



UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA



**ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LAS FUERZAS SOBRE LA MALLA DE UN
HARNERO VIBRATORIO DE LABORATORIO**

POR

Pablo Enrique Bustos Gallegos

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para
optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía:
Manuel Moncada Merino
Cristian Rodríguez Godoy

Marzo 2024
Concepción (Chile)

© 2024 Pablo Enrique Bustos Gallegos

© 2024 Pablo Enrique Bustos Gallegos

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o
procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento

Agradecimientos

Agradecemos a ESSS Group S.A. por la cesión de licencias de investigación para este proyecto en el marco de la vinculación estratégica con el Departamento de Ingeniería Mecánica (DIM) de la Universidad de Concepción.

Dedicatoria

Esta memoria está dedicada a mi familia que con mucho esfuerzo pudo entregarme los recursos para poder estudiar en la universidad y poder salir adelante en el día a día, a mis compañeros y amigos de carrera, que juntos surcamos momentos difíciles de estudio, noches en vela para poder terminar trabajos, como nos alentábamos los unos con los otros, a mi polola que me entrego las fuerzas y motivación para terminar este ciclo tan importante y a su familia además por tratarme como uno más de su núcleo.

A los profesores del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Concepción, por entregarme todas las herramientas para crecer como persona y profesional, por tener la empatía y paciencia para enseñarme y alentarme a seguir desafíos, en especial al profesor Manuel Moncada, que gracias a sus enseñanzas pudimos sacar adelante este proyecto que en un principio se veía muy complicado, pero salimos adelante.

Resumen

Los harneros vibratorios son máquinas críticas en la industria minera cuya función es clasificar el mineral según su granulometría y es uno de los equipos claves para el procesamiento de minerales. Un movimiento adecuado de esta máquina, dado ciertas condiciones de operación, proporciona una reducción en costos del proceso de harneado. En la minería chilena, una correcta clasificación se traduce en un mejor rendimiento en la obtención del cobre y ahorro energético, evitando que ciertos tamaños de mineral pasen nuevamente por la etapa de chancado. El movimiento en estas máquinas es generado por un sistema de excitación de masas desbalanceadas. Además, este movimiento oscilatorio se ve influenciado por la carga de mineral sobre las mallas, tanto en cantidad como distribución espacial.

El objetivo principal de este trabajo es determinar las fuerzas sobre la malla clasificadora de un harnero de laboratorio y encontrar una relación con el tamaño de partícula. Se obtuvo fuerzas en 2 puntos de la malla clasificadora, así como la aceleración experimentada por la caja vibratoria durante los ensayos a distintas condiciones de operación y carga, para un tamaño de partícula en particular. Las cargas obtenidas en estos puntos varían según la amplitud de la fuerza excitadora del sistema.

Respecto a los objetivos específicos, se logró cumplir la mayoría, excepto encontrar una relación entre la fuerza y el tamaño de partícula, se realizó la puesta en marcha del harnero, se instalaron todos los sensores disponibles y necesarios para cumplir el objetivo principal, se efectuó el análisis de los datos experimentales en el programa MATLAB, donde se destacan principales resultados referente a cargas y amplitudes vibratorias, además, hubo un cambio en las condiciones de operación del harnero, en específico, se probaron varias fuerzas de excitación del sistema y se analizó el comportamiento del mismo. Lo que no se hizo fue realizar ensayos experimentales con bolas de acero de un diámetro menor para realizar una comparación

Las cargas sobre el harnero cambian la forma de vibrar del mismo y la magnitud de estas pueden variar según las condiciones de operación del harnero. La mayoría de las cargas producto de las partículas ocurren a altas frecuencias.

Palabras clave:

Harnero vibratorio

Ensayo experimental

Fuerzas

Abstract

Vibrating screens are critical machines in the mining industry whose function is to classify the ore according to its granulometry. They are essential equipment for mineral processing. Given certain operating conditions, the proper movement of this machine, provides a cost reduction in the screening process. In Chilean mining, a correct classification translates into better obtaining copper and energy savings by avoiding that certain ore sizes go through the crushing stage again. The movement in these machines is generated by an unbalanced mass excitation system. In addition, this oscillatory movement is influenced by the mineral load on the screens, both in quantity and spatial distribution.

The main objective of this work is to determine the forces on the classifying screen of a laboratory sieve and to find a relationship with the particle size. Forces were obtained at 2 points of the classifying screen, as well as the acceleration experienced by the vibrating box during the tests at different operating and loading conditions, for a particular particle size. The loads obtained at these points vary according to the amplitude of the exciting force of the system.

Regarding the specific objectives, most of them were achieved except for finding a relationship between the force and the particle size, the start-up of the sieve was carried out, all the available and necessary sensors were installed to meet the main objective, the analysis of the experimental data was performed in the MATLAB program, where the main results regarding loads and vibratory amplitudes stand out, in addition, there was a change in the operating conditions of the sieve, specifically, several excitation forces of the system were tested and an analysis of its behavior was carried out. What was not done was to carry out experimental tests with steel balls of a smaller diameter to make a comparison between the two.

Loads on the screen change the way the screen vibrates, and the magnitude of these loads can vary depending on the operating conditions of the screen. Most particle loads occur at high frequencies.

Keywords:

Vibrating screen

Experimental test

Forces

Tabla de Contenidos

Tabla de Contenidos	iii
Lista de Tablas	v
Lista de Figuras	vi
Glosario	viii
1 CAPÍTULO 1: Introducción.....	1
1.1 Contexto.....	1
1.2 Planteamiento del problema	2
1.3 Alcances del proyecto.....	3
1.4 Hipótesis de trabajo	3
1.5 Objetivo general	4
1.6 Metodología.....	4
2 CAPÍTULO 2: Marco Teórico	5
2.1 ¿Qué son los harneros vibratorios?.....	5
3 CAPÍTULO 3: Estado del Arte	7
4 CAPÍTULO 4: Puesta a punto del banco de ensayos.....	13
4.1 Modelo dinámico harnero vibratorio	14
5 CAPÍTULO 5: Metodología experimental.....	23
5.1 Harnero	23
5.2 Motor eléctrico y variador de frecuencia.....	23
5.3 Ensayos de harneado	24
5.4 Mediciones.....	25
5.5 Preparación de muestras	29
5.6 Análisis de los productos	30
5.7 Análisis de datos y resultados.....	30
6 CAPÍTULO 6: Resultados	32
6.1 Primer ensayo experimental	32
6.2 Segundo ensayo experimental	38
6.3 Tercer ensayo experimental.....	46
6.4 Cuarto ensayo experimental	52
7 CAPÍTULO 7: Discusión de resultados	57
8 Capítulo 8: Conclusiones	59
Trabajos Futuros	60

Referencias 61

Lista de Tablas

Tabla 1: Características del motovibrador. (Fuente: Elaboración propia)	24
Tabla 2: Características del variador de frecuencia. (Fuente: Elaboración propia)	24
Tabla 3: Condiciones de operación de los ensayos experimentales realizados. (Fuente: Elaboración propia)	25

Lista de Figuras

Figura 1: Mallas clasificadoras del harnero: (a) módulo, (b) malla. (Fuente: Elaboración propia).....	2
Figura 2: Harnero vibratorio; (1) sistema de excitación, (2) alimentación, (3) malla, (4) sistema de aislamiento, (5) estructura soportante y (6) descarga. (Fuente: [4])	5
Figura 3: Geometría del modelo: (a) posición de equilibrio, (b) grados de libertad. (Fuente: [4])	9
Figura 4: Fuerzas en la dirección x e y, momento en la dirección θ por DEM. (Fuente: [4])	10
Figura 5: Harnero vibratorio de laboratorio: (a) montaje en el DIMET (Fuente: [38]), montaje en LVM en 2019. (Fuente: [38]).....	13
Figura 6: Diagrama del harnero para el cálculo de las ecuaciones. (Fuente: [38])	14
Figura 7: Medición en el apoyo izquierdo del harnero. (Fuente: Elaboración propia)	15
Figura 8: Medición de vibraciones libres del harnero. (Fuente: Elaboración propia).....	16
Figura 9: Espectro en frecuencia de la medición. (Fuente: Elaboración propia)	17
Figura 10: Respuesta estacionaria del sistema según la rigidez obtenida. (Fuente: Elaboración propia)	18
Figura 11: Órbita del harnero. (Fuente: Elaboración propia).....	18
Figura 12: Respuesta del sistema para 750 [rpm]. (Fuente: Elaboración propia)	19
Figura 13: DCL considerado para cálculo de fuerzas estáticas sobre los apoyos. (Fuente: Elaboración propia)	20
Figura 14: Nueva sujeción para los resortes. (Fuente: Elaboración propia)	21
Figura 15: Banco de ensayos con los componentes seleccionados. (Fuente: Elaboración propia)....	23
Figura 16: Motor con el sistema de masas desbalanceadas. (Fuente: Elaboración propia)	24
Figura 17: Sensores instalados en la parte inferior de la malla clasificadora. (Fuente: Elaboración propia)	26
Figura 18: Nuevos apoyos soldados en los extremos laterales de la caja vibratoria. (Fuente: Elaboración propia).....	27
Figura 19: Balanza utilizada para obtener el flujo de material pasante por la malla. (Fuente: Elaboración propia)	29
Figura 20: Calibración de los SG en la malla. (Fuente: Elaboración propia)	31
Figura 21: Primer ensayo experimental. (Fuente: Elaboración propia)	32
Figura 22: Medición de aceleración en la malla. (Fuente: Elaboración propia)	33
Figura 23: Espectro en frecuencia en las 3 direcciones de la señal en la malla. (Fuente: Elaboración propia)	33
Figura 24: Medición de aceleración en los descansos. (Fuente: Elaboración propia)	34
Figura 25: Espectro en frecuencia para ambos apoyos. (Fuente: Elaboración propia)	35
Figura 26: Deformación sobre la malla cuando el harnero opera en vacío. (Fuente: Elaboración propia)	36
Figura 27: Cargas medidas en los puntos donde se ubican los SGs en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia).....	37
Figura 28: Medición de aceleración en la malla. (Fuente: Elaboración propia)	38

Figura 29: Espectro en frecuencia en las 3 direcciones de la señal en la malla. (Fuente: Elaboración propia)	39
Figura 30: Espectro vertical para el caso en vacío y con carga de 25 [kg]. (Fuente: Elaboración propia)	40
Figura 31: Órbitas en la malla para primer y segundo ensayo en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)	40
Figura 32: Medición de aceleración en los descansos. (Fuente: Elaboración propia)	41
Figura 33: Espectro en frecuencia para ambos apoyos, izquierda apoyo <i>A</i> , derecha apoyo <i>B</i> . (Fuente: Elaboración propia)	42
Figura 34: Comparación de espectros en el apoyo <i>A</i> en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)	42
Figura 35: Órbita en los apoyos para el primer y segundo ensayo en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)	43
Figura 36: Cargas medidas en los puntos donde se ubican los SGs en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)	44
Figura 37: Peso registrado durante el ensayo. (Fuente: Elaboración propia).....	45
Figura 38: Medición de aceleración en la malla. (Fuente: Elaboración propia)	46
Figura 39: Espectro en frecuencia en las 3 direcciones de la señal en la malla. (Fuente: Elaboración propia)	47
Figura 40: Órbita en la malla para el tercer ensayo en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)	47
Figura 41: Medición de aceleración en los descansos. (Fuente: Elaboración propia)	48
Figura 42: Espectro en frecuencia para ambos apoyos, izquierda apoyo <i>A</i> , derecha apoyo <i>B</i> . (Fuente: Elaboración propia)	48
Figura 43: Espectro en frecuencia para ambos apoyos, izquierda apoyo <i>A</i> , derecha apoyo <i>B</i> en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)	49
Figura 44: Órbita en los apoyos para el tercer ensayo en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)	50
Figura 45: Cargas medidas en los puntos donde se ubican los SGs en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)	51
Figura 46: Peso registrado durante el ensayo. (Fuente: Elaboración propia).....	51
Figura 47: Medición de aceleración en la malla. (Fuente: Elaboración propia)	52
Figura 48: Espectro en frecuencia en las 3 direcciones de la señal en la malla. (Fuente: Elaboración propia)	53
Figura 49: Medición de aceleración en los descansos. Fuente: Elaboración propia.	53
Figura 50: Espectro en frecuencia para ambos apoyos, izquierda apoyo <i>A</i> , derecha apoyo <i>B</i> . (Fuente: Elaboración propia)	54
Figura 51: Espectro en frecuencia para ambos apoyos, superior apoyo <i>A</i> , inferior apoyo <i>B</i> en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)	55
Figura 52: Cargas medidas en los puntos donde se ubican los SGs en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)	56

Glosario

SG	:	Strain Gauges
PIB	:	Producto Interno Bruto
USD\$:	Dólar de Estados Unidos
DEM	:	Método de Elementos Discretos
ETVS	:	Método de harneado vibratorio de igual espesor
CDT	:	Modelo de Torque Direccional Constante
CAD	:	Diseño Asistido por Computadora
FEM	:	Método de Elementos Finitos
DEM	:	Método de Elementos Discretos
DIM	:	Departamento de Ingeniería Mecánica
UdeC	:	Universidad de Concepción
LVM	:	Laboratorio de Vibraciones Mecánicas

Letras griegas

Ω	:	Frecuencia de excitación
α	:	Inclinación de la fuerza de excitación
β	:	Ángulo de inclinación de las mallas del harnero

CAPÍTULO 1: Introducción

1.1 Contexto

La minería es una de las principales actividades económicas de Chile, que se destaca por ser el principal productor de cobre a nivel mundial. En el año 2022, Chile produjo el 24% de la producción mundial de cobre, lo que equivale a 5.328 millones de toneladas métricas. El cobre es un material muy valorado debido a su excelente conductividad eléctrica, lo que lo hace ampliamente utilizado en diferentes campos. La mayoría de los equipos utilizados en diversos sectores industriales están compuestos por cables de cobre. En el año 2022, Chile recaudó USD\$ 43.875 millones por las exportaciones de cobre, lo que representa aproximadamente un 15% del PIB nacional [1].

Debido a la importancia de la minería en la economía chilena, es fundamental enfocar la investigación y el desarrollo hacia este sector productivo. Durante el proceso de producción del cobre, se utilizan múltiples equipos, algunos de los cuales son críticos. Uno de ellos es el chancado, que es un proceso que se divide en tres etapas: chancado primario, secundario y terciario, en el que el mineral se va reduciendo de tamaño. Para separarlo según su tamaño, se emplean harneros vibratorios, que se consideran máquinas críticas, pues todo el mineral de cobre pasa por las mallas de estas máquinas [2]. Es fundamental que estas máquinas funcionen correctamente, ya que cualquier detención o fallo puede provocar una pérdida severa de producción, lo que se traduce en pérdidas económicas significativas.

Los harneros vibratorios son máquinas que separan el material a través del movimiento vibratorio generado por un sistema de contrapesos o ejes excéntricos accionados por un motor eléctrico. Este motor puede estar acoplado directamente al harnero o a través de un sistema de correas en V. Estos sistemas permiten ajustar la amplitud y frecuencia del movimiento del harnero. Durante el proceso de harneado, se produce el fenómeno de la estratificación, que consiste en la formación de capas o niveles en las que las partículas más grandes se separan de las más pequeñas. De esta manera, se separa el material, se lleva hacia un punto de descarga y se selecciona según su tamaño, repitiendo el proceso para clasificar todo el mineral [3].

Al tratarse de una máquina industrial en constante movimiento, el harnero vibratorio puede presentar varios modos de falla debido a diversos factores. En este proyecto, se busca identificar el estado de carga sobre los módulos del harnero o mallas clasificadoras. Estos módulos poseen ranuras de distintos tamaños para clasificar el material según corresponda [4]. La Figura 1 ilustra una malla compuesta por un solo módulo de tamaño específico.

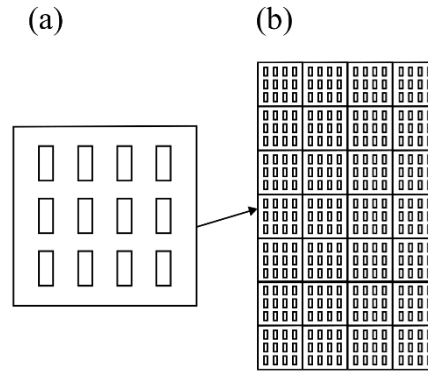


Figura 1: Mallas clasificadoras del harnero: (a) módulo, (b) malla.
(Fuente: Elaboración propia)

1.2 Planteamiento del problema

La malla es el elemento funcional más importante en todo harnero, ya que es a través de ella que el material se desliza para ser clasificado. Las mallas se colocan en cada piso del harnero, también conocido como Deck, y se sujetan mediante tensores, que también se llaman tira-mallas o grampas tensoras, ubicados en los costados del harnero. Las mallas deben mantenerse tensas y completamente adheridas a los burletes, elementos de goma o caucho que se ubican en los bordes de la malla para sellar el espacio entre esta y la estructura del harnero, a fin de garantizar que el material pase por una superficie rígida [3].

Los módulos, al estar en constante contacto con el mineral, se van deteriorando con el tiempo. Una técnica utilizada para reemplazarlos consiste en medir su espesor y, si este se reduce en un 15%, se realiza un reemplazo, según lo que sea ha evidenciado en planta. Desde la perspectiva del mantenimiento preventivo, esta es una buena estrategia, ya que se hace un reemplazo del módulo cuando ya ha tenido ciertas horas de trabajo útil, pero puede implicar el reemplazo de componentes aun cuando la máquina esté operando satisfactoriamente y se pueda seguir produciendo con esos módulos [2].

En cuanto a los costos asociados con un módulo, estos varían según el tamaño, la abertura que poseen, la marca y el tipo de material, entre otros factores. Un valor referencial es de aproximadamente USD\$ 500 por cada módulo, lo que da un valor total de USD\$ 162.000 por Deck. Generalmente, cuando se realiza mantenimiento, se reemplaza una cierta cantidad de módulos en función del nivel de desgaste que presenten. Sin embargo, el mayor costo está asociado a la disponibilidad del harnero, ya que es una máquina que está diseñada para una producción continua. Si no está disponible debido a fallas o mantenimiento, la producción se interrumpe, lo que se traduce en una pérdida monetaria importante por la detención. La mayoría de las empresas cuentan con varios harneros para evitar este problema. En resumen, la detención de un harnero puede significar la pérdida económica importante del orden de millones de dólares.

Debido a esto, es necesario estudiar el efecto que produce la descarga de material sobre los módulos o la malla en general, pues como se evidencia en investigaciones anteriores, existe poca información

a nivel granulométrico sobre fuerzas sobre componentes. Para ello, se emplea el método de los elementos discretos (DEM), que permite determinar las fuerzas de contacto que interactúan en el proceso de descarga y separación del material.

DEM es un método numérico para modelar el comportamiento de materiales granulares que permite: calcular el movimiento de partículas discretas y su interacción con el entorno, obtener información a nivel de partículas que no es posible obtener experimentalmente, reducir los costos asociados con los experimentos, eliminar la necesidad de una ley constitutiva para relacionar esfuerzo y deformación, resolver problemas de superficies libres y considerar fronteras móviles complejas [5].

Al caracterizar la distribución de fuerzas que actúan sobre las mallas se puede mejorar el diseño de estas. Por ejemplo, modificar la geometría de los módulos para soportar las cargas y cambiar la distribución de estos con la finalidad de tener módulos más robustos donde se concentren las fuerzas. Respecto al mismo punto anterior, elegir cuál material es el más apto en ciertas zonas para así abaratar costos. A partir de los resultados obtenidos y con otro tipo de análisis se puede predecir cuándo va a fallar un módulo para así programar la mantención del equipo y no poner en riesgo la integridad de la máquina.

Por lo que en este trabajo se realizan ensayos experimentales sobre un harnero vibratorio de laboratorio con el objetivo de determinar cargas sobre la malla clasificadora, y validar el modelo DEM del harnero vibratorio al realizar una comparación.

1.3 Alcances del proyecto

Este proyecto es de carácter investigativo donde se enfoca en los ámbitos tecnológico y económico, ya que aporta a la solución de un problema que se da en la industria minera y tiene una relevancia importante porque se estudia una máquina vital para el proceso de separación de mineral.

Se obtiene lo siguiente:

- Fuerzas de impacto sobre las mallas producto del proceso de harneado.
- Relación entre la distribución de fuerzas y la distribución de tamaños de partícula (PSD).

1.4 Hipótesis de trabajo

La distribución de fuerzas sobre las mallas clasificadoras tiene una relación con la distribución de tamaños de partícula, donde la partícula de mayor tamaño genera una mayor fuerza.

1.5 Objetivo general

Determinar las fuerzas sobre la malla clasificadora de un harnero de laboratorio.

1.5.1 Objetivos específicos

1. Rediseñar y poner en funcionamiento el harnero vibratorio existente en el Laboratorio de Vibraciones Mecánicas.
2. Montar sensores en la malla clasificadora y descansos para así determinar las cargas durante el proceso de harneado.
3. Realizar ensayos experimentales sobre el harnero vibratorio bajo distintas condiciones de operación.
4. Determinar la fuerza promedio producto de las partículas sobre una malla clasificadora.

1.6 Metodología

OE1: Funcionamiento harnero vibratorio disponible

Se dispone de un harnero vibratorio a escala de laboratorio que ha sido objeto de estudios anteriores, pero que ha experimentado fallas. En este contexto, se lleva a cabo una nueva selección de componentes (resorte, motor, caja vibratoria y soporte) utilizando un modelo dinámico del harnero vibratorio.

OE2, OE3: Ensayos experimentales

Se realiza la puesta en marcha del harnero vibratorio, se fija el soporte de la caja vibratoria, se realizan las conexiones de motor y variador de frecuencia. Se realizan modificaciones a la masa desbalanceada del motor. Se instalan sensores sobre la malla clasificadora, en específico, Strain Gauges para medir cargas en dos puntos de la malla, acelerómetro para determinar la forma de vibrar de esta y acelerómetros en los descansos para determinar cargas y amplitudes vibratorias. Se varía la fuerza centrífuga del motor eléctrico.

OE4: Fuerzas sobre la malla

Para comprender el comportamiento de la fuerza que ejercen las partículas sobre la malla se analizan las fuerzas y aceleraciones medidas experimentalmente. Se realiza una comparación con casos con y sin carga para determinar el efecto de las partículas sobre el proceso de harneado bajo diferentes condiciones de operación.

CAPÍTULO 2: Marco Teórico

En este capítulo se establecen las bases teóricas y definiciones críticas que son esenciales para comprender el proyecto, las siguientes interrogantes y puntos clave serán resueltos en esta sección:

2.1 ¿Qué son los harneros vibratorios?

Los harneros vibratorios son máquinas industriales con aplicaciones principalmente en la minería que se utilizan para la clasificación del material posterior al proceso de triturado, estos se encargan de clasificar el material según diámetro. Los harneros contienen mallas clasificadoras con múltiples aperturas de tamaño determinado y el movimiento vibratorio permite un mejor avance del material y se aumenta la estratificación (distribución del material por tamaño a lo ancho de su cama). Los harneros vibratorios más usados en la minería son los denominados banana, de movimiento lineal y con varios niveles de inclinación. En la Figura 2 se muestra un harnero de un cierto ángulo de inclinación con un solo piso donde se indica sus principales partes [4].

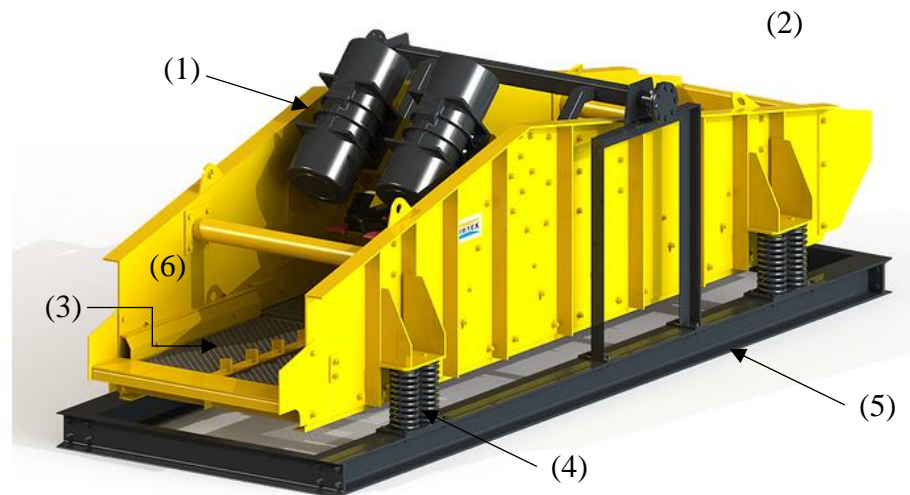


Figura 2: Harnero vibratorio; (1) sistema de excitación, (2) alimentación, (3) malla, (4) sistema de aislamiento, (5) estructura soportante y (6) descarga. (Fuente: [4])

Los harneros vibratorios están compuestos por varios componentes clave que trabajan juntos para lograr la separación efectiva de materiales. Algunos de los principales componentes son:

- Estructura principal: Es la base sobre la que se montan todos los demás componentes. Debe ser lo suficientemente resistente para soportar las fuerzas generadas por la vibración.
- Malla o superficie de cribado: Es la parte del harnero que separa los materiales según su tamaño. Puede estar hecha de alambre tejido, chapa perforada o material sintético. La elección del tipo de malla depende del material que se va a procesar y del tamaño de partícula deseado.
- Motor vibratorio: Es el componente que genera la vibración necesaria para mover los materiales a través de la malla. Puede ser un motor eléctrico montado en la estructura o un excitador externo conectado a través de ejes.

- Suspensión de goma o resortes: Estos elementos se utilizan para aislar la vibración de la estructura principal y reducir el impacto en el entorno circundante. Ayudan a mantener la estabilidad y el rendimiento del harnero.
- Sistema de alimentación: Es el mecanismo que introduce el material a ser separado en el harnero. Puede consistir en una tolva o bandeja vibrante que distribuye uniformemente el material sobre la malla.
- Sistema de descarga: Es el área donde se recogen los materiales que han pasado a través de la malla. Puede incluir compuertas o chutes para dirigir los materiales hacia diferentes puntos de recolección.

En muchas operaciones mineras y de procesamiento de minerales, los procesos de harneado y chancado se combinan para lograr una producción eficiente y de alta calidad. La combinación de estos procesos puede variar dependiendo de la naturaleza del material, el tamaño de partícula deseado y otros factores. En general, después de cada etapa de chancado se coloca un harnero para así eliminar partículas finas y material de tamaño adecuadas según las especificaciones requeridas.

CAPÍTULO 3: Estado del Arte

En diversas industrias manufactureras, un proceso crucial es la clasificación de suministros que contienen partículas sueltas según su granulometría [6,7]. La tecnología de harneado es un método altamente efectivo para la clasificación por tamaños, que ha sido ampliamente utilizada en la industria del carbón, ingeniería metalúrgica y en las industrias petroquímicas [8-11]. En la actualidad, hay muchas instalaciones de harneado mecánico disponibles.

Para permitir el paso uniforme de flujos granulares a través de la malla del harnero y mantener la capacidad de todas las secciones al máximo, se ha propuesto una técnica de harneado con un espesor de lecho constante. Este método es conocido como método de harneado vibratorio de igual espesor (ETVS). El ETVS es un método de clasificación en el que la intensidad de expulsión de cada sección del harnero se modifica para garantizar una distribución uniforme del grosor de la capa, mediante la regulación de parámetros operativos relevantes como la amplitud de vibración, el ángulo de inclinación del harnero, la frecuencia de vibración, el ángulo de extracción del mineral o descarga, entre otros.

El harneado de igual espesor ha sido estudiado por muchos investigadores debido a sus ventajas de alta capacidad y clasificación eficaz. Los equipos de harneado de igual espesor más utilizados incluyen multisecciones con inclinación variable o excitación multiejes con amplitud variable. Estos métodos tienen las ventajas de una baja masa participante con una alta resistencia [12,13]. En la actualidad, la mayoría de los informes sobre harneros de igual espesor accionados por ejes múltiples se refieren sobre todo a la dinámica del cuerpo del harnero. Sin embargo, existen pocas investigaciones microscópicas del proceso de harneado a nivel granulométrico, como la difusión convectiva y la migración del flujo granular [14-20].

La separación de materiales granulares es un proceso altamente complejo [21]. Además, la fracción de tamaño del grupo de alimentación en cada sección del harnero cambia gradualmente debido a la incertidumbre estocástica en el tiempo de vida de las partículas de diferentes tamaños en movimiento, lo que también causa dificultades en la separación de partículas [22-24]. El movimiento de las partículas en las diferentes etapas del proceso de harneado puede determinarse a partir de la escala de partículas, lo que es crucial para el análisis detallado de la separación de materiales [25-28]. DEM es una técnica de simulación numérica eficaz para predecir el movimiento de las partículas en los harneros y muchos académicos han utilizado DEM para realizar experimentos de simulación [29]. Cleary y otros [30] analizaron la infiltración y estratificación de partículas gruesas en el proceso de harneado utilizando DEM tridimensional. Dong y otros [31] utilizaron DEM para simular el proceso de harneado de tres y cinco segmentos y estudiaron la influencia de los parámetros tecnológicos en el rendimiento del harnero. Se llevaron a cabo simulaciones DEM de un harnero industrial de dos pisos con cinco segmentos y dos harneros de un solo piso de laboratorio con tres y cinco segmentos por Jahani y otros, además, investigaron la influencia de los parámetros de diseño en el rendimiento de los harneros industriales [32]. Jafari y Nezhad [33] estudiaron los efectos de distintos parámetros en la eficacia del proceso y el desgaste de las mallas. Yin y otros [34] llevaron a cabo la simulación numérica del proceso de harneado de un harnero vibratorio elíptico. Se han ejecutado muchas

investigaciones experimentales sobre la simulación del proceso de varios tipos de harneros vibratorios, pero son pocas las investigaciones sobre harneros de igual espesor y amplitud variable accionadas por excitación multieje [35-37]. Además, en la mayoría de las simulaciones se utiliza una pequeña gama de fracciones granulares en lugar de una amplia gama de tamaños de grano, lo que da lugar a una falta de representatividad y autenticidad. Un estudio realizado por [4] revela que la mayoría de los autores trabajaron en harneros vibratorios se enfocaron en el movimiento de las partículas y como el movimiento de estas afectaba al movimiento del harnero, los componentes tales como apoyos, módulos de las mallas, etc., además de la eficiencia de la clasificación de mineral que depende de la amplitud del movimiento vibratorio que se ve afectada por un cambio en la rigidez del sistema producto de la fatiga en los resortes de los apoyos. En este trabajo se analiza la fuerza de inercia del sistema donde se compara la fuerza que ejerce el mineral sobre el harnero (mineral moviéndose en conjunto con el harnero) y la fuerza que se obtiene desde DEM (ver cómo afecta esta fuerza al movimiento del harnero), donde se concluye que las fuerzas son completamente distintas en ambos casos, tanto en magnitud como en forma, en la primera se entrega una fuerza irreal, pues considera una fuerza de adhesión entre el mineral y las mallas del harnero, y el modelo DEM permite calcular una fuerza más cercana a la realidad, ya que calcula la interacción de cada partícula con la malla del harnero. Al no contar con datos experimentales no se puede realizar una comparación para poder ajustar modelos y poder determinar condiciones óptimas de operación.

Por lo que en este trabajo se busca obtener datos experimentales a partir de un harnero de laboratorio, donde se realiza una comparación de las fuerzas obtenidas en ciertos puntos de la malla a partir de la deflexión y en un trabajo futuro poder comparar esta fuerza con las fuerzas obtenidas a través de un modelo DEM del harnero. Además, comparar las vibraciones en los apoyos con un modelo dinámico para poder identificar las fuerzas producto del mineral, donde se comparan ambos sin carga, ajustándolos y posteriormente se analizan diferencias con carga.

A continuación, se muestra la literatura en el cual se basa el proyecto, además de la revisión que se realiza anteriormente, que corresponde a la tesis de M. Moncada [4]. En este artículo se analiza un modelo dinámico de un harnero vibratorio considerando la inercia y la fuerza del mineral sobre el harnero mediante el método de los elementos discretos.

En una primera instancia se analiza el modelo dinámico donde se considera que el harnero tiene 3 grados de libertad en el plano xy , como se muestra en la Figura 3.

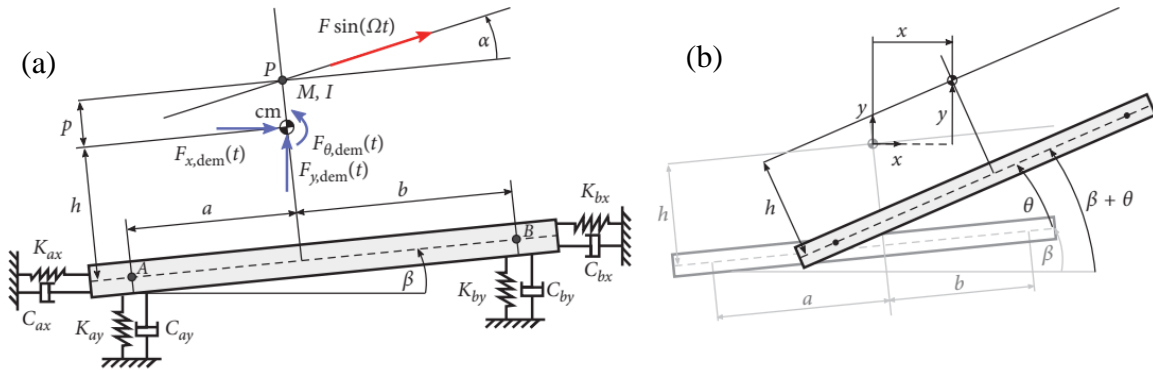


Figura 3: Geometría del modelo: (a) posición de equilibrio, (b) grados de libertad. (Fuente: [4])

Se considera la fuerza de excitación $F \sin(\Omega t)$ en dirección constante α respecto a la línea que conecta los puntos A y B, la cual se aplica a una distancia p desde el centro de masa. El harnero se define como un cuerpo rígido inclinado un ángulo β con el centro de masa ubicado a una distancia h perpendicular a \overline{AB} . Los soportes se ubican en ambos extremos con amortiguamiento y rigidez vertical y horizontal. La Figura 3 (b) presenta los grados de libertad del modelo.

Se analizan 2 casos para modelar el mineral, el primero donde el mineral junto al harnero se considera como cuerpo rígido y vibran de la misma forma. El segundo el movimiento del mineral es calculado mediante simulaciones DEM, la carga está representada en el modelo dinámico por el vector fuerza que cambia en el tiempo con 3 componentes para cada grado de libertad: $F_{x,dem}(t)$, $F_{y,dem}(t)$ y $F_{\theta,dem}(t)$ aplicadas en el centro de masa del harnero.

La fuerza calculada con DEM, F_{dem} es la fuerza de todas las partículas sobre las mallas del harnero, la que además incluye la fuerza de inercia de cada partícula, además de la fuerza peso. F_{dem} es aplicada en el centro de masa del harnero.

En la parte de DEM se asume que las partículas son rígidas, de forma esférica y de un material uniforme. Se considera el modelo de contacto de Hertz-Mindlin, donde la fuerza de contacto entre partículas y partícula pared está compuesta por una componente elástica y otra viscosa en la dirección normal y tangencial respectivamente. Se utiliza un modelo de torque direccional constante (CDT) para calcular la resistencia a la rodadura. Las ecuaciones del movimiento se resuelven mediante el algoritmo de la velocidad de Verlet que proviene de una aproximación de las series de Taylor. Las simulaciones DEM se implementan en el programa LIGGGHTS, un software de código abierto basado en LAMMPS utilizado para realizar simulaciones granulares masivas en paralelo usando MPI.

Se usaron datos obtenidos de un harnero vibratorio utilizado en una mina de carbón, este harnero tiene 2 pisos, es de movimiento lineal con dimensiones de 3,66 x 7,32 [m] y una carrera nominal de 10,5 [mm]. La malla del harnero se compone de 27 módulos cuadrados en la dirección longitudinal con un ancho de 305 [mm]. Cada malla tiene aberturas rectangulares de 60x20 [mm] para la malla superior y 47x11 [mm] para la malla inferior, donde el área de abertura representa el 30% y 36% para la malla superior e inferior respectivamente.

Para reducir el costo computacional de la simulación DEM se simula 1/12 del harnero a lo ancho usando la simetría en el plano xy . Esta simplificación implica que se debe multiplicar por 12 las variables intensivas como la fuerza, masa e inercia, se utiliza una geometría de partículas esféricas por su bajo costo computacional. La distribución de tamaños de partículas corresponde a los datos nominales entregados por el fabricante.

Respecto a los resultados, la fuerza total y el momento ejercido por el mineral sobre el harnero se presenta en la Figura 4, la componente vertical $F_{y,dem}$ tiene una mayor amplitud que la componente horizontal, la diferencia entre los máximos (1) y (2) está relacionado con el movimiento del mineral, en promedio el primero equivale a 122,4 [kN] y el segundo a 111,5 [kN]. El momento $F_{\theta,dem}$ tiene la misma tendencia que las componentes xy , su amplitud máxima ocurre cuando el mineral entra en contacto con el harnero vibratorio.

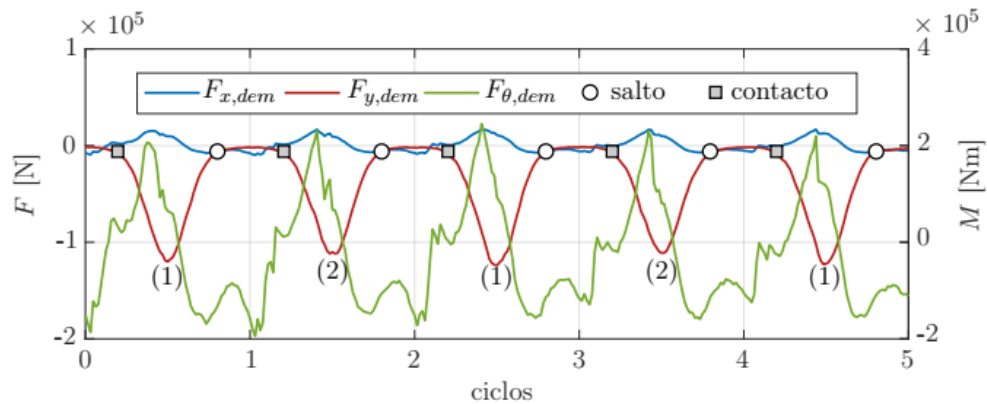


Figura 4: Fuerzas en la dirección x e y , momento en la dirección θ por DEM. (Fuente: [4])

La fuerza de inercia y la fuerza DEM se compara con un espectro en frecuencia y órbita. Para el caso 1, cuando se considera el mineral junto con el harnero vibrando como un rígido, solamente se muestra la componente 1X, para el caso 2, donde se simula el mineral mediante DEM, se observa una componente constante a los 0 [Hz] que representa el valor medio temporal entre los armónicos 1X hasta 4X. Para el caso 1, la órbita es elíptica y se aproxima a una línea. Para el caso 2, la fuerza producto del mineral en la dirección y siempre es negativa porque el mineral no puede producir una fuerza de adhesión que levante las mallas del harnero.

Al analizar estos resultados se puede concluir que el caso 1 no representa la física del problema, que es determinar el efecto del mineral sobre el harnero vibratorio, ya que esta fuerza debe ser vertical y repulsiva, como se muestra en la simulación DEM.

Otras conclusiones, el modelo dinámico propuesto permite predecir el comportamiento del harnero vibratorio bajo una condición nominal de operación y otra de desplazamiento angular alto con un modelo no lineal. Este modelo simula el movimiento del mineral junto al harnero vibratorio (caso 1), además de la fuerza sobre las mallas del harnero calculadas con DEM (caso 2). La fuerza F_{dem} tiene la misma frecuencia que la fuerza de excitación, altas oscilaciones en el mineral no producen cambios significativos en la fuerza ejercida a lo largo del harnero.

La curva de partición y recorrido del movimiento del harnero vibratorio está bastante cercana a los datos nominales, validando los resultados del modelo. Respecto a los 2 casos analizados, se puede decir que la fuerza sobre las mallas del harnero son completamente diferentes, en términos de amplitud y forma en el plano xy . El caso 1 entrega una fuerza poco realista porque incluye la fuerza de contacto por adhesión entre el mineral y el harnero vibratorio, pero esta es una hipótesis usada en la mayoría de los modelos dinámicos existentes expuestos por la literatura. El modelo DEM permite calcular una fuerza cercana a la realidad porque calcula la interacción entre cada partícula individual con el harnero vibratorio. El Caso 1, disponible en la literatura, fue implementado con éxito. El cálculo del Caso 1 es más rápido que el Caso 2, debido a que solamente se resuelve una ecuación diferencial ordinaria lineal de tres grados de libertad, en contraste con la simulación por DEM que simula el movimiento de 42,000 partículas. Esta es la razón por la cual el Caso 1 se utiliza comúnmente en la industria minera. El caso 2 es una aproximación a una simulación que permite acoplar resultados en DEM con un modelo dinámico, donde permite evaluar como el mineral afecta el movimiento del harnero vibratorio.

El modelo dinámico propuesto permite una mayor precisión y validez en diferentes condiciones de operación, lo cual es útil para predecir el ángulo de operación y la amplitud vibratoria, parámetros que afectan la eficiencia en el proceso de harneado [40].

El trabajo anteriormente presentado fue la literatura guía para el presente informe. Sin embargo, a continuación, se presenta otra investigación que tiene el mismo enfoque. Se trata de una simulación del movimiento de las partículas en un harnero vibratorio flip-flow de 2 pisos (similar al caso anterior) basado en un análisis FEM-DEM acoplado [41], trabajo realizado por Zhao et al.

Las superficies de un harnero vibratorio flip-flow poseen varias ventajas, altas intensidades de vibraciones, no se presenta una obstrucción de los orificios, fácil despolimerización de partículas incrustadas y una función de limpieza propia de las mallas, siendo ampliamente usados en la clasificación de partículas finas. Según la literatura, pocos han estudiado la conducta del movimiento de las partículas y el comportamiento elástico de la superficie de las mallas clasificadoras. Los resultados de un solo módulo elástico de la malla indica que cuando la frecuencia angular de excitación del harnero fue 70 [rad/s] ocurre una mejor estratificación. Con un incremento en el tamaño de partículas, la velocidad de estas incrementa en la dirección de la malla, mientras que disminuye en la dirección perpendicular, la diferencia de velocidades entre partículas menores a 25 [mm] es muy pequeña. Un análisis de desviación estándar del valor de la velocidad para partículas menores a 10 [mm] demuestra que se puede representar de manera efectiva el movimiento de velocidad de las partículas en la malla clasificadora y el flujo másico tiene una pequeña influencia en la velocidad de movimiento de las partículas.

Utilizan FEM para calcular el movimiento del harnero vibratorio tipo flip-flow, además de analizar la colisión y movimiento de las partículas en la superficie elástica de las mallas usando el método de interpolación de punto medio para los cálculos de la integración explícita con la ley constitutiva de Mooney-Rivlin en el módulo de análisis explícito de ABAQUS (programa de elementos finitos). Utilizan DEM para analizar el comportamiento granular del material, estudiar las características de la

colisión entre partículas, la superficie de las mallas y el conjunto de partículas basados en los modelos de contacto de Hertz-Mindlin y el de soft-sphere.

El módulo de la malla deformada calculada por FEM fue utilizada como una condición de borde actualizada en DEM mientras que las cargas por material en el módulo de la malla que fueron obtenidas mediante DEM se introdujeron para el análisis FEM, realizando de esta manera el acoplamiento de FEM y DEM.

En las simulaciones numéricas se mezclaron partículas desde los 3 a 25 [mm] y se movieron a lo largo de las mallas clasificadoras a 60, 70 y 80 [rad/s], las partículas caen sobre el harnero producto de la gravedad y al momento del contacto con las mallas tienen un movimiento recíproco de ida y vuelta hacia el harnero logrando la separación y la estratificación de los diferentes tamaños de partículas.

Respecto al desplazamiento de las partículas en un estado estacionario, se seleccionaron 100 partículas de diferente tamaño y se grafica su desplazamiento promedio para varias frecuencias de excitación, donde se observa que para la frecuencia de 70 [rad/s] se logra el mayor desplazamiento para las partículas exceptuando la de 3 [mm].

A los 2 segundos de simulación las partículas entran en una zona de estratificación estable y la distribución espacial de los diferentes tamaños de partículas en la superficie de la malla clasificadora fue la siguiente desde arriba hacia abajo: 5, 25, 16, 10 y 3 [mm]. Las partículas de 25, 16 y 10 [mm] estaban mezcladas, mientras que las otras partículas lograron la estratificación completa. A los 3 [s] de simulación se logra la estratificación completa de todas las partículas ordenadas de mayor a menor en términos de tamaño de partículas.

Para estudiar el cambio en la velocidad de las partículas a lo largo de la superficie elástica de la malla se realiza por separado para cada una durante las etapas de generación hasta colisión, hasta un estado estacionario, y el proceso de colisión entre partículas, y partícula junto con el módulo de la malla clasificadora. Un ejemplo, la variación de velocidad de la partícula de 3 [mm] la cual se mueve a lo largo de la superficie elástica de la malla clasificadora durante la etapa de colisión – etapa de separación – etapa de levantamiento – etapa de caída. Durante la colisión entre partículas y la superficie de la malla, la velocidad máxima de una partícula puede alcanzar 2 [m/s]; durante la colisión de partículas, la velocidad de las partículas fue menor que 1 [m/s].

La velocidad de las partículas en movimiento en la superficie de la malla refleja el cambio de energía en el proceso de movimiento de las partículas y su colisión, la velocidad de las partículas del mismo tamaño en la superficie de la malla crece, así como la energía cinética de las partículas, lo que conduce a la separación de estas. Cuando la frecuencia de excitación incrementa, la energía cinética de las partículas también lo hace favoreciendo la estratificación, pero si se aumenta la frecuencia de excitación, la velocidad extrema de las diferentes partículas aumenta, pero las diferencias se reducen, lo que no conduce a una buena delaminación. Pero como se dijo anteriormente, para una frecuencia de 70 [rad/s] la variación en los extremos de la velocidad es evidente y la estratificación de las diferentes partículas fue la mejor.

CAPÍTULO 4: Puesta a punto del banco de ensayos

En un principio, el harnero se encontraba operativo en el Departamento de Ingeniería Metalúrgica, donde se utilizaba con fines experimentales. Se trata de un harnero de la marca Denver, con un movimiento circular y un sistema de funcionamiento basado en masas desbalanceadas con transmisión por correas. La Figura 5 muestra el estado inicial del harnero en ese momento.

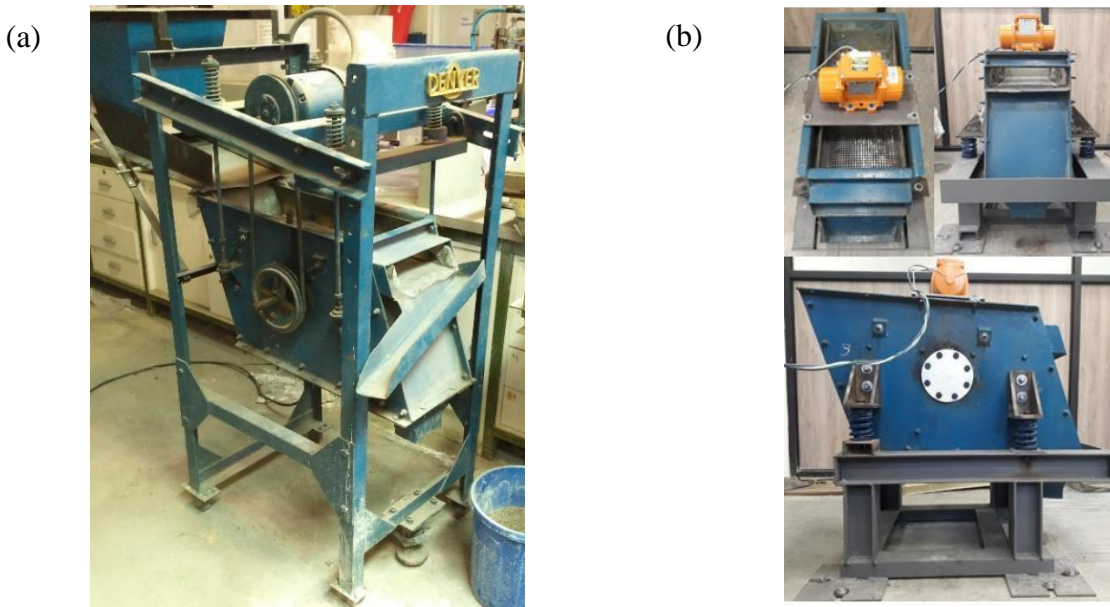


Figura 5: Harnero vibratorio de laboratorio: (a) montaje en el DIMET (Fuente: [38]), montaje en LVM en 2019. (Fuente: [38])

Posteriormente, en un proyecto de ingeniería, se toma la decisión de modificar el diseño del harnero para que trabaje sobre una plataforma en lugar de estar suspendido, como se muestra en la figura anterior. En este proceso, se lleva a cabo el diseño de la estructura que sostiene el harnero, incluyendo los apoyos, los resortes y el motor eléctrico que proporciona el movimiento.

Se enfrentaron problemas relacionados con la amplitud de vibración del equipo, debido a un diseño inadecuado de los componentes y una configuración incorrecta, lo que ocasionó una falla del motor. Ante esta situación, se tomó la decisión de reactivar el harnero vibratorio de laboratorio disponible en el Laboratorio de Vibraciones Mecánicas del Departamento de Ingeniería Mecánica, para ser utilizado en las investigaciones realizadas por este grupo de investigación.

Respecto al motor, se seleccionó un motor eléctrico con masa desbalanceada o motovibrador, marca ITALVIBRAS modelo MVSI 15/100-S02, donde se destacan sus principales características como la velocidad de rotación de 1500 [rpm], una fuerza centrífuga de 0.96 [kN], altura del eje de rotación de 61 [mm], trifásico de 4 polos con potencia de 90 [W] y corriente 0.43 [A] a 220 [V].

Un problema con el montaje se relaciona con los resortes, ya que los seleccionados en una primera instancia se consideran demasiado rígidos. En un trabajo posterior, cuando se puso en funcionamiento el harnero con todos sus componentes, se observó que el harnero saltaba de los descansos debido a la

acción del motovibrador. Este fenómeno se debe a que los resortes, que fueron diseñados originalmente para operar en compresión, resultaron ser demasiado rígidos y no cuenta con una correcta sujeción, ya que a un lado no se tiene el espacio suficiente para colocar la tuerca que sujeta el terno que está con una platina para aprisionar espiras del resorte.

Para seleccionar de mejor manera los resortes se lleva a cabo un análisis mediante un modelo dinámico para así tener mayor claridad de las cargas a las que están sometidos y basándonos en eso tomar una decisión y que el sistema funcione correctamente.

4.1 Modelo dinámico harnero vibratorio

Para dimensionar los resortes también se hace un análisis dinámico basado en la modelación realizada en trabajos anteriores [4], donde se ocupa el diagrama del harnero para poder escribir las ecuaciones del movimiento, esto se muestra en la Figura 6.

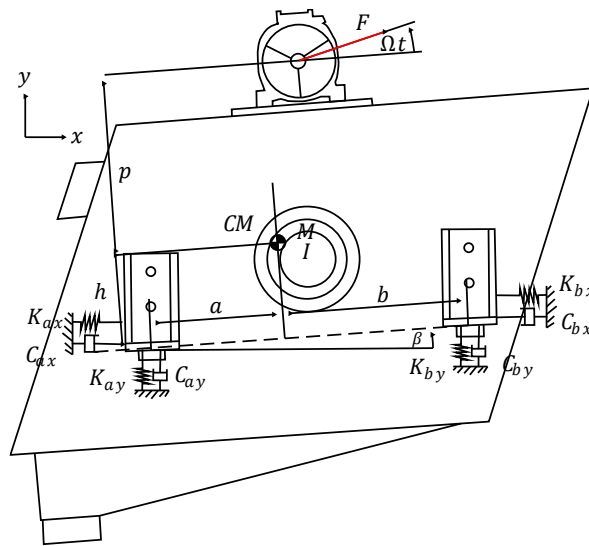


Figura 6: Diagrama del harnero para el cálculo de las ecuaciones. (Fuente: [38])

En este caso, es posible observar que la fuerza de excitación cambia de dirección en cada instante debido a las características del motor seleccionado. El diagrama representa un caso bidimensional donde lo que ocurre en los apoyos se repite en el otro plano. Se detalla la ubicación de los apoyos y sus respectivas distancias al centro de masa, así como la distancia a la que se encuentra la fuerza excitadora de magnitud constante, que varía de dirección a la velocidad del motor.

Las ecuaciones de movimiento que se desprenden del diagrama anterior son:

$$\begin{aligned}
 M\ddot{x} + (C_{ax} + C_{bx})\dot{x} + (C_{ax}(a \sin(\beta) + h \cos(\beta)) + C_{bx}(h \cos(\beta) - b \sin(\beta)))\dot{\theta} \\
 + (K_{ax} + K_{bx})x \\
 + (K_{ax}(a \sin(\beta) + h \cos(\beta)) + K_{bx}(h \cos(\beta) - b \sin(\beta)))\theta \\
 = F \cos(\Omega t + \theta + \beta)
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
M\ddot{y} + (C_{ay} + C_{by})\dot{y} + \left(C_{ay}(h \sin(\beta) - a \cos(\beta)) + C_{by}(h \sin(\beta) + b \cos(\beta)) \right) \dot{\theta} \\
+ (K_{ay} + K_{by})y \\
+ \left(K_{ay}(h \sin(\beta) - a \cos(\beta)) + K_{by}(h \sin(\beta) + b \cos(\beta)) \right) \theta \\
= F \sin(\Omega t + \theta + \beta)
\end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned}
I\ddot{\theta} + \left(C_{ax}(a \sin(\beta) + h \cos(\beta))^2 + C_{bx}(h \cos(\beta) - b \sin(\beta))^2 \right. \\
+ C_{ay}(h \sin(\beta) - a \cos(\beta))^2 + C_{by}(h \sin(\beta) + b \cos(\beta))^2 \left. \right) \dot{\theta} \\
+ \left(C_{ax}(a \sin(\beta) + h \cos(\beta)) + C_{bx}(h \cos(\beta) - b \sin(\beta)) \right) \dot{x} \\
+ \left(C_{ay}(h \sin(\beta) - a \cos(\beta)) + C_{by}(h \sin(\beta) + b \cos(\beta)) \right) \dot{y} \\
+ \left(K_{ax}(a \sin(\beta) + h \cos(\beta))^2 + K_{bx}(h \cos(\beta) - b \sin(\beta))^2 \right. \\
+ K_{ay}(h \sin(\beta) - a \cos(\beta))^2 + K_{by}(h \sin(\beta) + b \cos(\beta))^2 \left. \right) \theta \\
+ \left(K_{ax}(a \sin(\beta) + h \cos(\beta)) + K_{bx}(h \cos(\beta) - b \sin(\beta)) \right) x \\
+ \left(K_{ay}(h \sin(\beta) - a \cos(\beta)) + K_{by}(h \sin(\beta) + b \cos(\beta)) \right) y \\
= -Fp \cos(\Omega t)
\end{aligned} \tag{3}$$

En este contexto, la magnitud de la fuerza es constante, variando únicamente la dirección en la que se aplica. Para estimar la rigidez vertical se realiza un ensayo de golpe al sistema en reposo para así determinar las frecuencias naturales del sistema, el sensor se ubica en el apoyo derecho del harnero de laboratorio como se muestra en la Figura 7, la masa del sistema es considerable y se decide cargar el harnero con el peso de una persona para así sacar el sistema del equilibrio y dejarlo vibrar libremente.



Figura 7: Medición en el apoyo izquierdo del harnero. (Fuente: Elaboración propia)

Para la medición de las vibraciones, se emplea el sensor G-Link-200-OEM, el cual tiene la capacidad de medir en las tres direcciones. Esta característica resulta beneficiosa, dado que no se tiene certeza sobre en qué dirección se presenta la menor frecuencia natural, aunque se espera que sea en la dirección vertical a la Figura 7, no se puede asumir. La respuesta del sistema ante la excitación externa se ilustra en la Figura 8.

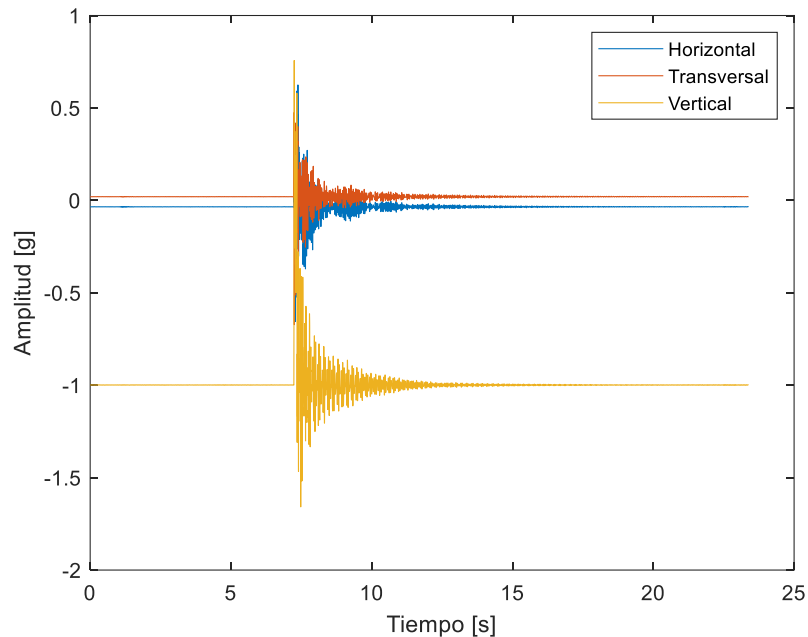


Figura 8: Medición de vibraciones libres del harnero. (Fuente: Elaboración propia)

El espectro en frecuencia de las tres direcciones se presenta en la Figura 9. Al analizar los espectros en frecuencia de la medición, se observa que las componentes principales aparecen a distintas frecuencias. Para estimar el valor de las rigideces en las diferentes direcciones, es necesario obtener la componente principal del espectro. En el caso horizontal, se identifica una frecuencia de 23,86 [Hz], mientras que en la dirección transversal se obtiene una frecuencia similar de 23,27 [Hz]. En la dirección vertical, se registra una frecuencia de 17,88 [Hz]. Con estos valores, se procede a estimar la rigidez en las direcciones vertical y horizontal. Considerando una masa de 82.8 [kg], se obtiene un valor aproximado de 260 [kN/m] para la dirección vertical y de 465 [kN/m] para la dirección horizontal. Es importante destacar que este valor de rigidez vertical coincide con el valor especificado en el catálogo.

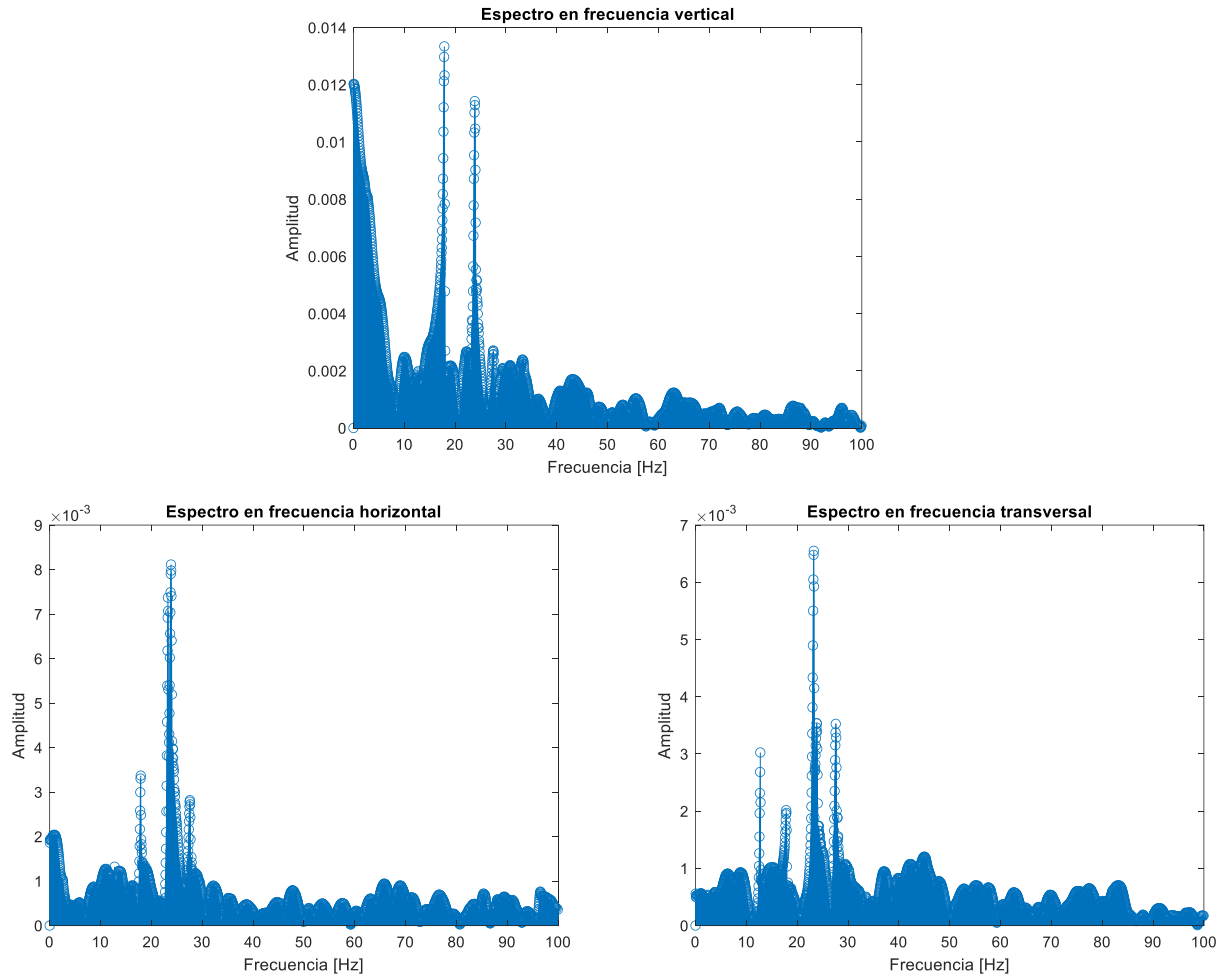


Figura 9: Espectro en frecuencia de la medición. (Fuente: Elaboración propia)

En cuanto a la amortiguación del sistema, dado que no se cuenta con un amortiguador específico en los apoyos, esta se debe a la resiliencia del material y/o sistema. Para estimar el amortiguamiento en ambas direcciones, se utiliza el decremento logarítmico a partir de la Figura 8. Se emplea la siguiente expresión para determinar la amortiguación en las direcciones vertical y horizontal.

$$\delta = \frac{1}{N} \ln \left(\frac{x(t)}{x(t+T)} \right) = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}$$

Se resuelve la expresión anterior para obtener la constante de amortiguamiento C_x lo que entrega un valor de 169.31 [Ns/m], el mismo procedimiento se sigue para obtener la amortiguación vertical, donde se obtiene un valor para la amortiguación vertical de 235.93 [Ns/m]. Estos parámetros de rigidez y amortiguamiento, obtenidos experimentalmente, se utilizan para la solución de las ecuaciones de movimiento. Los demás parámetros, como masa, inercia y distancias, fueron extraídos en trabajos previos [38] y se utiliza resuelve el sistema lineal de ecuaciones [4]. El movimiento del harnero y su órbita se muestran en las Figura 10 y Figura 11.

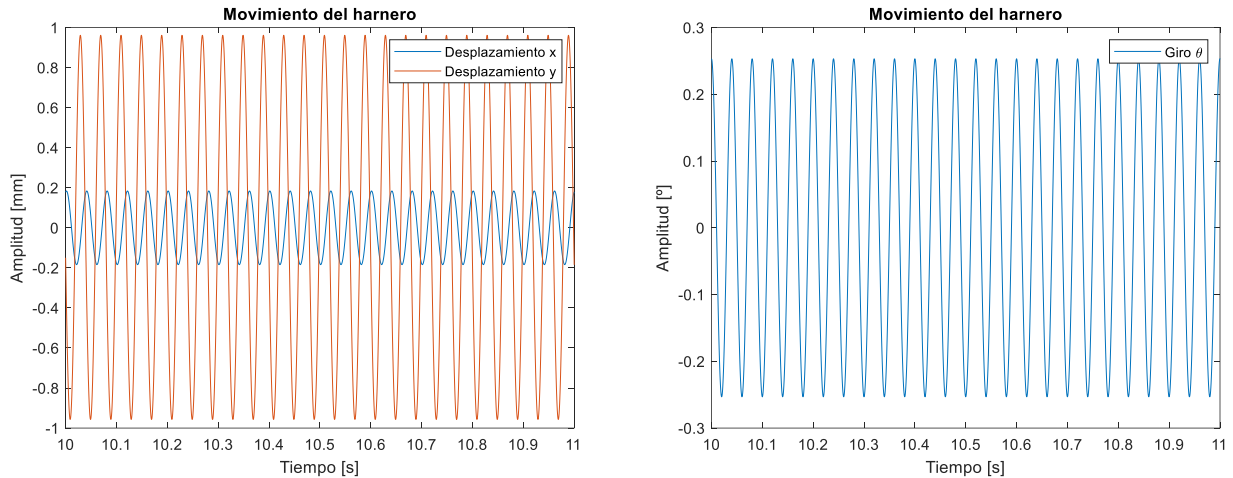


Figura 10: Respuesta estacionaria del sistema según la rigidez obtenida. (Fuente: Elaboración propia)

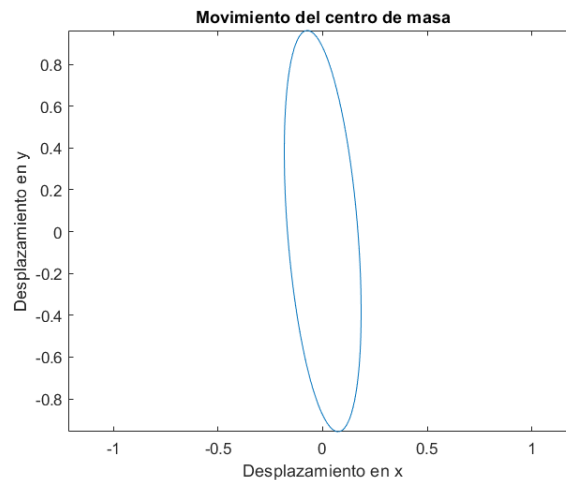


Figura 11: Órbita del harnero. (Fuente: Elaboración propia)

En la Figura 10, se observa que el desplazamiento máximo es cercano a 1 [mm], considerando únicamente el movimiento de cada grado de libertad por separado para la rigidez medida experimentalmente. Es importante tener en cuenta que este valor puede variar respecto a la realidad debido al movimiento compuesto entre los tres grados de libertad y a las no linealidades presentes en el sistema, las cuales no se consideran en los cálculos.

En cuanto a los resortes, el fabricante indica que la longitud natural sin carga es de 89 [mm], con un diámetro exterior de 63 [mm]. Es de esperar que la longitud medida sea menor, ya que, al montar el harnero sobre los apoyos, los resortes se comprimen. Sin embargo, se observó que los resortes izquierdos apenas se comprimen, mientras que los otros resortes se comprimen casi 5 [mm] con la máquina en reposo. Esta diferencia puede explicar el mal funcionamiento que tenía el harnero de laboratorio al ponerse en marcha, lo que también puede atribuirse a la rigidez alta de estos resortes. Para abordar este problema, se puede optar por seleccionar otros resortes con diámetros similares, pero el doble de largo, lo que proporcionaría un mayor número de espiras activas, menos rigidez y un mayor margen de movimiento para que actúen en compresión en todo momento al accionar el motovibrador.

Al aplicar una carga sobre el harnero para observar la compresión de los resortes del primer apoyo, se observa que descienden a una altura cercana a los 85 [mm], considerando el peso de una persona (aproximadamente 90 [kg]). Para lograr una compresión de 4 [mm] en el resorte, se duplicó la masa del harnero. Con el fin de decidir qué rigidez utilizar para un funcionamiento correcto, se establecen ciertos criterios para rediseñar en el futuro el banco de ensayos y obtener nuevos datos experimentales.

A partir del modelo numérico lineal del harnero, se pueden variar tres parámetros para obtener una rigidez que garantice un correcto funcionamiento. Es posible iterar sobre la amplitud de movimiento vertical necesaria o esperada, la magnitud de la fuerza excitadora y la velocidad de rotación del motor.

Se lleva a cabo un análisis sobre la velocidad de rotación del motor, donde se observa que para 750 [rpm] el sistema se encuentra dentro de la zona resonante, como se puede apreciar en la Figura 12. Si se cambia la velocidad de rotación a 1500 [rpm], la respuesta del sistema cambia considerablemente. Las frecuencias naturales se determinan a partir de las ecuaciones del movimiento y se presentan más adelante.

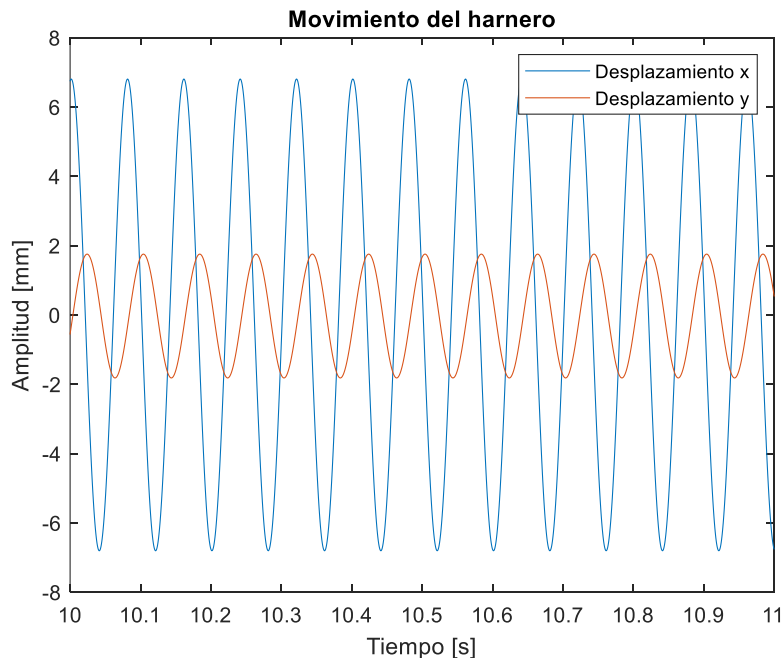


Figura 12: Respuesta del sistema para 750 [rpm]. (Fuente: Elaboración propia)

Para lograr este cambio de la velocidad de rotación, se utiliza un variador de frecuencia ABB trifásico de 1.5 [HP] de potencia. La variación de velocidad se puede realizar desde los 20 [Hz] hasta el valor indicado por la placa del motor.

Un factor importante para considerar es que, en la mayoría de los harneros, los resortes siempre trabajan en compresión. Es decir, una vez que el harnero se monta en los descansos, el desplazamiento de los resortes es mayor que la amplitud del movimiento vibratorio cuando está en funcionamiento. Por lo tanto, antes de analizar la sujeción de los resortes sobre los apoyos, es importante estimar este desplazamiento para garantizar que los resortes funcionen correctamente y siempre estén en compresión, evitando así que el harnero se suelte de los apoyos. Para esto, se analiza el harnero en un

estado estático donde solo se considera la fuerza peso total del sistema, como se muestra en la Figura 13.

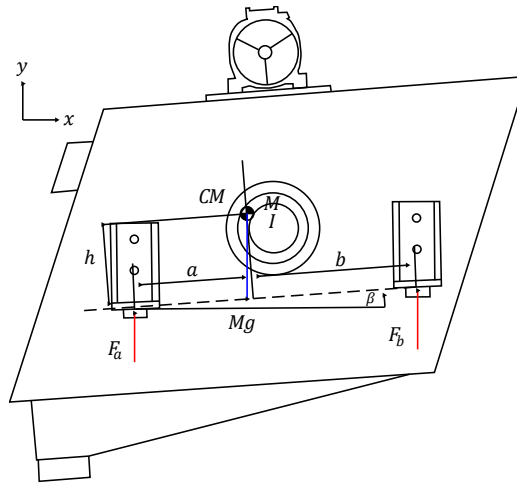


Figura 13: DCL considerado para cálculo de fuerzas estáticas sobre los apoyos. (Fuente: Elaboración propia)

Se realiza el equilibrio estático como se muestra a continuación:

$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow F_a + F_b - Mg = 0$$

$$\sum M_a = 0 \Leftrightarrow -a \cdot Mg + (a + b) \cdot F_b = 0$$

$$F_b = \frac{a \cdot Mg}{(a + b)} = 433.96 \text{ [N]} = K_{by} \cdot d_b$$

$$F_a = 378.31 \text{ [N]} = K_{ay} \cdot d_a$$

Lo que queda es seleccionar un resorte con la rigidez suficiente para que este trabaje siempre en compresión.

Una problemática no resuelta en trabajos anteriores sobre el harnero de laboratorio fue el correcto montaje o sujeción de los resortes sobre los apoyos. Como se mostró anteriormente, un par de resortes no se encuentra en compresión, por lo que se propone una solución a esta situación. Para abordar este problema, se sugiere soldar la parte inferior de los resortes a la estructura del apoyo de la caja vibratoria, como se muestra en la Figura 14. De esta manera, el resorte queda sujeto en ambos extremos y puede soportar las cargas sin separarse de los extremos. Es importante destacar que esta forma de sujeción es restrictiva, ya que la soldadura puede romperse o los resortes pueden dañarse, volviéndose inutilizables. Sin embargo, esta solución provisional funciona para obtener datos experimentales.



Figura 14: Nueva sujeción para los resortes. (Fuente: Elaboración propia)

Con una rigidez de 260 [kN/m], según lo desarrollado anteriormente, los resortes se desplazan según el peso del harnero una distancia de:

$$K_{ay} = K_{by} = 520 \left[\frac{N}{mm} \right] \Rightarrow \begin{matrix} d_a = 0,72 \\ d_b = 0,83 \end{matrix} [mm]$$

Al tener el movimiento del sistema con respecto al centro de masa, se puede ver como cuanto se desplaza en los apoyos según la expresión desarrollada en [4] para el desplazamiento en los descansos, las cuales se muestran a continuación:

$$\Delta y_a = y + \cos(\theta) (-h \cos(\beta) - a \sin(\beta)) + \sin(\theta) (h \sin(\beta) - a \cos(\beta)) + h \cos(\beta) + a \sin(\beta)$$

$$\Delta y_b = y + \cos(\theta) (-h \cos(\beta) + b \sin(\beta)) + \sin(\theta) (h \sin(\beta) + b \cos(\beta)) + h \cos(\beta) - b \sin(\beta)$$

Si se considera una velocidad de 1500 [rpm] se tiene que la amplitud del movimiento vertical es de 1 [mm], la amplitud del ángulo de giro es de 0,3 [°] y la inclinación del harnero es de 5,4 [°], el desplazamiento en los apoyos es de:

$$\Delta y_a = 0,9988 [mm]$$

$$\Delta y_b = 1,0012 [mm]$$

Si se compara estos valores con d_a y d_b se tiene que el resorte no trabaja en compresión, pero los resortes se tienen que utilizar de igual forma y al estar soldado el resorte el movimiento se debiese restringir por acción de estos.

De igual manera, se determinan las frecuencias naturales del sistema a partir de las ecuaciones del movimiento, donde se determinan las matrices de masa y rigidez, la matriz de amortiguamiento se

desprecia, ya que la amortiguación es inherente al sistema y no presenta absorbedores de vibraciones como tal, las matrices se presentan a continuación:

$$[M] = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix}$$

$$[K]_{(:,1)} = \begin{bmatrix} K_{ax} + K_{bx} \\ 0 \\ K_{ax}(a \sin(\beta) + h \cos(\beta)) + K_{bx}(h \cos(\beta) - b \sin(\beta)) \end{bmatrix}$$

$$[K]_{(:,2)} = \begin{bmatrix} 0 \\ K_{ay} + K_{by} \\ K_{ay}(h \sin(\beta) - a \cos(\beta)) + K_{by}(h \sin(\beta) + b \cos(\beta)) \end{bmatrix}$$

$$[K]_{(:,3)} = \begin{bmatrix} K_{ax}(a \sin(\beta) + h \cos(\beta)) + K_{bx}(h \cos(\beta) - b \sin(\beta)) \\ K_{ay}(h \sin(\beta) - a \cos(\beta)) + K_{by}(h \sin(\beta) + b \cos(\beta)) \\ K_{ax}(a \sin(\beta) + h \cos(\beta))^2 + K_{bx}(h \cos(\beta) - b \sin(\beta))^2 + \dots \\ \dots + K_{ay}(h \sin(\beta) - a \cos(\beta))^2 + K_{by}(h \sin(\beta) + b \cos(\beta))^2 \end{bmatrix}$$

Resolviendo la ecuación $\det([M]r^2 + [K]) = 0$ se obtienen las siguientes frecuencias naturales:

$$\omega_1 = 673,8 [RPM] \wedge \omega_2 = 804,6 [RPM] \wedge \omega_3 = 1097,4 [RPM]$$

Además de las frecuencias obtenidas del ensayo de golpe del harnero, es importante evitar estas frecuencias para no entrar en resonancia. Del mismo modo, con el variador de frecuencia se debe operar el motor fuera de tales velocidades, lo que proporciona un rango de operación seguro de 20-25 [Hz] o 1200-1500 [rpm]. Por último, solo resta la compra de los componentes para poner en marcha el banco de ensayos.

Las cotizaciones del motovibrador, el variador de frecuencia y los resortes que se podrían comprar a futuro se adjuntan al final del archivo, lo que sigue es establecer el procedimiento experimental para así obtener los datos experimentales para una futura comparación con el modelo DEM.

CAPÍTULO 5: Metodología experimental

Es importante establecer los pasos a seguir para los experimentos a realizar, con el fin de tener una comparativa adecuada con las simulaciones. Una vez realizada la puesta en marcha del harnero, se establecen las condiciones de operación y los instrumentos necesarios para los ensayos.

5.1 Harnero

El harnero usado para los ensayos corresponde a un harnero de marca Denver. El movimiento del harnero se produce por un motor eléctrico de masa desbalanceada. La caja vibratoria de inclinación $\beta = 4,5[^\circ]$ posee una malla clasificadora que tiene una apertura circular de diámetro nominal de 6 [mm]. Además, posee 2 extracciones de material, al final de la malla superior para extraer las partículas de un diámetro mayor a 6 [mm] y una extracción inferior que sirve para recolectar las partículas con un diámetro inferior a los 6 [mm].



Figura 15: Banco de ensayos con los componentes seleccionados. (Fuente: Elaboración propia)

5.2 Motor eléctrico y variador de frecuencia

El harnero es accionado por un motor eléctrico trifásico de la marca Italvibras, como se muestra en la Figura 16. Además, se puede observar el sistema de masas desbalanceadas del motovibrador, con el cual es posible variar la amplitud de la fuerza centrífuga con la que opera el motor. Dependiendo de la dirección y de cómo se acoplen estos distintos discos, se puede reducir la fuerza de excitación. En particular, se probaron tres configuraciones de posición de los discos para disminuir la fuerza en

un 7%, 19% y 35% de la fuerza nominal de 960 [N]. En la Tabla 1 se muestran las características técnicas del motor eléctrico utilizado.



Figura 16: Motor con el sistema de masas desbalanceadas. (Fuente: Elaboración propia)

Tabla 1: Características del motovibrador. (Fuente: Elaboración propia)

Variable	Valor
Marca	Italvibras
Modelo	MVSI 15/100-S02
Potencia nominal	90 [W]
Velocidad de rotación nominal	1500 [rpm]
Voltaje	400 [V]
Corriente	0.43 [A]

Se utiliza el variador de frecuencia ABB, el cual cuenta con una pantalla gráfica integrada con diversas funciones para controlar la velocidad. Para que funcione correctamente con el motor a conectar, es posible asignarle ciertos parámetros, como el voltaje, la frecuencia de operación, la potencia, la corriente, el tiempo de aceleración y el tiempo de desaceleración (se establece 5 [s] de aceleración y 10 [s] de frenado), según la placa de información del motor. En la Tabla 2 se detallan sus principales características.

Tabla 2: Características del variador de frecuencia. (Fuente: Elaboración propia)

Variable	Valor
Marca	ABB
Modelo	ACS150-03U-01A2-4
Potencia nominal	1188,5 [W]
Voltaje	400 [V]
Corriente	1,2 [A]

5.3 Ensayos de harneado

Los ensayos de harneado se llevan a cabo en el harnero de laboratorio ubicado en el Laboratorio de Vibraciones Mecánicas del Departamento de Ingeniería Mecánica. El banco de ensayos se muestra

en la Figura 15, con los componentes y partes seleccionadas anteriormente. En cuanto a las condiciones de operación, los parámetros que se pueden variar incluyen la velocidad de rotación del motor, que puede variar desde 1200 [rpm] hasta 1500 [rpm]. Si la velocidad se reduce por debajo de 1500 [rpm], los resortes no estarían actuando en todo momento en compresión, ya que la amplitud del movimiento vibratorio vertical superaría el desplazamiento de los resortes debido a la fuerza peso del sistema. Por lo tanto, se establece esta velocidad de operación.

Además, se decide variar la amplitud de la fuerza centrífuga que opera el motor, este motovibrador cuenta con discos cierta masa donde se puede variar la orientación de ciertos discos para poder variar la fuerza nominal del motor, esto se detalla en la parte del motor eléctrico.

En la Tabla 3 se enlistan los ensayos a realizar junto con las condiciones de operación y carga.

Tabla 3: Condiciones de operación de los ensayos experimentales realizados. (Fuente: Elaboración propia)

Ensayos	Fuerza del motor [N]	Velocidad de rotación [rpm]	Cantidad de partículas [kg]
Primer ensayo (en vacío)	7% de 960	1475 (medidos)	0
Segundo ensayo	7% de 960	1475	25
Tercer ensayo	19% de 960	1475	36,8
Cuarto ensayo (en vacío)	35% de 960	1475	0
Quinto ensayo	35% de 960	1475	36,8
Sexto ensayo (en vacío)	7% de 960	1475	0

5.4 Mediciones

En esta sección se detalla que equipos e instrumentos se utilizan para la obtención de datos, el fin es obtener el valor de la fuerza en distintos puntos de la malla.

5.4.1 Medición de fuerza normal

Para determinar el estado de las fuerzas sobre la malla, se decide medir la deformación en distintos puntos de esta mediante strain gauges colocados en la parte inferior, como se muestra en la Figura 17.

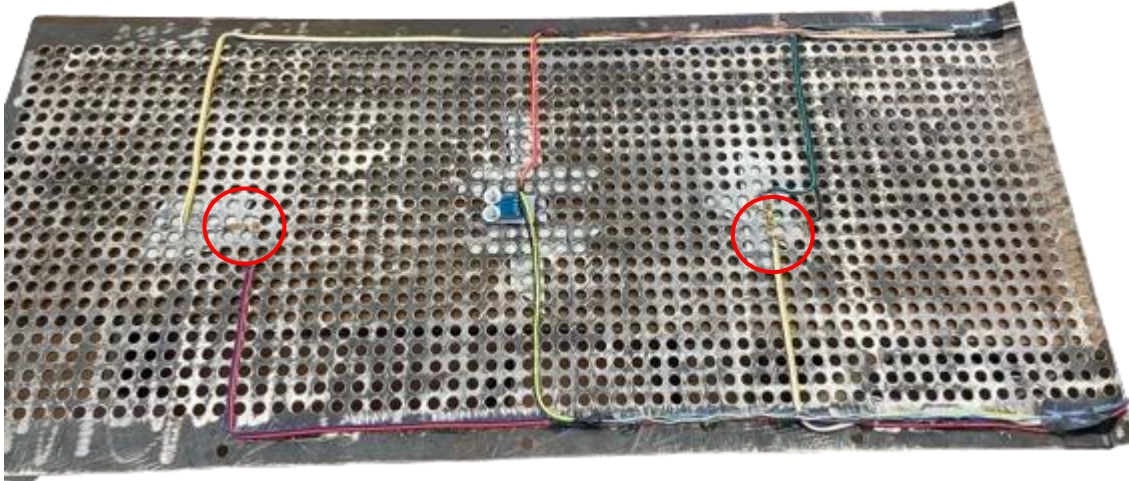


Figura 17: Sensores instalados en la parte inferior de la malla clasificadora. (Fuente: Elaboración propia)

Un strain gauge es un sensor utilizado para medir la deformación de un objeto al detectar cambios en su longitud bajo carga. Estos sensores aprovechan la propiedad de que la resistencia eléctrica de ciertos materiales cambia cuando se deforman, siendo la variación de resistencia proporcional a la deformación experimentada por el objeto. Por lo general, se conectan en configuraciones de Puente de Wheatstone, que consta de cuatro resistencias, dos de las cuales son los strain gauges. Esta configuración permite medir pequeños cambios de resistencia con mayor sensibilidad.

Se decide colocar pares de strain gauges (a 10 [cm] de la orilla en cada lado) en direcciones ortogonales para medir la deformación en ambos sentidos en dos puntos a lo largo de la malla. De esta manera, se obtiene una mejor representación de las fuerzas sobre la malla y se puede evidenciar si la magnitud de las fuerzas en la zona de alimentación es mayor debido a las fuerzas de impacto, y cómo estas cambian a lo largo de la malla.

Estos sensores se conectan a través de cables que van entre los espacios de los orificios de la malla y salen hacia fuera por unas aberturas en la caja del harnero. Cada strain gauge se conecta con su par ortogonal para completar medio Puente de Wheatstone, y se completa el puente fuera de la malla mediante resistencias de 330 [Ω].

Además, los soportes, donde originalmente iba apoyada la malla, cuentan con una barra en el centro que proporciona rigidez a la caja del harnero y también sirve de apoyo para la malla, que se apoya en 3 puntos. Para solucionar este problema, se sueldan 2 apoyos de forma paralela a los ya existentes para permitir la deflexión de la malla (apoyada en los extremos) producto de la descarga de partículas, como se muestra en la Figura 18.

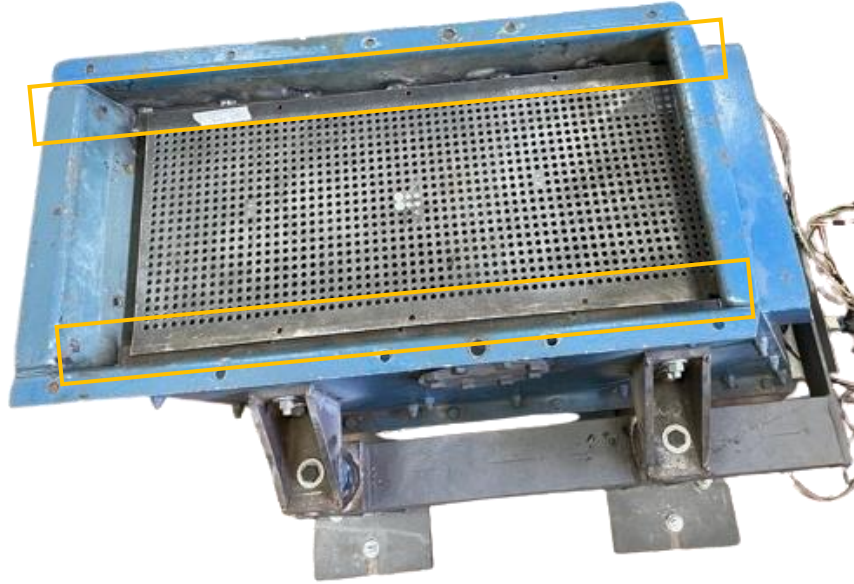


Figura 18: Nuevos apoyos soldados en los extremos laterales de la caja vibratoria. (Fuente: Elaboración propia)

Los dos medios puentes de Wheatstone se completan en el exterior mediante resistencias y se conectan a un módulo V-Link-200, que recibe la medición de forma inalámbrica. Se utilizan los canales 1 y 2 para medir la deformación en ambos puntos, y se utiliza el canal analógico del módulo para captar los datos de voltaje del acelerómetro ubicado en la parte central de la malla.

Este equipo inalámbrico cuenta con un software llamado SensorConnect para analizar y procesar los datos que están midiendo los sensores. Dispone de 4 canales de entrada de un solo extremo con un rango de medición de ± 10.24 [V], y 4 canales de entrada diferencial con un rango de ± 156 [mV]. Los primeros son menos sensibles a cambios pequeños de voltaje, con una ganancia configurable y un filtro anti-aliasing. El rango inalámbrico es de 100 [m] en interiores y la batería tiene un tiempo de duración estimado de 190 horas utilizando los 4 canales. Para lograr una medición precisa de la deformación en la dirección del largo y ancho, se requieren 2 equipos para conectar los 8 nodos de entrada diferencial, los cuales ofrecen mejores características para esta aplicación.

5.4.2 Medición de vibración en la malla

Para medir las vibraciones presentes en la malla, cuando el sistema está funcionando al vacío o con carga, se utiliza un acelerómetro analógico ADXL335, que cuenta con 3 salidas de voltaje para medir señales en los 3 ejes coordenados. Tiene una escala de $\pm 3G$ y utiliza un nivel de tensión de 3.3 [V]. Este acelerómetro es compatible con el módulo V-Link 200, y posee una sensibilidad de 270 a 330 [mV/g] (radiométrico), donde la salida de medición de 0G siempre está a la mitad del voltaje de suministro de 3.3 V, -3g está a 0 V y +3g está a 3.3 [V].

5.4.3 Medición de vibración en los apoyos

Otra forma de verificar si el modelo se acerca a la realidad es mediante la medición de la vibración en los apoyos del harnero. Esta medición se compara con el modelo numérico utilizando las ecuaciones del movimiento. La solución obtenida del modelo proporciona la vibración del sistema, que se utiliza como parámetros para configurar el movimiento en el modelo DEM.

Para esto se utilizan 2 instrumentos para poder medir las vibraciones y un sistema de adquisición de datos, los cuales son:

- NI-9229
- PCB 601A02
- cDAQ-9172

El cDAQ-9172 es un chasis CompactDAQ fabricado por National Instruments. Se trata de una plataforma modular utilizada para adquirir datos en tiempo real en aplicaciones de medición y control. Este modelo en particular es un chasis de 4 ranuras que proporciona la infraestructura necesaria para alojar módulos de entrada/salida (E/S) en esas ranuras. Estos módulos pueden incluir entradas analógicas, salidas analógicas, entradas digitales, salidas digitales, módulos de adquisición de datos, entre otros.

Este dispositivo se utiliza para adquirir datos de sensores en tiempo real y se comunica con un host, como una computadora, a través de USB o Ethernet, lo que facilita la conexión y configuración del sistema. Se integra con el software LabVIEW para configurar, controlar y visualizar datos.

El NI-9229 es un módulo específico de la serie de módulos de entrada analógica de National Instruments (NI), diseñado para ser utilizado con plataformas de hardware como los chasis CompactDAQ (cDAQ). Este módulo se utiliza para adquirir datos de señales analógicas en tiempo real, convirtiendo las señales de entrada analógicas en datos digitales para su procesamiento por un software.

El NI-9229 tiene una resolución de 24 bits, lo que significa que puede representar con precisión señales analógicas. Puede adaptarse a diferentes niveles de voltaje de entrada y se configura y controla a través de LabVIEW. Además, cuenta con 4 entradas diferenciales para conectar sensores.

Para medir las vibraciones, se utiliza un acelerómetro piezoeléctrico de PCB Piezotronics, específicamente el modelo 601A02. Los acelerómetros piezoeléctricos funcionan utilizando cristales piezoeléctricos que generan una carga eléctrica en respuesta a la aceleración. Esta carga se convierte en una señal de voltaje proporcional a la aceleración experimentada.

Este acelerómetro tiene un rango de medición de $\pm 10G$ ($\pm 98 \text{ [m/s}^2\text{]}$) y una sensibilidad de $\pm 20\%$, es decir, 500 [mV/g] , que se refiere a la cantidad de carga que genera por unidad de aceleración. Los acelerómetros piezoeléctricos pueden tener una frecuencia de resonancia de 16 [kHz] , que se debe evitar, y un rango de frecuencia de $0.17 \text{ a } 10 \text{ [kHz]}$. Para la medición, se utilizan 4 acelerómetros para medir las vibraciones horizontales y verticales en 2 descansos con base magnética, como se muestra en la Figura 15, donde se pueden distinguir los acelerómetros en los apoyos del harnero. Para efectos de distinción, el apoyo de la izquierda será el Apoyo A y el otro el Apoyo B.

5.4.4 Medición de la masa a las salidas

Para medir el flujo de material colado, se utilizan 2 cajones: uno para el material pasante en la malla (partículas con diámetro menor a 6 [mm]) y otro para el material con un diámetro mayor que excede el tamaño de colado. El sistema de medición consiste en montar cada cajón sobre una base metálica que consta de 3 celdas de carga. Estas celdas se conectan al módulo V-Link 200 para registrar el peso del cajón en un tiempo determinado, con el fin de obtener el flujo de material.

Esto se muestra en la Figura 19 donde se observa el cajón montado sobre la base metálica con las celdas de carga.

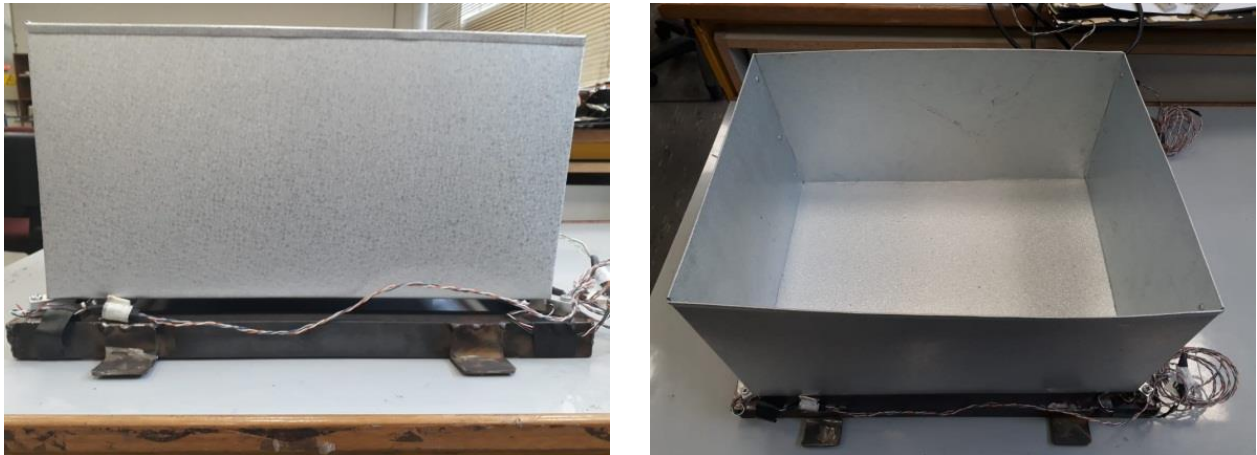


Figura 19: Balanza utilizada para obtener el flujo de material pasante por la malla. (Fuente: Elaboración propia)

Los parámetros técnicos de las celdas de carga son: tiene un rango de medición de $1\text{-}10 \text{ [kg]}$, una sensibilidad de salida de $1.0 \pm 0.1 \text{ [mV/V]}$ y una impedancia de salida de $1000 \pm 5\% \text{ [\Omega]}$.

Para efectos de medición se utilizan 3 celdas de carga para 1 recolector que pesa las partículas que están por encima del tamaño de abertura de la malla.

5.5 Preparación de muestras

Se preparan muestras de tamaño 16 [mm] con diferentes pesos para realizar 3 ensayos con partículas. Estas partículas corresponden a bolas de rodamientos que son limpiadas y secadas para poder utilizarlas en los ensayos. Además, se conoce la granulometría y la masa de entrada. El detalle de cuántos kilos de partículas se utiliza se muestra en el siguiente inciso, donde se aclaran algunas características de los ensayos realizados.

5.6 Análisis de los productos

Al finalizar el ensayo de harneado, se pesa el material tamizado y separado para verificar la correcta separación, tener una referencia de eficiencia del proceso de harneado y determinar los flujos másicos de salida, lo que permite determinar el flujo másico de entrada para utilizar en las simulaciones DEM. Dado que no se cuenta con una cantidad importante de partículas de menor tamaño que 6 [mm], solo se filtran partículas sobre el tamaño de abertura de la malla. Se registra la cantidad de material entrante y cómo se va depositando estas partículas en el tiempo en la balanza.

En el primer ensayo, se mide la velocidad de rotación del eje del motor con un tacómetro de contacto. Al cambiar la posición de los discos desbalanceados para aumentar la fuerza del motor, se espera que esta velocidad de rotación oscile, ya que, al aumentar la masa desbalanceada, el valor promedio tiende a presentar mayores variaciones. En los otros ensayos, la velocidad no se midió con el tacómetro de contacto porque las vibraciones aumentaban significativamente al aumentar la fuerza del motor. Además, se estima que esta velocidad cambie debido a que en el quinto ensayo el sistema está en resonancia, como se observa en las amplitudes vibratorias del ensayo experimental. Se tienen registros visuales de cada uno de estos ensayos.

5.7 Análisis de datos y resultados

Antes de realizar los ensayos, se procede a calibrar los strain gauges dispuestos en la malla según la deformación que experimentan al aplicar una masa conocida. Se sigue el mismo procedimiento para calibrar la balanza y obtener una correcta lectura de la masa depositada.

Para la calibración de los strain gauges en la malla, se colocan las masas conocidas en distintas posiciones y se mide la deformación promedio producto de la masa. Se tabulan estos datos diferenciando entre la parte superior, media e inferior de la malla. En la parte superior, se coloca la masa sobre el par de strain gauges; en la parte media, se coloca la masa sobre el acelerómetro ubicado en la mitad de la malla clasificadora; y en la parte inferior, se coloca la masa sobre el otro par de strain gauges.

Con los datos de masa conocida y deformación promedio cuando se aplica la carga, se realiza un ajuste por mínimos cuadrados para obtener los factores que relacionan la deformación con la carga aplicada sobre la malla en los puntos donde se ubican los strain gauges. Este proceso se muestra en la Figura 20.

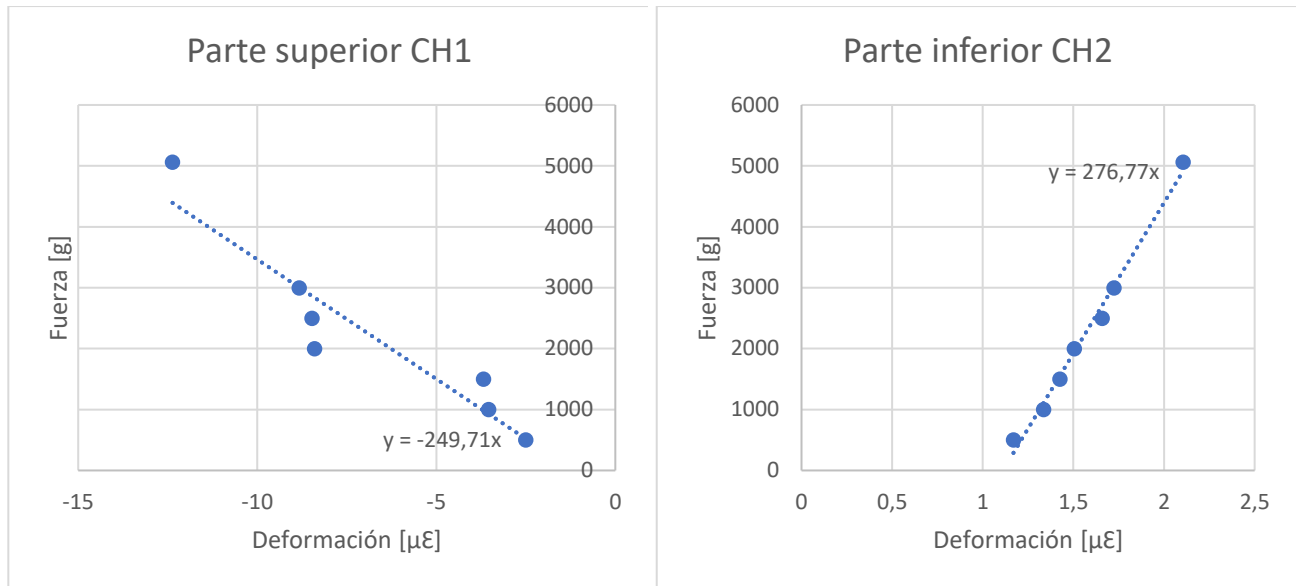


Figura 20: Calibración de los SG en la malla. (Fuente: Elaboración propia)

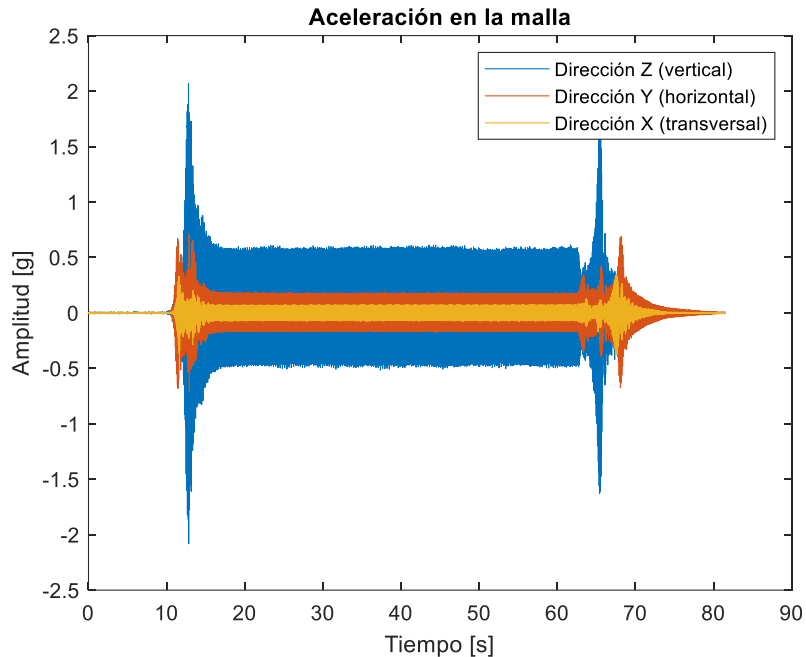


Figura 22: Medición de aceleración en la malla. (Fuente: Elaboración propia)

Se puede apreciar que la amplitud en la dirección vertical (la dirección vertical se refiere a la dirección normal a la malla, dado que el harnero se encuentra inclinado con un ángulo β) es significativamente mayor que en las otras direcciones. Además, la dirección transversal casi no presenta aceleración. El espectro en frecuencia de las tres direcciones se muestra en la Figura 23.

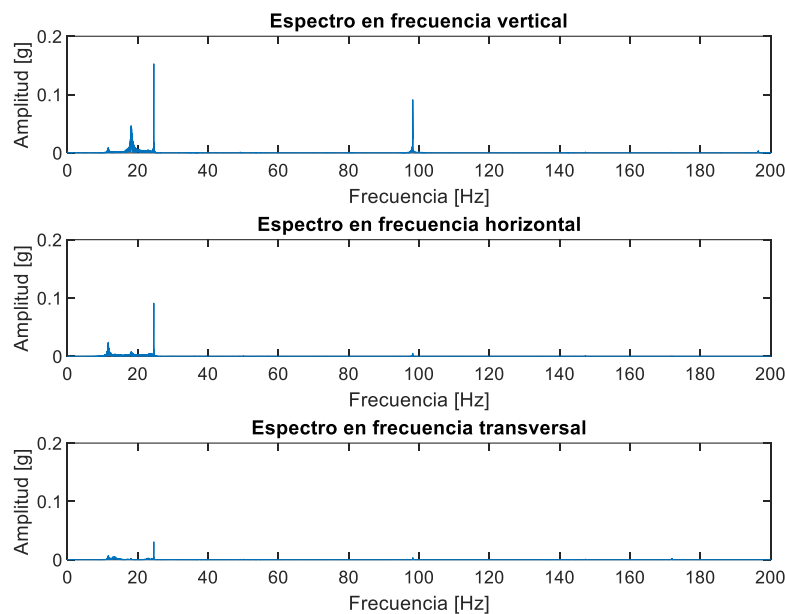


Figura 23: Espectro en frecuencia en las 3 direcciones de la señal en la malla. (Fuente: Elaboración propia)

En la Figura 23 se muestran los valores de amplitud vibratoria a la velocidad de rotación del motor de 1475 [rpm] (24,58 [Hz]), así como los valores de la frecuencia natural en las distintas direcciones:

11,61 [Hz] para la dirección horizontal, 13,27 [Hz] para la dirección transversal y 18,08 [Hz] para la dirección vertical. Además, se observa una componente a la 4X (cercano a los 100 [Hz]) de la velocidad de rotación, la cual se atribuye a la cantidad de discos que se desalinean respecto a los demás (3 discos) para lograr el cambio en la fuerza centrífuga.

En cuanto a la amplitud, se observa que la dirección vertical alcanza el mayor valor, llegando a 0,1527 [g] (equivalente a 1,498 [m/s²] o 2,4835 [mm]) a la velocidad de rotación del motor. Por otro lado, la dirección horizontal muestra una amplitud de 0,09113 [g] (equivalente a 0,894 [m/s²] o 1,4821 [mm]) a la frecuencia fundamental. Se puede notar que la amplitud horizontal es aproximadamente un 60% de la amplitud vertical. No se observa la componente a la 4X en esta dirección.

La medición de los acelerómetros en los apoyos del harnero vibratorio se muestra a continuación, donde el apoyo A es el que se encuentra en la izquierda de la Figura 21.

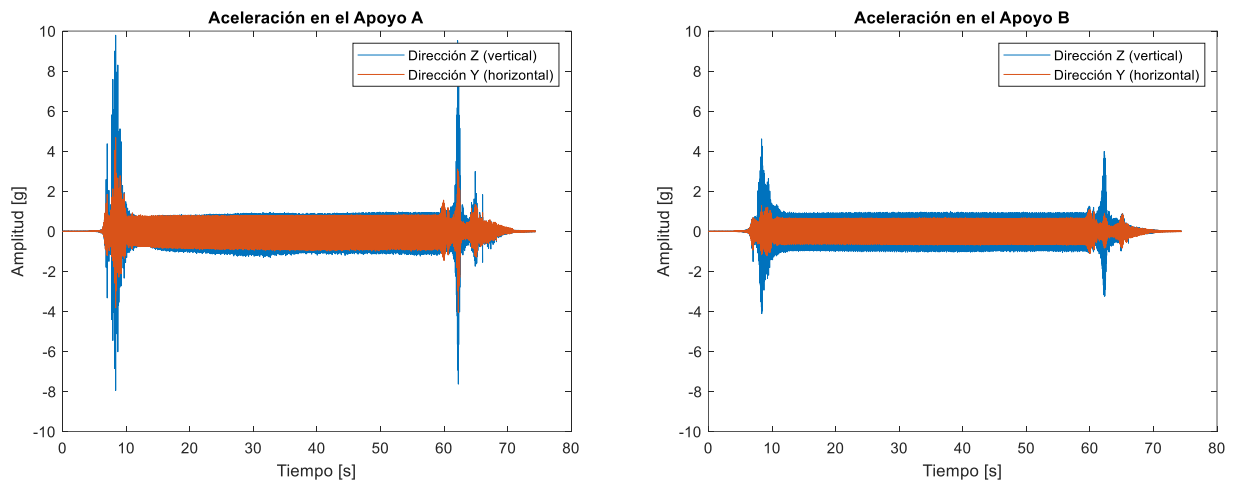


Figura 24: Medición de aceleración en los descansos. (Fuente: Elaboración propia)

En la Figura 24, se pueden distinguir el encendido y apagado del motor debido a las grandes amplitudes registradas (entre los 5-10 [s] y 62-70 [s], respectivamente), que coinciden con las frecuencias naturales (como se muestra en la Figura 22). Para visualizar las amplitudes de vibración y frecuencias, se realizó un espectro en frecuencia de las señales, que se muestra en la Figura 25. En la parte izquierda se observa el apoyo A.

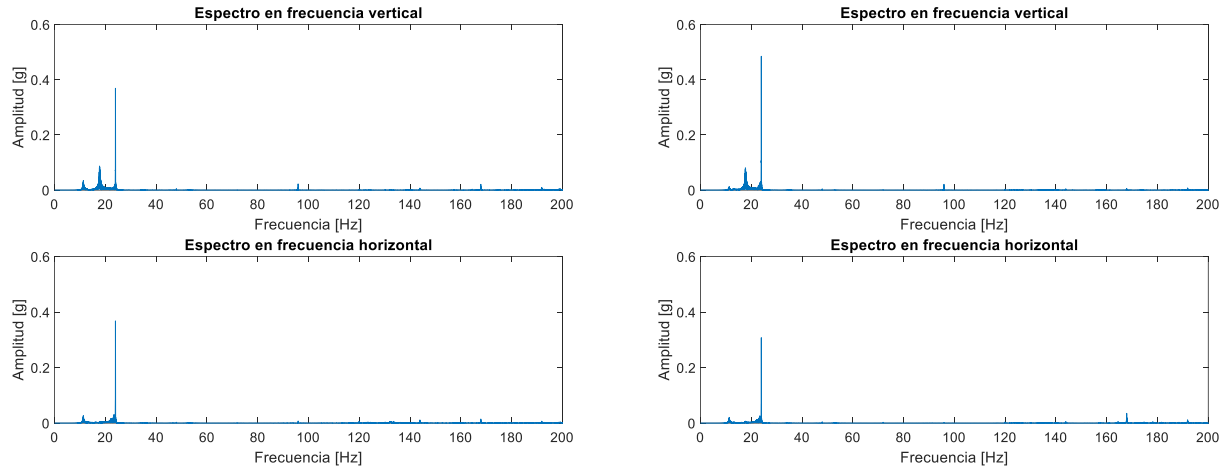


Figura 25: Espectro en frecuencia para ambos apoyos. (Fuente: Elaboración propia)

Como se muestra en la Figura 25, las frecuencias naturales y la velocidad de rotación del motor varían ligeramente debido a la resolución de los instrumentos. El acelerómetro en la malla tiene una calidad inferior a los acelerómetros ubicados en los descansos, lo que puede atribuirse a las no linealidades del sistema y a que la medición no se realiza en los mismos puntos. Sin embargo, se destacan las primeras frecuencias naturales de 17,715 [Hz] (18,08 [Hz]) y 11,344 [Hz] (11,61 [Hz]) para las direcciones verticales y horizontales, respectivamente. A la 1X del motor se presenta la componente principal de cada dirección.

En el caso de la amplitud, el apoyo *B* presenta un valor mayor respecto al apoyo *A*, alcanzando una amplitud vertical de 0,4848 [g] (4,7559 [m/s²] u 8,2716 [mm]) a la 1X, mientras que para el apoyo *A* se tiene una amplitud vertical de 0,3689 [g] (3,6189 [m/s²] o 6,2941 [mm]) a la 1X. La componente 4X se logra visibilizar en los espectros verticales, pero su valor es muy pequeño. Lo mismo ocurre para la componente de los 167,86 [Hz], que alcanza una amplitud horizontal de 0,0123 [mm], lo que es despreciable en comparación con la amplitud vibratoria a la 1X.

Las amplitudes horizontales medidas tienen un valor de 0,3679 [g] (6,277 [mm]) y 0,3076 [g] (6,155 [mm]) para el apoyo *A* y *B* respectivamente, para el caso del apoyo *A*, las amplitudes en ambas direcciones son similares mientras que para el apoyo *B*, la amplitud horizontal representa 75% de la vertical.

Por último, queda analizar la deformación de la malla cuando se opera el harnero en vacío, en especial, cuáles son las cargas sobre la malla en la partida y detención, para posteriormente poder realizar una comparación entre el caso en vacío y con carga.

La deformación obtenida sobre la malla se muestra en la Figura 26, en la cual se puede evidenciar las amplitudes de deformación cuando se opera el harnero en vacío.

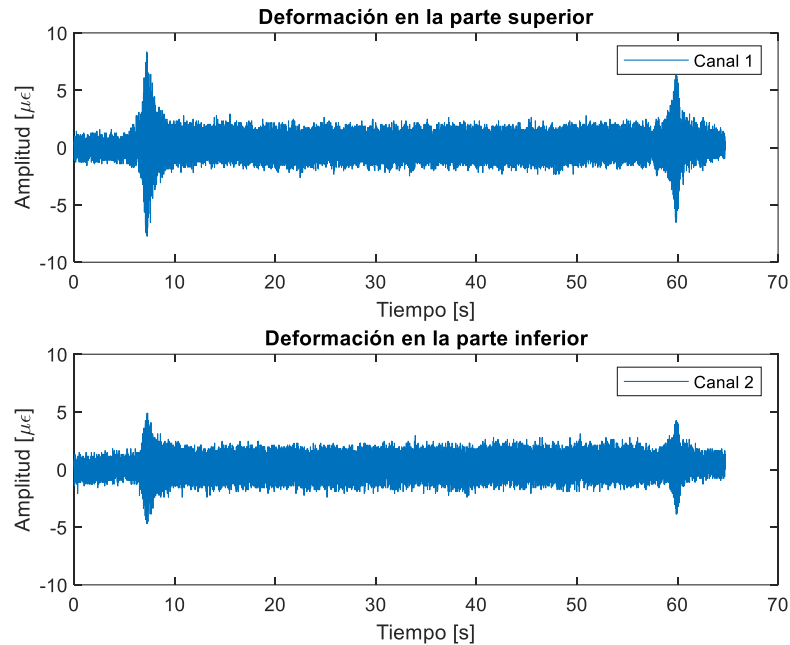
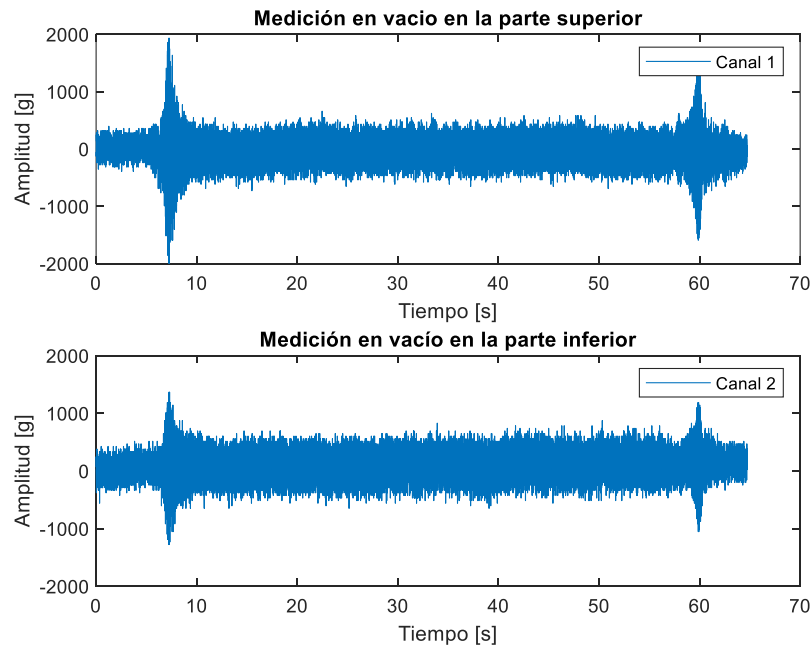


Figura 26: Deformación sobre la malla cuando el harnero opera en vacío. (Fuente: Elaboración propia)

A esta deformación se le aplica la calibración determinada anteriormente para el canal 1 en la parte superior y canal 2 en la parte inferior con el fin de obtener las cargas que se tienen sobre esos puntos de la malla. Posteriormente, se aplica una FFT para determinar las componentes principales de carga. Esto se muestra en la Figura 27, donde los espectros en frecuencia se presentan para el estado estacionario de 10 a 40 [s].



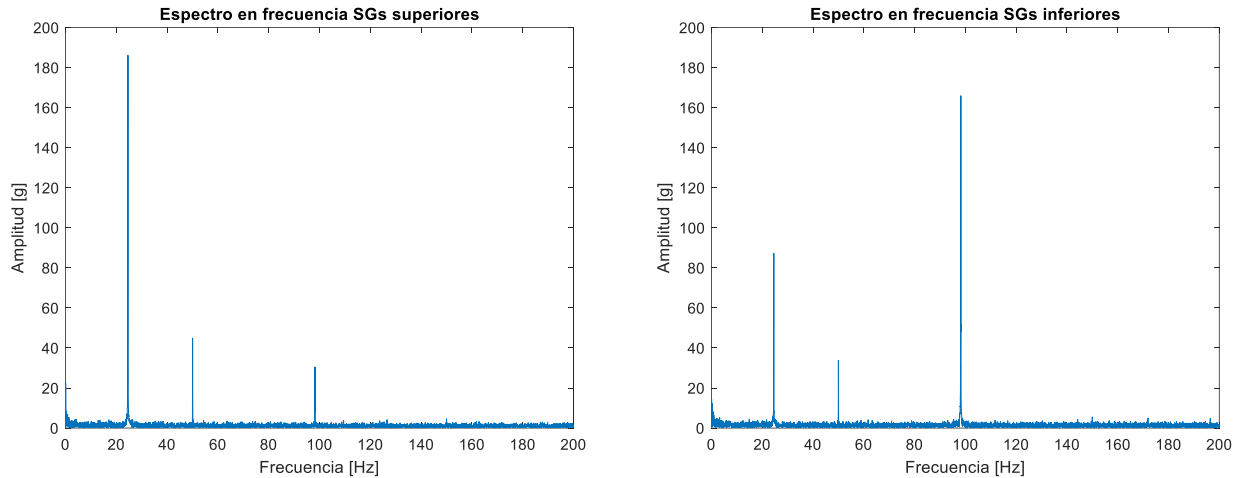


Figura 27: Cargas medidas en los puntos donde se ubican los SGs en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)

Para la parte superior se alcanza una carga máxima de 186 [g] y 165,95 [g] para la parte inferior. Se observan varias componentes a diferentes frecuencias, pero se destacan las de mayor amplitud, donde para la parte superior se encuentra a la 1X de la velocidad de rotación y para la parte inferior a la 4X. En la parte superior de la Figura 27 se muestra la deformación cuando se aplica la calibración y se transforma en carga en el tiempo para los 2 canales.

Para el siguiente ensayo se tienen las mismas condiciones, solo que en este caso se aplica una carga total de 25 [kg] y se analizan las diferencias con el caso en vacío.

6.2 Segundo ensayo experimental

Como se anuncia anteriormente, en este ensayo se mantienen las condiciones de 7% de la fuerza nominal del motor y velocidad de rotación de 1475 [rpm], la medición de aceleración en la malla se muestra en la Figura 28.

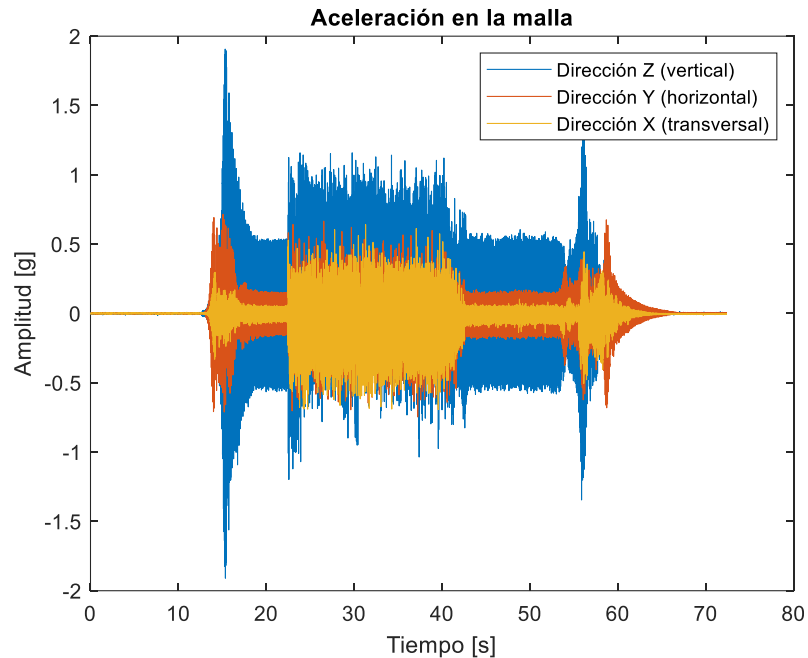


Figura 28: Medición de aceleración en la malla. (Fuente: Elaboración propia)

Se observa claramente el período durante el cual ocurre la descarga de partículas sobre el harnero, que tuvo una duración aproximada de 20 segundos. Asimismo, se destaca que la mayor amplitud vibratoria se registró en la dirección vertical. Los espectros en frecuencia para cada dirección se presentan en la Figura 29, donde se pueden notar discrepancias con respecto al espectro mostrado en la Figura 23. Se identifican componentes a frecuencias distintas y se evidencia un mayor nivel de ruido, atribuible al impacto de las partículas sobre la malla.

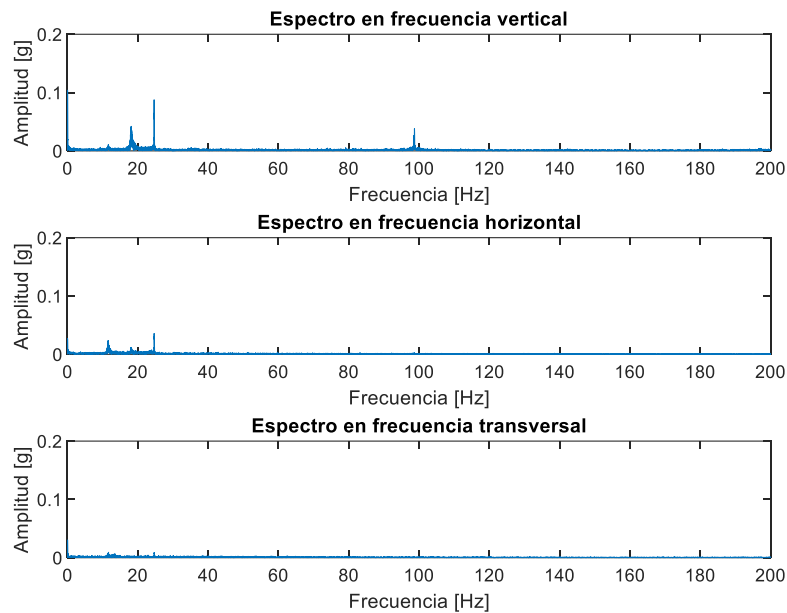


Figura 29: Espectro en frecuencia en las 3 direcciones de la señal en la malla. (Fuente: Elaboración propia)

El análisis comparativo de los espectros en las diferentes direcciones (Figura 23 y Figura 29) revela una disminución en la amplitud vibratoria del movimiento en las tres direcciones a la velocidad de rotación del motor (1X). Se observan varias componentes de baja amplitud a diferentes frecuencias, siendo la componente vertical más significativa a 0,013 [Hz]. También se identifican componentes de mayor amplitud a baja frecuencia, atribuibles al impacto de algunas partículas cercanas al acelerómetro ubicado en el centro de la malla.

Si nos enfocamos en la dirección vertical, como se muestra en la Figura 30, durante un estado estacionario del ensayo (entre los 20 y 50 segundos), se distingue una componente de baja frecuencia con una amplitud de 0,11 g (2,48 [mm]). También se observa que la frecuencia de la componente correspondiente a la velocidad de rotación del motor (1X) se ve ligeramente afectada, aumentando ligeramente en el caso con carga, lo cual se atribuye al impacto de las partículas sobre el sistema.

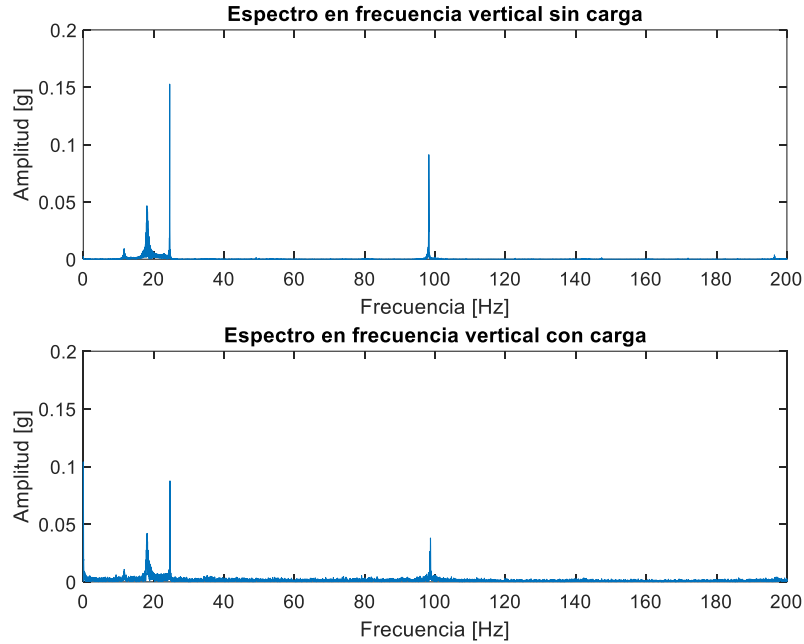


Figura 30: Espectro vertical para el caso en vacío y con carga de 25 [kg]. (Fuente: Elaboración propia)

Un aspecto destacado son las órbitas descritas por la máquina en funcionamiento. Durante un estado estacionario de 30 a 40 segundos de ensayo, se registraron las órbitas mediante el acelerómetro ubicado en la malla, como se muestra en la

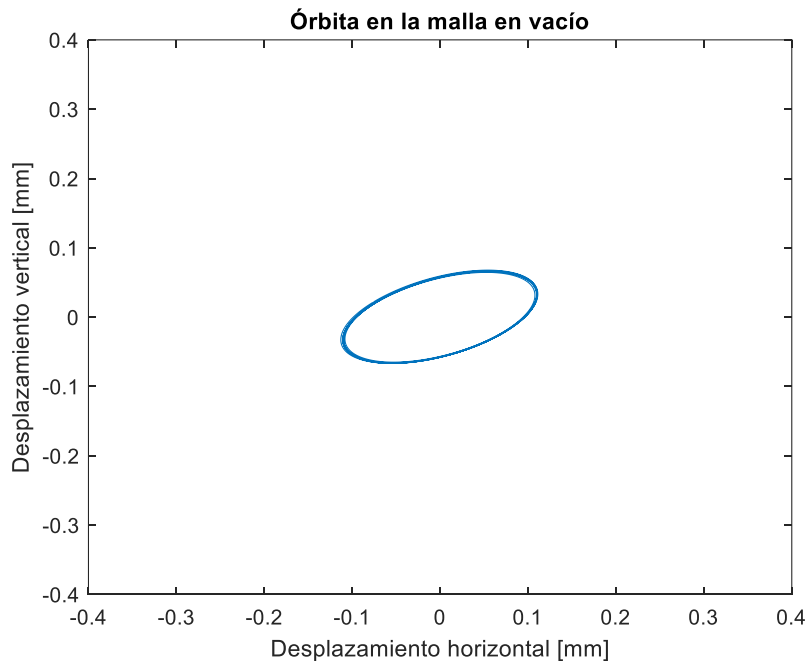


Figura 31. En este análisis, se convirtió la señal de aceleración a desplazamiento y se graficó tanto el desplazamiento vertical como horizontal.

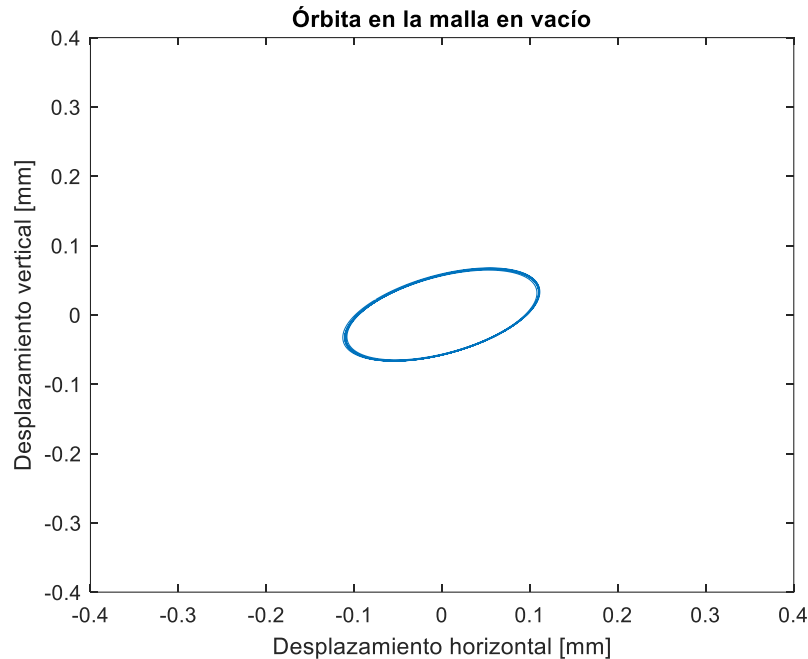


Figura 31: Órbitas en la malla para primer y segundo ensayo en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)

Se observan diferencias significativas cuando se aplican cargas. Para el caso en vacío, se aprecia una órbita claramente elíptica, típica de un sistema en condiciones normales de funcionamiento. En cambio, para el caso con carga, la presencia de partículas impactando sobre la malla altera notablemente su desplazamiento, generando una órbita distorsionada y no uniforme, por lo que se decide no presentar esa figura.

Respecto a las mediciones en los apoyos del harnero se realiza el mismo procedimiento donde se muestra lo obtenido en el ensayo y se realiza una comparación con el caso en vacío.

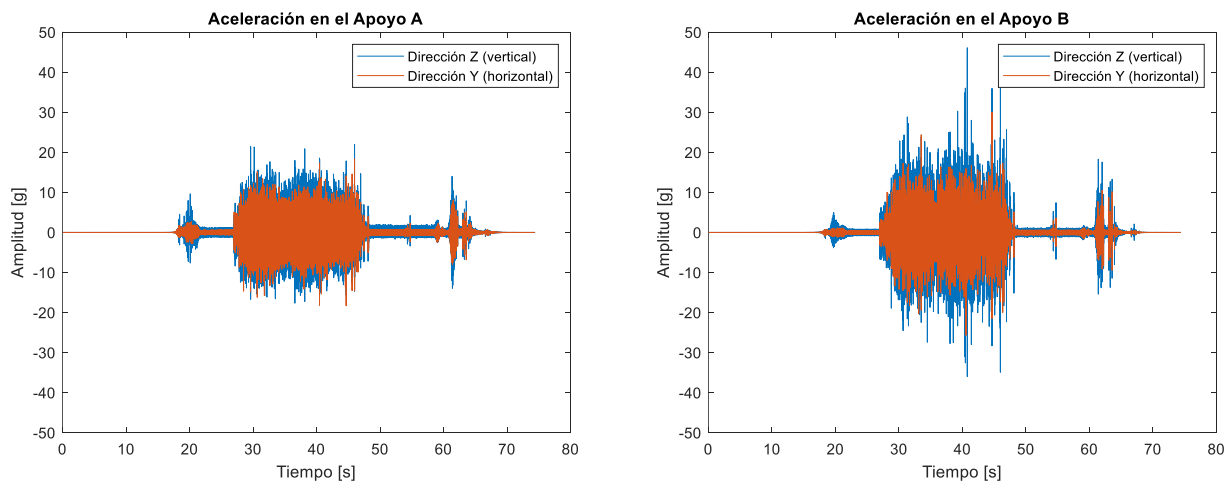


Figura 32: Medición de aceleración en los descansos. (Fuente: Elaboración propia)

En este caso, se observa una mayor amplitud vibratoria en el apoyo *B* debido a las cargas que se desplazan a través de la malla clasificadora. Cerca de los 20 segundos, se registra la partida del motor,

entre los 25 y 50 segundos se produce la alimentación de partículas sobre el harnero vibratorio, y a los 60 segundos se observa la detención del motor. Se nota que las amplitudes durante la detención del motor son mayores que durante la partida. Esto se debe a que la detención del motor, desde los 1500 [rpm] hasta detenerse completamente, ocurre en 10 segundos, por lo que el sistema permanece más tiempo cerca de una frecuencia natural.

Los espectros en frecuencia para ambas direcciones en ambos apoyos se ilustran en la Figura 33. Se muestra el espectro acotado hasta los 200 [Hz]. En el espectro completo se pueden apreciar componentes a altas frecuencias (alrededor de los 2500 a 6000 [Hz]) que no estaban presentes en el caso en vacío. Estas amplitudes adicionales se atribuyen al impacto y/o ruido de las partículas sobre la malla del harnero que generan un efecto de resonancia.

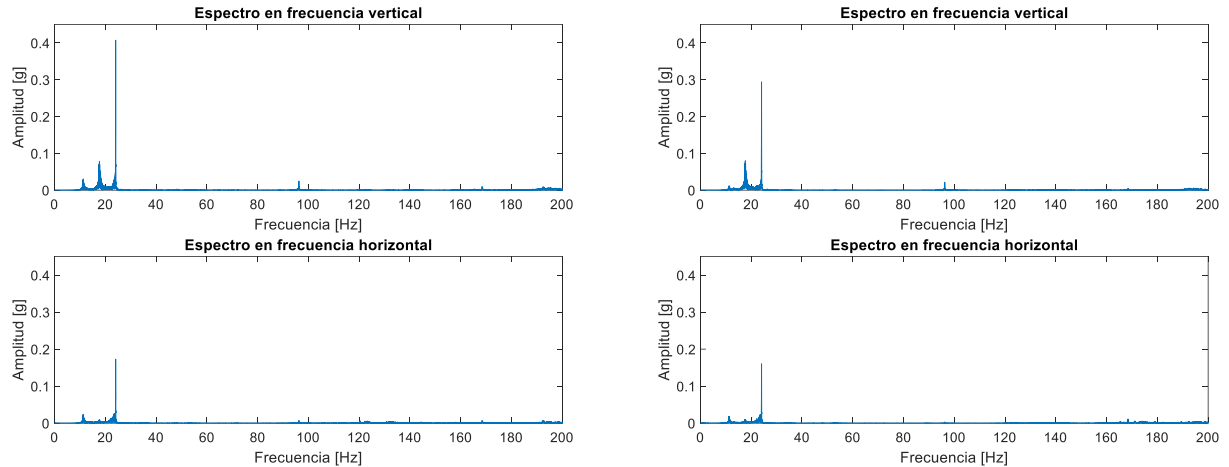


Figura 33: Espectro en frecuencia para ambos apoyos, izquierda apoyo A, derecha apoyo B. (Fuente: Elaboración propia)

Al realizar la comparación entre el caso en vacío y con una carga de 25 [kg] de partículas, se observa un ligero cambio en la amplitud vibratoria y en la frecuencia a la que se presenta la 1X debido a las cargas producto de las partículas, además de las amplitudes a altas frecuencias que se pueden apreciar en la Figura 34. Respecto a la amplitud (en el estado estacionario de 25 a 50 segundos), la de mayor valor se registra a la 1X y es de 0,67 g (10,89 [mm]), con una diferencia de 3,25 [mm] respecto al caso en vacío.

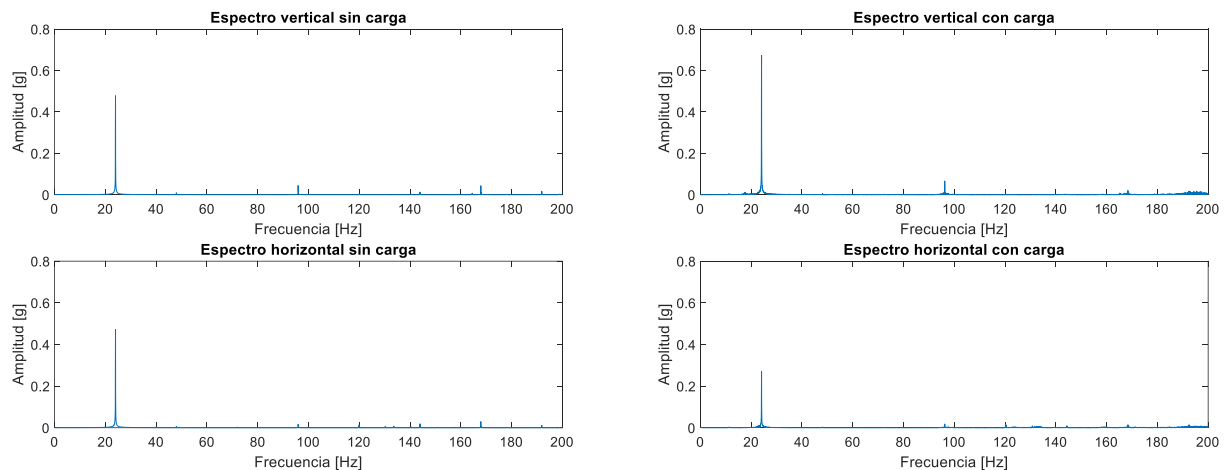


Figura 34: Comparación de espectros en el apoyo A en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)

Se puede realizar una comparación entre las órbitas descritas por los apoyos. En la Figura 35 se muestran las órbitas para el caso en vacío y con carga. A diferencia de la órbita descrita en la malla, las órbitas de los apoyos presentan una forma más definida, cercana a una elipse. Se observa claramente el efecto de las partículas sobre el desplazamiento de los apoyos, ya que estas tienden a modificar la forma de las órbitas, haciéndolas más elípticas en comparación con el caso en vacío.

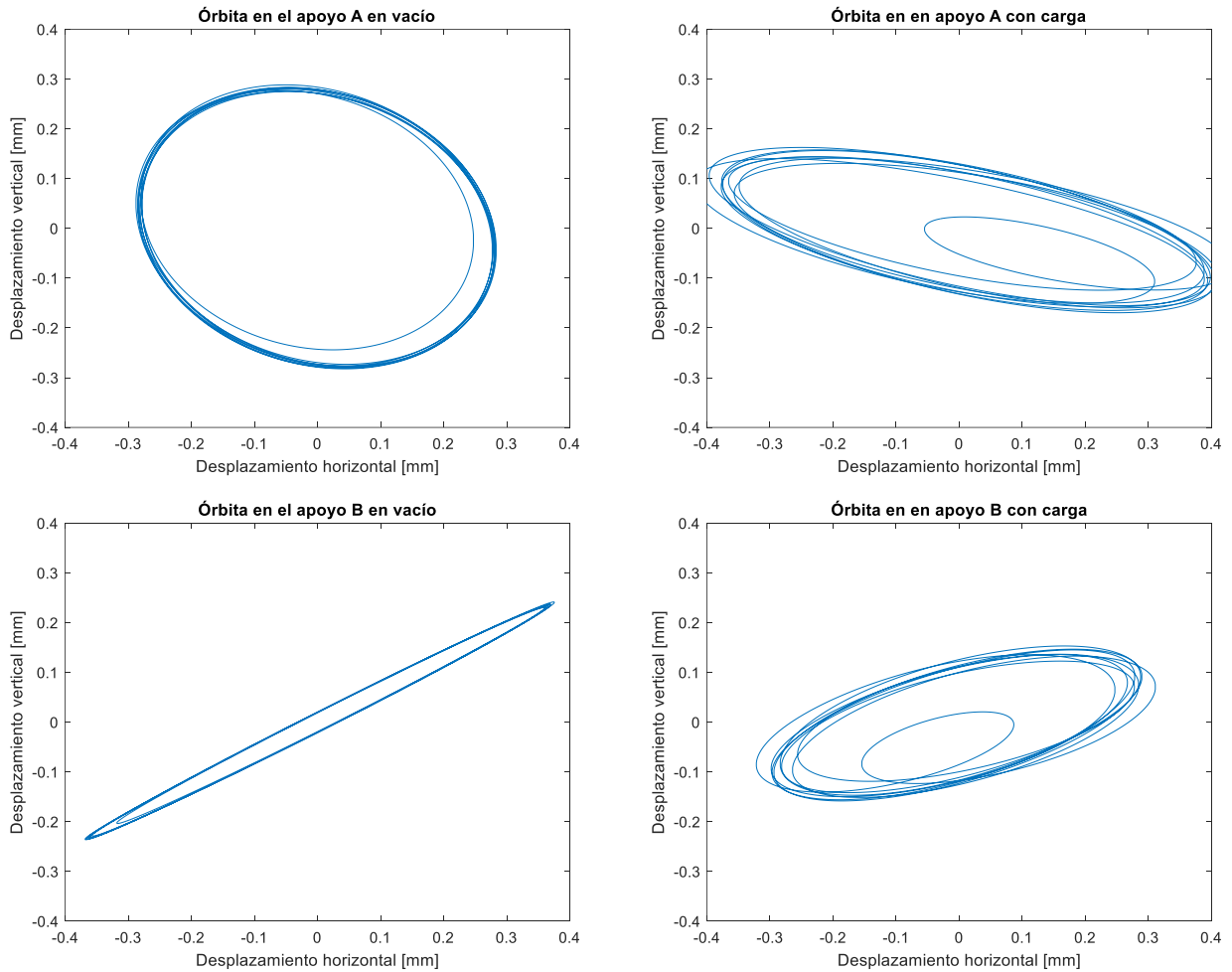


Figura 35: Órbita en los apoyos para el primer y segundo ensayo en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)

Lo que queda es analizar la deformación en la malla cuando el sistema presenta cargas y realizar una comparación con el caso en vacío. El canal 1 representa la deformación en un punto en la parte superior de la malla y el canal 2 en la parte inferior de esta. A la deformación registrada se aplica la calibración obtenida para así relacionar este valor con una fuerza o carga, lo cual se ilustra en la Figura 36, donde los espectros en frecuencia se muestran para el estado estacionario de 10 a 40 segundos.

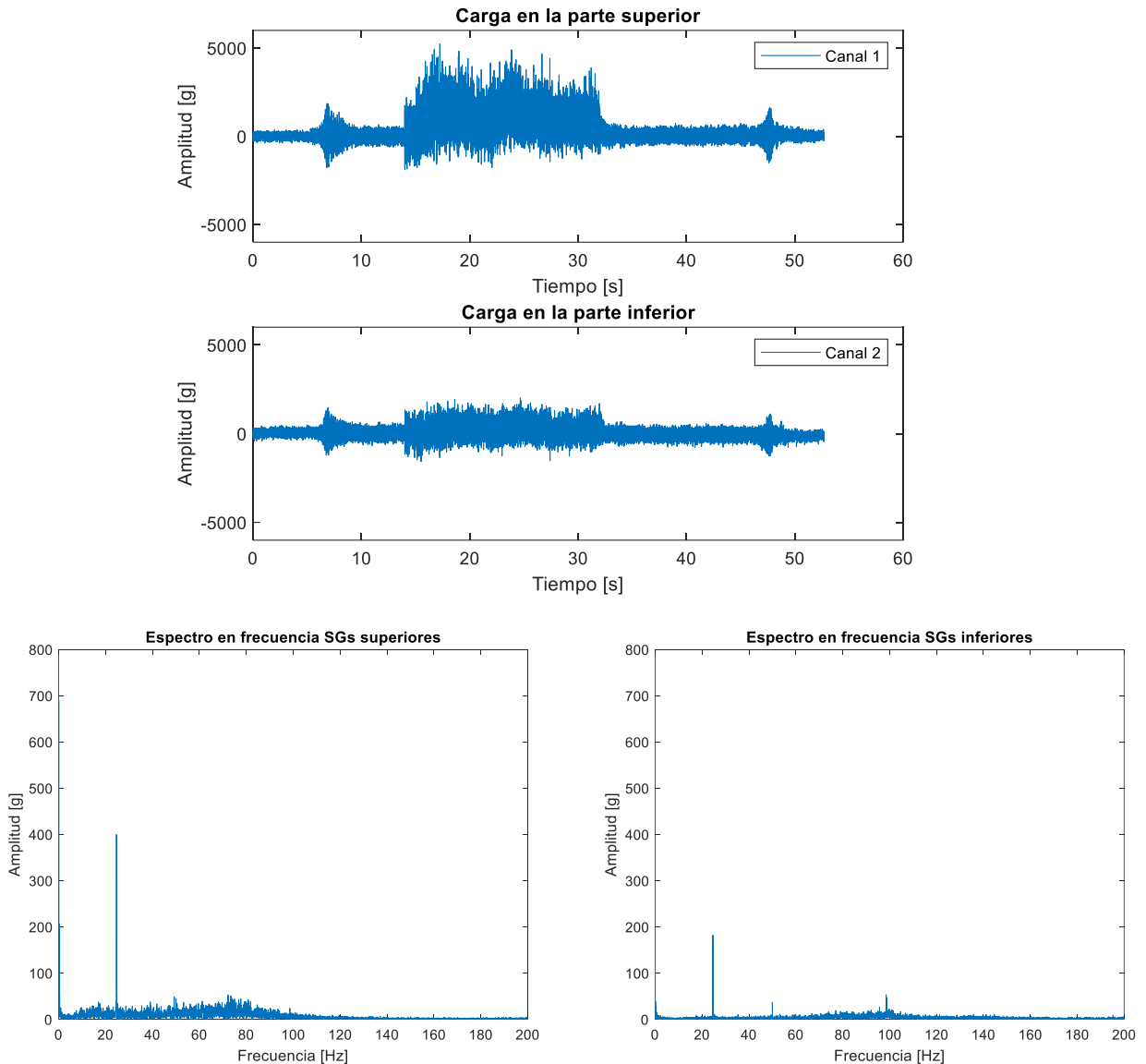


Figura 36: Cargas medidas en los puntos donde se ubican los SGs en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)

La mayor carga en ambos puntos de la malla es de 691 [g] y 194 [g] para la parte superior e inferior de la malla, respectivamente, ambos a la misma frecuencia de 0,033 [Hz]. También se presentan componentes a otras frecuencias debido al impacto de una o varias partículas sobre la malla. Al comparar los espectros con el caso en vacío (Figura 27) y con carga (Figura 36), se aprecian diferencias en la amplitud de la 1X, siendo en el caso con carga de mayor amplitud y a una frecuencia diferente debido a las cargas. Es imposible atribuir cuántas partículas causan las distintas cargas, pero se cuenta con un valor de fuerza en 2 puntos de la malla para poder comparar con una simulación DEM.

Lo último para analizar en este ensayo es el peso registrado por la balanza durante el ensayo, la cual está compuesta de 3 celdas de carga de 20 [kg] de peso máximo y estas 3 celdas se conectan para

registrar la deformación que experimentan durante el ensayo producto de las partículas que se almacenan dentro del cubo de la balanza.

De la misma manera que para la deformación en la malla, mediante una calibración se obtiene el factor con el cual se puede obtener el peso registrado por cada celda. Se aplica la calibración obtenida a partir de pesos conocidos y se obtiene lo mostrado en la Figura 37. Se tiene un cierto grado de error, ya que lo registrado del peso total de las partículas de 16 mm al principio del ensayo es de 25 kg, de los cuales 0,722 kg cayeron fuera de la balanza, y el peso máximo registrado por una celda de carga es de 16 kg, con un flujo másico de 1,067 kg/s, con una diferencia de 8 kg aproximadamente atribuido a errores de montaje y calibración.

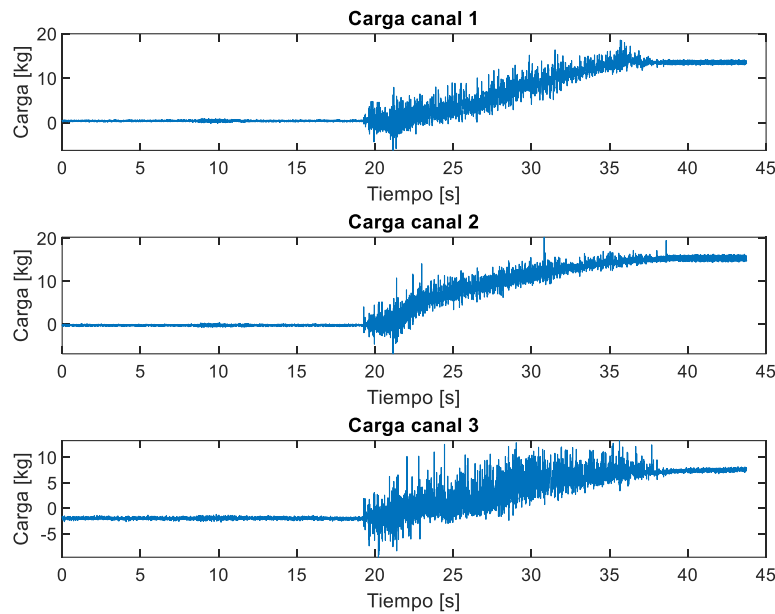


Figura 37: Peso registrado durante el ensayo. (Fuente: Elaboración propia)

6.3 Tercer ensayo experimental

El ensayo mencionado representa un cambio significativo en la configuración de operación del harnero, ya que se ajustan las masas desbalanceadas del motor para trabajar con un 19% de la fuerza nominal, lo que equivale a una fuerza centrífuga de 182,4 [N] a una velocidad de 1475 [rpm]. Además, se modifica la carga total de partículas utilizadas, que en este caso fue de 36,8 [kg].

La Figura 38 ilustra la medición del acelerómetro en la malla, aunque no se realizó un ensayo en las mismas condiciones en vacío para fines de comparación. Sin embargo, esta medición es útil para cuantificar el aumento en la amplitud vibratoria al incrementar la fuerza centrífuga del motor eléctrico.

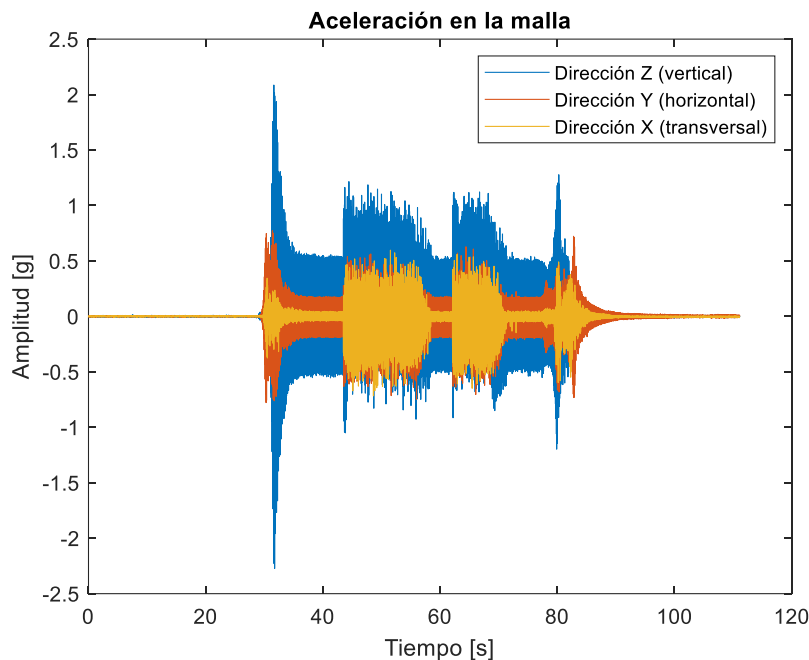


Figura 38: Medición de aceleración en la malla. (Fuente: Elaboración propia)

La Figura 39 muestra los espectros en frecuencia de la medición en la malla, donde se observa una disminución en la amplitud vibratoria a la frecuencia de la velocidad de rotación del motor (1X) debido a las cargas de partículas sobre el sistema. También se aprecian varias componentes de baja amplitud a distintas frecuencias, con excepción de la componente de mayor amplitud a baja frecuencia, atribuida al impacto de las partículas sobre la malla, que alcanza un valor de 0,0772 [g] (1,25 [mm]). Asimismo, al igual que en los casos anteriores, se distingue un ligero cambio en la frecuencia a la que aparece la 1X del motor.

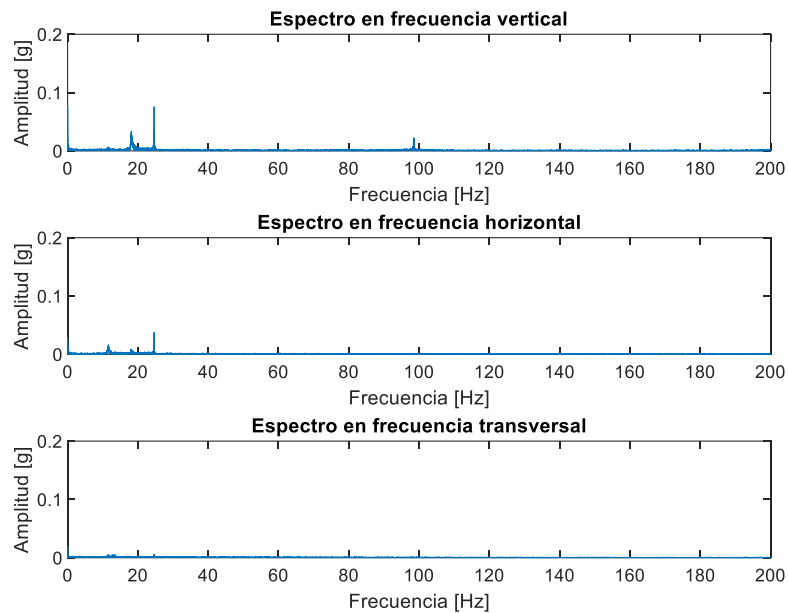


Figura 39: Espectro en frecuencia en las 3 direcciones de la señal en la malla. (Fuente: Elaboración propia)

Respecto a la órbita en la malla, tal y como pasa para el segundo experimento, la forma de la órbita no se logra distinguir y solo se muestra la órbita descrita por los apoyos. Sin embargo, si se desea conocer la órbita en la malla sin cargas se puede determinar entre los 35 y 40 segundos de medición.

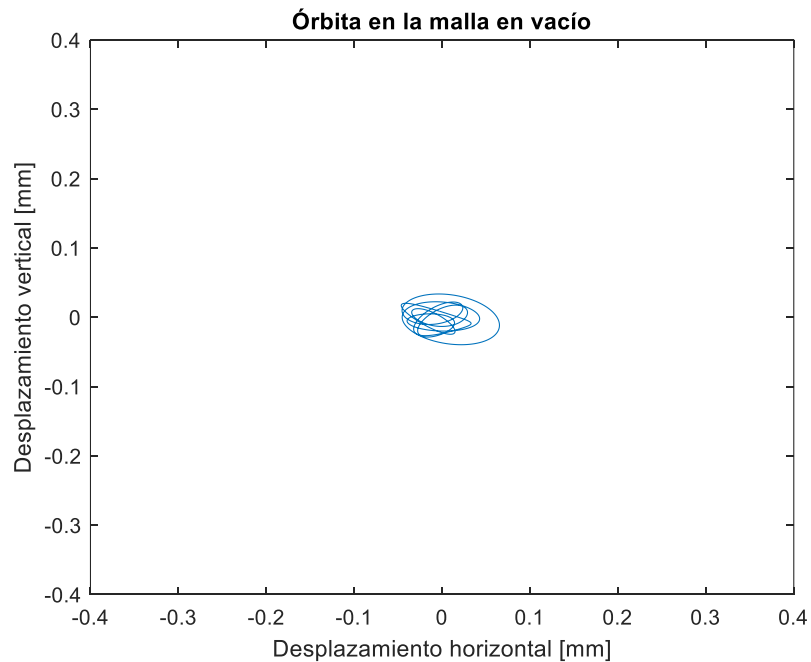


Figura 40: Órbita en la malla para el tercer ensayo en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)

La Figura 41 muestra la medición en los apoyos, donde se observa un ligero aumento en la amplitud de la forma de onda tanto para el apoyo A como para el apoyo B. Al igual que en el caso anterior, parece haber una mayor amplitud en el apoyo B. Se analizaron los espectros en estas señales para determinar las componentes principales, como se ilustra en la Figura 42, que muestra el espectro en el rango completo de frecuencias, y en la Figura 43, que muestra el espectro en estado estacionario de 20 a 55 [s].

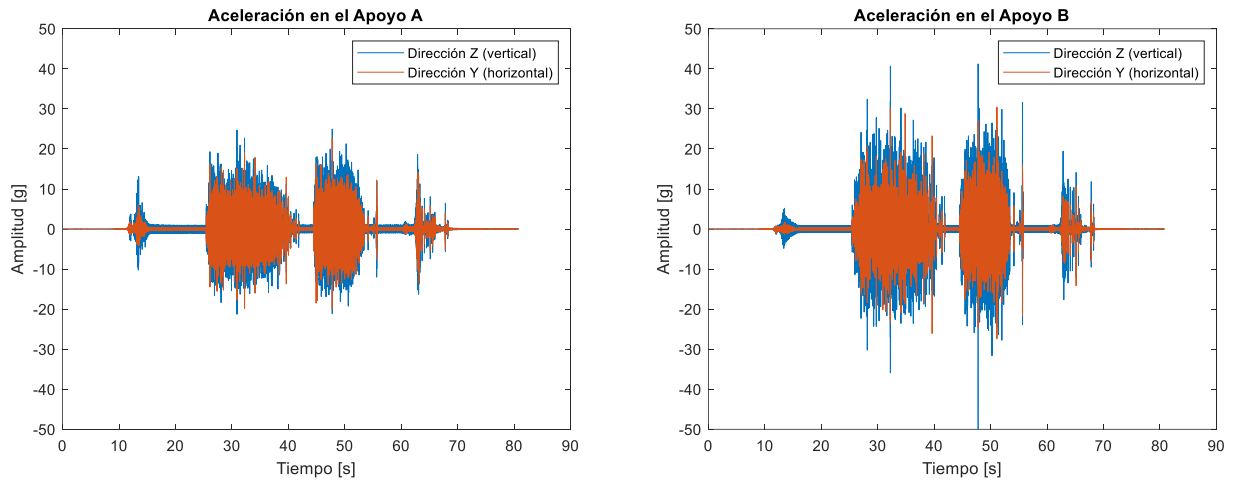


Figura 41: Medición de aceleración en los descansos. (Fuente: Elaboración propia)

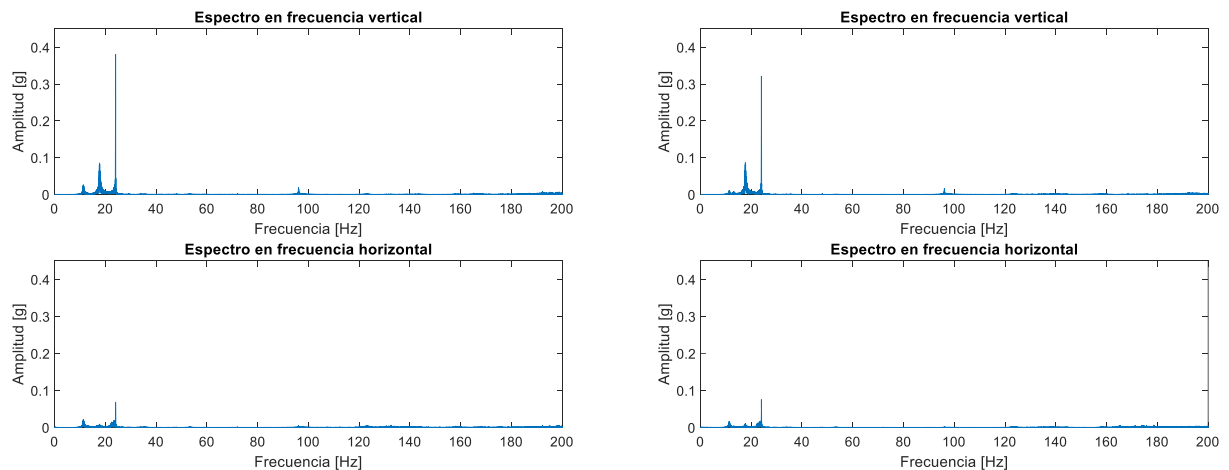


Figura 42: Espectro en frecuencia para ambos apoyos, izquierda apoyo A, derecha apoyo B. (Fuente: Elaboración propia)

Si se comparan estos espectros con el caso anterior, donde se tiene una fuerza de 67,2 [N], y en este caso de 182,4 [N], se logra apreciar una leve disminución de amplitud a la 1X en la dirección vertical y una drástica disminución en la dirección horizontal (ver Figura 33 y Figura 42). De igual manera, se presentan componentes de baja amplitud a altas frecuencias. Es en la dirección vertical donde se alcanzan las mayores amplitudes, donde para el apoyo A se tiene un valor de 0,65 [g] (10,57 [mm]) y para el apoyo B un valor de 0,55 [g] (8,95 [mm]) en estado estacionario.

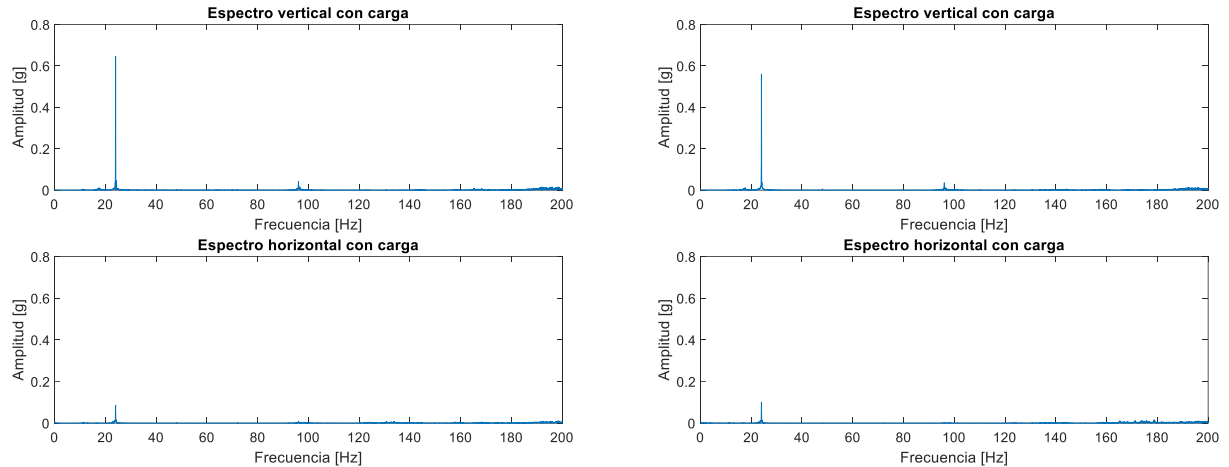
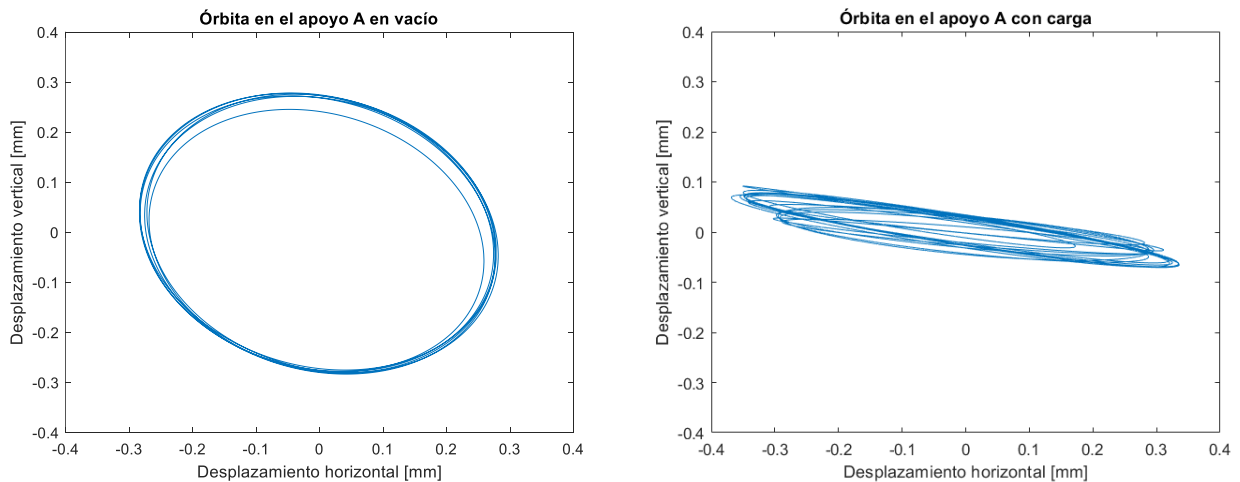


Figura 43: Espectro en frecuencia para ambos apoyos, izquierda apoyo A, derecha apoyo B en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)

En este caso no es posible realizar una comparación con un caso en vacío, ya que no se realizó un ensayo bajo estas condiciones de operación, pero sirve de referencia para ver el cambio del sistema ante un cambio en la fuerza excitadora.

La órbita descrita por los apoyos se muestra en la Figura 44, donde se presenta la órbita para el caso en vacío, es decir, cuando no se aplican cargas en el ensayo. En estas condiciones, se puede apreciar el efecto de las partículas sobre las órbitas descritas, ya que estas tienden a modificar la forma de las órbitas, haciéndolas más aplanadas y con un comportamiento elíptico no uniforme.



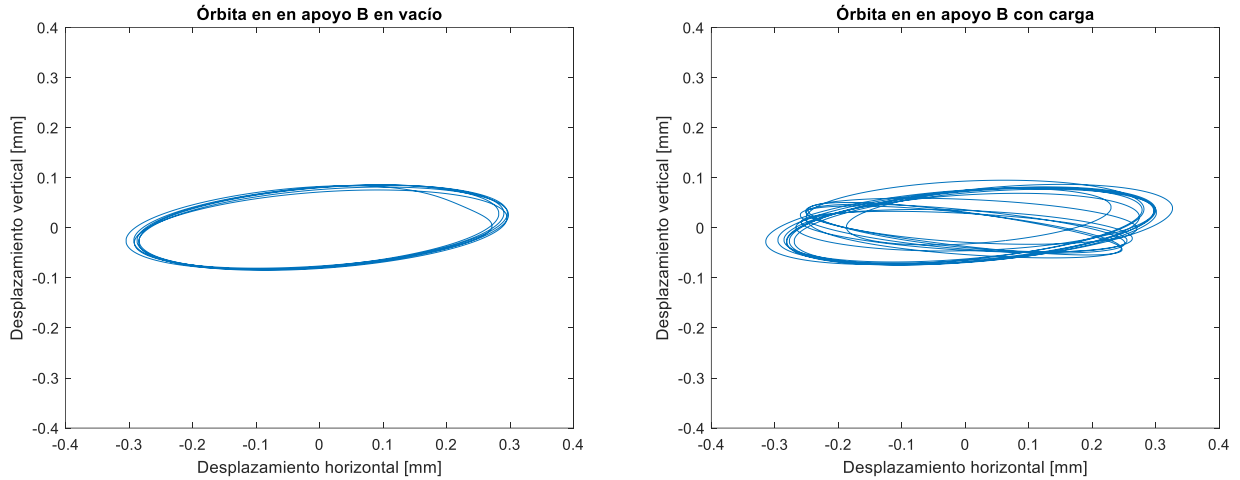
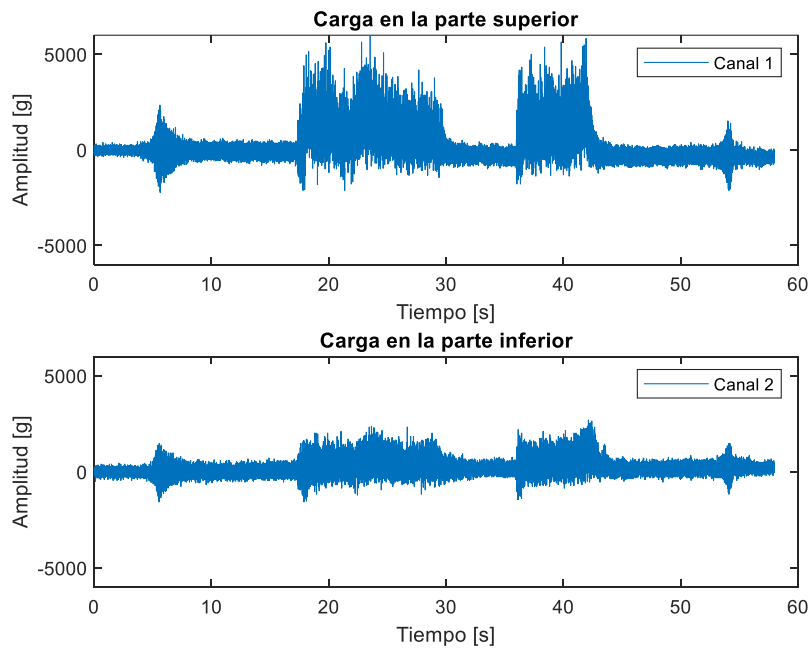


Figura 44: Órbita en los apoyos para el tercer ensayo en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)

La deformación sobre la malla se aplica la calibración y se realiza una FFT para poder determinar las componentes principales, lo que se ilustra en la Figura 45 donde el espectro en frecuencia se muestra para un estado estacionario de 10 a 50 [s].



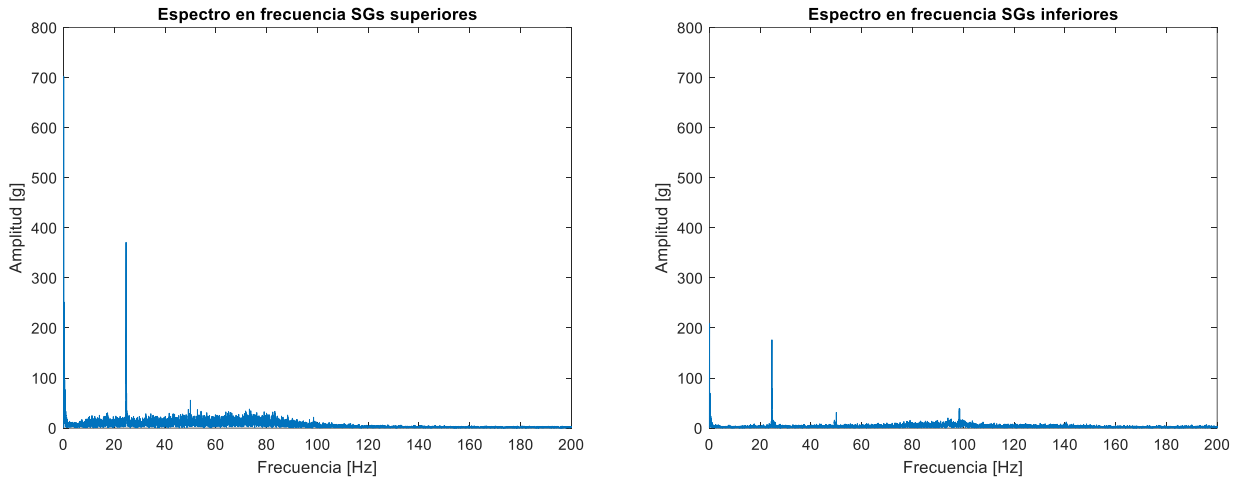


Figura 45: Cargas medidas en los puntos donde se ubican los SGs en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)

Donde la carga máxima para el punto superior es de 702 [gr] y 208 [gr] para el punto inferior, ambos a una frecuencia baja de 0,05 [Hz], además se logran distinguir cargas a diferentes frecuencias producto de las partículas, además de la componente a la 1X.

Se continúa con el mismo procedimiento, el peso registrado por la balanza se muestra en la Figura 46 donde se logra evidenciar las 2 etapas de alimentación, donde el valor final registrado por las celdas de carga es de 20 [kg] con un flujo másico aproximado de 1 [kg/s] en contraste con el peso inicial medido de 36,8 [kg].

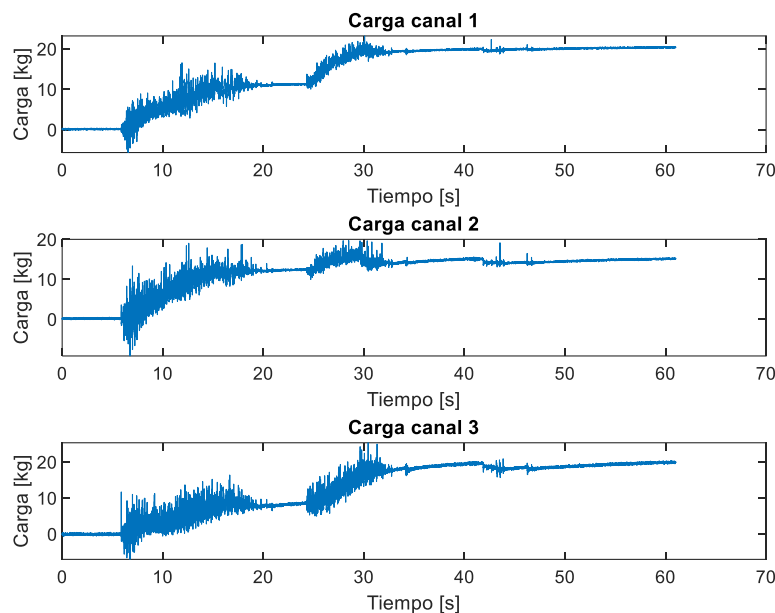


Figura 46: Peso registrado durante el ensayo. (Fuente: Elaboración propia)

6.4 Cuarto ensayo experimental

En este ensayo, nuevamente se cambia la magnitud de la fuerza centrífuga a un 35% de la fuerza nominal de 960 [N], es decir, se trabaja con una fuerza de 336 [N] a una velocidad de 1475 [rpm]. Al tener una mayor fuerza centrífuga, es de esperar una mayor amplitud vibratoria, lo que se ve reflejado en las mediciones mostradas a continuación.

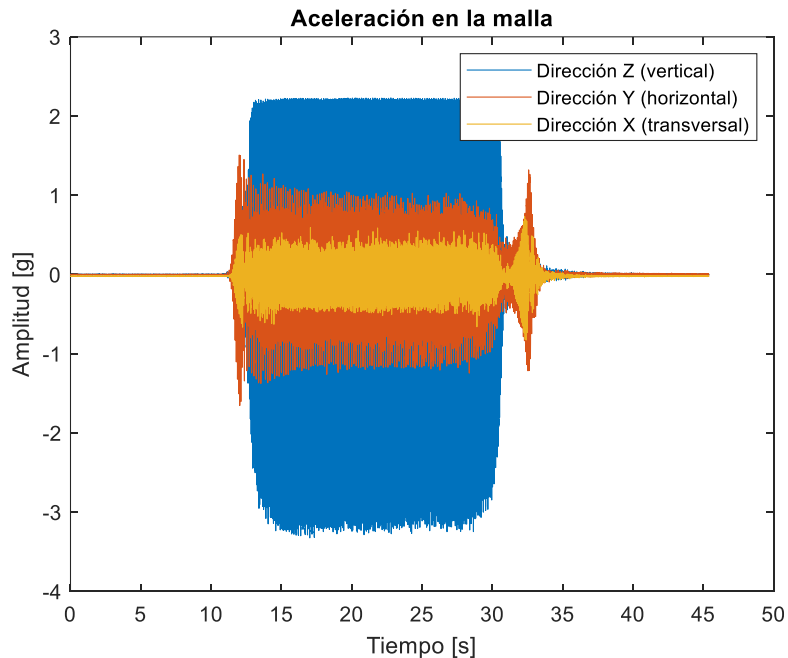


Figura 47: Medición de aceleración en la malla. (Fuente: Elaboración propia)

La medición del acelerómetro en la malla clasificadora se ilustra en la Figura 47, donde se evidencia que se alcanza un límite de amplitud dado por el rango de medición del instrumento utilizado. El acelerómetro ADXL335 tiene un límite de $\pm 3,3$ [g] de medición. A esta fuerza centrífuga, se alcanza el límite del acelerómetro ubicado en la malla. Como se puede evidenciar en los casos anteriores, al presentar cargas, la amplitud vibratoria aumenta. Por lo tanto, en el caso con carga no es posible evidenciar ese aumento, ya que en el vacío se alcanza el límite. En la dirección horizontal y transversal, se logra medir de buena forma y, si se compara con la Figura 22, se observa claramente el aumento en la amplitud vibratoria. Además, en este caso, el sistema se encuentra en resonancia, ya que la amplitud vibratoria en el estado estacionario es similar a la amplitud vibratoria en la partida del motor eléctrico, como se puede apreciar en la Figura 47 en las distintas direcciones.

El espectro en las distintas direcciones de la medición de aceleración en la malla se muestra en la Figura 48. En este caso, no aparece la 1X de la velocidad del motor (1475 [rpm] o 24,58 [Hz]) debido a que el sistema está en resonancia y vibra en la primera frecuencia natural vertical, cercana a los 1080 [rpm] o 18 [Hz], alcanzando una amplitud máxima registrada por el instrumento de 0,93 [g] (15,17 [mm]). Para las demás direcciones, la amplitud vibratoria es menor. En el caso de la dirección horizontal, alcanza un valor de 0,24 [g] (3,97 [mm]) a la frecuencia de 18,63 [Hz] (cercana a la primera frecuencia natural vertical).

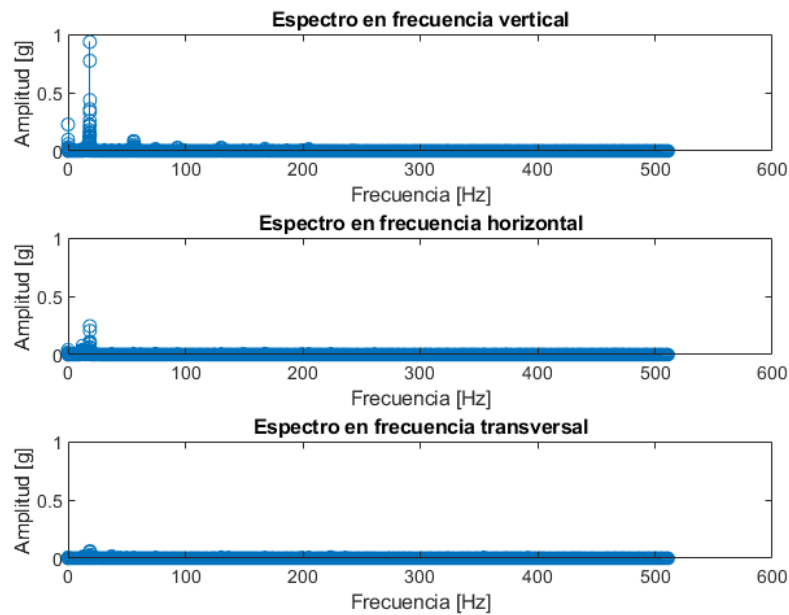


Figura 48: Espectro en frecuencia en las 3 direcciones de la señal en la malla. (Fuente: Elaboración propia)

Como este ensayo presenta resonancia, las órbitas en la malla y los apoyos no se muestran, ya que en este estado no es posible diferenciar un patrón o forma que describa el desplazamiento en esos puntos debido a las vibraciones intensas y no lineales que experimenta el sistema.

Es de esperar que la medición en los apoyos sea más representativa y logre dar con la magnitud de vibración que experimenta el harnero durante el ensayo. En la Figura 49 se muestra la forma de onda medida en ambos apoyos.

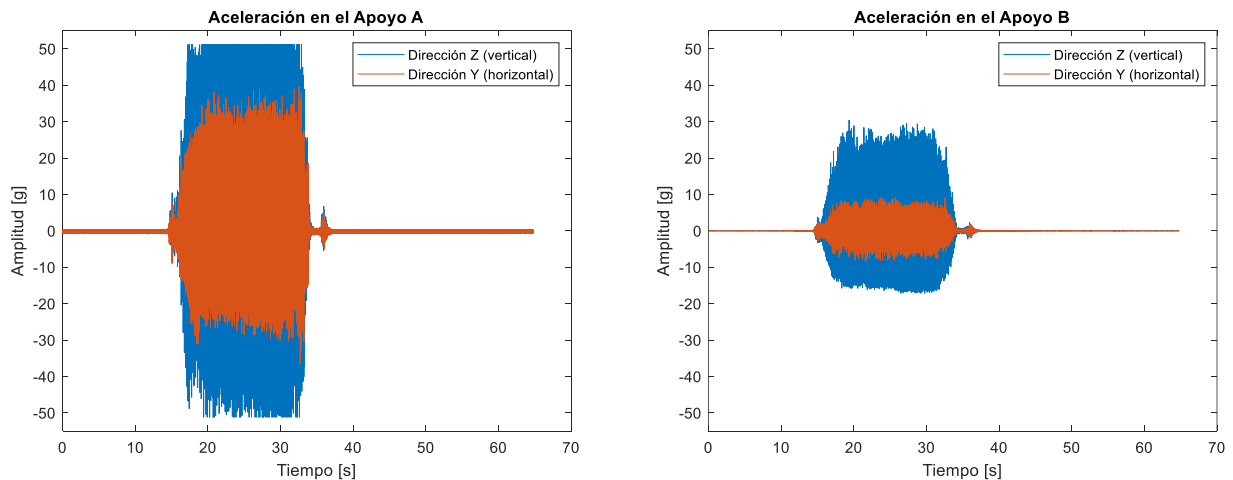


Figura 49: Medición de aceleración en los descansos. Fuente: Elaboración propia.

En el apoyo A se alcanza un valor límite que viene dado por el instrumento cercano a los 50 [g] de amplitud para la dirección vertical, las otras 3 direcciones no presentan problema alguno. El espectro en frecuencia de la medición en los apoyos se ilustra en la Figura 50. Al igual que lo medido en la malla, el sistema está en resonancia vertical y lo máximo que pudo medir el acelerómetro en los

descansos en la dirección vertical fue un valor de 2,62 [g] (42,61 [mm]) a una frecuencia de 18,2 [Hz] para el apoyo A, que es un valor realista a lo observado en el experimento donde el sistema vibraba con gran amplitud.

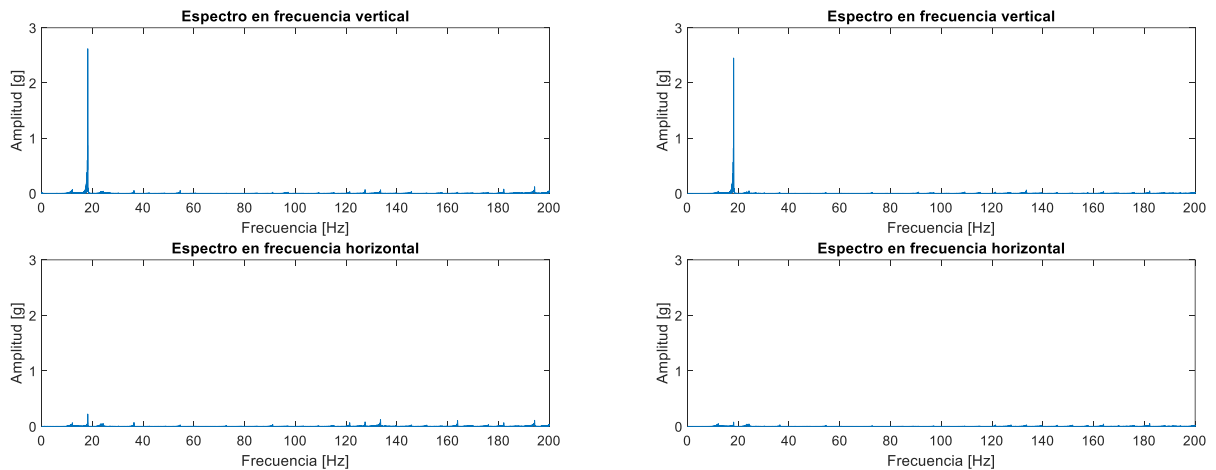


Figura 50: Espectro en frecuencia para ambos apoyos, izquierda apoyo A, derecha apoyo B. (Fuente: Elaboración propia)

En el caso de la dirección horizontal, se observó una amplitud considerablemente menor, registrando un valor de 0,22 [g] (equivalente a 3,58 [mm]) a la misma frecuencia mencionada para el apoyo A. Por otro lado, en el caso del apoyo B, los valores fueron aún más bajos. Para la dirección vertical, se alcanzó un valor de 2,45 [g] (equivalente a 39,85 [mm]), mientras que en la dirección horizontal se registró un valor de 0,077 [g] (equivalente a 1,25 [mm]), ambos a la misma frecuencia previamente mencionada.

En este contexto, la saturación de los sensores durante la alimentación de las partículas entre los 25 y 30 segundos de ensayo dificulta la detección de los efectos de las partículas sobre el harnero. Sin embargo, se observa que la última amplitud registrada por los sensores en la dirección vertical alcanza un valor de 11,3 [g] (183,78 [mm]) en el caso sin carga, a una frecuencia de 18,3 [Hz] o 1098 [rpm]. Esta saturación puede atribuirse al aumento repentino en la fuerza centrífuga y las cargas aplicadas sobre el sistema, lo que lleva a que los sensores alcancen sus límites de medición, mostrando así la necesidad de considerar rangos de medición adecuados para evitar este fenómeno y garantizar mediciones precisas y completas.

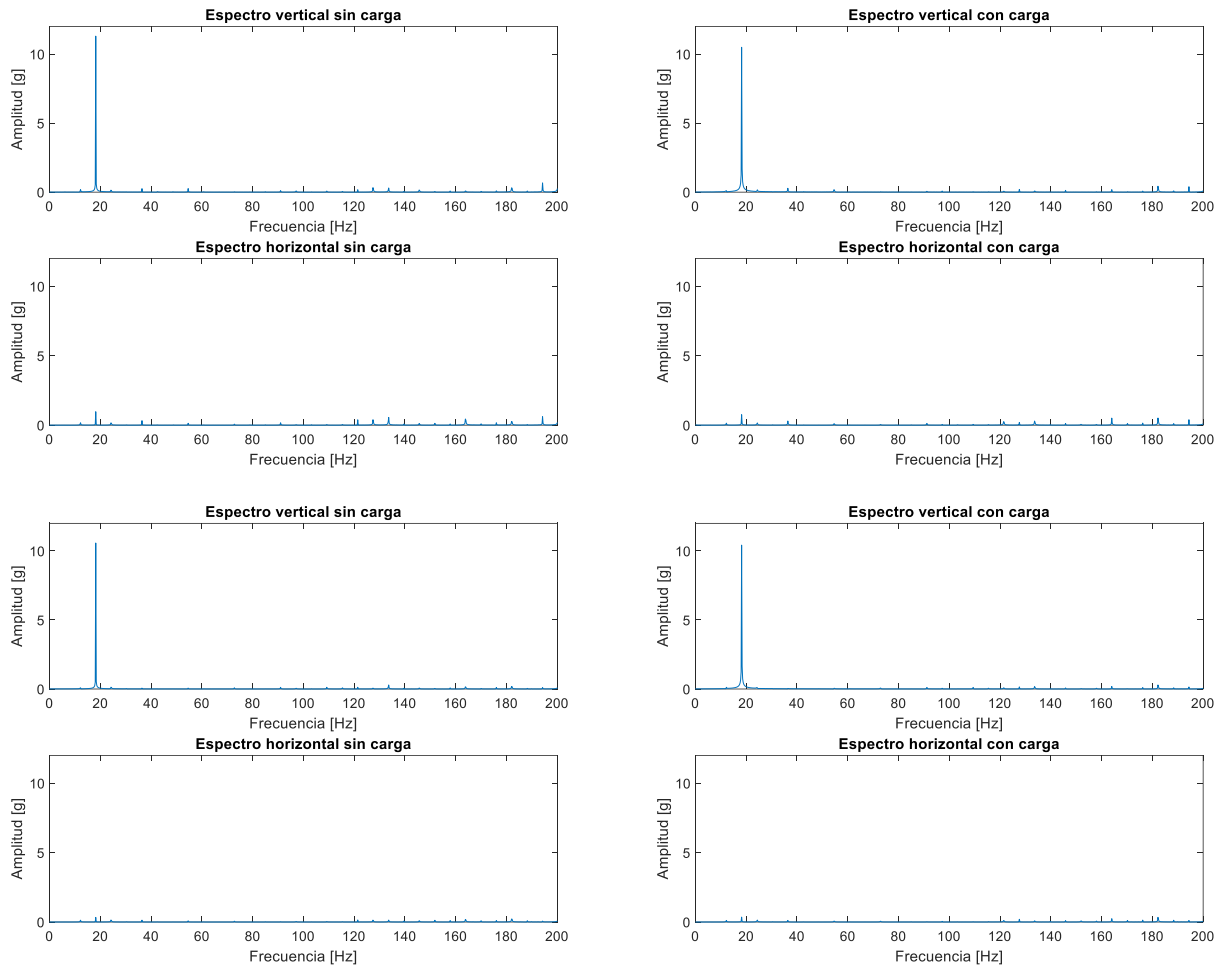


Figura 51: Espectro en frecuencia para ambos apoyos, superior apoyo A, inferior apoyo B en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)

Para analizar la deformación en la malla, se aplicó la calibración obtenida a partir de pesos conocidos y se realizó una transformada de Fourier para determinar las componentes principales de la señal, como se muestra en la Figura 52. En el caso en vacío, se esperaba que no ocurrieran grandes cambios en la deformación sobre la malla. Sin embargo, se observa que la deformación que presenta la malla es mayor que la registrada en ensayos anteriores, lo cual se atribuye al hecho de que el sistema esté en resonancia. Este fenómeno de resonancia puede haber sido desencadenado por la combinación de la carga de partículas y la fuerza centrífuga aplicada, lo que llevó a un aumento significativo en la deformación de la malla en comparación con los casos anteriores.

Para la medición, se analizó el caso estacionario de 25 a 35 [s] de ensayo. En el punto superior de la malla, se registró un valor máximo de carga de 4716 [gr] a una frecuencia de 18,64 [Hz], mientras que en el punto inferior se registró un valor de 3146 [gr] de carga, también a la misma frecuencia. No se observaron amplitudes significativas a altas frecuencias, lo que sugiere que en este caso no se presentaron cargas debidas a partículas.

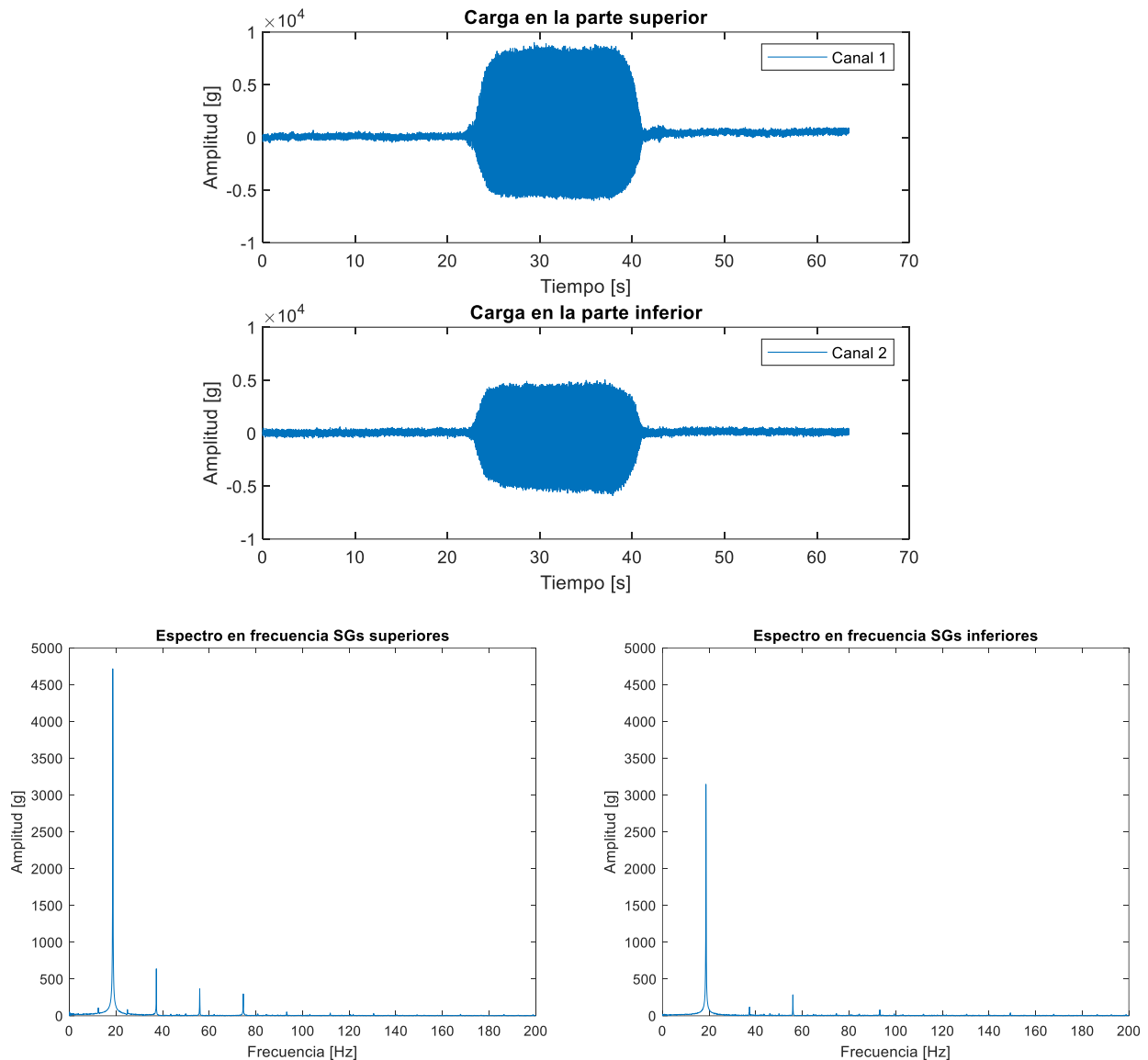


Figura 52: Cargas medidas en los puntos donde se ubican los SGs en estado estacionario. (Fuente: Elaboración propia)

El porqué de la resonancia es debido a que a mayor fuerza centrífuga el sistema no alcanza a salir de la frecuencia de resonancia vertical de 18 [Hz] debido a que no presenta amortiguamiento, por lo que el sistema comienza a vibrar a esa frecuencia y se va atenuando muy lentamente como se puede apreciar en la Figura 47 en la dirección horizontal.

Este es el último caso por analizar, ya que los sensores no logran medir en todo el rango la amplitud experimentada durante el ensayo de 35% de la fuerza nominal.

El séptimo ensayo se realizó para verificar si cambió alguna condición en el harnero posterior a someterlo a altas cargas. No se encontró mayor diferencia con el primer ensayo.

CAPÍTULO 7: Discusión de resultados

En resumen, los resultados muestran una distribución de fuerzas triangular sobre la malla, siendo la zona de alimentación de partículas donde se registra la mayor amplitud de fuerza. Esta amplitud se debe al impacto de las partículas contra la malla, reflejándose en bajas frecuencias y en la amplitud de la velocidad del motor. Además, se concluye que la rigidez actual del sistema limita la operación a una fuerza centrífuga máxima de 336 [N], ya que a valores superiores la amplitud de la fuerza es demasiado grande y el sistema entra en resonancia a la frecuencia natural vertical de 18 [Hz].

En relación con el objetivo principal del estudio, se logró obtener una distribución de fuerzas sobre la malla clasificadora. Con la medición en 2 puntos se obtiene una representación promedio de la carga distribuida. Para obtener una distribución más detallada sería necesario contar con más puntos de medición.

Si nos centramos en los primeros dos ensayos, se puede comparar un caso en vacío y con carga bajo las mismas condiciones de operación. Se observan cargas a bajas frecuencias de alta amplitud, producto de las fuerzas de impacto, así como componentes de baja amplitud a altas frecuencias, atribuidas a un fenómeno de resonancia de las partículas que impactan sobre la malla. En cuanto a la magnitud de cambio, esto varía según las condiciones de operación. En los primeros dos ensayos, la amplitud de la fuerza sobre la alimentación se triplica, pasando de 200 [g] a 700 [g]. En la parte inferior, el aumento es menor, cerca del 25%, incrementándose de 160 [g] a 200 [g]. Para los ensayos posteriores, la amplitud aumenta debido al incremento de la fuerza centrífuga. En el cuarto ensayo, la fuerza medida alcanza un valor cercano a 5000 [g] en vacío, debido a que el sistema vibra en la frecuencia natural vertical y no a la velocidad del motor.

Si se compara el segundo con el tercer ensayo, ambos realizados con partículas, se observa un aumento en la carga con un cambio en la fuerza centrífuga. En el estado estacionario, la carga en la parte superior de la malla aumenta alrededor de 10 [g], con un incremento del 12% en la fuerza centrífuga, aproximadamente 110 [N]. Este cambio en la amplitud se vuelve más evidente al compararlo con el cuarto ensayo, en el cual el sistema está en resonancia y sin cargas. En este caso, la amplitud vibratoria vertical se dispara, aumentando su valor 7 veces para la carga en la parte superior, con un aumento del 28%, es decir, aproximadamente 270 [N].

En el cuarto ensayo, se observó un fenómeno de resonancia inesperado. La velocidad de rotación del motor fue medida, obteniendo un valor de 1475 [rpm] o 24,57 [Hz]. Al cambiar las masas desbalanceadas del motor para trabajar a un 35% de la fuerza nominal, el sistema comenzó a vibrar intensamente. El análisis de los datos reveló que el sistema vibraba a una frecuencia cercana a la frecuencia natural vertical de aproximadamente 18 [Hz]. Esta situación se explica porque el sistema, al carecer de amortiguación, no logra alcanzar la frecuencia de la velocidad de rotación. La fuerza centrífuga se vuelve tan grande en cierto punto para la dirección vertical que el sistema no logra amortiguarla, quedando así vibrando a la frecuencia natural.

La medición de cargas sobre el harnero vibratorio suele realizarse en los apoyos, extrapolando luego estos datos para estimar las cargas sobre la malla clasificadora mediante expresiones

matemáticas. En este estudio, se optó por medir directamente sobre la malla, lo que permitió obtener datos precisos en tiempo real durante el proceso de harneado. Los strain gauges jugaron un papel fundamental al proporcionar valores de fuerza reales a partir de la deformación de la malla, resultado de los impactos de las partículas y las cargas generadas por el motor eléctrico. Por su parte, el acelerómetro permitió identificar amplitudes y frecuencias que no se reflejan en los apoyos, como la fuerza de impacto de las partículas, que exhibe una gran amplitud a muy baja frecuencia.

Una medición que falta agregar para tener mayor claridad del comportamiento de las fuerzas sobre la malla y apoyos es el desplazamiento angular, por ende, para futuros ensayos se debe agregar un sensor capaz de captar estos desplazamientos.

Capítulo 8: Conclusiones

- Se ha logrado cumplir con el objetivo general de determinar las cargas o fuerzas sobre la malla clasificadora de un harnero vibratorio y obtener las cargas en general involucradas en el proceso de harneado, considerando distintas condiciones de fuerza centrífuga.
- Hubo un trabajo exhaustivo de análisis de componentes y rediseño para garantizar el correcto funcionamiento del harnero. Además, se seleccionaron cuidadosamente los componentes para la adquisición de datos experimentales en el proceso de harneado.
- Se configuró el banco de ensayos de un harnero vibratorio de laboratorio, donde se montaron los sensores seleccionados, incluidos los strain gauges y acelerómetros MEMS. Se implementaron medidas de protección adecuadas para garantizar que los sensores no resultaran dañados durante el proceso. Esto permitió extraer datos de carga en tiempo real tanto para la malla clasificadora como para los descansos de la caja vibratoria.
- Se determinó un rango de operación seguro del motor en relación con la fuerza centrífuga a la velocidad nominal de rotación, con el objetivo de evitar altas vibraciones. Queda pendiente la prueba de otras configuraciones a velocidades de rotación más bajas para trabajar con mayores fuerzas centrífugas.
- Se ratifica un supuesto que las fuerzas sobre la malla en la zona de alimentación son mayores producto del impacto de las partículas.
- Respecto a los datos experimentales obtenidos:
 - Se pudo obtener datos experimentales para todos los ensayos, los sensores cumplieron su propósito.
 - Los primeros dos ensayos sirven de comparación para analizar el efecto de las partículas sobre el harnero en general, tanto para la malla clasificadora, como para los apoyos.
 - El tercer ensayo sirve para ver la influencia de las condiciones de operación sobre la amplitud de la fuerza ejercida por las partículas.
 - El cuarto y quinto ensayo resaltan la importancia de conocer las frecuencias naturales del sistema, así como garantizar una amortiguación adecuada y comprender los límites del ensayo. En estos ensayos, al aplicar una fuerza significativa, el sistema vibró a la frecuencia natural más cercana a la velocidad de rotación del motor, lo que provocó el fenómeno de resonancia. En este estado, se alcanzaron los límites de medición de los sensores, lo que impidió obtener mediciones precisas de la fuerza sobre la malla y los apoyos.
 - Las partículas generan fuerzas de impacto sobre la malla, lo cual se refleja en una frecuencia baja (0,013 [Hz]). Además, se observa un fenómeno de resonancia a altas frecuencias (2000-6000 [Hz]), lo que indica la presencia de vibraciones adicionales causadas por estas fuerzas de impacto.
 - Además, el estudio sienta las bases para futuros ensayos, donde es necesario mejorar la protección y selección de los sensores. En el caso de los strain gauges, se requiere una protección más efectiva, dado que, con el barniz y la silicona utilizados, los sensores fallaron en unas semanas. Respecto al acelerómetro en la malla, se debe optar por un sensor de mayor calidad y con un rango de medición más amplio, dado que se observan diferencias de amplitud entre la medición en la malla y en los apoyos.
 - Es recomendable agregar más puntos de medición de fuerza en la malla para lograr una mejor distribución de la fuerza. Según los resultados obtenidos, se observa una

distribución que sigue una recta de pendiente negativa, donde el mayor valor se registra en la zona de alimentación.

Trabajos Futuros

- Realizar el modelo DEM del harnero de laboratorio con las condiciones impuestas experimentalmente (condiciones de contorno, condiciones de simulación, movimiento del sistema, etc.).
- Realizar un código en lenguaje Python con la finalidad de extraer los datos de fuerza requeridos para realizar una comparación con el modelo experimental.
- Con los datos experimentales y de simulación, realizar una comparación para ver similitudes y diferencias, si es posible, realizar ajustes a la simulación para que se acerque al modelo experimental.
- Validar el modelo numérico DEM a partir de los datos experimentales.

Referencias

- [1] "Estadísticas de la industria minera en el mercado mundial y su importancia para el país." Consejo Minero. Recuperado el 17 de marzo de 2023 de <https://consejominero.cl/mineria-en-chile/cifras-actualizadas-de-la-mineria/>
- [2] P. Saavedra, "01.Introducción al curso de Mantenimiento Predictivo.", Actualizado el 29 de agosto de 2021. Universidad de Concepción, Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica.
- [3] "Rivet Catálogo de Mallas.", Industria Metalmecánica Rivet Ltda. Recuperado el 25 de marzo de 2023 de <https://rivet.cl/wp-content/uploads/2015/07/Rivet-Catalogo-Mallas.pdf>
- [4] M. Moncada, C. Rodríguez, "Modelación dinámica no lineal de harnero vibratorio considerando inercia del mineral y fuerza del mineral sobre el harnero calculada con elementos discretos.", Universidad de Concepción, Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2017.
- [5] M. Moncada, "Introducción al Método de Elementos Discretos", Universidad de Concepción, Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2023.
- [6] Y.M. Zhao, C.S. Liu, M.M. Fan, L.B. Wei, Research on acceleration of elastic flip-flow screen surface, *Int. J. Miner. Process.* 59 (4) (2000) 267–274.
- [7] S.S. Hsiau, W.C. Chen, Density effect of binary mixtures on the segregation process in a vertical shaker, *Adv. Powder Technol.* 13 (3) (2002) 301–315.
- [8] P.W. Cleary, M.D. Sinnott, R.D. Morrison, Separation performance of double deck banana screens - part 1: flow and separation for different accelerations, *Miner. Eng.* 22 (14) (2009) 1218–1229.
- [9] F. Elskamp, H. Kruggel-Emden, M. Hennig, U. Teipel, Benchmarking of processmodels for continuous screening based on discrete element simulations, *Miner. Eng.* 83 (2015) 78–96.
- [10] P.W. Cleary, M.D. Sinnott, R.D. Morrison, Separation performance of double deck banana screens-part 2: quantitative predictions, *Miner. Eng.* 22 (14) (2009) 1230–1244.
- [11] G. Zheng, J. Zhu, W. Xia, P. Wang, S. Liu, Banana flip-flow screen benefits coal preparation, *Filtr. Separat.* 53 (4) (2016) 38–41.
- [12] H. Jiang, Y. Zhao, C. Duan, X. Yang, C. Liu, J. Wu, et al., Kinematics of variableamplitude screen and analysis of particle behavior during the process of coal screening, *Powder Technol.* 306 (2017) 88–95.
- [13] H. Jiang, Y. Zhao, C. Duan, C. Zhang, H. Diao, Z. Wang, et al., Properties of technological factors on screening performance of coal in an equal-thickness screen with variable amplitude, *Fuel* 188 (2017) 511–521.
- [14] C.H. Tai, S.S. Hsiau, C.A. Kruelle, Density segregation in a vertically vibrated granular bed, *Powder Technol.* 204 (2–3) (2010) 255–262.
- [15] M. Rahman, K. Shinohara, H.P. Zhu, A.B. Yu, P. Zulli, Size segregation mechanism of binary particle mixture in forming a conical pile, *Chem. Eng. Sci.* 66 (23) (2011) 6089–6098.
- [16] S.S. Hsiau, P.C. Wang, C.H. Tai, Convection cells and segregation in a vibrated granular bed, *AICHE J.* 48 (7) (2002) 1430–1438.

- [17] D.C. Hong, P.V. Quinn, S. Luding, Reverse Brazil nut problem: competition between percolation and condensation, *Phys. Rev. Lett.* 86 (15) (2001) 3423–3426.
- [18] J. Li, C. Webb, S.S. Pandiella, G.M. Campbell, A numerical simulation of separation of crop seeds by screening-effect of particle bed depth, *Food Bioprod. Process.* 80 (C2) (2002) 109–117.
- [19] C. Abreu, F.W. Tavares, M. Castier, Influence of particle shape on the packing and on the segregation of spherocylinders via Monte Carlo simulations, *Powder Technol.* 134 (1–2) (2003) 167–180.
- [20] Z. Zhou, R. Zou, D. Pinson, A. Yu, Dynamic simulation of the packing of ellipsoidal particles, *Ind. Eng. Chem. Res.* 50 (16) (2011) 9787–9798.
- [21] G.W. Delaney, P.W. Cleary, M. Hilden, R.D. Morrison, Testing the validity of the spherical DEM model in simulating real granular screening processes, *Chem. Eng. Sci.* 68 (1) (2012) 215–226.
- [22] H.P. Zhu, Z.Y. Zhou, R.Y. Yang, A.B. Yu, Discrete particle simulation of particulate systems: theoretical developments, *Chem. Eng. Sci.* 62 (13) (2007) 3378–3396.
- [23] H. Ashrafizadeh, F. Ashrafizadeh, A numerical 3D simulation for prediction of wear caused by solid particle impact, *Wear* 276 (2012) 75–84.
- [24] N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Berthier, Modelling third body flows with a discrete element method—a tool for understanding wear with adhesive particles, *Tribol. Int.* 40 (6) (2007) 973–981.
- [25] K.J. Dong, R.P. Zou, R.Y. Yang, A.B. Yu, G. Roach, DEM simulation of cake formation in sedimentation and filtration, *Miner. Eng.* 22 (11) (2009) 921–930.
- [26] Y. Wu, X. An, A.B. Yu, DEM simulation of cubical particle packing under mechanical vibration, *Powder Technol.* 314 (SI) (2017) 89–101.
- [27] H. Walliser, Comment on “Reverse Brazil nut problem: Competition between percolation and condensation”, *Phys. Rev. Lett.* 89 (18960318) (2002).
- [28] K.L. Tung, T.H. Chang, Y. Lin, C. Chyang, DEM simulation of a 3D vertical vibratory screening process: the study of a simulated woven-mesh structure, *AIChE J.* 57 (4) (2011) 918–928.
- [29] C. Liu, H. Wang, Y. Zhao, L. Zhao, H. Dong, DEM simulation of particle flow on a single deck banana screen, *Int. J. Min. Sci. Technol.* 23 (2013) 273–277.
- [30] P.W. Cleary, M.L. Sawley, DEM modelling of industrial granular flows: 3D case studies and the effect of particle shape on hopper discharge, *Appl. Math. Model.* 26 (2002) 89–111 (PII S0307-904X(01)00050-62SI).
- [31] K.J. Dong, A.B. Yu, I. Brake, DEM simulation of particle flow on a multi-deck banana screen, *Miner. Eng.* 22 (11) (2009) 910–920.
- [32] M. Jahani, A. Farzanegan, M. Noaparast, Investigation of screening performance of banana screens using LIGGGHTS DEM solver, *Powder Technol.* 283 (2015) 32–47.
- [33] A. Jafari, V.S. Nezhad, Employing DEM to study the impact of different parameters on the screening efficiency and mesh wear, *Powder Technol.* 297 (2016) 126–143.
- [34] Z. Yin, H. Zhang, T. Han, Simulation of particle flow on an elliptical vibrating screen using

- the discrete element method, *Powder Technol.* 302 (2016) 443–454.
- [35] Z. Ma, Y. Li, L. Xu, Discrete-element method simulation of agricultural particles' motion in variable-amplitude screen box, *Comput. Elec. Agr.* 118 (2015) 92–99.
- [36] H. Alkhalidi, C. Ergenzinger, F. Fleissner, P. Eberhard, Comparison between two different mesh descriptions used for simulation of sieving processes, *Granul. Matter* 10 (3) (2008) 223–229.
- [37] H. Kruggel-Emden, F. Elskamp, Modeling of screening processes with the discrete element method involving non-spherical particles, *Chem. Eng. Technol.* 37 (5SI) (2014) 847–856.
- [38] E. Molina, "Rediseño de un harnero vibratorio a partir de su caja vibratoria y sus parámetros de operación originales para banco de ensayo", Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, 2018.
- [39] M. Moncada, "Análisis no estacionario de torque en chancadores primarios", Universidad de Concepción, 2022.
- [40] M. Moncada y C. G. Rodríguez, "Dynamic Modeling of a Vibrating Screen Considering the Ore Inertia and Force of the Ore over the Screen Calculated with Discrete Element Method," *Shock and Vibration*, vol. 2018, pp. 1–13, Dec. 2018, doi: 10.1155/2018/1714738.
- [41] G.F. Zhao, K.W. Pu, N.N. Xu, S.P. Gong, X.W. Wang, Simulation of particles motion on a double vibrating flip-flow screen surface based on FEM and DEM coupling, *Powder Technol.* 421 (2023), 118422, <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2023.118422>.
- [6] Gunter Dirk Kerbs, "FTB - Gunter's Space Page." .
- [7] Herbert J. Kramer, "SSOT / FASat Charlie - eoPortal Directory - Satellite Missions." .
- [8] N. Yáñez, "Estudio de las características aerodinámicas de un cohete sonda," Universidad de Concepción, 2021.