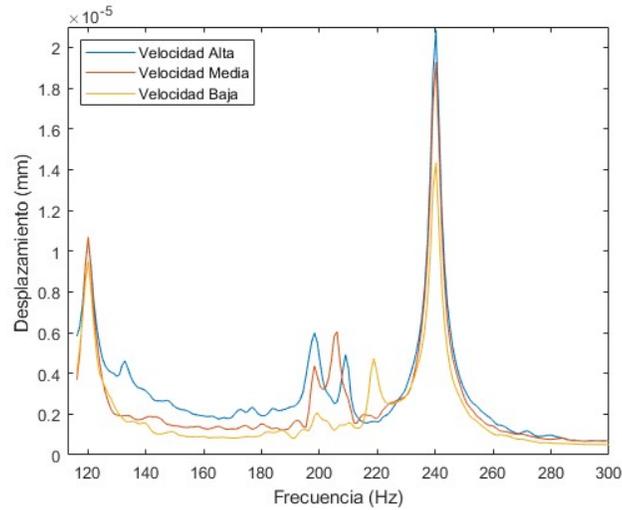


Tabla 4.3.2: Frecuencias espectros de velocidad sensor 352C03

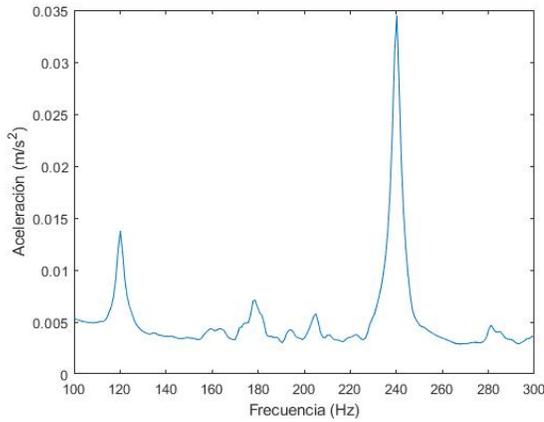
Velocidad	Pico 1	Pico 2	Pico 3	Pico 4	Unidad
Alta	120	198	208	240	Hz
Media	120	199	206	240	Hz
Baja	120	198	218	240	Hz

Adicionalmente, se diferencian en el cambio de frecuencias de los picos de baja magnitud, como se observa en el conjunto de picos dados entre las frecuencias de 180 a 220 Hz, y se mantienen frecuencias iguales como 120 y 240 Hz, como se ve en la tabla 4.3.2

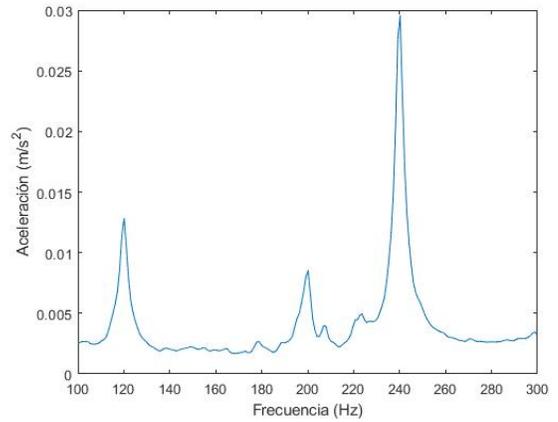
- **Acelerómetro PCB 352C22:** Los espectros de la señal obtenida por el acelerómetro PCB 352C22 se muestran en la figura 4.9.

Figura 4.9: Espectro sensor especializado PCB 352C22

(a) Espectro a Velocidad Alta



(b) Espectro a Velocidad Media



(c) Espectro a Velocidad Baja

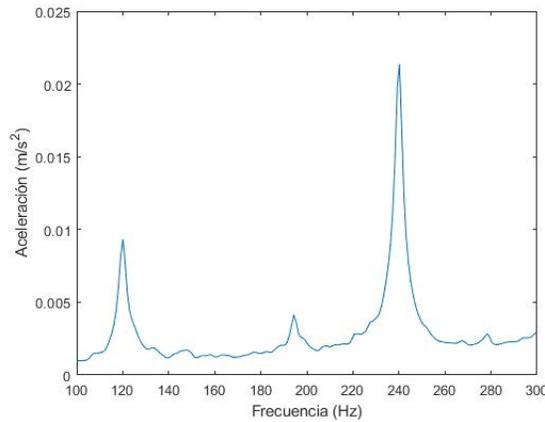
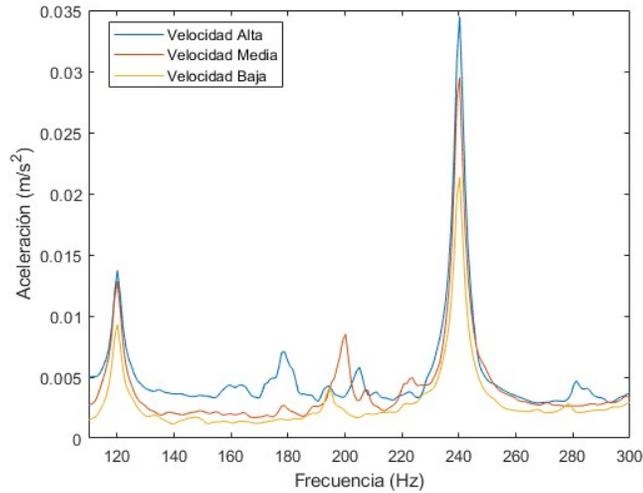


Tabla 4.3.3: Máximos y mínimos de las señales en vacío obtenidas por el acelerómetro 352C22.

	Velocidad Alta	Velocidad Media	Velocidad Baja	Unidad
Máximo	34.5×10^{-3}	29.5×10^{-3}	21.3×10^{-3}	mm/N
Mínimo	2.90×10^{-3}	1.74×10^{-3}	1.03×10^{-3}	mm/N

Juntando cada gráfica, como en la figura 4.10, podemos evidenciar que las frecuencias en los picos sobresalientes en las velocidades tienden a ser las mismas, y en lo que difieren es en la magnitud de los mismos, se entiende con esto que entre más alta sea la velocidad mayor será la magnitud de los picos predominantes.

Figura 4.10: Comparación espectros de velocidad sensor 352C22.



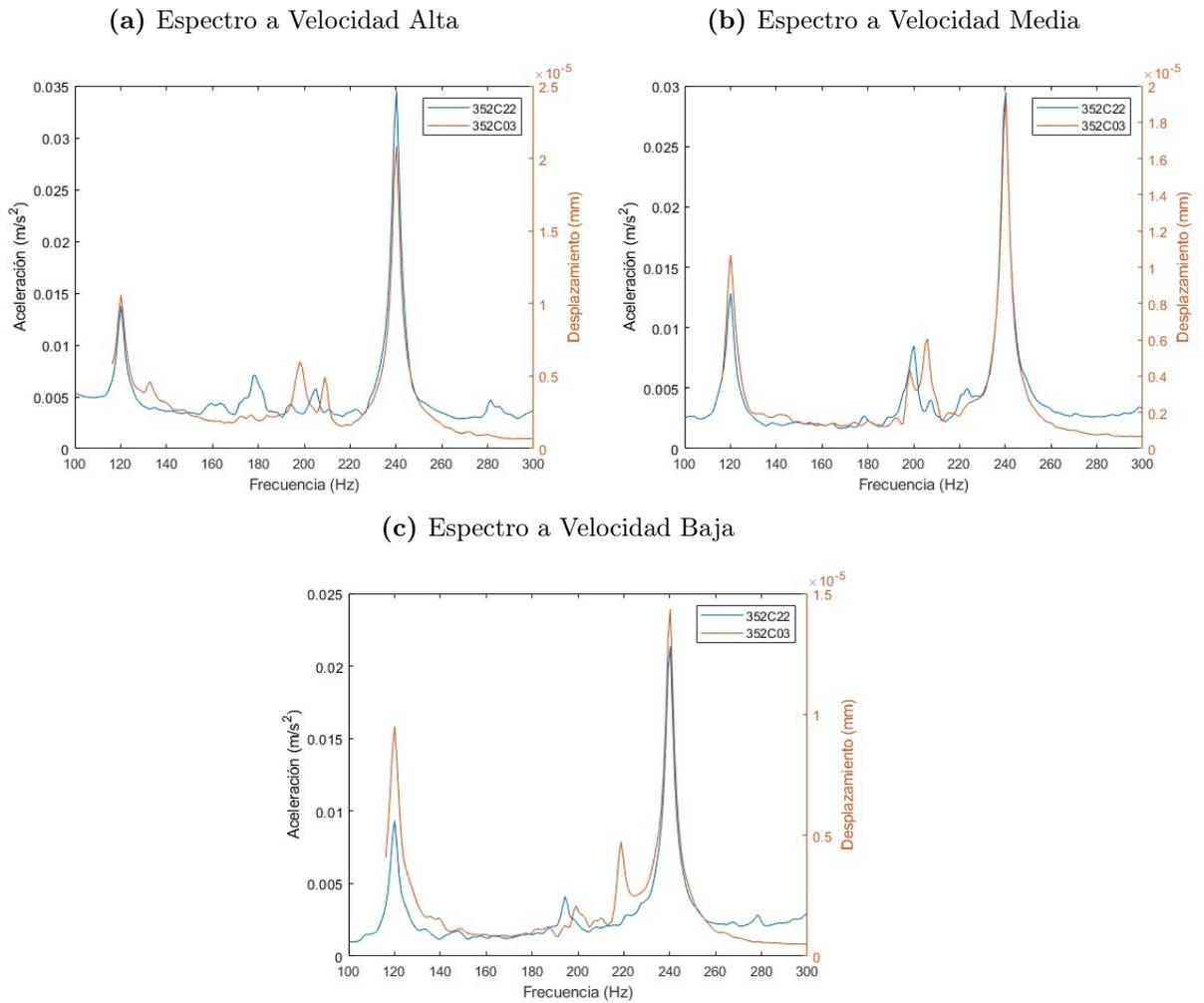
Adicionalmente, se diferencian en el cambio de frecuencias de los picos de baja magnitud, como se observa en el conjunto de picos dados entre las frecuencias de 180 a 220 Hz, y se mantienen frecuencias iguales como 120 y 240 Hz, como se ve en la tabla 4.5.1

Tabla 4.3.4: Frecuencias espectros de velocidad sensor 352C22

Velocidad	Pico 1	Pico 2	Pico 3	Pico 4	Unidad
Alta	120	178	208	240	Hz
Media	120	200	-	240	Hz
Baja	120	194	-	240	Hz

Si se compara los datos obtenidos con el sensor 352C03 y el 352C22 se obtiene lo siguiente:

Figura 4.11: Comparación sensor especializado PCB 352C22 y PCB 352C03

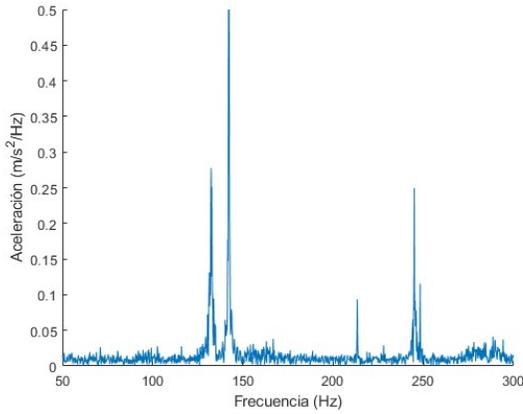


Sin embargo, el sensor 352C03 tiene 1 pico en frecuencias de 208 Hz a 218 Hz, que el sensor 352C22 si tiene, esto se debe a que se esta manejando aceleración y dezplasmamiento. Si se integrara se manejarian, los mismos picos.

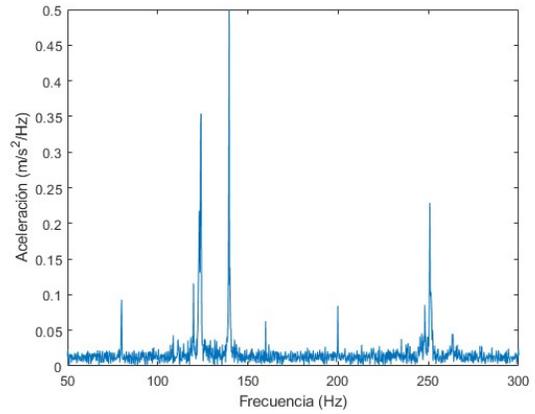
- Prototipo: Por medio de un código de calibración propio de la librería MPU de Arduino anexo al apéndice D, se obtuvieron los offsets para la posición de medición en la máquina fresadora CNC. Teniendo calibrado el MPU6050 se hizo la adquisición de datos por medio del código al anexo al apéndice D. Al hallar la FFT por medio del código anexo al apéndice ??, se obtuvieron las siguientes mediciones en vacio

Figura 4.12: Espectro sensor Prototipo

(a) Espectro a Velocidad Alta



(b) Espectro a Velocidad Media



(c) Espectro a Velocidad Baja

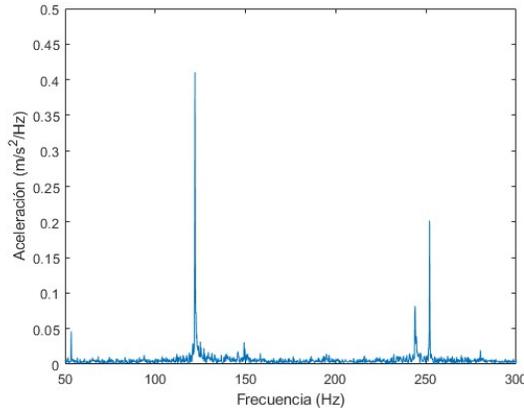


Tabla 4.3.5: Máximos y mínimos de las señales en vacío obtenidas por el prototipo.

	Velocidad Alta	Velocidad Media	Velocidad Baja	Unidad
Máximo	2.25	501×10^{-3}	411×10^{-3}	$m/s^2/Hz$
Mínimo	1.70×10^{-3}	1.80×10^{-3}	1.30×10^{-3}	$m/s^2/Hz$

Como se puede observar en las figuras 4.7 y 4.9 los picos de frecuencia tienden a ser los mismos. Respecto a las medidas del prototipo mostradas en el figura 4.12, aun cuando no son exactas, las frecuencias son cercanas. El MPU6050, se caracteriza por tener una mejor desviación en sus ejes, sin embargo, es un sensor muy sensible al ruido, esto explicario porque no se ve tan limpia la señal.

Tabla 4.3.6: Frecuencias espectros de velocidad sensor Prototipo

Velocidad	Pico 1	Pico 2	Pico 3	Pico 4	Pico 5	Unidad
Alta	132	142	-	213	245	Hz
Media	124	139	159	199	250	Hz
Baja	122	-	149	244	252	Hz

Los parámetros que se tuvieron en cuenta previos a la realización de las mediciones en vacío fueron:

Tabla 4.3.7: Parámetros Rango-Gama

Rango-Gama	
Variable	Valor (g)
Rango	-2 a 2
LRV	-2
URV	2
Gama	4

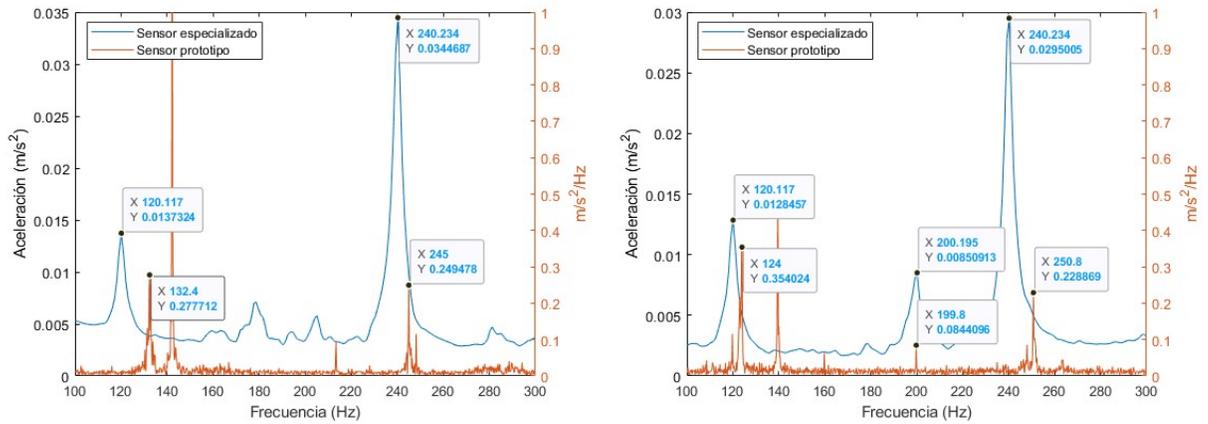
Esta información es importante a tener en cuenta para futuras comparaciones y análisis enfocados en el desempeño entre el prototipo y los sensores especializados.

En la figura 4.13 se puede evidenciar mejor el contraste entre el sensor profesional y el prototipo, cada uno en sus escalas y magnitudes independientes.

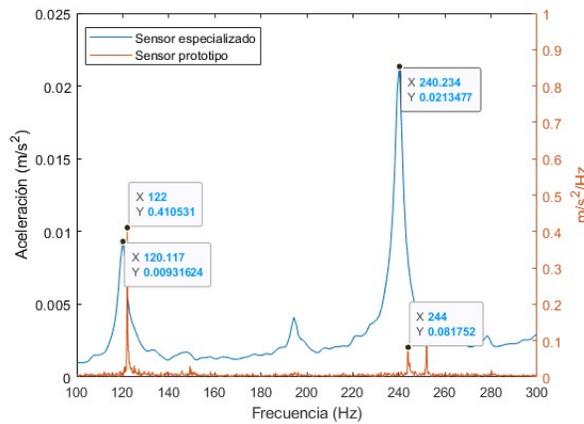
Figura 4.13: Espectro sensor especializado y Prototipo

(a) Comparación espectro a Velocidad Alta

(b) Comparación espectro a Velocidad Media



(c) Comparación espectro a Velocidad Baja



Se puede evidenciar que entre mayor sea la velocidad, mayor es el ruido. En la imagen 4.13c, se puede evidenciar que es mucho menor el ruido, inclusive no presenta el pico de 140 Hz, que si tiene las otras velocidades del prototipo, pero no en los sensores especializados.

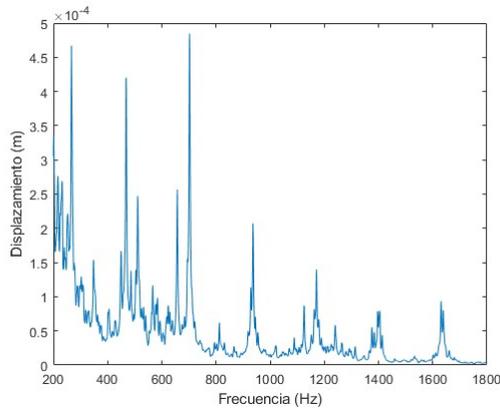
4.3.2. Máquina EMCO 450 Mill

Teniendo en cuenta que con esta máquina es posible controlar la velocidad, se tomaron cinco velocidades diferentes comprendidas entre 1000 y 1500 RPM.

- Velocidades de 1100 y 1200 RPM:** Los espectros correspondientes a estas velocidades se muestran en la figura 4.14.

Figura 4.14: Espectro sensor especializado 35C22

(a) Espectro a Velocidad 1100 RPM



(b) Espectro a Velocidad 1200 RPM

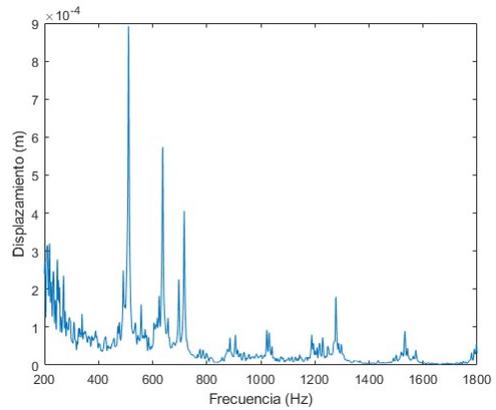
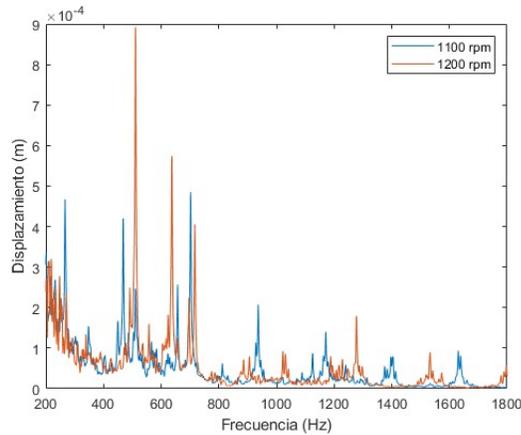


Figura 4.15: Comparación de espectros velocidades 1100 y 1200.

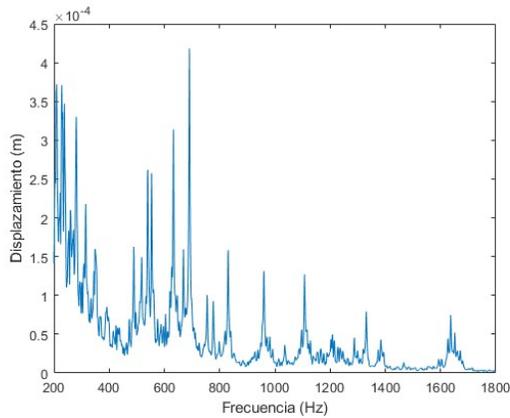


Teniendo en cuenta que estas velocidades son las más bajas, tienden a tener magnitudes pequeñas, si las comparamos como en la imagen 4.15, se puede evidenciar que al aumentar la velocidad 100 RPM, aumenta la amplitud. Además de aparecer más vibraciones a diferentes frecuencias.

- **Velocidades de 1300 y 1400 RPM:** Los espectros correspondientes a estas velocidades se muestran en la figura 4.16.

Figura 4.16: Espectro sensor especializado 35C22

(a) Espectro a Velocidad 1300 RPM



(b) Espectro a Velocidad 1400 RPM

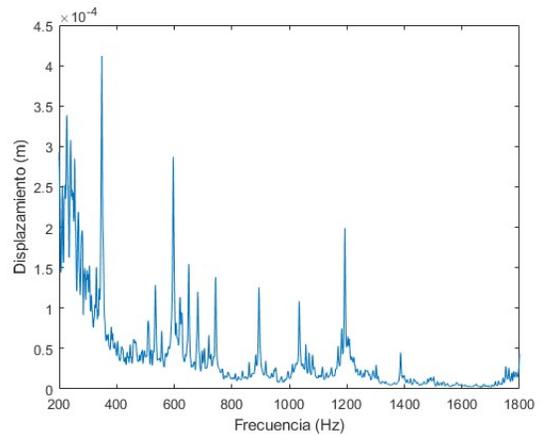
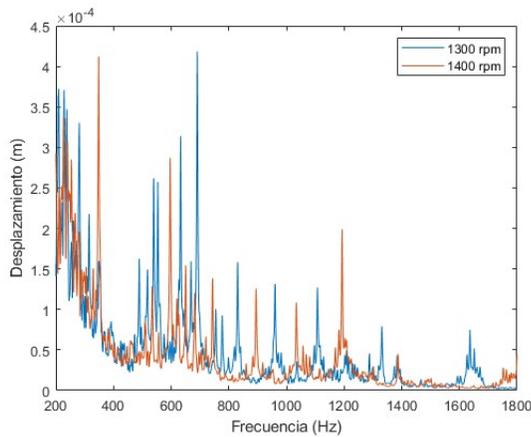


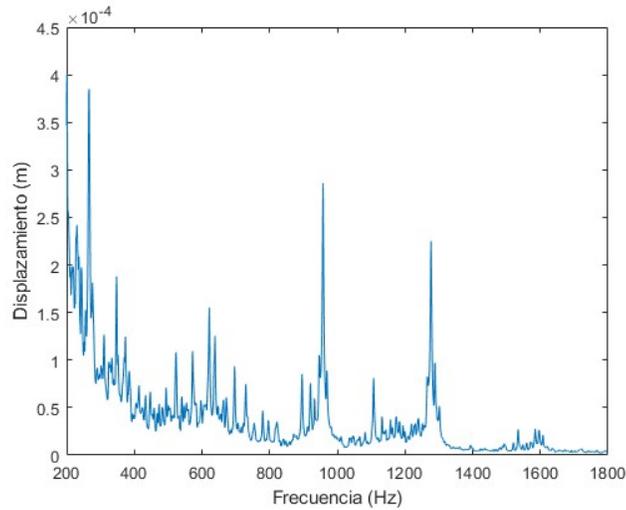
Figura 4.17: Comparación de espectros velocidades 1300 y 1400.



Podemos evidenciar en la imagen 4.17, que en este caso, al aumentar la velocidad, las magnitudes son inversas, es decir, que aun cuando se mantienen las frecuencias, si la magnitud es baja a una velocidad de 1300, la magnitud será alta a una velocidad de 1400. Por lo que se puede decir que se maneja la misma frecuencia de vibración, pero dependiendo de la velocidad aumentara o disminuirá su desplazamiento.

- **Velocidad de 1500 RPM:** Esta como la ultima velocidad tomada. Su espectro se evidencia en la figura 4.18.

Figura 4.18: Espectro velocidad 1500 RPM.



Es posible evidenciar que el comportamiento para las tres primeras velocidades es similar dentro de los rangos de frecuencia 400 a 800 Hz, aquí es donde están ubicados los picos de mayor magnitud. También, existen picos ubicados en el rango de frecuencia de 800 a 1800 Hz, que aparecen de forma periódica y única en magnitud para cada velocidad.

Para las velocidades altas se evidencia un cambio en el comportamiento de los picos de mayor magnitud, y se mantiene la periodicidad de los picos de baja magnitud.

Comparando los espectros en vacío de velocidad de la paxton /patterson CNC con la EMCO 450 Mill, se tuvo frecuencias 10 veces menores a esta. Esto se debe a la diferencia del tamaño, y la mayor rigidez estructural de la máquina mencionada, primeramente.

4.4. Diagramas de lóbulos obtenidos

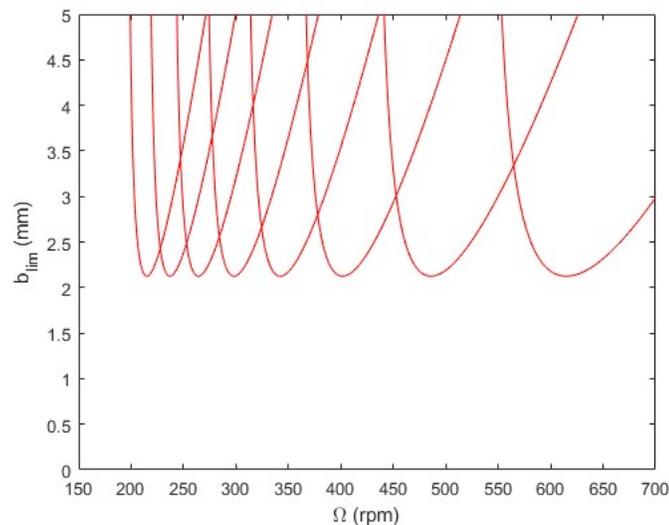
A partir de las ecuaciones de la sección 3.3 y los planteamientos de [21], se implementa un código en el ambiente de desarrollo de MATLAB anexo al apéndice E con el fin de representar los diagramas de lóbulos que ayudaran a determinar las zonas de estabilidad e inestabilidad. Como se ha mencionado anteriormente, las zonas estables están ubicadas por debajo de las líneas de lóbulos y las zonas inestables sobre las líneas de lóbulos. Para esto se tienen en cuenta las ecuaciones 3.2.14 y 3.2.15.

4.4.1. Máquina Paxton/Patterson CNC

Para esta máquina se usó una herramienta con cuatro filos y ángulo de hélice de 30° . Según [25] concluye que el uso estas características de la herramienta hacen que sea más inestable.

A partir de las mediciones en los ejes X y Y se obtuvieron dos caracterizaciones del diagrama de lóbulos. La primera se ve en la figura 4.19, la cual representa el sistema con un comportamiento simétrico, es decir, los valores de frecuencia natural, rigidez y razón de amortiguamiento son iguales en los dos ejes.

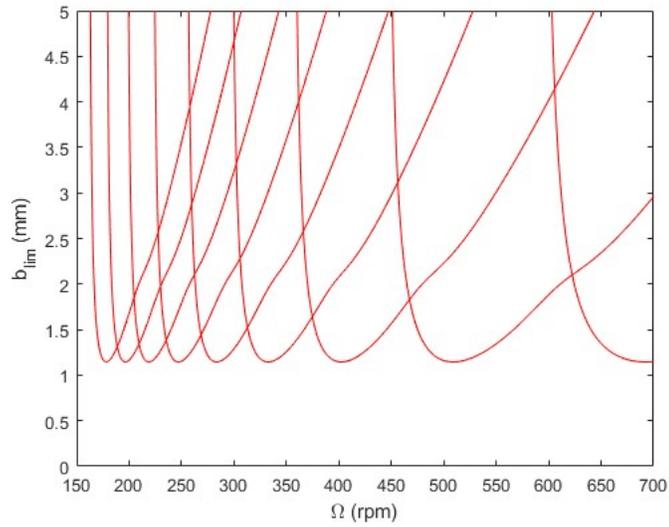
Figura 4.19: Lóbulos de estabilidad en sistema simétrico.



En la figura 4.20 se observa la segunda caracterización, en la que se representa el sistema con un comportamiento asimétrico, donde los valores de frecuencia natural, rigidez y razón de amortiguamiento son independientes para cada uno de los dos ejes.

De estas dos gráficas se hace notar que para la caracterización del comportamiento asimétrico tiene una zona menor de estabilidad a comparación a la del comportamiento simétrico, Esto es debido mayormente a que se relaciona la misma frecuencia natural para ambos ejes en el caso del comportamiento simétrico. Adicionalmente, de manera gráfica se puede notar una ligera inclinación en la forma de los lóbulos para la caracterización del comportamiento asimétrico, el cual estaría reduciendo aún más la zona de estabilidad, y por ende, aumentando la zona de inestabilidad.

Figura 4.20: Lóbulos de estabilidad en sistema asimétrico.

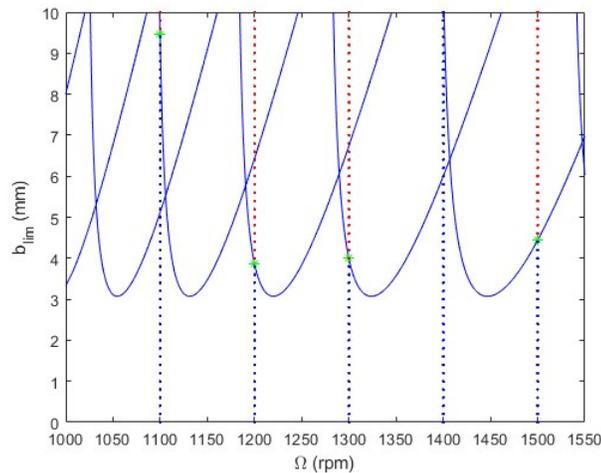


4.4.2. Máquina EMCO 450 Mill

Para esta máquina de igual forma el número de filos de la herramienta es de 4, por lo tanto, su ángulo de entrada es de 30° . A partir de las mediciones de los ejes x y y se obtuvieron dos caracterizaciones de los diagramas de lóbulos.

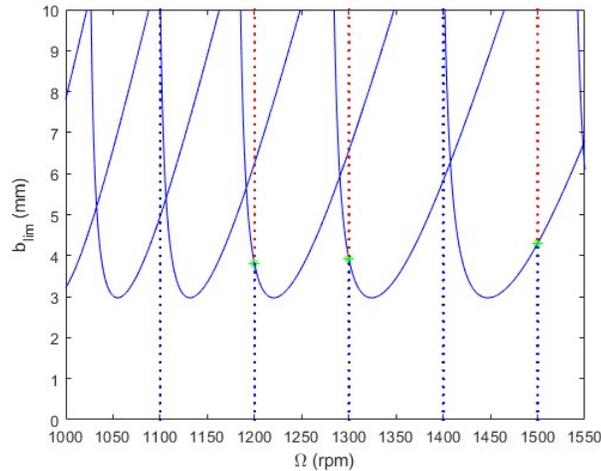
La primera se ve en la figura 4.21, la cual representa el sistema con un comportamiento simétrico, es decir, los valores de frecuencia natural, rigidez y razón de amortiguamiento son iguales en los dos ejes, como se muestran en la tabla 4.2.6.

Figura 4.21: Lóbulos de estabilidad en sistema simétrico.



En la figura 4.22 se observa la segunda caracterización, en la que se representa el sistema con un comportamiento asimétrico, donde los valores de frecuencia natural, rigidez y razón de amortiguamiento son independientes para cada uno de los dos ejes.

Figura 4.22: Lóbulos de estabilidad en sistema asimétrico.



De igual forma, sobre estas dos gráficas se puede notar que para la caracterización del comportamiento asimétrico tiene una zona menor de estabilidad a comparación a la del comportamiento simétrico. Los puntos verdes, ubicados sobre el límite entre estabilidad e inestabilidad, denotan que tan profundo tiene que ser el maquinado a esa velocidad determinada para que exista el chatter. En este caso el cambio de manera gráfica no es tan evidente, debido a que las frecuencias naturales para cada eje son muy cercanas, como se puede ver en la tabla 4.2.6, más, sin embargo, si se evidencia el comportamiento en el límite de los lóbulos en las velocidades 1100 y 1500.

A partir de estos diagramas de lóbulos se puede inferir que a las velocidades de 1200, 1300 y 1500 RPM se alcanza el límite de inestabilidad más rápido en comparación con las velocidades de 1100 y 1400 RPM. Por lo tanto, Los análisis subsecuentes se realizarán teniendo en cuenta que a estas ultimas velocidades no ocurre el fenómeno de *chatter* y en las nombradas primero si existe este fenómeno.

Se evidencia que la estabilidad de la máquina EMCO 450 Mill se mantiene igual analizando ambas situaciones de simetría, mientras que la Paxton/Patterson si tiene un comportamiento distinto, esto se presenta en mayor parte porque la máquina EMCO 450 Mill, a comparación

de la máquina Paxton/Patterson, es mucho más grande y robusta, por ende, cuenta con una rigidez estructural mayor.

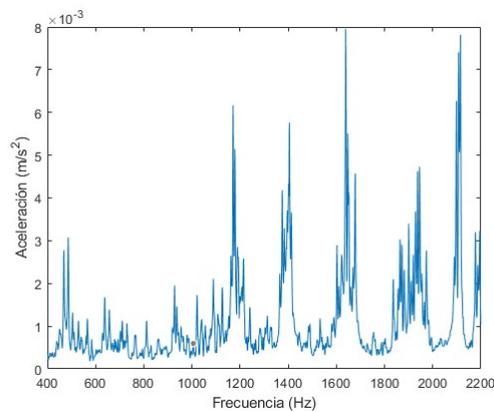
4.5. Espectros obtenidos durante el mecanizado

En el proceso de mecanizado de las ranuras, planteado en la sección 3.7, se realizó una medición del espectro que ocurría durante este proceso para cada una de las velocidades. De la forma que se muestra en la imagen 3.17

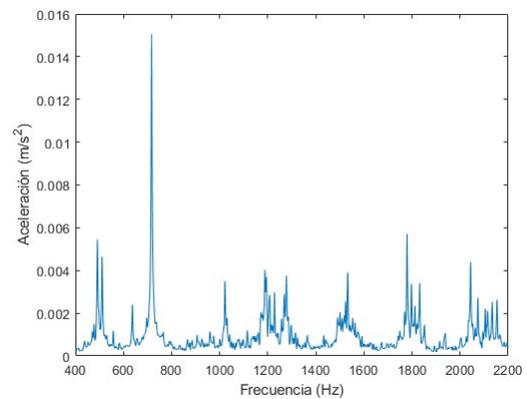
Los espectros que se obtuvieron en el porta-herramienta a velocidades de 1100 y 1200 rpm se muestran en la figura 4.23

Figura 4.23: Espectro de mecanizado a diferentes velocidades en el porta-herramienta

(a) Velocidad 1100 rpm.



(b) Velocidad de 1200 rpm.

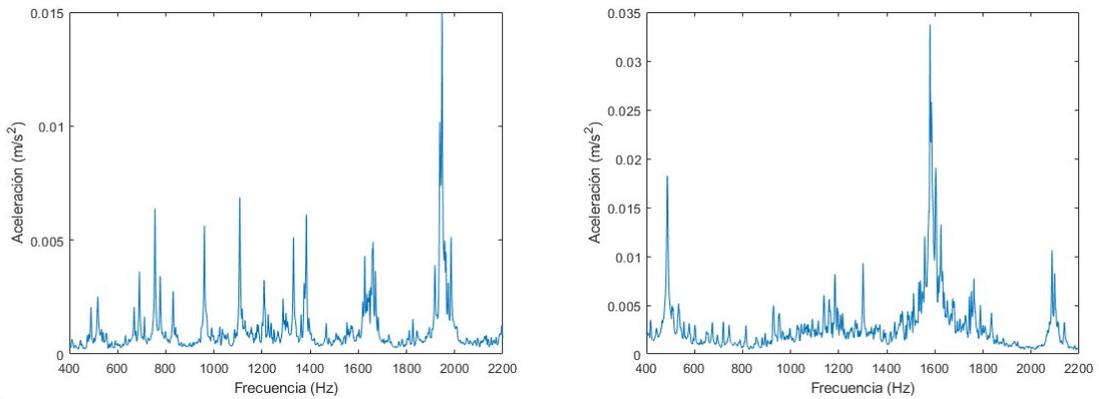


Los espectros que se obtuvieron en el porta-herramienta a velocidades de 1300 y 1400 rpm se muestran en la figura 4.24

Figura 4.24: Espectro de mecanizado a diferentes velocidades en el porta-herramienta

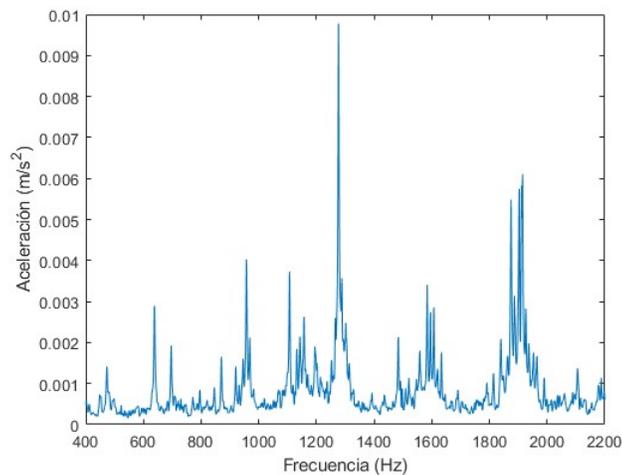
(a) Velocidad 1300 rpm.

(b) Velocidad de 1400 rpm.



Y el espectro que se obtuvo en el porta-herramienta a velocidad de 1500 rpm se muestra en la figura 4.25

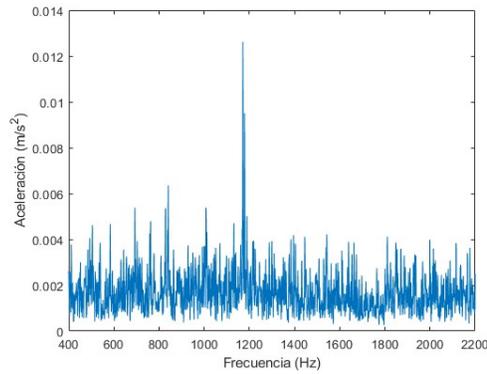
Figura 4.25: Espectro de mecanizado en el porta-herramienta



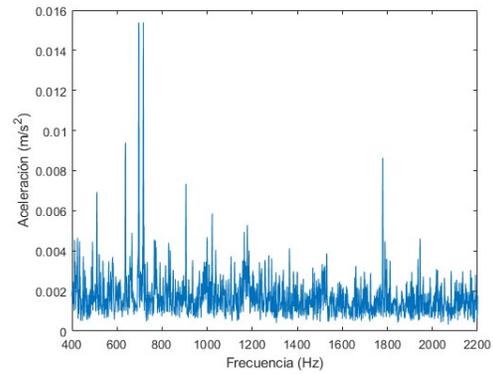
Los espectros que se obtuvieron en el porta pieza a velocidades de 1100 y 1200 rpm se muestran en la figura 4.26, a velocidades de 1300 y 1500, se anexan en el apéndice H.

Figura 4.26: Espectro de mecnizado a diferentes velocidades en el porta pieza

(a) velocidad 1100 rpm.



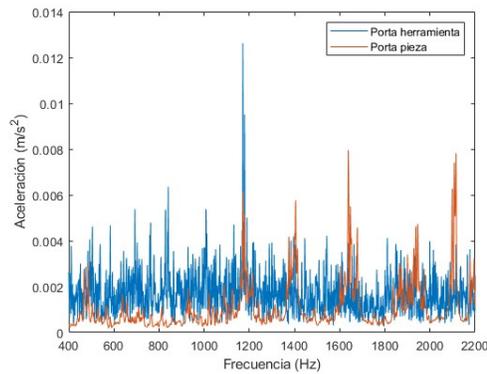
(b) Velocidad de 1200 rpm.



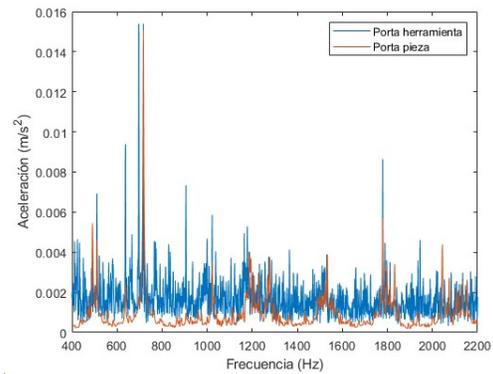
En la figura 4.27, podemos ver una comparación de los espectros de los dos sensores, donde se evidencia que en el porta-piezas tiene mayor amplitud debido a que este toma las vibraciones propias del sistema de maquinado, de la herramienta, y además la de la pieza. Por lo cual son inciertas para hacer un análisis de identificación de *chatter*.

Figura 4.27: Análisis de descarte entre los maquinados de porta-herramienta y porta-pieza

(a) velocidad 1100 rpm.



(b) velocidad 1200 rpm.



Teniendo en cuenta que los espectros en vacío, son una referencia de las velocidades propias del sistema. Se puede identificar las vibraciones que no corresponde al proceso de maquinado. Es por esto que, en primera instancia, se determinara en los espectros del porta-herramienta cuáles frecuencias son propias del sistema, como se ve en la figura 4.28

Figura 4.28: Comparación porta-herramienta y espectros en vaio (velocidad 1100 rpm)

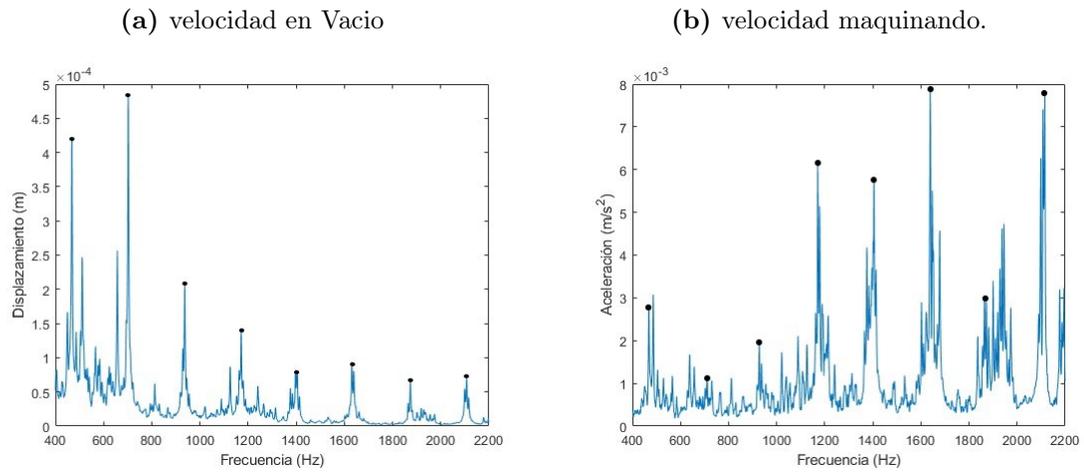


Tabla 4.5.1: Frecuencias espectros de velocidad 1100 rpm

Velocidad	Pico 1	Pico 2	Pico 3	Pico 4	Pico 5	Pico 6	Pico 7	Pico 8	Unidad
Vacío	467	702	936	1170	1404	1630	1874	2107	Hz
Maquinado	467	709	927	1170	1405	1638	1864	2115	Hz

Como se puede ver en la figura 4.28, las frecuencias que maneja el maquinado, son similares a la de vacío, es por esto, que se evidencia que el maquinado a esta velocidad en estable, como se predijo teóricamente en el diagrama de lóbulos de la figura 2.4

Se realiza lo mismo con la velocidad de 1200 y obtenemos los siguiente :

Figura 4.29: Comparación porta-herramienta y espectros en vacio (velocidad 1200 rpm)

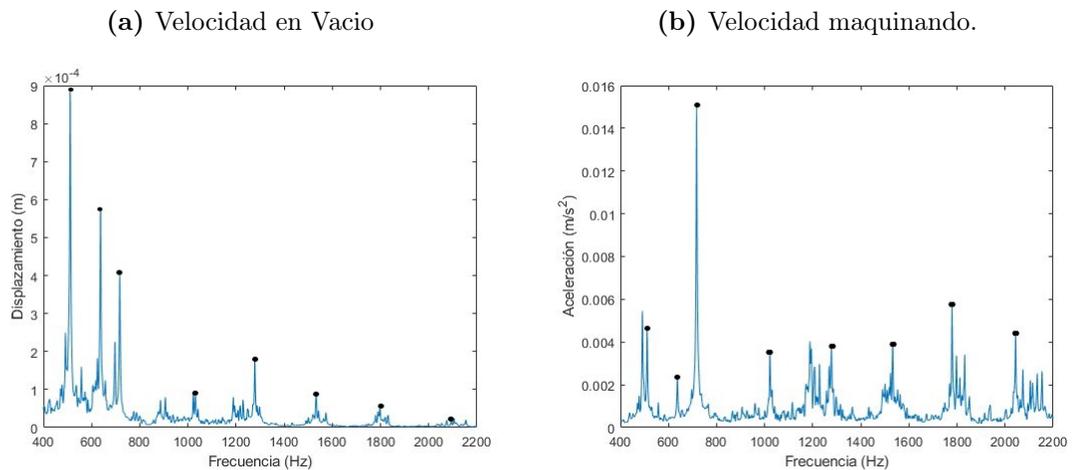
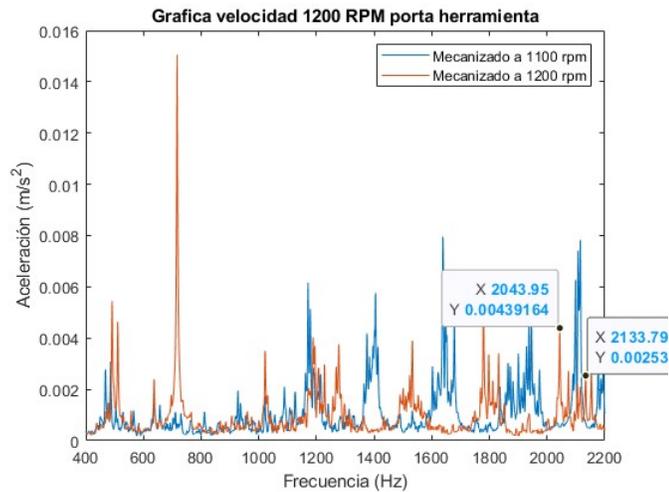


Tabla 4.5.2: Frecuencias espectros de velocidad 1200 rpm

Velocidad	Pico 1	Pico 2	Pico 3	Pico 4	Pico 5	Pico 6	Pico 7	Pico 8	Unidad
Vacio	510	637	716	1031	1277	1533	1797	2105	Hz
Maquinado	510	637	716	1021	1277	1533	1779	2043	Hz

Como podemos evidenciar en la imagen 4.29, en los espectros del maquinado existen más frecuencias aparte de las propias del sistema, es por esto, que para hacer un análisis más completo se va a comparar con el maquinado de 1100 rpm, para así no confundir una velocidad propia del sistema con una que no corresponda al proceso.

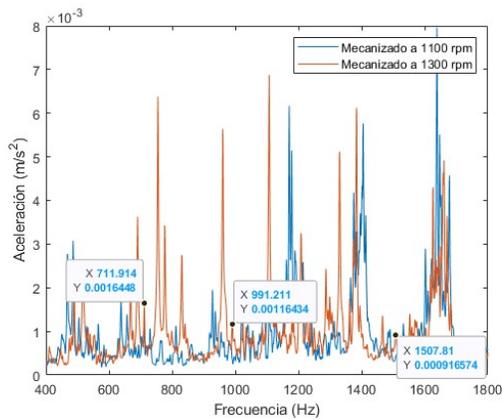
Figura 4.30: Reconocimiento de picos asociados al fenómeno *chatter*



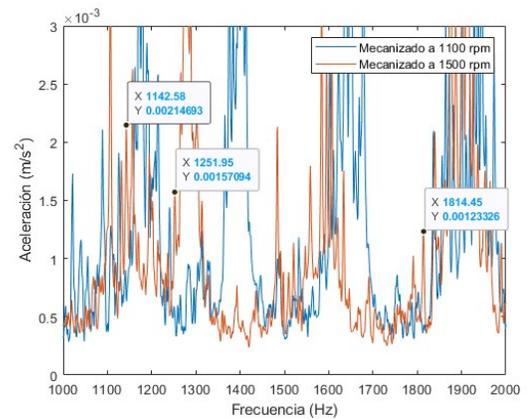
Respecto al diagrama de lóbulos, a una velocidad de 1200 rpm, hay inestabilidad en el sistema a una profundidad mayor o igual a 4 mm. Teniendo en cuenta la figura 4.30, se puede confirmar esta afirmación, puesto que hay 2 picos a frecuencias de 2043 y 2133 Hz, los cuales se asociarían a la presencia del *chatter*.

Figura 4.31: Reconocimiento de picos asociados al fenómeno *chatter*

(a) Velocidad de 1300 rpm



(b) Velocidad de 1500 rpm



Se hace el mismo análisis en las velocidades 1300 y 1500 rpm, los cuales se anexan en el apéndice H, y se obtienen los picos que se ven en la figura 4.31, los cuales se asocia a la presencia del *chatter*.

Al observar las gráficas de velocidades altas, resulta más fácil la identificación de los picos de resonancia propios del *chatter*, debido en parte a que la magnitud del modo de resonancia es más grande a comparación de las velocidades bajas, en donde la presencia del *chatter* puede existir, pero se camufla por la poca fluctuación. El análisis a altas velocidades es importante en el ámbito industrial, en donde a mayor velocidad, mayor va a ser la productividad.

Capítulo 5

Conclusiones y recomendaciones

5.1. Conclusiones

En comparación con los trabajos citados en el estado del arte, en este trabajo se realizó un estudio completo de la dinámica de la máquina de fresado, dentro del cual los parámetros propios de la misma fueron encontrados experimentalmente, con dos máquinas diferentes, es decir, no hubo la necesidad de suponer estos parámetros. Esto se hizo por medio de pruebas de impacto ejecutadas por los sensores especializados. Las cuales permitieron determinar la frecuencia natural en las dos máquinas, tanto para el eje x , como el y . Donde se evidenció que la máquina EMCO 450 mill tuvo frecuencias naturales 10 veces mayores a la Paxton/Patterson, esto se debe a la diferencia del tamaño, y la mayor rigidez estructural de la máquina mencionada, primeramente. También cabe resaltar, que para la máquina Paxton se identificaron dos picos de frecuencia en la FRF, además de otros picos en frecuencias muy bajas, estas pueden corresponder sobre todo a la estructura soporte, la cual no es rígida. Estos parámetros mencionados anteriormente, se hallaron por medio de las FRFS, las cuales se determinaron, por medio, de los datos medidos por cada sensor. Se puede evidenciar, que la magnitud difiere el doble entre el sensor 352C03 y el 352C22, esto se debe a que posee menos masa y altera la respuesta dinámica en menor medida. Al tener frecuencias diferentes el eje y respecto x , se tiene dos posibilidades de diagramas de lóbulos, en cuanto a la rigidez usada: simétrica y asimétrica. Al tener una rigidez para cada eje, el asimétrico, se vuelve más inestable, comparado al simétrico, el cual toma la misma rigidez para los dos ejes. Cabe resaltar que, la elaboración de estos lóbulos ya determina las zonas de presencia de estabilidad o inestabilidad

de la máquina, y con ella la presencia del chatter.

La siguiente etapa del estudio, se verificó que dentro del proceso de mecanizado planteado se obtuvo la presencia de chatter. Este proceso de mecanizado fue definido gracias a la proyección de los diagramas de lóbulos y se caracterizó principalmente por utilizar 5 velocidades diferentes, dentro de las cuales su profundidad varía desde 0 a 10 mm. Esto se evidencia por medio de las mediciones en vacío a una velocidad de 1200 rpm, que permitieron identificar frecuencias propias del sistema, como lo fueron 500 Hz, 700 Hz, 950 Hz, 1050 Hz, 1550 Hz, 1790 Hz, 2100 Hz, las cuales aparecieron con una magnitud mayor, cuando se maquinó, sin embargo, aparecieron frecuencias, que no se vieron en las de vacío, tales como 2043 o 2133 Hz, las cuales se identificaron como vibraciones no propias del sistema, es decir, *chatter*.

Aun cuando no se comprobó la presencia de chatter por medio del maquinado de ranuras en la maquina Paxton/Patterson CNC, el prototipo de sistema de detección de chatter, cumple con el propósito de identificar las frecuencias que presenta el sistema, esto sé válida con los espectros en vacío que se hicieron con los sensores especializados, así mismo demostrando que podría medir velocidades en vacío. Sin embargo, como se dijo en las especificaciones del sistema en la sección 3.3.2, no tiene una frecuencia de muestre mayor a los 1000 Hz. Por lo cual, al ser analizado, sus espectros, no leerán frecuencias mayores a los 500 Hz. Aun así, es un sistema viable para medir el chatter, puesto que no hay referencia que indique que el chatter solo ocurre a altas frecuencia. Otro módulo se puede usar en el prototipo remplazando el MPU6050, es el ADXL335, el cual es menos complejo, puesto que no requiere de una calibración si se cambia de posición, antes de cualquier medición. Además, es mucho más sencillo, puesto que este no cuenta con giroscopio, ni sensor de temperatura, lo cual lo hace más especializado para medir aceleración.

5.2. Recomendaciones

En este documento se propuso un modelo de dos grados de libertad, por consiguiente, se propone llevar a cabo el análisis de modelos numéricos, de más grados de libertad, tales como el giro de la herramienta. Así mismo, abordar el modelo de la herramienta como un sistema continuo, puesto que, al ser una estructura metálica, se puede estimar que las propiedades del sistema están distribuidas de manera continua, es por esto que se asume que una cantidad infinita de puntos del sistema puede vibrar. También se puede considerar adicionar más modos

de vibración a los modelos de fresado con el fin de considerar posibles efectos de torsión.

Al hacer la obtención de datos experimentales en trabajos futuros, se recomienda que se haga una programación que permita mostrar el análisis de los espectros en tiempo real, en el que no se requiera un procedimiento manual, y así sea más automático. De esta manera poder modificar la velocidad o la profundidad con la que se está maquinando y así hacer más eficaz el sistema de detección de *chatter*.

Para conseguir llegar a analizar una gran variedad de máquinas de fresado CNC, se recomienda utilizar sensores con una tasa de muestreo mayor a la de 1000 Hz, para que la medida útil del sistema de detección logre captar las frecuencias mayores en el proceso de maquinado.

Bibliografía

- [1] S. S. Rao, *Vibration of continuous systems*. Wiley Online Library, 2007, vol. 464.
- [2] G. Quintana and J. Ciurana, “Chatter in machining processes: A review,” *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 51, no. 5, pp. 363–376, 2011.
- [3] Y. Caixu, G. Haining, L. Xianli, S. Y. Liang, and W. Lihui, “A review of chatter vibration research in milling,” *Chinese Journal of Aeronautics*, vol. 32, no. 2, pp. 215–242, 2019.
- [4] Y. Altintas and M. Weck, “Chatter stability of metal cutting and grinding,” *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, pp. 1–2, 2004.
- [5] Y. Petrakov, “Chatter suppression technologies for metal cutting,” *Mechanics and Advanced Technologies*, pp. 51–60, 2019.
- [6] Y. Altıntaş and E. Budak, “Analytical prediction of stability lobes in milling,” *CIRP annals*, vol. 44, no. 1, pp. 357–362, 1995.
- [7] S. Tobias and W. Fishwick, “Theory of regenerative machine tool chatter,” *The engineer*, vol. 205, no. 7, pp. 199–203, 1958.
- [8] E. Mizrachi, S. Basovich, and S. Arogeti, “Robust time-delayed h synthesis for active control of chatter in internal turning,” *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 158, p. 103612, 2020.
- [9] Y. Yang, J. Munoa, and Y. Altintas, “Optimization of multiple tuned mass dampers to suppress machine tool chatter,” *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 50, no. 9, pp. 834–842, 2010.
- [10] D. Li, H. Cao, and X. Chen, “Fuzzy control of milling chatter with piezoelectric actuators embedded to the tool holder,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 148, p. 107190, 2021.
- [11] S. Wan, X. Li, W. Su, J. Yuan, and J. Hong, “Active chatter suppression for milling process with sliding mode control and electromagnetic actuator,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 136, p. 106528, 2020.
- [12] F. Fernandez, R. Haber, and S. Rios, “Sistema de monitorización de vibraciones auto-excitadas (chatter) en procesos de mecanizado, basado en un sensor acustico,” *Tecni Acustica*, vol. 136, pp. 225–228, 1994.
- [13] W. Lapsomthop, N. Wongsirirax, A. Kititeerakol, and W. Sawangsri, “Design and experimental investigation on 3- component force sensor in mini cnc milling machine,” *Materials Today: Proceedings*, vol. 17, pp. 1931–1938, 2019.

- [14] V. Nguyen, S. Melkote, A. Deshamudre, and M. Khanna, "Pvdf sensor based on-line mode coupling chatter detection in the boring process," *Manufacturing Letters*, vol. 16, pp. 40–43, 2018.
- [15] D. Ochoa and J. Ferreira, "Mems accelerometer-based system for inexpensive online cnc milling process chatter detection," *IEEE International Conference on Automation Science and Engineering*, vol. 16, pp. 978–983, 2016.
- [16] E. Kuljanic and M. Totis, G.and Sortino, "Development of an intelligent multisensor chatter detection system in milling," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 23, pp. 1704–1718, 2009.
- [17] OKUMA, "Machining Navi," url: <https://www.okuma.co.jp/english/onlyone/process/>.
- [18] M. automation Laboratories, "CHATTER PRO," url: <https://www.malinc.com/products/chatterpro/>.
- [19] M. Varanis, A. L. Silva, and A. G. Mereles, "On mechanical vibration analysis of a multi degree of freedom system based on arduino and mems accelerometers," *Revista Brasileira de Ensino de Fisica*, vol. 4, p. e1304, 2018.
- [20] A. Hjort and M. Holmberg, "Measuring mechanical vibrations using an arduino as a slave i/o to an epics control system," *Physics Project with a Research Connection*, vol. 4, pp. 1–25, 2015.
- [21] M. P. Groover, *Fundamentos de manufactura moderna*. McGraw-Hill Interamericana, 2014.
- [22] C. D. E. L. A. S. Máquinas-herramientas, "1.- clasificación de las máquinas-herramientas." pp. 1–17.
- [23] S. Kalpakjian, *Manufacturing engineering and technology*. Pearson Education India, 2001.
- [24] U. del País Vasco – Euskal Herriko Unibertsitatea, "MECANIZADO POR ARRANQUE DE VIRUTA- FRESADORA," url: <http://www.ehu.eus/manufacturing/docencia/723ca.pdf>.
- [25] L. F. RAMIREZ JERONIMO *et al.*, "Modelado y análisis de vibraciones en el proceso de fresado," Master's thesis, Universidad Autónoma del Estado de México, 2017.
- [26] W. J. Palm, *System dynamics*. McGraw-Hill, 2014, vol. 3.
- [27] T. L. Schmitz and K. S. Smith, *Machining dynamics*. Springer, 2014.
- [28] Z.-F. Fu and J. He, *Modal analysis*. Elsevier, 2001.
- [29] L. F. RAMIREZ JERONIMO *et al.*, "Modelado y análisis de vibraciones en el proceso de fresado," Master's thesis, Universidad Autónoma del Estado de México, 2017.
- [30] S. S. Rao, *Mechanical vibrations*. Prentice Hall, 2011.
- [31] P. PIEZOTRONICAS, "Datasheet 352c03," url: <https://www.pcb.com/products?m=352C03>.
- [32] O. source products for electronic projects [Online], "Arduino ," url: <http://www.arduino.org/>.

- [33] M. projects [Online], “FFT Transformada rapida de furier ,” url: <https://la.mathworks.com/help/matlab/ref/fft.html>.
- [34] A. Kosarac, C. Miladenovic, and otros, “Experimental method for defining the stability lobe diagram in milling Č4732 (42crmo4) steel,” 2019.
- [35] P. PIEZOTRONICAS, “Datasheet 352c22,” url: <https://www.pcb.com/products?m=352C22>.
- [36] —, “Datasheet 086C03,” url: <https://www.pcb.com/products?model=086c03>.
- [37] —, “Datasheet 485B39,” url: <https://www.pcb.com/products?model=086c03>.

Apéndice A

Fresado

Figura A.1: Tipos y usos del fresado - parte 1

TIPOS DE FRESAS	CARACTERÍSTICAS	APLICACIONES	ESQUEMA	EJEMPLOS
CILÍNDRICAS PERIFÉRICAS (dientes sólo en la periferia)	Con dentado recto (corte brusco)	Uso en fresadora horizontal - Planeado - Desbaste - Afinado		Fresado en superficies planas - Superficies de apoyo de matrices - Superficies de junta estanca - Superficies de deslizamiento para rieles - Superficies de guías, correderas, etc.
	Con dentado helicoidal (corte progresivo) El espaciado entre dientes varía según la dureza del material a fresar (blando = mayor espaciado; duro = menor espaciado)			
	Acopladas Montaje de dos fresas con dentado helicoidal de sentido opuesto (permite el equilibrio de las fuerzas axiales)	- Desbaste - Rebajado de superficies - Ranurado profundo		
CILÍNDRICAS FRONTALES SIN VÁSTAGO (dientes en periferia y en cara lateral)		Uso en fresadora horizontal y vertical para fresado en escuadra - Rebajado en ángulo recto		

Figura A.2: Tipos y usos del fresado - parte 2

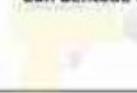
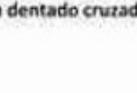
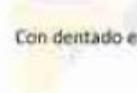
DE DISCO (poca longitud de corte respecto a su diámetro)	 <p>Con dentado recto</p>	- Ranurado plano		- Fresado de entalladuras estrechas (ej. tornillos) - Fresado de chaveteros planos y profundos - Curvas - Arcos circulares - Perfiles de todo tipo
	 <p>Con dentado cruzado o alterno</p>	- Ranurado profundo		
	 <p>Con dentado en cruz</p>	- Chaveteros profundos		

Figura A.3: Tipos y usos del fresado - parte 3

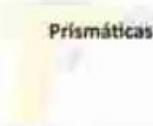
	<p>Acopladas ajustables Montaje de dos fresas de disco, rectas o en cruz, una sobre otra; pueden separarse a la longitud deseada mediante la interposición de arandelas.</p>	- Ranurado profundo con longitudes ajustables		
	 <p>Sierras circulares</p>	- Corte de piezas - Ranurado estrecho (ej. cabezas de tornillos)		
ANGULARES SIN VÁSTAGO (dos filos principales que forman un ángulo entre sí)	<p>Frontales</p>	- Mecanizado de guías en ángulo a 45, 50, 55 y 60 grados		Obtención de: - guías prismáticas - guías en ángulo - cuñas - reglas de acero para taller, de distinta forma y filo, de tres y cuatro aristas, con sección rectangular, etc.
	 <p>Prismáticas</p>	- Mecanizado de guías prismáticas en ángulo de 45, 60 y 90 grados		

Figura A.4: Tipos y usos del fresado - parte 4

FRESAS CON VÁSTAGO (cilíndrico o cónico)	Cilíndrico-frontales	De bola o punta esférica	<ul style="list-style-type: none"> - Copiado - Matrices 		Fresado de: <ul style="list-style-type: none"> - piezas hexagonales - chaveteros y orificios rasgados - cabezas de tornillos - tuercas - ejes de chavetas - ruedas dentadas
		De punta plana	<ul style="list-style-type: none"> - Ranurado - Fresado de contornos - Acabado - Desbaste 	 	
		Para ranuras en 90°	<ul style="list-style-type: none"> - Ranurado 		
		Para ranuras Woodruff			
	Cónicas		<ul style="list-style-type: none"> - Avellanado preciso de orificios 		
	Angulares	Cola de milano (formas trapezoidales)	<ul style="list-style-type: none"> - Ranurado y ensambles a cola de milano 	 	

Figura A.5: Tipos y usos del fresado - parte 5

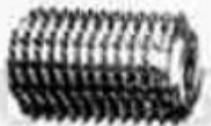
DE PERFIL CONSTANTE (con o sin vástago) Dejan la geometría del diente en la pieza a mecanizar	 Destalonadas	Convexas	- Ranurado semicircular con radios de 1 a 20 mm		Fresado de: - Superficies sinuosas - Curvas - Arcos - Ranuras - Perfiles de todo tipo
		Cóncavas	- Obtención de superficies semicirculares con radios de 0,5 a 20 mm;		
	 De módulo (fresas de disco)	Tallado de: - engranajes - ruedas dentadas - piñones de cadena - poleas sincrónicas - cremalleras - ejes dentados, acanalados y de transmisión - tomas de fuerza - tornillos sin fin			
	 Múltiples	- Roscado - Mordazas			

Figura A.6: Tipos y usos del fresado - parte 6

COMPUESTAS (tren de fresas)	Montaje de dos o más fresas de distinto tipo (reunen las propiedades de las fresas de perfil constante a un costo mucho menor)		Fresado de perfiles de todo tipo
FRESAS MADRE (con o sin vástago)	Mecanizan al mismo tiempo todos los dientes de un engranaje, con una gran ventaja sobre las fresas de módulo, que lo hacen diente por diente	ídem fresas de módulo	Fresado por generación - Obtención de engranajes en serie con el número deseado de dientes, perfiles y ángulos de hélice

Apéndice B

Modelo dinámico de dos grados de libertad para el fresado

B.1. Modelo dinámico

Se conoce que $q(\phi_l)$ es dependiente del ángulo de corte de los dientes de la pieza, por lo tanto se describe como:

$$q(\phi(t)) = [\Delta x(t) \sin \phi(t) + \Delta y(t) \cos \phi(t)]j(\phi_i) \quad (\text{B.1.1})$$

Donde $j(\phi_l)$ esta expresada en la ecuación 2.5.3, Δx y Δy son las diferencias entre el corte actual y el corte previo en cada eje, como se muestra a continuación:

$$\Delta x(t) = x(t) - x(t - \tau) \quad (\text{B.1.2})$$

$$\Delta y(t) = y(t) - y(t - \tau) \quad (\text{B.1.3})$$

Donde τ se compone de las variables N que es el número de dientes y Ω es la velocidad de giro, como se muestra a continuación:

$$\tau = \frac{60}{N\Omega} \quad (\text{B.1.4})$$

Reemplazando las expresiones 3.2.5, 3.2.6 y B.1.1 en las ecuaciones 3.2.3 y 3.2.4 y teniendo en cuenta las razones trigonométricas del producto de una suma, da como resultado:

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} = \frac{1}{2}qC_t \begin{pmatrix} a_{xx} & a_{xy} \\ a_{yx} & a_{yy} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta x(t) \\ \Delta y(t) \end{pmatrix} \quad (\text{B.1.5})$$

Donde se puede definir los coeficientes direccionales variantes en el tiempo como:

$$a_{xx} = \sum_{l=1}^N -j(\phi_l(t))[\sin 2\phi_l + C_r(1 - \cos 2\phi_l)] \quad (\text{B.1.6})$$

$$a_{xy} = \sum_{l=1}^N -j(\phi_l(t))[(1 + \cos 2\phi_l) + C_r \sin 2\phi_l] \quad (\text{B.1.7})$$

$$a_{yx} = \sum_{l=1}^N -j(\phi_l(t))[(1 - \cos 2\phi_l) - C_r \sin 2\phi_l] \quad (\text{B.1.8})$$

$$a_{yy} = \sum_{l=1}^N -j(\phi_l(t))[\sin 2\phi_l - C_r(1 + \cos 2\phi_l)] \quad (\text{B.1.9})$$

Tomando en cuenta lo anterior, la ecuación B.1.5 puede ser reescrita como:

$$F(t) = \frac{1}{2}qC_t D(t) \Delta(t) \quad (\text{B.1.10})$$

Donde $\Delta(t) = [\Delta x(t) \Delta y(t)]^T$ y $D(t)$ es variante en el tiempo y depende del periodo de paso del diente y la rotación de la herramienta quedando expresado como:

$$D(t) = \sum_{r=-\infty}^{\infty} D_r e^{cr\omega t} \quad (\text{B.1.11})$$

Donde r es el número de armónicos, ω es la frecuencia del ciclo del diente que se requiere

para lograr un valor preciso de $D(t)$ que a su vez es dependiente del tipo de corte y número de dientes como se expresa en [?], además de proponer la sustitución términos variantes en el tiempo por términos invariantes en el tiempo por medio de una expansión de las series de Fourier y que $r = 0$, obteniendo lo siguiente:

$$D_0 = \frac{1}{T} \int_0^T D(t) dt \quad (\text{B.1.12})$$

El valor promedio de $D(t)$ se compone por $j(\phi_l) = 1$, además de un ángulo de paso definido como $\phi_s = \frac{2\pi}{N}$ como se plantea en [?], dando como resultado:

$$D_0 = \frac{1}{\phi_s} \int_{\phi_{ea}}^{\phi_{sa}} D(\phi) d\phi = \frac{N}{2\pi} \begin{pmatrix} \alpha_{xx} & \alpha_{xy} \\ \alpha_{yx} & \alpha_{yy} \end{pmatrix} \quad (\text{B.1.13})$$

Donde ϕ_{sa} y ϕ_{ea} es el valor angular de salida y entrada de la herramienta, respectivamente.

Sustituyendo $D(t)$ por D_0 en la ecuación B.1.10 dando el resultado de:

$$F(t) = \frac{1}{2} q C_t D_0 \Delta(t) \quad (\text{B.1.14})$$

Ahora se puede definir una expresión para la dinámica del sistema en dos grados de libertad, teniendo en cuenta las ecuaciones 3.2.1 y 3.2.2, se obtiene:

$$M\ddot{w}(t) + C\dot{w}(t) + Kw(t) = \frac{1}{2} q C_t D_0 \Delta(t) \quad (\text{B.1.15})$$

Donde:

$$w = \begin{pmatrix} x(t) \\ y(t) \end{pmatrix}, M = \begin{pmatrix} m_x & 0 \\ 0 & m_y \end{pmatrix}, C = \begin{pmatrix} c_x & 0 \\ 0 & c_y \end{pmatrix}, K = \begin{pmatrix} k_x & 0 \\ 0 & k_y \end{pmatrix} \quad (\text{B.1.16})$$

El modelo de la ecuación B.1.15 se puede expresar en espacio de estados de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
x_1 &= x(t) & \dot{x}_1 &= \dot{x}(t) = x_2 \\
x_2 &= \dot{x}(t) & \dot{x}_2 &= \ddot{x}(t) \\
x_3 &= y(t) & \dot{x}_3 &= \dot{y}(t) = x_4 \\
x_4 &= \dot{y}(t) & \dot{x}_4 &= \ddot{y}(t)
\end{aligned} \tag{B.1.17}$$

Se definen \ddot{x} y \ddot{y} como:

$$\ddot{x}(t) = -\frac{c_x}{m_x}x_2 - \frac{k_x}{m_x}x_1 + \frac{qC_tN}{4\pi m_x}\alpha_{xx}(x_1 - x_1(t-\tau)) + \frac{qC_tN}{4\pi m_x}\alpha_{xy}(x_3 - x_3(t-\tau)) \tag{B.1.18}$$

$$\ddot{y}(t) = -\frac{c_y}{m_y}x_4 - \frac{k_y}{m_y}x_3 + \frac{qC_tN}{4\pi m_y}\alpha_{yx}(x_1 - x_1(t-\tau)) + \frac{qC_tN}{4\pi m_y}\alpha_{yy}(x_3 - x_3(t-\tau)) \tag{B.1.19}$$

El modelo de espacios de estados se puede expresar de la siguiente manera:

$$\dot{x} = A_0x(t) + A_1x(t-\tau) \tag{B.1.20}$$

Donde:

$$A_0 = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_x}{m_x} + \frac{qC_tN}{4\pi m_x}\alpha_{xx} & -\frac{c_x}{m_x} & \frac{qC_tN}{4\pi m_x}\alpha_{xy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{qC_tN}{4\pi m_y}\alpha_{yx} & 0 & -\frac{k_y}{m_y} + \frac{qC_tN}{4\pi m_y}\alpha_{yy} & -\frac{c_y}{m_y} \end{pmatrix} \tag{B.1.21}$$

$$A_1 = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{qC_tN}{4\pi m_x}\alpha_{xx} & 0 & -\frac{qC_tN}{4\pi m_x}\alpha_{xy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{qC_tN}{4\pi m_y}\alpha_{yx} & 0 & -\frac{qC_tN}{4\pi m_y}\alpha_{yy} & 0 \end{pmatrix} \tag{B.1.22}$$

Reemplazando las ecuaciones B.1.21 y B.1.22 en la expresión B.1.20, se obtiene el modelo dinámico final del fresado de dos grados de libertad.

Apéndice C

Sensores

C.1. características

C.1.1. Sensor 352c03

Figura C.1: 352c03- Imagen



Fuente [31] [35]

Figura C.2: 352c03- Características

Performance	ENGLISH	SI
Sensitivity (± 10 %)	10 mV/g	1.02 mV/(m/s ²)
Measurement Range	± 500 g pk	± 4900 m/s ² pk
Frequency Range (± 5 %)	0.5 to 10,000 Hz	0.5 to 10,000 Hz
Frequency Range (± 10 %)	0.3 to 15,000 Hz	0.3 to 15,000 Hz
Resonant Frequency	≥ 50 kHz	≥ 50 kHz
Broadband Resolution (1 to 10,000 Hz)	0.0005 g rms	0.005 m/s ² rms
Non-Linearity	≤ 1 %	≤ 1 %
Transverse Sensitivity	≤ 5 %	≤ 5 %

Fuente [31] [31]

Figura C.3: 352c03- Características

Electrical		
Excitation Voltage	18 to 30 VDC	18 to 30 VDC
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA
Output Impedance	≤ 100 ohm	≤ 100 ohm
Output Bias Voltage	7 to 12 VDC	7 to 12 VDC
Discharge Time Constant	1.0 to 2.5 sec	1.0 to 2.5 sec
Settling Time (within 10% of bias)	<10 sec	<10 sec
Spectral Noise (1 Hz)	110 µg/√Hz	1080 (µm/s ²)/√Hz
Spectral Noise (10 Hz)	25 µg/√Hz	245 (µm/s ²)/√Hz
Spectral Noise (100 Hz)	8 µg/√Hz	78 (µm/s ²)/√Hz
Spectral Noise (1 kHz)	4 µg/√Hz	39 (µm/s ²)/√Hz

Fuente [31] [31]

C.1.2. Sensor 352c22

Figura C.4: 352c22 - Imagen



Fuente [35]

Figura C.5: 352c22 - Características

Performance	ENGLISH	SI
Sensitivity(± 15 %)	10 mV/g	1.0 mV/(m/s ²)
Measurement Range	± 500 g pk	± 4900 m/s ² pk
Frequency Range(± 5 %)	1.0 to 10,000 Hz	1.0 to 10,000 Hz
Frequency Range(± 10 %)	0.7 to 13,000 Hz	0.7 to 13,000 Hz
Frequency Range(± 3 dB)	0.3 to 20,000 Hz	0.3 to 20,000 Hz
Resonant Frequency	≥ 50 kHz	≥ 50 kHz
Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz)	0.004 g rms	0.04 m/s ² rms
Non-Linearity	≤ 1 %	≤ 1 %
Transverse Sensitivity	≤ 5 %	≤ 5 %

Fuente [35]

Figura C.6: 352c22 - Características

Electrical		
Excitation Voltage	18 to 30 VDC	18 to 30 VDC
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA
Output Impedance	$\leq 300 \text{ Ohm}$	$\leq 300 \text{ Ohm}$
Output Bias Voltage	7 to 12 VDC	7 to 12 VDC
Discharge Time Constant	1.0 to 3.5 sec	1.0 to 3.5 sec
Settling Time(within 10% of bias)	<3 sec	<3 sec
Spectral Noise(1 Hz)	800 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$	7840 $(\mu\text{m}/\text{sec}^2)/\sqrt{\text{Hz}}$
Spectral Noise(10 Hz)	250 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$	2450 $(\mu\text{m}/\text{sec}^2)/\sqrt{\text{Hz}}$
Spectral Noise(100 Hz)	60 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$	590 $(\mu\text{m}/\text{sec}^2)/\sqrt{\text{Hz}}$
Spectral Noise(1 kHz)	50 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$	490 $(\mu\text{m}/\text{sec}^2)/\sqrt{\text{Hz}}$
Spectral Noise(10 kHz)	40 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$	392 $(\mu\text{m}/\text{sec}^2)/\sqrt{\text{Hz}}$
Electrical Isolation(Base)	$>10^8 \text{ Ohm}$	$>10^8 \text{ Ohm}$

Fuente [35]

C.1.3. Sensor 086C03

Figura C.7: 086C03 - Imagen



Fuente [36]

Figura C.8: 086C03 - Características

	ENGLISH	SI
Performance		
Sensitivity(± 15 %)	10 mV/lbf	2.25 mV/N
Measurement Range	± 500 lbf pk	± 2224 N pk
Resonant Frequency	≥ 22 kHz	≥ 22 kHz
Non-Linearity	≤ 1 %	≤ 1 %
Electrical		
Excitation Voltage	20 to 30 VDC	20 to 30 VDC
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA
Output Impedance	<100 ohm	<100 ohm
Output Bias Voltage	8 to 14 VDC	8 to 14 VDC
Discharge Time Constant	≥ 2000 sec	≥ 2000 sec

Fuente [36]

C.1.4. Sensor 485B39

Figura C.9: 485B39 - Imagen



Fuente [37]

Figura C.10: 485B39 - Características

	ENGLISH:	SI:
PERFORMANCE		
Channels	2	2
Input Range (Nominal)	±10 Vpk	±10 Vpk
Frequency Range (±5 %)	0.8 to 20700 Hz	0.8 to 20700 Hz
Low Frequency Response (-3 dB)	0.5 to 1 Hz	0.5 to 1 Hz
Electrical Filter Corner Frequency (Antialiasing)	22.9 kHz	22.9 kHz
Digital Output (Interface)	USB class 1 audio	USB class 1 audio

Fuente [37]

Figura C.11: 485B39 - Características

ELECTRICAL		
DC Power (USB)	<500 mW (5V at <100 mA)	<500 mW (5V at <100 mA)
Excitation Voltage ($\pm 5\%$) (To Sensor)	24 VDC	24 VDC
Constant Current Excitation ($\pm 5\%$)	4 mA	4 mA
Discharge Time Constant	1.5 sec	1.5 sec
Electrical Isolation (Case)	Grounded	Grounded
Internal ADC	24-bit	24-bit
Supported Sample Rates	48 44.1 32 22.05 16 11.025 8 kHz	48 44.1 32 22.05 16 11.025 8 kHz

Fuente [37]

Apéndice D

MPU6050

D.1. Programas

D.1.1. calibración arduino

```
// calibrar_mpu6050.ino
// Librerías I2C para controlar el mpu6050 con Arduino,
// la librería MPU6050.h necesita I2Cdev.h, la librería I2Cdev.h necesita Wire.h

#include "I2Cdev.h"
#include "MPU6050.h"
#include "Wire.h"

// La dirección del MPU6050 puede ser 0x68 o 0x69, dependiendo
// del estado de AD0. Si no se especifica, 0x68 estará implícito
MPU6050 sensor;

// Valores RAW (sin procesar) del acelerómetro y giroscopio en los ejes x,y,z
int ax, ay, az;
int gx, gy, gz;

//Variables usadas por el filtro pasa bajos
long f_ax, f_ay, f_az;
int p_ax, p_ay, p_az;
long f_gx, f_gy, f_gz;
int p_gx, p_gy, p_gz;
int counter=0;
```

```

//Valor de los offsets
int ax_o,ay_o,az_o;
int gx_o,gy_o,gz_o;

void setup() {
  Serial.begin(57600); //Iniciando puerto serial
  Wire.begin(); //Iniciando I2C
  sensor.initialize(); //Iniciando el sensor

  if (sensor.testConnection()) Serial.println("Sensor iniciado correctamente");

  // Leer los offset los offsets anteriores
  ax_o=sensor.getXAccelOffset();
  ay_o=sensor.getYAccelOffset();
  az_o=sensor.getZAccelOffset();
  gx_o=sensor.getXGyroOffset();
  gy_o=sensor.getYGyroOffset();
  gz_o=sensor.getZGyroOffset();

  Serial.println("Offsets:");
  Serial.print(ax_o); Serial.print("\t");
  Serial.print(ay_o); Serial.print("\t");
  Serial.print(az_o); Serial.print("\t");
  Serial.print(gx_o); Serial.print("\t");
  Serial.print(gy_o); Serial.print("\t");
  Serial.print(gz_o); Serial.println("\t");

  Serial.println("\n\nEnvie cualquier caracter para empezar la calibracionnn");
  // Espera un caracter para empezar a calibrar
  while (true){if (Serial.available()) break;}
  Serial.println("Calibrando, no mover IMU");
}

void loop() {
  // Leer las aceleraciones y velocidades angulares
  sensor.getAcceleration(&ax, &ay, &az);
  sensor.getRotation(&gx, &gy, &gz);

  // Filtrar las lecturas
  f_ax = f_ax-(f_ax>>5)+ax;
  p_ax = f_ax>>5;

  f_ay = f_ay-(f_ay>>5)+ay;
  p_ay = f_ay>>5;
}

```

```

f_az = f_az-(f_az>>5)+az;
p_az = f_az>>5;

f_gx = f_gx-(f_gx>>3)+gx;
p_gx = f_gx>>3;

f_gy = f_gy-(f_gy>>3)+gy;
p_gy = f_gy>>3;

f_gz = f_gz-(f_gz>>3)+gz;
p_gz = f_gz>>3;

//Cada 100 lecturas corregir el offset
if (counter==100){
  //Mostrar las lecturas separadas por un [tab]
  Serial.print("promedio:"); Serial.print("\t");
  Serial.print(p_ax); Serial.print("\t");
  Serial.print(p_ay); Serial.print("\t");
  Serial.print(p_az); Serial.print("\t");
  Serial.print(p_gx); Serial.print("\t");
  Serial.print(p_gy); Serial.print("\t");
  Serial.println(p_gz);

  //Calibrar el acelerometro a lg en el eje z (ajustar el offset)
  if (p_ax>0) ax_o--;
  else {ax_o++;}
  if (p_ay>0) ay_o--;
  else {ay_o++;}
  if (p_az-16384>0) az_o--;
  else {az_o++;}
  sensor.setXAccelOffset(ax_o);
  sensor.setYAccelOffset(ay_o);
  sensor.setZAccelOffset(az_o);
  //Calibrar el giroscopio a 0°/s en todos los ejes (ajustar el offset)
  if (p_gx>0) gx_o--;
  else {gx_o++;}
  if (p_gy>0) gy_o--;
  else {gy_o++;}
  if (p_gz>0) gz_o--;
  else {gz_o++;}
  sensor.setXGyroOffset(gx_o);
  sensor.setYGyroOffset(gy_o);
  sensor.setZGyroOffset(gz_o);
  counter=0;
}
counter++;}

```

D.1.2. Programa de Adquisición

```
#include "I2Cdev.h"
#include "MPU6050.h"
#include "Wire.h"

MPU6050 sensor;
int ax, ay, az;
int gx, gy, gz;
int k=0;
void setup() {
  Serial.begin(57600);    //Iniciando puerto serial
  Wire.begin();          //Iniciando I2C
  sensor.initialize();   //Iniciando el sensor
  if (sensor.testConnection()) Serial.println("Sensor iniciado correctamente");
  else Serial.println("Error al iniciar el sensor");
}
int i=0;

void loop() {
  // Leer las aceleraciones y velocidades angulares
  while (i<5000)
  {
    sensor.getAcceleration(&ax, &ay, &az);
    float ax_m_s2 = ax * (9.81/16384.0);
    float ay_m_s2 = ay * (9.81/16384.0);
    float az_m_s2 = az * (9.81/16384.0);

    //Mostrar las lecturas separadas por un [tab]

    Serial.print(ax_m_s2); Serial.print("\t");
    Serial.print(ay_m_s2); Serial.print("\t");
    Serial.println(az_m_s2);
    i=i+1 ;
    delay(1);
  }
}
```

Apéndice E

Programa de diagrama de lóbulos

```
clear all
close all

%Down milling
phis2 = 180*pi/180-acos(1-1); % rad
% 100% immersion
phisd2=phis2*180/pi;
phie2 = 180*pi/180; % rad

% Cutting force coefficients
Ks2 = 2600e6; % N/m^2
beta2 = 30; % deg
Kn2 = 1/tan(beta2*pi/180);
Kt2 = Ks2/sqrt(1 + Kn2^2); % N/m^2
Nt2 = 4;

wnx2=1020*2*pi;
kx2=5.45e7;
zetax2 = 0.017;
wny2 = 6596;
ky2=1/1.71236e-8;
zetay2=0.017;

% Fourier series approach
```

```

alphaxx2 = 0.5*((cos(2*phie2)-2*Kn2*phie2+Kn2*sin(2*phie2))-(cos(2*phis2)-2
*Kn2*phis2+Kn2*sin(2*phis2)));
alphaxy2 = 0.5*((-sin(2*phie2)-2*phie2+Kn2*cos(2*phie2))-(-sin(2*phis2)-2
*phis2+Kn2*cos(2*phis2)));
alphayx2 = 0.5*((-sin(2*phie2)+2*phie2+Kn2*cos(2*phie2))-(-sin(2*phis2)
+2*phis2+Kn2*cos(2*phis2)));
alphayy2 = 0.5*((-cos(2*phie2)-2*Kn2*phie2-Kn2*sin(2*phie2))-(-cos(2*phis2)-2
*Kn2*phis2-Kn2*sin(2*phis2)));
wnmax2 = max([wnx2 wny2]);
w2 = (0:0.1:2*wnmax2/2/pi)*2*pi; % frequency, rad/s
FRFxx2 = (wnx2^2/kx2)./(wnx2^2 - w2.^2 + i*2*zetax2*wnx2.*w2);
FRFyy2 = (wny2^2/ky2)./(wny2^2 - w2.^2 + i*2*zetay2*wny2.*w2);
for cnt2 = 1:length(w2)
% Oriented FRF
FRF_or2 = [alphaxx2*FRFxx2(cnt2) alphaxy2*FRFyy2(cnt2);
alphayx2*FRFxx2(cnt2) alphayy2*FRFyy2(cnt2)]; % m/N
% Calculate two eigenvalues
E2 = eig(FRF_or2);
temp2 = E2(1);
lambda12(cnt2) = temp2;
temp2 = E2(2);
lambda22(cnt2) = temp2;
if (cnt2 > 1)
dot_prod12 = real(lambda22(cnt2))*real(lambda22(cnt2-1)) +imag(lambda22(cnt2))*imag
(lambda22(cnt2-1));
dot_prod22 = real(lambda22(cnt2))*real(lambda12(cnt2-1)) +imag(lambda22(cnt2))*imag
(lambda12(cnt2-1));
if (dot_prod22 > dot_prod12)
temp2 = lambda22(cnt2);

```

```

lambda22(cnt2) = lambda12(cnt2);
lambda12(cnt2) = temp2;
end
end

end
lambda12 = lambda12';
lambda22 = lambda22';
blim12 = (2*pi/Nt2/Kt2)./((real(lambda12)).^2 + (imag(lambda12)).^2) .* (real(lambda12)
.* (1 + (imag(lambda12)./real(lambda12)).^2)); % m
blim22 = (2*pi/Nt2/Kt2)./((real(lambda22)).^2 + (imag(lambda22)).^2) .* (real(lambda22)
.* (1 + (imag(lambda22)./real(lambda22)).^2));
[index12] = find(blim12 > 0);
blim12 = blim12(index12);
blim12 = blim12*1e3; % mm
w12 = w2(index12);
psi12 = atan2(imag(lambda12), real(lambda12));
psi12 = psi12(index12);
epsilon12 = pi - 2*psi12;

[index22] = find(blim22 > 0);
blim22 = blim22(index22);
blim22 = blim22*1e3;
w22 = w2(index22);
psi22 = atan2(imag(lambda22), real(lambda22));
psi22 = psi22(index22);
epsilon22 = pi - 2*psi22;

```

```

%%
omegagen=[1100:100:2000 2200:200:3000 3500:500:5000 6000:1500:9000];
bgen=0:0.2:10;

%%matriz=zeros(length(omegagen),length(bgen));
cont=2;
contv=1;

for q2 = 0:20
    omega22= (60/Nt2)*w22./(epsilon22 + 2*q2*pi);
    %plot(omega22, blim22, 'r')
    omega12= (60/Nt2)*w12./(epsilon12 + 2*q2*pi);
    plot(omega12, blim12, 'b')
    bin=interp1(omega12,blim12,omegagen);
    in(cont).index=find(~isnan(bin));
    in(cont).index1=setdiff(in(cont).index, in(cont-1).index);
    omegain=omegagen(in(cont).index1);
    bin=bin(in(cont).index1);
    hold on
    plot(omegain, bin, '*g')
    for i1=1:length(omegain)
        for j1=1:length(bgen)
            if bgen(j1)>bin(i1)
                plot(omegain(i1),bgen(j1), 'r.')
                matriz(in(cont).index1(i1),j1)=1;

            else

                plot(omegain(i1),bgen(j1), 'b.')
                matriz(in(cont).index1(i1),j1)=0;
                vector(contv,1)=omegain(i1);
                vector(contv,2)=bgen(j1);
                contv=contv+1;
            end

        end

    end
    cont=cont+1;
end
end

```

```
axis([1000 5000 0 10])
xlabel('\Omega (rpm)')
ylabel('b_{lim} (mm)')
```

Apéndice F

Prueba de impacto Graficas

Figura F.1: Grafica Inferior eje x

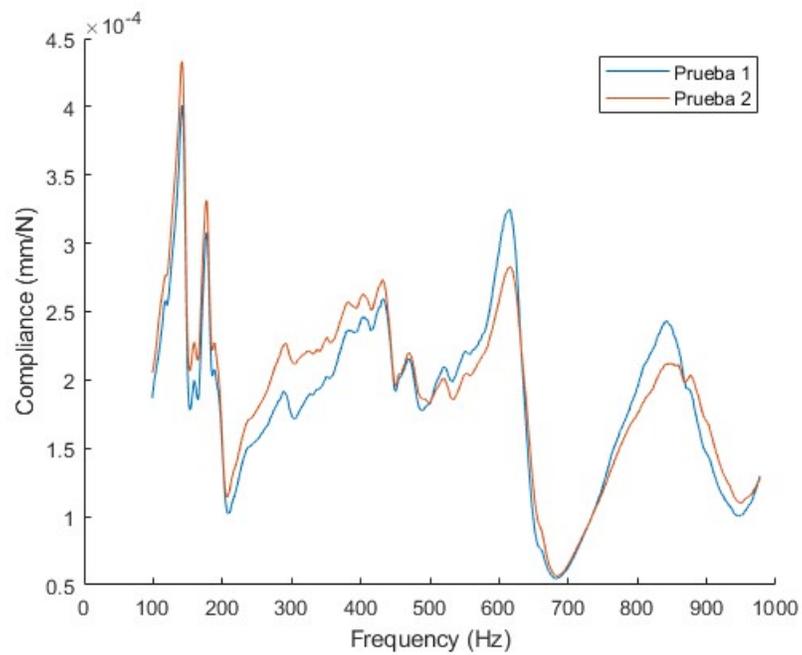


Figura F.2: Grafica Inferior eje Y

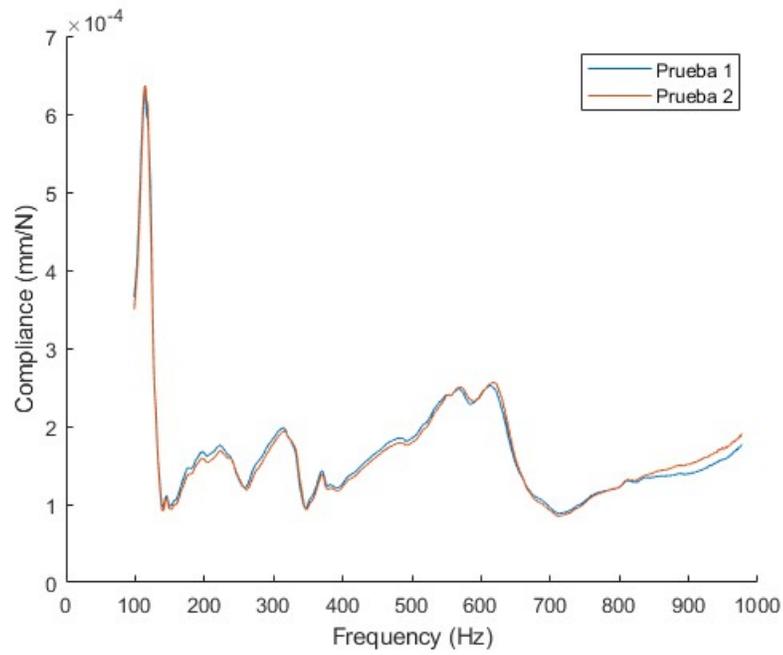


Figura F.3: Grafica Medio eje x

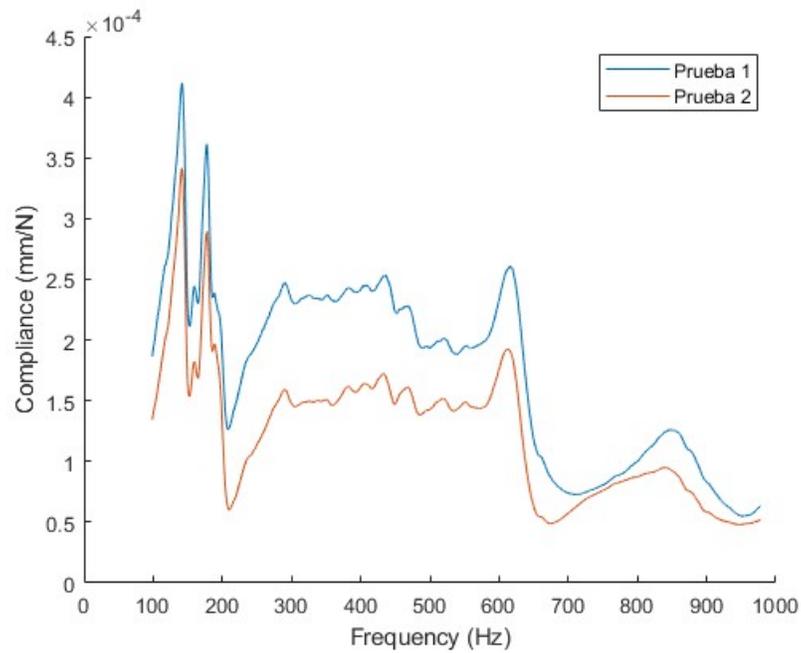


Figura F.4: Grafica Inferior eje y

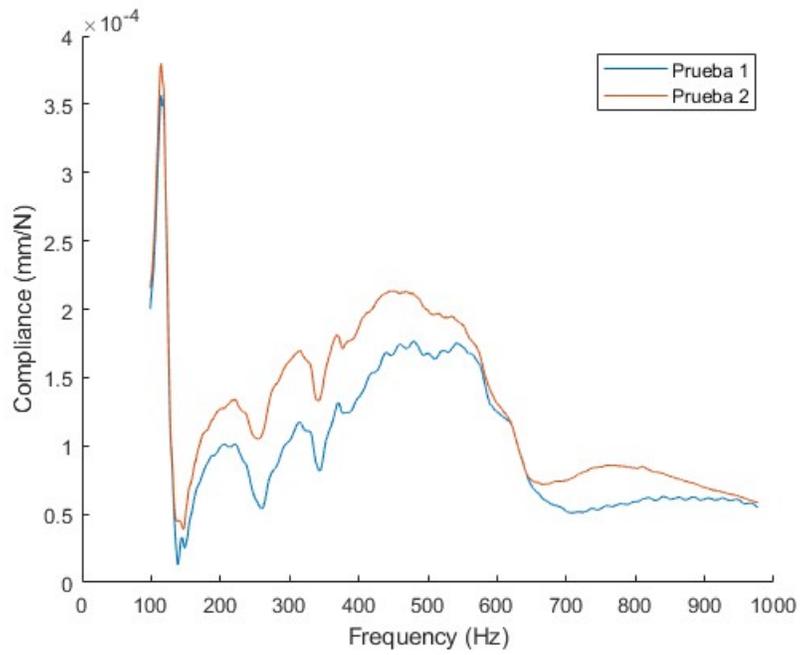


Figura F.5: Grafica Superior eje x

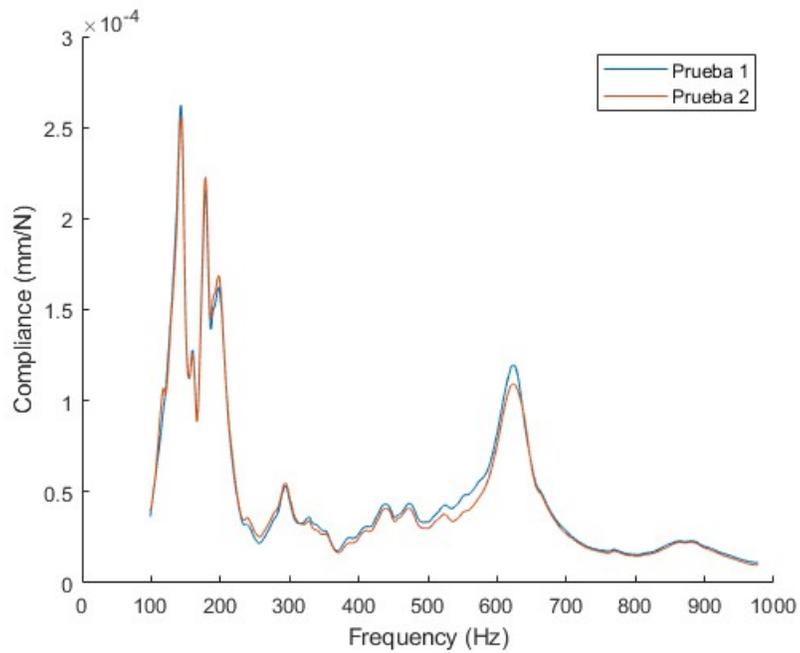
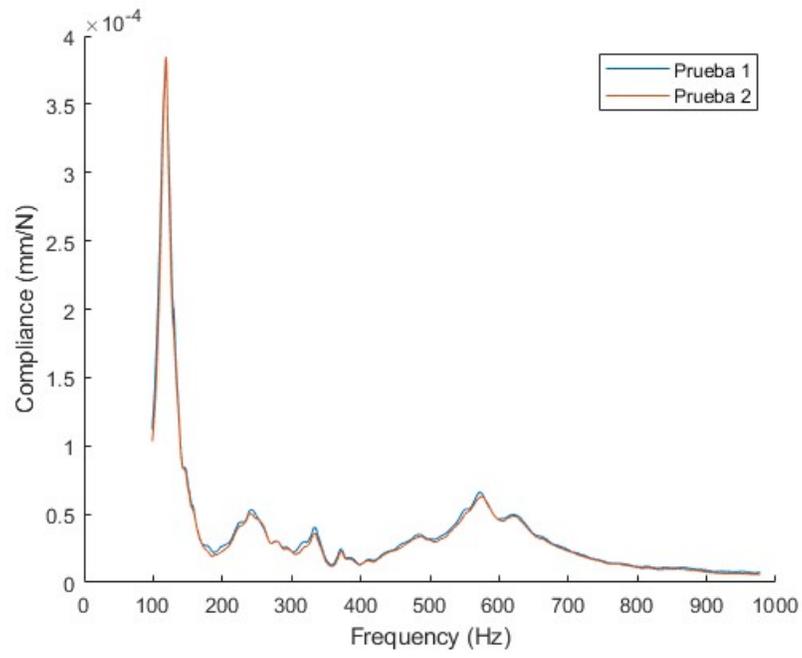


Figura F.6: Grafica Superior eje Y



Apéndice G

Pograma analisis de señales FFT

```
%% FFT maquinados

%% Velocidad de 1100 le

T = 1.25e-4;           % Sampling period
Fs = 1/T;             % Sampling frequency
L = 461925;           % Length of signal
t = t1100(828725:1290650,1);
y=t1100(828725:1290650,2).*9.8;
title('Signal Corrupted with Zero-Mean Random Noise')
xlabel('t (milliseconds)')
ylabel('Z(t)')
plot(t,x);
m=fft(y);
plot(t,m)
P2 = abs(m/L);
P1 = P2(1:L/2+1);
P1(2:end-1) = 2*P1(2:end-1);
f = Fs*(0:(L/2))/L;
hold on
plot(f,P1)
title('Single-Sided Amplitude Spectrum of X(t) le')
xlabel('Frecuencia (Hz)')
ylabel('Aceleración (m/s^2/Hz)')
xlim([50 300]);
ylim([0 0.5]);
```

```

%% Velocidad de 1100 ri

T = 1.25e-4;           % Sampling period
Fs = 1/T;             % Sampling frequency
L = 461925;          % Length of signal
t = t1100(828725:1290650,1);
y=t1100(828725:1290650,3);
%title('Signal Corrupted with Zero-Mean Random Noise')
xlabel('t (milliseconds)')
ylabel('Z(t)')
%plot(t,x);
m=fft(y);
%plot(t,m)
P2 = abs(m/L);
P1 = P2(1:L/2+1);
P1(2:end-1) = 2*P1(2:end-1);
f = Fs*(0:(L/2))/L;
hold on
plot(f,P1)
title('Single-Sided Amplitude Spectrum of X(t) ri')
xlabel('Frecuencia (Hz)')
ylabel('Aceleración (m/s^2/Hz)')
%xlim([50 300]);
%ylim([0 0.5]);

%% Velocidad de 1200 le

T = 1.25e-4;           % Sampling period

Fs = 1/T;             % Sampling frequency
L = 461925;          % Length of signal
t = t1200(828725:1290650,1);
y=t1200(828725:1290650,2);
%title('Signal Corrupted with Zero-Mean Random Noise')
xlabel('t (milliseconds)')
ylabel('Z(t)')
%plot(t,x);
m=fft(y);
%plot(t,m)
P2 = abs(m/L);
P1 = P2(1:L/2+1);
P1(2:end-1) = 2*P1(2:end-1);
f = Fs*(0:(L/2))/L;
hold on
plot(f,P1)
%title('Single-Sided Amplitude Spectrum of X(t)')
xlabel('Frecuencia (Hz)')
ylabel('Aceleración (m/s^2/Hz)')
%xlim([50 300]);
%ylim([0 0.5]);

```

```

%% Velocidad de 1200 ri

T = 1.25e-4;           % Sampling period
Fs = 1/T;             % Sampling frequency
L = 461925;          % Length of signal
t = t1200(828725:1290650,1);
y=t1200(828725:1290650,3);
%title('Signal Corrupted with Zero-Mean Random Noise')
xlabel('t (milliseconds)')
ylabel('Z(t)')
%plot(t,x);
m=fft(y);
%plot(t,m)
P2 = abs(m/L);
P1 = P2(1:L/2+1);
P1(2:end-1) = 2*P1(2:end-1);
f = Fs*(0:(L/2))/L;
hold on
plot(f,P1)
%title('Single-Sided Amplitude Spectrum of X(t)')
xlabel('Frecuencia (Hz)')
ylabel('Aceleración (m/s^2/Hz)')
%xlim([50 300]);
%ylim([0 0.5]);

%% Velocidad de 1300 le

T = 1.25e-4;           % Sampling period
Fs = 1/T;             % Sampling frequency
L = 461925;          % Length of signal
t = t1300(828725:1290650,1);
y=t1300(828725:1290650,2);
%title('Signal Corrupted with Zero-Mean Random Noise')

xlabel('t (milliseconds)')
ylabel('Z(t)')
%plot(t,x);
m=fft(y);
%plot(t,m)
P2 = abs(m/L);
P1 = P2(1:L/2+1);
P1(2:end-1) = 2*P1(2:end-1);
f = Fs*(0:(L/2))/L;
hold on
plot(f,P1)
%title('Single-Sided Amplitude Spectrum of X(t)')
xlabel('Frecuencia (Hz)')
ylabel('Aceleración (m/s^2/Hz)')
%xlim([50 300]);
%ylim([0 0.5]);

```

```

%% Velocidad de 1300 ri

T = 1.25e-4;           % Sampling period
Fs = 1/T;             % Sampling frequency
L = 461925;           % Length of signal
t = t1300(828725:1290650,1);
y=t1300(828725:1290650,3);
%title('Signal Corrupted with Zero-Mean Random Noise')
xlabel('t (milliseconds)')
ylabel('Z(t)')
%plot(t,x);
m=fft(y);
%plot(t,m)
P2 = abs(m/L);
P1 = P2(1:L/2+1);
P1(2:end-1) = 2*P1(2:end-1);
f = Fs*(0:(L/2))/L;
hold on
plot(f,P1)
%title('Single-Sided Amplitude Spectrum of X(t)')
xlabel('Frecuencia (Hz)')
ylabel('Aceleración (m/s^2/Hz)')
%xlim([50 300]);
%ylim([0 0.5]);

```

```

%% Velocidad de 1400 le

T = 1.25e-4;           % Sampling period
Fs = 1/T;             % Sampling frequency
L = 461925;           % Length of signal
t = t1400(828725:1290650,1);
y=t1400(828725:1290650,3);
%title('Signal Corrupted with Zero-Mean Random Noise')
xlabel('t (milliseconds)')
ylabel('Z(t)')
%plot(t,x);
m=fft(y);
%plot(t,m)

```

```

P2 = abs(m/L);
P1 = P2(1:L/2+1);
P1(2:end-1) = 2*P1(2:end-1);
f = Fs*(0:(L/2))/L;
hold on
plot(f,P1)
%title('Single-Sided Amplitude Spectrum of X(t)')
xlabel('Frecuencia (Hz)')
ylabel('Aceleración (m/s^2/Hz)')
%xlim([50 300]);
%ylim([0 0.5]);

%% Velocidad de 1400 ri

T = 1.25e-4;           % Sampling period
Fs = 1/T;             % Sampling frequency
L = 461925;          % Length of signal
t = t1400(828725:1290650,1);
y=t1400(828725:1290650,3);
%title('Signal Corrupted with Zero-Mean Random Noise')
xlabel('t (milliseconds)')
ylabel('Z(t)')
%plot(t,x);
m=fft(y);
%plot(t,m)
P2 = abs(m/L);
P1 = P2(1:L/2+1);
P1(2:end-1) = 2*P1(2:end-1);
f = Fs*(0:(L/2))/L;
hold on
plot(f,P1)
%title('Single-Sided Amplitude Spectrum of X(t)')
xlabel('Frecuencia (Hz)')
ylabel('Aceleración (m/s^2/Hz)')
%xlim([50 300]);
%ylim([0 0.5]);

```

```

%% Velocidad de 1500 le

T = 1.25e-4;           % Sampling period
Fs = 1/T;             % Sampling frequency
L = 461925;          % Length of signal
t = t1500(828725:1290650,1);
y=t1500(828725:1290650,2);
%title('Signal Corrupted with Zero-Mean Random Noise')
xlabel('t (milliseconds)')
ylabel('Z(t)')
%plot(t,x);
m=fft(y);
%plot(t,m)
P2 = abs(m/L);
P1 = P2(1:L/2+1);
P1(2:end-1) = 2*P1(2:end-1);
f = Fs*(0:(L/2))/L;
hold on

plot(f,P1)
%title('Single-Sided Amplitude Spectrum of X(t)')
xlabel('Frecuencia (Hz)')
ylabel('Aceleración (m/s^2/Hz)')
%xlim([50 300]);
%ylim([0 0.5]);

%% Velocidad de 1500 ri

T = 1.25e-4;           % Sampling period
Fs = 1/T;             % Sampling frequency
L = 461925;          % Length of signal
t = t1500(828725:1290650,1);
y=t1500(828725:1290650,3);
%title('Signal Corrupted with Zero-Mean Random Noise')
xlabel('t (milliseconds)')
ylabel('Z(t)')
%plot(t,x);
m=fft(y);
%plot(t,m)
P2 = abs(m/L);
P1 = P2(1:L/2+1);
P1(2:end-1) = 2*P1(2:end-1);
f = Fs*(0:(L/2))/L;
hold on
plot(f,P1)
%title('Single-Sided Amplitude Spectrum of X(t)')
xlabel('Frecuencia (Hz)')
ylabel('Aceleración (m/s^2/Hz)')
%xlim([50 300]);
%ylim([0 0.5]);

```

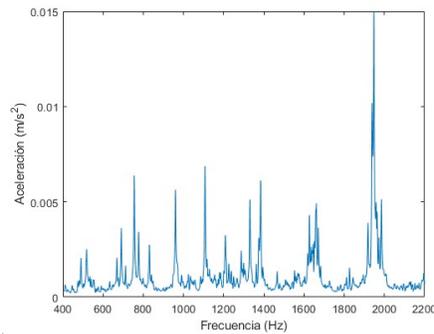
Apéndice H

Espectros velocidades 1300, 1400 y 1500 rpm

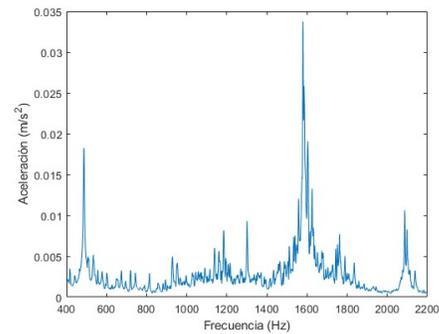
H.1. Porta herramienta

Figura H.1: Espectro de mecnizado a diferentes velocidades

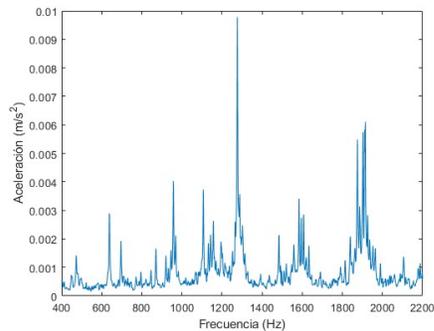
(a) velocidad 1300 rpm.



(b) Velocidad de 1400 rpm.



(c) Velocidad de 1500 rpm.

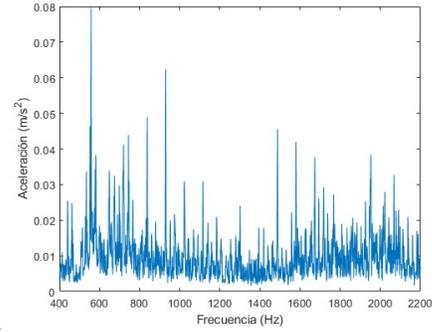
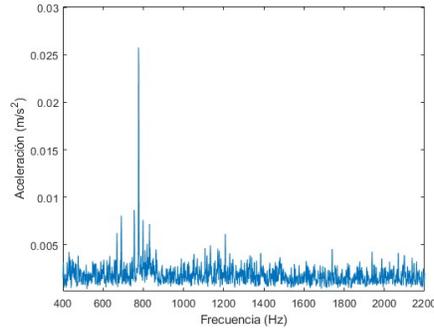


H.2. Porta-pieza

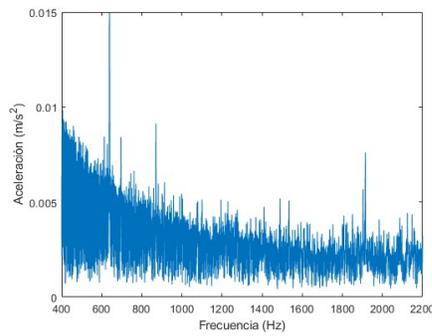
Figura H.2: Espectro de mecnizado a diferentes velocidades

(a) velocidad 1300 rpm.

(b) Velocidad de 1400 rpm.



(c) Velocidad de 1500 rpm.



H.3. Velocidades propias del sistema

Figura H.3: Comparación porta-herramienta y espectros en vacío (velocidad 1300 rpm)

(a) Velocidad en Vacío

(b) Velocidad maquinando.

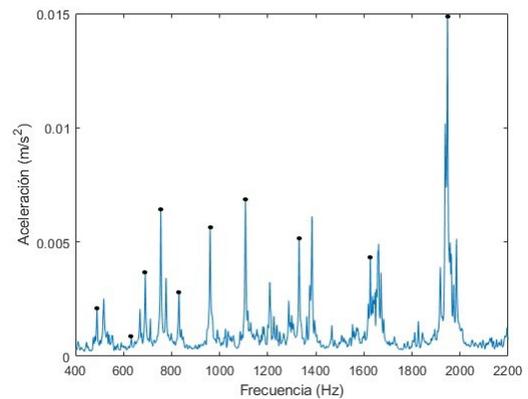
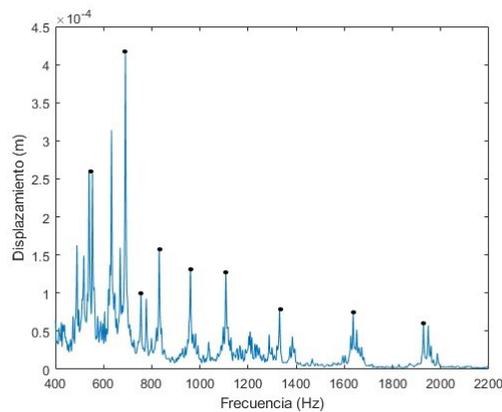


Figura H.4: Comparación porta-herramienta y espectros en vaio (velocidad 1400 rpm)

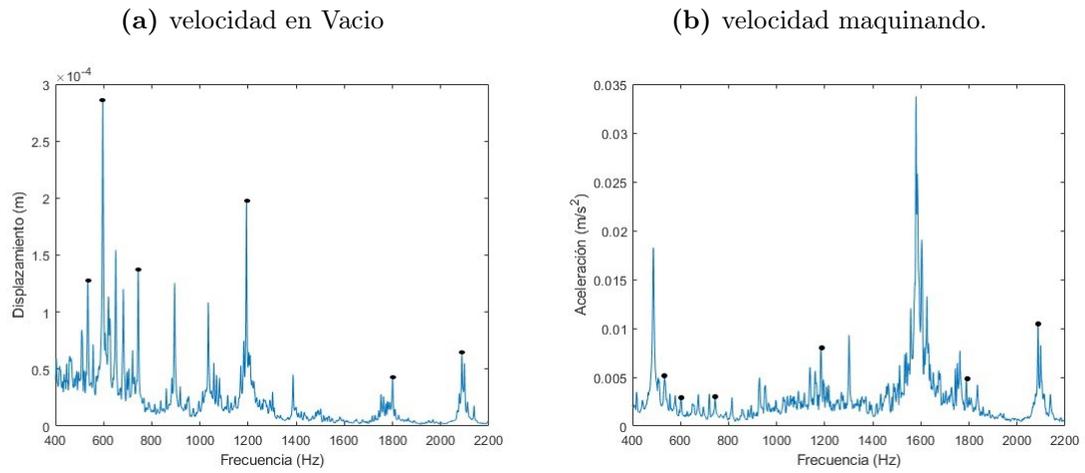


Figura H.5: Comparación porta-herramienta y espectros en vaio (velocidad 1500 rpm)

