



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN MÓDULO DE SIMULACIÓN PARA
EL DIAGNÓSTICO VIBRACIONAL DE LA RESONANCIA PARA
EL ROTOR KIT DEL LABORATORIO DE DIAGNÓSTICO
TÉCNICO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA”**

Trabajo de integración curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar por el grado académico de:

INGENIERO EN MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

AUTORES:

KEVIN OMAR HERNÁNDEZ BORJA

JAIRO ALIAN PARRA BRONCANO

Riobamba-Ecuador

2022



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN MÓDULO DE SIMULACIÓN PARA
EL DIAGNÓSTICO VIBRACIONAL DE LA RESONANCIA PARA
EL ROTOR KIT DEL LABORATORIO DE DIAGNÓSTICO
TÉCNICO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA”**

Trabajo de integración curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar por el grado académico de:

INGENIERO EN MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

AUTORES: KEVIN OMAR HERNÁNDEZ BORJA

JAIRO ALIAN PARRA BRONCANO

DIRECTOR: Ing. EDUARDO SEGUNDO HERNÁNDEZ DÁVILA

Riobamba-Ecuador

2022

© 2022, Kevin Omar Hernández Borja y Jairo Alian Parra Broncano

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.

Nosotros, Kevin Omar Hernández Borja y Jairo Alian Parra Broncano, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y los resultados de este son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autores asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de integración curricular; El patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 15 de marzo de 2022.



Jairo Alian Parra Broncano
060438716-7



Kevin Omar Hernández Borja
060496699-4

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORADO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

El Tribunal del trabajo de integración curricular certifica que: El trabajo de integración curricular: Tipo: Proyecto Técnico, **“IMPLEMENTACIÓN DE UN MÓDULO DE SIMULACIÓN PARA EL DIAGNÓSTICO VIBRACIONAL DE LA RESONANCIA PARA EL ROTOR KIT DEL LABORATORIO DE DIAGNOSTICO TÉCNICO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA”**, realizado por los señores: **JAIRO ALIAN PARRA BRONCANO Y KEVIN OMAR HERNÁNDEZ BORJA**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal de integración curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Marco Antonio Ordóñez Viñán PRESIDENTE DEL TRIBUNAL		2022-03-15
Ing. Eduardo Segundo Hernández Dávila DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR		2022-03-15
Ing. Eugenia Mercedes Naranjo Vargas MIEMBRO DE TRIBUNAL		2022-03-15

DEDICATORIA

El siguiente trabajo se lo dedico con todo mi corazón a mis padres y hermanas quienes me han apoyado en todo momento y en especial cuando comencé a estudiar esta carrera, ya que sin su apoyo no lo hubiese logrado, del mismo modo, va dirigido a mi tía Ana mi segunda madre y a mis abuelos Ana y Juan los cuales me han apoyado y aconsejado para que tome el buen camino y sobre todo para ser el hombre que soy ahora. A mis compañeros quienes luchamos juntos en todo este viaje y compartimos conocimientos, alegrías y tristezas durante todos estos años sin esperar nada a cambio y sobre todo labrando el camino para que este sueño se haga realidad.

Jairo Parra

Este trabajo está dedicado a mis padres que por todo su apoyo en este viaje me ha permitido lograr llegar al último peldaño de mi formación académica, gracias a su incansable esfuerzo me ha permitido culminar este trabajo.

Kevin Hernández

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por permitirme cumplir mi sueño y terminar mi carrera para poder compartirlo juntos a mis seres queridos, del mismo modo agradezco a mi compañero de tesis, a mis maestros quienes han aportado y han sido parte fundamental para adquirir los conocimientos necesarios para el buen desenvolvimiento como ingeniero y a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo por abrirme las puertas para estudiar y llegar a ser un profesional. Sobre todo, le doy las gracias a mis padres quienes me apoyaron emocional y económicamente para cumplir mis metas y a mis hermanas y familia que con sus consejos me daban ánimos para seguir adelante.

Jairo Parra

Agradezco a mis amigos que han sido un gran pilar de apoyo en estos años de estudio, su invaluable ayuda me ha permitido avanzar a pesar de las adversidades; a los grandes profesionales que laboran en la carrera y la calidad de formación que han impartido; pero sobre todo a mis padres que han sido el motor principal de mi avance, que su sola presencia me ha motivado para llegar tan lejos.

Kevin Hernández

TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS.....	x
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	xii
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xiii
RESUMEN.....	xiv
SUMMARY	xv
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	2
1. GENERALIDADES	2
1.1 Antecedentes.....	2
1.2 Planteamiento del problema	2
1.3 Justificación e importancia	3
1.4 Objetivos.....	4
1.4.1 <i>Objetivo general</i>	4
1.4.2 <i>Objetivos específicos</i>	5
CAPÍTULO II	6
2. MARCO TEÓRICO.....	6
2.1 Vibraciones mecánicas	6
2.2 Frecuencia natural.....	6
2.2.1 <i>Parámetros que determinan la frecuencia natural</i>	7
2.2.2 <i>Cálculo de la frecuencia natural fundamental</i>	10
2.2.3 <i>Control de frecuencias naturales</i>	10
2.2.4 <i>Sistemas masa resorte</i>	10
2.2.4.1 <i>Constante de un resorte de compresión</i>	11
2.2.4.2 <i>Combinación de resortes mecánicos</i>	13
2.2.4.3 <i>Constante de resorte asociada con la fuerza de restauración producida por la gravedad.</i>	16
2.2.4.4 <i>Combinación de masas</i>	16
2.2.4.5 <i>Ecuación del movimiento de un sistema masa resorte en posición vertical</i>	18

2.3	Resonancia mecánica	19
2.3.1	<i>Definición</i>	19
2.3.2	<i>Tipos de resonancia</i>	20
2.3.2.1	<i>Resonancia estructural</i>	21
2.3.2.2	<i>Resonancia localizada</i>	23
2.3.3	<i>Dinámica de estructuras resonantes.</i>	23
2.3.4	<i>Pruebas para la identificación de resonancia</i>	25
2.3.4.1	<i>Prueba de frecuencia variable</i>	26
2.3.4.2	<i>Prueba de impacto</i>	26
2.3.5	<i>Corrección de la resonancia</i>	26
 CAPÍTULO III		28
3.	DISEÑO DEL MÓDULO DE SIMULACIÓN DE RESONANCIA	28
3.1	Determinación de las necesidades técnicas del módulo de simulación	28
3.1.1	<i>Determinación de la rigidez del sistema</i>	28
3.1.2	<i>Determinación de las características de los resortes.</i>	29
3.2	Selección de elementos del módulo de simulación de resonancia	31
3.3	Elaboración de los planos en SolidWorks académico	33
3.4	Construcción de los componentes del módulo de resonancia	36
3.4.1	<i>Construcción de las bases del módulo</i>	36
3.4.2	<i>Construcción de los resortes</i>	40
3.5	Ensamblaje de los componentes del módulo de resonancia	44
3.6	Rediseño del módulo de simulación	47
3.7	Determinación de los costos	49
 CAPÍTULO IV		50
4.	RESULTADOS	50
4.1	Verificación de la frecuencia natural del sistema	50
4.2	Verificación de la velocidad crítica y la amplitud de vibración	52
4.3	Diagrama de operación del módulo de simulación de resonancia	59
4.4	Desarrollo de un plan de mantenimiento para los módulos de	
	simulación de resonancia	60
4.4.1	<i>Determinación de las tareas de mantenimiento para los módulos de</i>	
	<i>simulación de resonancia</i>	60
4.4.2	<i>Cronograma de tareas de mantenimiento</i>	61

4.5	Desarrollo de la guía de prácticas de laboratorio	62
	CONCLUSIONES.....	63
	RECOMENDACIONES.....	644
	BIBLIOGRAFÍA	
	ANEXOS	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-2: Sistema masa resorte amortiguado.....	11
Figura 2-2: Características de un resorte de compresión	12
Figura 3-2: Resortes en paralelo	13
Figura 4-2: Resortes en serie.	14
Figura 5-2: Péndulo simple.....	16
Figura 6-2: Idealización de edificio de varios pisos como sistema de varios grados de libertad.....	17
Figura 7-2: Sistema masa resorte en posición vertical.....	18
Figura 8-2: Diagrama de Bode para la resonancia.....	19
Figura 9-2: Comportamiento de un sistema resonante con distintos coeficientes de amortiguación	20
Figura 10-2: Movimiento de balanceo debido a una base débil	22
Figura 11-2: Idealización de una estructura simple	24
Figura 12-2: Desplazamiento horizontal de una masa.....	24
Figura 13-2: Movimiento amortiguado.....	25
Figura 1-3: Módulo de simulación de resonancia.....	29
Figura 2-3: Motor diseñado en SolidWorks académico	33
Figura 3-3: Diseño final de la primera versión del módulo de simulación de resonancia	35
Figura 4-3: Dimensiones de la base superior.....	36
Figura 5-3: Placa base de 4mm.....	37
Figura 6-3: Placa base superior después del corte	37
Figura 7-3: Disposición de los agujeros en la placa superior	38
Figura 8-3: Dimensiones de la base inferior	38
Figura 9-3: Placa base inferior después del corte	39
Figura 10-3: Disposición de agujeros en la base inferior	39
Figura 11-3: Dimensiones para la conformación de los muelles de compresión.....	40
Figura 12-3: Proceso de conformación de un resorte helicoidal en frío	41
Figura 13-3: Muelle mecánico conformado.....	42
Figura 14-3: Pintado de los resortes	42
Figura 15-3: Cilindro de nylon	43
Figura 16-3: Resortes con las piezas auxiliares de nylon para la unión	43
Figura 17-3: Unión de los resortes a la base inferior	44
Figura 18-3: Avellanado de la base inferior	44
Figura 19-3: Unión de los resortes a la base superior.....	45

Figura 20-3: Motor fijado a la base superior	45
Figura 21-3: Motor con los insertos para la medición colocados	46
Figura 22-3: Disco de nylon colocado en el eje del motor	46
Figura 23-3: Primera versión del módulo de simulación de resonancia terminado.....	47
Figura 24-3: Diseño corregido del módulo de simulación.....	48
Figura 1-4: Ubicación del módulo en la mesa de trabajo	50
Figura 2-4: Prueba de impacto para determinación de frecuencia natural.....	51
Figura 3-4: Espectro de la prueba de impacto	51
Figura 4-4: Variación de la amplitud de vibración a distintas frecuencias.....	52
Figura 5-4: Puntos de medición del módulo de simulación.....	53
Figura 6-4: Medición utilizando Vibracheck.....	58

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1-2: Movimiento armónico simple	7
Gráfico 2-2: Movimiento oscilatorio amortiguado con variación de rigidez.....	8
Gráfico 3-2: Movimiento oscilatorio amortiguado con variación de la masa.....	9
Gráfico 1-4: Frecuencia vs Amplitud, punto A.....	54
Gráfico 2-4: Frecuencia vs Amplitud, punto B.....	55
Gráfico 3-4: Frecuencia vs Amplitud, punto C.....	56
Gráfico 4-4: Frecuencia vs Amplitud, punto D.....	57

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: GUÍA DE PRÁCTICA DE LABORATORIO

ANEXO B: CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO DEL MÓDULO DE RESONANCIA

ANEXO C: FICHA TÉCNICA DEL MÓDULO DE SIMULACIÓN

ANEXO D: PLANOS DEL MÓDULO DE SIMULACIÓN

ANEXO E: RESUMEN DE COSTOS TOTALES DEL ROTOR KIT

RESUMEN

El objetivo de este proyecto es la construcción de un módulo de simulación de resonancia que permita a los estudiantes analizar el fenómeno de resonancia, utilizando el fundamento de un sistema masa-resorte que representa la máquina más simple para reconocer los conceptos de frecuencia, masa y rigidez. El primer paso fue definir los parámetros que regirán el funcionamiento, estableciendo una frecuencia natural para la máquina de 26 Hz; esto, sumado al conocimiento de la magnitud de la masa, permitió calcular el valor de rigidez en el sistema. Una vez definidos los parámetros se realizó un diseño en 3D utilizando el software SolidWorks académico; y partiendo del resultado de los cálculos realizados se determinó la necesidad de cuatro resortes que soporten al sistema; por lo que las bases, elementos de anclaje, elementos de unión y el motor, fueron organizados de tal manera que el espacio físico sea el adecuado. Con el diseño realizado la construcción de los elementos se determinó que los materiales sean aptos para reproducir la resonancia, sin que existan deformaciones a largo plazo, pero al mismo tiempo sean económicos; por lo que se eligieron los aceros A36 y A277 para las bases y resortes, respectivamente; y un añadido de nylon para elementos auxiliares. El módulo quedó listo para la realización de pruebas; utilizando el software MAINTraQ Viewer y el analizador Vibracheck. La recolección de datos se realizó variando la frecuencia de giro del motor, llegando a una coincidencia con la velocidad crítica en el espectro. Al haber realizado las pruebas se concluye que el módulo simula correctamente el fenómeno de resonancia bajo los parámetros de diseño establecidos. Se recomienda siempre asegurarse la correcta fijación de los módulos en las mesas, para evitar la aparición de otro armónico que llegue a confundir la lectura de los resultados.

Palabras clave: <MÓDULO DE SIMULACIÓN>, <RESONANCIA>, <RIGIDEZ>, <FRECUENCIA NATURAL>, <VELOCIDAD CRÍTICA>, <ESPECTRO DE VIBRACIÓN>.



0780-DBRA-UPT-2022

2022-04-26

SUMMARY

The objective of this project was the building of a resonance simulation module that could allow students to analyze the resonance phenomenon, using a mass-spring system as foundation to represent the simplest machine to recognize the concepts of frequency, mass, and stiffness. The first step was defining the parameters of the operation, establishing the natural frequency to the machine in 26 Hz and knowing the magnitude of the mass, it was possible to calculate the stiffness of the system. Once these parameters were defined the next step was to design a 3D model using SolidWorks academic software; and based on the previous calculations results was established to have four springs to withstand the module. Therefore, the bases, anchorage elements, union elements and the motor, were organized to the suitable physical space. With the module designed, the building of the elements was done considering materials that were suitable to produce the resonance phenomenon without deforming its physical properties in a long term, but at the same time to be affordable; therefore, the A36 and A277 steels were chosen to build the bases and springs respectively, and nylon for the auxiliary elements. The module was ready for the testing, using the MAINTraQ Viewer software and the Vibracheck analyzer. The gathering of the data was done varying the frequency of the motor's rotation as it reached the critical speed of the system in the spectrum. Once the tests have carried out, it is concluded that the module correctly simulates the resonance phenomenon under the established design parameters. It is recommended to check the correct fixing of the modules in the workbenches to avoid the appearance of other harmonics that could mistake the reading of the results.

Key words: <SIMULATION MODULE> <RESONANCE> <STIFFNESS> <NATURAL FREQUENCY> <CRITICAL SPEED> <VIBRATION SPECTRUM>

SANDRA
PAULINA
PORRAS
PUMALEMA

Firmado
digitalmente por
SANDRA PAULINA
PORRAS PUMALEMA
Fecha: 2022.05.03
10:57:03 -05'00'

INTRODUCCIÓN

Una realidad que se vive comúnmente en estudiantes de educación superior de carreras ingenieriles e incluso en profesionales con amplia experiencia en tareas de análisis vibracional, es la carencia de conocimiento acerca del fenómeno de la resonancia, así como sus implicaciones y aplicaciones en el campo industrial.

Uno de los grandes problemas es la falta de dinamismo con la que se trata el tema en los libros, donde se hace enfoque en la definición del fenómeno y no tanto en aplicaciones prácticas ni ejemplos de la vida cotidiana que puedan despertar el interés de los estudiantes; algo que podría ser expuesto mencionando casos del día a día en los que se presenta el fenómeno como por ejemplo: los sismos cuya frecuencia de movimiento llega a coincidir con la frecuencia natural varios edificios agudizando los daños en las estructuras, en la vibración de ventanas cuando las notas musicales coinciden con alguno de los modos de vibración de éstas, en el diseño de los automóviles para que las frecuencias del motor provoquen indeseables vibraciones en sus partes, o en el mismo cuerpo humano que se encuentra sujeto a movimientos vibratorios en ciertas situaciones de la vida laboral. (El fenómeno de la resonancia, 2009)

En este trabajo de integración curricular se expone una aplicación práctica del fenómeno de resonancia en un sistema mecánico simple, fácil de analizar y enfocado en la interpretación de una gráfica frecuencia vs amplitud del fenómeno, mismo que se realizará en el laboratorio y permitirá a los estudiantes una aproximación física y analítica del fenómeno.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

La ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL CHIMBORAZO, ubicada en el cantón Riobamba, cuenta con un Laboratorio de Diagnóstico Técnico y Eficiencia Energética perteneciente a la Facultad de Mecánica, el cual tiene como objetivo contribuir con la formación de la práctica técnica de los estudiantes aspirantes a ingenieros de dicha facultad, un espacio creado con el fin de que los estudiantes tengan un acercamiento físico a los distintos equipos que forman parte del ámbito industrial, lo que es una valiosa herramienta dentro de su formación para el ámbito profesional

Dentro del estudio de las máquinas industriales se revisan varios fenómenos que afectan el correcto funcionamiento de estas, que degradan su vida útil y pueden, incluso, llegar a producir riesgos laborales. De la gran cantidad de fenómenos existentes, uno de los que más destaca es la resonancia, definiéndose esta como un aumento de amplitud periódica; este, se produce cuando un cuerpo o sistema capaz de vibrar es perturbado por una fuerza periódica externa con una frecuencia igual a la frecuencia natural del sistema, con estas características, el sistema vibra, pero la amplitud de su movimiento empieza a aumentar progresivamente con cada contacto con la fuerza periódica. Este fenómeno puede ser altamente destructivo en especial en materiales rígidos, por lo que es especialmente preocupante dentro de la industria. (Olson, y otros, 2016)

1.2 Planteamiento del problema

¿Cómo la implementación de un módulo de simulación para el diagnóstico vibracional de la resonancia para el rotor kit del Laboratorio de Diagnóstico Técnico y Eficiencia Energética de la Facultad de Mecánica de la ESPOCH, ayudará con la formación integral de los futuros ingenieros de la Facultad de Mecánica?

El Laboratorio de Diagnóstico Técnico y Eficiencia Energética cuenta con varios equipos de medición para el diagnóstico de máquinas, sin embargo, posee una falencia importante que no permite un desarrollo de prácticas de manera integral con el avance de las clases teóricas, esta falencia es la falta de simuladores en los que poder aplicar dichos dispositivos de medición. Esto

es un gran problema, ya que dentro de varias de las cátedras se contemplan temas de diagnóstico técnico que, aunque exista la base teórica, falla en sus bases prácticas.

La falta de acercamiento técnico por parte de los estudiantes hace que el proceso de aprendizaje sea incompleto, impidiendo el desarrollo de varias habilidades que son clave en el ámbito laboral de las industrias. La falencia en el aprendizaje se vuelve un problema grave a nivel industrial, en donde, la resonancia es un factor muy importante a considerar; no solo a nivel de diseño estructural, sino dentro del montaje de las distintas máquinas industriales, en donde el pasar por alto la posibilidad de resonancia puede desembocar en un aumento crítico de las vibraciones, con todos los problemas subsecuentes que estas traen; reducción de la vida útil de los componentes internos de la máquina, desbalanceo, reducción del tiempo de operación, ruido excesivo, separación de cimientos y máquinas, fugas de sustancias, etc. (Olson, y otros, 2016)

El diseño y construcción de módulos de simulación para el diagnóstico vibracional de la resonancia para el rotor kit del laboratorio, le beneficiará a los estudiantes de la Facultad de Mecánica al momento de su formación académica para el área de mantenimiento basado en la condición, puesto que la simulación de estos fenómenos de resonancia permitirá un desarrollo más avanzado de las habilidades mencionadas anteriormente, como el manejo de instrumentos de medición, la forma de detección de la resonancia y los protocolos de acción ante ésta. Todo esto en conjunción con los conocimientos adquiridos mediante la teoría, permitirán una formación integral en las distintas cátedras impartidas.

1.3 Justificación e importancia

Para un íntegro aprendizaje de las cátedras que contempla el mantenimiento industrial se necesita en muchos de los casos un componente práctico, que garantice el máximo entendimiento del manejo de las máquinas, por lo que, es necesaria la presencia de un simulador que complemente la teoría y que pueda despejar dudas generadas, mediante la práctica, enriqueciendo el conocimiento práctico. Para lograr esta tarea, se ha propuesto construir varios módulos de simulación formando rotor kits, que logren simular de manera real el funcionamiento de las máquinas rotativas siendo muy propicios para la enseñanza y para las prácticas de laboratorio gracias a su geometría y capacidad de aislar y controlar las condiciones individuales de la máquina.

El diseño y construcción de un módulo de simulación para el diagnóstico vibracional de la resonancia para el rotor kit del Laboratorio de Diagnóstico Técnico y Eficiencia Energética, tiene

como objetivo subsanar las falencias prácticas en cuanto al conocimiento de este fenómeno, puesto que este módulo permitirá simular la resonancia de manera controlada, de tal manera de que pueda ser estudiada en complemento con los conocimientos técnicos adquiridos mediante la teoría, llevando a cabo de esta manera una apropiada práctica de laboratorio. (Jaya, y otros, 2017)

Los futuros ingenieros, en la industria, serán capaces de reconocer claramente y diagnosticar el fenómeno de resonancia, mediante los procesos más idóneos y con la experiencia adecuada en la utilización de las herramientas de monitoreo de vibraciones; con lo cual serán capaces de efectuar tareas de diagnóstico como: pruebas de impacto en las máquinas para el reconocimiento de frecuencias naturales; el análisis de espectro de vibración, la más utilizada dentro del diagnóstico de la resonancia o incluso un análisis modal de las máquinas, una combinación de las técnicas anteriores. Con estas herramientas de diagnóstico, los futuros ingenieros, serán capaces de realizar los procesos de mantenimiento adecuados y corregir la resonancia en diversidad de máquinas, precautelando su vida útil, la seguridad dentro de las plantas industriales e incluso reflejar beneficios económicos para las empresas. (Tranter, 2015)

La construcción del módulo de simulación debe tener una buena precisión y lo más importante no debe tener ningún otro tipo de fallas a más de la que se necesita simular, que en este caso es la vibración de la resonancia. Conjuntamente se utilizarán los instrumentos de medición presentes en el laboratorio, mediante el uso de sus aplicaciones de escritorio, el estudio de la resonancia resultará más didáctico, contando con el análisis de curvas y la recopilación de datos.

Luego de la construcción del módulo de resonancia, se procederá a la elaboración de las guías de laboratorio y los manuales de operación, para lo que, se tendrá que analizar los equipos ya existentes en el Laboratorio de Diagnóstico Técnico y Eficiencia Energética de la Facultad de Mecánica de la ESPOCH, que tengan concordancia con el análisis vibracional de las fallas que se generan en los módulos rotor kit; usándolos como base, para partir con una estructura sólida para las guías y manuales. Finalmente se realizará la instalación en el laboratorio.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Implementar un módulo de simulación para el diagnóstico vibracional de la resonancia para el rotor kit del Laboratorio de Diagnóstico Técnico y Eficiencia Energética.

1.4.2 *Objetivos específicos*

Analizar el estado del arte sobre la construcción de módulos de simulación y del fenómeno de la resonancia.

Determinar el coeficiente de elasticidad, la masa y el rango de frecuencias de rotación del módulo de simulación de resonancia.

Seleccionar los componentes para la construcción del módulo de simulación para el diagnóstico vibracional de la resonancia para el rotor kit.

Verificar que el módulo entre en resonancia dentro del rango de frecuencia de rotación sin generar armónicos no deseados.

Elaborar las guías de laboratorio, manual de mantenimiento y plan de mantenimiento respectivos.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Vibraciones mecánicas

Dentro de la industria la verificación del estado de la maquinaria es un pilar importante del mantenimiento industrial, los operarios son capaces de diagnosticar una máquina, ya sea por el empleo de sus sentidos o con ayuda de herramientas especializadas. A partir de esto es que las vibraciones se han tomado como punto de partida para saber el estado en el que una máquina funciona de forma correcta y poder identificar fallos o daños prematuros que se estarían produciendo.

La vibración mecánica se define como, un movimiento de un sólido alrededor de un punto de equilibrio, en el cual, una masa entra en movimiento alternativo por una perturbación. En su forma más sencilla, una vibración se puede considerar como la oscilación o el movimiento repetitivo de un objeto alrededor de una posición de equilibrio. La posición de equilibrio es a la que llegará cuando la fuerza que actúa sobre él sea cero. Este tipo de vibración se llama vibración de cuerpo entero, lo que quiere decir que todas las partes del cuerpo se mueven juntas en la misma dirección en cualquier momento. (White, 2010)

En sí todos los cuerpos presentan señales vibratorias, por lo cual todas las máquinas tienen sus propias señales vibratorias, que se pueden analizar y separar unas de otras, para lograr analizar de manera aislada los datos de cada uno de sus componentes. (Rao, 2012)

2.2 Frecuencia natural

La frecuencia natural, también conocida como frecuencia de vibración libre, es una característica inherente de todo objeto existente, y se define como el número de repeticiones por unidad de tiempo en qué se describe el movimiento oscilatorio completo de un objeto. Para obtener la frecuencia natural de un objeto o sistema, se lo debe perturbar mediante la acción de una fuerza externa y dejarlo oscilar libre, lo que hará que dicho objeto o sistema describa un movimiento oscilatorio que se puede analizar mediante una gráfica sinusoidal. (Jimenez, 2018)

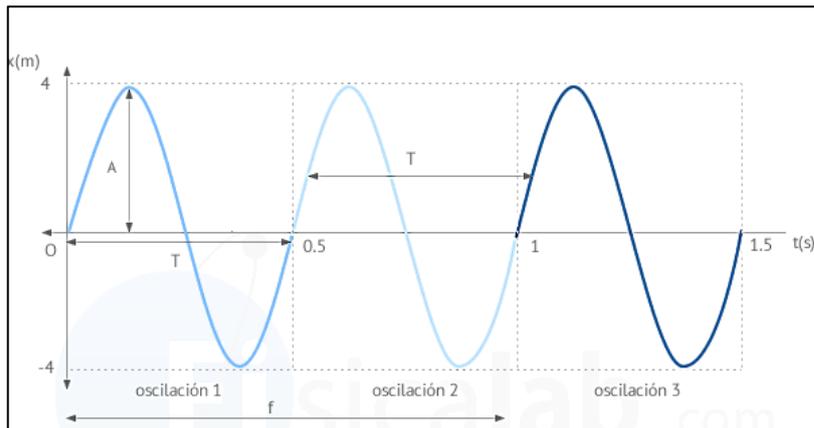


Gráfico 1-2: Movimiento armónico simple

Fuente: (FiSiCALAB, 2021)

El gráfico 1-2 describe el movimiento de un sistema masa-resorte sin amortiguación que fue perturbado por una fuerza externa y esto produjo un movimiento oscilatorio; lo que describe es una amplitud y periodo constantes durante todo el tiempo que dura el movimiento. La frecuencia del sistema también es constante, al ser valor recíproco del periodo, que en este ejemplo tiene un valor de 0,5s por lo que su frecuencia es 2 Hz, esta frecuencia es la denominada frecuencia natural, producida al dejar el sistema en movimiento libre luego de la excitación.

2.2.1 *Parámetros que determinan la frecuencia natural.*

Como se había mencionado, la frecuencia natural es una característica inherente de todo objeto existente, y esta, dependerá de otras de las características físicas del sistema u objeto, que, dependiendo de su naturaleza, tendrá distintas magnitudes que describan una frecuencia natural propia, como una huella digital que se imprime en cada sistema u objeto de estudio. Estas características o parámetros son la masa y la rigidez. (Jimenez, 2018)

La masa, una de las características fundamentales de la materia, conocida también como inercia, cuya definición técnica es, la propiedad de un cuerpo que determina su aceleración ante la acción de una fuerza dada. Que en palabras simples es la resistencia de un cuerpo al movimiento. (Jimenez, 2018)

La rigidez, es una medida cualitativa de la resistencia a las deformaciones mecánicas elásticas producidas por un material, que contempla la capacidad de un elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones. (Jimenez, 2018)

Para comprobar lo mencionado sobre los parámetros de los que depende la frecuencia natural, y continuando con el ejemplo de un sistema oscilatorio de un resorte masa, pero esta vez

amortiguado, se analizarán varias simulaciones mediante el software GeoGebra, en el que se modificarán los parámetros de masa y rigidez, para analizar el comportamiento de la frecuencia natural.

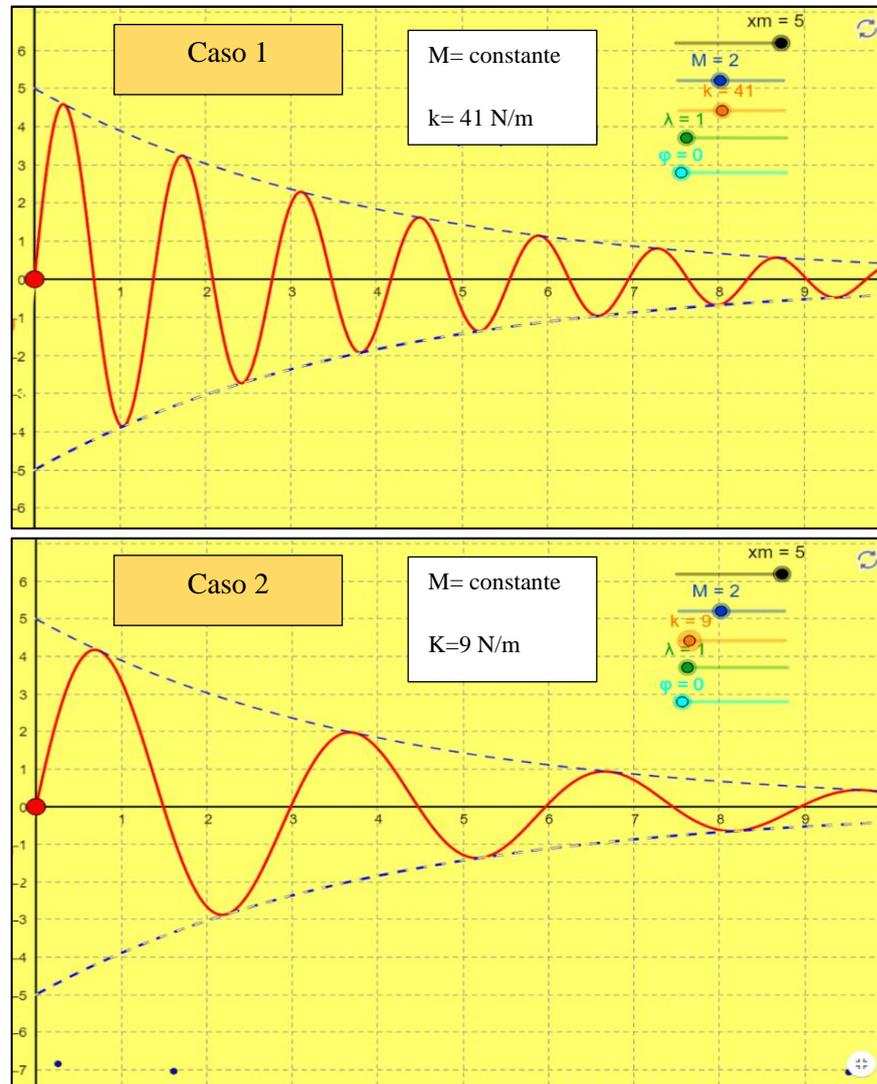


Gráfico 2-2: Movimiento oscilatorio amortiguado con variación de rigidez

Fuente: (Escalona, 2015).

En el gráfico 2-2, se describen dos casos de movimiento oscilatorio amortiguado pero con el parámetro de masa constante. En el primer caso, la rigidez, representada en este caso por la constante del resorte k , tiene una magnitud de $41 \frac{\text{N}}{\text{m}}$, y una frecuencia de aproximadamente 0,66 Hz. Al modificar el valor de la constante k y reducirla a una magnitud de $9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$, el valor de la frecuencia se reduce a 0,33 Hz.

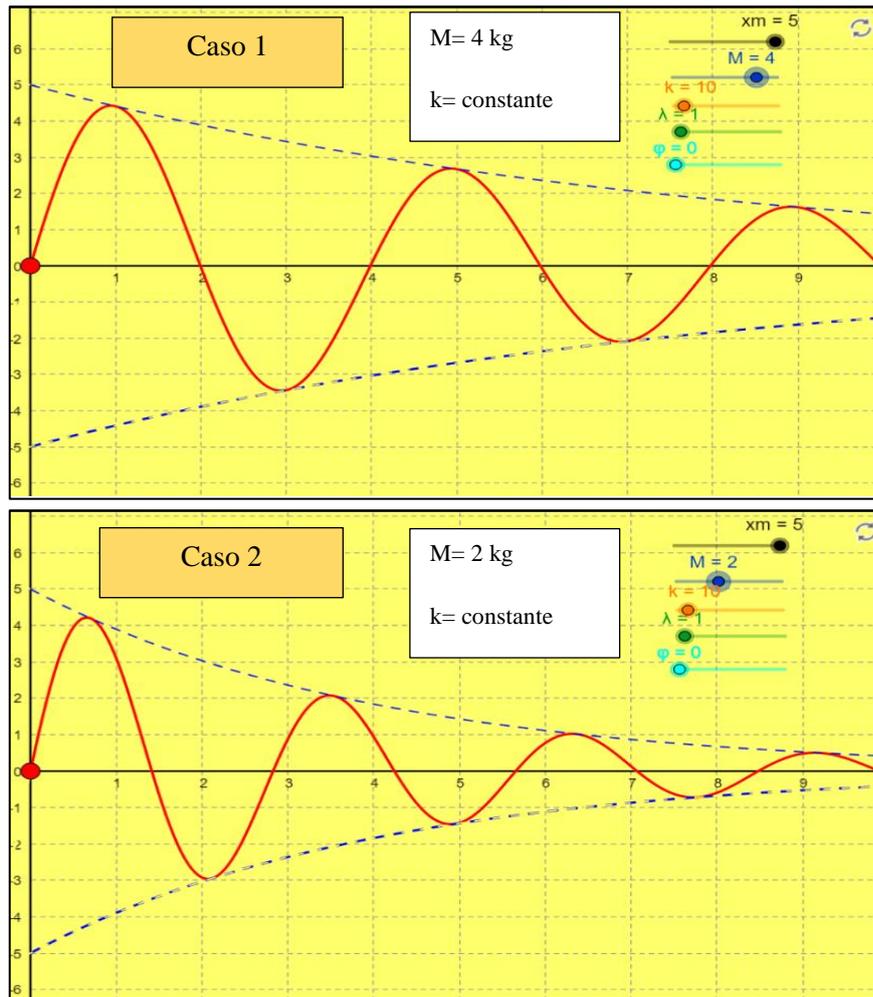


Gráfico 3-2: Movimiento oscilatorio amortiguado con variación de la masa

Fuente: (Escalona, 2015)

En el gráfico 3-2, se presentan dos nuevos casos de movimiento oscilatorio que presentan rigidez constante. En el primer caso el valor de la masa es de 4 kg, y presenta una frecuencia aproximada de 0,25 Hz. Al modificar la magnitud de la masa, reduciéndola a 2 kg, la frecuencia presenta un aumento a un valor aproximado de 0,33 Hz.

Como se pudo comprobar en los ejemplos, la frecuencia natural es una característica dependiente de otras características físicas, tanto si se modifica la masa o la rigidez, el valor de la frecuencia se modifica de manera casi proporcional, por lo que si se considerara modificar la magnitud de esta frecuencia por alguna razón de diseño estructural, o para evitar fenómenos como la resonancia; los primeros parámetros del sistema a considerar son estas características.

2.2.2 *Cálculo de la frecuencia natural fundamental*

La frecuencia natural de un sistema simple, como lo es el caso del ejemplo presentado masa-resorte, es simple, y obedece a la ecuación:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (1)$$

En la cual se puede notar claramente que la frecuencia natural depende de la constante K del resorte y la masa. Pero en la vida real los casos son más complejos, ya que un sistema consta de varios elementos, rotores, estatores, rodamientos, soportes, etc. Con lo que van a existir varias frecuencias naturales presentes y el modelado de estas se analizan mediante softwares especializados, y pocas veces a mano, por su complejidad. (Jimenez, 2018)

A pesar de esto existen varios métodos que provee un valor aproximado de la frecuencia fundamental de un sistema compuesto en función de las frecuencias naturales individuales de los componentes.

2.2.3 *Control de frecuencias naturales*

Algo muy importante dentro de la industria es considerar los distintos fenómenos que ocurren en las máquinas. Evitar que la frecuencia natural de un sistema coincida con la frecuencia de excitación, es algo fundamental para el mantenimiento de la maquinaria, y como se mencionó anteriormente, los factores que se deben modificar en los sistemas son la rigidez y la masa. Normalmente la masa es un factor que no es modificable, ya que el hecho de añadir alguna masa extra a las máquinas, en especial a los motores produce desbalanceo indeseable, por lo que el objetivo es modificar la rigidez ya sea de las bases o de los cimientos.

2.2.4 *Sistemas masa resorte*

Un sistema que se puede deformar al momento que se le aplica una fuerza y vuelve a su forma inicial luego de haber culminado ésta, se la puede estudiar como un sistema masa resorte, siendo la constante elástica k, la fuerza para deformar la unidad de longitud, esta constante k, que por lo general se la conoce como rigidez se expresa en $\left(\frac{\text{Fuerza}}{\text{Longitud}}\right)$.

En la práctica durante el fenómeno de la vibración se disipa energía en mayor o menor grado, lo cual supone que la amplitud del movimiento no se mantenga constante en el transcurso del tiempo posterior al impulso inicial. Este sistema masa resorte (Figura 1-2) tendrá un comportamiento dinámico que estará caracterizado fundamentalmente por su frecuencia natural o frecuencias de las vibraciones propias no amortiguadas. (Marín, 2007 pág. 20)

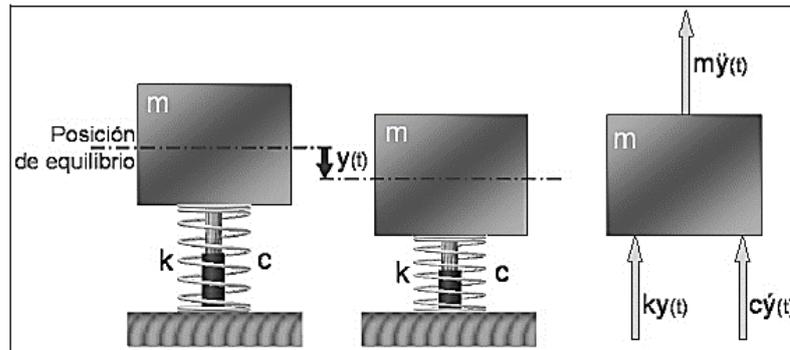


Figura 1-2: Sistema masa resorte amortiguado

Fuente: (Marín, 2007 pág. 20)

A la frecuencia natural se la describe con las siguientes fórmulas:

Frecuencia natural angular.

$$W_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \text{en [1/s]} \quad (2)$$

Frecuencia natural

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \text{en [Hz]} \quad (3)$$

$$f_n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \text{en [c.p.m]} \quad (4)$$

2.2.4.1 Constante de un resorte de compresión

La constante de un resorte representa la cantidad de fuerza que se necesita para deformar su longitud. El cálculo de la constante de un resorte de compresión se utiliza en el diseño mecánico para obtener un muelle propicio para una aplicación determinada, y dicha constante se obtiene

generalmente, de una carga y distancias conocidas, utilizando la fórmula obtenida a partir de la ley de Hooke:

$$k = \frac{F}{x} \quad (5)$$

En la cual:

- F = representa la magnitud de la carga, expresada en newtons o libras fuerza
- x = la deformación sufrida por el resorte, expresada en metros o pulgadas

Pero, en muchos casos, ya sea la carga o la distancia son datos desconocidos, que no se pueden determinar por la dificultad de acceder a este componente; o bien sea porque se desea partir desde cero para el diseño mecánico del muelle, para estos casos, existe otra fórmula que se utiliza considerando los parámetros físicos que se requieren y el material empleado para la fabricación del resorte. (Corporación Dinámica Industrial, S.A., 2012)

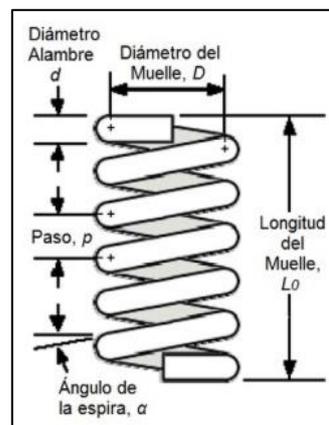


Figura 2-2: Características de un resorte de compresión

Fuente: (Alamo, 2016)

En la figura 2-2 se puede apreciar las características físicas de un resorte que se tiene en cuenta para su diseño, y así mismo, son utilizadas para el cálculo de la constante del muelle; mediante la fórmula:

$$k = \frac{Gd^4}{8ND^3} \quad (6)$$

En donde:

- G = Módulo de corte del material del resorte
- d = Diámetro de la espira
- D = Diámetro medio
- N = Número de espiras activas

Para la utilización de esta fórmula se debe tener en cuenta que las medidas a utilizar se encuentren bajo el sistema inglés, es decir los diámetros en pulgadas y el módulo de corte en psi, por lo que esta constante se expresará en lbf/in.

2.2.4.2 Combinación de resortes mecánicos

En la mayoría de las aplicaciones de un resorte mecánico, no hay necesidad de que exista más de uno para realizar una función, manipular sus características físicas sería suficiente para cubrir la acción que se requiere; sin embargo existe la posibilidad de que un sistema requiera una cantidad superior, en estos casos existen dos configuraciones bajo las cuales se pueden presentar los resortes. (Rao, 2012)

El primer caso, es la configuración de resortes paralelos, en esta, los muelles independientemente de sus características físicas se colocan uno al lado de otro como se muestra en la figura 3-2.

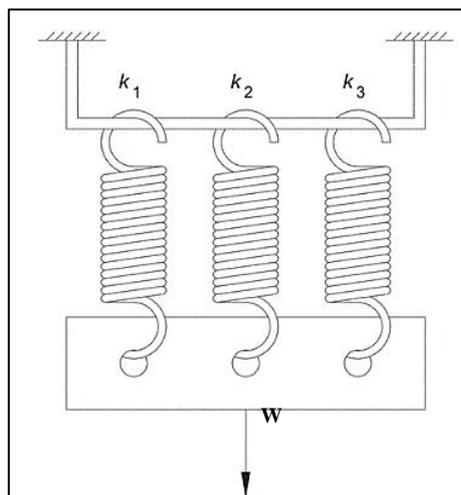


Figura 3-2: Resortes en paralelo

Fuente: (Childs, 2014)

Bajo la configuración de resortes en paralelo cuando se aplica una carga W , el sistema experimenta una deflexión elástica δ_{St} que es igual para todos los resortes existentes en dicho sistema, el análisis se da mediante la ecuación de equilibrio siguiente:

$$W=k_1\delta_{St}+k_2\delta_{St}+k_3\delta_{St} \quad (7)$$

Esta ecuación representa la fuerza de restitución combinada de la acción de varios resortes sobre una carga común; en donde k_1 , k_2 y k_3 representan los valores de las constantes de cada resorte. Esta relación se puede expresar de forma análoga de la siguiente forma:

$$F_t=k_1\delta_{St}+k_2\delta_{St}+k_3\delta_{St} \quad (8)$$

De la cuál, si reemplazamos F_t en sus componentes:

$$k_T\delta_{St}=k_1\delta_{St}+k_2\delta_{St}+k_3\delta_{St}$$

Considerando que la deformación representada por δ_{St} , es la misma para todo el sistema, se puede inferir la siguiente ecuación:

$$k_T=k_1+k_2+k_3 \quad (9)$$

El segundo tipo de configuración se denomina en serie, en esta, los resortes están colocados uno después de otro, conectados directamente mediante un punto de sujeción, como se muestra en la figura 4-2.

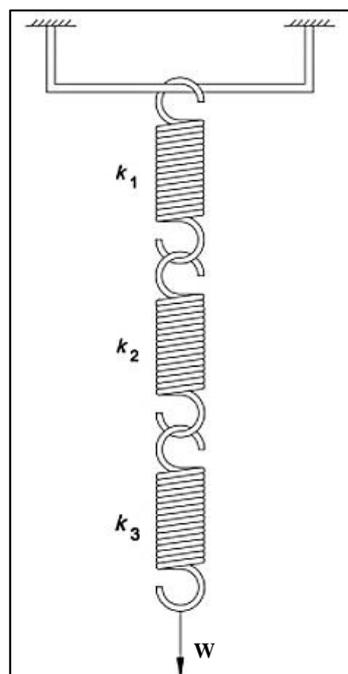


Figura 4-2: Resortes en serie.

Fuente: (Childs, 2014)

Un sistema configurado en serie, a diferencia de la configuración en paralelo, presenta distintas deformaciones en cada resorte individual, por lo que, cuando se aplica una carga W , los resortes 1, 2 y 3 presentan un alargamiento elástico δ_1 , δ_2 y δ_3 respectivamente; y el alargamiento total del sistema se representa por una relación de cada alargamiento individual, como se expresa en la siguiente ecuación.

$$\delta_{St} = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 \quad (10)$$

Como en la figura 4-2 se indica que ambos resortes están sometidos a la misma fuerza W , entonces se obtiene el equilibrio mediante una igualdad entre constante y deflexión de cada resorte de manera individual, bajo las siguientes ecuaciones:

$$W = k_1 \delta_1 \quad (11)$$

$$W = k_2 \delta_2 \quad (112)$$

$$W = k_3 \delta_3 \quad (13)$$

Si k_{eq} es un valor que indica la constante de resorte equivalente de todos los resortes existentes en el sistema, entonces para la misma deflexión estática se puede obtener la siguiente expresión análoga

$$W = k_{eq} \delta_t \quad (14)$$

Resultando una igualdad entre las deflexiones presentadas por cada resorte individual y su correspondiente valor de constante, teniendo una serie de igualdades como se presenta a continuación

$$k_1 \delta_1 = k_2 \delta_2 = k_3 \delta_3 = k_{eq} \delta_t \quad (15)$$

Como se puede apreciar, estos análisis a las configuraciones de resortes combinados están pensados para describir mediante una relación simple, un sistema de n número de muelles; lo que es una herramienta adecuada para el diseño de sistemas complejos.

2.2.4.3 Constante de resorte asociada con la fuerza de restauración producida por la gravedad.

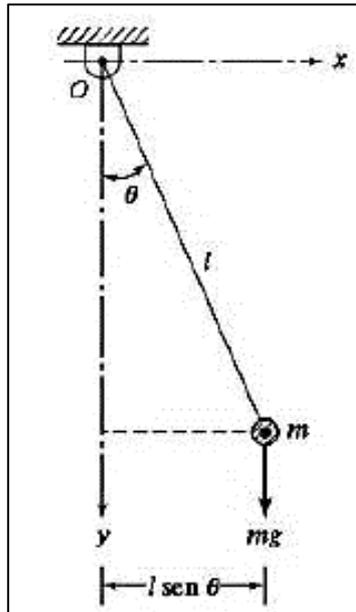


Figura 5-2: Péndulo simple

Fuente: (Rao, 2012 pág. 37)

Si un péndulo es sometido a un desplazamiento angular θ (figura 5-2), la masa m se mueve a una distancia $l \text{sen}\theta$ a lo largo de la dirección horizontal (x). El par de restauración (T) creado por el peso de la masa (mg) con respecto al pivote está dado por:

$$T = mg(l \text{sen}\theta) \quad (126)$$

Si es el caso de que existe desplazamientos angulares pequeños θ , $\text{sen}\theta$ se puede aproximar a $\text{sen}\theta = \theta$ y por ende la ecuación quedará:

$$T = mgl\theta \quad (137)$$

$$T = k_t \theta \quad (148)$$

La constante de resorte torsional quedará k_t :

$$k_t = mgl \quad (19)$$

2.2.4.4 Combinación de masas

El elemento de masa es un cuerpo rígido que puede ganar o perder energía cinética siempre que cambia su velocidad. De acuerdo con la segunda ley del movimiento de Newton, el producto de la masa y su aceleración son iguales a la fuerza aplicada a la masa. El trabajo es igual a la fuerza multiplicada por el desplazamiento en la dirección de la fuerza, y el trabajo realizado en una masa se almacena como energía cinética. (Rao, 2012 pág. 37)

Para poder representar un sistema vibratorio real, lo correcto es utilizar un modelo matemático y por lo general hay una variedad de posibilidades de modelos matemáticos. Este análisis tiene como propósito determinar qué modelo matemático es el más adecuado. Una vez seleccionado el modelo matemático las masas son mucho más sencillas de identificar.

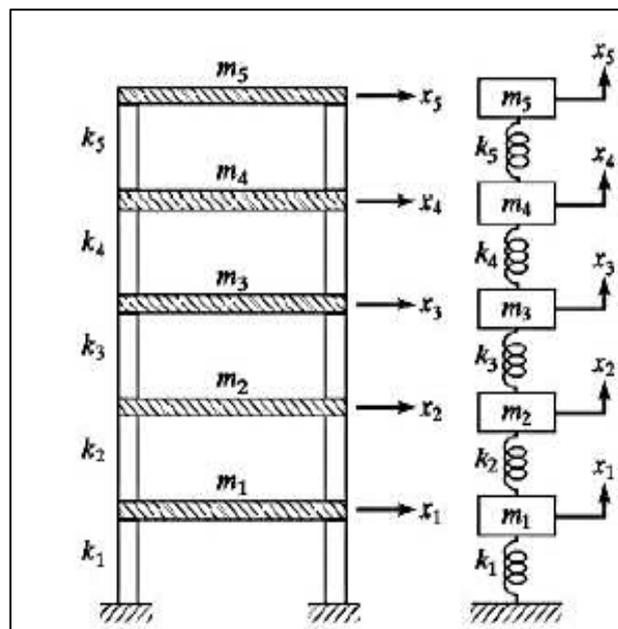


Figura 6-2: Idealización de edificio de varios pisos como sistema de varios grados de libertad.

Fuente: (Rao, 2012 pág. 38)

Para un rápido análisis el sistema de la figura 6-2 se la analiza como si fuera solo masa y resorte, dejando a un lado la masa de las vigas. La masa m representa el elemento de masa, y la elasticidad de la viga es la que indica la rigidez del resorte. Si suponemos que la figura es de un edificio y este es sometido a un sismo suponiendo que la masa de la estructura es de un valor insignificante comparada a la de los pisos, el edificio se moldea como un sistema de varios grados de libertad. Entonces las masas en los diversos pisos representan los elementos de masa y las elasticidades de los miembros verticales representan los elementos de resorte.

Hay aplicaciones en las que aparecen varias masas combinadas, y lo correcto para su análisis es reemplazarlas a una sola masa equivalente.

2.2.4.5 Ecuación del movimiento de un sistema masa resorte en posición vertical

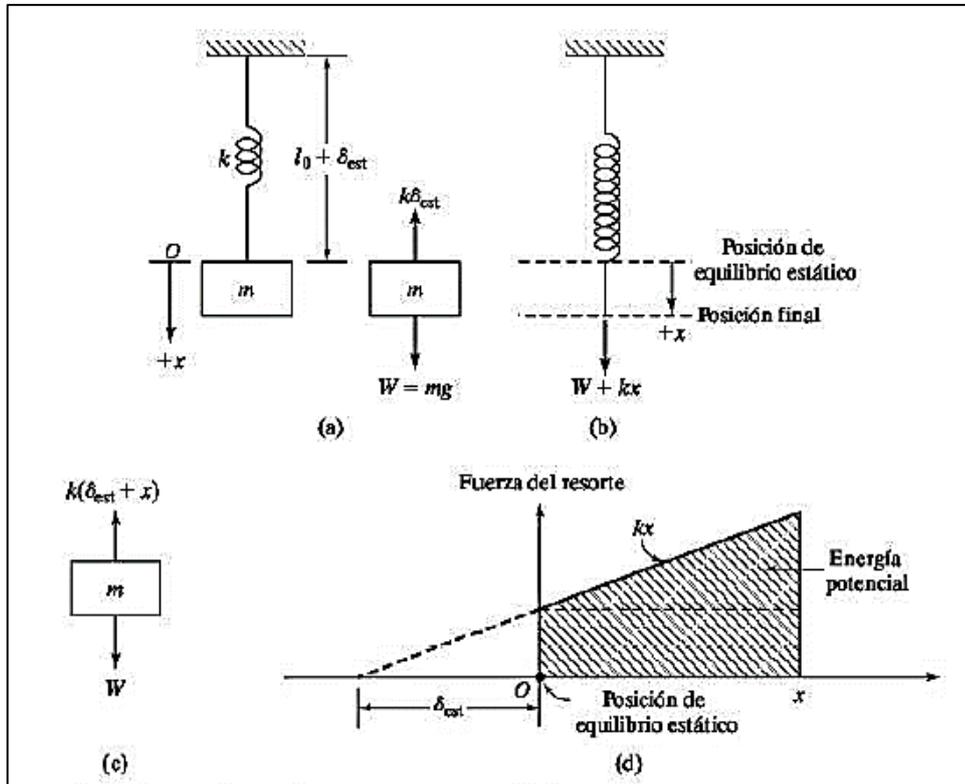


Figura 7-2: Sistema masa resorte en posición vertical.

Fuente: (Rao, 2012 pág. 122)

Considerando el sistema masa resorte de la figura 7-2, se observa como la masa cuelga en el extremo inferior del resorte, el mismo está fijado por su extremo superior al soporte rígido. Cuando la masa está en reposo, esta colgará en una posición que se denomina equilibrio estático, donde la fuerza del resorte dirigida hacia arriba balancea con exactitud la fuerza de gravedad dirigida hacia abajo que actúa en la masa. En esta posición la longitud del resorte es $l_0 + \delta_{est}$ donde δ_{est} es la deflexión estática, el alargamiento producido por el peso de la masa m .

Para el equilibrio estático:

$$W = mg = k\delta_{est} \quad (20)$$

Donde g es la gravedad. Si la masa se flexiona una distancia $+x$ con respecto a su posición de equilibrio estático, entonces la fuerza del resorte es $-k(x+\delta_{est})$, como se muestra en la figura 6-2c. La aplicación de la segunda ley del movimiento de Newton a la masa m da:

$$m\ddot{x} = -k(x + \delta_{est}) + W \quad (21)$$

y como $\delta_{est} = W/k$ tenemos:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (22)$$

Cuando la masa se mueve en dirección vertical, podemos ignorar su peso, siempre que se mida x a partir de su posición de equilibrio estático. (Rao, 2012).

2.3 Resonancia mecánica

2.3.1 Definición

La resonancia mecánica es un fenómeno vibratorio que ocurre en las máquinas cuando se encuentran expuestas a una fuerza externa que produce una vibración forzada con una frecuencia que es igual a la frecuencia natural del sistema. Al producirse esta coincidencia de frecuencias, la amplitud de la vibración que presenta el sistema empieza a aumentar de manera desproporcionada, lo que trae consigo los problemas subsecuentes de las altas vibraciones. Desalineaciones, desajustes de partes, desbalanceo, fugas de líquidos, rupturas de elementos internos, separación de la base de la máquina, etc.

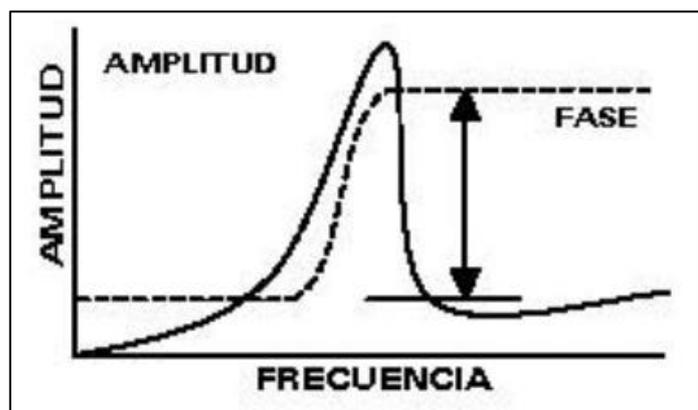


Figura 8-2: Diagrama de Bode para la resonancia

Fuente: (A-MAQ Análisis de maquinaria)

La intensidad del aumento de la vibración que se produce durante la resonancia va a depender del factor de amortiguamiento que tenga la máquina. Una máquina con un mayor factor de amortiguamiento va a decrementar la amplitud de la vibración; pero desafortunadamente en la industria actual, en la cual la mayoría de la maquinaria está hecha de acero y hierro fundido, los elementos de amortiguación no son muy comunes, por lo que para evitar la resonancia, se debe considerar dicho fenómeno en el diseño de la máquina. (Kreitzer, y otros, 2008)

Un sistema o máquina correctamente amortiguadas evitarán en gran medida las consecuencias de la resonancia, en la figura 9-2 se puede observar un diagrama que muestra la relación entre los valores de la amortiguación de un sistema y la amplitud de las vibraciones que presentan, donde en el punto de resonancia la modificación de los valores de amortiguación hace que la forma que la curva de la amplitud cambie drásticamente.

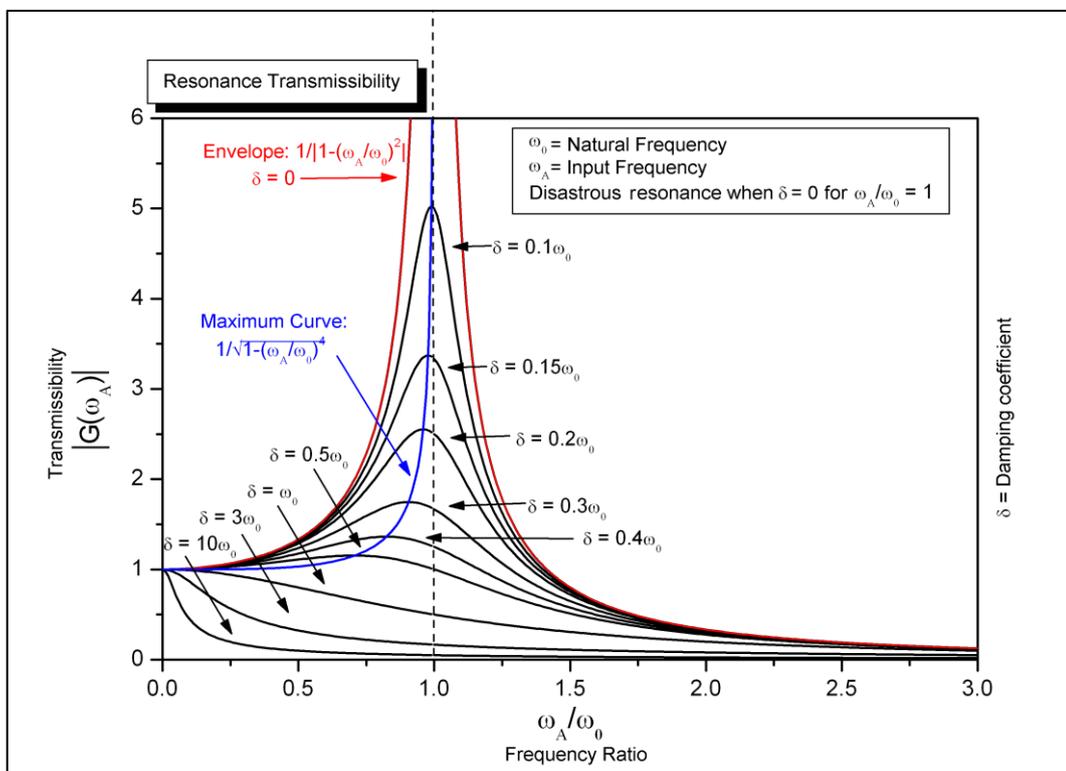


Figura 9-2: Comportamiento de un sistema resonante con distintos coeficientes de amortiguación

Fuente: (SIMSCALE)

2.3.2 Tipos de resonancia

2.3.2.1 *Resonancia estructural*

Como se había mencionado anteriormente, cuando se habla de resonancia el factor a tomar en cuenta es la frecuencia natural del sistema, que no es simplemente una característica de las máquinas, con sus componentes internos, sino del conjunto completo de máquina y cimiento. Una base débil puede cambiar la rigidez completa del sistema, modificando la frecuencia natural a un valor que no se considera si solo se tomara en cuenta el motor.

La resonancia estructural de un motor es dependiente de un complejo entramado de masas y factores de rigidez, debido al mismo hecho de la cantidad de componentes que intervienen en el sistema, además de las distintas configuraciones geométricas que pueden existir en estos. Debido, a esta complejidad estructural, un análisis vibracional enfocado en la resonancia puede ser complejo; sin embargo, las máquinas rotativas, en especial los motores, suelen describir formas modales iguales entre sí, que pueden ser registrados y son independientes del tipo y tamaño. Gracias a estas similitudes se pueden describir varias generalidades que logran abarcar la mayoría de los casos de resonancia estructural y simplificarlos en características concretas que se deben tomar en cuenta para el diseño y montaje de los motores. (Kreitzer, y otros, 2008)

Uno de los factores más importantes a considerar es la sensibilidad del pie del motor, esto se refiere a el contacto que existe entre el motor, en la zona de anclaje, con el cimiento al que se ancla. La magnitud de la vibración debida a la resonancia estructural es afectada directamente por la medida de contacto que existe en el anclaje de la máquina. Un caso ideal para un análisis de resonancia estructural sería que el contacto entre el pie del motor y el cimiento sea completo, sin embargo, estos casos en la realidad no existen, los componentes de los motores no son perfectos y los pies tienen cierto grado de irregularidad y niveles planitud; dentro de la norma API 541 5th edición se contempla que los pies de motor se encuentren en un rango de 0,005 pulgadas dentro de un plano paralelo. Teniendo un rango en el plano paralelo de los pies, significa que no existe un caso ideal en el que la vibración producida por la resonancia estructural no se vea afectada por esas holguras que existen entre el motor y el cimiento. (Kreitzer, y otros, 2008)

Otro factor de consideración son las configuraciones bajo las cuales existe el contacto de los pies y el cimiento. En un estudio realizado por la IEEE, el Instituto de Ingenieros Eléctricos y Electrónicos, se consideraron dos casos extremos de estas configuraciones para demostrar cómo afecta a la frecuencia natural de los sistemas y por ende ahonda el problema de resonancia de los motores. Uno de los casos se considera con un contacto mínimo de los pies de motor y el otro con contacto absoluto.

Tabla 1-2: Frecuencias estructurales naturales de varias configuraciones de pies de motor en Hz

	Contacto Absoluto (Calculado)	Contacto Parcial (Calculado)	Datos de análisis vibracional
Caso 1	51	40	43
Caso 2	130	104	112

Fuente: (Kreitzer, y otros, 2008)

Realizado por: Hernández, Kevin, Parra Jairo, 2021

Como se puede apreciar en la Tabla 1-2 los valores de frecuencia natural de los sistemas son mayores en el caso del contacto absoluto de pies y cimiento, con una diferencia considerable al caso de contacto parcial de los mismos, comprobando así que las configuraciones de contacto de motores y cimientos son factores de gran importancia a considerar.

Un último factor de consideración es una base de motor débil, si existe un motor que no trabaja satisfactoriamente sobre un cimiento fabricado o sobre una base adaptada la posibilidad de la existencia de una base débil es posible. Esta característica, base débil es posible detectarla mediante una medición de vibración horizontal a nivel del suelo, en la parte baja, el medio y la parte alta de la base, además de la parte alta de la carcasa del motor. La frecuencia de estas vibraciones es comúnmente detectada en la frecuencia filtrada 1x, pero puede resultar en una alta lectura en la 2x y 2f . Este tipo de fenómeno es comúnmente la causa de los movimientos de balanceo en los motores. (Kreitzer, y otros, 2008)

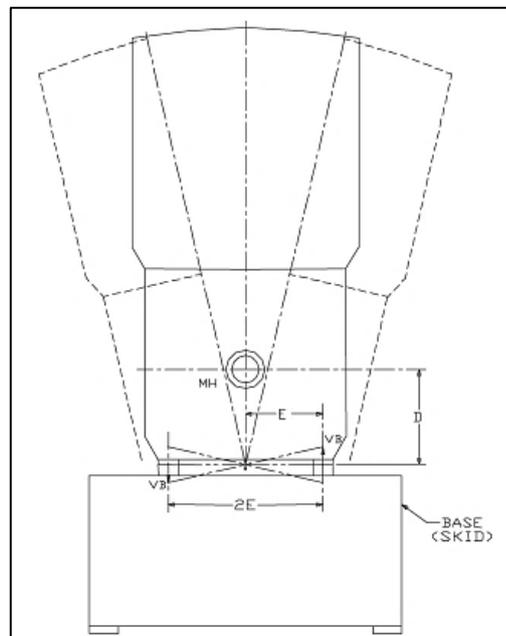


Figura 10-2: Movimiento de balanceo debido a una base débil

Fuente: (Kreitzer, y otros, 2008)

2.3.2.2 *Resonancia localizada*

Un sistema de maquinaria industrial es un complejo entramado de subsistemas y componentes que trabajan al unísono con un fin específico. La existencia de tantos componentes y sus singulares frecuencias naturales, hacen que la existencia de resonancias localizadas en uno o varios de ellos sea algo que se espere; sin embargo no todas estas resonancias son perjudiciales para los sistemas, y si se logran localizar hay varias interrogantes que se deben analizar para evaluar su significancia en el funcionamiento general del sistema.

La primera interrogante que se surge es la forma en que la vibración de este componente afectaría al rendimiento y la vida útil de la máquina. Si existe resonancia en un componente del sistema, puede darse el caso de que esto no tendría una gran incidencia en el cuadro general, debido a que se encuentre aislado de tal manera que su impacto es mínimo. (Kreitzer, y otros, 2008)

Otra interrogante es el nivel de amortiguamiento que tiene el componente; en este caso aunque la posibilidad de resonancia exista, la vibración puede ser baja debido a un alto valor de amortiguamiento que no permita que los efectos de la resonancia puedan afectar su funcionamiento y por extensión, el funcionamiento del sistema. (Kreitzer, y otros, 2008)

La última interrogante y la más importante, es si la magnitud de la vibración del componente se encuentra sobre su nivel estructural de fatiga; dado el caso de que la resonancia produzca un nivel vibratorio muy alto que el componente no sea capaz de soportar, puede causar un fallo fatal en el mismo, que lo deje inutilizable, haciendo que el sistema se detenga hasta lograr suplir dicho componente; o en el peor de los casos produzca una cascada de fallos que afecte a otros componentes y deje el sistema inservible. (Kreitzer, y otros, 2008)

Si bien la resonancia localizada es un fenómeno que en su mayoría no presenta gran afectación, es de considerarse que aun así puede presentar un riesgo en el rendimiento de las máquinas y no debe ser pasado por alto para evitar incurrir en gastos de mantenimiento innecesarios y precautelar sobre todo la integridad del sistema.

2.3.3 *Dinámica de estructuras resonantes.*

Una estructura simple se idealiza como un sistema con una masa, la cual normalmente se denota con una variable m , donde principalmente se concentra en la parte alta del sistema de un grado de libertad soportada por una estructura con rigidez k .

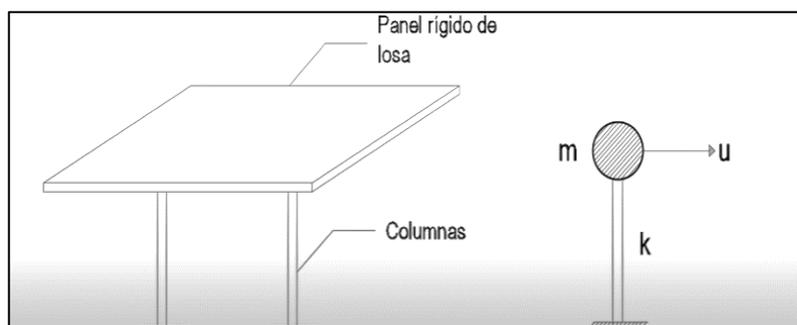


Figura 11-2: Idealización de una estructura simple

Fuente: (EstructuraTEC21, 2021)

Normalmente una estructura muy simple como la de la figura 11-2, se denota un panel de losa con un sistema de columnas fijas en su base a la cimentación, se la idealiza como un sistema de un grado de libertad compuesto por una masa que se encuentra en el sistema de piso y que a su vez es soportada por una estructura muy simple en la que por lo general la masa se desprecia y asumimos que posee una rigidez lateral considerable.

En un sistema de un grado de libertad se supone el elemento con una rigidez k , la cual se refiere precisamente a la rigidez lateral que tiene el sistema que recibe a la masa.

Si al sistema se le aplica un desplazamiento inicial y se lo libera, la masa tiende a oscilar alrededor de una posición de equilibrio.

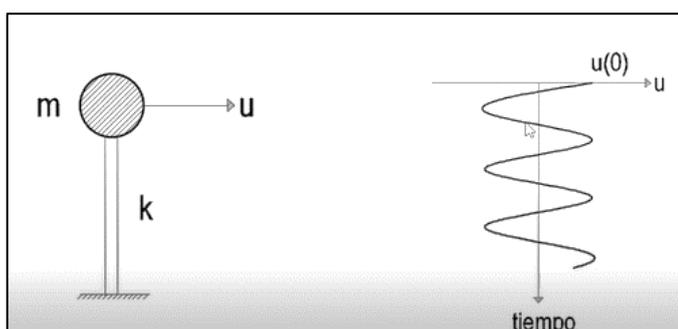


Figura 12-2: Desplazamiento horizontal de una masa

Fuente: (EstructuraTEC21, 2021)

En la figura 12-2 se representa un ejemplo de cómo actuaría una masa si a esta la desplazamos en la dirección de u . Al aplicar un desplazamiento esta oscilará de izquierda a derecha alrededor de una posición de equilibrio en función del tiempo hasta que vaya disminuyendo su amplitud y regrese a la posición de reposo como se muestra en la figura 13-2.

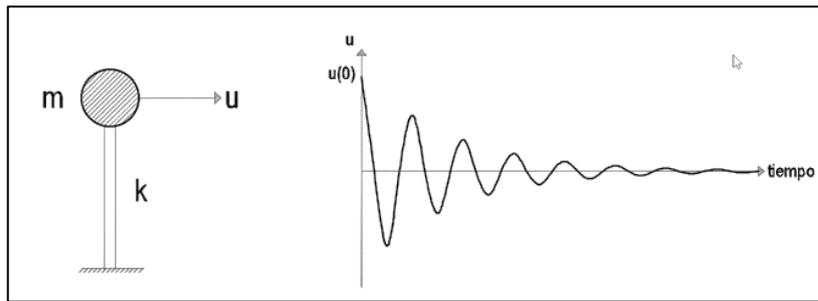


Figura 13-2: Movimiento amortiguado

Fuente: (EstructuraTEC21, 2021)

Las estructuras si son excitadas por una fuerza, se desplazan inicialmente y empieza a decaer su amplitud de la vibración en función del tiempo hasta regresar a su posición de reposo, justamente el proceso mediante el cual la amplitud de la vibración va decayendo de forma constante se denomina amortiguamiento.

Una de las primeras variables que intervienen en la ecuación del movimiento está asociado a la rigidez, si se aplica una fuerza externa u de manera lateral, se expresa un desplazamiento lateral y la fuerza externa va a ser reparada por una fuerza interna f_s tiene que ver con la rigidez k del material de la estructura. (EstructuraTEC21, 2021)

Así la fuerza restitutiva viene dada por:

$$f_s = ku \quad (23)$$

2.3.4 Pruebas para la identificación de resonancia

Cuando se habla de resonancia existen varios métodos que ayudan a corregir este fenómeno, que logren mitigar las consecuencias de las altas vibraciones; pero siempre el primer paso a dar es el diagnóstico de la naturaleza de la resonancia, en que componente se origina, que magnitud vibracional presenta en el sistema, y de esta manera decidir un modo de subsanarlo.

En este contexto, cuando en un motor se sospecha de resonancia, existen varios métodos que permiten detectarla de manera precisa. Cada uno presenta sus ventajas y desventajas, pero su conocimiento es fundamental en el mantenimiento de máquinas rotativas, en especial de los motores. Dentro de estos métodos se pueden mencionar los más fundamentales: (Kreitzer, y otros, 2008)

- Prueba de frecuencia variable

- Prueba de impacto

2.3.4.1 *Prueba de frecuencia variable*

Este tipo de prueba se desarrolla bajo parámetros de carga completa y carga parcial, con el motor acoplado o sin acoplar. El objetivo es variar la velocidad del motor y hacerlo funcionar entre 5 y 15 minutos con el fin de registrar, en cada caso, la vibración máxima que se presenta. El resultado es una comparativa entre las vibraciones máximas y las velocidades del motor. La gran desventaja de este método es la necesidad de un dispositivo especial para variar la velocidad del motor, un variador de frecuencias, elemento que no es muy común en el campo y menos en todas las máquinas, además de que se requiere un tiempo considerable para su ejecución, cosa que dentro de la industria es poco viable por los tiempos que se manejan. (Kreitzer, y otros, 2008)

2.3.4.2 *Prueba de impacto*

Este método es el más idóneo para medir una frecuencia resonante de una estructura; también conocido como prueba perfil de resonancia o RAP, por sus siglas en inglés. Esta prueba consiste en excitar a la vez todas las frecuencias naturales del motor y analizar las formas modales que se presentan, para lo que se utiliza un analizador FFT con una conexión a un acelerómetro y otra a la fuerza de impacto entrante, que es típicamente un martillo calibrado. Con estas condiciones, el acelerómetro se coloca en varias posiciones y se excita la estructura mediante un golpe; dado esto, el analizador devolverá datos en forma de una comparativa entre magnitud de la vibración y su frecuencia (Kreitzer, y otros, 2008)

2.3.5 *Corrección de la resonancia*

Si el problema es de coincidencias de frecuencias una alternativa es tratar de variar la velocidad de la máquina, eso producirá que las frecuencias ya no coincidan, aunque no siempre esto es posible, ya que la máquina trabaja a cierta velocidad que está definida de acuerdo con las especificaciones de esta.

Por otro lado, se puede realizar cambios estructurales, por ejemplo agregar elementos estructurales para aumentar la rigidez, si aumentamos la rigidez la frecuencia natural va a aumentar y saldrá de la zona donde se tiene la frecuencia de excitación, un inconveniente que se puede dar es que si se incrementa demasiado la frecuencia natural, esta puede coincidir con otra

de las frecuencias de excitación, por lo que estos cambios estructurales son difíciles determinar su ejecución. (Jimenez, 2018)

La frecuencia natural debe ser un 15-20% mayor o menor que la frecuencia de excitación. Normalmente se aumenta la rigidez de la estructura para subir la frecuencia natural.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL MÓDULO DE SIMULACIÓN DE RESONANCIA

3.1 Determinación de las necesidades técnicas del módulo de simulación

3.1.1 *Determinación de la rigidez del sistema*

El módulo de simulación de resonancia funciona bajo los parámetros fundamentales de un sistema masa resorte, utilizando como parámetros la rigidez, en la forma de la constante k de los resortes, y el valor de la masa, a partir del peso del motor y la base superior sobre la que se asienta.

Con el fin de precautelar el correcto funcionamiento del motor y evitar fallos debido a las bajas velocidades a las que se trabajará; se ha considerado un valor de 26 Hz como valor para la frecuencia natural del sistema; por lo que se partirá desde este valor para realizar el cálculo de la rigidez necesaria del sistema, utilizando la ecuación (3), se determinará el valor de la constante k (constante de rigidez del resorte).

Con un despeje simple de la fórmula mencionada, obtenemos una ecuación para calcular la constante k del sistema:

$$k=m(2\pi f_n)^2 \quad (3)$$

Reemplazando los valores conocidos de $m= 10$ kg y $f_n=26$ Hz:

$$k=10(2\pi 26)^2$$

$$k=266874,10 \text{ N/m}$$

Cambiando las unidades de la constante:

$$k = 1523,89 \text{ lbf/in}$$

Este valor representa la rigidez total del sistema, bajo el cual se realizará el diseño de los resortes necesarios en el módulo.

3.1.2 Determinación de las características de los resortes.

Partiendo del diseño base existente en el Laboratorio de Diagnóstico Técnico y Eficiencia Energética, los diseños de los resortes se realizarán con características similares, por lo que, para empezar, es necesario describir dichas características.

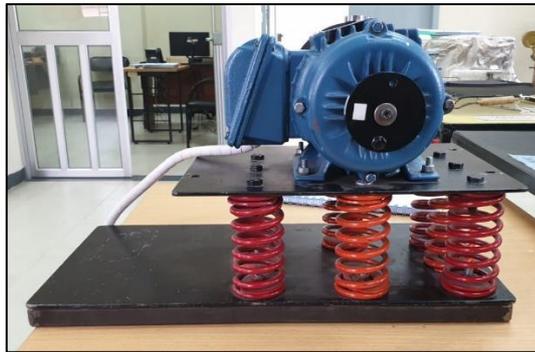


Figura 1-3: Módulo de simulación de resonancia

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

El módulo existente se conforma de un motor asíncrono trifásico de 0,5 hp, soportado por una base de acero de 4mm y 8 resortes, todo sobre una placa soldada a un marco hecho de tubo cuadrado. A continuación, se presenta la tabla 1-3 resumen de las características del módulo de resonancia existente.

Tabla 1-3: Resumen de las características del módulo de resonancia existente

Motor		Base Superior	
Tipo	Trifásico	Material	Acero A36
Tensión	220/380 V	Dimensiones	217x308 mm
Corriente	2,10/1,22 A	Espesor	4 mm
Potencia	0,5 HP	Base inferior	
Frecuencia	60 Hz	Material	Acero A36
Velocidad	1680 rpm	Dimensiones de la plancha	220x447mm
Resortes		Espesor	4 mm
Diámetro externo	50 mm	Dimensiones del tubo cuadrado	6x6 mm
Diámetro de espira	6 mm	Pernos de sujeción y arandelas	
Número de espiras	8	Cantidad	20
Material	Alambre de acero	Tipo	Hexagonal M6x13

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Descritos estos parámetros, se procede a determinar las nuevas características usando como base lo establecido, y considerando que se mantendrán en el nuevo diseño el motor trifásico y la base superior.

Para el nuevo diseño se procura una reducción de costos en los materiales necesarios, bajo esta premisa, el primer paso es la elección del material para la construcción de los resortes. Existen varias opciones comerciales, por lo que, la característica primordial a considerar es una de las propiedades físicas del material, el módulo de corte, que es el atributo bajo el cual se puede calcular la constante de elasticidad de los resortes.

Tabla 2-3: Materiales empleados para resortes helicoidales

Material	ASTM	Módulo de Corte	Unidad
Acero estirado en frío	A227	$11,7 \times 10^6$	psi
Acero templado en aceite	A229	$11,7 \times 10^6$	psi
Alambre cuerda de piano	A228	$11,5 \times 10^6$	psi
Acero al cromo-vanadio	A232	$10,6 \times 10^6$	psi

Fuente: (Matmatch)

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Comparando los valores de la tabla 2-3, de los distintos materiales utilizados en la elaboración de resortes, se escogió el acero estirado en frío, al ser el de más común fabricación; por lo que el siguiente paso será el cálculo de la constante k de los resortes, mediante la fórmula (6) que fue establecida en el capítulo del marco teórico.

Como ya fue mencionado, uno de los objetivos de este nuevo diseño es reducir costos, por lo que, en lo referente a los resortes del sistema, se decidió reducir el diámetro externo de 50 mm a 40 mm, con el fin de aumentar la rigidez de cada resorte individual, y reducir la cantidad de resortes necesarios para lograr una frecuencia natural de 26 Hz. Por lo que, considerando los siguientes datos:

D: 34 mm= 1,34 in

d: 6 mm= 0,24 in

N: 6

G: $11,7 \times 10^6$ psi

$$k = \frac{(11,7 \times 10^6)(0,236^4)}{8(6)(1,338^3)} \quad (6)$$

$$k=316,43 \text{ lbs/in}$$

Al calcular el valor de la constante tenemos una magnitud de 316,43 lbs/in, que representa la rigidez de un solo resorte hecho de acero estirado al frío; mediante este valor se puede determinar el número de resortes necesarios en el sistema a través de una división.

$$N_s = \frac{k_s}{k} \quad (24)$$

Dónde:

- N_s : representa el número de resortes del sistema
- k_s : representa la rigidez total del sistema a 26 Hz
- k : representa la rigidez de un solo resorte de acero estirado al frío

Utilizando los valores obtenidos con anterioridad y bajo las mismas unidades (lbs/in), se tiene:

$$N_s = \frac{1523,89}{316,43}$$

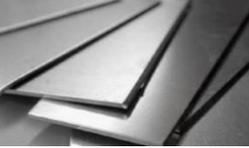
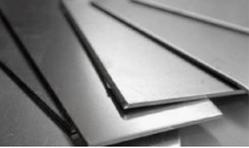
$$N_s = 4,82$$

El valor final obtenido es 4,82, pero al ser un valor que debe representar un número de objetos, se redondea el valor al inmediato superior, teniendo así una cantidad de 5 resortes, que generaran la rigidez adecuado para que el sistema tenga una frecuencia natural de aproximadamente 26 Hz.

3.2 Selección de elementos del módulo de simulación de resonancia

Tomando como base los cálculos matemáticos para la determinación del número idóneo de resortes, el rediseño será completamente funcional y se realizará con menos cantidad de material. Aun así, se mantiene la misma estructura base, por ende los elementos que lo componen van a ser similares, conservando el motor y la base superior con el mismo material, se cambian el número de resortes y la estructura de la base inferior; antes, una plancha soportada por un marco de tubos cuadrados, en el rediseño, una plancha de acero sólida; así mismo se reducen el número de pernos y arandelas.

Tabla 3-3: Resumen de los componentes para el nuevo diseño del módulo de resonancia

Elemento	Características	Imagen de referencia
Motor asíncrono trifásico	<ul style="list-style-type: none"> • Potencia: 0,5 HP • Tensión: 220/380V • Corriente: 1,8/1,08A • Frecuencia: 60 Hz • Velocidad: 1700 rpm 	
Resortes	<ul style="list-style-type: none"> • Material: Acero estirado en frío (ASTM A227) • Número de resortes: 5 • Diámetro externo: 40 mm • Diámetro de espira: 6 mm • Número de espiras: 8 	
Base superior	<ul style="list-style-type: none"> • Espesor: 4 mm • Material: AISI 1020 	
Base inferior	<ul style="list-style-type: none"> • Espesor: 12 mm • Material: AISI 1020 	
Pernos de sujeción	<ul style="list-style-type: none"> • Perno inoxidable M8x13mm • Número de pernos: 18 	
Arandelas	<ul style="list-style-type: none"> • Arandela M8 • Número de arandelas: 10 	

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

3.3 Elaboración de los planos en SolidWorks académico.

Al haber completado la determinación técnica de los requerimientos y haber escogido los materiales necesarios, se procede a la elaboración de los planos del nuevo diseño del módulo. Considerando que el número de resortes fue reducido, las dimensiones de las placas base se reducirán logrando así una disposición de los elementos más cohesionada.

El primer elemento por diseñar es el motor trifásico, que se mantiene del diseño original

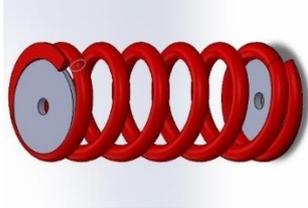


Figura 2-3: Motor diseñado en SolidWorks académico

Fuente: (traceparts Product Content Everywhere)

Como siguiente componente tenemos los resortes, con un diámetro exterior reducido en comparación al diseño original.

Tabla 4-3: Resorte diseñado en SolidWorks académico

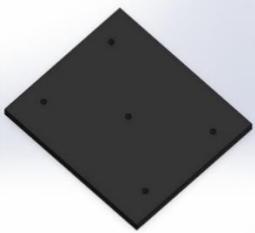
Diseño en SolidWorks académico	Características para el diseño
	<ul style="list-style-type: none">• Material: Acero estirado al frío• Diámetro exterior: 40 mm• Diámetro de espira: 6 mm• Número de espiras totales: 8• Número de espiras libres: 6• Paso: 12mm

Fuente: SolidWorks académico; 2021

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

El siguiente elemento por diseñar es la base superior, en donde se asienta el motor. Esta parte fue diseñada de acuerdo con el nuevo número de resortes, por lo que el área total se redujo, cumpliendo así los requerimientos de reducir al máximo la cantidad de material necesario.

Tabla 5-3: Base superior diseñada en SolidWorks académico

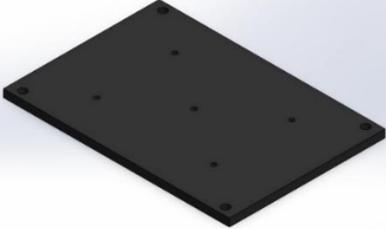
Diseño en SolidWorks académico	Características para el diseño
	<ul style="list-style-type: none"> • Material: Acero A36 • Dimensiones: 170x208 mm • Espesor de la plancha: 4 mm

Fuente: SolidWorks académico

Realizado por: Hernández, Kevin, Parra, Jairo; 2021

Diseñada la base superior, la base inferior sigue el mismo principio, reducir la cantidad de material necesario, por lo que, en relación con el diseño original, las dimensiones fueron reducidas.

Tabla 6-3: Base inferior diseñada en SolidWorks académico

Diseño en SolidWorks académico	Características para el diseño
	<ul style="list-style-type: none"> • Material: Acero A36 • Dimensiones: 200x290 mm • Espesor de la plancha: 12 mm

Fuente: SolidWorks académico

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Un elemento que se añade dentro del diseño del módulo es un ventilador pequeño, que sirva de soporte para la refrigeración del motor durante la operación en bajas velocidades.

Tabla 7-3: Ventilador externo diseñado en SolidWorks académico

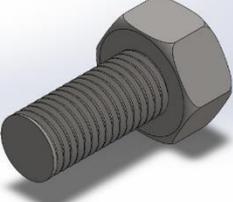
Diseño en SolidWorks académico	Características
	<ul style="list-style-type: none"> • Marca: EVL-VN562 • Tensión: 120V AC • Corriente: 130 mA • Frecuencia: 50/60 Hz • Dimensiones: 12x12x2,5 cm • Velocidad de giro: 2300 RPM

Fuente: SolidWorks académico

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Finalmente, se procede al diseño de los elementos de sujeción del módulo, tanto pernos como arandelas

Tabla 8-3: Elementos de sujeción diseñados en SolidWorks académico

Diseño en SolidWorks académico	Características para el diseño
	<ul style="list-style-type: none"> • Perno inoxidable 8x13mm
	<ul style="list-style-type: none"> • Arandela M8

Fuente: SolidWorks académico

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo, 2021.

Diseñados todos los elementos necesarios, se procede a unir todas las partes, logrando así modelo general que servirá de guía para la construcción del módulo. En este diseño, como ya se especificó en sus partes individuales, se redujeron drásticamente los materiales de construcción, tanto en las dimensiones de las bases, como el número de resortes y los elementos de sujeción necesarios.

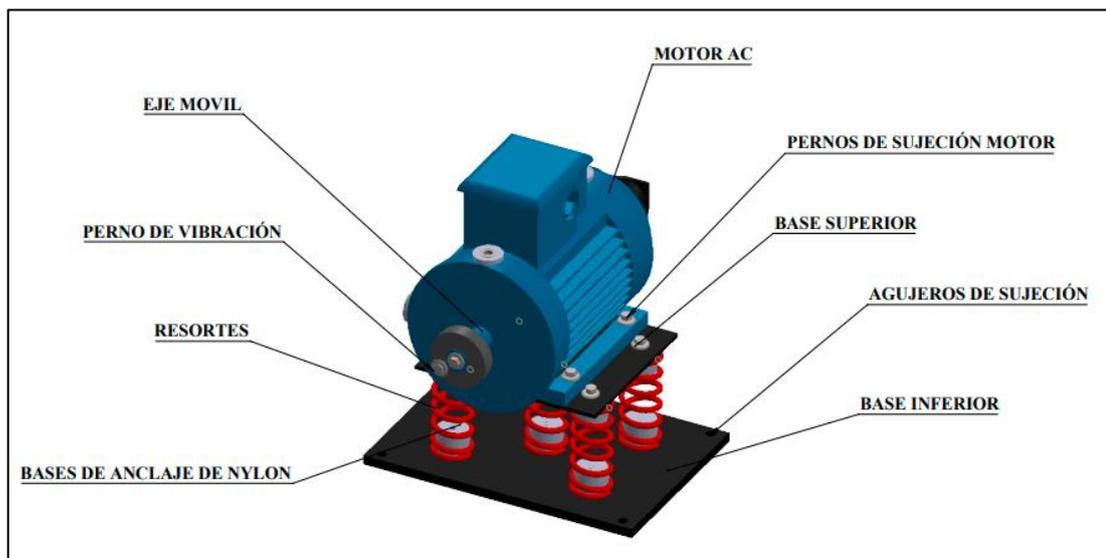


Figura 3-3: Diseño final de la primera versión del módulo de simulación de resonancia

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021.

3.4 Construcción de los componentes del módulo de resonancia

Una vez elegidos los elementos y realizado el diseño del plano en SolidWorks académico, se procede a la construcción de las partes individuales, cada una con las características de diseño realizado en el software.

3.4.1 Construcción de las bases del módulo

El módulo de simulación de resonancia consta de dos bases, una superior en la que se asentará el motor, y la inferior, que asegura a la mesa de los rotor kit. Ambas bases serán maquinadas del mismo material, acero AISI 1020, y diferirán del espesor de la plancha.

La base superior del módulo presenta las siguientes características

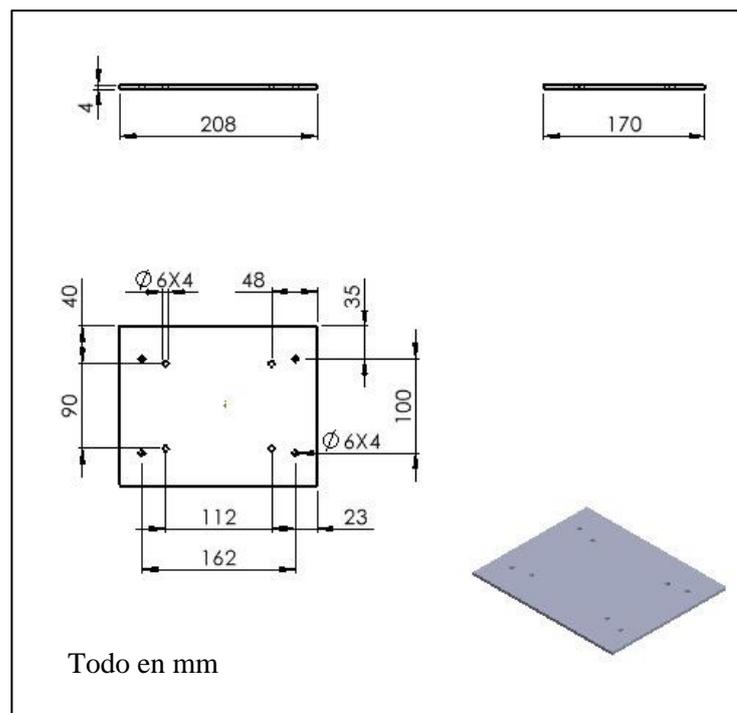


Figura 4-3: Dimensiones de la base superior

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021.

Como se puede ver en la figura 4-3, el espesor de la plancha utilizar es de 4mm, y se perforarán agujeros de 6 mm que serán por donde atraviesen los pernos para unir los resortes. El primer paso es conseguir una plancha que tenga las dimensiones totales de las cuatro bases superiores necesarias. Por lo que considerando las dimensiones 170x208 mm, la plancha original deberá tener unas dimensiones de 170x832 mm.

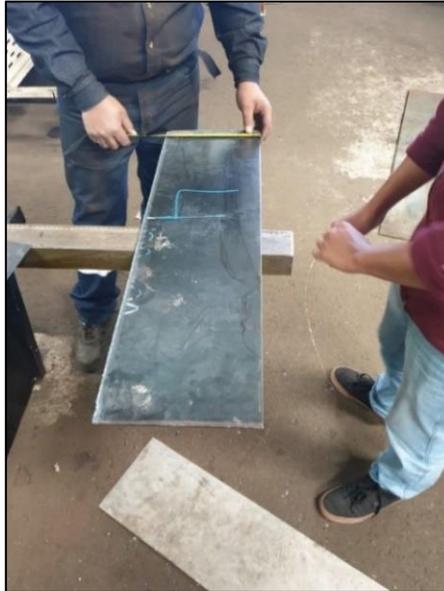


Figura 5-3: Placa base de 4mm

Realizado por: Hernández, Kevin, Parra, Jairo; 2021

Con la placa base obtenida, se procede a dividirla en partes iguales, y al ser una placa de un poco espesor, el corte se lo puede realizar mediante una cizalla, lo que facilita el manejo del material, al hacer que no se necesite una longitud mayor de material para maquinar los bordes, como se necesitaría si el proceso se llevará a cabo mediante oxicorte.



Figura 6-3: Placa base superior después del corte

Realizado por: Hernández Kevin; Parra, Jairo; 2021

Con este proceso lo que queda es realizar los agujeros necesarios para unir la base con los resortes.



Figura 7-3: Disposición de los agujeros en la placa superior

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Con la base superior ya conseguida, el siguiente componente es la base inferior, la cual se realizará con una placa de 12 mm de espesor, con las siguientes medidas:

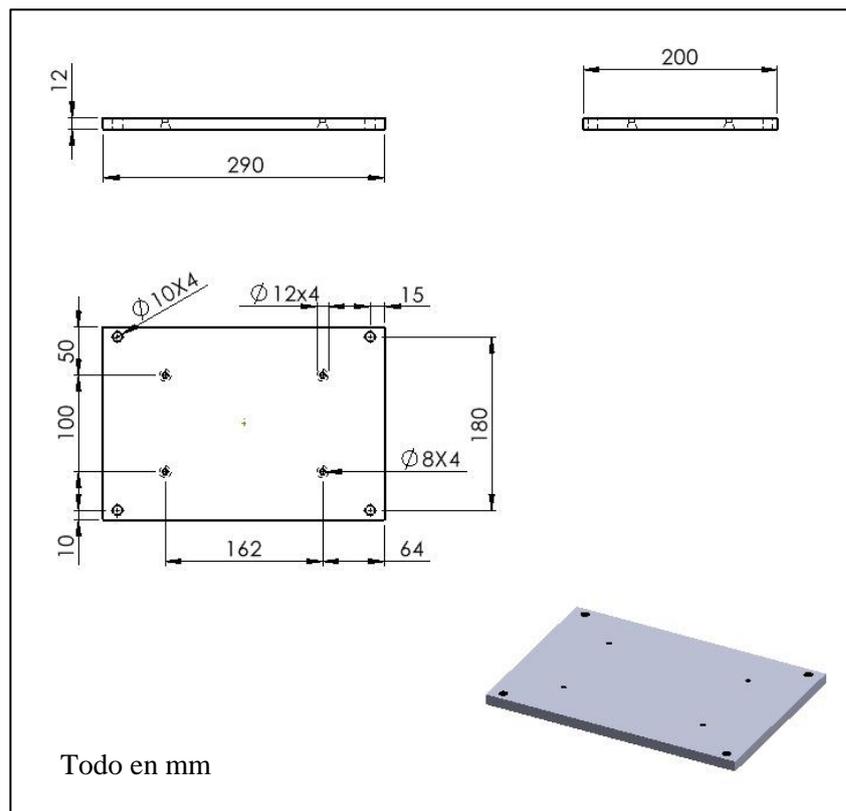


Figura 8-3: Dimensiones de la base inferior

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Siguiendo un proceso similar al realizado con la base superior, se procede a realizar los cortes en la plancha de 12 mm.



Figura 9-3: Placa base inferior después del corte

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Con las planchas ya cortadas, se realizan los agujeros necesarios y especificados en los planos individuales.



Figura 10-3: Disposición de agujeros en la base inferior

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

3.4.2 Construcción de los resortes

Con las bases del módulo ya construidas, y determinada la disposición adecuada de los agujeros para la unión de piezas, se procede a la obtención de los resortes mecánicos que se realizarán bajo el diseño presentado en la figura 11-3.

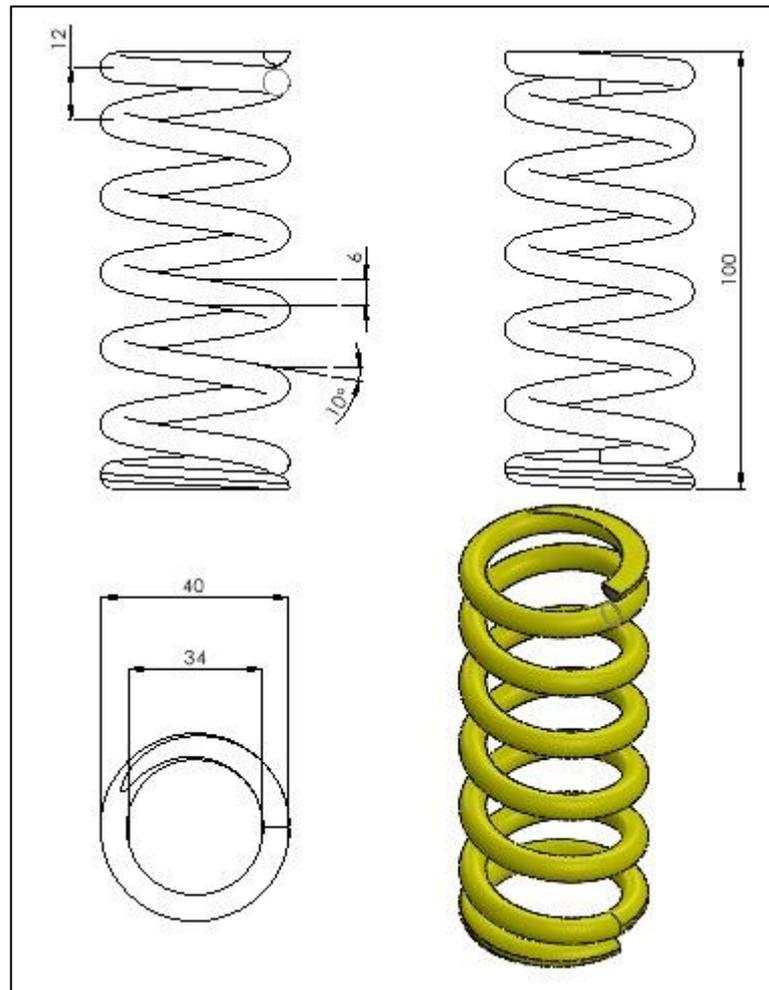


Figura 11-3: Dimensiones para la conformación de los muelles de compresión

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021.

Para la fabricación de los muelles fue realizado en un taller especializado en su fabricación, bajo las especificaciones antes descritas, y en un proceso de formado en frío, a partir de una varilla de acero de 6 mm de diámetro. El proceso de formado en frío se conforma de varias fases de tratamiento del material, en el que es templado, recocido, granallado, etc. Proceso que se puede resumir mediante el flujograma presentado por la empresa NHK en su presentación de patente ante la oficina española de patentes y marcas.

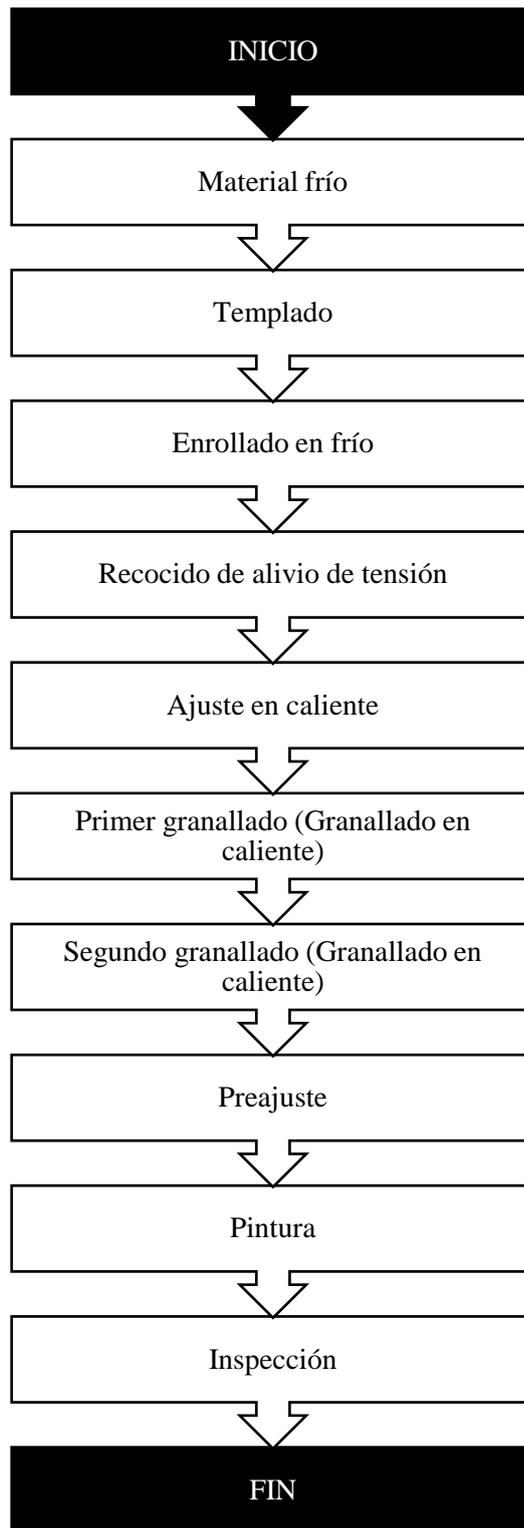


Figura 12-3: Proceso de conformación de un resorte helicoidal en frío

Fuente: (Tange, y otros, 2019)

Una vez realizado el proceso, se conformaron los resortes bajo las especificaciones como se muestra en la figura 13-3.



Figura 13-3: Muelle mecánico conformado

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Con los resortes conformados, es necesario que cada uno venga recubierto con una capa anticorrosivo y pintura, para evitar su degradación acelerada.



Figura 14-3: Pintado de los resortes

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Después de realizado el pintado, para lograr la unión de los resortes con las bases, se decidió utilizar un material adicional, el cual pueda servir a manera de base de cada resorte y por el cuál atravesarán los pernos.



Figura 15-3: Cilindro de nylon

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

El material escogido fue nylon, un polímero, que debido a su ligereza y la facilidad de maquinación fue propicio para conformar estas piezas auxiliares, sin que sea necesario modificar las dimensiones de los resortes de ninguna manera, evitando que los cálculos realizados anteriormente se modifiquen significativamente.



Figura 16-3: Resortes con las piezas auxiliares de nylon para la unión

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Las piezas auxiliares fueron maquinadas con una rosca, de manera que sea fácil introducirlas en cada resorte, al ser sólidas se realizan los agujeros para los pernos de unión. Con esta estructura tanto el montaje, como en dado caso, el desmontaje se realizan de manera simple y sin necesidad de muchas herramientas.

3.5 Ensamblaje de los componentes del módulo de resonancia

Con todos estos elementos finalmente construidos, lo que sigue es el montaje, para lo cual se utilizaron pernos de 8 mm de acero negro para las bases y los resortes.

El primer paso del ensamble fue el enrosque de las piezas auxiliares de nylon en cada resorte, y la introducción de los pernos de unión en cada una. Con estas piezas unidas, se fijó cada resorte a la base inferior.



Figura 17-3: Unión de los resortes a la base inferior

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra; Jairo; 2021

Con el fin de que la base quedara completamente plana, se realizó un trabajo de avellanado para cada agujero de los resortes en la cara inferior de la placa base.



Figura 18-3: Avellanado de la base inferior

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra; Jairo; 2021

Ya fijados los resortes, se procedió a unir la base superior



Figura 19-3: Unión de los resortes a la base superior

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Con la estructura base completamente fija, solo restaba fijar el motor en la base superior, para lo cual de igual manera se utilizaron pernos de 8mm.



Figura 20-3: Motor fijado a la base superior

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Una vez fijo el motor, lo siguiente fue fijar los puntos en los cuáles se realizará la medición de vibraciones al momento de estar en marcha. Para lo cual se utilizaron insertos de hierro liso de 22 mm de diámetro y se los unieron a la carcasa del motor mediante pernos allen avellandados de 4mm.



Figura 21-3: Motor con los insertos para la medición colocados

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021.

Se colocaron un total de cuatro insertos, dos ubicados en la parte superior de la carcasa y dos en lateral.

Finalmente se colocó un disco de nylon en el eje del motor, con una perforación de 6mm de diámetro, que tendrá el fin de desbalancear mínimamente al motor al momento de operar.

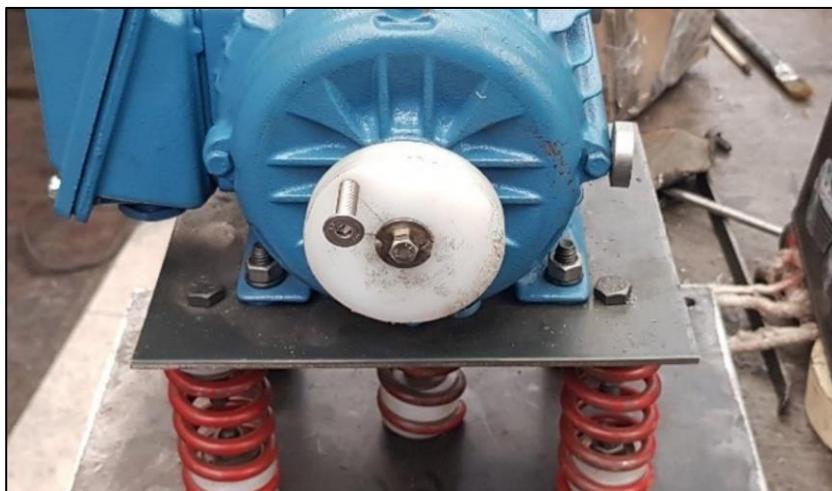


Figura 22-3: Disco de nylon colocado en el eje del motor

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021.

Con todos estos elementos en posición, el montaje del módulo fue completado y se transportó del taller al laboratorio para la realización de pruebas.

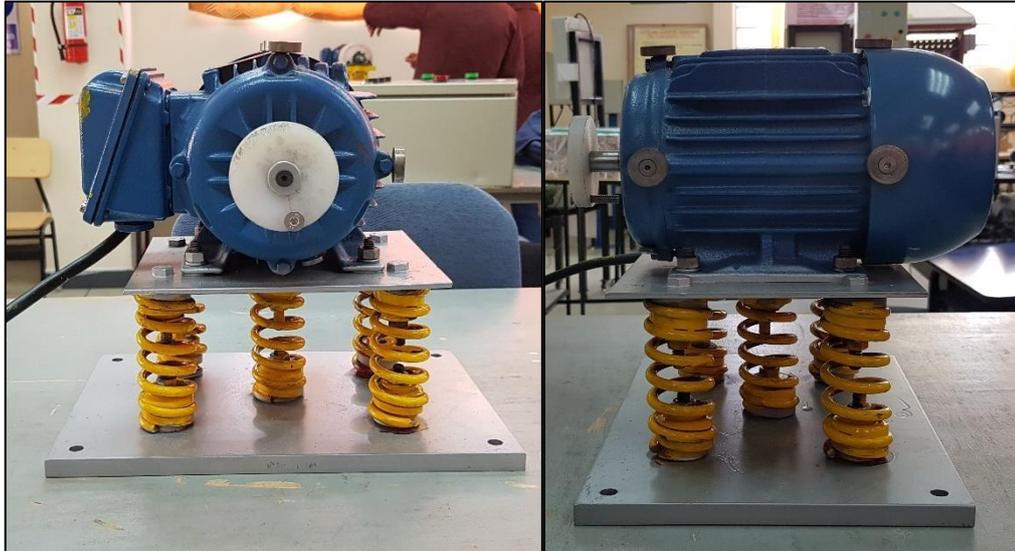


Figura 23-3: Primera versión del módulo de simulación de resonancia terminado

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021.

3.6 Rediseño del módulo de simulación

Durante el ensamble del módulo y hasta su etapa final, se pudo notar que existía una variación con respecto al diseño inicial, las bases de nylon de los resortes se construyeron con una longitud mayor a la considerada con el fin de que los pernos quedaran bien anclados tanto a la base como los mismos resortes. Este hecho hizo que cada resorte presente menos espiras libres, fueron 6 consideradas en el diseño y en la construcción se redujeron a 5, por tanto, los cálculos iniciales se vieron afectados, por lo que, para mantener el valor de frecuencia natural de 26 Hz, se realizó un recalcu con los nuevos parámetros existentes. Utilizando nuevamente la fórmula (6) para el cálculo de la constante de un resorte, se presentó el siguiente resultado:

D: 34 mm=0,236 in

d: 6 mm=1,338 in

N: 5

G: $11,7 \times 10^6$ psi

$$k = \frac{Gd^4}{8ND^3} \quad (15)$$

$$k = \frac{(11,7 \times 10^6)(0,236^4)}{8(5)(1,338^3)}$$

$$k = 379,71 \text{ lbs/in}$$

Utilizando nuevamente para la fórmula (24) para calcular la cantidad de resortes necesaria para mantener una rigidez total del sistema de 1523,89 lbf/in con el nuevo valor de rigidez individual, se tiene:

$$N_s = \frac{k_s}{k} \quad (24)$$

$$N_s = \frac{1523,89}{379,71}$$

$$N_s = 4,01$$

El nuevo valor obtenido es de 4,01, que al tener que ser un valor entero, se lo considera como 4 y esto representa la reducción de un resorte en el módulo para mantener una frecuencia natural de aproximadamente 26 Hz.

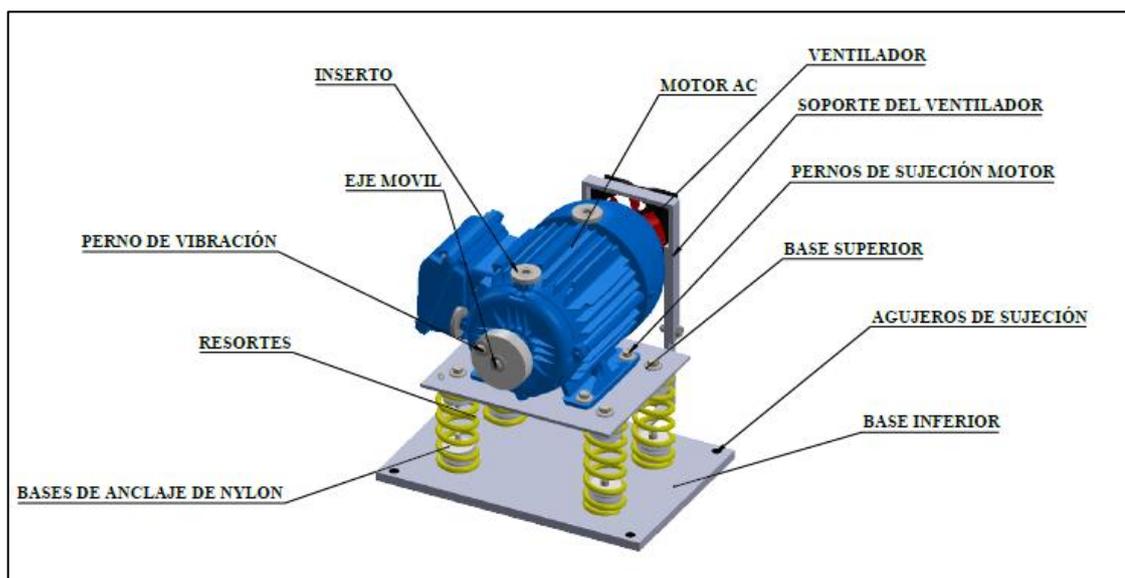


Figura 24-3: Diseño corregido del módulo de simulación

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021.

En la figura 24-3 se muestra el nuevo diseño del módulo de simulación con solamente cuatro resortes a cada esquina de la base superior,

3.7 Determinación de los costos

Con la finalización de la construcción del módulo, y con un presupuesto ya establecido, se presenta un resumen general de los costos asumidos para la construcción del módulo de simulación de resonancia, tanto en compra de materiales, como la mano de obra requerida y valores extras contemplados como costos indirectos. La tabla 9-3 presenta un global para la construcción de cuatro módulos de simulación.

Tabla 9-3: Resumen de costos de construcción del módulo de simulación de resonancia

Costos Directos			
Materiales	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
Motor WEG Trifásico 0,5 HP	4	115,00	460,00
Plancha de acero AISI 1020 de 12 mm de espesor	1	57,00	57,00
Plancha de acero AISI 1020 de 4 mm de espesor	1	9,00	9,00
Resortes de acero ASTM A227	20	4,00	80,00
Pernos G8 5/16X2	40	0,20	7,86
Pernos G8 5/16X1	16	0,12	1,86
Arandelas de presión	16	0,04	0,57
Tuercas de acero	72	0,04	2,58
Pernos Allen avellanados 4 mm	16	0,12	1,97
Cilindro de nylon 40x200 mm	8	4,80	38,40
Cilindro de nylon 60x100 mm	1	5,25	5,25
Eje de hierro pulido 22x50 mm	4	0,31	1,26
Mano de obra			340,00
Costos Indirectos			
Transporte			20
Total			1025,74

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo, 2021

CAPÍTULO IV

4. RESULTADOS

4.1 Verificación de la frecuencia natural del sistema

La primera prueba de funcionamiento que se requiere para el módulo es la prueba de verificación de la frecuencia natural del sistema, para corroborar que las características de diseño se cumplan. Por lo que con ayuda del software de MAINTraQ Viewer, y el analizador de vibraciones Vibracheck 200, se realiza una prueba simple de impacto.

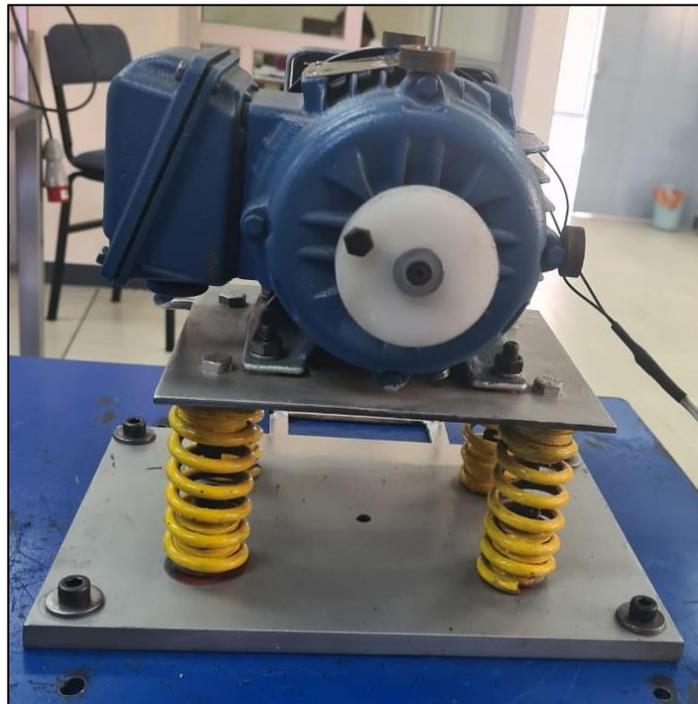


Figura 1-4: Ubicación del módulo en la mesa de trabajo

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Se coloca la máquina fija a la mesa de pruebas, se ubica el sensor en uno de los cuatro puntos de medición colocados; y con un mazo de goma se realiza un golpe ligero en la carcasa (Figura 2-4), esto producirá un espectro que será receptado por el Vibracheck y transmitido al software, en el cuál mediante sus herramientas de navegación se podrá ampliar en el espectro principal y ubicar el pico de vibración que representa la frecuencia natural del sistema.



Figura 2-4: Prueba de impacto para determinación de frecuencia natural

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Como se puede apreciar en la figura 3-4, al realizar el golpe el espectro muestra varios armónicos que corresponden a las frecuencias naturales de todos los elementos que forman parte del sistema, siendo el pico más alto el que representa la frecuencia natural de todo el módulo, que en este caso tiene un valor de 25,8 Hz; que comparándolo con el valor de 26 Hz que se estableció para el diseño, equivale a un porcentaje de error de 0,7%.

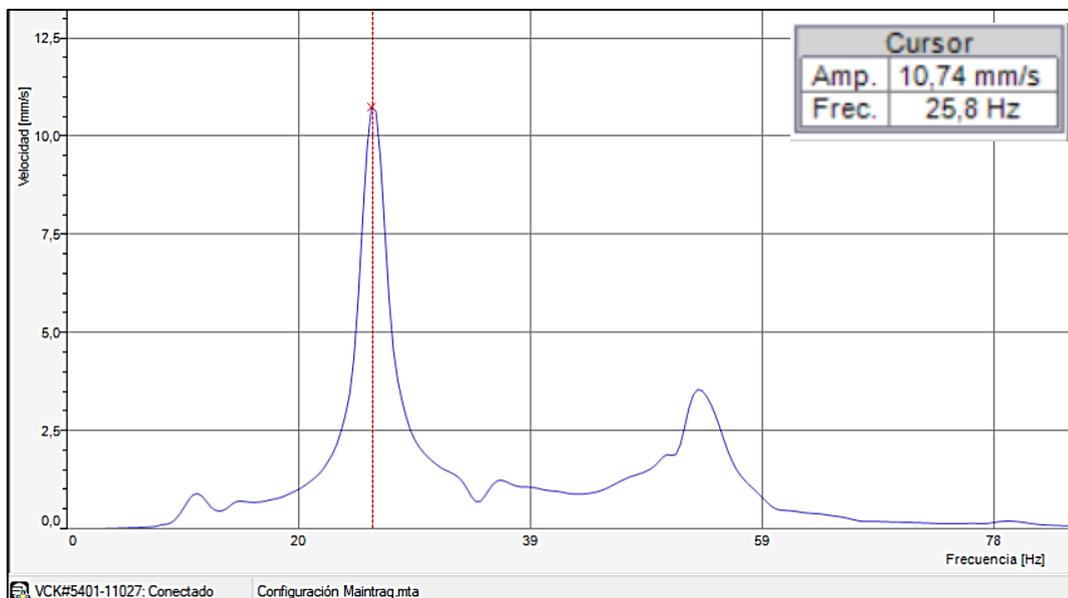


Figura 3-4: Espectro de la prueba de impacto

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021.

4.2 Verificación de la velocidad crítica y la amplitud de vibración

Una vez medida la frecuencia natural se procede a realizar las pruebas con el variador de frecuencia para comprobar si la resonancia se produce en los intervalos cercanos a la magnitud de la velocidad crítica.

Durante las pruebas se pudo observar mediante el software como la amplitud de vibración del motor varía a medida que la frecuencia se acerca o se aleja del valor de la velocidad crítica, siendo que mientras más cerca se encuentre de la frecuencia natural, la amplitud empezará a aumentar desproporcionadamente, comprobando así la acción de la resonancia sobre el sistema. A continuación, se presentan varias gráficas generadas en MAINTraq que muestran los espectros a distintas frecuencias.

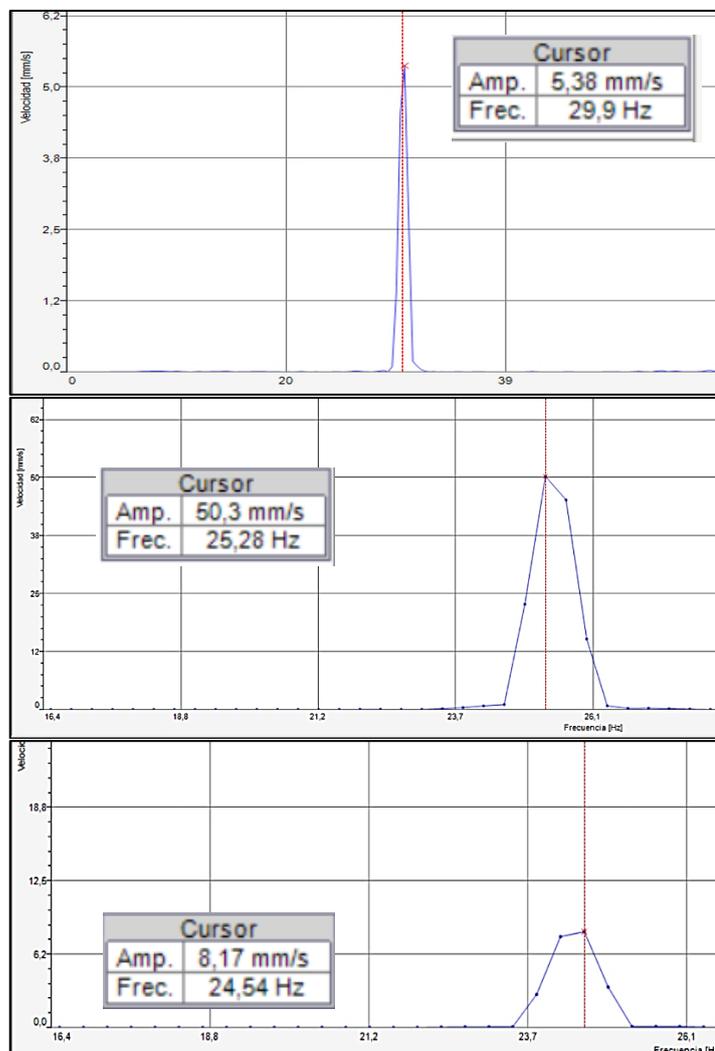


Figura 4-4: Variación de la amplitud de vibración a distintas frecuencias

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021.

Los espectros mostrados en la figura 4-4 se obtuvieron en las pruebas con variación de frecuencia dentro del intervalo 30 Hz-20 Hz, mismas que se realizaron ubicando el sensor en los puntos de medición colocados en la carcasa del motor.

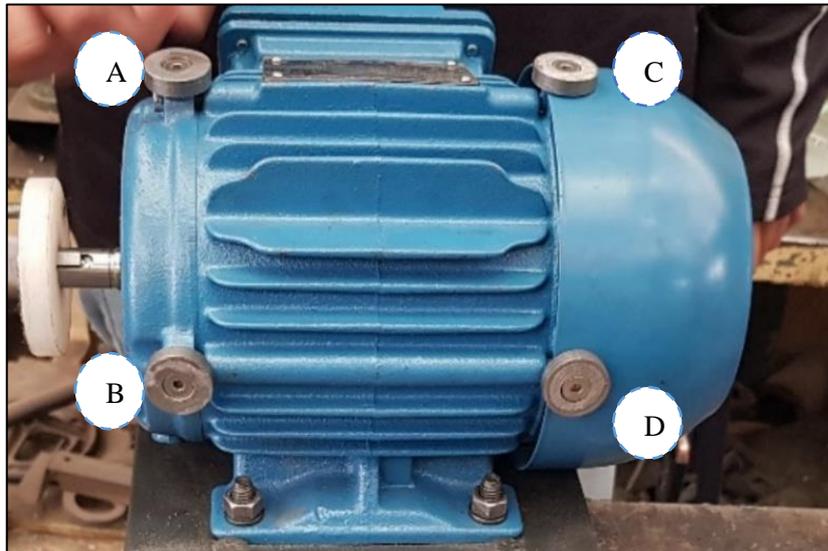


Figura 5-4: Puntos de medición del módulo de simulación

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021.

La figura 5-4 muestra los cuatro puntos de medición del módulo, dos colocados en la parte frontal y dos en la parte posterior. A cada punto se le asignó una letra del alfabeto con el fin de facilitar su reconocimiento y la organización de los datos tomados.

Tabla 1-4: Frecuencia natural según el punto de medición

Punto	Frecuencia Natural (Hz)
A	25,8
B	25,8
C	25,7
D	25,7

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021.

Con los puntos de medición reconocidos, los primeros datos tomados fueron los valores de frecuencia natural, como lo muestra la tabla 1-4, pudiéndose notar que independientemente del punto analizado la variación de los valores de es casi nula y que son muy similares al valor con el que se diseñó el módulo, los 26 Hz. Las siguientes medidas corresponden al motor en funcionamiento con el intervalo de frecuencia mencionado con anterioridad.

Con el sensor colocado en el punto de medición vertical frontal, las amplitudes obtenidas fueron:

Tabla 2-4: Amplitudes según la frecuencia, punto A

Frecuencia (Hz)	Frecuencia (Hz)	Velocidad (rpm)	Armónico 1X (mm/s)
30	29,9	1700	5,38
28	28,2	1598	7,70
26	26,0	1485	26,65
25,8	25,3	1443	50,30
24	24,2	1385	7,74
22	22,2	1272	2,29
20	20,3	1139	0,82

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021.

La tabla 2-4 presenta los valores de amplitud medidos en el punto A, siendo estos coherentes con el punto de velocidad crítica, presentando un pico máximo de 50,3 mm/s a 25,3 Hz, que fue el valor tomado más cercano al valor de la frecuencia natural. Estos mismos valores se pueden observar en el gráfico 1-4, en el cual se puede notar la tendencia ascendente de la amplitud mientras más cerca está de la frecuencia natural.

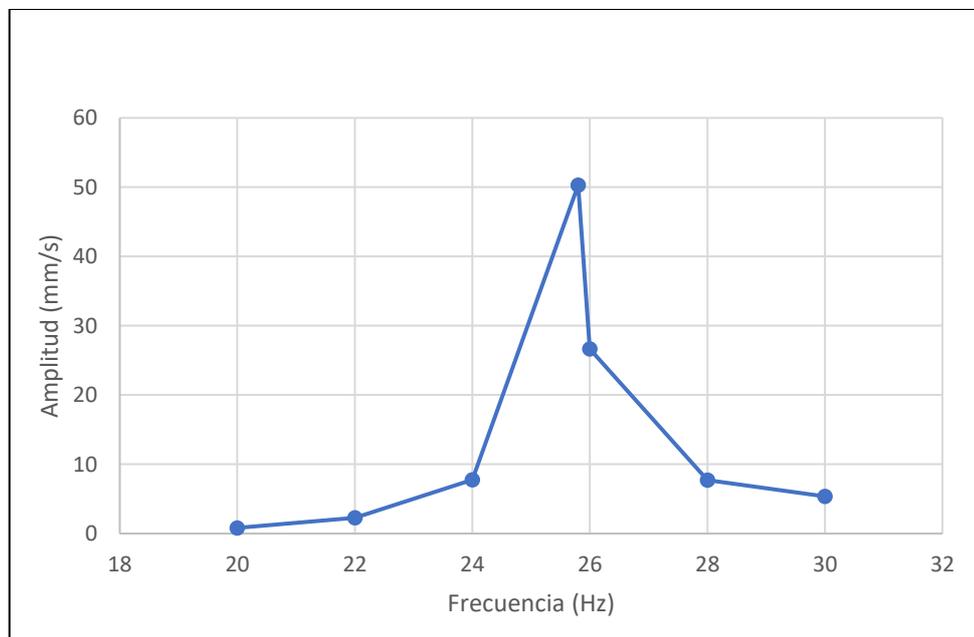


Gráfico 1-4: Frecuencia vs Amplitud, punto A

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Con el sensor colocado en el punto de medición horizontal frontal, las amplitudes obtenidas fueron:

Tabla 3-4: Amplitudes según la frecuencia, punto B

Frecuencia (Hz)	Frecuencia (Hz)	Velocidad (rpm)	Armónico 1X (mm/s)
30	29,9	1700	3,55
28	28,0	1593	5,73
26	26,1	1480	8,67
25.8	25,8	1463	14,38
24	24,2	1380	1,66
22	21,9	1241	0,43
20	20,3	1156	0,06

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

La tabla 3-4 presenta los valores de amplitud medidos en el punto B, siendo estos coherentes además con el punto de velocidad crítica, presentando un pico máximo de 14,38 mm/s a 25,8 Hz. Estos mismos valores se pueden observar en el gráfico 2-4, en el cual se puede notar la tendencia ascendente de la amplitud mientras más cerca está de la frecuencia natural.

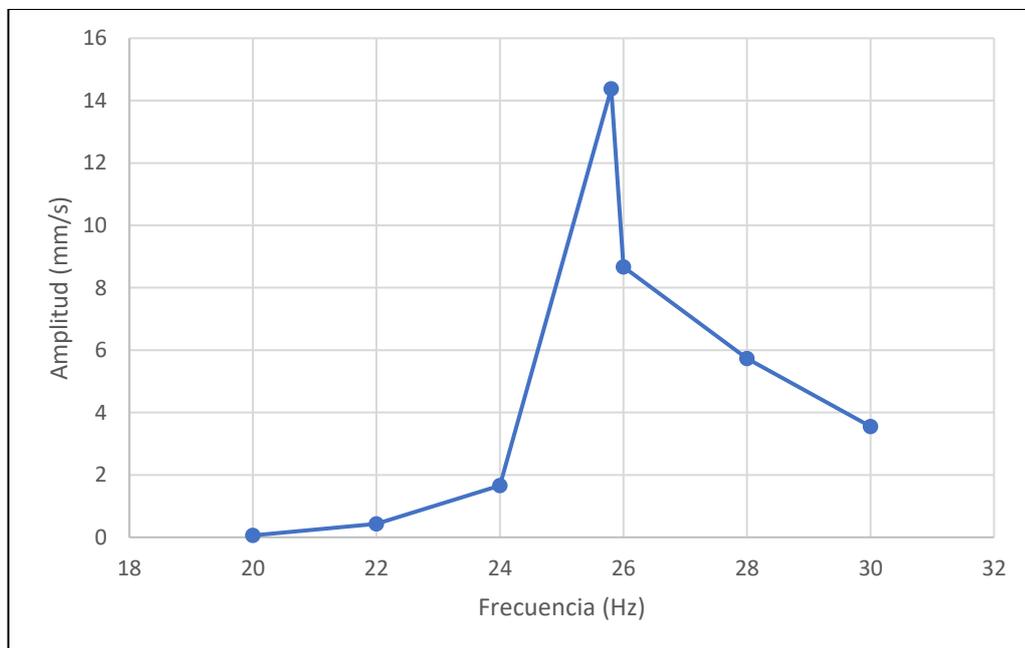


Gráfico 2-4: Frecuencia vs Amplitud, punto B

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Con el sensor colocado en el punto de medición vertical posterior, las amplitudes obtenidas fueron:

Tabla 4-4: Amplitudes según la frecuencia, punto C

Frecuencia (Hz)	Frecuencia (Hz)	Velocidad (rpm)	Armónico 1X (mm/s)
30	29,9	1700	6,12
28	28,2	1584	7,18
26	26,1	1481	31,69
25,7	25,7	1456	95,86
24	24,1	1369	7,64
22	21,8	1242	2,46
20	20,2	1147	1,62

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

La tabla 3-4 presenta los valores de amplitud medidos en el punto C, siendo estos coherentes con el punto de velocidad crítica, presentando un pico máximo de 95,86 mm/s a 25,7 Hz. Estos mismos valores se pueden observar en el gráfico 3-4, en el cual se puede notar la tendencia ascendente de la amplitud mientras más cerca está de la frecuencia natural.

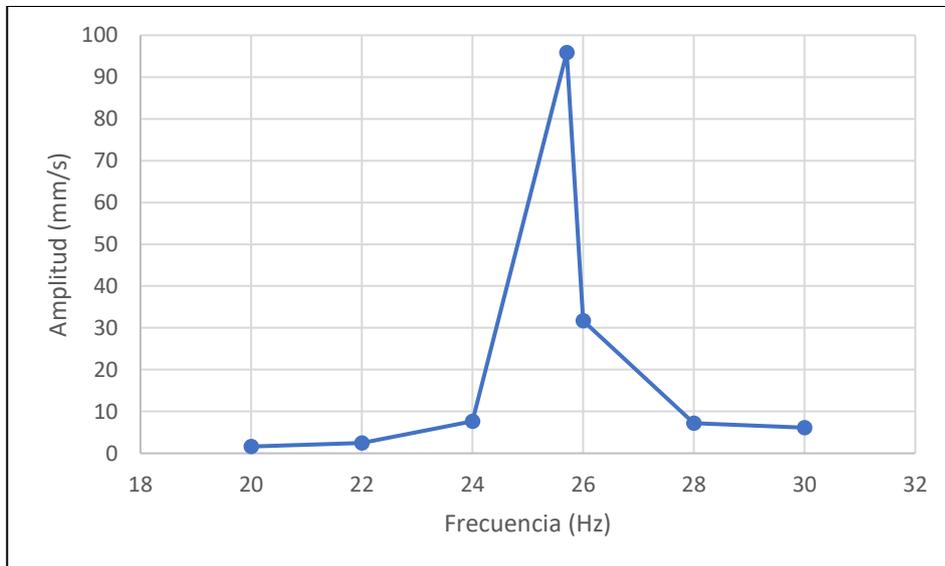


Gráfico 3-4: Frecuencia vs Amplitud, punto C

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

Con el sensor colocado en el punto de medición horizontal posterior, las amplitudes obtenidas fueron:

Tabla 5-4: Amplitudes según la frecuencia, punto D

Frecuencia (Hz)	Frecuencia (Hz)	Velocidad (rpm)	Armónico 1X (mm/s)
30	29,9	1800	3,50
28	28,1	1692	5,60
26	26,1	1569	7,50
25,7	25,7	1540	12,50
24	24,0	1443	3,50
22	22,2	1336	2,80
20	20,0	1206	2,50

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

La tabla 5-4 presenta los valores obtenidos en la prueba realizada en el punto frontal horizontal, definido como punto D, siendo estos coherentes con el punto de velocidad crítica; presentando un valor máximo de 12,50 mm/s a 25,7 Hz. Estos mismos valores se pueden observar en el gráfico 4-4, en el cual se puede notar la tendencia ascendente de la amplitud mientras más cerca está de la frecuencia natural. Este punto presentó la variación de amplitud más bajo de entre los cuatro puntos medidos.

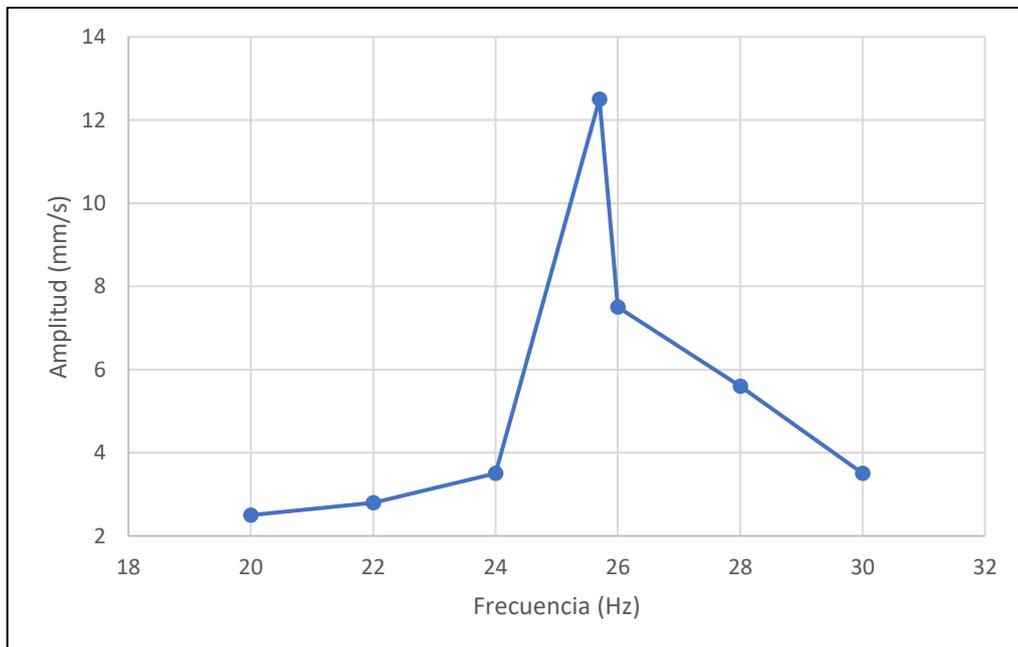


Gráfico 4-4: Frecuencia vs Amplitud, punto D

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021



Figura 6-4: Medición utilizando Vibracheck

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021.

Después de analizar los resultados presentados en las tablas y las tendencias mostradas en los gráficos, se puede notar que los valores de frecuencia natural tienen una magnitud similar entre sí, además de que el mayor incremento de la amplitud se da en el punto de velocidad crítica, indicando el correcto funcionamiento del módulo.

El incremento en la amplitud de vibración es notable en todos los puntos, pero de manera más significativa en los puntos verticales en los que se realizó la medida, siendo que el punto con mayor incremento fue el C, indicado en la figura 5-4, con una magnitud de aproximadamente 96 mm/s, un valor extremadamente alto considerando que los demás valores no sobrepasan 32 mm/s.

El punto C será propuesto en la guía de laboratorio, incluida en los contenidos de este trabajo de integración curricular, como punto de medición para las prácticas al ser el que presenta más variación de los valores de amplitud, y con mayor claridad hace notar la gravedad del fenómeno en los motores eléctricos; logrando que los estudiantes puedan entender de mejor manera la importancia del tema en cuestión.

4.3 Diagrama de operación del módulo de simulación de resonancia

Tabla 6-4: Proceso de conexión del módulo de simulación de resonancia

Seguridad	Proceso	Descripción	Control	
<p>1. Seguir con precaución las indicaciones mostradas en la guía de práctica</p> <p>2. Si el módulo presenta algún componente flojo o fuera de lugar, dar conocimiento a la persona encargada del laboratorio o al profesor a cargo</p> <p>3. Antes de realizar las conexiones eléctricas verificar el buen estado de los cables y enchufes</p> <p>4. En caso de algún accidente o mal funcionamiento del módulo, presionar el botón de paro de emergencia presente en cada tablero de control.</p>	Desmontar	Desmontar los módulos que no conciernen a la práctica de resonancia.	Utilizar llaves hexagonales para aflojar los tornillos de anclaje	
	Verificar	Verificar el correcto anclaje del módulo a la mesa.	Verificar que los tornillos se encuentren fijos.	
	Conectar	Conectar el módulo de simulación al tablero de control.		
	Ubicar	Ubicar los sensores del Vibracheck en los puntos de medición	Para la práctica de laboratorio se recomienda ubicarlo en el punto vertical posterior	
	Encender	Activar el tablero de control con la perilla selectora al lado izquierdo y presionar el botón de encendido	El tablero puede encenderse en arranque directo o con el variador de frecuencia (la posición izquierda)	
			Realizar las mediciones y toma de datos mediante el software MAINTraQ Viewer	Los rangos de frecuencia a utilizar se muestran en la guía de laboratorio
		Apagar	Presionar el botón de paro y regresar la perilla de selección a su posición de apagado	La posición de apagado de la perilla es la posición central.
		Retirar	Retirar el sensor del punto de medición	El sensor se retira inclinándolo fuera de su eje de acción, esto evita que el cable se jale y pueda llegar a romperse
		Desconectar	Desconectar el módulo del tablero de control	Colocar los cables de alimentación alrededor del módulo
		Fin	Colocar todas las herramientas utilizadas en su lugar	
<p>Leyenda</p> <p>Fin </p> <p>Operación Manual </p> <p>Control al 100% </p>				

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

4.4 Desarrollo de un plan de mantenimiento para los módulos de simulación de resonancia

4.4.1 Determinación de las tareas de mantenimiento para los módulos de simulación de resonancia

Las tareas de mantenimiento para el módulo de simulación de resonancia se determinaron en base a las actividades recomendadas en los manuales de los motores eléctricos y considerando el nivel de uso de los módulos, así como la contaminación a la que estarían expuestos.

Con estos indicios, se puede resaltar que al ser una máquina de uso no continuo y que su lugar de almacenamiento es el laboratorio sin ningún tipo de cubierta, las tareas designadas son las siguientes:

Tabla 7-4: Tareas de mantenimiento para el módulo de simulación de resonancia

Equipo	Código	Fotografía	Tarea de mantenimiento
Motor eléctrico	EME01		<ul style="list-style-type: none"> • Engrasar rodamientos • Reemplazar rodamientos • Revisar bornera • Limpieza del motor eléctrico • Análisis de vibraciones • Inspección visual
Módulo de simulación	MR01		<ul style="list-style-type: none"> • Limpieza de los resortes • Inspección del estado de los pernos • Limpieza de las placas del motor • Inspección visual del nylon en los resortes
Tablero de control	TC01		<ul style="list-style-type: none"> • Revisar bornes, contactores • Revisar relés térmicos • Lectura de voltaje y amperaje • Limpieza

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

4.4.2 Cronograma de tareas de mantenimiento

El cronograma de las tareas fue elaborado de manera semanal, cada tarea se realizará un número concreto de veces al mes, y están programadas todas durante un año ordinario. En la tabla 8-4 se presentan las semanas comprendidas entre octubre y diciembre, pertenecientes al cuarto trimestre del año 2021, concerniente a la presentación del proyecto de integración curricular.

Tabla 8-4: Cronograma de tareas de mantenimiento

Equipo	Actividad	Octubre				Noviembre				Diciembre			
		S37	S38	S39	S40	S41	S42	S43	S44	S45	S46	S47	S48
Motor Eléctrico	Engrasar Rodamientos	X								X			
	Reemplazar rodamientos												
	Revisar bornera		X		X		X		X		X		X
	Limpieza del motor eléctrico					X							
	Análisis de vibraciones												
	Inspección visual	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Módulo de simulación	Limpieza de los resortes				X				X				X
	Inspección del estado de los pernos				X				X				X
	Limpieza de las placas del motor				X				X				X
	Inspección visual del nylon de los resortes		X		X		X		X		X		X
Tablero de control	Revisar bornes		X		X		X		X		X		X
	Revisar relés térmicos		X		X		X		X		X		X
	Lectura de voltaje y amperaje	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
	Limpieza	X				X				X			

Realizado por: Hernández, Kevin; Parra, Jairo; 2021

El cronograma anual completo se lo puede revisar en la sección de anexos, con la denominación ANEXO B.

4.5 Desarrollo de la guía de prácticas de laboratorio

El apartado de la guía de práctica de laboratorio se lo puede encontrar en la parte de anexos, con la denominación ANEXO A

CONCLUSIONES

Después de haber realizado la investigación bibliográfica se pudo constatar que el proceso para la construcción de un módulo de simulación no ha variado significativamente de un diseño a otro, siendo que las variaciones están enfocadas más a la necesidad de cada usuario y las prestaciones que se requieran.

Una vez realizado el diseño del módulo, y habiendo tomado de base el módulo preexistente, se definió que la frecuencia natural a un valor de 26 Hz, a partir de la cual el coeficiente de elasticidad de los resortes se calculó matemáticamente en un total de $k=1523,89$ lbf/in.

Durante la construcción del módulo se buscó utilizar materiales que proporcionen al módulo la rigidez necesaria, por lo cual se utilizó una variedad de aceros al carbono, AISI 1020 para las bases y acero A277 para los resortes; y con el fin de abaratar el costo total de construcción los elementos auxiliares se formaron a partir de nylon.

Al realizar las pruebas de funcionamiento se comprobó que el módulo de simulación entra en resonancia en un valor de frecuencia de 25,7 Hz, solamente 0,3 Hz por debajo del calculado; además que no presenta ningún armónico fuera del de la frecuencia de rotación.

Las guías del laboratorio y plan de mantenimiento para el módulo de simulación se las realizó acorde a las necesidades del desarrollo de las prácticas de laboratorio y con el fin de que sean de fácil comprensión y ejecución por los estudiantes que las requieran.

RECOMENDACIONES

Adquirir de nuevos equipos de monitoreo que permitan que las prácticas realizadas en el laboratorio se hagan de forma simultánea entre varios equipos de trabajo y esto no retrase el desarrollo de la clase.

Al momento de realizar las prácticas se debe asegurar que los módulos sobre la mesa se encuentren correctamente anclados, para evitar la aparición de armónicos indeseados.

El uso del ventilador debe darse cuando el motor trabaje a baja frecuencia, aunque su uso puede darse con el motor a plena marcha, ya que no genera ningún armónico notable en el análisis vibratorio.

BIBLIOGRAFÍA

- A-MAQ ANÁLISIS DE MAQUINARIA.** Resonancias y Pulsaciones. *Monografías.com*. [En línea] A-MAQ. [Citado el: 23 de Junio de 2021.] <http://www.monografias.com/trabajos-pdf5/analisis-vibraciones/img23.jpg>.
- BUFFA, WILSON.** *Física*. Mexico : Pearson, 2007.
- CORPORACIÓN DINÁMICA INDUSTRIAL, S.A.** Resortes de Compresión. *CORDINSA Website*. [En línea] 17 de Enero de 2012. [Citado el: 23 de Julio de 2021.] <https://www.cordinsa.com/products/fabrica-venta-de-resortes-de-compresion-extension-torsion-barra-monterrey-mexico/esquema-compresion/>.
- PERALTA, JOSÉ, LÓPEZ, PORFIRIO Y MUÑOZ, ALFREDO.** *El fenómeno de la resonancia*. 9, México D.F. : Escuela Superior de Física y Matemáticas Insituto Politécnico Nacional, 2009, Vol. 3. 1870-9095.
- ESCALONA, ORLANDO.** *Simulación de Movimiento Oscilatorio*. [Website] s.l. : GeoGebra, 2015.
- ESTRUCTURATEC21.** Dinámica Estructural: Conceptos Básicos. *Youtube*. [En línea] EstructuraTEC21, 6 de Enero de 2021. [Citado el: 26 de Junio de 2021.] <https://www.youtube.com/watch?v=ohTkoTtMm80&t=97s>.
- FiSiCALAB.** *Movimiento Armónico Simple (M.A.S.)*. [Website], 2021.
- JAYA, MILTON Y DIEGO, PAGUAY.** *Construcción de un módulo de pruebas para simular modos de falla en sistemas de transmisión de potencia con polea para el laboratorio de diagnóstico técnico*. [Website] Riobamba : Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2017.
- JIMENEZ, ALEJANDRO.** *Frecuencia Naturales y Resonancia Mecánica*. Realiability Connect, 2018.
- KREITZER, SCOTT, OBERMEYER, JASON Y MISTRY, RAJENDRA.** Los efectos de la resonancia estructural y localizada en el rendimiento de motores de inducción. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 2008, Vol. 44, 5.
- MARÍN, EVELIO PALOMINO.** *ELEMENTOS DE MEDICIÓN Y ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN MÁQUINAS ROTATORIAS*. Ciudad de la Habna : Centro de Estudios Ingeniería de Mantenimiento, 2007. ISBN 959-261-043-6.
- MATMATCH.** [En línea] [Citado el: 05 de 07 de 2021.] <https://matmatch.com/>.
- OLSON, ERIC, ONARI, MAKI Y PASHO, CHAD.** How Plant Rotating Equipment Resonance Issues Can Affect Reliability and Uptime. [En línea] Diciembre de 2016. [Citado el: 25 de Marzo de 2021.]

<https://cdn2.hubspot.net/hubfs/5834790/Technical%20Documents/How-Plant-Rotating-Equipment-Resonance-Issues-Can-Affect-Reliability-and-Uptime.pdf>.

RAO, SINGIRESU S. *VIBRACIONES MECÁNICAS*. Miami : PEARSON EDUCACIÓN, 2012. ISBN.

SIMSCALE. Transmisibilidad de la resonancia. *SIMSCALE*. [En línea] [Citado el: 24 de Junio de 2021.] <https://www.simscale.com/wp-content/uploads/2016/12/03-1.png>.

TANGE, AKIRA, Y OTROS. *Procedimiento de fabricación de un resorte helicoidal. 2747379* España, 18 de Agosto de 2019. Proceso industrial.

TRANter, JASON. Resonance The Silent Killer of Rotating Machinery. *Maintworld Website*. [En línea] Maintworld magazine for maintenance & asset management professionals, 18 de Mayo de 2015. [Citado el: 25 de Marzo de 2021.] <https://www.maintworld.com/Applications/RESONANCE-The-Silent-Killer-of-Rotating-Machinery>.

WHITE, GLEN. *Introduccion al analisis de vibraciones*. Manhattan : Azima, 2010.

ANEXOS

ANEXO A: GUÍA DE PRÁCTICA DE LABORATORIO

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
VICERRECTORADO ACADÉMICO
DIRECCIÓN DE DESARROLLO ACADÉMICO



FACULTAD: MECÁNICA

CARRERA: MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

**GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIOS,
TALLERES Y CENTROS DE SIMULACIÓN
(NOMBRE DE ASIGNATURA)**

CÓDIGO DE LA ASIGNATURA

LUGAR DONDE SE REALIZA LA PRÁCTICA:

LABORATORIO DE DIAGNÓSTICO TÉCNICO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIOS
TALLERES Y CENTROS DE SIMULACIÓN



PRÁCTICA No. 01

RESONANCIA MECÁNICA

FECHA:

1. OBJETIVOS

1.1 Objetivo General

Analizar el comportamiento vibracional de la resonancia de un motor eléctrico, variado su frecuencia de rotación por medio de un variador de frecuencia hasta que este entre en resonancia, con el fin de conocer las consecuencias de este fenómeno y el método para detectarlo con asertividad.

1.2 Objetivos Específicos

- Medir la frecuencia natural del módulo de simulación de resonancia.
- Obtener los valores de amplitud de vibración que tiene el módulo de simulación a medida que la frecuencia de rotación se acerca a su frecuencia natural.
- Diseñar un gráfico acorde a los datos obtenidos.

2. PROCEDIMIENTO:

2.1. Observación y reconocimiento de instrumentos y equipos

2.1.1 Equipos de protección personal

- Mandil
- Guantes



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIOS

TALLERES Y CENTROS DE SIMULACIÓN



2.1.2 Equipos y herramientas

- Equipo de análisis de vibraciones (VIBRACHECK IDEAR)
- Cable de datos USB
- Sensor acelerómetro
- Ordenador
- Software MAINTraq Viewer
- Módulo de resonancia
- Martillo de goma
- Llave Hexagonal de 8mm

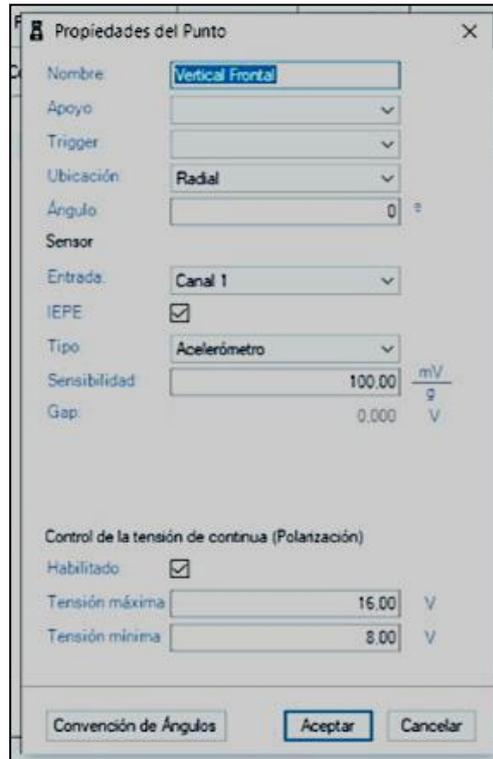
2.2 Manejo de instrumentos y equipos

2.2.1 Configuración del software MAINTraq Viewer

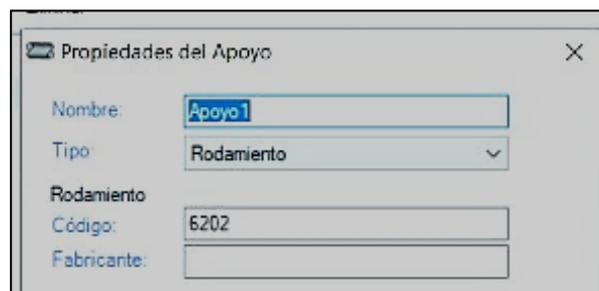
- Abrir el software MAINTraq Viewer en el ordenador.
- En el menú de tareas escoger la opción configuración, tras lo que aparecerá un submenú con varios parámetros de configuración del análisis.



- En este submenú la opción “PUNTOS” estará habilitada, presionamos la opción “Nuevo” lo que abrirá una ventana para la configuración de un nuevo punto de medición. Se asignará un nombre, y se escogerá en el apartado “Ubicación” la opción “Radial”, en la opción “Entrada” se escoge la opción “Canal 1”, el tipo será “Acelerómetro”, una sensibilidad de 100.00 mV/g, las tensiones máximas y mínimas en un valor de 16.00 y 8.00 V, finalmente se presiona aceptar.



- Con el punto configurado, ahora se elige la opción “APOYOS”, se presiona “Nuevo”, en la nueva ventana se asignará un nombre al apoyo, en el apartado “Tipo” se elegirá “Rodamiento”, se asignará un código, mismo que se encuentra en la placa de datos del motor, finalmente presionamos aceptar.



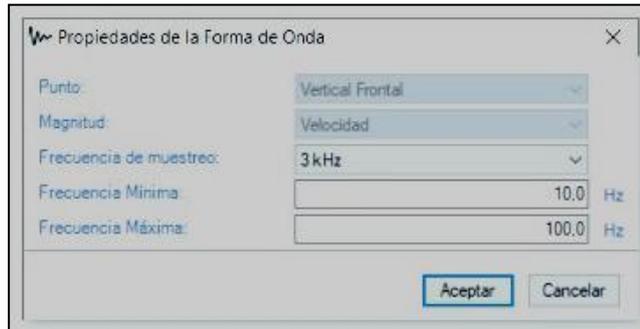
- El siguiente paso es configurar “FORMAS DE ONDA”, se escoge la opción “Nueva” y se elige el punto configurado con anterioridad, en el apartado “Magnitud” se elige “Velocidad”, “Frecuencia de muestreo” se fija 3kHz, y finalmente la frecuencia mínima y máxima con valores de 10.0 Hz y 100.00 Hz, presionamos aceptar.



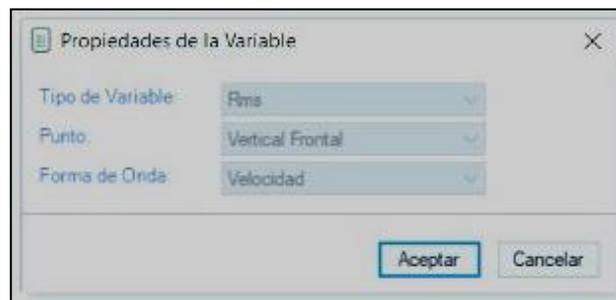
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIOS

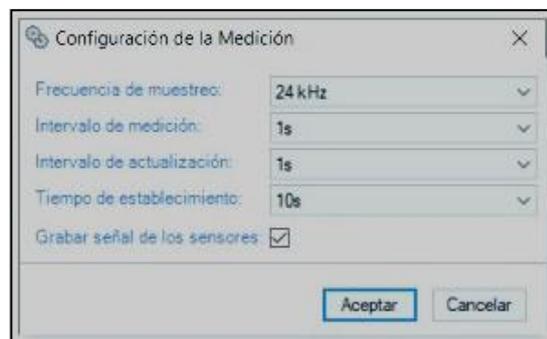
TALLERES Y CENTROS DE SIMULACIÓN



- El siguiente paso será configurar el apartado “Variables”, se escoge nuevo y en el apartado “Tipo de Variable” se escoge “Rms”, el punto y forma de onda serán asignados automáticamente de los apartados configurados con anterioridad, presionamos aceptar.



- El último paso será configurar el apartado de “MEDICIÓN”, con los siguientes valores: frecuencia de muestreo en 24kHz, intervalo de medición en 1s, intervalo de actualización en 1s y el tiempo de establecimiento en 10s. Presionamos aceptar.



- Terminamos la configuración presionando aceptar en el submenú general, estando listo el software la conexión con el dispositivo Vibracheck.

2.2.2 Montaje del módulo y sensor acelerómetro

- Observar si sobre la mesa de trabajo no se encuentra montado el módulo de simulación de motobomba, de ser el caso se debe desmontarlo utilizando la llave hexagonal de 8mm para dar lugar al módulo de resonancia
- Con la mesa despejada, se coloca el módulo alineando los agujeros de la base con los agujeros de la mesa de trabajo, con el módulo orientado de la siguiente manera:

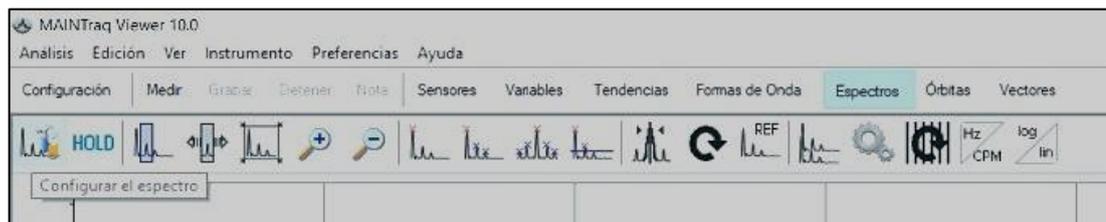


- Colocar los pernos y arandelas en los agujeros y ajustarlos utilizando la llave hexagonal de 8mm.
- Con el módulo montado, si existe otro módulo montado en la mesa, verificar que se encuentre bien fijado para reducir la aparición de espectros adicionales.
- Realizado el montaje, se procede a colocar el acelerómetro en uno de los puntos de medición que se encuentran en la carcasa del motor, el ubicado en la parte posterior vertical, como se muestra en la figura:



2.3 Toma y recolección de datos

- Con todo el equipo montado, se procede a encender el dispositivo Vibracheck y escoger la opción de configuración en el menú.
- En el nuevo menú se desplegarán nuevas opciones de las cuales se elige MAINTraq Viewer, a lo que aparecerá una pantalla que indica que se está comunicando con el software en el ordenador
- Con el dispositivo comunicando, en el ordenador se procede a abrir el software MAINTraq Viewer, y en la barra de tareas escoger la opción “Espectros”, seguidamente la primera opción de la nueva barra de tareas “Configurar el espectro”. Se abrirá un submenú en el que simplemente se deberá presionar la opción “Aceptar”.



- Una vez configurado se empezarán a recibir las lecturas del dispositivo Vibracheck, por lo que se procede a tomar las mediciones respectivas, para lo cual se necesita reconocer



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIOS

TALLERES Y CENTROS DE SIMULACIÓN



la frecuencia natural del módulo. Con el motor apagado y utilizando el martillo de goma se realiza un golpe seco en la carcasa del motor, lo que arrojará un espectro en el software y para medirlo utilizamos la opción “HOLD” ,con las herramientas del software se mide la amplitud de la vibración, misma que corresponderá a su frecuencia natural.



- Con la frecuencia natural reconocida, se procede a encender el motor y conectar el ventilador a la salida 110 v . Se realizarán las mediciones del armónico principal bajo las siguientes frecuencias de giro, dependiendo del módulo en el que se trabaje. (La frecuencia natural de cada módulo se encuentra remarcada cada rango de frecuencias)

Módulo 1	Módulo 2	Módulo 3	Módulo 4
30	30	30	30
28	28	28	28
27	26	26	27
26	25	25	26
25	24	24	25,7
24	23	23	25
22	22	22	24
20	20	21	22

- Una vez realizada las mediciones se apaga el módulo desde el panel de control y se desconecta el ventilador.



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIOS
TALLERES Y CENTROS DE SIMULACIÓN



2.4 Ordenamiento y procesamiento de datos

Las mediciones realizadas son las siguientes:

Frecuencias medidas (Hz)	Velocidad de giro(rpm)	Amplitud del armónico 1X (mm/s)

3. RESULTADOS

3.1 Esquema gráfico e interpretación de resultados

Gráfico de dispersión

Interpretación

.....

.....

.....

.....

.....



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIOS
TALLERES Y CENTROS DE SIMULACIÓN



3.2 Observaciones

¿Qué se puede notar a medida que la frecuencia de giro se acerca a la frecuencia natural del módulo?

.....
.....
.....

¿Qué se puede notar a medida que la frecuencia de giro se aleja de la frecuencia natural del módulo?

.....
.....
.....

¿Cuál es la forma del gráfico de la amplitud de $1X$ según los valores obtenidos de las mediciones?

.....
.....
.....

¿Qué comportamiento mostró el módulo al alcanzar la velocidad crítica?

.....
.....
.....

Observaciones extras realizadas

.....
.....
.....



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIOS
TALLERES Y CENTROS DE SIMULACIÓN



3.3 Conclusiones

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

3.4 Recomendaciones

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

4. BIBLIOGRAFÍA

A-MAQ ANÁLISIS DE MAQUINARIA. Resonancias y Pulsaciones. *Monografías.com*. [En línea] A-MAQ. [Citado el: 23 de Junio de 2021.] <http://www.monografias.com/trabajos-pdf5/analisis-vibraciones/img23.jpg>.

BUFFA, WILSON. *Física*. Mexico : Pearson, 2007.

PERALTA, JOSÉ, LÓPEZ, PORFIRIO Y MUÑOZ, ALFREDO. *El fenómeno de la resonancia*. México D.F. : Escuela Superior de Física y Matemáticas Insituto Politécnico Nacional, 2009, Vol. 3. 1870-9095.

JAYA, MILTON Y DIEGO, PAGUAY. *Construcción de un módulo de pruebas para simular modos de falla en sistemas de transmisión de potencia con polea para el laboratorio de diagnóstico técnico*. [Website] Riobamba : Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2017.



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIOS
TALLERES Y CENTROS DE SIMULACIÓN



- JIMENEZ, ALEJANDRO.** *Frecuencia Naturales y Resonancia Mecánica.* Realiability Connect, 2018.
- KREITZER, SCOTT, OBERMEYER, JASON Y MISTRY, RAJENDRA.** Los efectos de la resonancia estructural y localizada en el rendimiento de motores de inducción. *IEEE Transactions on Industry Applications.* 2008, Vol. 44, 5.
- MARÍN, EVELIO PALOMINO.** *ELEMENTOS DE MEDICIÓN Y ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN MÁQUINAS ROTATORIAS.* Ciudad de la Habana : Centro de Estudios Ingeniería de Mantenimiento, 2007. ISBN 959-261-043-6.
- OLSON, ERIC, ONARI, MAKI Y PASHO, CHAD.** How Plant Rotating Equipment Resonance Issues Can Affect Reliability and Uptime. [En línea] Diciembre de 2016. [Citado el: 25 de Marzo de 2021.] <https://cdn2.hubspot.net/hubfs/5834790/Technical%20Documents/How-Plant-Rotating-Equipment-Resonance-Issues-Can-Affect-Reliability-and-Uptime.pdf>.
- RAO, SINGIRESU S.** *VIBRACIONES MECÁNICAS.* Miami : PEARSON EDUCACIÓN, 2012. ISBN.
- SIMSCALE.** Transmisibilidad de la resonancia. *SIMSCALE.* [En línea] [Citado el: 24 de Junio de 2021.] <https://www.simscale.com/wp-content/uploads/2016/12/03-1.png>.
- TRANter, JASON.** Resonance The Silent Killer of Rotating Machinery. *Maintworld Website.* [En línea] Maintworld magazine for maintenance & asset management professionals, 18 de Mayo de 2015. [Citado el: 25 de Marzo de 2021.] <https://www.maintworld.com/Applications/RESONANCE-The-Silent-Killer-of-Rotating-Machinery>.
- WHITE, GLEN.** *Introduccion al analisis de vibraciones.* Manhattan : Azima, 2010.

ANEXO B: CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO DEL MÓDULO DE RESONANCIA



ESPOCH
 ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

PROCEDIMIENTO DE MANTENIMIENTO DE EQUIPOS

CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO

Módulo de simulación para el análisis vibracional de la resonancia

Fecha: 2022-02-12

AÑO:2022

RESPONSABLE

OBSERVACIONES

EQUIPO	ACTIVIDAD	AÑO:2022																				RESPONSABLE	OBSERVACIONES				
		ABR					MAY					JUN					JUL							AGO			
		S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9	S10	S11	S12	S13	S14	S15	S16	S17	S18	S19	S20						
Motor eléctrico	Engrasar rodamientos					x								x													
	Reemplazar rodamientos																										
	Revisar bornera		x		x		x		x		x		x		x		x		x		x		x				
	Limpieza del motor eléctrico										x								x								
	Análisis de vibraciones																										
	Inspección visual	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x		
Módulo de simulación	Limpieza de los resortes				x				x				x				x				x						
	Inspección del estado de los pernos				x				x				x				x				x						
	Limpieza de las placas del motor				x				x				x				x				x						
	Inspección visual del nylon de los resortes		x		x		x		x		x		x		x		x		x		x		x				
Tablero de control	Revisar bornes, contactores	x	x		x		x		x		x		x		x		x		x		x		x				
	Revisar relés térmicos		x		x		x		x		x		x		x		x		x		x		x				
	Lectura de voltaje y amperaje	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x			
	Limpieza					x				x				x				x									

ELABORO:	REVISO:	APROBO:
Jairo Parra Kevin Hernández	Eduardo Henández	Eduardo Henández

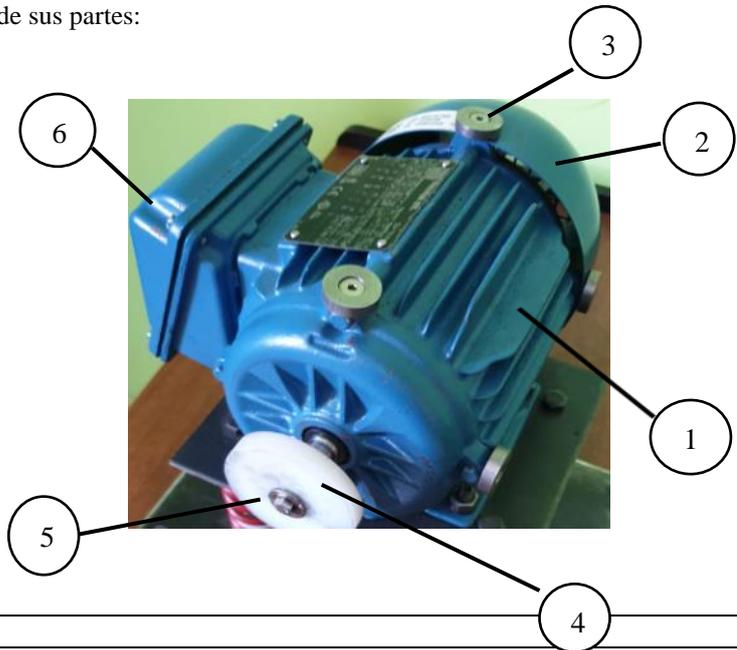
ANEXO C: FICHA TÉCNICA DEL MÓDULO DE SIMULACIÓN

 ESPOCH <small>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO</small>	<u>Laboratorio de Diagnóstico</u> <u>Técnico y Eficiencia</u> <u>Energética</u> FICHA TECNICA DE EQUIPOS	Fecha: 2021-08-11 Código: MR Versión: 01
--	--	---

NOMBRE DEL EQUIPO:	Motor Eléctrico	FECHA DE COMPRA:	2021-05-18
MODELO:	W22 High Eff	FABRICANTE:	WEG
MARCA:	WEG	UBICACIÓN:	Laboratorio de Diagnóstico Técnico y Eficiencia Energética
SERIAL:	1050012445		
CÓD. INVENTARIO	-----	CANTIDAD:	1

Foto del equipo con identificación de sus partes:

1. Cuerpo
2. Cubierta del ventilador
3. Insertos
4. Eje
5. Masa
6. Tapa bornera



FUNCIÓN Y USOS

Los motores eléctricos son utilizados para múltiples equipos que van desde aparatos electrodomésticos, industriales hasta equipos de alta tecnología.
 Los motores WEG W22, son construidos de acuerdo con las especificaciones NEMA MG-1 para uso en ambientes húmedos o ambientes severos sin afectar su vida útil.

DESCRIPCIÓN FÍSICA

Color: Azul
 Material carcasa: Hierro Fundido
 Material de los insertos: Hierro
 Material de la masa: Nylon
 Material eje: acero AISI 1040/4

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Potencia: 0.5 HP
 Voltaje: 220/380-440
 Amperaje: 1.87/1.08-1.12
 Frecuencia: 60 Hz

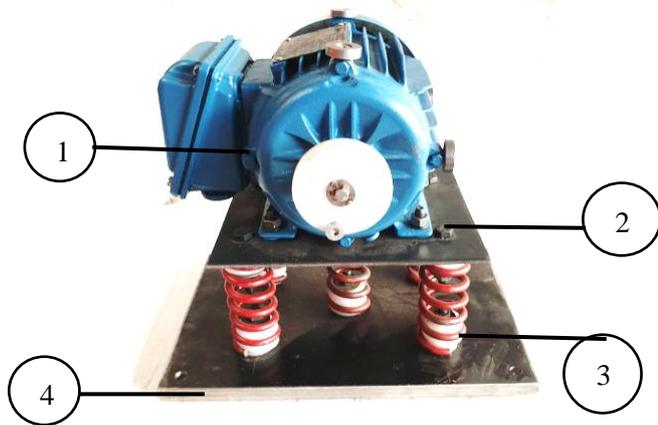
Elaboró: Jairo Parra Kevin Hernández	Revisó:	Aprobó:
--	----------------	----------------

 ESPOCH <small>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO</small>	<u>Laboratorio de Diagnóstico</u> <u>Técnico y Eficiencia</u> <u>Energética</u> FICHA TECNICA DE EQUIPOS	Fecha: 2021-08-11 Código: MR Versión: 01
--	--	---

NOMBRE DEL EQUIPO:	Módulo de simulación	FECHA DE COMPRA:	-----
MODELO:	-----	FABRICANTE:	WEG
MARCA:	-----	UBICACIÓN:	-----
SERIAL:	-----		Laboratorio de Diagnóstico Técnico y Eficiencia Energética
CÓD. INVENTARIO	-----	CANTIDAD:	1

Foto del equipo con identificación de sus partes:

1. Motor
2. Base superior
3. Resortes
4. Base inferior



FUNCIÓN Y USOS

Simular de manera real y de forma controlada el fenómeno de la resonancia, de tal manera que pueda ser estudiada por los estudiantes de la carrera de mantenimiento mediante una guía de laboratorio

DESCRIPCIÓN FÍSICA

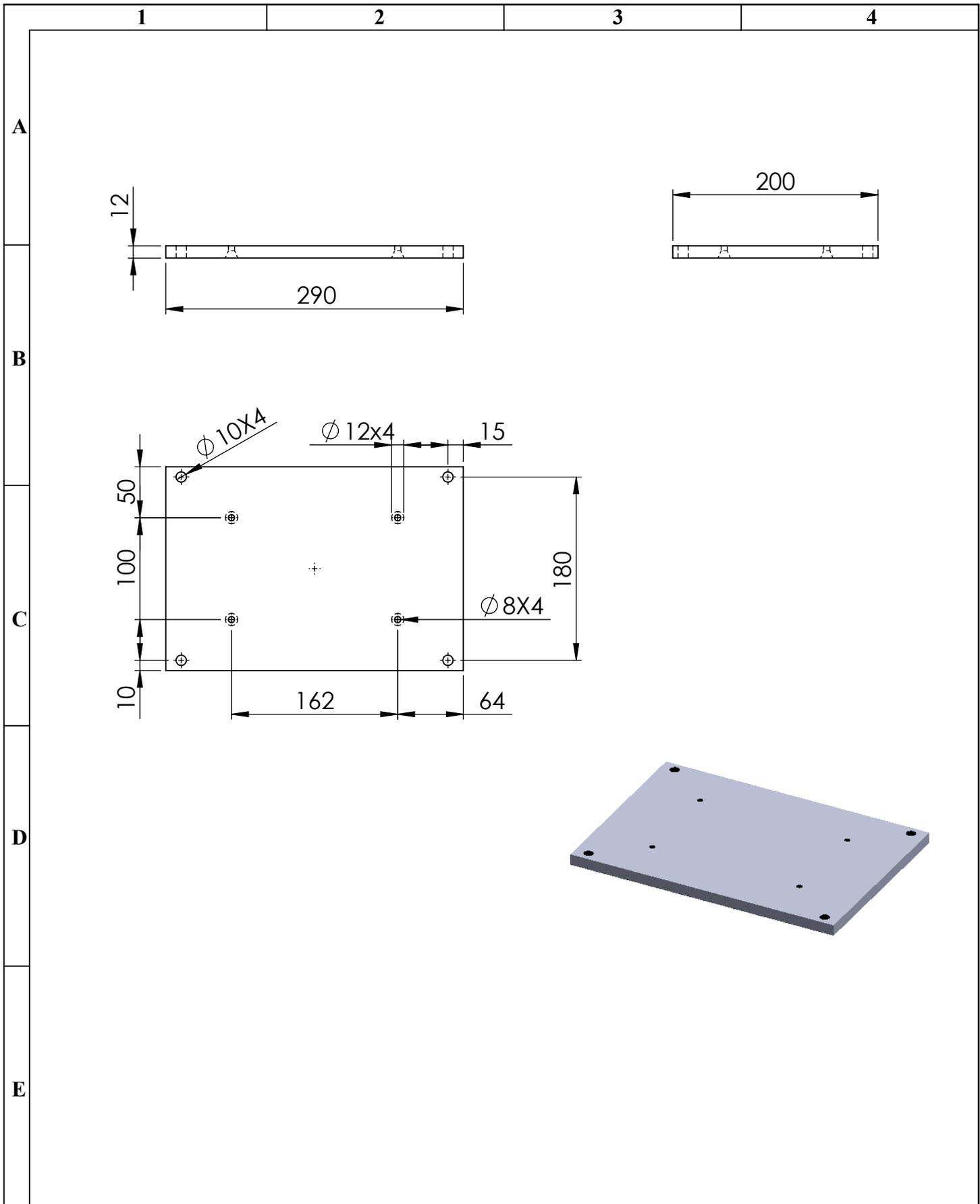
Color motor: Azul
Material carcasa: Hierro Fundido
Material de la base superior: acero AISI 1020 de 4 mm
Material de la base inferior: acero AISI 1020 de 12 mm
Masa: 22 Kg

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

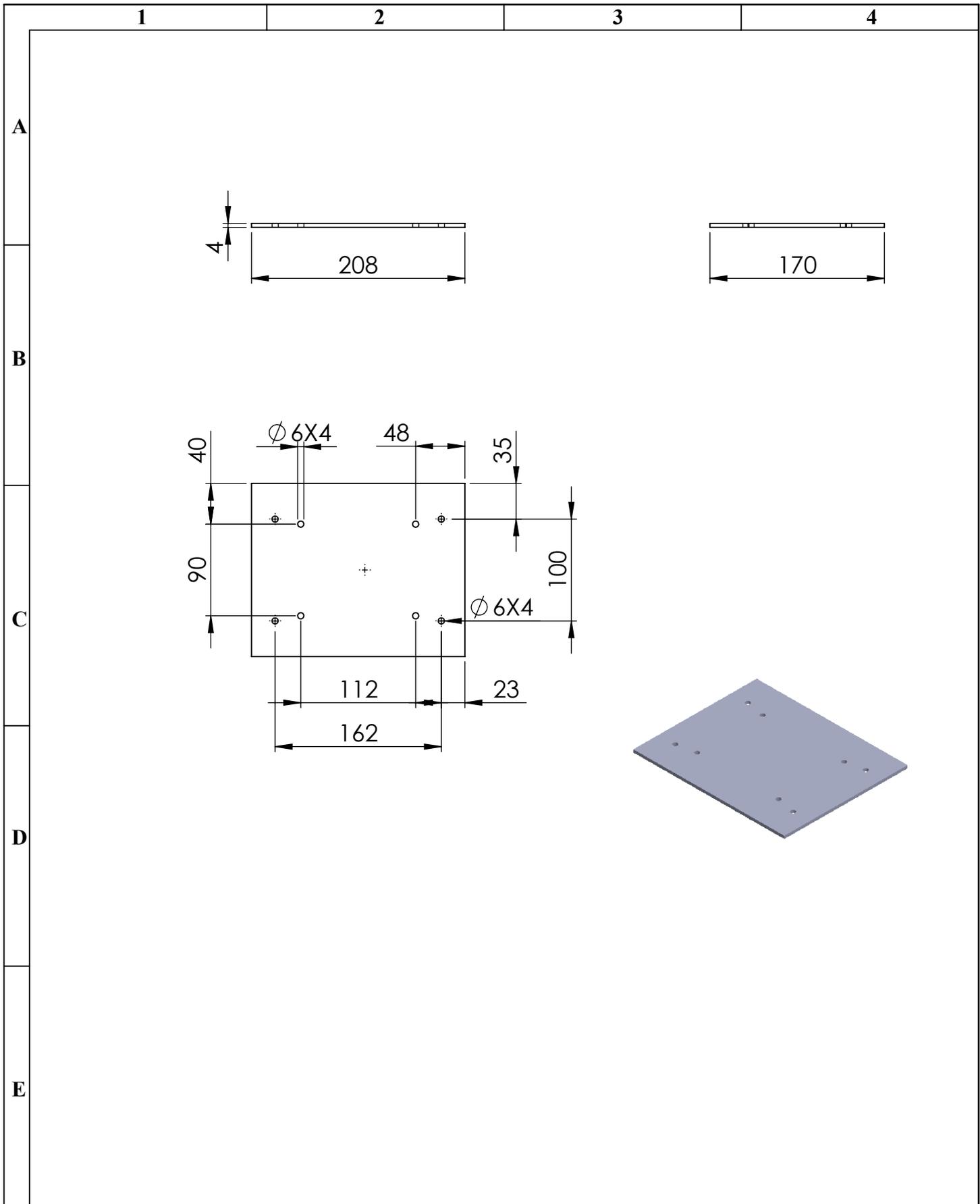
Potencia: 0.5 HP
Voltaje: 220/380-440
Amperaje: 1.87/1.08-1.12
Frecuencia: 60 Hz
Número de resortes: 5
Rigidez del resorte: 316,43lbs/in
Rigidez del sistema: 1523,89 lbs/in

Elaboró: Jairo Parra Kevin Hernández	Revisó:	Aprobó:
--	----------------	----------------

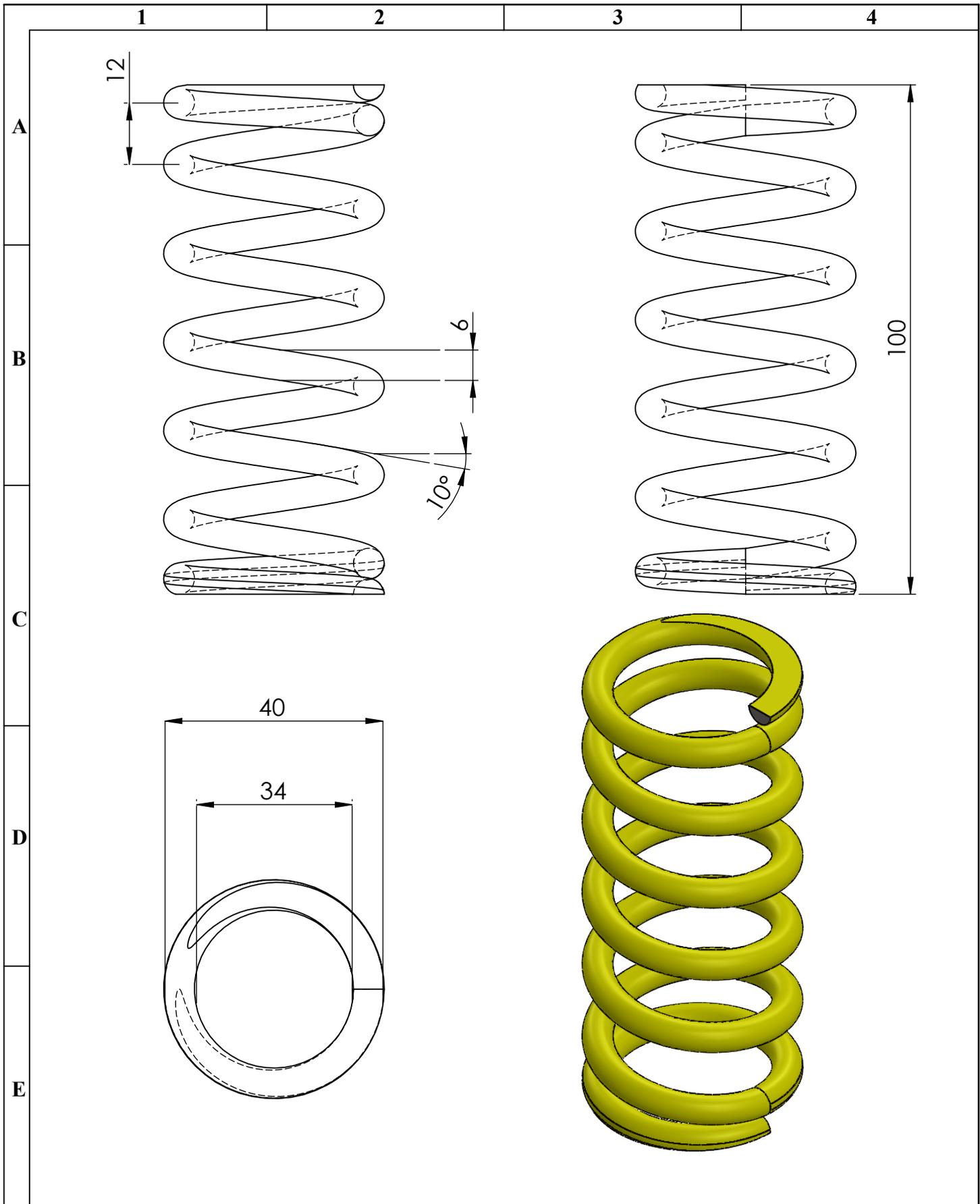
ANEXO D: PLANOS DEL MÓDULO DE SIMULACIÓN

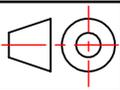


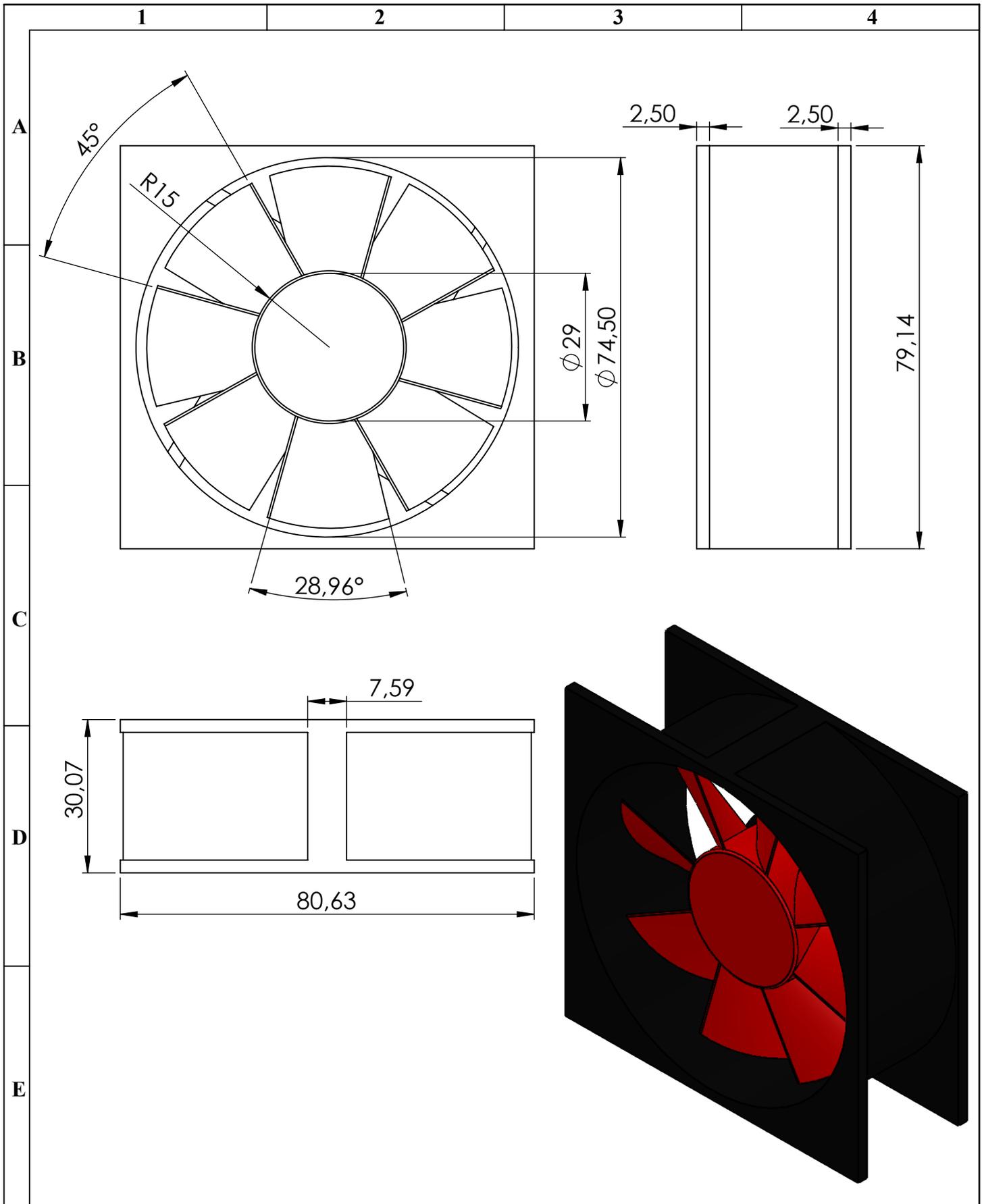
N°. Lámina: 1 de 8		N°. Hojas: 1		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TES-MSR001-BI		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA CARRERA MANTENIMIENTO INDUSTRIAL							
Email: jairo.parra@epoch.edu.ec - kevin.hernandez@epoch.edu.ec Teléfonos: 0987364368 - 0998387906						BASE INFERIOR		Peso [Kg]		Tolerancia		Escala		Registro	
Datos		Nombre		Firma				Fecha		4,535		±0,3 [mm]		1:5	
Proyectó		Parra J. Hernández K.				2022/02/03		Materiales: AISI 1020							
Dibujó		Parra J. Hernández K.				2022/02/03									
Revisó		Ing. Naranajo E.				2022/03/15		Nombre de archivo: BASE INFERIOR							
Aprobó		Ing. Naranajo E.				2022/03/15									



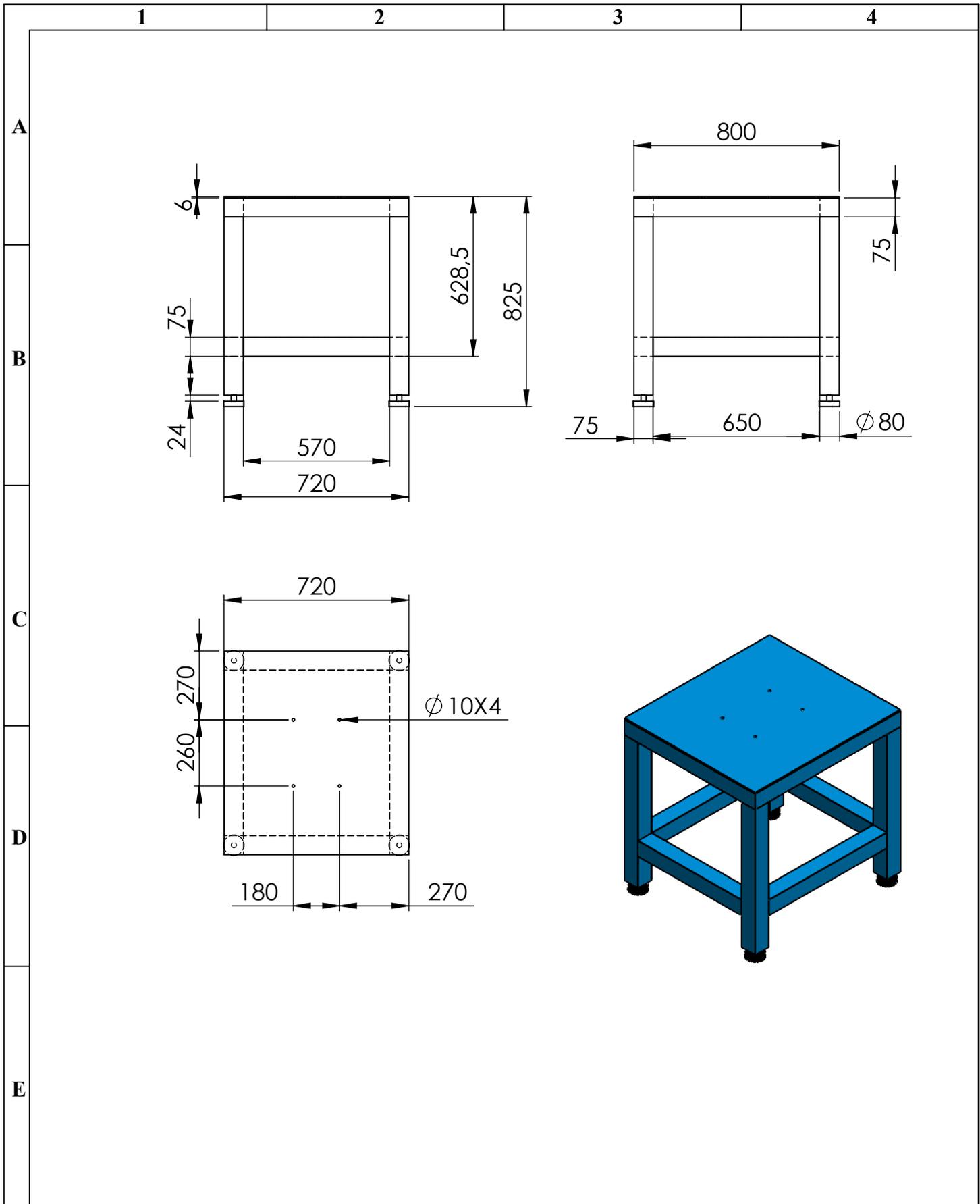
N°. Lámina: 2 de 8		N°. Hojas: 1		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TES-MSR001-BS		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA CARRERA MANTENIMIENTO INDUSTRIAL				
Email: jairo.parra@epoch.edu.ec - kevin.hernandez@epoch.edu.ec Teléfonos: 0987364368 - 0998387906						BASE SUPERIOR		Peso [Kg]		Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha	1,110	±0,3 [mm]			1:5				
Proyectó	Parra J. Hernández K.		2022/02/03	Materiales: AISI 1020								
Dibujó	Parra J. Hernández K.		2022/02/03									
Revisó	Ing. Naranajo E.		2022/03/15	Nombre de archivo: BASE SUPERIOR								
Aprobó	Ing. Naranajo E.		2022/03/15									



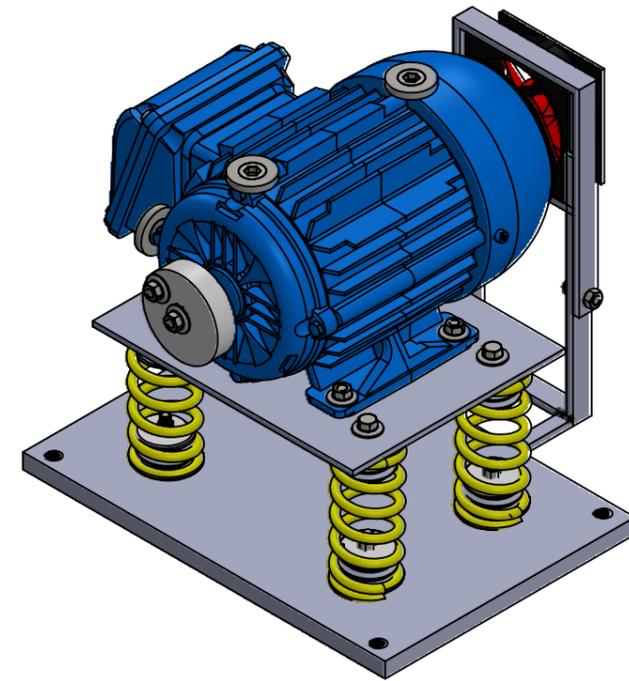
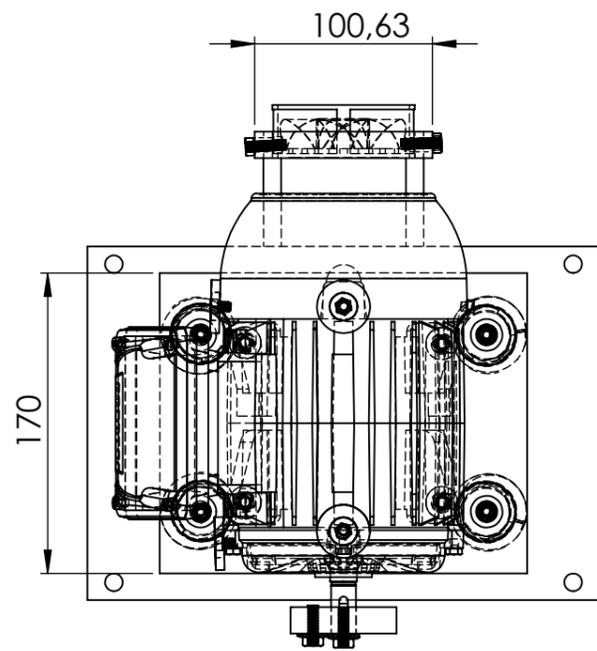
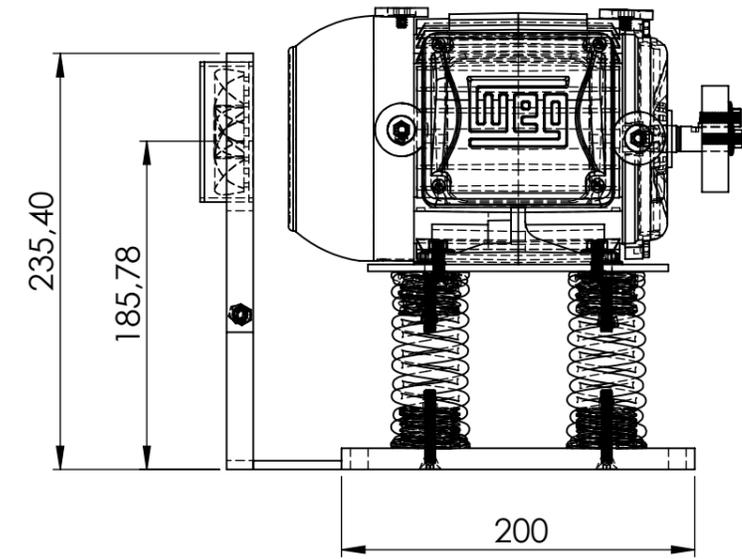
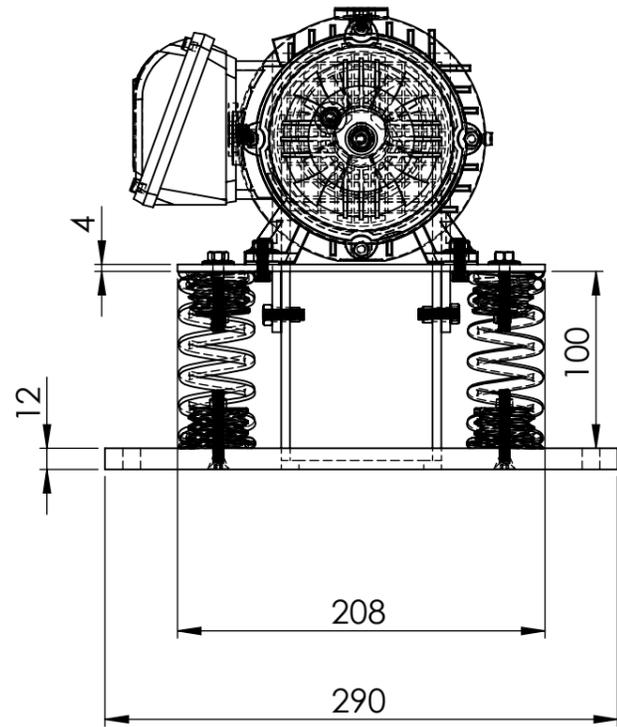
N°. Lámina: 3 de 8		N°. Hojas: 1		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TES-MSR001-RE		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA CARRERA MANTENIMIENTO INDUSTRIAL							
Email: jairo.parra@esPOCH.edu.ec - kevin.hernandez@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0987364368 - 0998387906						Denominación: RESORTE						Peso [Kg]		Tolerancia	
Datos		Nombre		Firma		Fecha		0,176		±0,3 [mm]		1:1			
Proyectó		Parra J. Hernández K.				2022/02/03		Materiales: A227							
Dibujó		Parra J. Hernández K.				2022/02/03									
Revisó		Ing. Naranajo E.				2022/03/15		Nombre de archivo: RESORTE							
Aprobó		Ing. Naranajo E.				2022/03/15									



N°. Lámina: 4 de 8		N°. Hojas: 1		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TES-MSR001-VE		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA CARRERA MANTENIMIENTO INDUSTRIAL							
Email: jairo.parra@esPOCH.edu.ec - kevin.hernandez@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0987364368 - 0998387906						Denominación: VENTILADOR						Peso [Kg]		Tolerancia	
Datos		Nombre		Firma		Fecha		0.036		±0,3 [mm]		1:1			
Proyectó		Parra J. Hernández K.				2022/02/03		Materiales: PLÁSTICO							
Dibujó		Parra J. Hernández K.				2022/02/03									
Revisó		Ing. Naranajo E.				2022/03/15		Nombre de archivo: VENTILADOR							
Aprobó		Ing. Naranajo E.				2022/03/15									

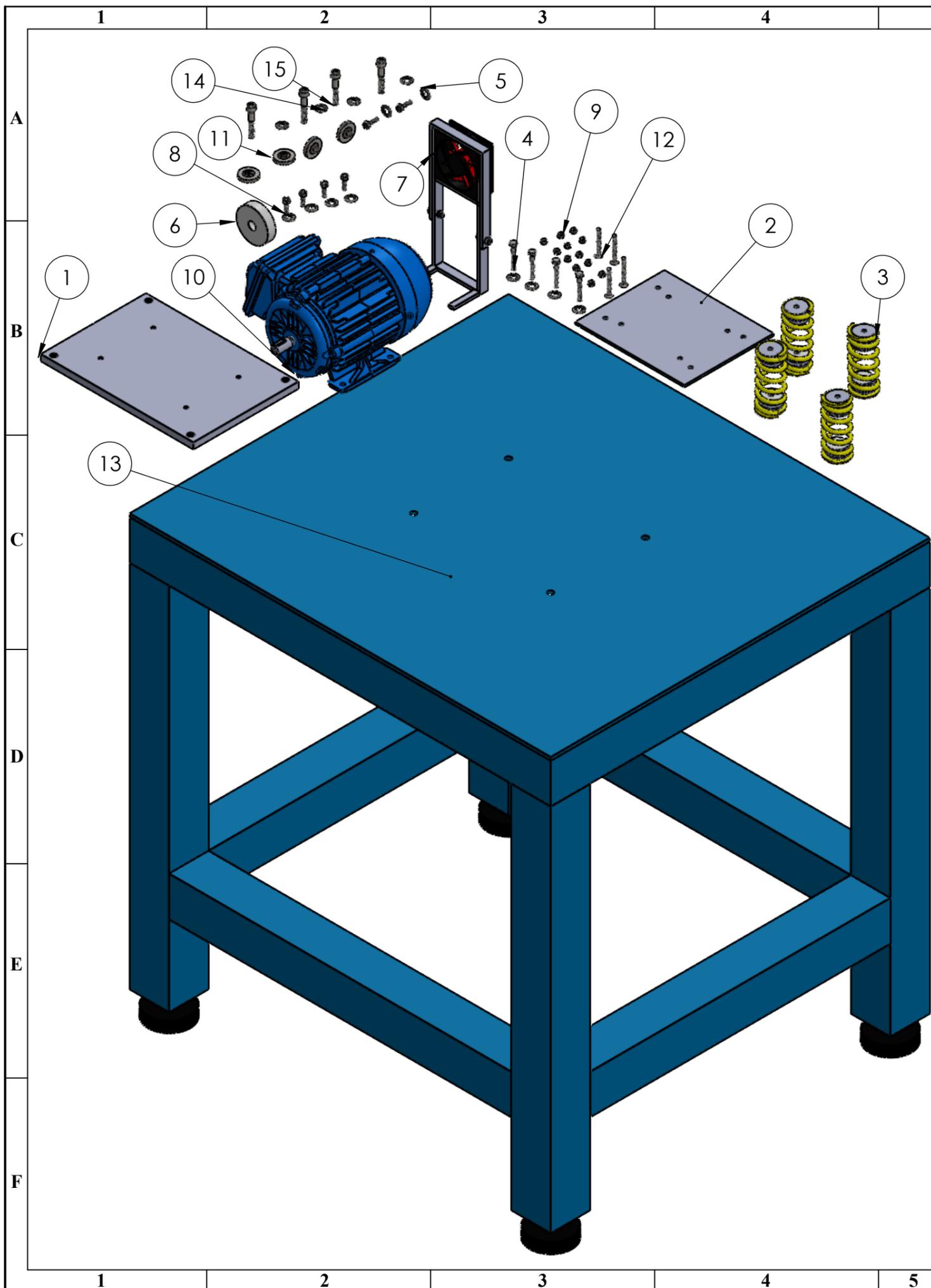


N°. Lámina: 5 de 8		N°. Hojas: 1		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TES-MSR001-MS		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA CARRERA MANTENIMIENTO INDUSTRIAL							
Email: jairo.parra@esPOCH.edu.ec - kevin.hernandez@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0987364368 - 0998387906						Denominación: MESA						Peso [Kg]		Tolerancia	
Datos		Nombre		Firma		Fecha		231,603		±0,3 [mm]		1:20			
Proyectó		Parra J. Hernández K.				2022/02/03		Materiales: AISI 1020							
Dibujó		Parra J. Hernández K.				2022/02/03									
Revisó		Ing. Naranajo E.				2022/03/15		Nombre de archivo: MESA							
Aprobó		Ing. Naranajo E.				2022/03/15									



Nº. Lámina: 6 de 8		Nº. Hojas: 1		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TES-MSR001		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA CARRERA MANTENIMIENTO INDUSTRIAL			
Email: jairo.parra@esPOCH.edu.ec - kevin.hernandez@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0987364368 - 0998387906						Denominación: VISTAS DEL MÓDULO DE SIMULACIÓN					
Datos	Nombre	Firma	Fecha	Materiales: SEGUN DISEÑO		Nombre de archivo: VISTAS		15,899	±0,3 [mm]	1:4	
Proyectó	Parra Jairo. Hernández Kevin.		2022/02/03								
Dibujó	Parra Jairo Hernández Kevin		2022/02/03								
Revisó	Ing. Naranjo E.		2022/03/15								
Aprobó	Ing. Naranjo E.		2022/03/15								





N.º DE ELEMENTO	ELEMENTO	MATERIAL	MASA(kg)	CANTIDAD
1	BASE INFERIOR	AISI 1020	4,535	1
2	BASE SUPERIOR	AISI 1020	1,110	1
3	RESORTE CON BASE DE NYLON	A227	0,214	4
4	PERNO M6X45mm	Acero al carbono fundido	0,011	4
5	ARANDELA M6	Acero al carbono fundido	0,003	10
6	MASA DE DESBALANCEO	Nailon 101	0,046	1
7	BASE CON VENTILADOR	AISI 1020	0,640	1
8	PERNO M6X13mm	Acero al carbono fundido	0,007	8
9	TUERCA 6mm	Acero al carbono fundido	0,001	12
10	MOTOR WEG 0.5 hp	Chapa de acero	9,286	1
11	INSERTO	AISI 1020	0,027	4
12	PERNO ALLEN AVELLANADO-M6x45	Acero aleado fundido	0,009	4
13	MESA	AISI 1020	231,603	1
14	ARANDELA M8	Acero al carbono fundido	0,003	4
15	PERNO ALLEN- M8x45	Acero al carbono fundido	0,007	4

Nº. Lámina: 7 de 8		Nº. Hojas: 1		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TES-MSR001		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA CARRERA MANTENIMIENTO INDUSTRIAL											
Email: jairo.parra@esPOCH.edu.ec - kevin.hernandez@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0987364368 - 0998387906						Denominación:						Peso [Kg]		Tolerancia		Escala		Registro	
Datos		Nombre		Firma		Fecha		VISTA EXPLOSIONADA Materiales: SEGUN DISEÑO Nombre de archivo: EXPLOSIÓN MÓDULO				247,502		±0,3 [mm]		1:6			
Proyectó		Parra Jairo. Hernández Kevin.				2022/02/03													
Dibujó		Parra Jairo. Hernández Kevin.				2022/02/03													
Revisó		Ing. Naranjo E.				2022/03/15													
Aprobó		Ing. Naranjo E.				2022/03/15													

1

2

3

4

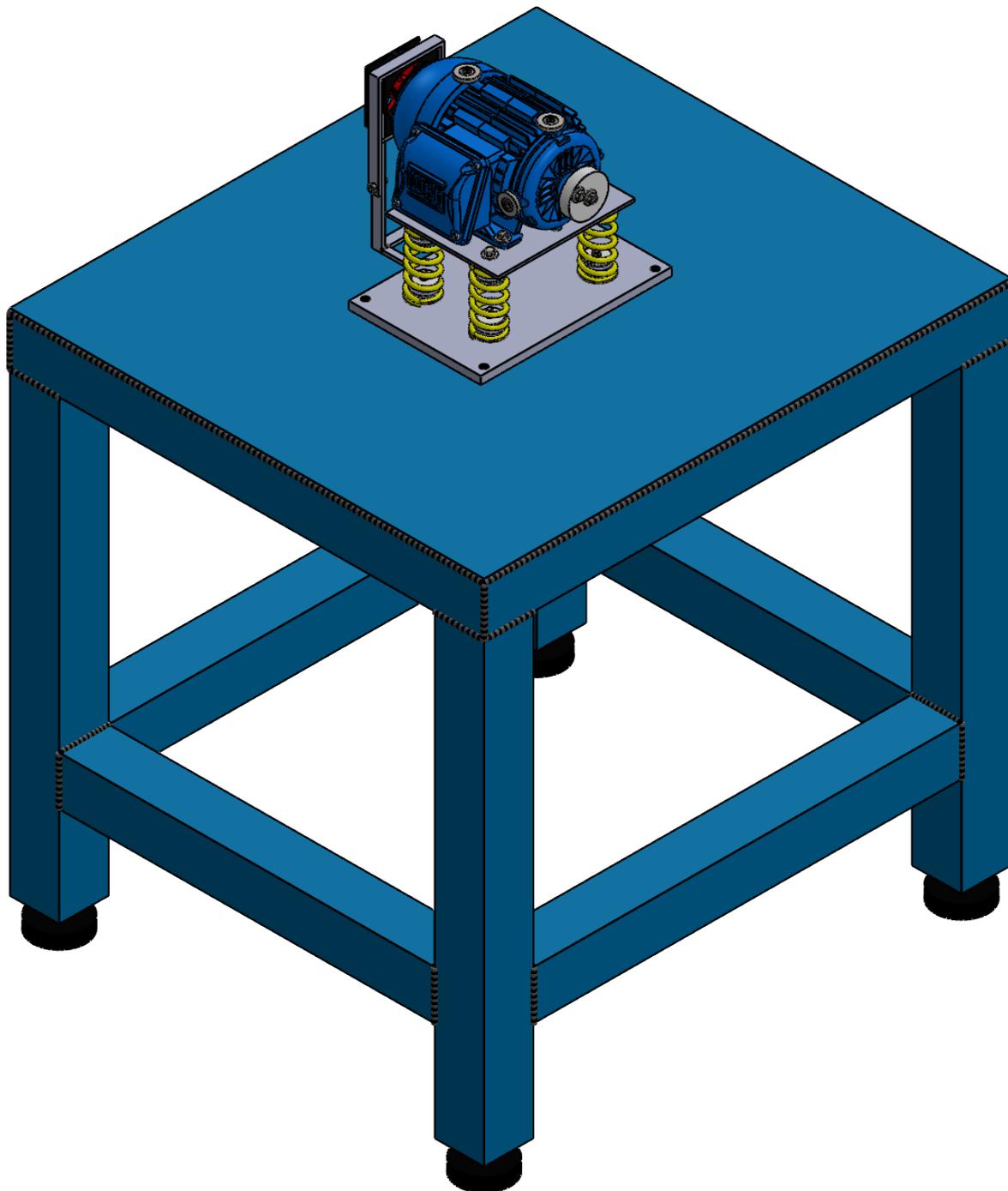
A

B

C

D

E



N°. Lámina: 8 de 8		N°. Hojas: 1		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TES-MSR001-EN		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA CARRERA MANTENIMIENTO INDUSTRIAL							
Email: jairo.parra@epoch.edu.ec - kevin.hernandez@epoch.edu.ec Teléfonos: 0987364368 - 0998387906						Denominación: ENSAMBLAJE COMPLETO						Peso [Kg]		Tolerancia	
Datos		Nombre		Firma		Fecha		247,502		±0,3 [mm]		1:7			
Proyectó		Parra J. Hernández K.				2022/02/03									
Dibujó		Parra J. Hernández K.				2022/02/03									
Revisó		Ing. Naranajo E.				2022/03/15		Materiales: Según Diseño							
Aprobó		Ing. Naranajo E.				2022/03/15		Nombre de archivo: ENSAMBLAJE COMPLETO							

ANEXO E: RESUMEN DE COSTOS TOTALES DEL ROTOR KIT

Tipo de costo	Material	Cantidad	Valor unitario (USD)	Valor total (USD)
Costos Indirectos	Transporte, comunicación, alquiler		105,00	105,00
Costos Directos	Motor eléctrico WEG w22 0,5 HP	8	127,91	1023,31
	Bomba de agua	4	48,75	195,01
	Alternador	4	65,00	260,00
	Nylon	1	132,85	132,85
	Poleas	1	321,00	321,00
	Engranajes y piñones	1	320,00	320,00
	Manómetro	4	7,70	30,80
	Cajas de acrílico	4	25,00	100,00
	Acople	4	54,51	218,04
	Rodamientos	4	7,25	29,00
	Chumaceras	16	5,00	80,00
	Eje de transmisión	1	73,10	73,10
	Plancha de acero	1	724,78	724,78
	Pernos y arandelas	1	287,25	287,25
	Bajantes para alimentación de módulos	1	280,00	280,00
	Tablero eléctrico	1	3546,96	3546,96
	Mano de obra		3370,00	3370,00
Accesorios varios	1	1309,70	1309,70	
Costo Total (USD)				12406,80