

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**DISEÑO DE UN MÓDULO EDUCATIVO PARA EL ESTUDIO DE LAS
VIBRACIONES MECÁNICAS MEDIANTE LA VARIACIÓN DE LOS
PARÁMETROS INERCIA, RIGIDEZ Y FUERZA DE EXCITACIÓN**

Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico

AUTOR:

JOSÉ GONZALO CABRERA CENTURIÓN

ASESOR:

JORGE HERNAN ALENCASTRE MIRANDA

Lima, mayo del 2021



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : **DISEÑO DE UN MÓDULO EDUCATIVO PARA EL ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS MEDIANTE LA VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS INERCIA, RIGIDEZ Y FUERZA DE EXCITACIÓN.**

ÁREA : Diseño

PROPUESTO POR : Dr. Jorge Alencastre Miranda

ASESOR : Dr. Jorge Alencastre Miranda

TESISTA : José Gonzalo Cabrera Centurión

CÓDIGO : 20135316

FECHA : 29 de enero del 2021

DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

En la industria, las vibraciones mecánicas pueden ocasionar fallas en los equipos, por lo que representan una amenaza para la operación y producción de las empresas; en consecuencia, resulta indispensable contar con ingenieros con conocimiento en los fundamentos de las vibraciones mecánicas; sin embargo, existe la necesidad de complementar los conceptos teóricos con parte experimental, ya que los estudiantes presentan dificultades en comprender y visualizar el principio físico de un problema de vibraciones. En ese sentido, la presente tesis tiene como objetivo diseñar un módulo educativo para el estudio de las vibraciones que permita variar los parámetros de inercia, rigidez y fuerza de excitación a través del intercambio de masas, resortes y el control de la frecuencia de excitación. Para ello, se conceptualizará un diseño, desarrollará memorias de cálculo y realizará simulaciones mediante Autodesk Inventor; asimismo, se elaborarán planos de fabricación y se estimará el costo total de inversión.



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO DE UN MÓDULO EDUCATIVO PARA EL ESTUDIO DE
LAS VIBRACIONES MECÁNICAS MEDIANTE LA VARIACIÓN DE
LOS PARÁMETROS INERCIA, RIGIDEZ Y FUERZA DE
EXCITACIÓN.**

Introducción

1. Vibraciones
2. Concepción del Diseño
3. Costos de Fabricación

Conclusiones

Recomendaciones

Bibliografía

Anexos

Ing. Jorge Alencastre Miranda
Asesor

RESUMEN

El presente documento inicia resaltando la importancia de la disciplina ingeniería de vibraciones y sus aplicaciones en la industria, en consecuencia, se identifica la necesidad de proveer a los estudiantes de ingeniería, el conocimiento necesario para garantizar un buen desenvolvimiento en su desarrollo profesional, es por ello que, se propuso el diseño de un módulo de laboratorio para el estudio de las vibraciones mecánicas, esto con el objetivo que, en él, se aprecie experimentalmente el cambio en las vibraciones al variar los parámetros inercia, rigidez y fuerza de excitación. El primer capítulo explica los conceptos básicos para comprender las vibraciones mecánicas, describiendo sus parámetros y como interactúan entre sí, estableciendo las propiedades de un sistema mecánico. El segundo capítulo presenta el desarrollo del diseño de un módulo que permita, mediante el cambio de sus piezas, la variación de sus parámetros; se empleó la metodología de diseño basado en la norma VDI 2221 y 2225, donde se investigó el estado de la tecnología, se esbozaron conceptos de solución y evaluaron proyectos preliminares hasta optar por el definitivo, posteriormente, se desarrollaron los cálculos finales y los planos para la fabricación en la ingeniería de detalle. El último capítulo concluye el trabajo presentando los costos de diseño y fabricación del módulo de laboratorio para el estudio de las vibraciones mecánicas. Finalmente, se cumplió el objetivo general y los objetivos específicos al culminar el diseño de un módulo que permita a los estudiantes analizar, mediante la experimentación, los cambios en las vibraciones mecánicas al variar los parámetros inercia, rigidez y fuerza de excitación.



*Dedico este trabajo a mi familia, por
su apoyo constante todos estos años,
a Pepe, Meche, Ale y Milo.*

ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN.....	i
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	iii
ÍNDICE DE TABLAS.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS.....	vii
LISTADO DE SÍMBOLOS.....	ix
INTRODUCCIÓN.....	1
1. VIBRACIONES.....	5
1.1. Definición.....	5
1.2. Parámetros.....	5
1.3. Resonancia.....	6
1.4. Análisis Modal.....	7
1.5. Fuerza Desbalanceada.....	8
2. CONCEPCIÓN DEL DISEÑO.....	9
2.1. Comprensión de la Solicitud.....	9
2.1.1. Estado de la Tecnología.....	9
2.1.2. Lista de Exigencias.....	17
2.2. Concepción de la Solicitud.....	19
2.2.1. Abstracción Caja Negra.....	19
2.2.2. Estructura de Funciones.....	21
2.2.3. Matriz Morfológica.....	22
2.2.4. Conceptos de Solución.....	24
2.2.5. Evaluación Técnica Económica.....	31
2.3. Elaboración del Proyecto.....	33
2.3.1. Proyectos Preliminares.....	33
2.3.2. Evaluación Técnica Ponderada.....	37

2.3.3.	Evaluación Económica Ponderada	39
2.3.4.	Diagrama de Evaluación.....	40
2.3.5.	Memoria de Cálculo Preliminar	41
2.3.6.	Plano de Ensamble:	50
2.3.7.	Lista de Materiales	52
2.4.	Elaboración de Ingeniería de Detalle.....	56
2.4.1.	Planos de Despiece	56
2.4.2.	Memoria de Cálculo Final.....	62
2.4.3.	Simulación en Software 3D.....	71
3.	COSTOS DE FABRICACIÓN	74
3.1.	Costos de Diseño	74
3.2.	Costos de Elementos Seleccionados	75
3.3.	Costos de Materiales.....	76
3.4.	Costos de Manufactura	77
3.5.	Costo Total de la Máquina.....	78
	CONCLUSIONES.....	79
	RECOMENDACIONES	81
	BIBLIOGRAFÍA.....	82
	ANEXOS	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Módulo masa resorte.....	10
Tabla 2. Módulo de sistema simple vibratorio.....	11
Tabla 3. Módulo de vibraciones libres y forzadas.	12
Tabla 4. Módulo de vibraciones libres y forzadas.	13
Tabla 5. Módulo de vibraciones en los cimientos de las máquinas.	14
Tabla 6. Lista de exigencias para el diseño de módulo educativo de vibraciones.....	17
Tabla 7. Matriz morfológica para el diseño de módulo educativo de vibraciones.	22
Tabla 8. Análisis del concepto de solución 1: yugo escocés.	25
Tabla 9. Análisis del concepto de solución 2: biela manivela.	27
Tabla 10. Análisis del concepto de solución 3: desbalance.	28
Tabla 11. Análisis del concepto de solución 4: leva.....	30
Tabla 12. Evaluación técnica y económica para conceptos de soluciones.	31
Tabla 13. Análisis del proyecto preliminar 1: estructura robusta.	34
Tabla 14. Análisis del proyecto preliminar 2: doble desbalance.	36
Tabla 15. Evaluación técnica ponderada por criterios.	38
Tabla 16. Evaluación económica ponderada por criterios.	39
Tabla 17. Listado de materiales del módulo educativo para el estudio de vibraciones.	52
Tabla 18. Funciones de cada conjunto de componentes.	56
Tabla 19. Listado de pesos individuales en el módulo.	62
Tabla 20. Listado de pesos totales y relación de masa motriz y estática.	65
Tabla 21. Comparativo de resultados obtenidos por medio del cálculo y la simulación.....	71
Tabla 22. Presentación de ilustraciones para las frecuencias naturales de los bloques porta masas y excitador.	72

Tabla 23. Horas empleadas en el diseño del módulo.....	74
Tabla 24. Costos de componentes a seleccionar.....	75
Tabla 25. Costos de materiales para el módulo.	76
Tabla 26. Inversión total del módulo educativo.....	78



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Representación de elementos en un sistema vibratorio.....	6
Figura 2. Cambio de la amplitud de vibración según el aumento en la frecuencia de excitación y el coeficiente de amortiguamiento.	7
Figura 3. Desbalanceo presente en un disco giratorio.	8
Figura 4. Módulo masa resorte.	10
Figura 5. Módulo de sistema simple vibratorio.	11
Figura 6. Módulo de sistema de vibraciones libres y forzadas.	12
Figura 7. Módulo de vibraciones libres y forzadas.	13
Figura 8. Módulo de vibraciones en los cimientos de máquinas.	14
Figura 9. Abstracción mediante caja negra.	19
Figura 10. Estructura de funciones para el diseño de módulo educativo de vibraciones.	21
Figura 11. Concepto de solución 1: yugo escocés.	25
Figura 12. Concepto de solución 2: biela manivela.	26
Figura 13. Concepto de solución 3: desbalance.	28
Figura 14. Concepto de solución 4: leva.	29
Figura 15. Proyecto preliminar 1: estructura robusta.	34
Figura 16. Proyecto preliminar 2: doble desbalance.	35
Figura 17. Evaluación de balance técnico-económico.	40
Figura 18. Esquema técnico de dos grados de libertad.	41
Figura 19. Diagrama del cuerpo libre del bloque excitador.	42
Figura 20. Diagrama del cuerpo libre del bloque porta masas.	42
Figura 21. Amplitud de vibraciones vs frecuencia de excitación.	48
Figura 22. Diagrama fasorial de la primera frecuencia natural del sistema.	49

Figura 23. Diagrama fasorial de la segunda frecuencia natural del sistema.....	49
Figura 24. Vista frontal del módulo educativo.	57
Figura 25. Vista frontal de bloque porta masas.	58
Figura 26. Detalles de bloque excitador.	59
Figura 27. Vista de perfil de la transmisión.....	60
Figura 28. Vista de planta del motor y variador de frecuencia.....	61
Figura 29. Amplitud de vibración empleando resortes iguales y sin agregar pesas.	66
Figura 30. Amplitud de vibraciones empleando resortes iguales e igualando los pesos de los bloques.....	68
Figura 31. Amplitud de vibración variando resortes e igualando pesos de los bloques.....	70
Figura 32. Primer modo de vibración en el primer caso.....	72
Figura 33. Segundo modo de vibración en el primer caso.....	72
Figura 34. Primer modo de vibración en el segundo caso.....	72
Figura 35. Segundo modo de vibración en el segundo caso.....	72
Figura 36. Primer modo de vibración en el tercer caso.....	73
Figura 37. Segundo modo de vibración en el tercer caso.....	73

LISTADO DE SÍMBOLOS

<u>Símbolo</u>	<u>Descripción</u>	<u>Unidad</u>
x	<i>Desplazamiento</i>	[m]
\ddot{x}	<i>Aceleración</i>	[m/s ²]
X	<i>Amplitud</i>	[m]
k	<i>Rigidez</i>	[N/m]
m	<i>Masa</i>	[kg]
t	<i>Tiempo</i>	[s]
w	<i>Frecuencia de giro</i>	[rad/s]
f	<i>Frecuencia de vibración</i>	[Hz]
w_n	<i>Frecuencia natural</i>	[rad/s]
F_o	<i>Fuerza externa</i>	[N]
$Z(w)$	<i>Matriz de rigidez</i>	[N/m]
$m_{desbalanceada}$	<i>Masa desbalanceada</i>	[kg]
$e_{desbalanceada}$	<i>Distancia de desbalance</i>	[m]

INTRODUCCIÓN

La necesidad por comprender las vibraciones mecánicas se remonta al desarrollo de los primeros mecanismos, cuando las personas utilizaban la yema de los dedos para percibir de alguna manera las vibraciones. Hoy, a medida que el desarrollo tecnológico requiere maneras de apreciar las vibraciones sobre todo en las máquinas, las vibraciones se sitúan como parte fundamental en el mantenimiento predictivo, el cual está basado fundamentalmente en detectar una falla antes de que suceda. El mantenimiento predictivo usa varias disciplinas, la más importante de estas es el análisis periódico de vibraciones (Penkova, 2007). El análisis de vibraciones permite al usuario medir los parámetros velocidad y aceleración en una determinada parte del objeto a analizar, con el objetivo de comparar las mediciones y gráficos obtenidos con rangos permisibles de vibraciones y espectros de falla ya reconocidos para cada tipo de equipo (Estupiñán & Saavedra, 2003), sin embargo, este comparativo no es suficiente para comprender las vibraciones en su totalidad.

Las vibraciones mecánicas que no son atendidas a tiempo se manifiestan como fallas en los equipos, algunas de estas pueden ser: desbalanceo, daño mecánico en rodamientos, desalineación, soltura estructural, holgura rotativa, resonancia y cavitación (Jimenez, 2011), donde un 40% de los incidentes de falla se deben a desbalanceo y un 10% debido a resonancias (Kulichevsky, R.; Sacchi, M.; Martín Ghiselli, 2007). Desde el punto de vista de mantenimiento, las vibraciones mecánicas fuera de rango permisible representan una amenaza importante para la producción ya que, pueden ser causante de una parada de planta (Penkova, 2007).

Los principales afectados son las empresas que utilizan máquinas que operan a cargas desbalanceadas muy fuertes, máquinas que utilizan las vibraciones como principio de funcionamiento y máquinas que poseen especificaciones de potencia y carga muy puntuales en su operación; algunos de los rubros donde se cumplen las condiciones mencionadas son la producción de cemento y la minería, es en este último donde se puede observar fuertemente la presencia de las vibraciones mecánicas, ya que en su operación se emplean diversos equipos cuyo funcionamiento es inherente a las condiciones mencionadas anteriormente, algunas de estas son chancadoras, molinos, zarandas y fajas transportadoras.

Habiendo reconocido la importancia de las vibraciones, resulta indispensable contar con las estrategias de mantenimiento más apropiadas y sobre todo con personal capacitado, tanto en el uso de las técnicas de análisis y diagnóstico de fallas implementadas como también con conocimiento suficiente sobre las características de diseño y funcionamiento de las máquinas (Estrada, 2012). Se observa que el problema de fondo reside en brindar al profesional, una correcta formación en conceptos de vibraciones mecánicas, donde los problemas de los libros textos son útiles, pero aun así un estudiante tiene dificultad en visualizar cual es significado físico de un problema. Si un estudiante esta provisto con medios para experimentar y aplicar la teoría al mundo real, esto sólo puede conducir a mejorar la visualización y entendimiento de los conceptos teóricos (Ganatos & Liaw, 1995).

Se plantea como solución para el problema descrito, el diseño de un módulo educativo para el estudio de las vibraciones mecánicas mediante la variación de los parámetros inercia, rigidez y fuerza de excitación a través de la intercambiabilidad de piezas (masas, resortes y frecuencia de excitación), de tal manera que se brinde una explicación completa sobre los principios de las vibraciones. La solución planteada beneficia a los estudiantes de ingeniería ya que, mediante la experimentación, observarán como varían las vibraciones cuando se cambia uno o más de los parámetros: inercia, rigidez o fuerza de desbalance. Los estudiantes realizarán los montajes experimentales, extraerán los datos y los compararán con sus cálculos analíticos, luego generarán las conclusiones del por qué se presentan diferencias con los resultados obtenidos, así el estudiante tendrá un mayor entendimiento del problema, en lugar de ver un problema estático en el libro (Torres et al., 2008). El conocimiento adquirido será aplicado posteriormente en su desempeño profesional ya que, al comprender las vibraciones mecánicas, se prevé que no se cometan errores al operar maquinaria y se pueda reconocer tempranamente vibraciones anómalas que pongan en riesgo la integridad de los activos de las empresas, permitiendo mayores tiempos promedios entre fallas.

Objetivo General

Diseñar un módulo educativo para el estudio de las vibraciones mecánicas mediante la variación de los parámetros inercia, rigidez y fuerza de excitación por medio del uso de piezas intercambiables.

Objetivos Específicos

- Conocer el estado del arte en módulos de vibraciones libres y forzadas.
- Plantear una lista de exigencias para el diseño del módulo de vibraciones.
- Plasmar un cronograma de trabajo.
- Elaborar una estructura de funciones que permita identificar cada operación del diseño.
- Bosquejar conceptos que planteen la solución de la solicitud.
- Evaluar conceptos de solución planteados.
- Desarrollar proyectos preliminares que planteen la solución de la solicitud.
- Evaluar proyectos preliminares planteados.
- Elegir proyecto preliminar óptimo.
- Desarrollar la ingeniería de detalle.
- Elaborar una memoria de cálculo para el módulo de vibraciones.
- Realizar los planos de fabricación.
- Presentar los costos de diseño y fabricación.

Metodología

Se emplea la metodología de diseño basada en la recomendación VDI 2221 y 2225, con el título “Métodos para el desarrollo y diseño de sistemas técnicos y productos”, la cual plantea las siguientes fases para el desarrollo del diseño.

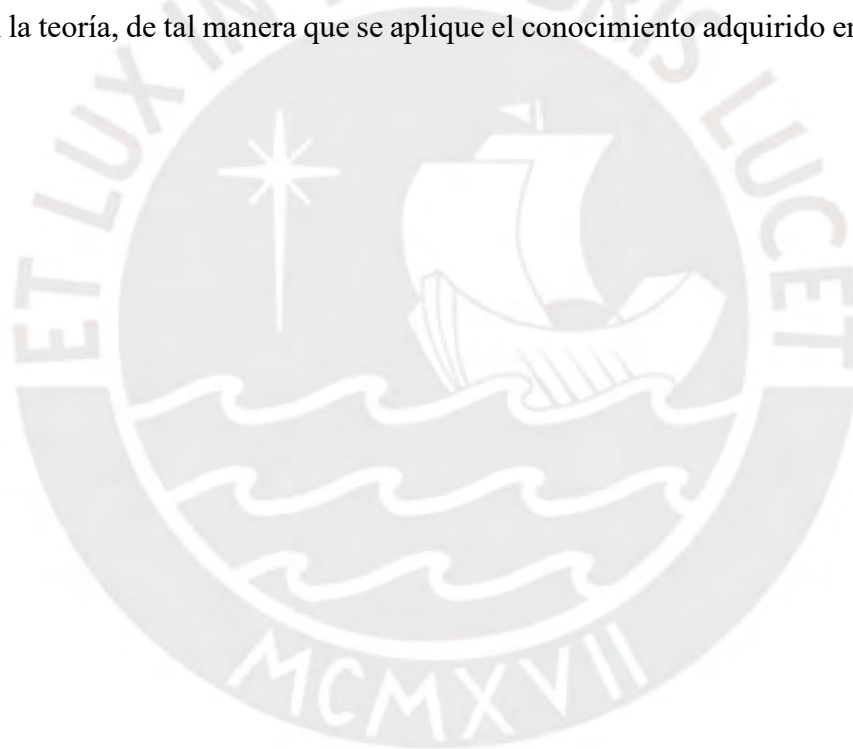
1. Comprensión de la Solicitud
2. Concepción de la Solución
3. Elaboración del Proyecto
4. Elaboración de Ingeniería de Detalles

Resultados Esperados

Se espera tener el diseño y los planos de fabricación de un módulo de laboratorio para el estudio de las vibraciones mecánicas que permita la variación de los parámetros inercia, rigidez y fuerza de excitación por medio del uso de piezas intercambiables. También, se espera encontrar las frecuencias naturales del módulo y observar su modificación al cambiar algún parámetro.

Impactos

Se aportará a la formación de estudiantes de ingeniería en la disciplina de ingeniería de vibraciones; por medio de la experimentación, lograrán afianzar los principios físicos estudiados en la teoría, de tal manera que se aplique el conocimiento adquirido en su desarrollo profesional.



CAPÍTULO 1

VIBRACIONES

1.1. Definición

Una vibración mecánica es la variación de un parámetro físico en el tiempo respecto a su posición de equilibrio (Mobley, 1999). Las vibraciones pueden agruparse en libres o forzadas, la vibración libre ocurre cuando un sistema oscila bajo la acción de fuerzas inherentes al sistema mismo, mientras que la vibración forzada se genera producto de fuerzas externas al sistema (Thomson, 1982). Por lo general, el parámetro físico de medición es la amplitud de vibración, la cual se refiere al desplazamiento relativo a la posición de equilibrio.

1.2. Parámetros

Un sistema vibratorio está definido por cuatro parámetros, los cuales se ven reflejados en cuatro elementos mecánicos, estos son los siguientes (Mobley, 1999):

1. Inercia: Es directamente proporcional a la masa del sistema; dinámicamente, indica como un cuerpo en reposo resiste la aplicación de una fuerza y viceversa. Es directamente proporcional a la energía cinética en un sistema vibratorio.
2. Rigidez: Provista comúnmente por un resorte, la rigidez describe la fuerza resultante de un cuerpo al sufrir deformación. Aporta la energía potencial del sistema.
3. Disipador de Energía: Se refiere a la disminución de velocidad a través de la resistencia al movimiento, por lo general se utiliza un amortiguador, sin embargo, también puede considerarse la fricción entre las piezas.
4. Fuerza externa: Mantiene la energía en una vibración forzada.

La vibración de un sistema implica la transformación de su energía potencial (alojada en los resortes) en energía cinética (de la masa en movimiento) y esta, en energía potencial de manera alterna. Si el sistema se amortigua, una parte de su energía se disipa en cada ciclo de vibración y se le debe reemplazar por una fuerza externa para que se mantenga un estado de vibración estable (Rao, 2012).

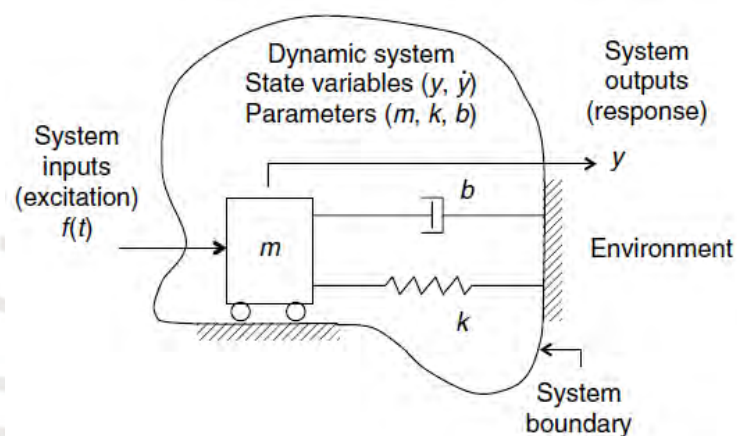


Figura 1. Representación de elementos en un sistema vibratorio.

Tomado de “*Vibration Fundamentals and Practice*”, por Silva C, 2006.

1.3. Resonancia

La resonancia es una vibración de gran amplitud causada por un estímulo periódico que tiene el mismo, o casi el mismo, período que la vibración natural del sistema, en otras palabras, una fuente de energía pequeña puede excitar a la frecuencia natural del sistema y causar un aumento sustancial en las amplitudes de vibración ocasionando grandes daños (Mobley, 1999). Un ejemplo clásico de fallo por resonancia es el del puente de Tahoma en el año 1940, donde la fuerza ocasionada por el viento y la estructura compartían el periodo, ocasionando el colapso del puente.

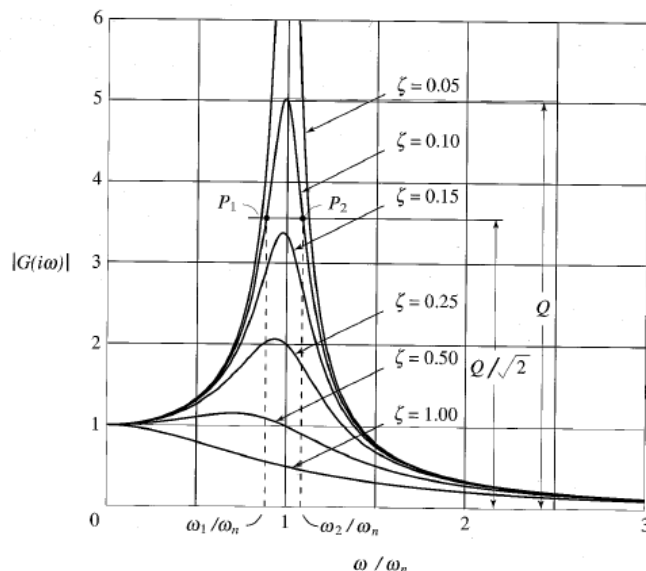


Figura 2. Cambio de la amplitud de vibración según el aumento en la frecuencia de excitación y el coeficiente de amortiguamiento.

Tomado de “*Fundamentals of Vibrations*”, por Meirovitch L, 2001.

1.4. Análisis Modal

El análisis modal es el estudio de las propiedades dinámicas de un sistema, en él, se determinan las frecuencias naturales de un sistema mecánico o estructural, es decir, las frecuencias de excitación en las cuales se maximizan las vibraciones. La cantidad de frecuencias naturales de un sistema está dada por la cantidad de grados de libertad que posea un cuerpo, es decir, la cantidad de posibles movimientos de un sistema. Por ejemplo, en la ilustración 1, se puede apreciar una masa en la que se ejerce una fuerza en la horizontal, a su vez, la masa cuenta con apoyos móviles en el suelo, por lo que es posible para ella moverse a lo largo del eje x, es por ello que se concluye que la masa cuenta con un grado de libertad y una frecuencia natural, la cual está expresada por:

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \dots (1)$$

Donde k es la rigidez del sistema y m la masa, por lo que es correcto afirmar que la frecuencia natural de un sistema sea la relación entre la rigidez y la masa. Naturalmente, los sistemas mecánicos reales no poseen un único grado de libertad (Torres et al., 2008), en consecuencia, en el presente trabajo se desarrollará en análisis modal para un sistema de dos grados de libertad, de tal manera que se asemeje a la realidad, se comentará las implicancias de trabajar con un sistema que posea dos o más grados.

1.5. Fuerza Desbalanceada

El desequilibrio es una de las causas con mayor probabilidad de que exista una vibración en maquinaria, representando un 40% de los casos (Estrada, 2012), en la ilustración 3, se puede apreciar una masa desbalanceada en un disco giratorio, el cual tendrá como resultado una fuerza desbalanceada, la cual puede ser cuantificada mediante la siguiente expresión:

$$F_o = m_{desbalanceada} * e_{desbalanceada} * w^2 \dots (2)$$

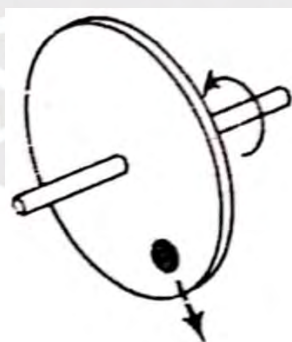


Figura 3. Desbalanceo presente en un disco giratorio.

Tomado de “Teoría de Vibraciones Aplicaciones”, por Thomson W, 1982.

CAPÍTULO 2

CONCEPCIÓN DEL DISEÑO

2.1. Comprensión de la Solicitud

2.1.1. Estado de la tecnología.

La concepción del diseño inicia con una búsqueda de bibliografía del tema a tratar, donde se investigan diseños similares acudiendo a literatura especializada, información técnica y catálogos entre otras fuentes. En la actualidad, existen diversas empresas que se dedican a la venta módulos pedagógicos cuyo objetivo es el de ilustrar el comportamiento de las vibraciones mecánicas y permitir la experimentación variando uno o más parámetros: inercia, rigidez, fuerza de excitación y disipación de energía.

La oferta de módulos varía acorde a la característica que el equipo busque estudiar, puede ser de vibraciones libres o forzadas, amortiguado o sin disipación de energía, de uno o múltiples grados de libertad entre otros aspectos; no obstante, un atributo que los módulos existentes pueden suelen compartir, es que permiten variar sus parámetros de tal manera que es posible pasar por la frecuencia de resonancia, esto con la finalidad que se ilustre explícitamente las grandes amplitudes de vibración en este régimen de trabajo. A continuación, se presentan algunos módulos educativos de vibraciones mecánicas:

Tecquimpment academia - mass spring.



Figura 4. Módulo masa resorte.

Tomado de “*Mass Spring*”, por *Tecquimpment Academia*, 2018

Tabla 1. Módulo masa resorte.

Parámetro	Componente
Inercia	La inercia es aportada en la base porta masas, lo cual permite añadir pesos a fin aumentar la inercia del sistema.
Rigidez	La rigidez está dada por el resorte de tracción que sostiene la base porta masas; su configuración admite intercambiar el resorte, variando la rigidez del sistema.
Disipación de Energía	El sistema no cuenta con un elemento de disipación de la energía.
Fuerza de Excitación	La fuerza de excitación es añadida por el operador del módulo, sosteniendo la base porta masas y desplazándolo en dirección inferior, de tal manera que se tense el resorte y se disipe la energía en forma de vibraciones al soltar la base.
Observaciones	El sistema posee dos ranuras para guiar el movimiento, de tal manera que el desplazamiento es solo vertical (un grado de libertad)
Costo	4,800.00 Dólares

Elaboración propia.

Armfield - simple vibration apparatus.



Figura 5. Módulo de sistema simple vibratorio.

Tomado de “*Simple Vibration Apparatus*”, por Armfield, 2018.

Tabla 2. Módulo de sistema simple vibratorio

Parámetro	Componente
Inercia	La inercia es aportada en la base porta masas, lo cual permite añadir pesos a fin aumentar la inercia del sistema.
Rigidez	La rigidez está dada por el resorte de tracción que sostiene la base porta masas; su configuración admite intercambiar el resorte, variando la rigidez del sistema.
Disipación de Energía	El sistema cuenta con un amortiguador para disipar la energía en la parte inferior, está constituido por un cono sumergido en un fluido, donde la viscosidad del fluido determinará la magnitud de energía disipada.
Fuerza de Excitación	La fuerza de excitación es añadida por el operador del módulo, sosteniendo la base porta masas y desplazándolo en dirección inferior, de tal manera que se tense el resorte y se disipe la energía en forma de vibraciones al soltar la base.
Observaciones	El sistema posee dos guías para restringir el movimiento, de tal manera que sea únicamente vertical (un grado de libertad). El sistema cuenta con un marcador horizontal empotrada al sistema vibratorio de un extremo y está apoyado sobre un rodillo giratorio, de tal manera que se registra las amplitudes de vibración respecto al tiempo.

Costo 12,801.60 Dólares

Elaboración propia.

Gunt - vibraciones libres y forzadas.



Figura 6. Módulo de sistema de vibraciones libres y forzadas.

Tomado de “*Vibraciones Libres y Forzadas*”, por Gunt, 2018.

Tabla 3. Módulo de vibraciones libres y forzadas.

Parámetro	Componente
Inercia	La inercia está provista por la masa del motor; su configuración permite su fijación a lo largo de la viga horizontal.
Rigidez	La rigidez es aportada por el resorte al extremo de la viga; su configuración admite desplazar el resorte horizontalmente e intercambiarlo, variando la rigidez del sistema.
Disipación de Energía	El sistema cuenta con un amortiguador desmontable, el cual disipa la energía suministrada por el motor.
Fuerza de Excitación	La fuerza de excitación es generada por el motor y un peso desbalanceado, el cual se encuentra conectado a un variador de frecuencia, por lo que es posible variar la velocidad angular de giro y, por ende, la fuerza de excitación

	El sistema permite colocar pesas adicionales a la masa del motor, por lo que aumenta la inercia.
Observaciones	El extremo de la viga está articulado, por lo que permite su giro y no adiciona fuerzas; de haber sido empotrada, tendría que considerarse la fuerza generada por la rigidez que aporta la viga al deformarse.
Costo	32,945.00 Dólares

Elaboración Propia

Edibon - equipo de vibraciones libres y forzadas.



Figura 7. Módulo de vibraciones libres y forzadas.

Tomado de “Equipo de Vibraciones Libres y Forzadas”, por Edibon, 2018.

Tabla 4. Módulo de vibraciones libres y forzadas.

Parámetro	Componente
Inercia	La inercia es aportada en la base porta masas, lo cual permite añadir pesos a fin aumentar la inercia del sistema.
Rigidez	La rigidez está dada por el resorte de tracción que sostiene la base porta masas; su configuración admite intercambiar el resorte, variando la rigidez del sistema.
Disipación de Energía	El sistema cuenta con un amortiguador para disipar la energía en la parte inferior, está constituido por un cono sumergido en un fluido, donde la viscosidad del fluido determinará la magnitud de energía disipada.

Fuerza de Excitación	La fuerza de excitación es generada por el motor y un mecanismo biela manivela, el cual transforma el giro del eje del motor en desplazamiento vertical aplicado al sistema; a su vez, se encuentra conectado a un variador de frecuencia, por lo que es posible variar la velocidad angular de giro y, por ende, la fuerza de excitación
Observaciones	El sistema posee dos guías para restringir el movimiento, de tal manera que sea únicamente vertical (un grado de libertad). El sistema cuenta con un marcador horizontal empotrada al sistema vibratorio de un extremo y está apoyado sobre un rodillo giratorio, de tal manera que se registra las amplitudes de vibración respecto al tiempo.
Costo	15,500.00 Dólares

Elaboración Propia.

Gunt - vibraciones en los cimientos de las máquinas.



Figura 8. Módulo de vibraciones en los cimientos de máquinas.

Tomado de “Vibraciones en los cimientos de las máquinas”, por Gunt, 2018.

Tabla 5. Módulo de vibraciones en los cimientos de las máquinas.

Parámetro	Componente
Inercia	La inercia es un parámetro fijo establecido por la masa de la base y la masa del bloque excitador.

Rigidez	La rigidez es aportada por los resortes que unen la mesa a la base y la base al bloque excitador, su configuración admite intercambiar los resortes, variando la rigidez del sistema.
Disipación de Energía	El sistema no cuenta con un elemento de disipación de la energía.
Fuerza de Excitación	La fuerza de excitación es provista por el bloque excitador con desbalance sobre la mesa.
Observaciones	Se trata de un módulo de vibraciones para el estudio de la transmisibilidad en sistemas mecánicos; por lo que cuenta con dos grados de libertad y masas distintas en magnitud.
Costo	110,000.00 Dólares

Elaboración Propia.

En síntesis, se puede observar que los módulos educativos existentes, ilustran la vibración mecánica de un grado de libertad de manera libre o forzada, empleando una variación de la velocidad angular para pasar por la frecuencia natural del sistema y así apreciar el cambio brusco en las amplitudes de vibración, sin embargo, son pocos los módulos que demuestran el cambio en un sistema de dos grados de libertad, es decir, sistemas con dos frecuencias naturales. Por otro lado, se determina que se pueden cambiar los parámetros de una vibración de las siguientes maneras:

- Inercia: Se puede modificar la inercia del sistema aumentando o disminuyendo su masa, empleando un portador de masas las cuales pueden ser pesas de laboratorio.
- Rigidez: Se consigue modificar la rigidez de un sistema presentando una intercambiabilidad de resortes o modificando el punto de acción de los mismos, es decir, cambiándolos de lugar.
- Fuerza de Excitación: Se modifica al variar la velocidad angular de giro en el motor por medio de un variador de frecuencia.

- Disipación de Energía: Se consigue amortiguando el sistema, sin embargo, al tratarse de amplitudes no tan altas, la velocidad es baja y por ende la incidencia de un amortiguador es limitada, podría considerarse el cambio de fluido viscoso para variar este parámetro, pero presenta solicitudes de montaje complejas.



2.1.2. Lista de exigencias.

Durante esta fase, se ordenan y completan los requerimientos e información disponible en cuanto a las condiciones que debe satisfacer el diseño.

Tabla 6. Lista de exigencias para el diseño de módulo educativo de vibraciones.

LISTA DE EXIGENCIA			
PROYECTO	DISEÑO DE UN MÓDULO EDUCATIVO PARA EL ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES		Revisión 4
			Fecha: 21/11/2020
			Revisado: J.A.M.
CLIENTE	PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERÚ		Elaborado: G.C.C.
Fecha (Cambios)	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
21/11/2020	E	<p>Función Principal: Demostrar experimentalmente el cambio de las vibraciones en un sistema mecánico al modificar los parámetros inercia, rigidez y fuerza de excitación. Se detallará mediante una tabla, las funciones particulares para cada conjunto de componentes.</p>	G.C.C.
12/04/2019	E	<p>Geometría: Dimensiones adecuadas para el área de trabajo del módulo didáctico, no superiores a 45x45x45 cm.</p>	G.C.C.
05/12/2020	E	<p>Fuerzas: En el módulo solo existirá la fuerza generadora de vibraciones y sus reacciones aplicadas sobre la base.</p>	G.C.C.
12/04/2019	E	<p>Cinemática: La velocidad será controlada para asegurar la seguridad y visibilidad de las vibraciones en la operación, no superior a 10 Hz.</p>	G.C.C.
12/04/2019	E	<p>Energía: La energía será suministrada por un motor eléctrico y un sistema de transmisión mecánico.</p>	G.C.C.

12/04/2019	E	Señales: Indicadores LED del sistema apagado y encendido para la percepción de los operarios del módulo.	G.C.C.
21/11/2020	E	Seguridad: Áreas delimitadas para evitar el atrapamiento con los componentes móviles. No desprende materia contaminante.	G.C.C.
27/11/2020	E	Ergonomía: De fácil manipulación y registro de datos. Módulo educativo con peso estimado de un máximo de 35kg para su manipulación. El módulo deberá poseer una relación masa estática – masa motriz no menor a 7.5:1.	G.C.C.
21/11/2019	D	Fabricación: El diseño será fabricado con piezas disponibles en el mercado local.	G.C.C.
21/11/2019	E	Montaje: La máquina será desmontable para poder acceder a todas las piezas, permitirá intercambiar los resortes y añadir masas.	G.C.C.
12/04/2019	D	Uso: El equipo será capaz de trabajar en cualquier ambiente de trabajo.	G.C.C.
12/04/2019	E	Mantenimiento: El cambio de las piezas internas (rodamientos) y de aceite se efectuará según las recomendaciones de la vida útil de los componentes.	G.C.C.

Elaboración Propia.

2.2. Concepción de la Solicitud

2.2.1. Abstracción caja negra.

La concepción de la solicitud inicia con la abstracción del sistema para determinar las entradas y salidas, se emplea el concepto de caja negra para facilitar la identificación.

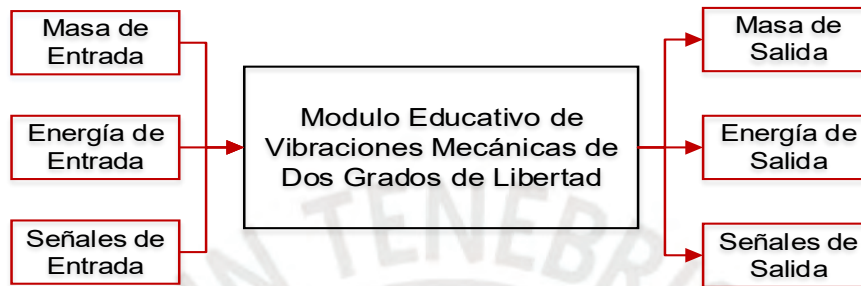


Figura 9. Abstracción mediante caja negra.

Elaboración Propia.

Entradas:

- Masa: Se añaden o retiran masas del sistema antes de encenderlo, también, pueden modificarse los resortes.
- Energía: Energía eléctrica que se transforma en energía mecánica.
- Señales: Regulación de la velocidad angular por medio de variador de frecuencia.

Salidas:

- Masa: No se presenta variación de masa en el sistema, las pesas pueden ser removidas o mantenerse en el sistema.
- Energía: Energía cinética de las masas vibratorias, energía potencial de los resortes, ruido y calor.

- Señales: Variaciones en el espectro de la vibración y comportamiento en la frecuencia natural.



2.2.2. Estructura de funciones.

Se establece la estructura de funciones del módulo educativo de vibraciones para determinar cada función parcial presente en la operación.

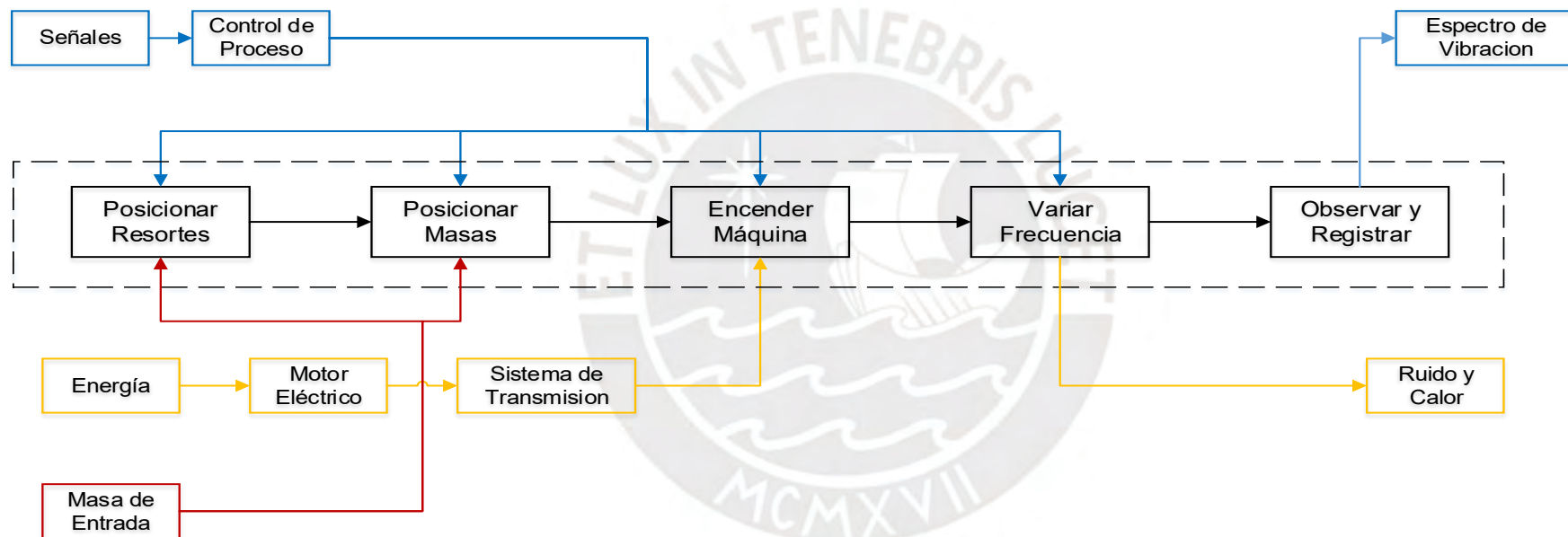











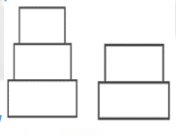

Figura 10. Estructura de funciones para el diseño de módulo educativo de vibraciones.





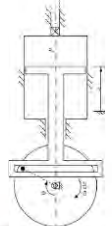
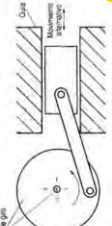
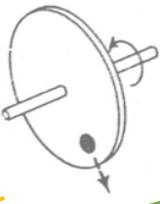
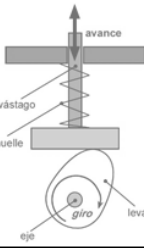



Elaboración Propia.

2.2.3. Matriz morfológica.

Se desarrolla la matriz morfológica para un módulo educativo de vibraciones, en ella, se muestra cada alternativa de solución para cada función parcial del sistema.

Tabla 7. Matriz morfológica para el diseño de módulo educativo de vibraciones.

MATRIZ MORFOLÓGICA			
DISEÑO DE UN MÓDULO EDUCATIVO PARA EL ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS MEDIANTE LA VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS INERCIA, RIGIDEZ Y FUERZA DE EXCITACIÓN			
CONCEPTO DE SOLUCIÓN 1		CONCEPTO DE SOLUCIÓN 3	
CONCEPTO DE SOLUCIÓN 2		CONCEPTO DE SOLUCIÓN 4	
FUNCIONES	SOLUCIONES		
POSICIONAR RESORTES	Manual 		
DISPOSICIÓN DE RESORTES	Individuales 	En Paralelo 	
POSICIONAR MASAS	Manual 		
DISPOSICIÓN DE MASAS	Apilado 	Distribuido 	
ENCENDER MÁQUINA	Manual 		

<p>SISTEMA DE TRANSMISIÓN</p>	<p>Sin Reducción</p> 	<p>Polea</p> 	<p>Engranajes</p> 	<p>Cadena</p> 
<p>APLICADOR DE FUERZA O DESPLAZAMIENTO</p>	<p>Yugo Escoces</p> 	<p>Biea Manivela</p> 	<p>Desbalance</p> 	<p>Leva</p> 
<p>VARIAR FRECUENCIA</p>	<p>Variador</p> 			
<p>OBSERVAR Y REGISTRAR</p>	<p>Visual - Rodillos</p> 	<p>Digital</p> 		

Elaboración Propia.

2.2.4. Conceptos de solución.

Se procede a agrupar las alternativas seleccionadas para cada función parcial en la matriz morfológica, de tal manera que se tiene como resultado el desarrollo de diversos conceptos de solución. Se guardan las siguientes consideraciones:

- Se cuenta únicamente con la fricción como elemento disipador de energía, no se está incluyendo un amortiguador ya que, al ser un módulo educativo, se requiere que las vibraciones sean visibles y se pueda apreciar los cambios entre regímenes de operación distintos.
- Se empleará un motor para generar vibraciones forzadas, esto con el objetivo de garantizar que los experimentos sean didácticos al no contar con una restricción de tiempo escaso para la visualización (vibración libre).
- Se consideran módulos de más de un grado de libertad, esto en relación a lo mencionado en el primer capítulo donde se aclara que, en la realidad, los sistemas mecánicos cuentan con más de una posibilidad de movimiento; además, se aprovecha la presencia de masas involucradas adicionales para disponer de mayor número de variables a modificar en el sistema.
- Los módulos poseen guías para restringir el movimiento, se optan por guías en lugar de ranuras ya que, al tratarse de vibraciones forzadas, se requiere un elemento macizo que soporten las vibraciones de forma continua.
- La orientación de los módulos es vertical, esto con el objetivo de disminuir al mínimo las superficies de contacto.

A continuación, se procede a describir los conceptos de solución mencionando las alternativas seleccionadas más importantes, virtudes y defectos de los mismos.

Concepto de solución 1.

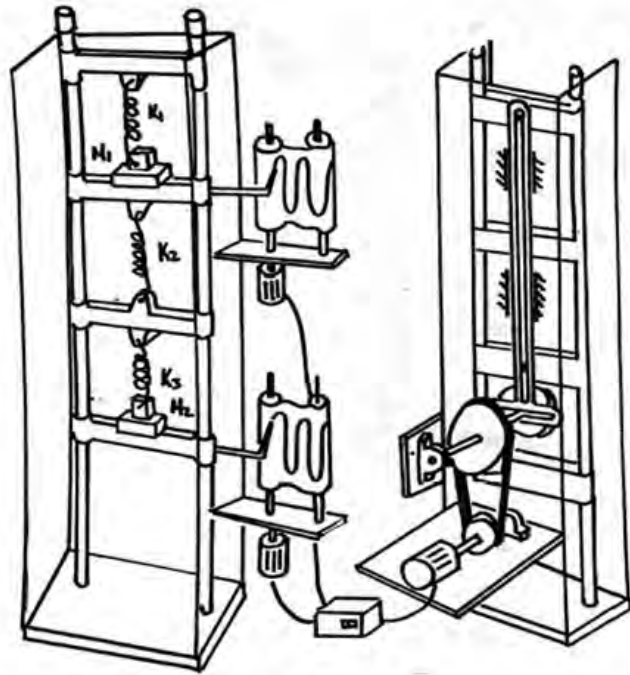


Figura 11. Concepto de solución 1: yugo escocés.

Elaboración Propia.

Tabla 8. Análisis del concepto de solución 1: yugo escocés.

Función Parcial	Descripción
Disposición de resortes	Individuales
Disposición de masas	Apiladas
Sistema de transmisión	Polea
Mecanismo aplicador de fuerza o desplazamiento	Yugo Escocés – Aplicador de desplazamiento vertical

Observar y registrar

Visual - Rodillos

- El mecanismo implica una cantidad elevada de piezas.
 - Al ser un mecanismo con piezas que se desplazan entre sí, se requiere efectuar mantenimiento periódico.
- Observaciones
- Requiere una implementación de carcasa para el mecanismo, a fin de anular el riesgo de atrapamiento en la pedagogía.
 - Requiere accesorios como chumaceras.
 - Regular dificultad en el montaje.
 - Peso elevado debido a la cantidad de accesorios.

Elaboración Propia.

Concepto de solución 2.

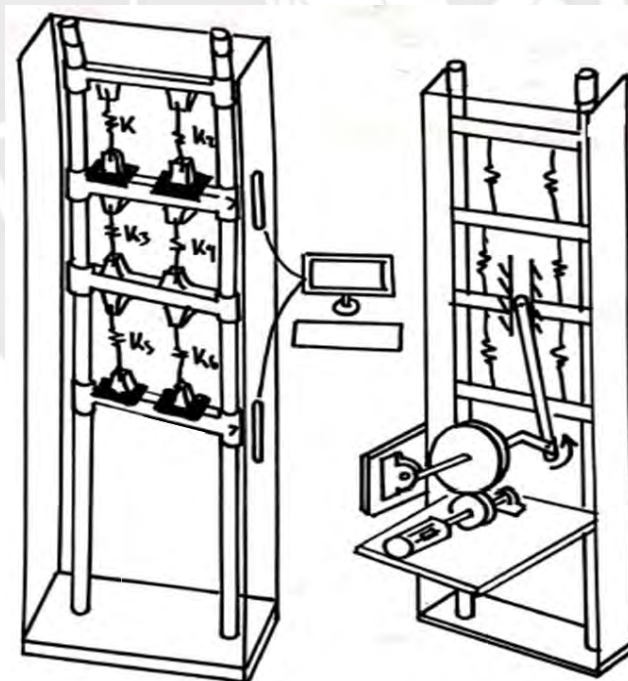


Figura 12. Concepto de solución 2: biela manivela.

Elaboración Propia.

Tabla 9. Análisis del concepto de solución 2: biela manivela.

Función Parcial	Descripción
Disposición de resortes	En Paralelo
Disposición de masas	Distribuido
Sistema de transmisión	Engranaje
Mecanismo aplicador de fuerza o desplazamiento	Biela Manivela – Aplicador de desplazamiento vertical
Observar y registrar	Digital
Observaciones	<ul style="list-style-type: none"> • Posee un principio de funcionamiento similar el yugo escoces, sin embargo, al ser su uso más extendido, posee menos dificultades en su montaje y accesorios, • El mecanismo implica una cantidad elevada de piezas. • Al ser un mecanismo con piezas que se desplazan entre sí, se requiere efectuar mantenimiento periódico. • Requiere una implementación de carcasa para el mecanismo, a fin de anular el riesgo de atrapamiento en la pedagogía. • Requiere accesorios como chumaceras. • Peso elevado debido a la cantidad de accesorios.

Elaboración Propia.

Concepto de solución 3.

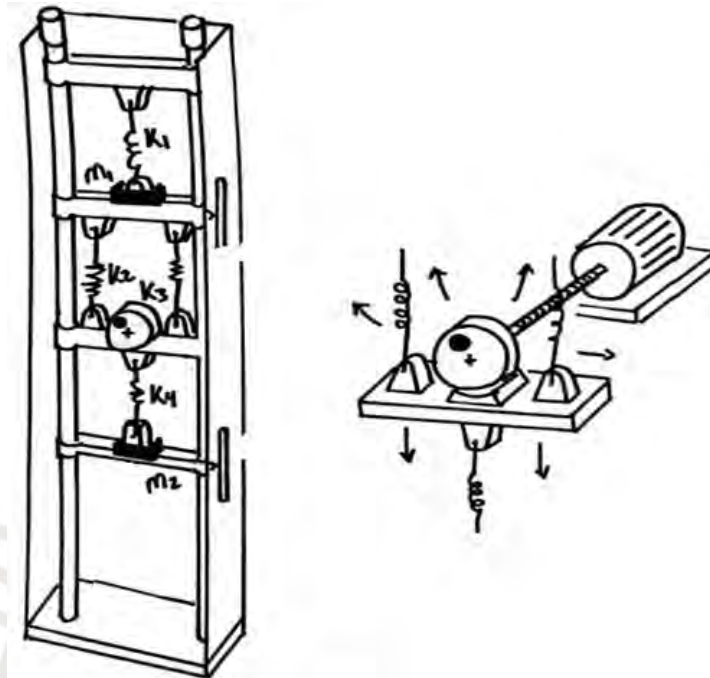


Figura 13. Concepto de solución 3: desbalance.

Elaboración Propia.

Tabla 10. Análisis del concepto de solución 3: desbalance.

Función Parcial	Descripción
Disposición de resortes	En Paralelo
Disposición de masas	Apiladas
Sistema de transmisión	Sin Reducción
Mecanismo aplicador de fuerza o desplazamiento	Desbalance – Aplicador de fuerza
Observar y registrar	Digital

Observaciones

- Se emplea una masa desbalanceada unida a un disco giratorio, el cual, gracias a la masa del desbalance, distancia desbalanceada y velocidad angular, produce una fuerza sobre uno de los bloques, es un mecanismo aplicador de fuerza bastante idóneo al propósito del módulo educativo ya que, además de generar una fuerza vertical (gracias a las guías de los bloques), ilustra como una masa desbalanceada genera vibraciones en un sistema mecánico.
- Se emplea transmisión sin reducción al motor, considerando que la velocidad de giro será controlada por el variador de frecuencia.

Elaboración Propia.

Concepto de solución 4.

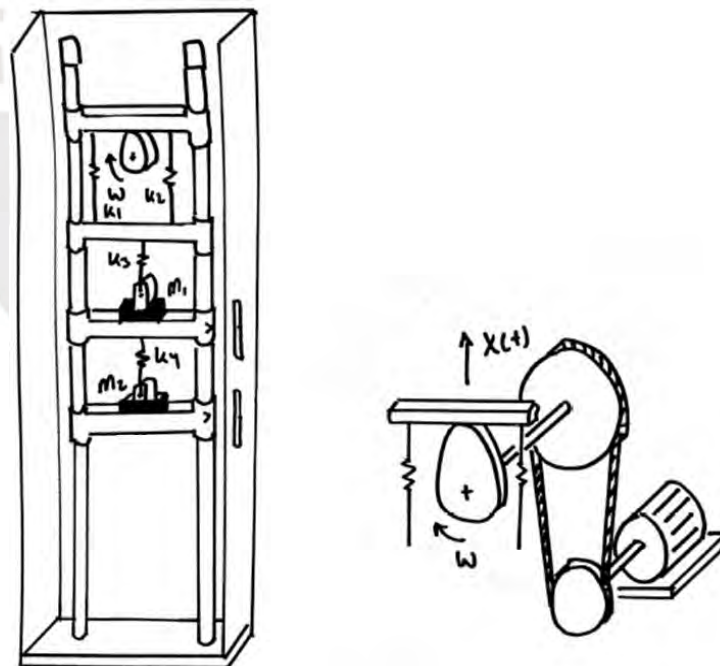


Figura 14. Concepto de solución 4: leva.

Elaboración Propia.

Tabla 11. Análisis del concepto de solución 4: leva.

Función Parcial	Descripción
Disposición de resortes	En Paralelo
Disposición de masas	Apiladas
Sistema de transmisión	Cadena
Mecanismo aplicador de fuerza o desplazamiento	Leva – Aplicador de desplazamiento vertical
Observar y registrar	Digital
Observaciones	<ul style="list-style-type: none"> • Al emplear una leva, se generan esfuerzos excesivos en el eje del mecanismo debido a las vibraciones. • El uso de la cadena restringe el giro en el eje, por lo que el desplazamiento ejercido sobre el módulo sería armónico. • Se tiene un mal uso de la energía debido al deslizamiento entre superficies.

Elaboración Propia.

2.2.5. Evaluación técnica económica.

Expuesto cada concepto de solución, se procede a evaluar cada uno respecto a veintiséis criterios técnicos y económicos, brindando una puntuación donde 4 representa una alta idoneidad y 1 significa no apto para la función.

Tabla 12. Evaluación técnica y económica para conceptos de soluciones.

Nro	Criterios Técnicos y Económicos	Conceptos de Solución			
		C.S. 1	C.S. 2	C.S. 3	C.S. 4
1	Función	3	3	3	3
2	Buen uso de la fuerza o energía	2	2	3	1
3	Seguridad	2	2	3	2
4	Rapidez	2	2	3	2
5	Estabilidad	2	1	3	1
6	Rigidez	2	1	3	2
7	Manipulación	1	1	2	2
8	Confiabilidad	2	2	3	2
9	Facilidad de manejo	2	2	2	2
10	Transportabilidad	2	2	3	1
11	Calidad de trabajo	3	3	3	3
12	Complejidad	2	2	3	1
13	Lista de exigencias	2	3	3	1
14	Posibilidades de automatización	3	3	3	2
15	Grado de contaminación	3	3	3	3
16	Facil reciclaje	3	3	3	1
17	Número de piezas	2	2	3	1
18	Facil adquisición de los materiales de fabricación	3	3	3	2
19	Productividad	3	3	3	3
20	Costos diversos	3	3	2	2

21	Pocos desperdicios	3	3	3	2
22	Número de operarios	3	3	3	3
23	Costo de la tecnología	3	3	3	2
24	Facilidad de montaje	2	2	3	2
25	Facil mantenimiento	2	2	3	2
26	Costos de operación	2	2	3	2
Suma		62	61	75	50

Elaboración Propia.

Se concluye que la mejor alternativa es el concepto de solución tres, el cual ilustra las vibraciones mecánicas por medio de un desbalance excéntrico con transmisión sin reducción donde se modifique la velocidad angular con un variador de frecuencia. Se emplean resortes en paralelo para obtener mayor posibilidad de rigideces en el sistema y masas apiladas verticalmente con el objetivo de no incrementar los esfuerzos adicionales producidos por las fuerzas no verticales (asimétricas).

Sin embargo, este módulo presenta un inconveniente, al usar un desbalance, no solo se produce una fuerza vertical en el sentido de las guías, sino, que produce fuerzas en todas las direcciones, por lo que se debería tener especial cuidado y tomar medidas como empernar la base de la estructura a la mesa de trabajo para evitar su volcadura.

2.3. Elaboración del Proyecto

2.3.1. Proyectos preliminares.

En esta fase, se desarrolla de manera extensa el concepto de solución ganador; se proponen distintas soluciones a los inconvenientes que se tienen y se afinan las virtudes de cada módulo.

Para los proyectos preliminares, se evaluó el tipo de eje que transmitirá el giro del motor al bloque excitador, esto considerando que, el desplazamiento vertical del bloque (debido a las vibraciones) desalineará el eje conductor del bloque excitador y el eje del motor. Frente a esta situación, se descarta el uso de un eje rígido, ya que en él se generarían altos esfuerzos ocasionados por el desalineamiento entre el motor y el bloque excitador, inclusive, la rigidez del eje no permitiría que se den grandes amplitudes de vibración, por lo que la función principal del módulo educativo no sería satisfecha.

Una segunda alternativa, sería la de emplear un acoplamiento flexible, ya que permitiría grandes amplitudes de vibración sin generar esfuerzos en el material, no obstante, un acoplamiento flexible generaría una fuerza adicional sobre el bloque excitador del módulo cuando se originen desalineamientos, y esta fuerza añadiría una rigidez adicional al módulo, correspondiente a la de una viga empotrada a un extremo que se flecta debido a una fuerza; esto alteraría la rigidez equivalente del módulo, lo cual se traduce en una fuente de error en la experimentación.

Finalmente, se optó por utilizar un conjunto telescópico cardánico doble, de tal manera que se evite la generación de fuerzas al mantenerse los dos extremos del cardan en posición horizontal y el cuerpo intermedio del cardan admita un alargamiento determinado. A continuación, se presentan dos proyectos preliminares, en los cuales se

analizará el problema descrito en el apartado anterior, donde el principio de masa desbalanceada generaría fuerzas en direcciones arbitrarias.

Proyecto preliminar 1.

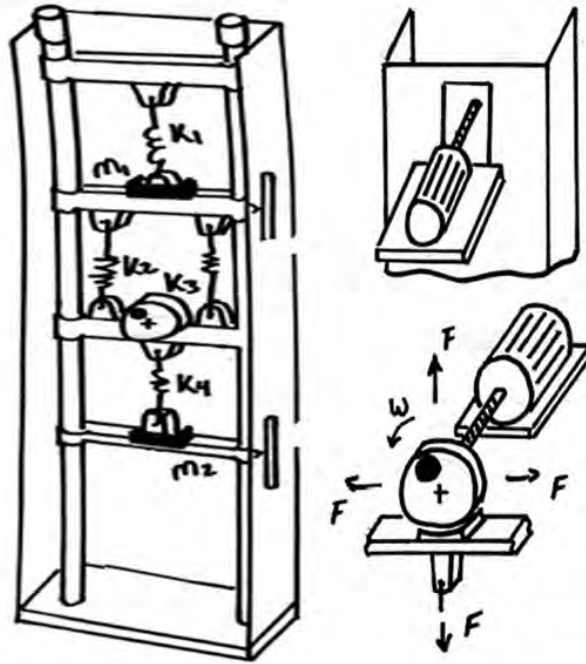


Figura 15. Proyecto preliminar 1: estructura robusta.

Elaboración Propia.

Tabla 13. Análisis del proyecto preliminar 1: estructura robusta.

Función Parcial	Descripción
Disposición de resortes	En Paralelo
Disposición de masas	Apiladas
Sistema de transmisión	Sin Reducción – Junta Cardánica Doble
Mecanismo aplicador de fuerza o desplazamiento	Desbalance – Aplicador de fuerza

Observar y registrar

Digital

Observaciones

- Se propone como solución al problema de las fuerzas parásitas, una base robusta para soportar las fuerzas horizontales, piezas con inercias elevadas para evitar deformaciones indeseables y guías de un diámetro sobredimensionado; sin embargo, este aumento de peso genera un problema adicional, y es que se trata de un módulo pedagógico, este módulo será desplazado por laboratorios, manipulado por alumnos y en ocasiones desplazado a salones, por lo que debe ser diseñado para constituir el menor peso posible.

Elaboración Propia.

Proyecto preliminar 2.

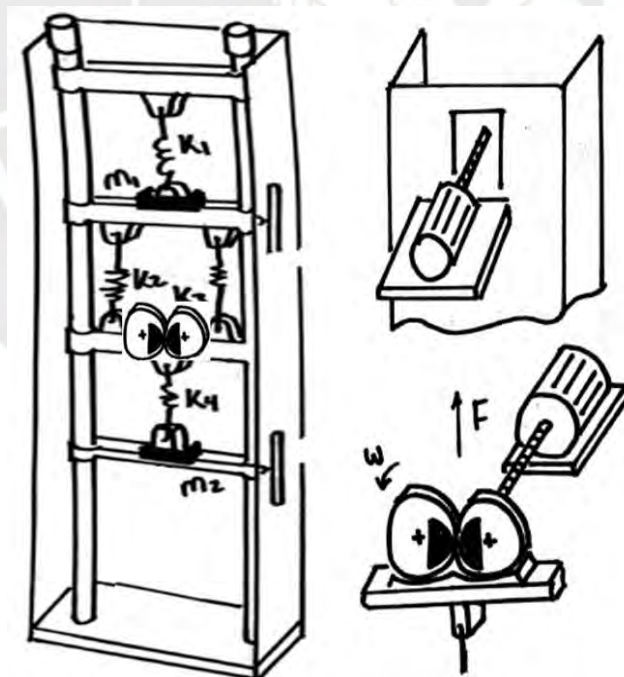


Figura 16. Proyecto preliminar 2: doble desbalance.

Elaboración Propia.

Tabla 14. Análisis del proyecto preliminar 2: doble desbalance.

Función Parcial	Descripción
Disposición de resortes	En Paralelo
Disposición de masas	Apiladas
Sistema de transmisión	Sin Reducción – Junta Cardánica Doble
Mecanismo aplicador de fuerza o desplazamiento	Doble Desbalance – Aplicador de fuerza
Observar y registrar	Digital
Observaciones	<ul style="list-style-type: none"> • Es posible solucionar el inconveniente de las fuerzas horizontales del sistema empleando dos desbalances excéntricos idénticos en posiciones simétricas ya que, al girar, las componentes horizontales generadas se anularán entre sí, de tal manera que solo se generen fuerzas verticales. • Esta solución va acorde a la exigencia planteada de un peso mínimo para la correcta manipulación de la máquina, de tal manera que se garantice poder movilizarla a los lugares de enseñanza.

Elaboración Propia.

2.3.2. Evaluación técnica ponderada.

Expuesto cada proyecto preliminar, se procede a evaluar cada uno respecto a dieciocho criterios técnicos, brindando una puntuación donde 4 representa una alta idoneidad y 1 significa no apto para la función. Por otro lado, el puntaje de cada criterio se pondera según los aspectos más importantes del desarrollo del módulo, estos criterios son:

1. Función (15%): Que se satisfagan las exigencias.
2. Buen uso de la energía (15%): Que se satisfagan las exigencias de manera eficiente.
3. Complejidad (10%): Que se satisfaga la necesidad de manera simple.
4. Número de piezas (10%): Que se satisfaga la necesidad de la manera directa.
5. Estabilidad (8%): La respuesta del sistema sobre la solicitud.
6. Rigidez (8%): La respuesta de las piezas sobre su función particular.
7. Fácil adquisición de materiales de fabricación (8%): Facilidad de encontrar componentes en el mercado

Tabla 15. Evaluación técnica ponderada por criterios.

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS		ÁREA DE DISEÑO						
VALOR TÉCNICO (Xi)								
DISEÑO DE UN MÓDULO EDUCATIVO PARA EL ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS MEDIANTE LA VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS INERCIA, RIGIDEZ Y FUERZA DE EXCITACIÓN								
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)								
g: es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación.								
Criterios de Evaluación para Diseños en fase de Proyectos								
Variantes de Proyecto			P.P. 1		P.P. 2		P. Ideal	
Nº	Criterios de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	15%	3	0.45	3	0.45	4	0.6
2	Buen uso de la fuerza o energía	15%	2	0.3	3	0.45	4	0.6
3	Seguridad	4%	2	0.08	2	0.08	4	0.16
4	Rapidez	2%	3	0.06	3	0.06	4	0.08
5	Estabilidad	8%	2	0.16	3	0.24	4	0.32
6	Rigidez	8%	3	0.24	3	0.24	4	0.32
7	Manipulación	4%	3	0.12	3	0.12	4	0.16
8	Confiabilidad	2%	3	0.06	3	0.06	4	0.08
9	Facilidad de manejo	2%	3	0.06	3	0.06	4	0.08
10	Transportabilidad	2%	3	0.06	3	0.06	4	0.08
11	Calidad de trabajo	2%	2	0.04	3	0.06	4	0.08
12	Complejidad	10%	3	0.3	3	0.3	4	0.4
13	Lista de exigencias	2%	3	0.06	3	0.06	4	0.08
14	Posibilidades de automatización	2%	3	0.06	3	0.06	4	0.08
15	Grado de contaminación	2%	3	0.06	3	0.06	4	0.08
16	Fácil reciclaje	2%	3	0.06	3	0.06	4	0.08
17	Número de piezas	10%	2	0.2	2	0.2	4	0.4
18	Facil adquisición de los materiales de fabricación	8%	3	0.24	3	0.24	4	0.32
Puntaje Máximo		100%	49	2.61	52	2.86	2.86	4
Valor Técnico (xi)			0.653		0.715		1	

Elaboración Propia.

2.3.3. Evaluación económica ponderada.

De igual manera, para el aspecto económico se procede a evaluar cada proyecto respecto a ocho criterios, brindando una puntuación donde 4 representa una alta idoneidad y 1 significa no apto para la función. Por otro lado, el puntaje de cada criterio se pondera según los aspectos más importantes del desarrollo del módulo, estos criterios son:

1. Costo de la tecnología (20%): Referido al costo de los componentes principales.
2. Costos diversos (20%): Referido al costo de los accesorios.
3. Facilidad de montaje (20%): Referido a la puesta en marcha del módulo.

Tabla 16. Evaluación económica ponderada por criterios.

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS			ÁREA DE DISEÑO					
VALOR ECONÓMICO (yi)								
DISEÑO DE UN MÓDULO EDUCATIVO PARA EL ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS MEDIANTE LA VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS INERCIA, RIGIDEZ Y FUERZA DE EXCITACIÓN								
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)								
g: es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación.								
Criterios de Evaluación para Diseños en fase de Proyectos								
Variantes de Proyecto			Proyecto Preliminar 1		Proyecto Preliminar 2		Proyecto Ideal	
Nº	Criterios de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp
1	Productividad	10%	3	0.3	3	0.3	4	0.4
2	Costos diversos	20%	2	0.4	3	0.6	4	0.8
3	Pocos desperdicios	5%	3	0.15	3	0.15	4	0.2
4	Número de operarios	5%	3	0.15	3	0.15	4	0.2
5	Costo de la tecnología	20%	3	0.6	3	0.6	4	0.8
6	Facilidad de montaje	20%	3	0.6	3	0.6	4	0.8
7	Fácil mantenimiento	15%	3	0.45	2	0.3	4	0.6

8	Costos de operación	5%	3	0.15	3	0.15	4	0.2
Puntaje Máximo		100%	23	2.8	23	2.85	32	4
Valor Económico (yi)			0.7		0.713		1	

Elaboración Propia.

2.3.4. Diagrama de evaluación.

Se presenta el gráfico Valor Técnico Xi vs Valor Económico Yi y se divide en una recta de 45°, donde el punto azul corresponde al Proyecto Preliminar 1 y el punto rojo corresponde al Proyecto Preliminar 2; dada la proximidad del PP2 a la recta de 45° (balance técnico-económico), se elige como proyecto definitivo a la segunda alternativa.

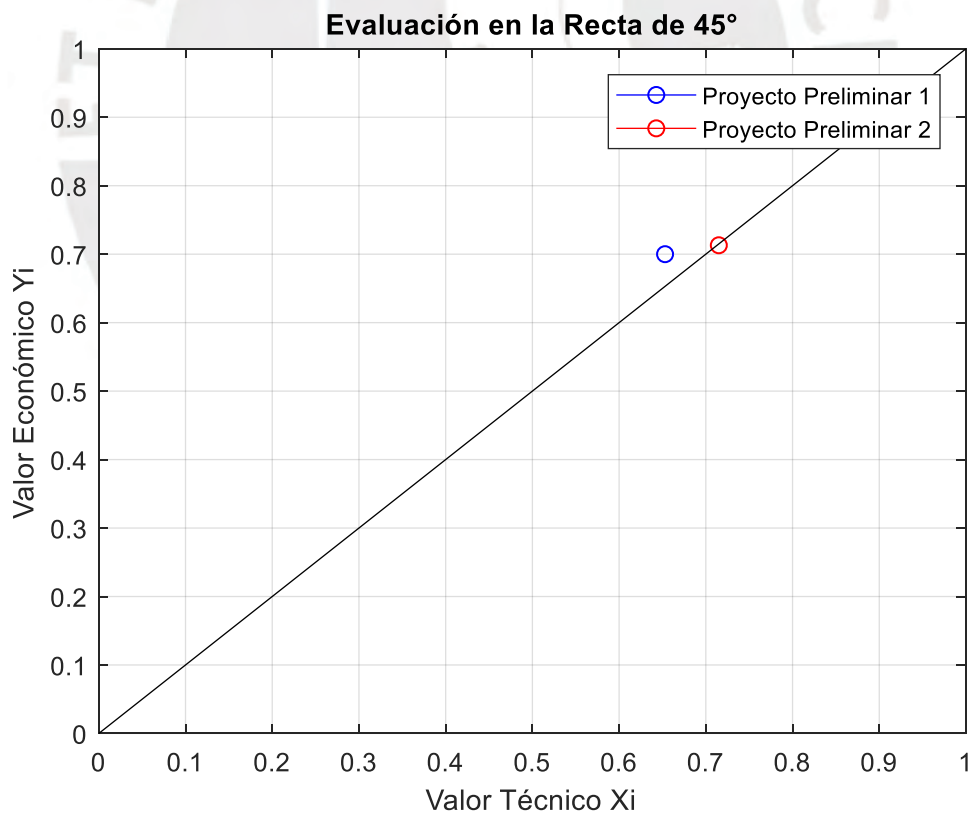
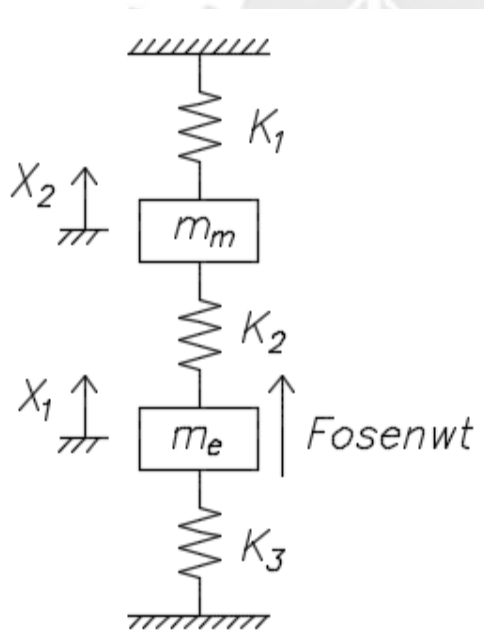


Figura 17. Evaluación de balance técnico-económico.

Elaboración Propia.

2.3.5. Memoria de cálculo preliminar.

Se plantea el siguiente esquema para el módulo de vibraciones mecánicas forzadas verticalmente de dos grados de libertad con masas y resortes intercambiables. Se realiza el cálculo de amplitudes y el análisis modal para determinar las amplitudes de vibración para las frecuencias naturales del sistema en función a la rigidez e inercia variable. Por fines prácticos, se desprecia la presencia de amortiguación por la fricción entre componentes. En el ANEXO A.3, se puede observar el detalle del código utilizado en el software MATLAB.



- K_1 : Rigidez del resorte superior.
- K_2 : Rigidez del resorte intermedio.
- K_3 : Rigidez del resorte inferior.
- M_m : Masa del bloque porta masas.
- M_e : Masa del bloque excitador.

Figura 18. Esquema técnico de dos grados de libertad.

Elaboración Propia.

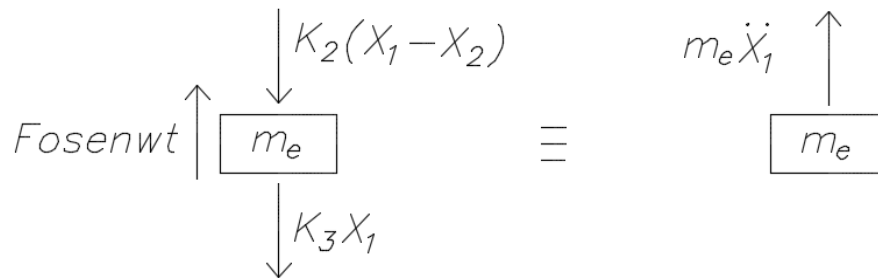
DCL bloque excitador.

Figura 19. Diagrama del cuerpo libre del bloque excitador.

Elaboración Propia.

Planteando la segunda ley de newton:

$$F_0 \text{sen} wt - K_3 x_1 - K_2(x_1 - x_2) = m_e \ddot{x}_1$$

$$m_e \ddot{x}_1 + (K_3 + K_2)x_1 - K_2 x_2 = F_0 \text{sen} wt \dots (1)$$

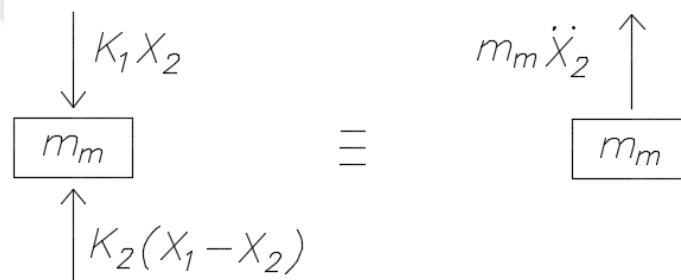
DCL bloque porta masas.

Figura 20. Diagrama del cuerpo libre del bloque porta masas.

Elaboración Propia.

Planteando la segunda ley de newton:

$$K_2(x_1 - x_2) - K_1x_2 = m_m\ddot{x}_2$$

$$m_m\ddot{x}_2 + (K_1 + K_2)x_2 - K_2x_1 = 0 \dots (2)$$

Agrupando (1) y (2) matricialmente:

$$\begin{Bmatrix} m_e & 0 \\ 0 & m_m \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} (K_3 + K_2) & -K_2 \\ -K_2 & (K_1 + K_2) \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Fo \\ 0 \end{Bmatrix} \text{sen}wt \dots (3)$$

Donde la fuerza desbalanceada es:

$$Fo = m_{desbalanceada} * e_{desbalanceada} * w^2 \dots (4)$$

Por otro lado, asumiendo:

$$x_1 = X_1\text{sen}wt \quad y \quad x_2 = X_2\text{sen}wt$$

Entonces:

$$\ddot{x}_1 = -w^2X_1\text{sen}wt \quad y \quad \ddot{x}_2 = -w^2X_2\text{sen}wt$$

Reemplazando en (3):

$$\begin{Bmatrix} (K_3 + K_2) - w^2m_e & -K_2 \\ -K_2 & (K_1 + K_2) - w^2m_m \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Fo \\ 0 \end{Bmatrix}$$

De forma más simple:

$$\{Z(w)\} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Fo \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Las amplitudes estarían dadas por:

$$\begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Fo \\ 0 \end{Bmatrix} \{Z(w)\}^{-1} = \frac{\text{adj}\{Z(w)\} \begin{Bmatrix} Fo \\ 0 \end{Bmatrix}}{|Z(w)|}$$

Donde

$$\text{adj}\{Z(w)\} = \begin{Bmatrix} (K_1 + K_2) - w^2 m_m & K_2 \\ K_2 & (K_3 + K_2) - w^2 m_e \end{Bmatrix}$$

Y,

$$|Z(w)| = ((K_3 + K_2) - w^2 m_e)((K_1 + K_2) - w^2 m_m) - K_2^2 \dots (5)$$

Considerando:

$$a = K_3 + K_2 \quad y \quad b = K_1 + K_2$$

Reemplazando en (5):

$$|Z(w)| = (a - w^2 m_e)(b - w^2 m_m) - K_2^2$$

$$|Z(w)| = w^4 m_e m_m - w^2 (a m_m + b m_e) + ab - K_2^2$$

$$|Z(w)| = w^4 m_e m_m - w^2 (a m_m + b m_e) + K_1 K_3 + K_2 K_3 + K_2 K_1$$

De igual manera,

$$c = K_1 K_3 + K_2 K_3 + K_2 K_1$$

$$|Z(w)| = w^4 m_e m_m - w^2 (a m_m + b m_e) + c$$

Entonces:

$$\begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \frac{\begin{Bmatrix} b - w^2 m_m & K_2 \\ K_2 & a - w^2 m_e \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} Fo \\ 0 \end{Bmatrix}}{w^4 m_e m_m - w^2 (a m_m + b m_e) + c}$$

Las Amplitudes serán:

$$X_1 = \frac{(b - w^2 m_m) Fo}{w^4 m_e m_m - w^2 (a m_m + b m_e) + c} \dots (6)$$

$$X_2 = \frac{K_2 Fo}{w^4 m_e m_m - w^2 (a m_m + b m_e) + c} \dots (7)$$

Las Frecuencias Naturales estarían dadas por:

$$|Z(w)| = w^4 m_e m_m - w^2 (a m_m + b m_e) + c = 0$$

Sea:

$$w^2 = \lambda$$

$$\lambda^2 m_e m_m - \lambda (a m_m + b m_e) + c = 0$$

Entonces, las Frecuencias Naturales serán:

$$\omega_1 = \frac{(a m_m + b m_e) - \sqrt{(a m_m + b m_e)^2 - 4 m_e m_m c}}{2 m_e m_m} \dots (8)$$

$$\omega_2 = \frac{(a m_m + b m_e) + \sqrt{(a m_m + b m_e)^2 - 4 m_e m_m c}}{2 m_e m_m} \dots (9)$$

Consideraciones de diseño.

Se requiere diseñar un módulo educativo de vibraciones mecánicas, donde se pueda pasar por la frecuencia natural; es importante que la ilustración de las vibraciones sea visible para los alumnos, por ello, se plantea trabajar en rangos de baja frecuencia, es decir, menor a 10 Hz. A continuación, se presenta un cálculo tentativo del módulo, señalando las consideraciones que se consideran pertinentes.

Se asume:

- $K_1 = K_2 = K_3 = 1 \frac{kN}{m}$ Facilidad de encontrar resortes en el mercado.
- $m_m = m_e = 3kg$ Simpleza de primer cálculo.
- $m_{desbalanceada} = 0.3kg$ Se asume una basa desbalanceada.
- $e_{desbalanceada} = 0.013m$ Se asume una distancia desbalanceada

Aplicando los datos asumidos en (8) y (9):

$$\omega_{1/2} = \frac{(2000 * 3 + 2000 * 3) \pm \sqrt{(2000 * 3 + 2000 * 3)^2 - 4 * 3 * 3 * 3 * 10^6}}{2 * 3 * 3}$$

La Frecuencia Natural 1 será: $\omega_1 = 18.26 \text{ rad/s}$, $f_1 = 2.9058 \text{ Hz}$

La Frecuencia Natural 2 será: $\omega_2 = 31.62 \text{ rad/s}$ $f_2 = 5.0329 \text{ Hz}$

Aplicando los datos asumidos y las frecuencias naturales calculadas en (4):

$$F_o = 0.3 * 0.013 * \omega_{1/2}^2$$

La Fuerza Excitadora aplicada en la Frecuencia Natural 1 será: $F_o = 1.3 \text{ N}$

La Fuerza Excitadora aplicada en la Frecuencia Natural 2 será: $F_o = 3.9 \text{ N}$

Aplicando los datos asumidos en (6) y (7):

$$X_1 = \frac{(2000 - w^2 * 3) * 0.3 * 0.013 * w^2}{w^4 * 3 * 3 - w^2(2000 * 3 + 2000 * 3) + 3 * 10^6}$$

$$X_2 = \frac{1000 * 0.3 * 0.013 * w^2}{w^4 * 3 * 3 - w^2(2000 * 3 + 2000 * 3) + 3 * 10^6}$$

Las amplitudes del bloque excitador y el bloque porta masas tendrán la forma:

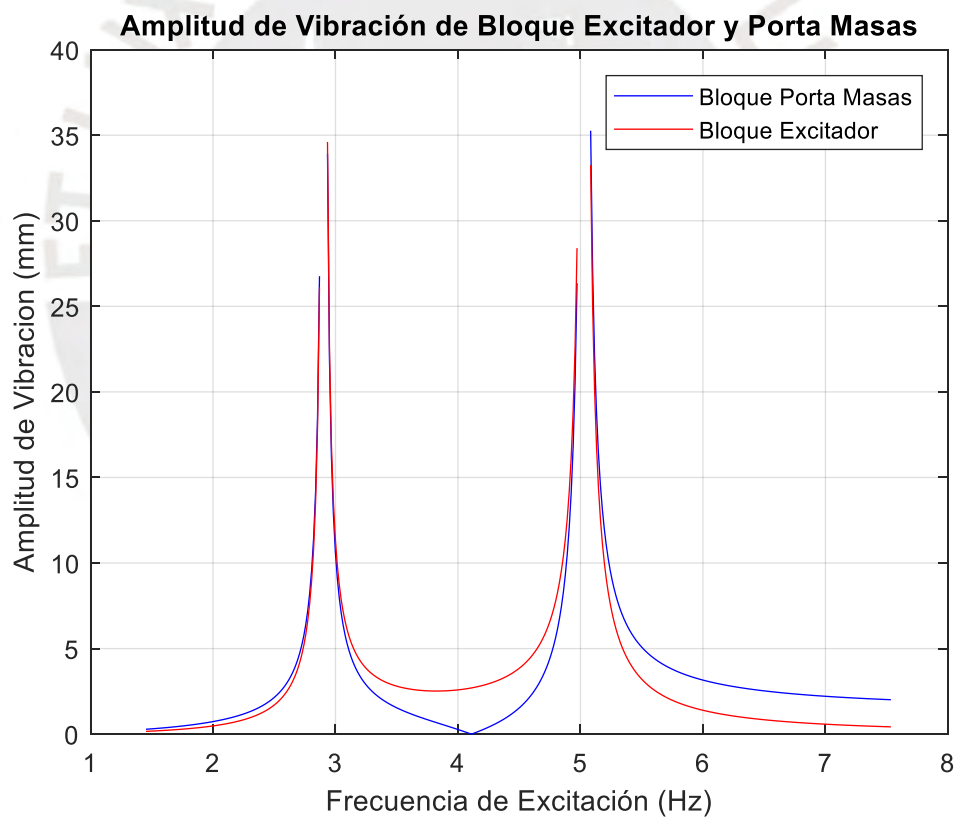


Figura 21. Amplitud de vibraciones vs frecuencia de excitación.

Elaboración Propia.

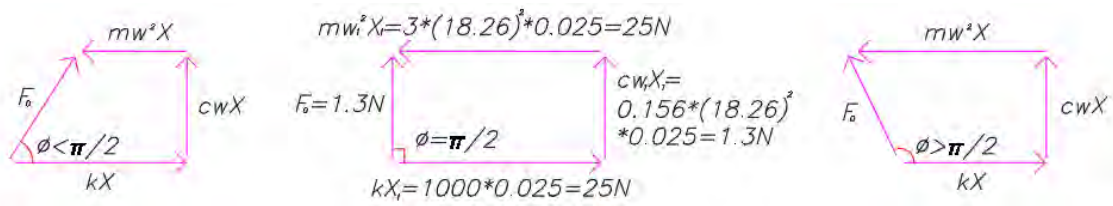


Figura 22. Diagrama fasorial de la primera frecuencia natural del sistema.

Elaboración Propia.

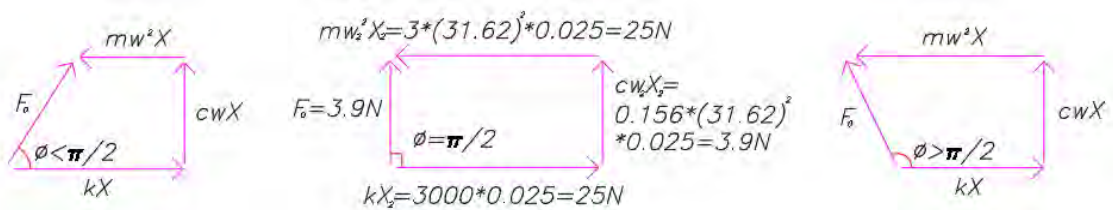


Figura 23. Diagrama fasorial de la segunda frecuencia natural del sistema.

Elaboración Propia.

En las ilustraciones 22 y 23 se puede apreciar el cambio de fase para la primera y segunda frecuencia natural del sistema respectivamente. Una vez determinadas las frecuencias naturales del sistema, las masas y rigideces tentativas, se procede a realizar el plano de ensamble de la máquina, donde las dimensiones finales determinarán el peso de las piezas y se necesitará un cálculo reiterativo de frecuencias para la ingeniería de detalle.

2.3.6. Plano de ensamble.

En el ANEXO A.1 se puede apreciar el plano de ensamble del módulo educativo para el estudio de las vibraciones mecánicas mediante la variación de los parámetros inercia, rigidez y fuerza de excitación; en él, se presenta la vista frontal, de planta, de perfil, isométrico dos cortes de sección y dos detalles que permiten una mejor visualización del elemento excitatriz del sistema.

Vista Frontal: Ilustra los componentes principales del módulo: los bloques superior e inferior, que serán denominados bloque porta masas y el excitador respectivamente, dos guías de acero inoxidable para restringir el desplazamiento del sistema en la dirección vertical y los resortes intercambiables ubicados a los extremos para facilitar su manipulación, al extremo superior e inferior de las guías se puede ver el tope y la base respectivamente, restringiendo la amplitud de las vibraciones de cada bloque.

Vista de Planta: Se puede apreciar el motor eléctrico y el variador de frecuencia responsable de controlar la variación en la frecuencia de excitación en el sistema vibratorio; también, la junta telescópica cardánica que funciona como elemento de transmisión del eje del motor al excitador el sistema.

Vista Perfil: Muestra el perfil del módulo y la base, ambas compuestas por una plancha doblada con la finalidad de otorgar rigidez a las piezas del sistema, también, se observa la ménsula del motor, colocada para otorgar la altura suficiente para alinearse con el excitador.

Sección A y B: Detallan el funcionamiento del excitador, se trata de dos engranajes de dientes rectos, cada uno con un desbalance excéntrico acoplados mediante un prisionero, ambos engranajes unidos al eje mediante una chaveta.



2.3.7. Lista de materiales.

Se presenta el listado de materiales para el módulo educativo para el estudio de vibraciones.

Tabla 17. Listado de materiales del módulo educativo para el estudio de vibraciones.

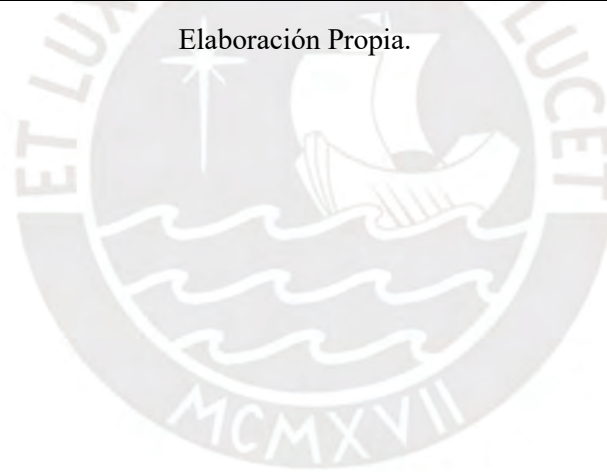
Pos	Cant	Suministro	Descripción	Norma	Material	Observaciones	Materiales
1	2	Diseño	Base De Módulo		A36	Galvanizado	Plancha PGLAC A36 1/4"
2	1	Diseño	Soporte Inferior		A36, A513	Galvanizado	Plancha PGLAC A36 1/4" Tubo LAF ASTM A513 Redondo Ø7/8" Espesor 1mm
3	1	Diseño	Soporte De Bloque Excitador		A36, A513	Galvanizado	Plancha PGLAC A36 1/4" Tubo LAF ASTM A513 Redondo Ø7/8" Espesor 1mm
4	1	Diseño	Soporte De Pesas		A36, A513	Galvanizado	Plancha PGLAC A36 1/4" Tubo LAF ASTM A513 Redondo Ø7/8" Espesor 1mm
5	1	Diseño	Soporte Superior		A36, A513	Galvanizado	Plancha PGLAC A36 1/4" Tubo LAF ASTM A513 Redondo Ø7/8" Espesor 1mm
6	2	Diseño	Base De Motor		A36	Galvanizado	Plancha PGLAC A36 1/4"
7	1	Diseño	Soporte De Motor		A36	Galvanizado	Plancha PGLAC A36 1/4"
8	2	Diseño	Guia Ø20mm		AISI SAE 431	Pulido y Cromado	Barra Redonda Pulida Inox 431 Ø20mm

9	4	Adquisición	Rodamiento Lineal De Bola Ø20mm			SKF LVCR 20-2LS	
10	24	Diseño	Resorte		AISI SAE 9260	Recocido	Alambre SAE 9260
11	1	Diseño	Base De Excitador		A36	Galvanizado	Plancha PGLAC A36 1/4"
12	4	Adquisición	Rodamiento Rígido De Bolas Ø7mm			SKF E2.607-2RSH	
13	1	Adquisición	Conjunto Telescópico Ø10mm			TRASMIL 01.020.320	
14	1	Diseño	Junta Eje Motor - Cardan		AISI SAE 1045	Bonificado	Barra Redonda Lisa AISI SAE 1045 Ø1 1/4"
15	1	Adquisición	Motor Trifásico 1/2 Hp 1640 RPM			DELCROSA SH7171-4B	
16	1	Adquisición	Variador De Frecuencia 1/2 HP 220V			YASKAWA J1000	
17	2	Diseño	Engranaje Cilíndrico Recto M=2 Z=17		AISI SAE 4820	Carbunizado	Barra Redonda Lisa AISI SAE 4820 Ø38mm
18	2	Diseño	Desbalance		AISI SAE 1045	Galvanizado	Barra Redonda Lisa AISI SAE 1045 Ø1 1/4"
19	2	Diseño	Chaveta Eje - Engranaje		AISI SAE 4140	Bonificado	Barra Redonda Lisa AISI SAE 4140 Ø15mm
20	1	Diseño	Eje Conductor Ø10mm		AISI SAE 4140	Bonificado	Barra Redonda Lisa AISI SAE 4140 Ø15mm
21	1	Diseño	Eje Conducido Ø10mm		AISI SAE 4140	Bonificado	Barra Redonda Lisa AISI SAE 4140 Ø15mm

22	2	Adquisición	Prisionero M3 20mm	DIN 913	7	Zincado	
23	4	Adquisición	Tornillo Hexagonal M5 20mm	DIN 933	8.8	Zincado	
24	8	Adquisición	Arandela Plana M5	DIN 125	6	Zincado	
25	4	Adquisición	Tuerca Hexagonal M5	DIN 934	4.8	Zincado	
26	65	Adquisición	Arandela Plana M6	DIN 125	6	Zincado	
27	33	Adquisición	Tuerca Hexagonal M6	DIN 934	4.8	Zincado	
28	32	Adquisición	Tornillo Hexagonal M6 25mm	DIN 933	8.8	Zincado	
29	4	Adquisición	Arandela Plana M12	DIN 125	6	Zincado	
30	4	Adquisición	Tuerca Hexagonal M12	DIN 934	4.8	Zincado	
31	3	Adquisición	Pesa De Laboratorio			Armfield	
32	1	Diseño	Varilla Porta Pesas		AISI SAE 1045	Galvanizado	Barra Redonda Lisa AISI SAE 1045 Ø1 1/4"
33	12	Adquisición	Tornillo Avellanado M3	DIN 965	4.8	Zincado	
34	12	Adquisición	Abrazadera Reforzada		AB 16		
35	1	Diseño	Junta Cardan – Eje Conductor		AISI SAE 1045	Bonificado	Barra Redonda Lisa AISI SAE 1045 Ø1 1/4"
36	1	Diseño	Chaveta Eje Conductor - Cardan		AISI SAE 4140	Bonificado	Barra Redonda Lisa AISI SAE 4140 Ø15mm
37	1	Diseño	Tapa Frontal de Rodamientos		A36	Galvanizado	Plancha PGLAC A36 1/4"

38	1	Diseño	Tapa Posterior de Rodamientos		A36	Galvanizado	Plancha PGLAC A36 1/4"
39	2	Adquisición	Prisionero M2 6mm	DIN-913	7	Zincado	
40	2	Adquisición	Prisionero M3 10mm	DIN-913	7	Zincado	
41	4	Adquisición	Anillo de Retención Ø10mm	DIN-471	6	Zincado	
42	2	Adquisición	Acelerómetro De Baja Frecuencia A0120LF			Emerson	

Elaboración Propia.



2.4. Elaboración de Ingeniería de Detalle

2.4.1. Planos de despiece.

Al tratarse de un módulo educativo, se poseen bajos esfuerzos, en consecuencia, los componentes fueron diseñados y seleccionados según la óptima funcionalidad y facilidad de encontrar las piezas en el mercado. En la tabla 18 se detallan las funciones y forma de fijación para cada conjunto de componentes.

Tabla 18. Funciones de cada conjunto de componentes.

Conjunto de Componentes	Funciones y Fijación
-------------------------	----------------------

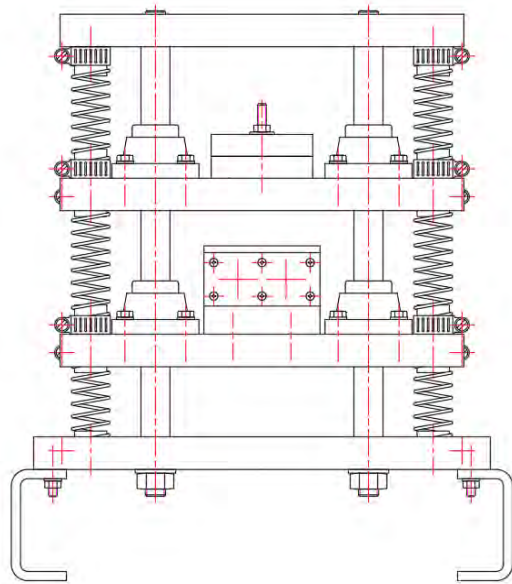


Figura 24. Vista frontal del módulo educativo.

Base y Soportes

Función: Para la base y los soportes del módulo se emplearon planchas de acero estructural A36 galvanizado, considerando un doblez para aportar rigidez a cada una de las piezas. Sobre la superficie inferior se montan las guías del módulo, hechas de un acero inoxidable ferrítico, tienen la función de restringir el desplazamiento de los bloques porta masas y excitador a solo la componente vertical. El bloque excitador tiene la función de recibir la energía cinética del motor y transformarla en vibraciones, mientras que el bloque porta masas presenta una varilla vertical roscada, esto con el objetivo de colocar pesas de laboratorio para conseguir variar la inercia del sistema fácilmente. Por último, a los extremos se encuentran los resortes, los cuales proporcionan la rigidez al sistema vibratorio; se cuenta con resortes de distintas rigideces, de tal manera que, al reemplazarlos en el módulo, se pueda experimentar variando su rigidez.

Fijación: Las guías, bases y soportes del módulo se encuentran empennadas entre sí para garantizar su fijación, mientras que los resortes se encuentran apoyados sobre tubos presentes tanto en los bloques excitador y porta masas como en los soportes inferior y superior.

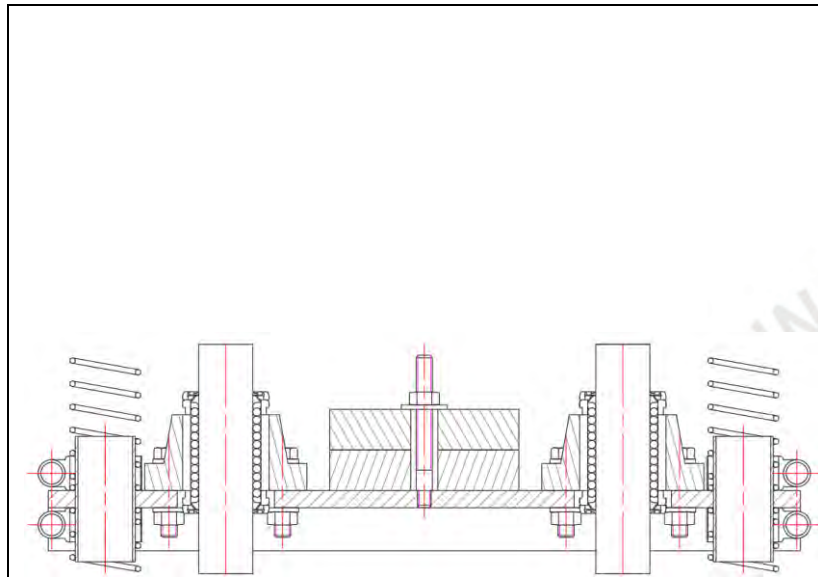


Figura 25. Vista frontal de bloque porta masas.

Bloque Porta Masas

Función: El bloque porta masas posee una varilla roscada, la cual permite colocar pesas de laboratorio a fin de modificar la inercia del sistema vibratorio. También, el bloque excitador y porta masas, cuentan con dos rodamientos lineales empernados a sus bases, de tal manera que su movimiento sea restringido por las guías. Por otro lado, ambos bloques cuentan con dos tubos pasantes aluminio, los cuales están unidos mediante un punto de soldadura y funcionan como apoyo para los resortes, los cuales se apoyarán en las paredes externas del tubo, de tal manera que se pueden remover fácilmente para variar la rigidez del módulo, adicionalmente, se colocaron abrazaderas metálicas de ajuste de tornillo alrededor de la base de los tubos, de tal forma que se asegure que los extremos de las resortes se mantengan fijos a los bloques.

Fijación: A la varilla roscada se le coloca una tuerca y arandela, al ajustarla, se puede garantizar la fijación de las pesas de laboratorio a la base independientemente de la altura a la que lleguen las pesas apiladas. Por otro lado, los rodamientos lineales se encuentran empernados a la base, los tubos pasantes de aluminio se encuentran fijos mediante un punto de soldadura y los resortes se mantienen en su posición ajustando las abrazaderas metálicas.

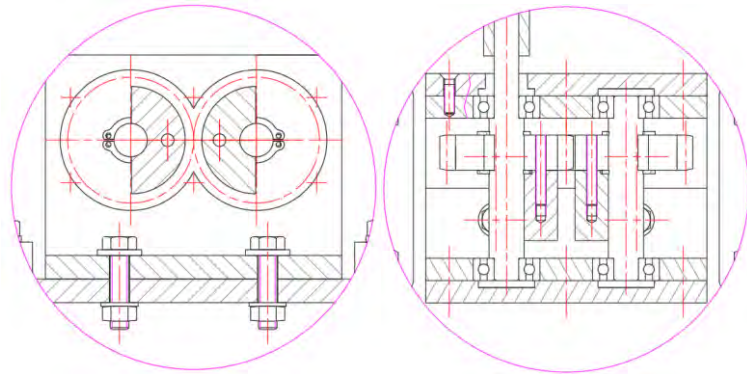


Figura 26. Detalles de bloque excitador.

Bloque Excitador

Función: El bloque excitador está constituido por dos engranajes idénticos, los cuales poseen un desbalance excéntrico y simétrico, de tal manera que, al girar, las componentes de fuerza horizontal se cancelen y solo se ejerzan fuerzas verticales; los desbalances se encuentran unidos a los engranajes por medio de un prisionero, además, los engranajes reposan sobre ejes de acero SAE 4140, transmitiendo su giro a los engranajes por medio de una chaveta. Ambos ejes, conductor y conducido, se encuentran apoyados en rodamientos rígidos de bola y, de forma externa, tapas frontal y posterior que cubren el lado exterior de los rodamientos y los extremos de los ejes.

Fijación: Los engranajes mantienen fija su posición a través de anillos de retención. Por otro lado, los ejes cuentan con una reducción de sección para colocar los rodamientos, los cuales se apoyan sobre las paredes del soporte excitador y son restringidos por las tapas frontal y posterior ya que, al poseer un resalte concéntrico al agujero de los rodamientos, impide que los rodamientos, y en consecuencia los ejes, se desplacen hacia adelante o atrás.

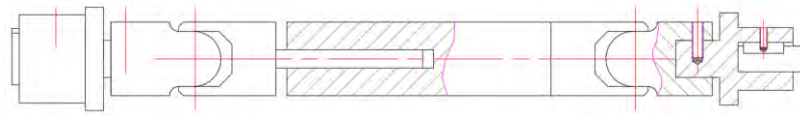


Figura 27. Vista de perfil de la transmisión.

Transmisión

Función: La junta cardánica permite la transferencia de energía cinética al módulo a través de la junta eje del motor – cardan y la junta cardan - eje conductor. La transmisión es posible ya que el cardan admite la variación de la distancia entre juntas provocada por el desplazamiento vertical del bloque excitador dadas las vibraciones generadas en el módulo.

Fijación: Las juntas se encuentran fijadas mediante un prisionero a las chavetas de los ejes, de tal manera que se garantice la fijación. Por otro lado, el cardan se acopla a las juntas mediante un eje cuadrado a ambos extremos, fijado con un prisionero y en su estado de mínima longitud cuando la distancia entre las juntas es la mejor posible, es decir, en la misma línea horizontal.

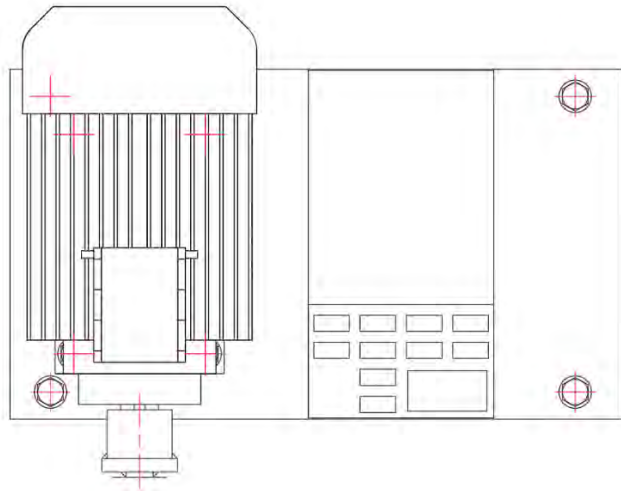


Figura 28. Vista de planta del motor y variador de frecuencia.

Motor y Variador de Frecuencia

Función: El conjunto motor eléctrico trifásico y variador de frecuencia de entrada monofásica y salida trifásica, tiene la función de proporcionar la energía cinética y controlar la velocidad angular que ingresará al módulo respectivamente, dado que, al modificar la velocidad angular, se controlará el parámetro fuerza de excitación del sistema vibratorio.

Fijación: Tanto el motor eléctrico como el variador de frecuencia se encuentran empujados al soporte del motor, distanciados de la estructura erguida por las guías a una distancia igual al de la longitud del cardan y las juntas.

Elaboración Propia.

2.4.2. Memoria de cálculo final.

Para el desarrollo del cálculo definitivo se requiere conocer el peso de cada uno de los componentes, frente a esto, se elaboró el listado de pesos para cada pieza presente en el módulo.

Tabla 19. Listado de pesos individuales en el módulo.

Pos	Cant	Descripción	Característica	Unidad	Dimensión	Unidad	Peso Unitario (Kg)	Peso Total (Kg)
1	2	Base De Módulo	50.24	kg/m2	0.056500	m2	2.83	5.68
2	1	Soporte Inferior	50.24	kg/m2	0.030560	m2	1.54	1.54
3	1	Soporte De Bloque Excitador	50.24	kg/m2	0.030200	m2	1.52	1.52
4	1	Soporte De Pesas	50.24	kg/m2	0.030200	m2	1.52	1.52
5	1	Soporte Superior	50.24	kg/m2	0.026900	m2	1.35	1.35
6	2	Base De Motor	50.24	kg/m2	0.048300	m2	2.43	4.85
7	1	Soporte De Motor	50.24	kg/m2	0.029500	m2	1.48	1.48
8	2	Guía Ø20mm	7800	kg/m3	0.000105	m3	0.82	1.63
9	4	Rodamiento Lineal De Bola Ø20mm	-	-	-	-	-	-
10	24	Resorte	-	-	-	-	-	-
11	1	Base De Excitador	50.24	kg/m2	0.012900	m2	0.65	0.65

12	4	Rodamiento Rígido De Bolas Ø7mm	-	-	-	-	-	-
13	1	Conjunto Telescópico Ø10mm	-	-	-	-	-	-
14	1	Junta Motor Eje - Cardan	7870	kg/m3	0.000002	m3	0.02	0.02
15	1	Motor Trifásico 1/2 HP 1640 RPM	5	kg/und	-	-	5	5.00
16	1	Variador De Frecuencia 1/2 HP 220V	2	kg/und	-	-	2	2.00
17	2	Engranaje Cilíndrico Recto M=2 Z=17	7850	kg/m3	0.000013	m3	0.11	0.21
18	2	Desbalance	7870	kg/m3	0.000007	m3	0.05	0.10
19	2	Chaveta Eje Engranaje	-	-	-	-	-	-
20	1	Eje Conductor	7850	kg/m3	0.000005	m3	0.04	0.04
21	1	Eje Conducido	7850	kg/m3	0.000004	m3	0.03	0.03
22	2	Prisionero M3 20mm	-	-	-	-	-	-
23	4	Tornillo Hexagonal M5	-	-	-	-	-	-
24	8	Arandela Plana M5	-	-	-	-	-	-
25	4	Tuerca Hexagonal M5	-	-	-	-	-	-
26	65	Arandela Plana M6	-	-	-	-	-	-
27	33	Tuerca Hexagonal M6	-	-	-	-	-	-
28	32	Tornillo Hexagonal M6 25mm	-	-	-	-	-	-
29	4	Arandela Plana M12	-	-	-	-	-	-

30	4	Tuerca Hexagonal M12	-	-	-	-	-	-
31	3	Pesa De Laboratorio	-	-	-	-	-	-
32	1	Varilla Porta Pesas	7870	kg/m3	0.000002	m3	0.02	0.02
33	12	Tornillo Avellanado M3	-	-	-	-	-	-
34	12	Abrazadera Reforzada	-	-	-	-	-	-
35	1	Junta Cardan – Eje Conductor	7870	kg/m3	0.000002	m3	0.02	0.02
36	1	Chaveta Eje Cardan	-	-	-	-	-	-
37	1	Tapa Frontal de Rodamientos	50.24	kg/m2	0.003	m2	0.15	0.15
38	1	Tapa Posterior de Rodamientos	50.24	kg/m2	0.003	m2	0.15	0.15
39	2	Prisionero M2 6mm	-	-	-	-	-	-
40	2	Prisionero M3 10mm	-	-	-	-	-	-
41	4	Anillo de Retención Ø10mm	-	-	-	-	-	-
42	2	Acelerómetro De Baja Frecuencia A0120LF	-	-	-	-	-	-
Peso Total:								27.9

Elaboración Propia.

Tabla 20. Listado de pesos totales y relación de masa motriz y estática.

Masa Total del Módulo (kg)	27.9
Masa Total del Bloque Excitador (kg)	2.85
Masa Total del Bloque Porta Masas (kg)	1.53
Masa Total de la Estructura (kg)	23.6
Relación Masa Motriz - Estática	8.3

Elaboración Propia.

Con esta información, se procede a reiterar el análisis modal y cálculo de amplitudes del sistema para distintos casos, con la finalidad de probar las experiencias posibles en el módulo diseñado.

Caso 1: empleando resortes iguales y sin agregar peso.

- $K_1 = K_2 = K_3 = 1 \frac{kN}{m}$
- $m_m = 1.53 \text{ kg}$, $m_e = 2.85 \text{ kg}$
- $m_{desbalanceada} = 0.2 \text{ kg}$
- $e_{desbalanceada} = 0.015m$

Aplicando en (8) y (9):

- La Frecuencia Natural 1 será: $\omega_1 = 20.92 \text{ rad/s}$, $f_1 = 3.33 \text{ Hz}$
- La Frecuencia Natural 2 será: $\omega_2 = 39.64 \text{ rad/s}$, $f_2 = 6.31 \text{ Hz}$

Aplicando las frecuencias naturales calculadas en (4):

- La Fuerza Excitadora aplicada en la Frecuencia Natural 1 será: $F_0 = 1.31 N$
- La Fuerza Excitadora aplicada en la Frecuencia Natural 2 será: $F_0 = 4.71 N$

Aplicando los datos en (6) y (7), las amplitudes del bloque excitador y bloque porta masas será:

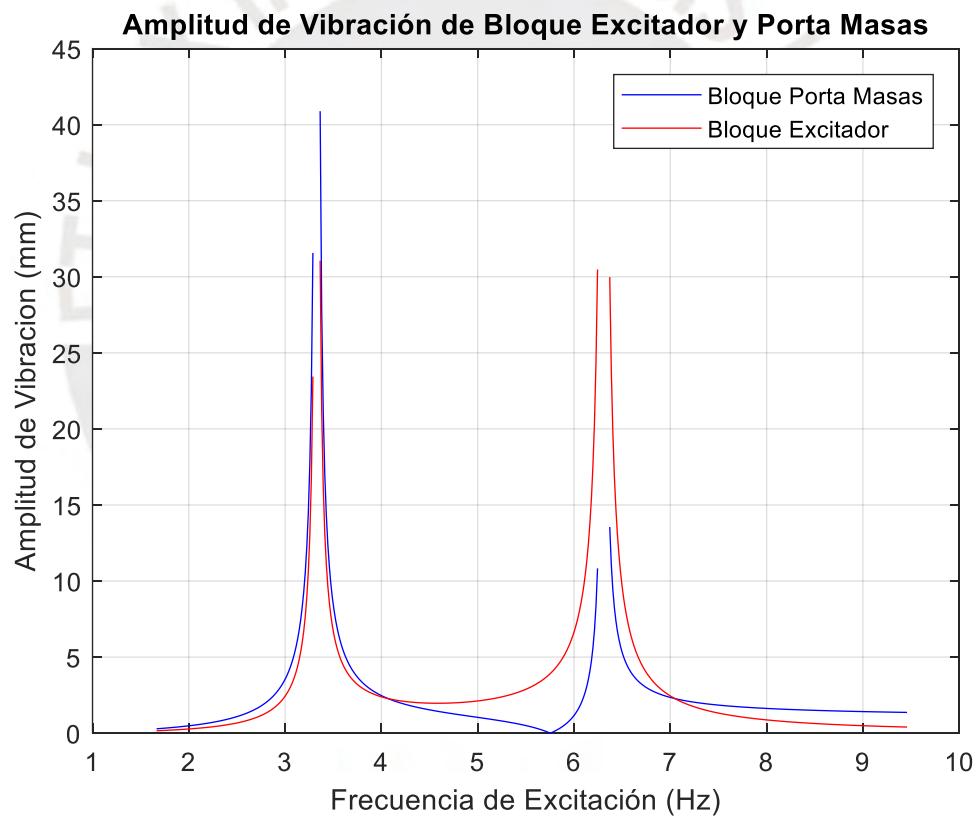


Figura 29. Amplitud de vibración empleando resortes iguales y sin agregar pesas.

Elaboración Propia.

Caso 2: empleando resortes iguales e igualando pesos.

- $K_1 = K_2 = K_3 = 1 \frac{kN}{m}$
- $m_m = m_e = 2.85 kg$
- $m_{desbalanceada} = 0.2kg$
- $e_{desbalanceada} = 0.015m$

Aplicando en (8) y (9):

- La Frecuencia Natural 1 será: $\omega_1 = 18.76 rad/s,$ $f_1 = 2.98 Hz$
- La Frecuencia Natural 2 será: $\omega_2 = 32.50 rad/s,$ $f_2 = 5.17 Hz$

Aplicando las frecuencias naturales calculadas en (4):

- La Fuerza Excitadora aplicada en la Frecuencia Natural 1 será: $F_o = 1.056 N$
- La Fuerza Excitadora aplicada en la Frecuencia Natural 2 será: $F_o = 3.169 N$

Aplicando los datos en (6) y (7), las amplitudes del bloque excitador y bloque porta masa tendrán la forma:

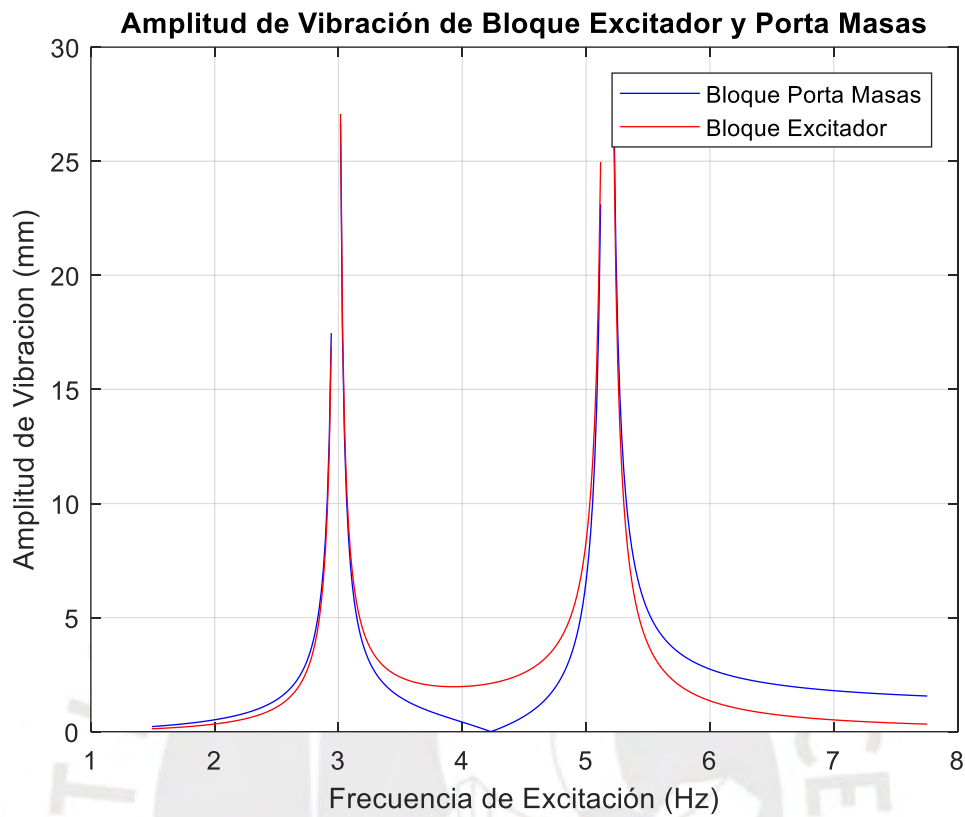


Figura 30. Amplitud de vibraciones empleando resortes iguales e igualando los pesos de los bloques.

Elaboración Propia.

Caso 3: variando resortes e igualando pesos.

- $K_1 = 1 \frac{kN}{m}$
- $K_2 = 2 \frac{kN}{m}$
- $K_3 = 3 \frac{kN}{m}$
- $m_m = m_e = 2.85 \text{ kg}$
- $m_{desbalanceada} = 0.2 \text{ kg}$
- $e_{desbalanceada} = 0.015 \text{ m}$

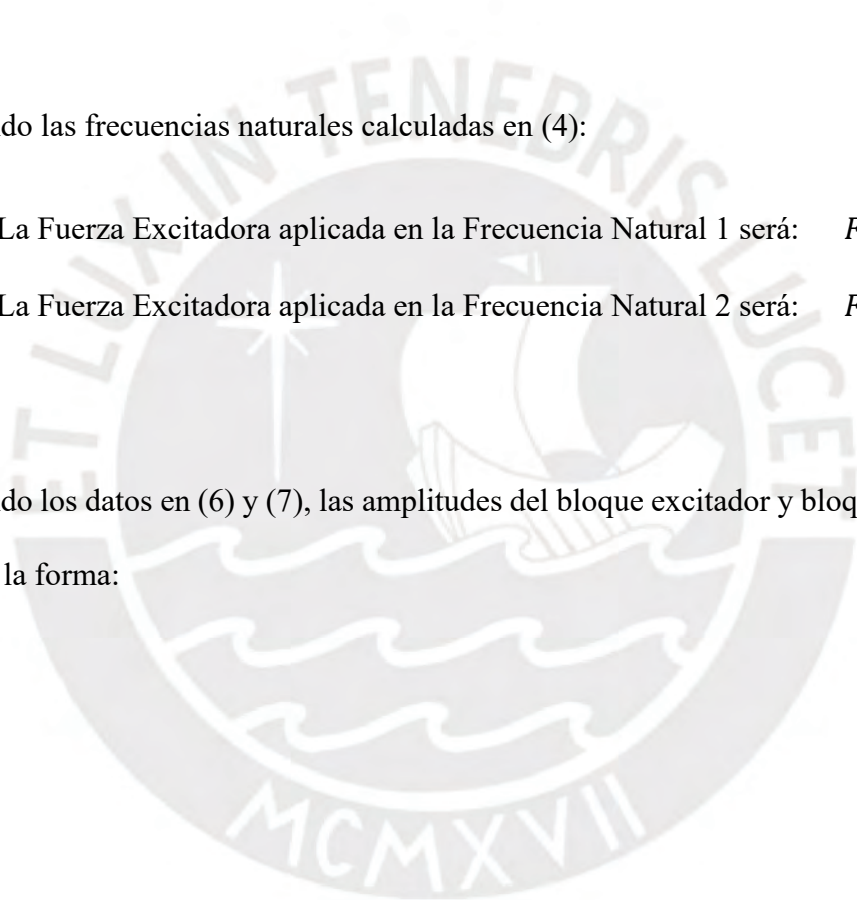
Aplicando en (8) y (9):

- La Frecuencia Natural 1 será: $\omega_1 = 24.94 \text{ rad/s}$, $f_1 = 3.97 \text{ Hz}$
- La Frecuencia Natural 2 será: $\omega_2 = 46.82 \text{ rad/s}$, $f_2 = 7.45 \text{ Hz}$

Aplicando las frecuencias naturales calculadas en (4):

- La Fuerza Excitadora aplicada en la Frecuencia Natural 1 será: $F_o = 1.866 \text{ N}$
- La Fuerza Excitadora aplicada en la Frecuencia Natural 2 será: $F_o = 6.577 \text{ N}$

Aplicando los datos en (6) y (7), las amplitudes del bloque excitador y bloque porta masa tendrán la forma:



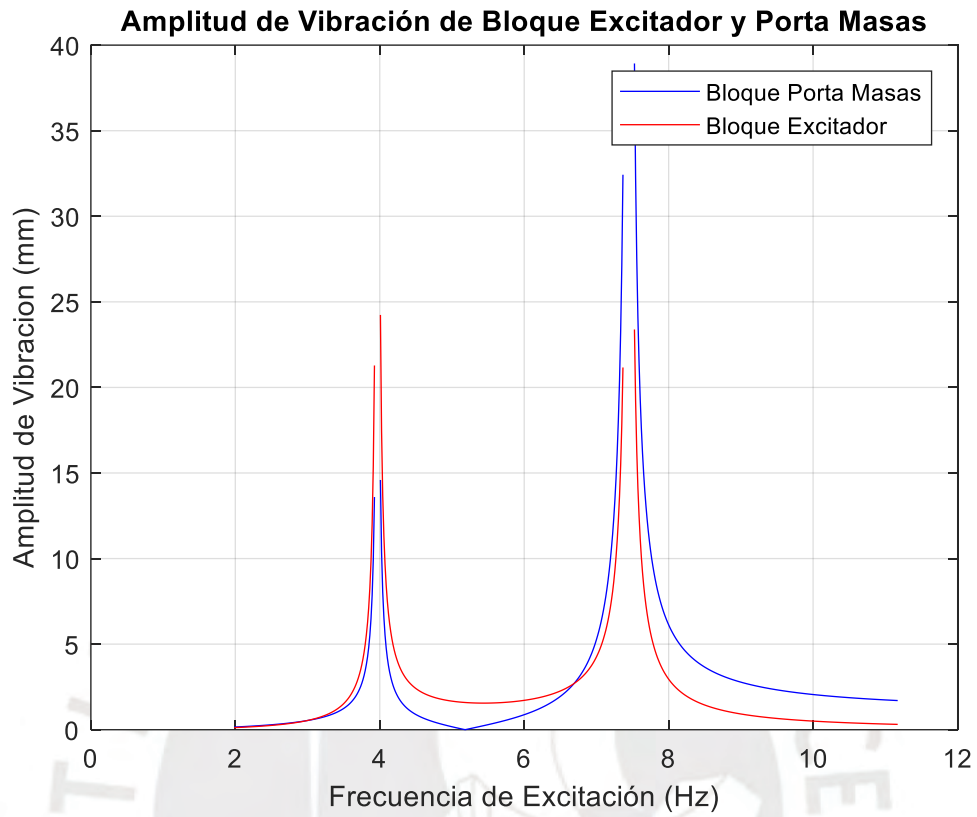


Figura 31. Amplitud de vibración variando resortes e igualando pesos de los bloques.

Elaboración Propia.

2.4.3. Simulación en software 3D.

Por medio del software Inventor, se realizó una simulación para determinar las frecuencias naturales del sistema, esto con el objetivo de poder realizar una comparación entre los resultados obtenidos mediante el cálculo y la simulación. En los ANEXOS A.4, A.5 y A.6 se puede observar los informes de simulación para los tres casos.

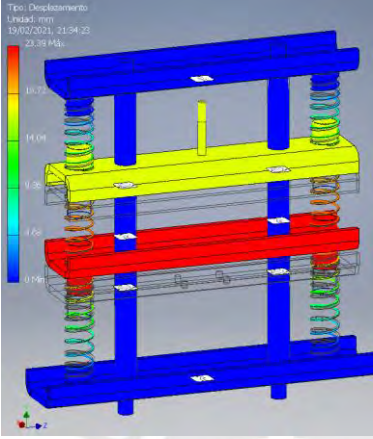
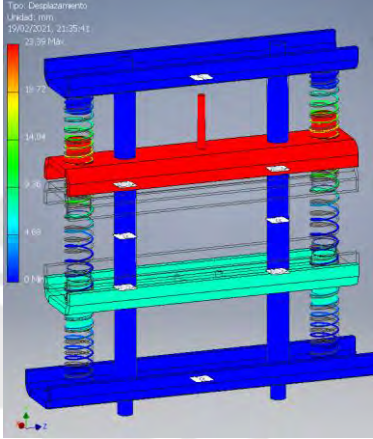
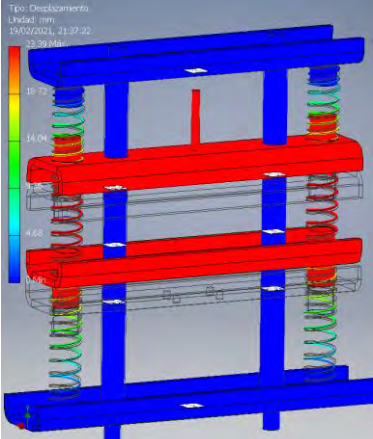
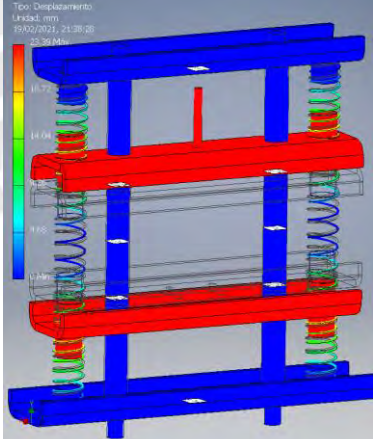
Se obtuvieron como resultados frecuencias naturales menores a 10 Hz para ambos casos y amplitudes de vibración menores a 25 milímetros cuando se sometían a su frecuencia de resonancia. Se puede observar que tanto para el bloque porta masas como el bloque excitador, las frecuencias naturales no difieren significativamente con las calculadas previamente.

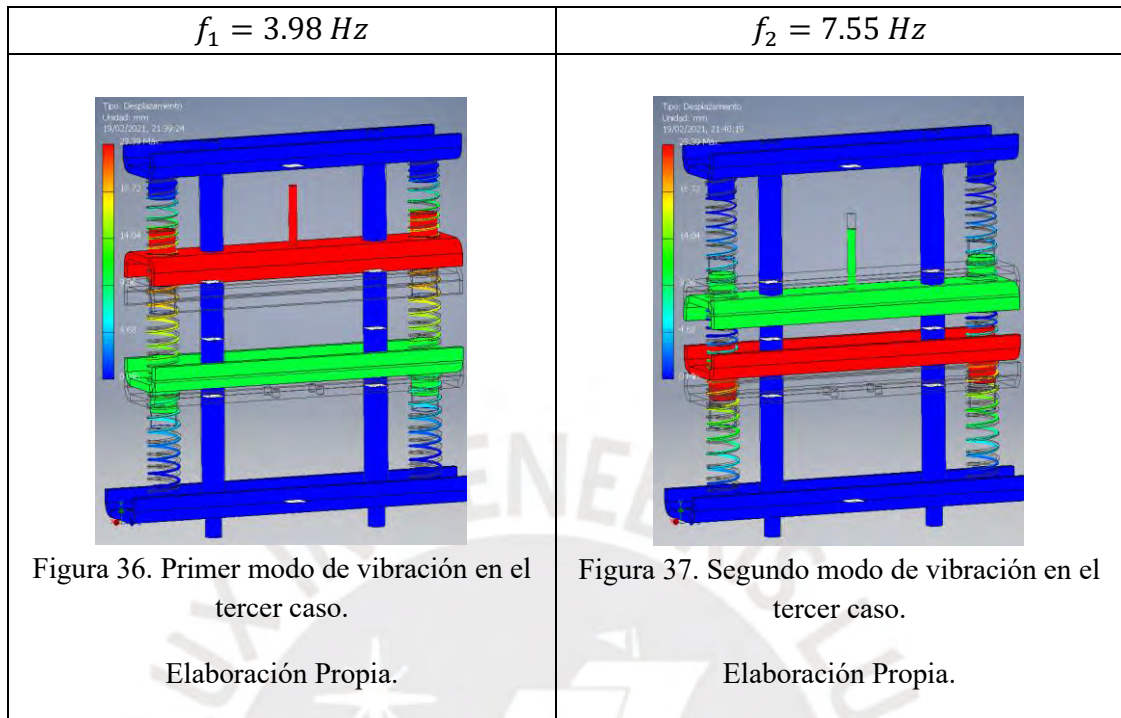
Tabla 21. Comparativo de resultados obtenidos por medio del cálculo y la simulación.

	Parámetros de Vibración				Frecuencia Natural (Hz)		
	Resorte	Rigidez (kN/m)	Bloque	Peso (kg)	Cálculo	Simulación	Porcentaje de Error
Caso 1	K_1	1	m_m	1.53	3.33	3.34	0.30%
	K_2	1	m_e	2.85	6.30	6.32	0.32%
	K_3	1					
Caso 2	K_1	1	m_m	2.83	2.98	2.99	0.34%
	K_2	1	m_e	2.85	5.17	5.19	0.38%
	K_3	1					
Caso 3	K_1	1	m_m	2.83	3.97	3.98	0.25%
	K_2	2	m_e	2.85	7.45	7.55	1.34%
	K_3	3					

Elaboración Propia.

Tabla 22. Presentación de ilustraciones para las frecuencias naturales de los bloques porta masas y excitador.

Caso 1	
$f_1 = 3.34 \text{ Hz}$	$f_2 = 6.32 \text{ Hz}$
	
<p>Figura 32. Primer modo de vibración en el primer caso.</p> <p>Elaboración Propia.</p>	<p>Figura 33. Segundo modo de vibración en el primer caso.</p> <p>Elaboración Propia.</p>
Caso 2	
$f_1 = 2.99 \text{ Hz}$	$f_2 = 5.19 \text{ Hz}$
	
<p>Figura 34. Primer modo de vibración en el segundo caso.</p> <p>Elaboración Propia.</p>	<p>Figura 35. Segundo modo de vibración en el segundo caso.</p> <p>Elaboración Propia.</p>
Caso 3	



Elaboración Propia.

Apreciando las gráficas e ilustraciones obtenidas en los tres casos, se concluye el diseño del módulo educativo para el estudio de las vibraciones mecánicas al haber satisfecho las exigencias y deseos presentados en la tabla 6.

CAPÍTULO 3

COSTOS DE FABRICACIÓN

3.1. Costos de Diseño

Los costos de diseño consideran las horas empleadas en el desarrollo del módulo educativo multiplicado por un costo de hora de trabajo; en la tabla 22 se puede apreciar el detalle de las horas según las actividades de la metodología de diseño desarrollada. En el ANEXO A.7, se puede observar el diagrama Gantt del cronograma de trabajo detallado.

Tabla 23. Horas empleadas en el diseño del módulo.

Actividad	Horas Empleadas
Estado de la Tecnología	20
Plan de Trabajo	10
Lista de Exigencias	10
Estructura de Funciones	5
Matriz Morfológica	15
Conceptos de Solución	20
Proyectos Preliminares	20
Cálculos Parciales	15
Planos Preliminares	20
Informe Técnico	25
Ingeniería de Detalles	15
Cálculos Finales	25
Planos Parciales	30
Informe Técnico Final	30
Planos Finales	40
Total	300

Elaboración Propia.

Se aprecia que, en total, se emplearon 300 horas para fases del diseño; considerando un costo por hora de 20 dólares, los costos del diseño ascenderían a 6000 dólares.

3.2. Costos de Elementos Seleccionados

Para determinar el cálculo de los costos por elementos seleccionados, la tabla 23 detalla cada una de las piezas con su respectivo costo en el mercado, de tal manera que se cuantifica de manera sencilla el costo total; es importante recalcar que se planteó la compra de piezas como tornillos y tuercas de forma unitaria, de forma que se evitaba contar con material activo residual.

Tabla 24. Costos de componentes a seleccionar.

Pos	Cant	Descripción	Costo Unitario Soles	Costo Unitario Dólares	Costo Total Dólares
9	4	Rodamiento Lineal De Bola Ø20mm	S/ 55.04	\$ 15.29	\$ 61.16
12	4	Rodamiento Rígido De Bolas Ø10mm	S/ 8.12	\$ 2.26	\$ 9.02
13	1	Conjunto Telescópico Ø10mm	S/346.75	\$ 96.32	\$ 96.32
15	1	Motor Trifásico 1/2 HP 1640 RPM	S/424.12	\$ 117.81	\$ 117.81
16	1	Variador De Frecuencia 1/2 HP 220V	S/640.94	\$ 178.04	\$ 178.04
22	2	Prisionero M3 20mm	S/ 0.30	\$ 0.08	\$ 0.17
23	4	Tornillo Hexagonal M5 20mm	S/ 0.40	\$ 0.11	\$ 0.44
24	8	Arandela Plana M5	S/ 0.30	\$ 0.08	\$ 0.67

25	4	Tuerca Hexagonal M5	S/ 0.40	\$ 0.11	\$ 0.44
26	32	Arandela Plana M6	S/ 0.30	\$ 0.08	\$ 2.67
27	16	Tuerca Hexagonal M6	S/ 0.40	\$ 0.11	\$ 1.78
28	16	Tornillo Hexagonal M6 25mm	S/ 0.40	\$ 0.11	\$ 1.78
29	4	Arandela Plana M14	S/ 0.30	\$ 0.08	\$ 0.33
30	4	Tuerca Hexagonal M14	S/ 0.40	\$ 0.11	\$ 0.44
33	2	Acelerómetro De Baja Frecuencia Emerson A0120lf	S/ 900.0	\$ 250.0	\$ 500.0
Total					\$ 971.07

Elaboración Propia.

Se observa que el costo de los elementos seleccionados es de 971.07 dólares, donde el variador de frecuencia, motor eléctrico, conjunto telescópico cardánico y acelerómetros representan la mayor inversión, lo cual es lógico, ya que se trata de los elementos de control, transformación, transmisión de energía y medición respectivamente.

3.3. Costos de Materiales

Los costos de los materiales se establecen de forma similar a los costos por elementos seleccionados, la tabla 24 muestra los costos unitarios por material y la sumatoria de los mismos; se hace hincapié en que los materiales fueron solicitados según la cantidad a emplear, de tal manera que no se contaba con residuos.

Tabla 25. Costos de materiales para el módulo.

Material	Materiales	Magnitud	Unidad	Costo Soles	Costo Dólares
----------	------------	----------	--------	----------------	------------------

A36	Plancha PGLAC A36 1/4"	0.5	m2	S/	169.92	\$ 47.20
	Tubo LAF ASTM A513					
A513	Redondo Ø7/8" Espesor 1mm	300	mm	S/	123.19	\$ 34.22
AISI SAE 430	Barra Redonda Pulida INOX 430 Ø20mm	700	mm	S/	110.45	\$ 30.68
AISI SAE 1045	Barra Redonda Lisa AISI SAE 1045 Ø1 1/4"	150	mm	S/	50.98	\$ 14.16
AISI SAE 4820	Barra Redonda Lisa AISI SAE 4820 Ø38mm	25	mm	S/	135.94	\$ 37.76
AISI SAE 4140	Barra Redonda Lisa AISI SAE 4140 Ø15mm	150	mm	S/	169.92	\$ 47.20
Total				S/	760.39	\$ 211.22

Elaboración Propia.

Se aprecia que el costo por los materiales sería de 211.22 dólares, donde el costo de la plancha de acero A36 para la elaboración de estructura y la barra AISI SAE 4140 para las ruedas dentadas sería la inversión más importante.

3.4. Costos de Manufactura

Para establecer los costos de manufactura, se solicitó la cotización de fabricación del módulo a empresas en el rubro metalmecánica, dando un costo de 1851.06 dólares y un periodo de entrega de 25 días, por lo que se considera un costo diario por manufactura de aproximadamente 74 dólares.

3.5. Costo Total de la Máquina

Finalmente, la tabla 25 realiza la sumatoria de los costos revisados para determinar el costo total de la máquina.

Tabla 26. Inversión total del módulo educativo.

Costo de Diseño	\$6,000.00
Costo de Adquisiciones	\$ 971.07
Costo de Materiales	\$ 211.22
Costo de Manufactura	\$1,851.06
<hr/>	
Total	\$9,033.35

Elaboración Propia.

Observando la tabla 24 se concluye que, para el diseño de un módulo educativo para el estudio de las vibraciones mecánicas, se requiere una inversión total de 9030.11 dólares, donde la mayor parte de la inversión correspondería a los costos de diseño y costos de manufactura.

CONCLUSIONES

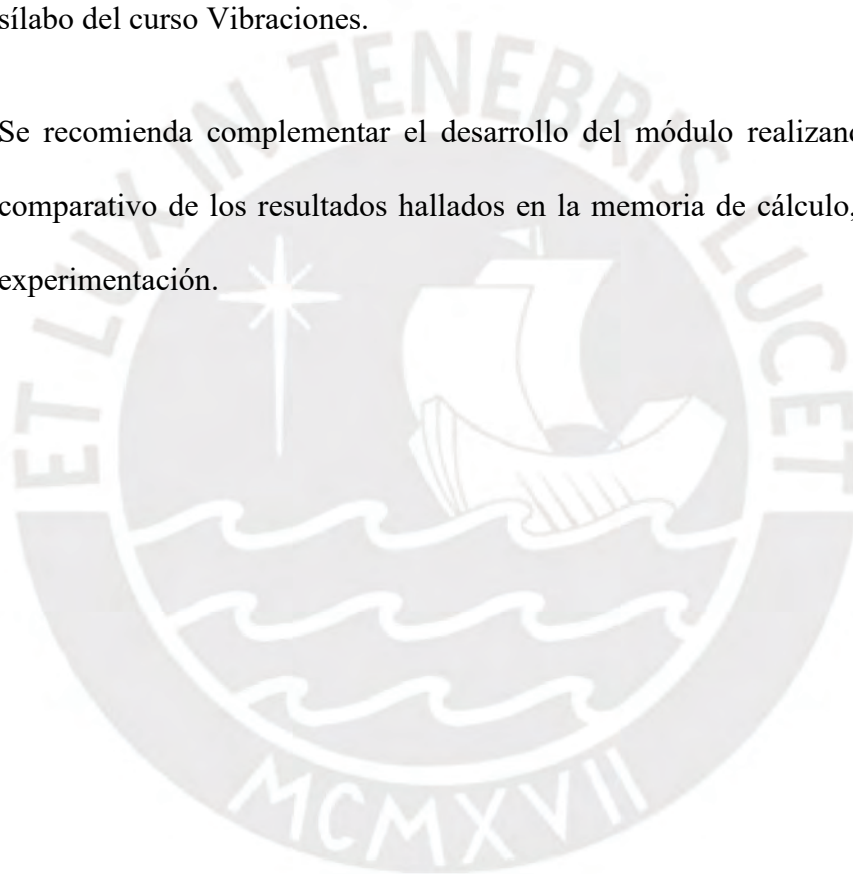
- ❖ Se concluye que se cumple con el objetivo principal, ya que se diseñó satisfactoriamente un módulo educativo para el estudio de las vibraciones mecánicas mediante la variación de los parámetros inercia, rigidez y fuerza de excitación mediante el uso de piezas intercambiables, esto debido a que se cumplió con las exigencias y deseos iniciales del proyecto. Se consiguió modificar la inercia del sistema variando la masa al añadir pesas de laboratorio al módulo, también, se alteró la rigidez del módulo al intercambiar los resortes entre los soportes excitador y porta masas, finalmente, se controló la fuerza de excitación del sistema por medio de un variador de frecuencia, de modo que permita el acercamiento a las dos frecuencias naturales del sistema, con el objetivo de apreciar la variación en las vibraciones mecánicas.
- ❖ Se cumplieron los objetivos específicos al emplear la metodología del diseño basada en la norma VDI 2221 y 2225, donde se realizó la comprensión de la solicitud, conceptos de soluciones, elaboración del proyecto y la elaboración de la ingeniería de detalles; así mismo, el documento culmina presentando el costo total del módulo por 9,033.35 dólares, un monto muy por debajo de los costos de módulos educativos de vibraciones mecánicas en el mercado, con un costo promedio de 35,209.32 dólares.
- ❖ Variar la masa (inercia) del sistema tiene como consecuencia la modificación de las frecuencias naturales del sistema, esto puede considerarse una solución para la

problemática de operar a una frecuencia de excitación similar a la frecuencia natural de un sistema mecánico, ya que se aleja del rango donde las amplitudes son destructivas para la máquina.

- ❖ Variar los resortes (flexibilidad) del sistema también tiene como consecuencia la modificación de las frecuencias naturales, sin embargo, modificar la flexibilidad supone un mayor reto ya que no es sencillo alterar los apoyos y la configuración geométrica de un sistema mecánico.
- ❖ No es necesaria una fuerza elevada para generar daños a un sistema mecánico, en la memoria de cálculo se muestra como las fuerzas de excitación no superan los 5 Newton en muchos casos, sin embargo, generan vibraciones de amplitud promedio de 20 milímetros; se concluye que las grandes amplitudes generadas por el fenómeno de resonancia no dependen de la magnitud de las fuerzas presentes en el sistema, sino de su frecuencia: el constante cambio de fase en el tiempo y en consecuencia del intercambio energético de los componentes.

RECOMENDACIONES

- ❖ Se recomienda instrumentar el módulo con acelerómetros, de tal manera que es posible registrar los parámetros de vibración digitalmente en la computadora; dando apertura a la experimentación como ejercicio de laboratorio dentro del sílabo del curso Vibraciones.
- ❖ Se recomienda complementar el desarrollo del módulo realizando un análisis comparativo de los resultados hallados en la memoria de cálculo, simulación y experimentación.



BIBLIOGRAFÍA

- Armfield. (2015). *Simple Vibration Apparatus*.
www.discoverarmfield.com/media/transfer/doc/sv_datasheet_web.pdf
- Edibon. (2018). *Equipo de Vibraciones Libres y Forzadas*.
- Estrada, J. (2012). Análisis de Vibración. *Logicbus SA de CV - Mexico*, 1–4.
- Estupiñan, E., & Saavedra, P. (2003). Alcances de la Implementación de Nuevas Técnicas de Análisis en los Programas de Mantenimiento Predictivo - Proactivo en la Industria. *Universidad de Concepción - Chile*, 1–11.
[http://www.mantenimientoplanificado.com/articulos
PREDICTIVO_archivos/Tecnicas_mantenimiento_predictivo_DE
ACIEM.ORG.pdf](http://www.mantenimientoplanificado.com/articulos/PREDICTIVO_archivos/Tecnicas_mantenimiento_predictivo_DEACIEM.ORG.pdf)
- Gunt. (2018). *TM 155 Vibraciones Libres y Forzadas*.
- Gunt. (2020). *Vibrations on Machine Foundations*.
- Jimenez, E. (2011). *Análisis de Fallas: Vibraciones de Máquina*. Aplicaciones de Termografía y Vibraciones.
<http://ingjimenezedgardo.blogspot.com/p/vibraciones-de-maquina.html>
- Kulichevsky, R.; Sacchi, M.; Martín Ghiselli, A. (2007). Medición y Análisis de Vibraciones: Una Herramienta para la Predicción y Evaluación de Fallas en Maquinarias. *ENDE - Comisión Nacional de Energía Atómica - Argentina*, 1–5.
- Meirovitch, L. (2001). *Fundamentals of Vibrations*. Virginia Polytechnic Institute and State University.

- Mobley, K. (1999). *Vibration Fundamentals*. In *Butterworth - Heinermann* (Vol. 7, Issue 2). Newnes.
- Penkova, M. (2007). *Mantenimiento y Análisis de Vibraciones: Vol. XXXII* (No. 4; Octubre - Diciembre, Issue September).
- Rao, S. (2012). *Vibraciones Mecánicas* (5th ed.). Pearson.
- Silva, C. W. (2006). *Vibration Fundamentals and Practice*. In *Taylor & Francis Group*.
- Tecquipment. (2018). *Free Vibrations of a Mass - Spring System*.
- Thomson, W. (1982). *Teoria de Vibraciones Aplicaciones*
- Torres, J., Rodriguez, G., & Diaz, S. (2008). Caracterización de un Banco de Pruebas para la Enseñanza de Vibraciones Mecánicas. *Ciencia e Ingeniería*, 29(3), 285–292.

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**DISEÑO DE UN MÓDULO EDUCATIVO PARA EL ESTUDIO DE LAS
VIBRACIONES MECÁNICAS MEDIANTE LA VARIACIÓN DE LOS
PARÁMETROS INERCIA, RIGIDEZ Y FUERZA DE EXCITACIÓN**

ANEXOS

Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico

AUTOR:

JOSÉ GONZALO CABRERA CENTURIÓN

ASESOR:

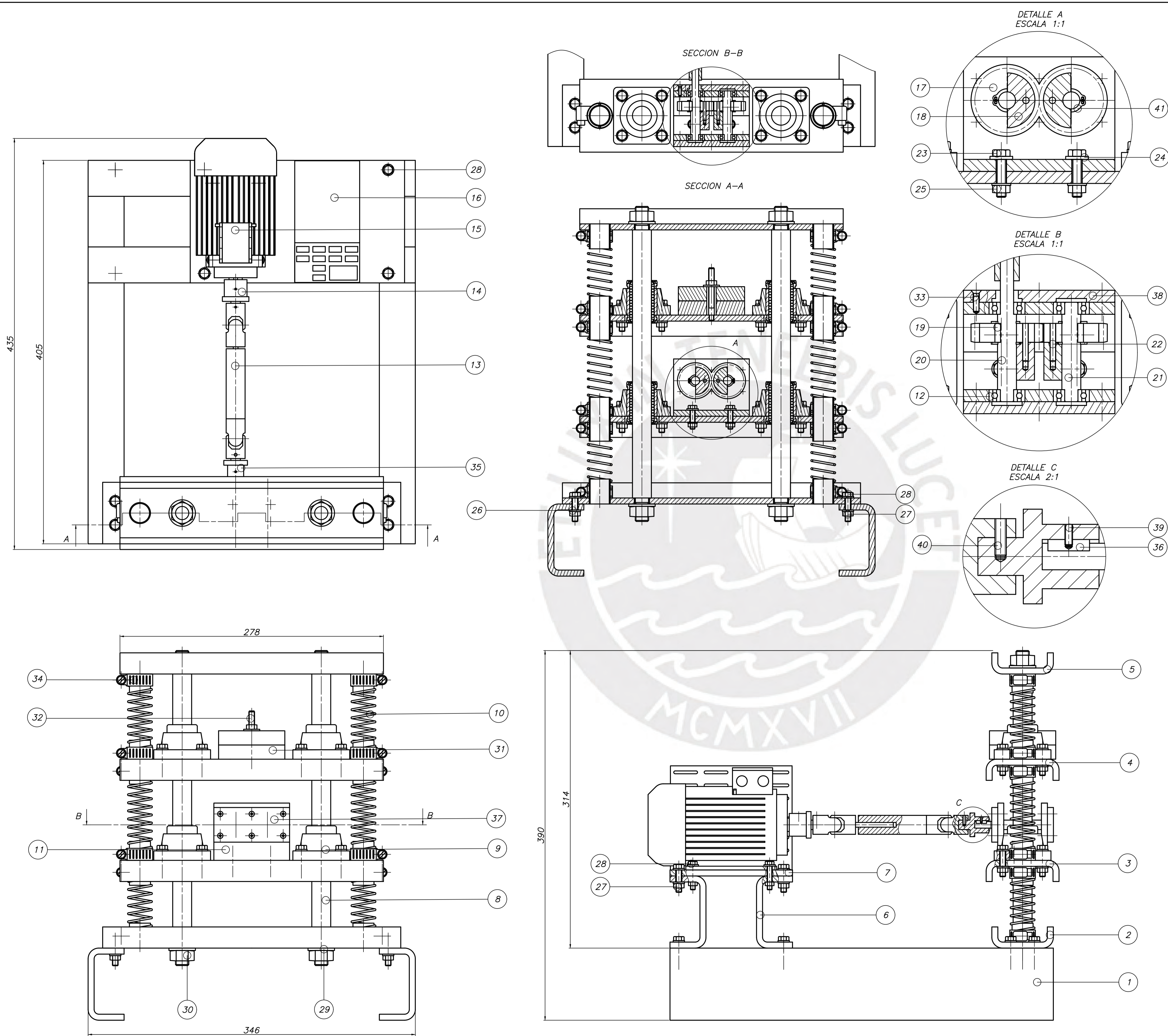
JORGE HERNAN ALENCASTRE MIRANDA

Lima, mayo del 2021

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A.1	Plano de Ensamble	1
ANEXO A.2	Planos de Despiece	2
ANEXO A.3	Código para el Cálculo de Vibraciones en MATLAB	4
ANEXO A.4	Informe de Simulación: Caso 1	6
ANEXO A.5	Informe de Simulación: Caso 2	18
ANEXO A.6	Informe de Simulación: Caso 3	31
ANEXO A.7	Cronograma de Trabajo	43





41	4	ANILLO DE RETENCIÓN #10mm	DIN-471	6	ZINCADO
40	2	PRISIONERO M3 10mm	DIN-913	7	ZINCADO
39	2	PRISIONERO M2 6mm	DIN-913	7	ZINCADO
38	1	TAPA POSTERIOR DE RODAMIENTOS	A36		GALVANIZADO
37	1	TAPA FRONTAL DE RODAMIENTOS	A36		GALVANIZADO
36	1	CHAVETA EJE CARDAN	SAE 4140		BONIFICADO
35	1	JUNTA CARDAN - EJE CONDUCTOR	SAE 1045		BONIFICADO
34	12	ABRAZADERA REFORZADA	AB-16		GALVANIZADO
33	12	TORNILLO AVELLANADO M3	DIN-965	4.8	ZINCADO
32	1	VARILLA PORTA PESAS	SAE 1045		ZINCADO
31	3	PESA DE LABORATORIO			ARMFIELD
30	4	TUERCA HEXAGONAL M12	DIN-934	4.8	ZINCADO
29	4	ARANDELA PLANA M12	DIN-125	6	ZINCADO
28	32	TORNILLO HEXAGONAL M6	DIN-933	8.8	ZINCADO
27	33	TUERCA HEXAGONAL M6	DIN-934	4.8	ZINCADO
26	65	ARANDELA PLANA M6	DIN-125	6	ZINCADO
25	4	TUERCA HEXAGONAL M5	DIN-934	4.8	ZINCADO
24	8	ARANDELA PLANA M5	DIN-125	6	ZINCADO
23	4	TORNILLO HEXAGONAL M5	DIN-933	8.8	ZINCADO
22	2	PRISIONERO M3 20 mm	DIN-913	7	ZINCADO
21	1	EJE CONDUCCION	SAE 4140		BONIFICADO
20	1	EJE CONDUCTOR	SAE 4140		BONIFICADO
19	2	CHAVETA EJE ENGRANAJE	SAE 4140		BONIFICADO
18	2	DESBALANCE	SAE 1045		GALVANIZADO
17	2	ENGRANAJE CILINDRICO RECTO M=2 Z=17	SAE 4820		CARBUNIZADO
16	1	VARIADOR DE FRECUENCIA 1/2 HP 220V			YASKAWA J1000
15	1	MOTOR TRIFASICO 1/2 HP 1640 RPM			DELOROSA SH71-4B
14	1	JUNTA EJE MOTOR - CARDAN	SAE 1045		BONIFICADO
13	1	CONJUNTO TELESCOPICO CARDANICO 10 mm			TRASMIL 01.020.320
12	4	RODAMIENTO RIGIDO DE BOLAS #7 mm			SFK EZ.607-2RSH
11	1	BASE FRONTAL DE EXCITADOR	A36		GALVANIZADO
10	24	RESORTES VARIOS K	SAE 9260		RECOCIDO
9	4	RODAMIENTO LINEAL DE BOLA #20 mm			SKF LVOR 20-2LS
8	2	GUIA #20 mm	SAE 431		PULIDO Y CROMADO
7	1	SOPORTE DE MOTOR	A36		GALVANIZADO
6	2	BASE DE MOTOR	A36		GALVANIZADO
5	1	SOPORTE SUPERIOR	A36, A513		GALVANIZADO
4	1	SOPORTE DE PESAS	A36, A513		GALVANIZADO
3	1	SOPORTE DE BLOQUE EXCITADOR	A36, A513		GALVANIZADO
2	1	SOPORTE INFERIOR	A36, A513		GALVANIZADO
1	2	BASE DE MÓDULO	A36		GALVANIZADO
POS. CANT.		DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

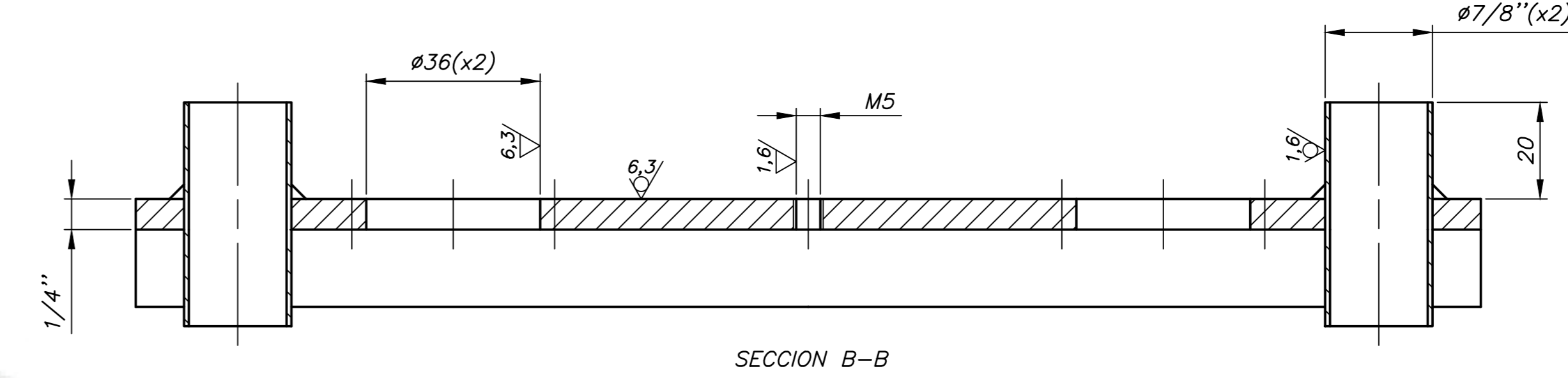
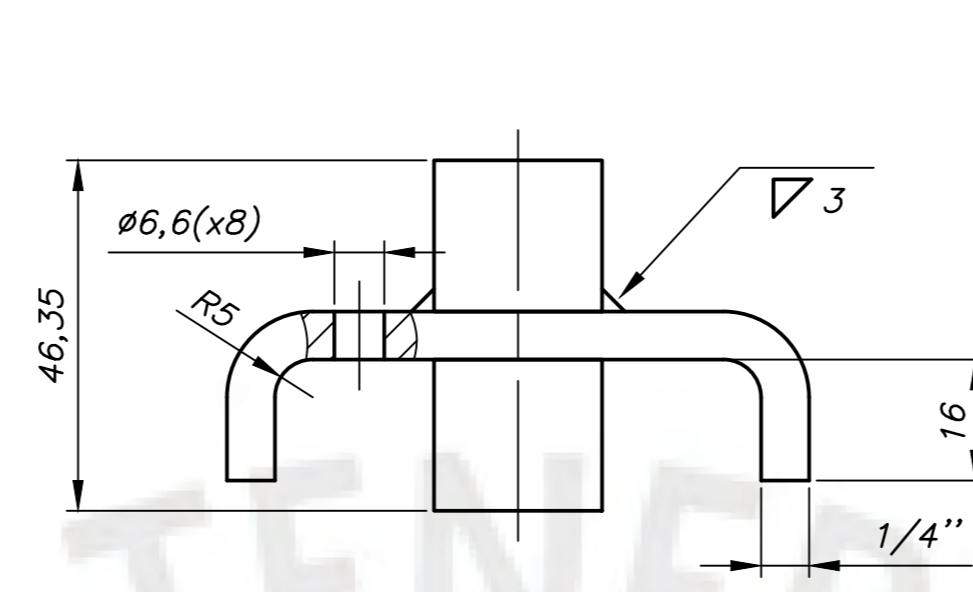
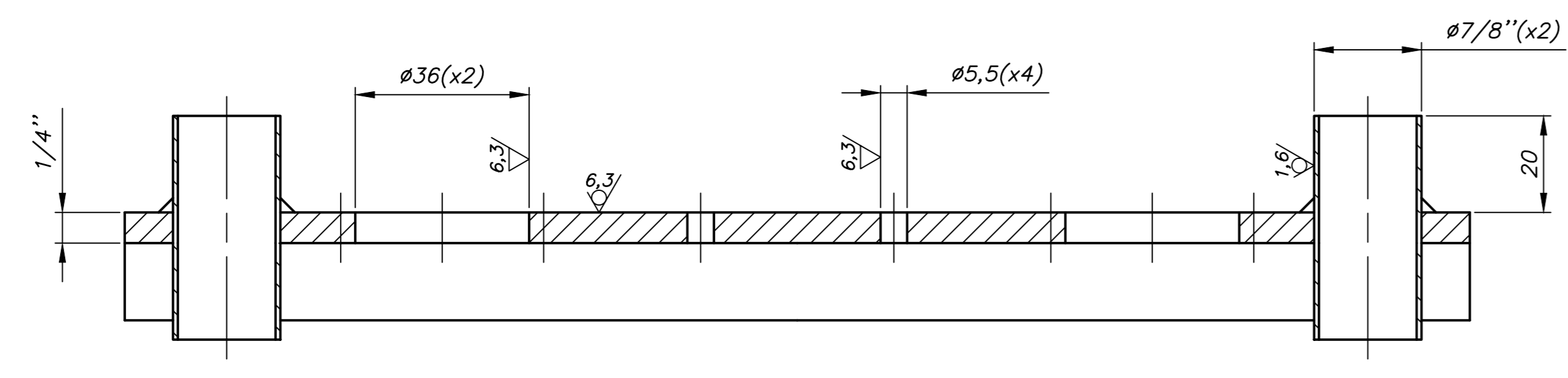
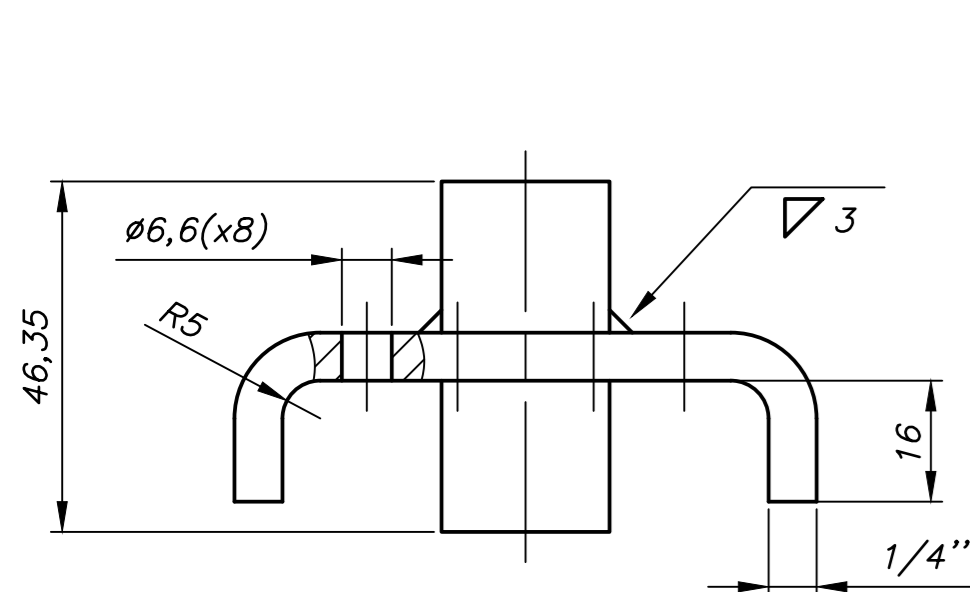
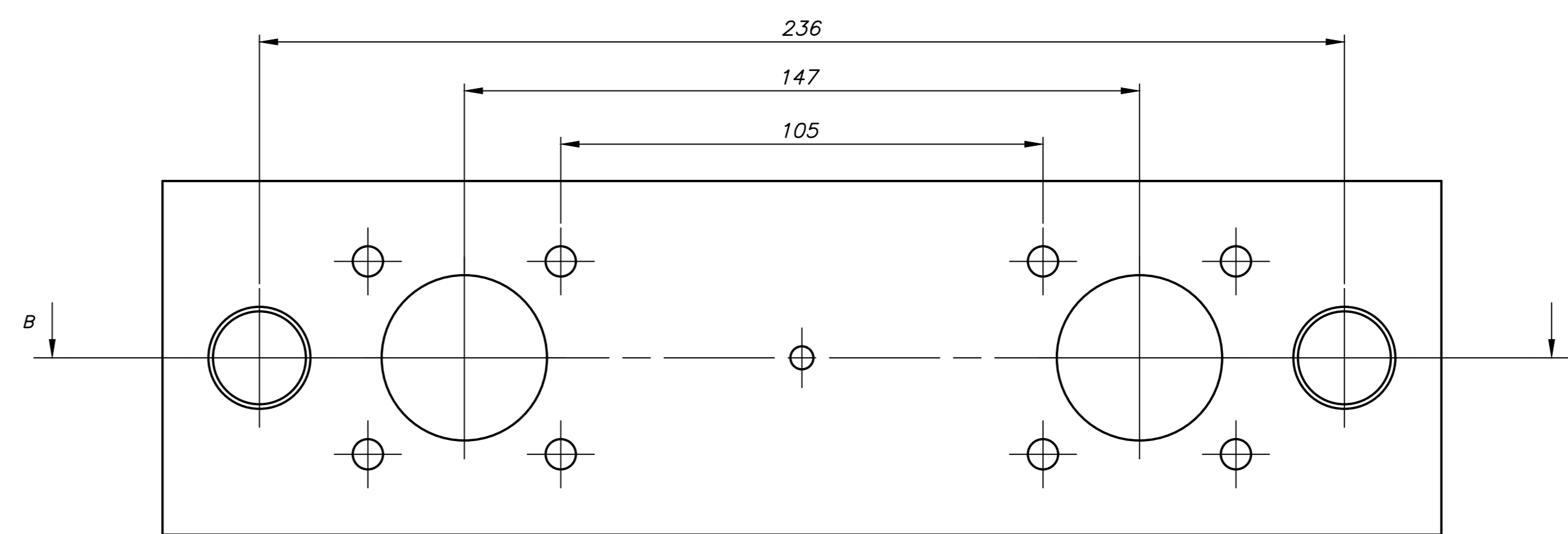
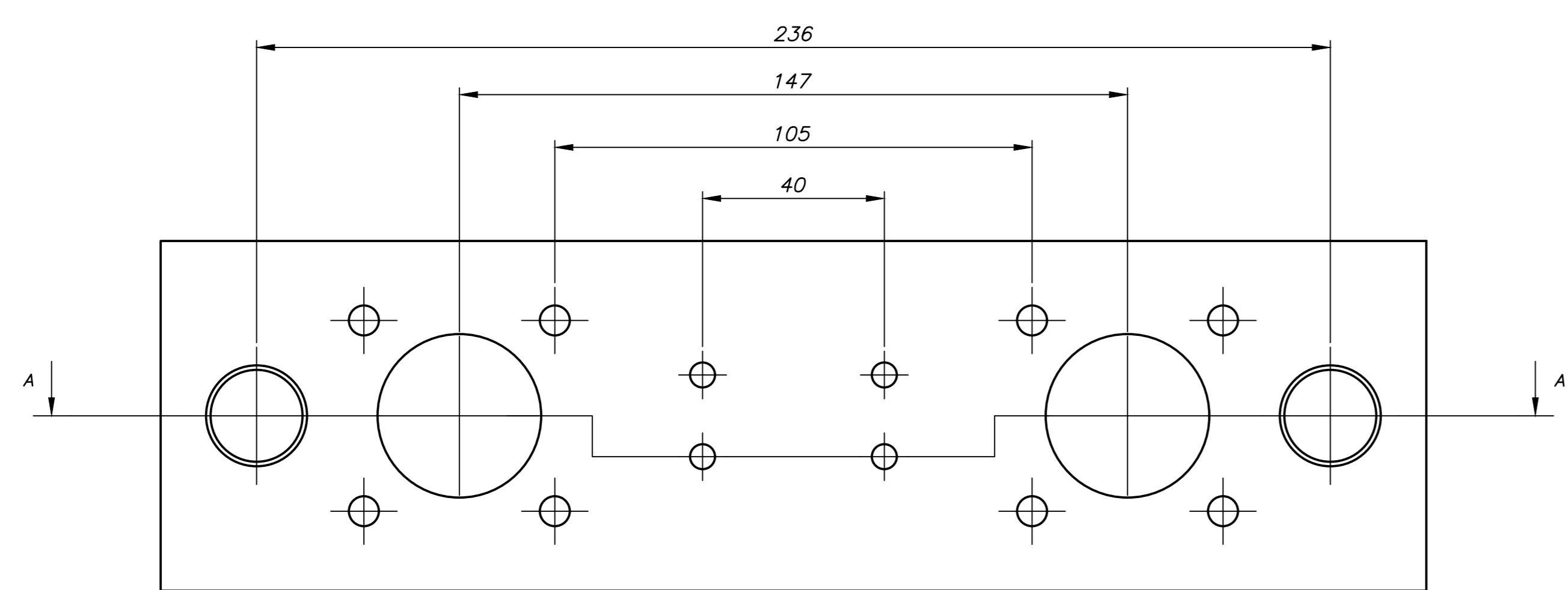
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA

METODO DE PROYECCIÓN: PROYECTO DE TESIS ESCALA: 1:2

MÓDULO DE VIBRACIONES

AUTOR: JOSÉ GONZALO CABRERA CENTURIÓN FECHA: 10.05.21

ASESOR: JORGE HERNÁN ALENCASTRE MIRANDA LAMINA: A1

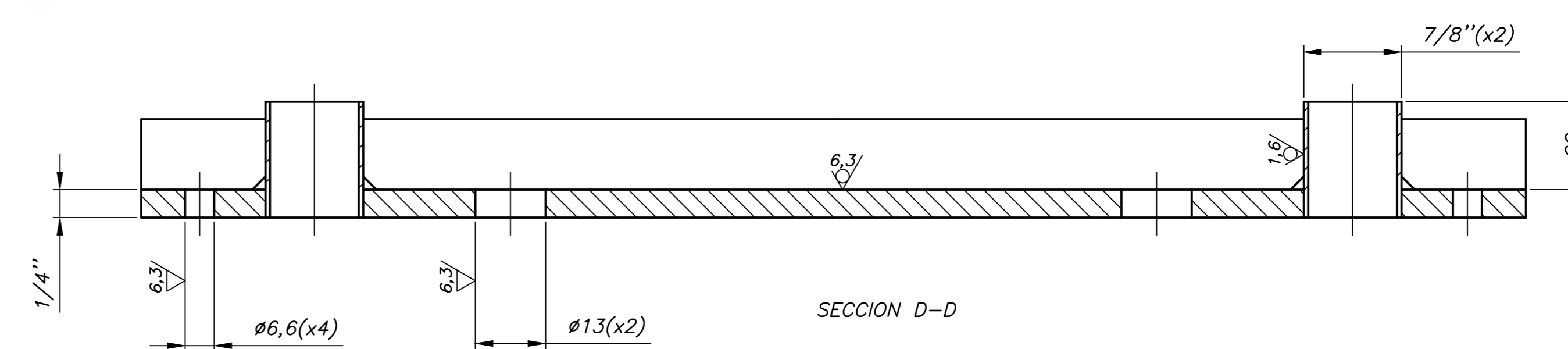
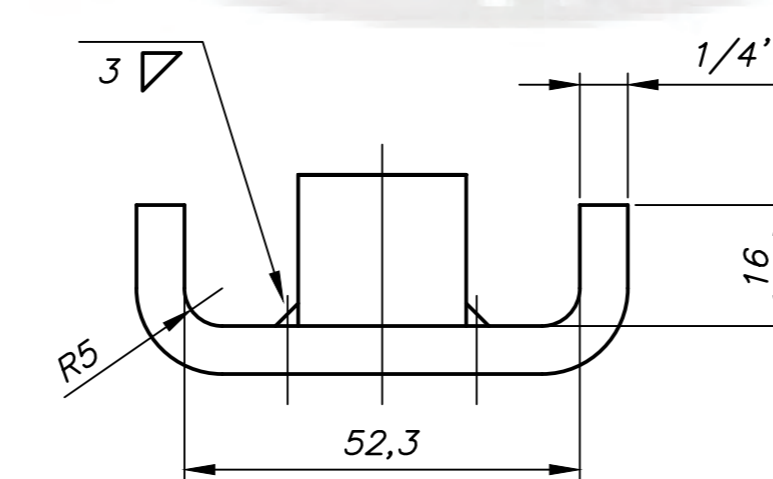
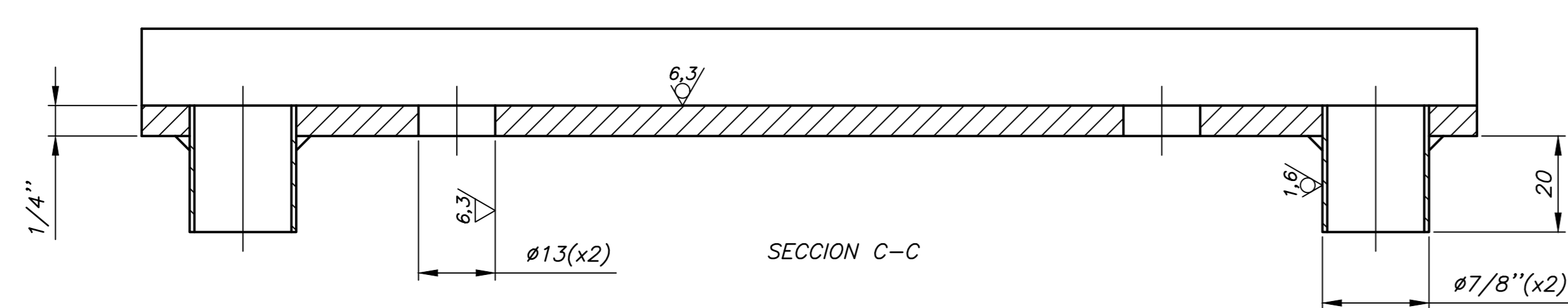
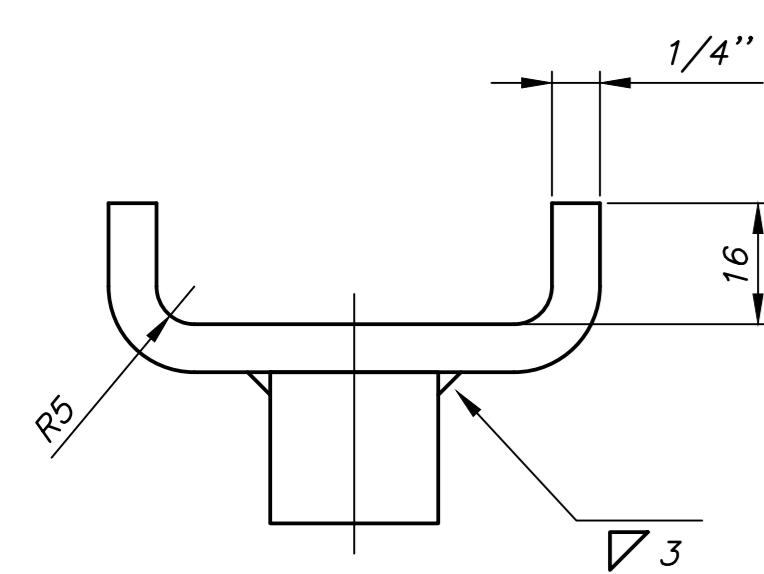
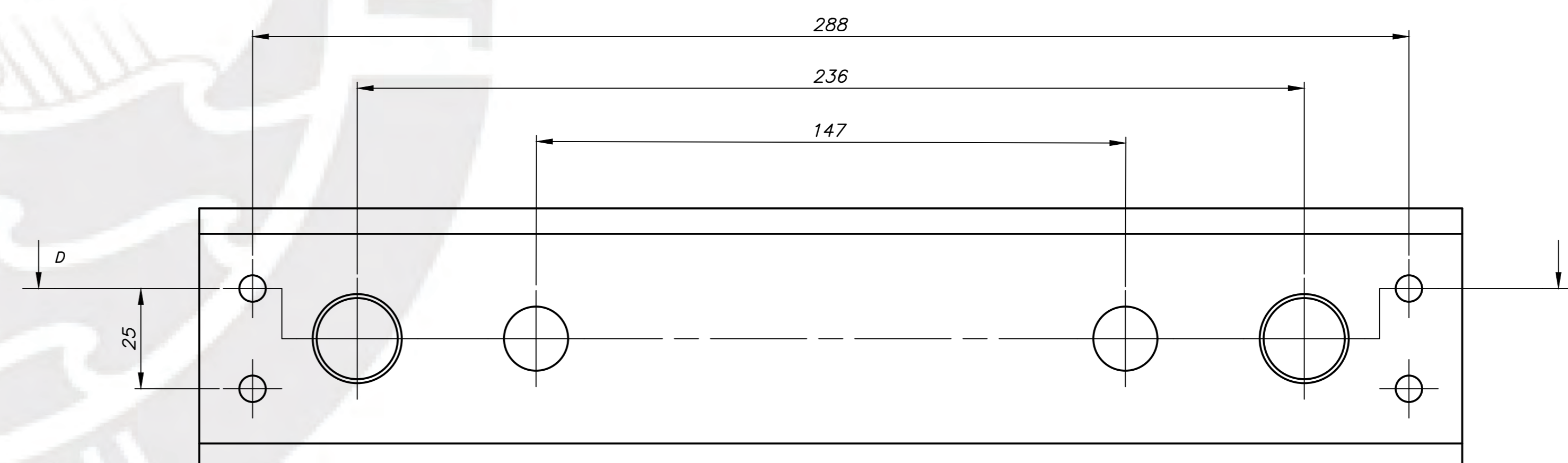
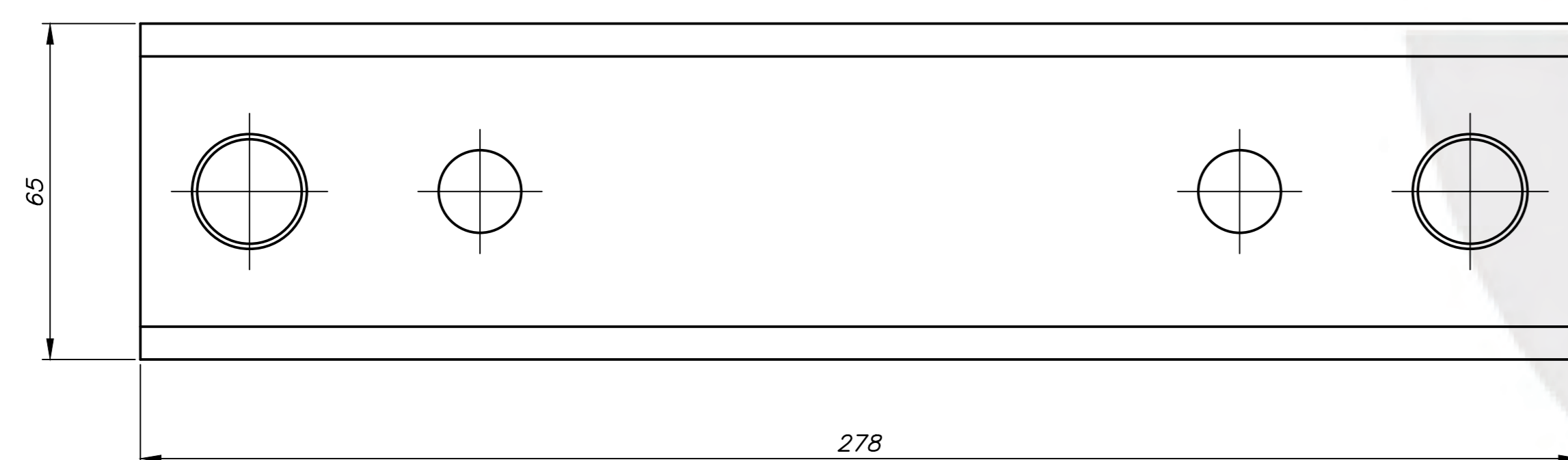
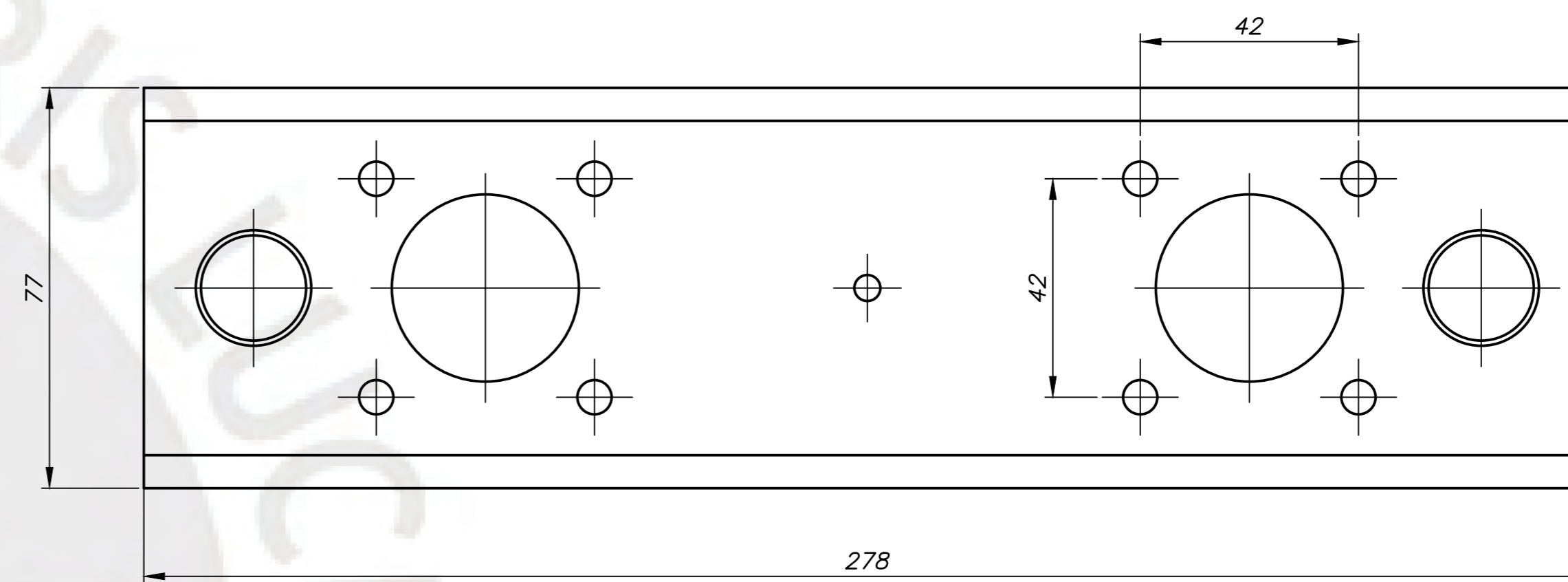
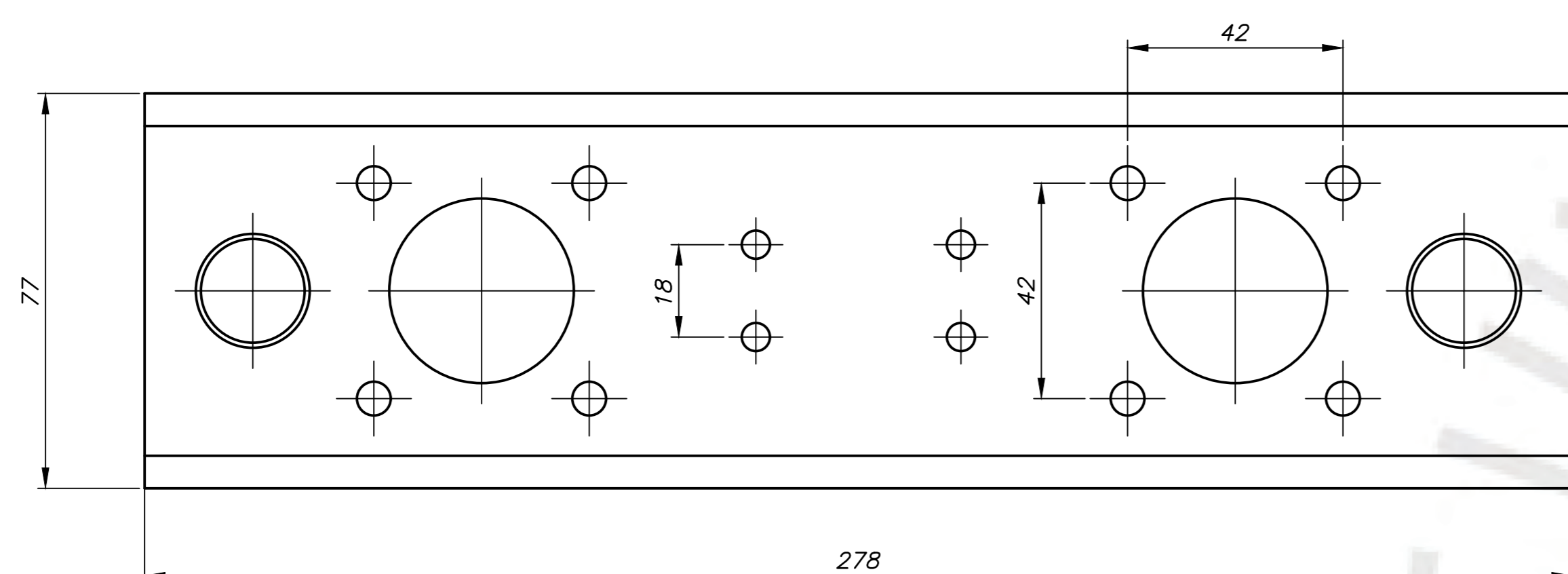


SECCION A-A

SECCION B-B

POSICION: 3
CANTIDAD: 1
MATERIALES:
- Tubo LAF ASTM A513 Redondo 7/8" Espesor 1mm
- Plancha PGLAC A36 1/4"
ESCALA: 1:1

POSICION: 4
CANTIDAD: 1
MATERIALES:
- Tubo LAF ASTM A513 Redondo 7/8" Espesor 1mm
- Plancha PGLAC A36 1/4"
ESCALA: 1:1

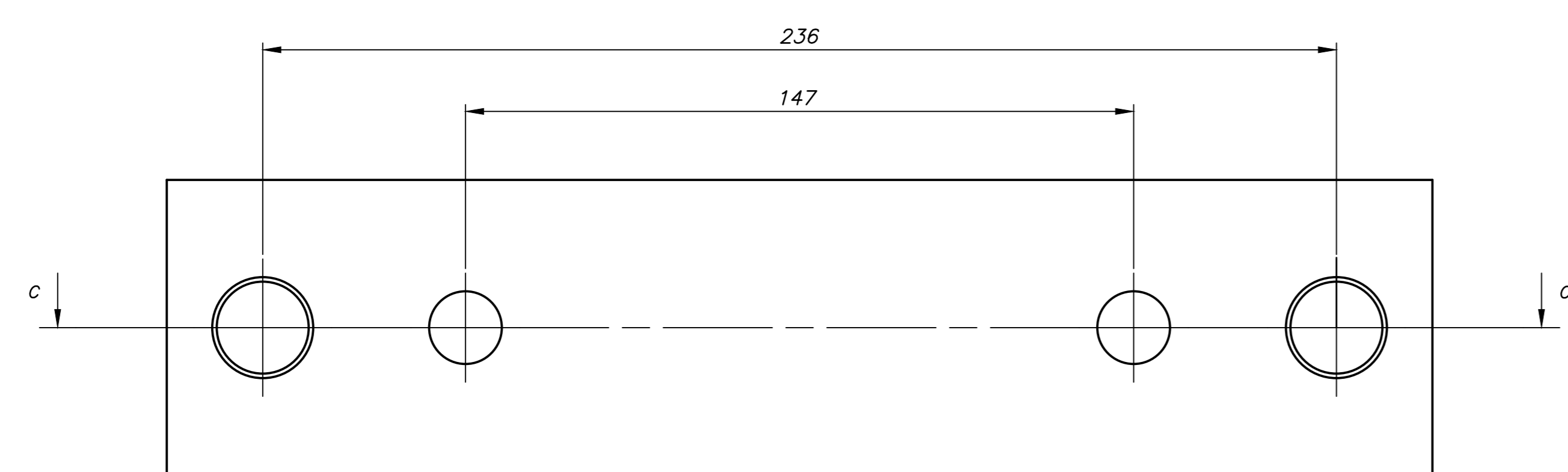


SECCION C-C

SECCION D-D

POSICION: 5
CANTIDAD: 1
MATERIALES:
- Tubo LAF ASTM A513 Redondo 7/8" Espesor 1mm
- Plancha PGLAC A36 1/4"
ESCALA: 1:1

POSICION: 2
CANTIDAD: 1
MATERIALES:
- Tubo LAF ASTM A513 Redondo 7/8" Espesor 1mm
- Plancha PGLAC A36 1/4"
ESCALA: 1:1



CHAFLANES NO INDICADOS 1X1X45°

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	125	160	200	250	315
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
6.3/ 1.6/ (6.3)	SEGUN DIN 7168 GRADO MEDIO	VARIOS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PROYECTO DE TESIS	ESCALA
1	MÓDULO DE VIBRACIONES	1:1
AUTOR	JOSE GONZALO CABRERA CENTURION	FECHA: 10.05.21
ASESOR	JORGE HERNAN ALENCASTRE MIRANDA	LAMINA: AO 1/2

ANEXO A.3 Código para el Cálculo de Vibraciones en MATLAB

```

% Diseño de un Módulo Educativo de Vibraciones Forzadas de 2 GL
% Entrada de Datos
ksuperior = input('Ksuperior (kN/m): ').*1000;
kintermedio = input('Kintermedio (kN/m): ').*1000;
kinferior = input('Kinferior (kN/m): ').*1000;
me = input('Masa del Bloque Excitador (kg): ');
mm = input('Masa de Bloque Porta Masas (kg): ');
% Junta de Rigideces
a = kinferior + kintermedio;
b = ksuperior + kintermedio;
c = ksuperior.*kintermedio + ksuperior.*kinferior + kintermedio.*kinferior;
% Cálculo de Frecuencias Naturales
w1 = ((mm.*a + me.*b) - sqrt((mm.*a + me.*b).^2 - 4.*me.*mm.*c))./(2.*me.*mm)^(0.5);
w2 = ((mm.*a + me.*b) + sqrt((mm.*a + me.*b).^2 - 4.*me.*mm.*c))./(2.*me.*mm)^(0.5);
% Cambio de Unidad
f1 = w1./(2.*pi);
f2 = w2./(2.*pi);
% Mostrar Resultados
mensaje1 = ['La Frecuencia Natural 1 es ' num2str(w1) ' rad/s' ' o ' num2str(f1) ' Hz'];
mensaje2 = ['La Frecuencia Natural 2 es ' num2str(w2) ' rad/s' ' o ' num2str(f2) ' Hz'];
disp(mensaje1);
disp(mensaje2);
% Cálculo de Fuerza Excitadora en las Frecuencias Naturales
md = 0.2;
dd = 0.015;
fuerza1 = md.*dd.*(w1.^2);
fuerza2 = md.*dd.*(w2.^2);
% Mostrar Resultados
mensaje3 = ['La Fuerza Excitadora en la Frecuencia Natural 1 es ' num2str(fuerza1) ' N'];
mensaje4 = ['La Fuerza Excitadora en la Frecuencia Natural 2 es ' num2str(fuerza2) ' N'];
disp(mensaje3);
disp(mensaje4);
% Para graficar, se divide la gráfica en 3 rangos, de tal manera que se evita la amplitud
% igual a infinito en el punto de las frecuencias naturales
% Rango A
ra1 = w1*0.5;
ra2 = w1*0.99;
% Rango B
rb1 = w1*1.01;
rb2 = w2*0.99;
% Rango C
rc1 = w2*1.01;
rc2 = w2*1.5;
% Vectores Velocidad de Excitación
wa = ra1:0.1:ra2;
wb = rb1:0.1:rb2;
wc = rc1:0.1:rc2;
% Fuerzas Excitadoras por Rangos
% Rango A
fa = md.*dd.*(wa.^2);
% Rango B

```

ANEXO A.3 Código para el Cálculo de Vibraciones en MATLAB

```

fb = md.*dd.*(wb.^2);
% Rango C
fc = md.*dd.*(wc.^2);
% Cálculo de Amplitudes por Rangos
% Rango A
X1a = abs(((fa.*(b - mm.*(wa.^2))) ./ ( (wa.^4).*me.*mm - (wa.^2).*(mm.*a + me.*b) + c )) * (10.^3));
X2a = abs(((fa.*kintermedio) ./ ( (wa.^4).*me.*mm - (wa.^2).*(mm.*a + me.*b) + c )) * (10.^3));
% Rango B
X1b = abs(((fb.*(b - mm.*(wb.^2))) ./ ( (wb.^4).*me.*mm - (wb.^2).*(mm.*a + me.*b) + c )) * (10.^3));
X2b = abs(((fb.*kintermedio) ./ ( (wb.^4).*me.*mm - (wb.^2).*(mm.*a + me.*b) + c )) * (10.^3));
% Rango C
X1c = abs(((fc.*(b - mm.*(wc.^2))) ./ ( (wc.^4).*me.*mm - (wc.^2).*(mm.*a + me.*b) + c )) * (10.^3));
X2c = abs(((fc.*kintermedio) ./ ( (wc.^4).*me.*mm - (wc.^2).*(mm.*a + me.*b) + c )) * (10.^3));
% Vectores Frecuencia de Excitación
ha = wa./(2.*pi);
hb = wb./(2.*pi);
hc = wc./(2.*pi);
% Graficar Amplitud vs Frecuencia de Excitación
plot(ha,X1a,'b-',ha,X2a,'r-',hb,X1b,'b-',hc,X1c,'b-',hb,X2b,'r-',hc,X2c,'r-');
title("Amplitud de Vibración de Bloque Excitador y Porta Masas");
xlabel("Frecuencia de Excitación (Hz)");
ylabel ("Amplitud de Vibracion (mm)");
legend('Bloque Porta Masas','Bloque Excitador');
grid on;

```

Stress Analysis Report Case 1



Analyzed File:	Caso 1.iam
Autodesk Inventor Version:	2021 (Build 250183000, 183)
Creation Date:	26/04/2021, 16:55
Study Author:	Gonzalo Cabrera
Summary:	

Project Info (iProperties)

Summary

Author Usuario

Project

Part Number	SIMULACION
Designer	Usuario
Cost	S/0.00
Date Created	15/02/2021

Status

Design Status WorkInProgress

Physical

Mass	5.00154 kg
Area	333997 mm ²
Volume	849220 mm ³
Center of Gravity	x=296.209 mm y=14.6386 mm z=23.0674 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

Modal Analysis:1

General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Study Type	Modal Analysis
Last Modification Date	26/04/2021, 16:50
Number of Modes	2
Frequency Range	Undefined
Compute Preloaded Modes	No
Enhanced Accuracy	Yes

Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.08
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Material(s)

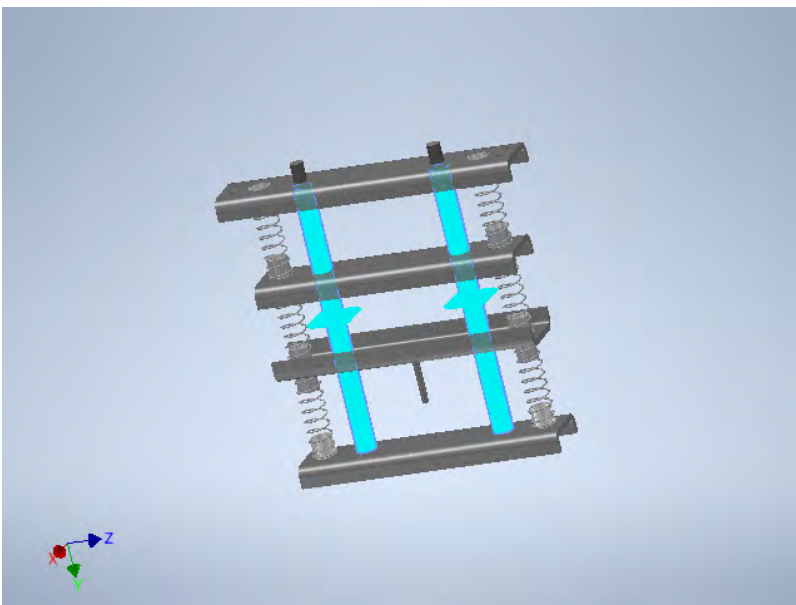
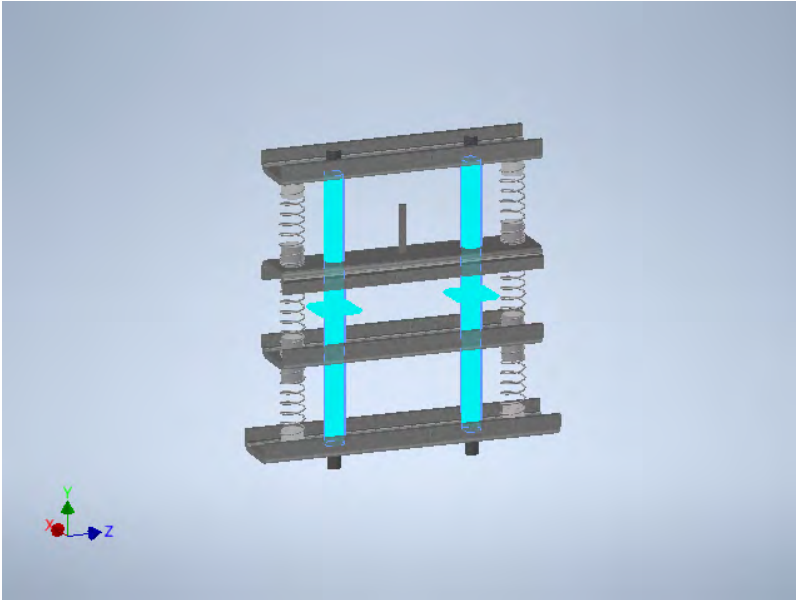
Name	Steel, Alloy	
General	Mass Density	9.68141 g/cm ³
	Yield Strength	250 MPa
	Ultimate Tensile Strength	400 MPa
Stress	Young's Modulus	205 GPa
	Poisson's Ratio	0.3 ul
	Shear Modulus	78.8462 GPa
Part Name(s)	4.1 BASE DE MASAS.ipt 3.2 TUBO DE ALUMINIO (MASAS).ipt 3.2 TUBO DE ALUMINIO (MASAS).ipt	
Name	Steel	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0.3 ul
	Shear Modulus	80.7692 GPa
Part Name(s)	5.1 BASE SUPERIOR.ipt 2.1 BASE INFERIOR.ipt Muelle de compresión1 Muelle de compresión1 Muelle de compresión1 Muelle de compresión1 Muelle de compresión1 Muelle de compresión1	
Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2.7 g/cm ³
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68.9 GPa
	Poisson's Ratio	0.33 ul
	Shear Modulus	25.9023 GPa
Part Name(s)	5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO.ipt 5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO.ipt 5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO.ipt 5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO.ipt	
Name	Steel, Mild	
General	Mass Density	18.327 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	220 GPa
	Poisson's Ratio	0.275 ul
	Shear Modulus	86.2745 GPa
Part Name(s)	3.1 BASE EXCITADORA.ipt 3.2 TUBO DE ALUMINIO (EXCITADOR).ipt 3.2 TUBO DE ALUMINIO (EXCITADOR).ipt	
Name	Stainless Steel	
General	Mass Density	8 g/cm ³
	Yield Strength	250 MPa
	Ultimate Tensile Strength	540 MPa
Stress	Young's Modulus	193 GPa
	Poisson's Ratio	0.3 ul
	Shear Modulus	74.2308 GPa
Part Name(s)	8 GUIA.ipt 8 GUIA.ipt	

Operating conditions

Restricción fija:1

Constraint Type	Fixed Constraint
-----------------	------------------

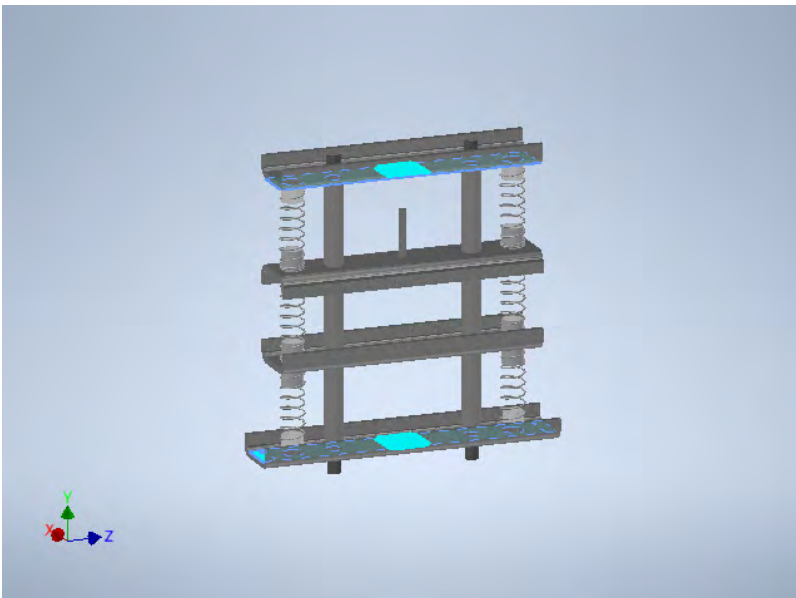
☐ **Selected Face(s)**

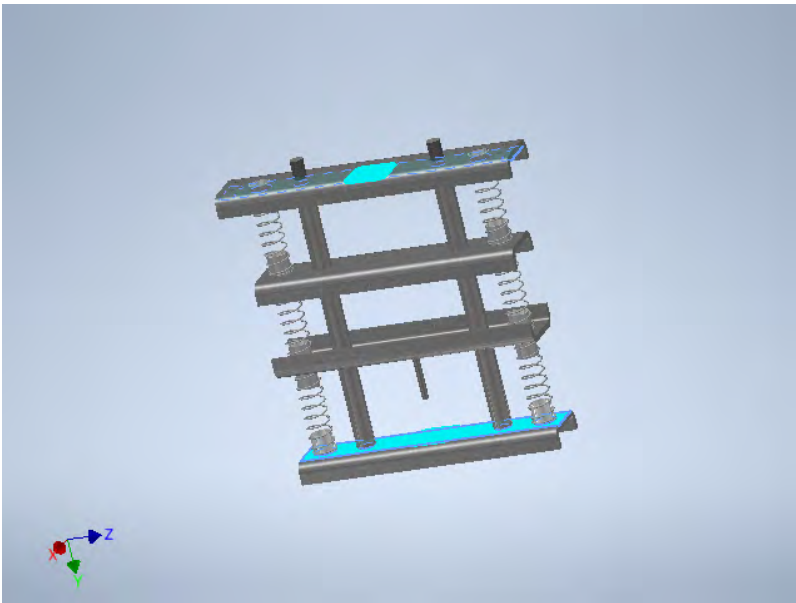


☐ **Restricción fija:2**

Constraint Type Fixed Constraint

☐ **Selected Face(s)**

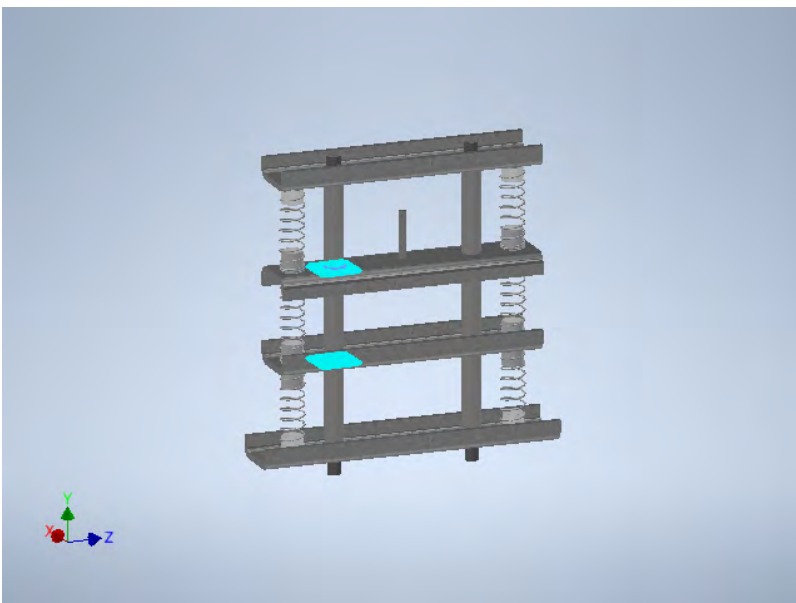


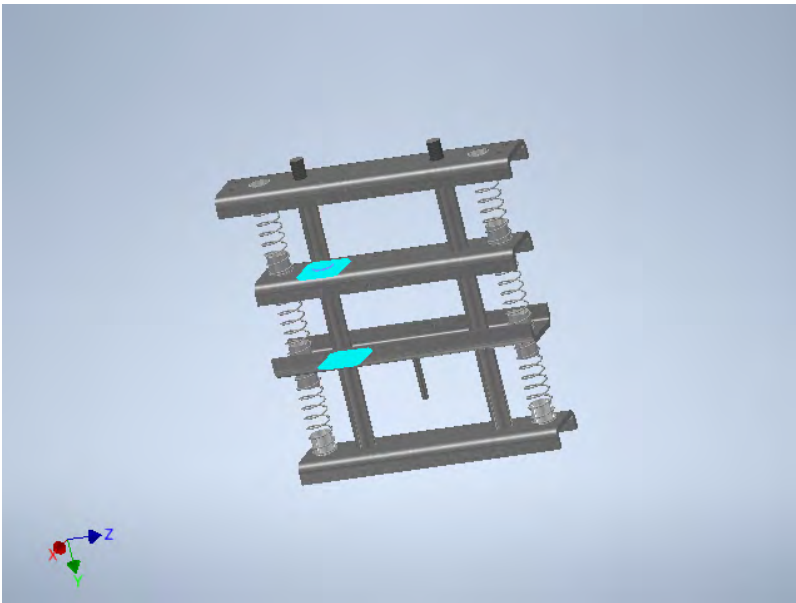


☐ Restricción de pasador:1

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	No
Fix Tangential Direction	Yes

☐ Selected Face(s)

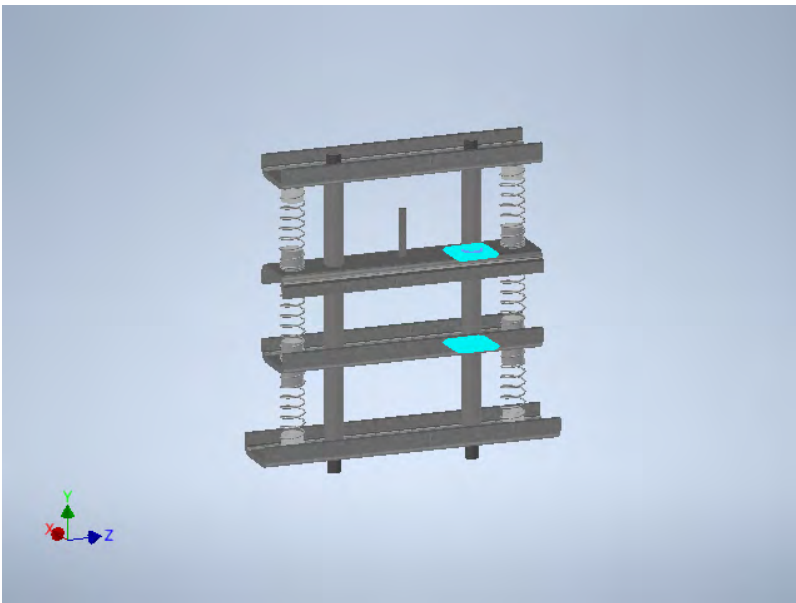


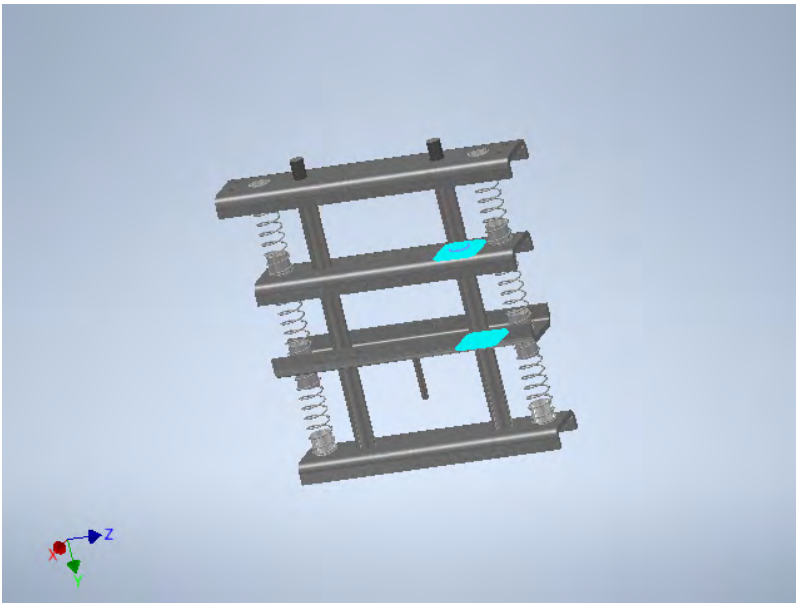


☐ Restricción de pasador:2

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	No
Fix Tangential Direction	Yes

☐ Selected Face(s)





☐ Contacts (Bonded)

Name	Part Name(s)
Bloqueado:2	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 SOPORTE EXCITADOR:1/3.2 TUBO DE ALUMINIO (EXCITADOR):1
Bloqueado:3	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 SOPORTE EXCITADOR:1/3.2 TUBO DE ALUMINIO (EXCITADOR):2
Bloqueado:5	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 Muelle de compresión:2/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:6	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 Muelle de compresión:1/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:7	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 Muelle de compresión:4/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:8	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 Muelle de compresión:3/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:9	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 Muelle de compresión:4/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:10	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 Muelle de compresión:3/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:11	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 SOPORTE DE MASAS:1/3.2 TUBO DE ALUMINIO (MASAS):2
Bloqueado:12	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 SOPORTE DE MASAS:1/3.2 TUBO DE ALUMINIO (MASAS):1
Bloqueado:15	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 Muelle de compresión:6/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:16	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 Muelle de compresión:5/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:17	SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1 Muelle de compresión:2/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:18	SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1 Muelle de compresión:1/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:19	SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1 SOPORTE INFERIOR:1/5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO:2
Bloqueado:20	SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1 SOPORTE INFERIOR:1/5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO:1
Bloqueado:21	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 SOPORTE SUPERIOR:1/5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO:1
Bloqueado:22	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 SOPORTE SUPERIOR:1/5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO:2
Bloqueado:23	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 Muelle de compresión:6/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:24	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 Muelle de compresión:5/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:25	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 8 GUIA:1
Bloqueado:26	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 8 GUIA:2

Bloqueado:27	8 GUIA:1 SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1
Bloqueado:28	8 GUIA:2 SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1

Contacts (Spring)

Name	Normal Stiffness	Tangential Stiffness	Part Name(s)
Muelle:1	0.000 N/mm	0.000 N/mm	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 8 GUIA:2
Muelle:2	0.000 N/mm	0.000 N/mm	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 8 GUIA:1
Muelle:3	0.000 N/mm	0.000 N/mm	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 8 GUIA:2
Muelle:4	0.000 N/mm	0.000 N/mm	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 8 GUIA:1

Results

Frequency Value(s)

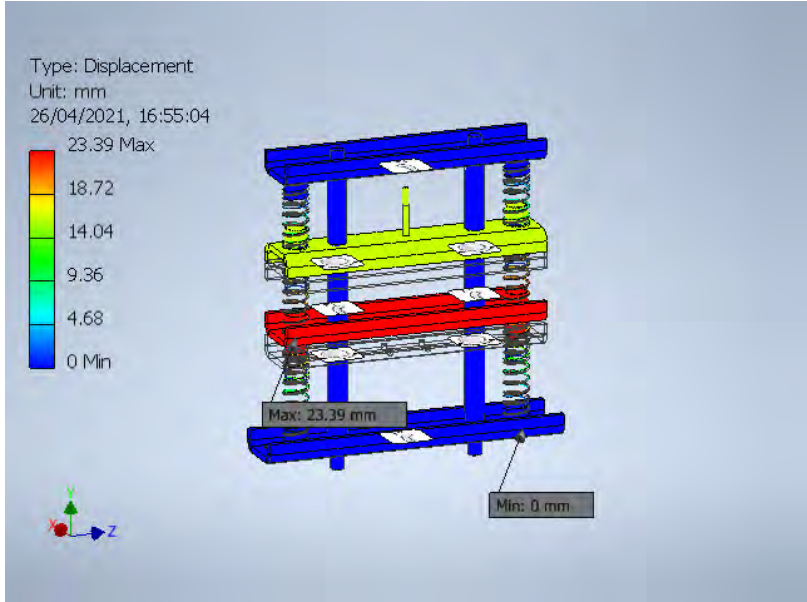
F1	3.34 Hz
F2	6.32 Hz

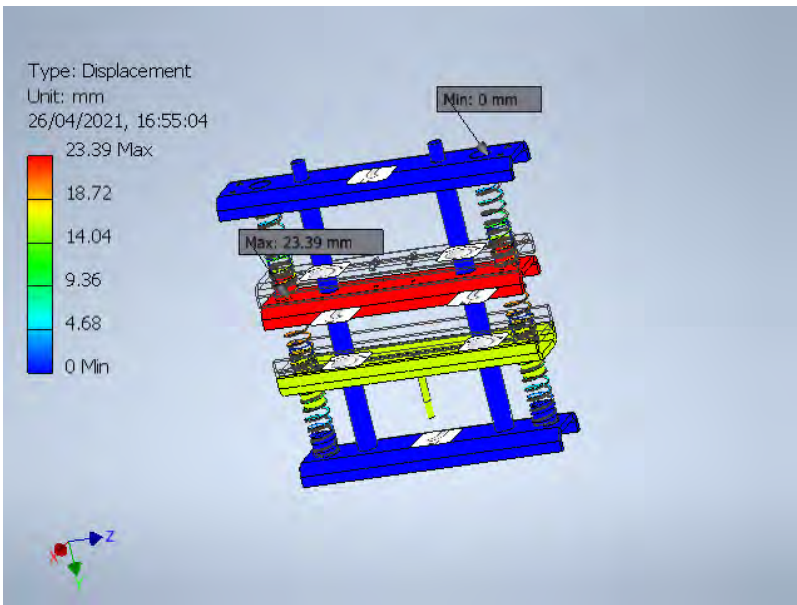
Result Summary

Name	Result Value
Volume	849218 mm ³
Mass	8.57781 kg

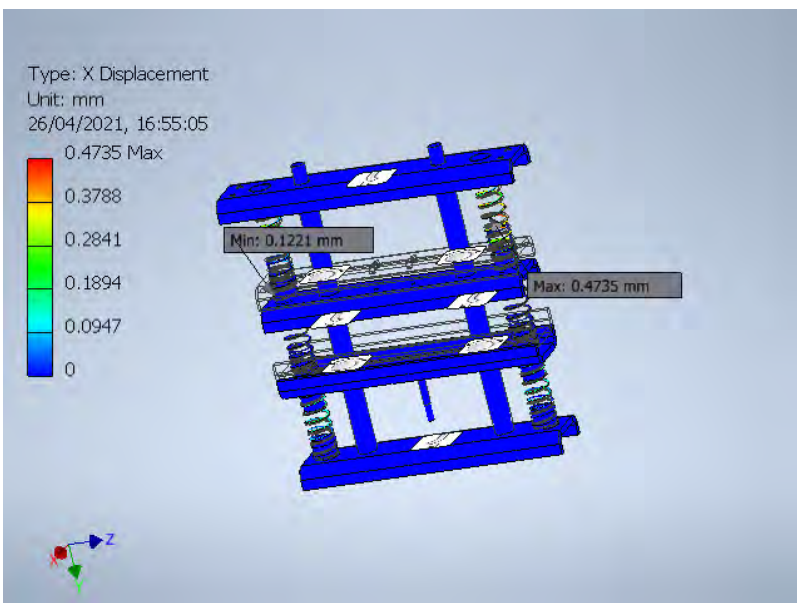
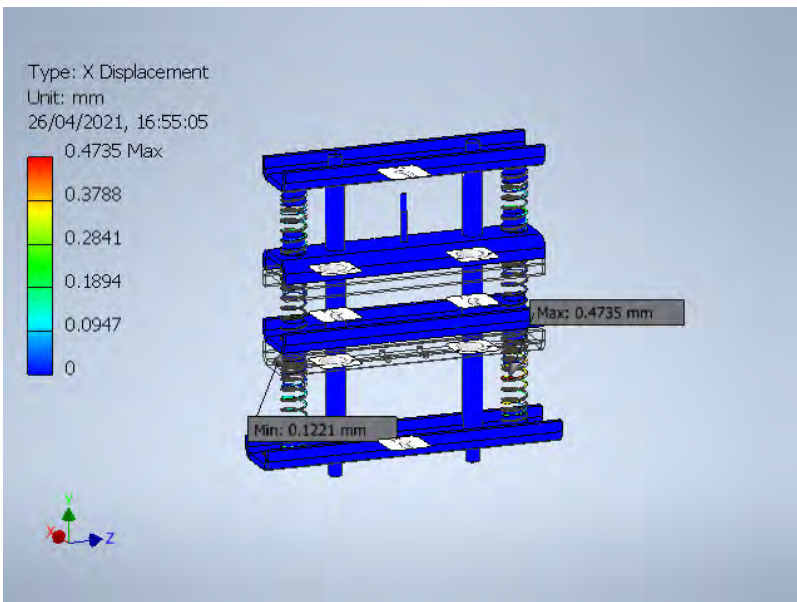
Figures

F1 3.34 Hz Displacement

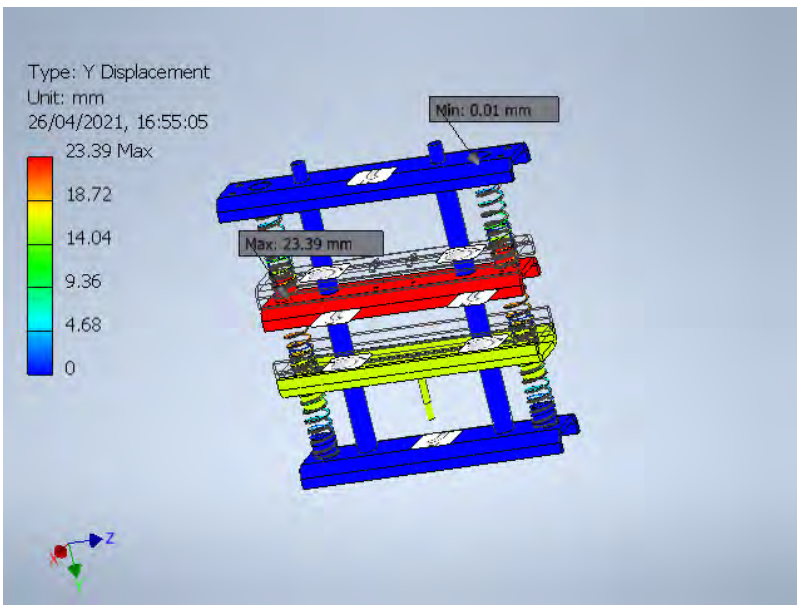
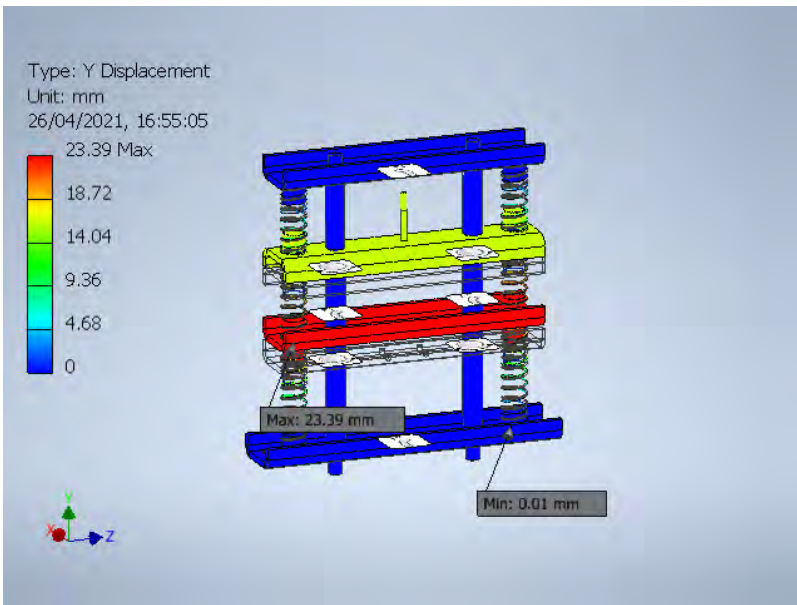




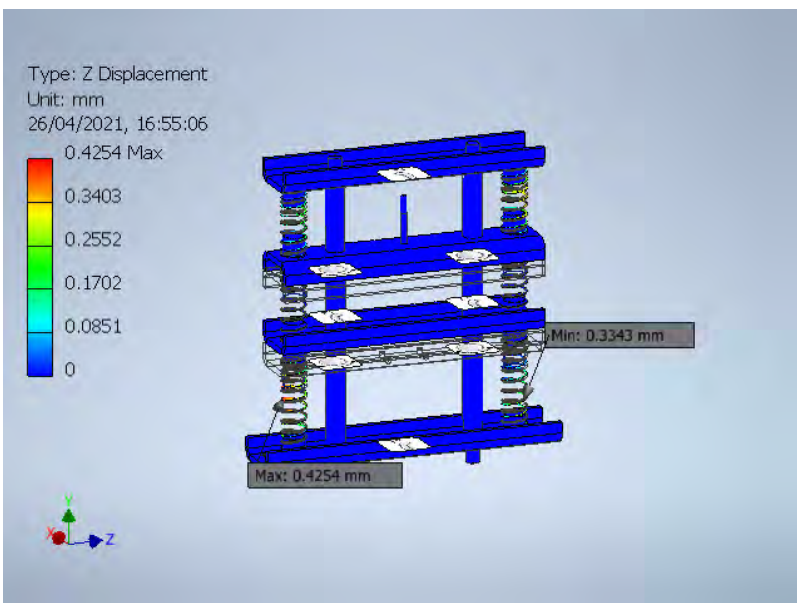
F1 3.34 Hz X Displacement

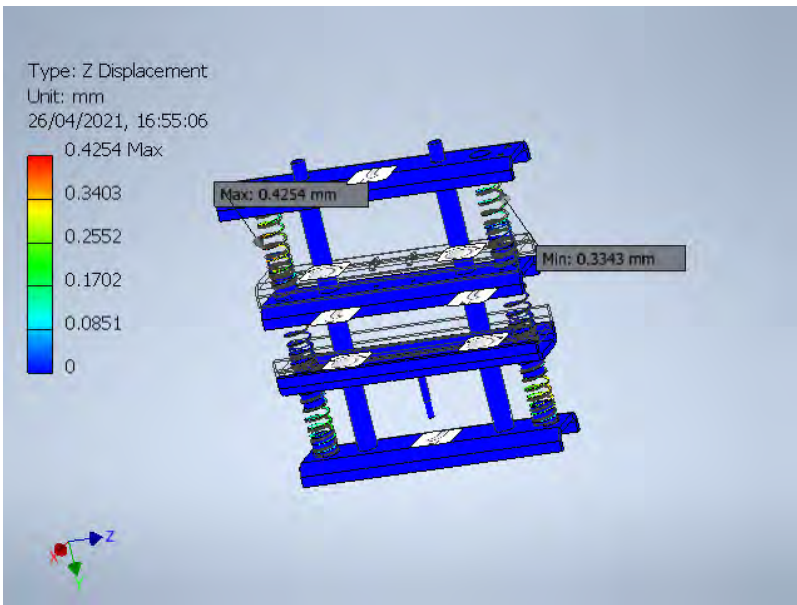


F1 3.34 Hz Y Displacement

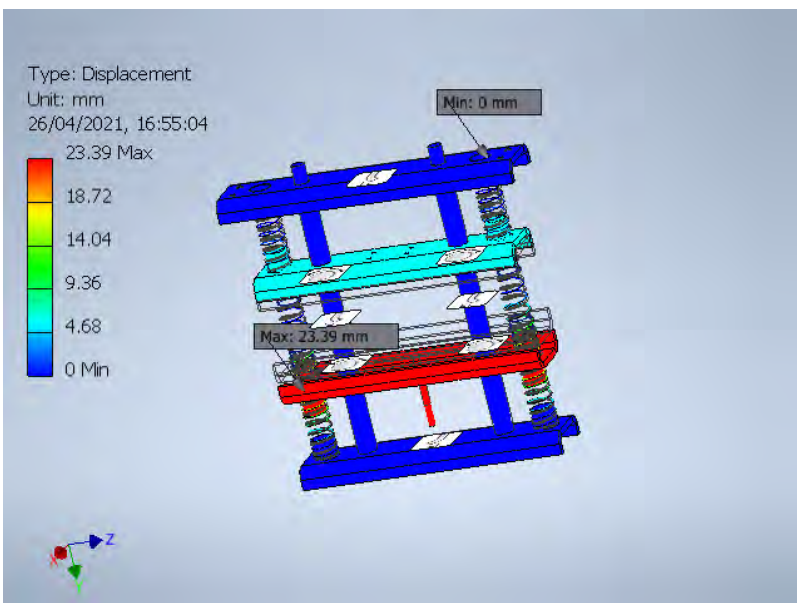
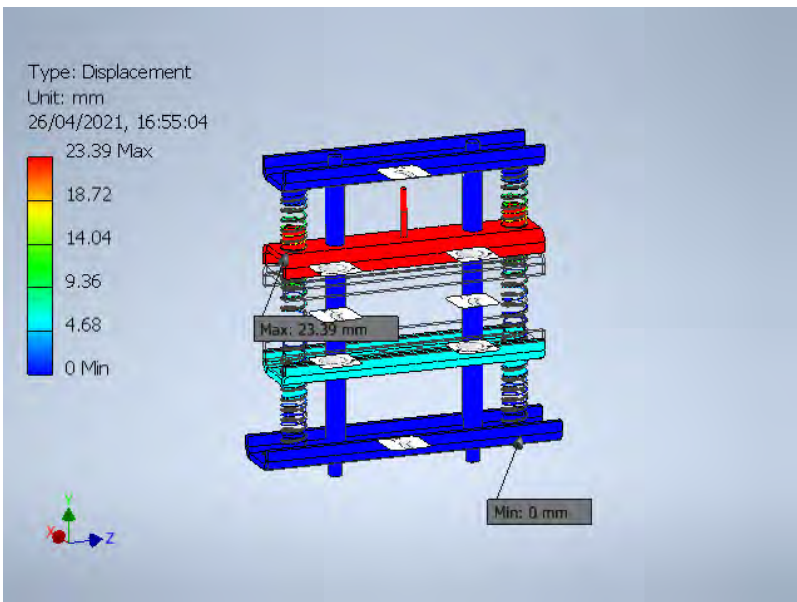


F1 3.34 Hz Z Displacement

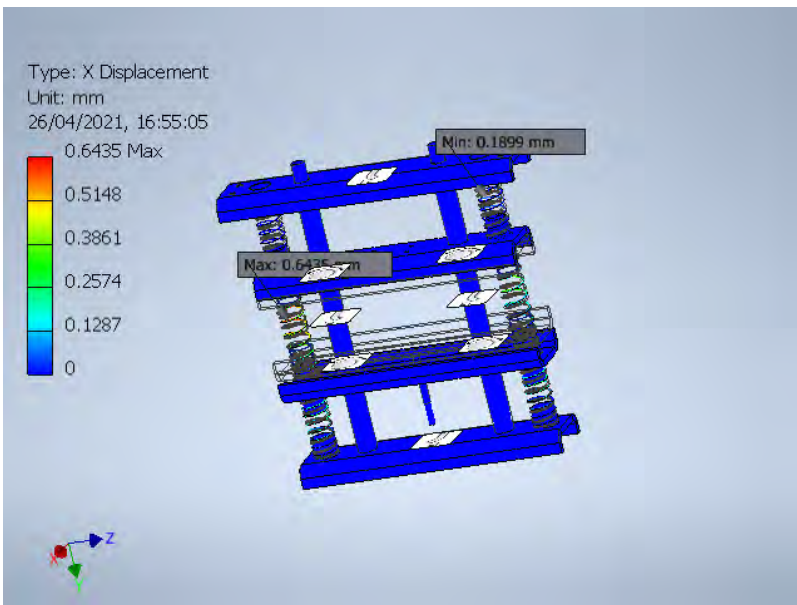
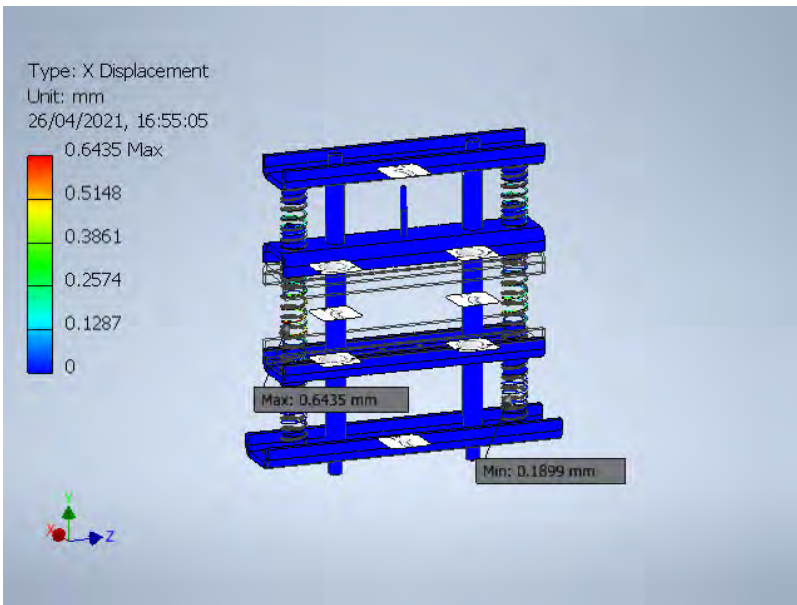




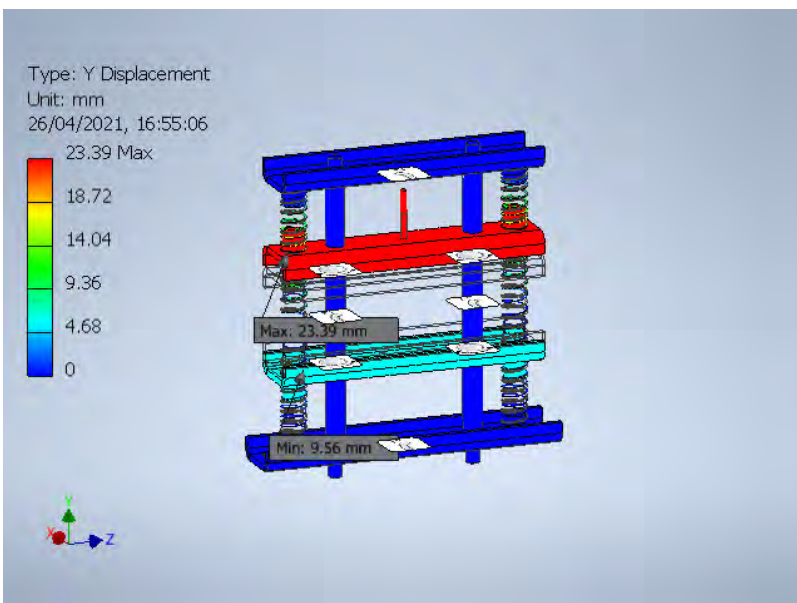
F2 6.32 Hz Displacement

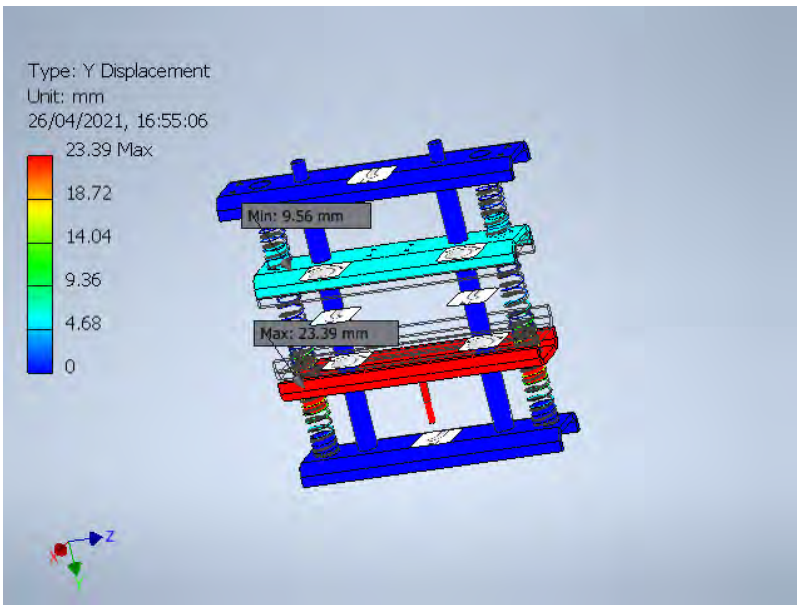


F2 6.32 Hz X Displacement

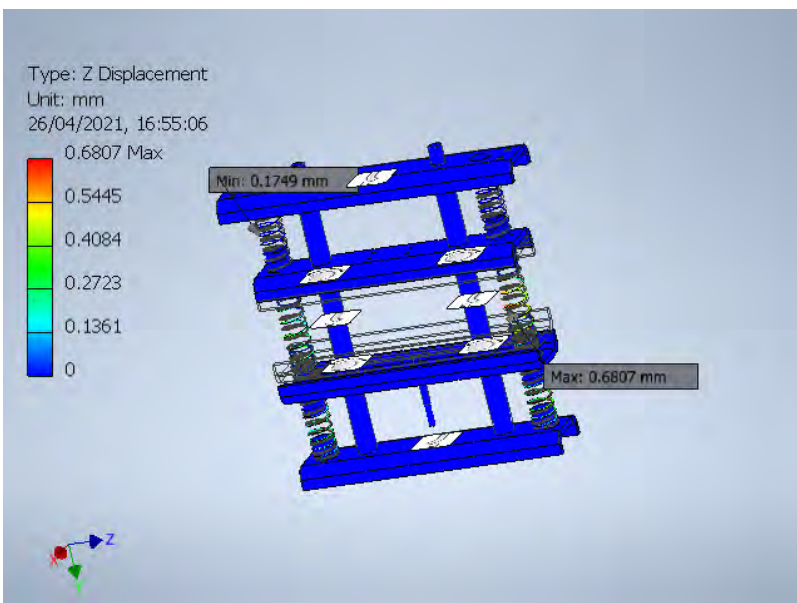
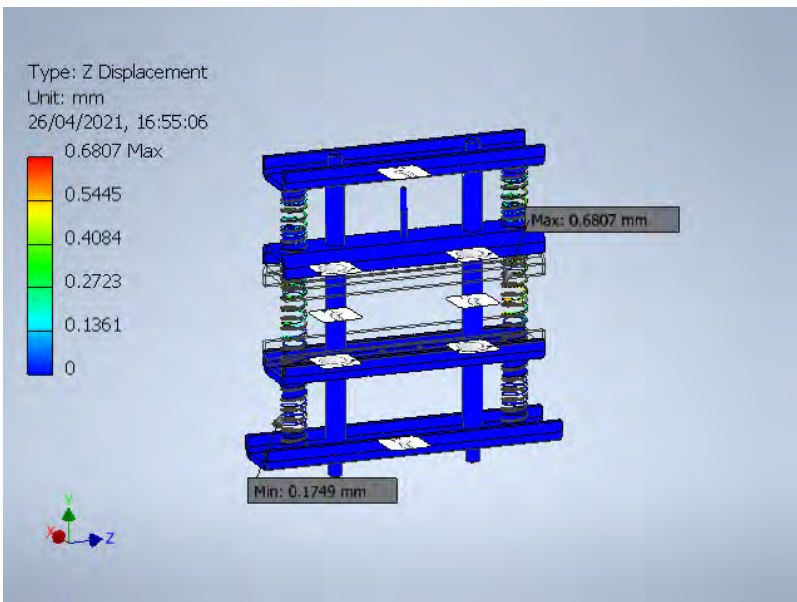


F2 6.32 Hz Y Displacement





F2 6.32 Hz Z Displacement



D:\Documentos\PUCP\FCI\10 CICLO\Proyecto de Tesis 2\Diseño\Simulacion\Caso 1\Caso 1.iam

Stress Analysis Report Case 2



Analyzed File:	Caso 2.iam
Autodesk Inventor Version:	2021 (Build 250183000, 183)
Creation Date:	26/04/2021, 17:18
Study Author:	Gonzalo Cabrera
Summary:	

Project Info (iProperties)

Summary

Author Usuario

Project

Part Number	SIMULACION
Designer	Usuario
Cost	S/0.00
Date Created	15/02/2021

Status

Design Status WorkInProgress

Physical

Mass	5.40153 kg
Area	333997 mm ²
Volume	849220 mm ³
Center of Gravity	x=296.209 mm y=26.3661 mm z=23.0674 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

Modal Analysis:1

General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Study Type	Modal Analysis
Last Modification Date	26/04/2021, 17:16
Number of Modes	2
Frequency Range	Undefined
Compute Preloaded Modes	No
Enhanced Accuracy	Yes

Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.08
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Material(s)

Name	Steel, Alloy	
General	Mass Density	17.907 g/cm ³
	Yield Strength	250 MPa
	Ultimate Tensile Strength	400 MPa
Stress	Young's Modulus	205 GPa
	Poisson's Ratio	0.3 ul
	Shear Modulus	78.8462 GPa
Part Name(s)	4.1 BASE DE MASAS.ipt 3.2 TUBO DE ALUMINIO (MASAS).ipt 3.2 TUBO DE ALUMINIO (MASAS).ipt	
Name	Acero	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0.3 ul
	Shear Modulus	80.7692 GPa
Part Name(s)	5.1 BASE SUPERIOR.ipt 2.1 BASE INFERIOR.ipt	
Name	Aluminio 6061	
General	Mass Density	2.7 g/cm ³
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68.9 GPa
	Poisson's Ratio	0.33 ul
	Shear Modulus	25.9023 GPa
Part Name(s)	5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO.ipt 5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO.ipt 5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO.ipt 5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO.ipt	
Name	Steel, Mild	
General	Mass Density	18.327 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	220 GPa
	Poisson's Ratio	0.275 ul
	Shear Modulus	86.2745 GPa
Part Name(s)	3.1 BASE EXCITADORA.ipt 3.2 TUBO DE ALUMINIO (EXCITADOR).ipt 3.2 TUBO DE ALUMINIO (EXCITADOR).ipt	
Name	Acero inoxidable	
General	Mass Density	8 g/cm ³
	Yield Strength	250 MPa
	Ultimate Tensile Strength	540 MPa
Stress	Young's Modulus	193 GPa
	Poisson's Ratio	0.3 ul
	Shear Modulus	74.2308 GPa
Part Name(s)	8 GUIA.ipt 8 GUIA.ipt	
Name	Steel	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0.3 ul
	Shear Modulus	80.7692 GPa
Part Name(s)	Muelle de compresión1 Muelle de compresión1 Muelle de compresión1 Muelle de compresión1	

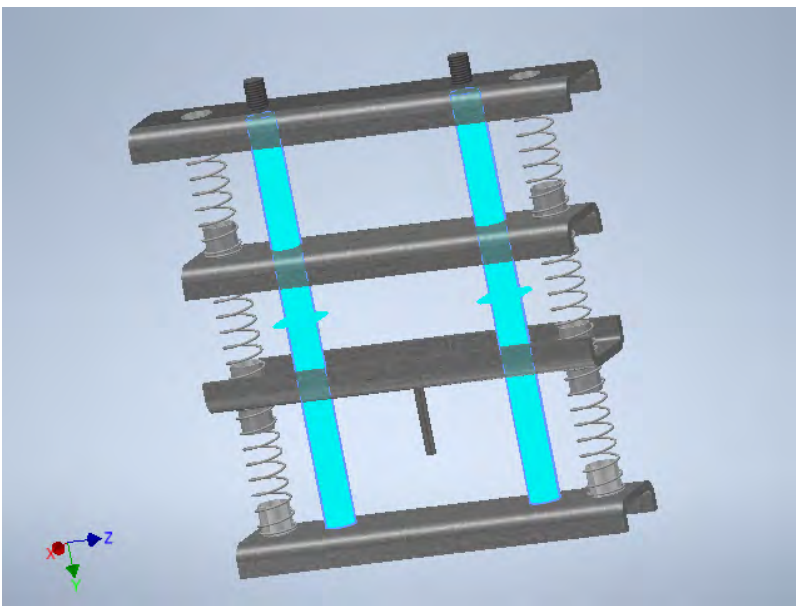
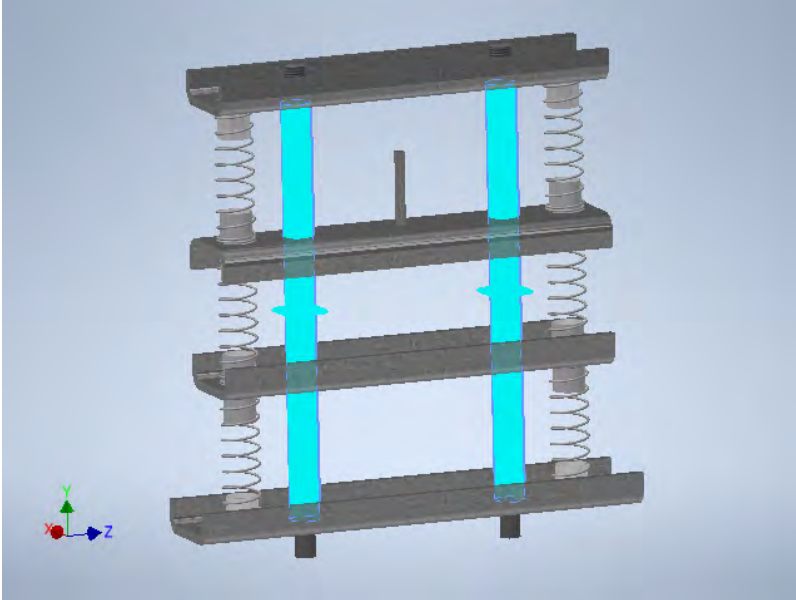
Muelle de compresión1
Muelle de compresión1

Operating conditions

Restricción fija:1

Constraint Type Fixed Constraint

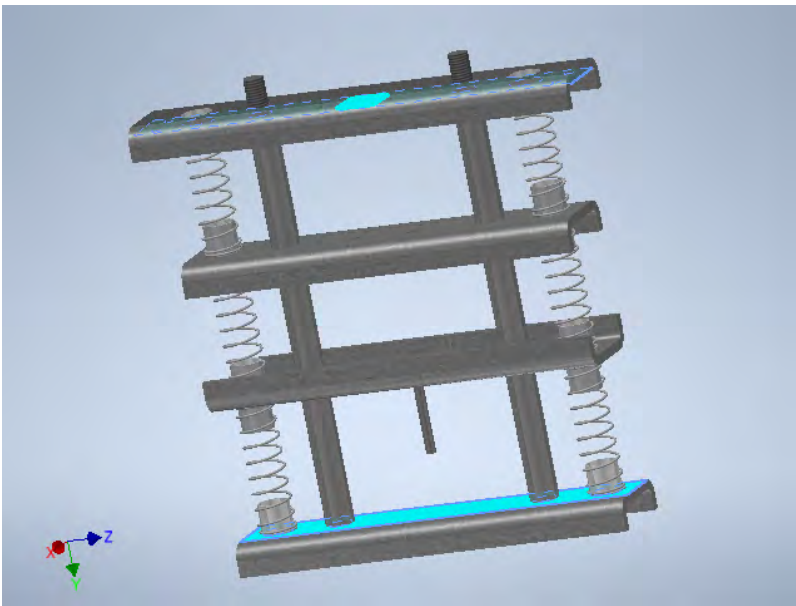
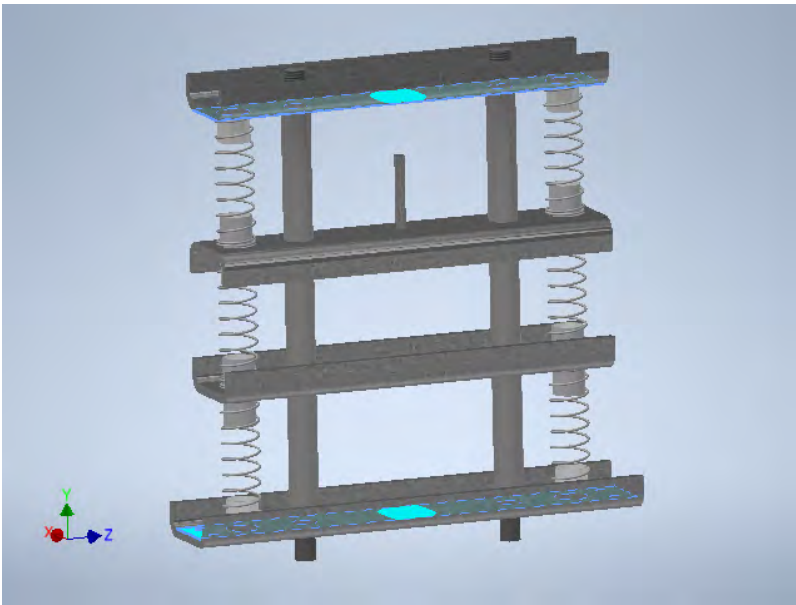
Selected Face(s)



Restricción fija:2

Constraint Type Fixed Constraint

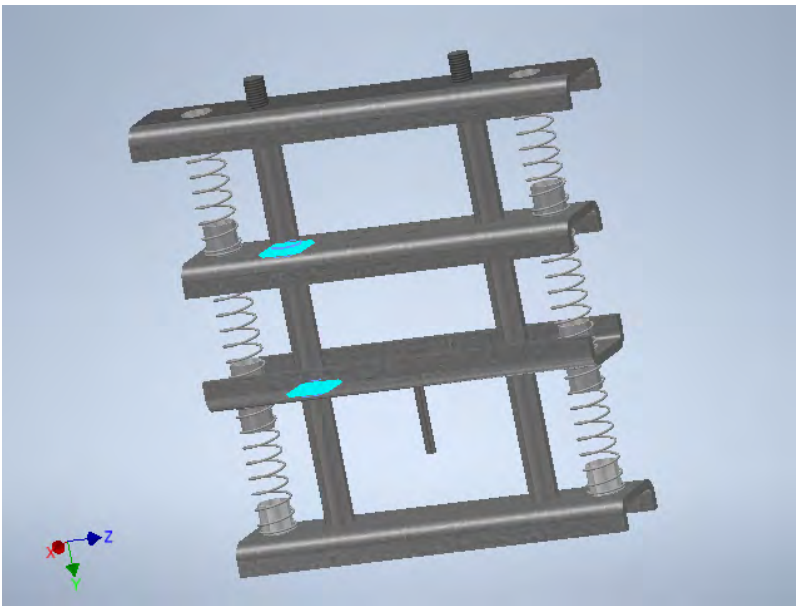
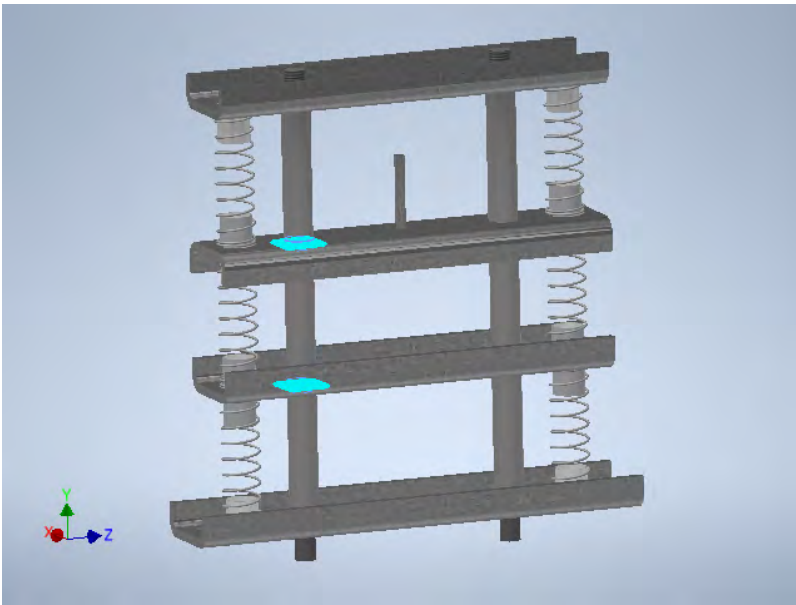
Selected Face(s)



☐ Restricción de pasador:1

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	No
Fix Tangential Direction	Yes

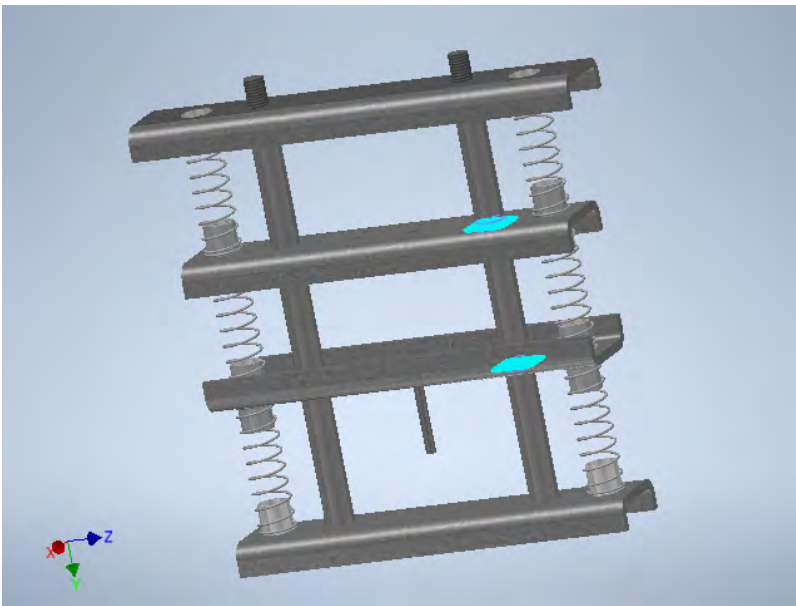
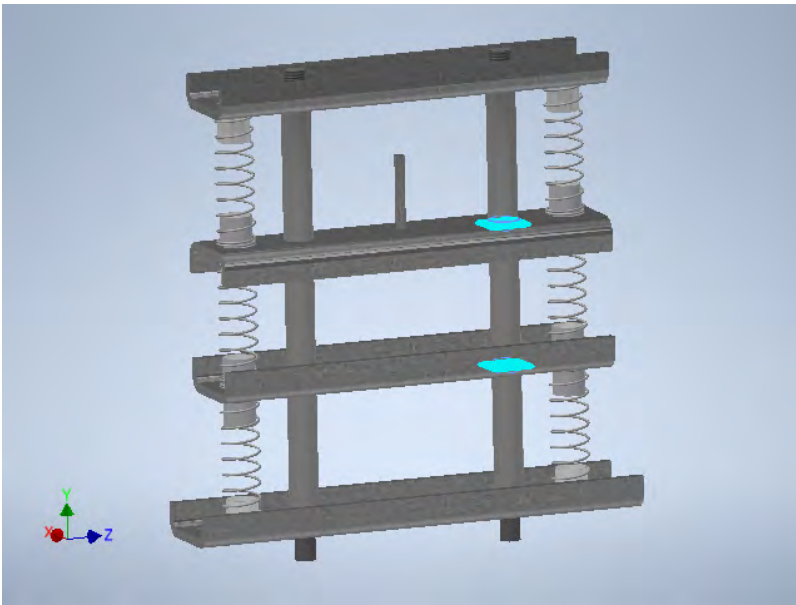
☐ Selected Face(s)



☐ Restricción de pasador:2

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	No
Fix Tangential Direction	Yes

☐ Selected Face(s)



Contacts (Bonded)

Name	Part Name(s)
Bloqueado:2	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 SOPORTE EXCITADOR:1/3.2 TUBO DE ALUMINIO (EXCITADOR):1
Bloqueado:3	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 SOPORTE EXCITADOR:1/3.2 TUBO DE ALUMINIO (EXCITADOR):2
Bloqueado:5	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 Muelle de compresión:2/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:6	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 Muelle de compresión:1/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:7	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 Muelle de compresión:4/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:8	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 Muelle de compresión:3/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:9	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 Muelle de compresión:4/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:10	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 Muelle de compresión:3/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:11	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 SOPORTE DE MASAS:1/3.2 TUBO DE ALUMINIO (MASAS):2
Bloqueado:12	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 SOPORTE DE MASAS:1/3.2 TUBO DE ALUMINIO (MASAS):1
Bloqueado:15	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 Muelle de compresión:6/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:16	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 Muelle de compresión:5/Muelle de compresión1:1

Bloqueado:17	SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1 Muelle de compresión:2/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:18	SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1 Muelle de compresión:1/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:19	SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1 SOPORTE INFERIOR:1/5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO:2
Bloqueado:20	SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1 SOPORTE INFERIOR:1/5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO:1
Bloqueado:21	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 SOPORTE SUPERIOR:1/5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO:1
Bloqueado:22	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 SOPORTE SUPERIOR:1/5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO:2
Bloqueado:23	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 Muelle de compresión:6/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:24	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 Muelle de compresión:5/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:25	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 8 GUIA:1
Bloqueado:26	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 8 GUIA:2
Bloqueado:27	8 GUIA:1 SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1
Bloqueado:28	8 GUIA:2 SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1

☐ Contacts (Spring)

Name	Normal Stiffness	Tangential Stiffness	Part Name(s)
Muelle:1	0.000 N/mm	0.000 N/mm	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 8 GUIA:2
Muelle:2	0.000 N/mm	0.000 N/mm	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 8 GUIA:1
Muelle:3	0.000 N/mm	0.000 N/mm	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 8 GUIA:2
Muelle:4	0.000 N/mm	0.000 N/mm	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 8 GUIA:1

☐ Results

☐ Frequency Value(s)

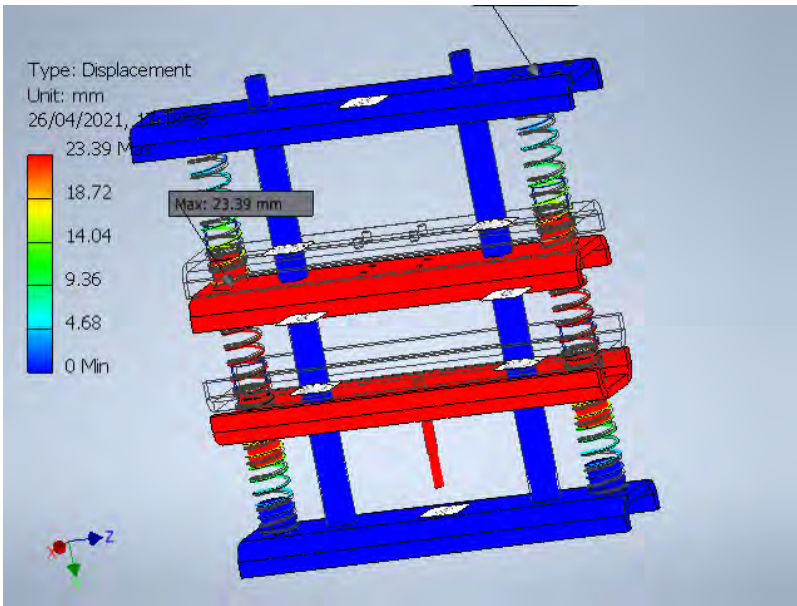
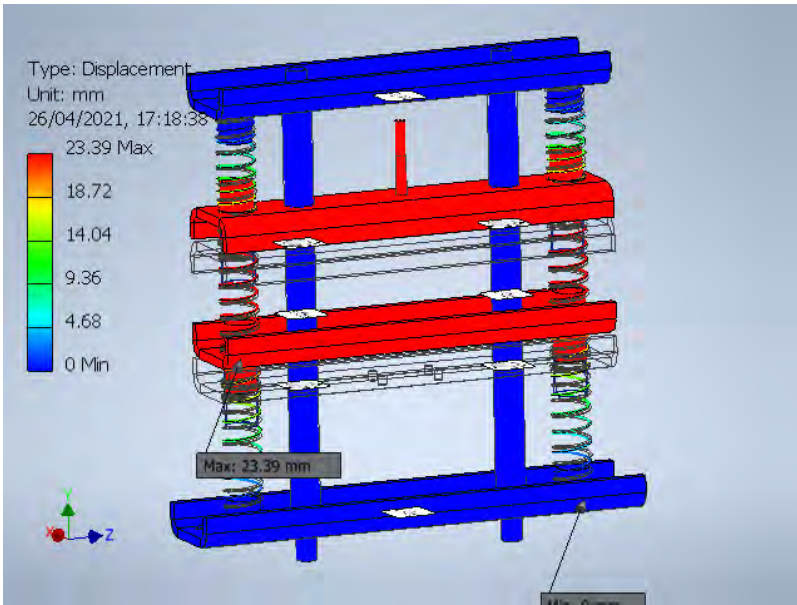
F1	2.99 Hz
F2	5.19 Hz

☐ Result Summary

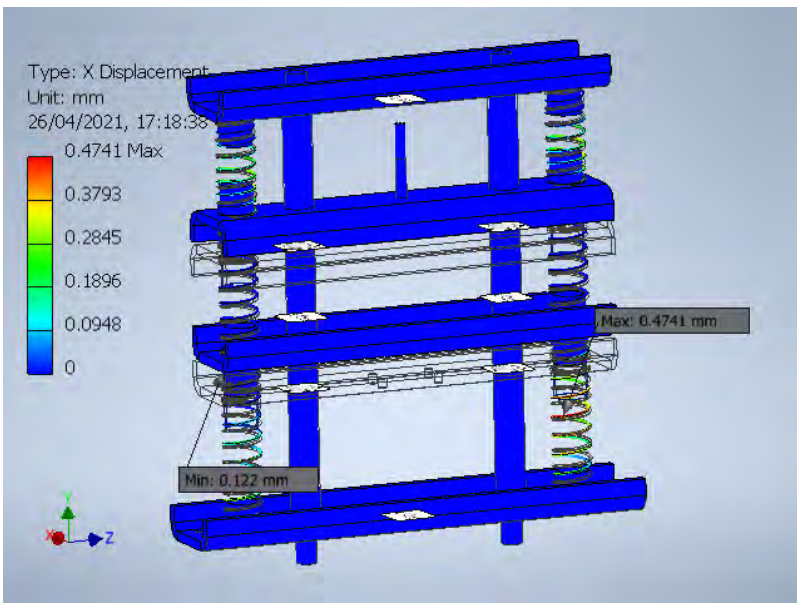
Name	Result Value
Volume	849218 mm ³
Mass	9.87774 kg

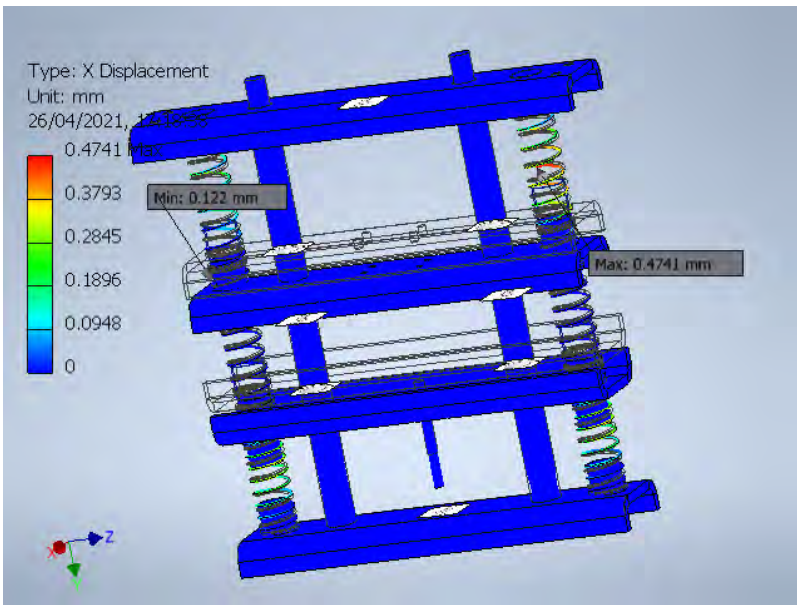
☐ Figures

☐ F1 2.99 Hz Displacement

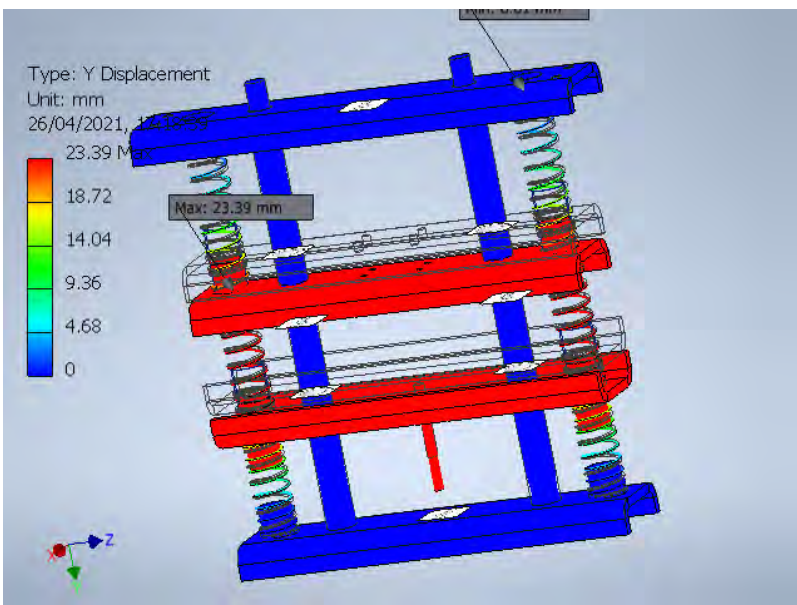
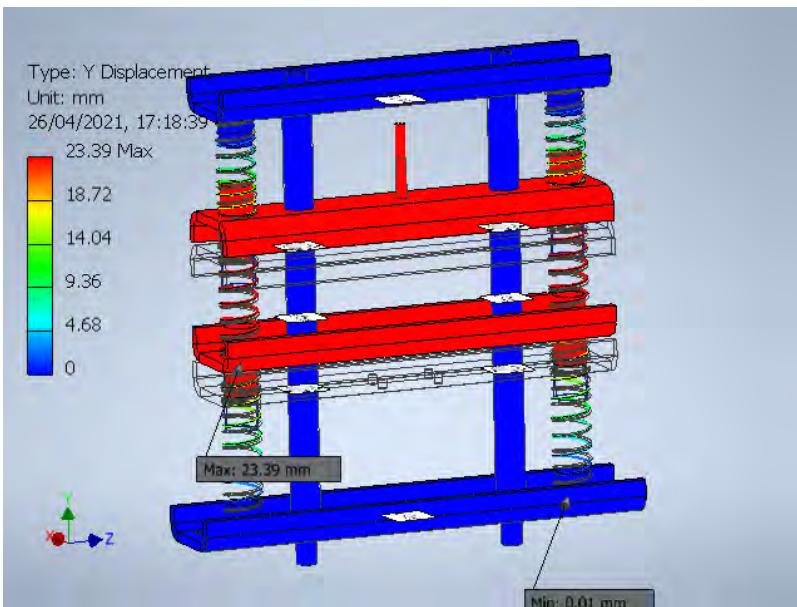


F1 2.99 Hz X Displacement

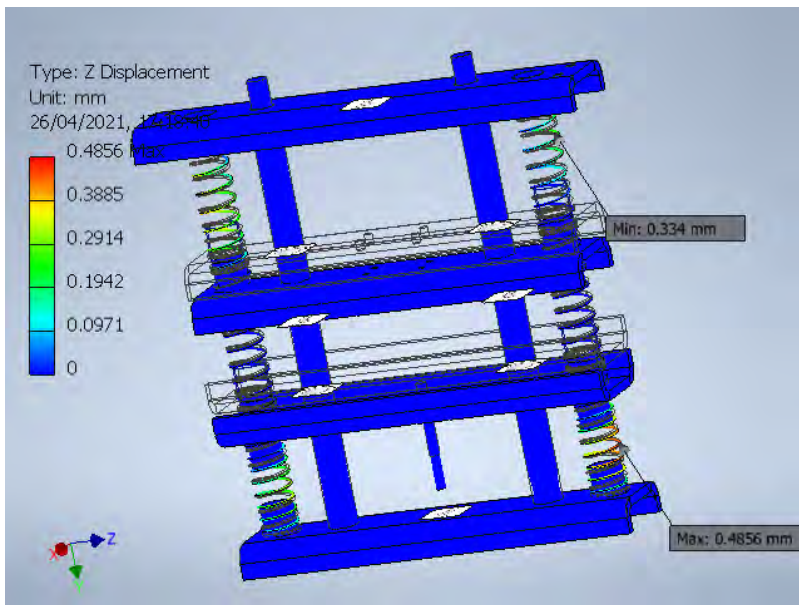
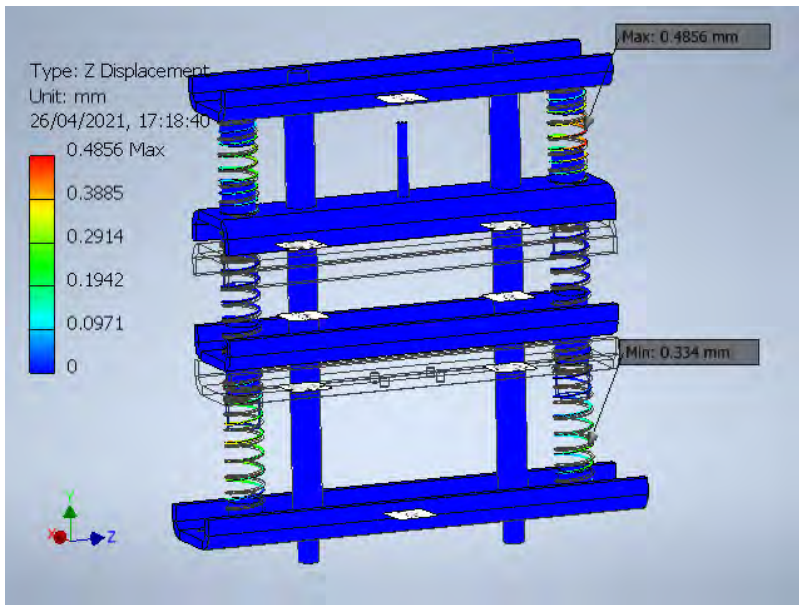




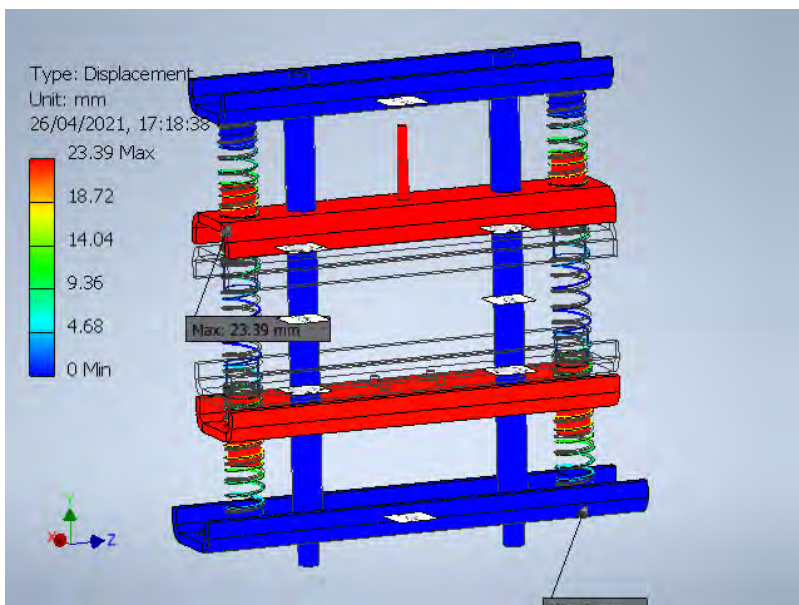
F1 2.99 Hz Y Displacement

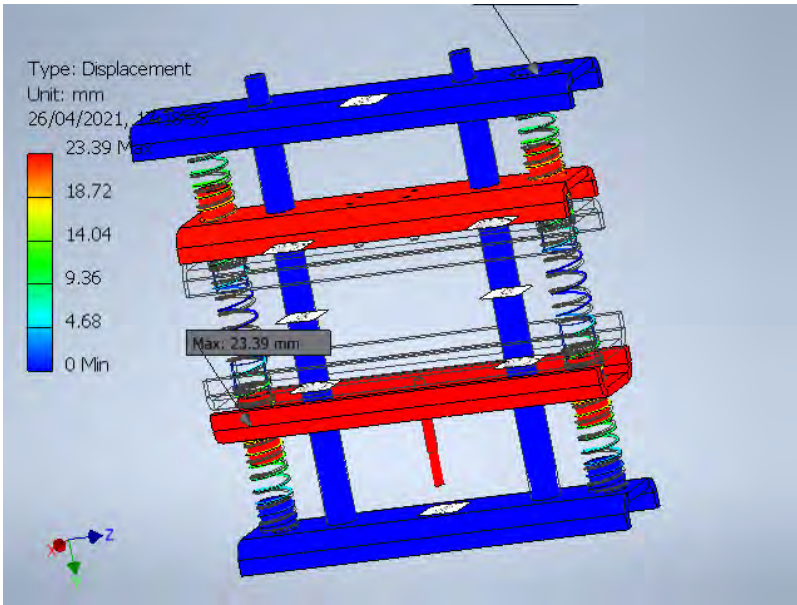


F1 2.99 Hz Z Displacement

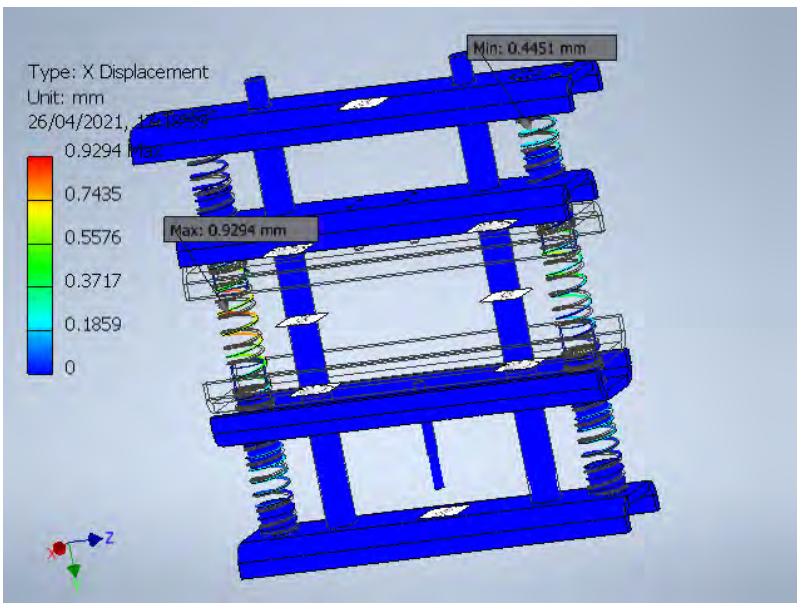
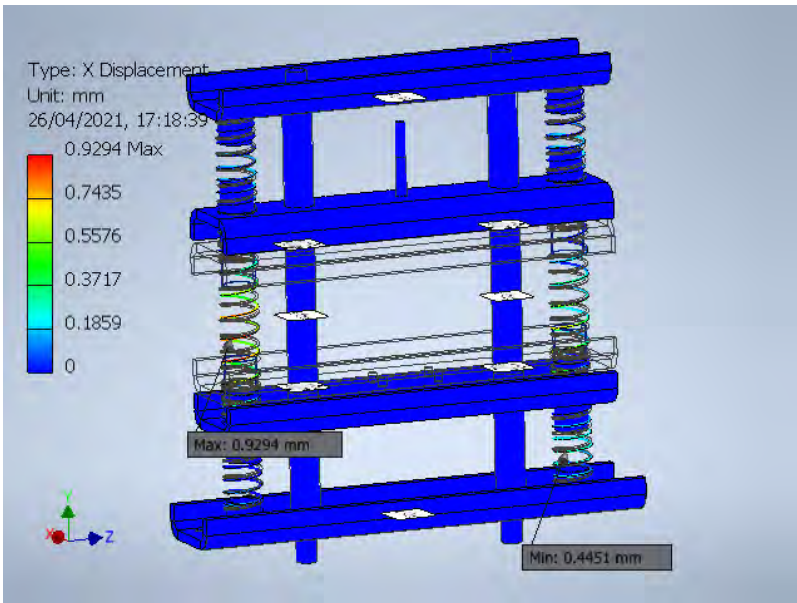


F2 5.19 Hz Displacement

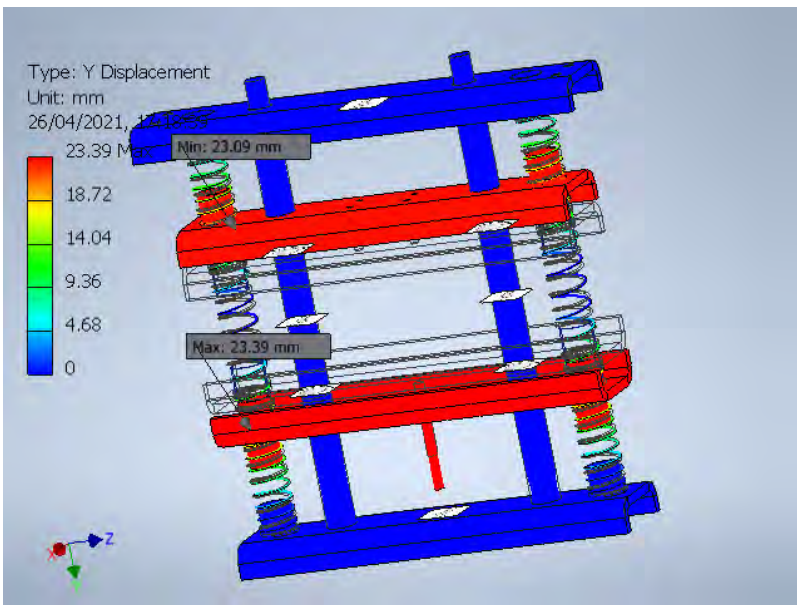
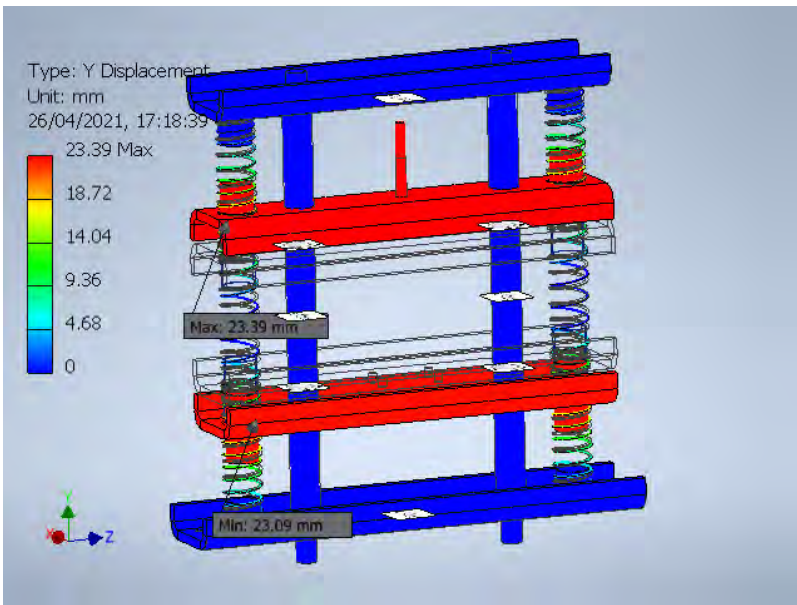




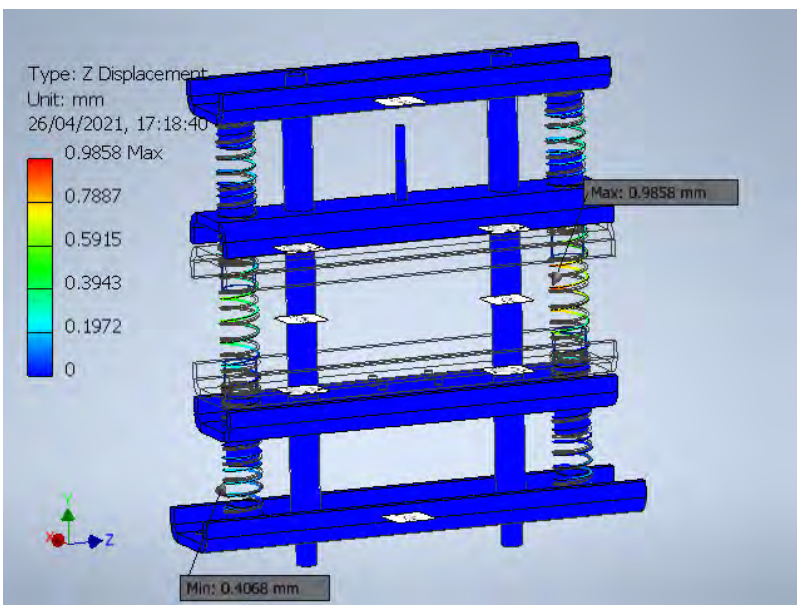
F2 5.19 Hz X Displacement

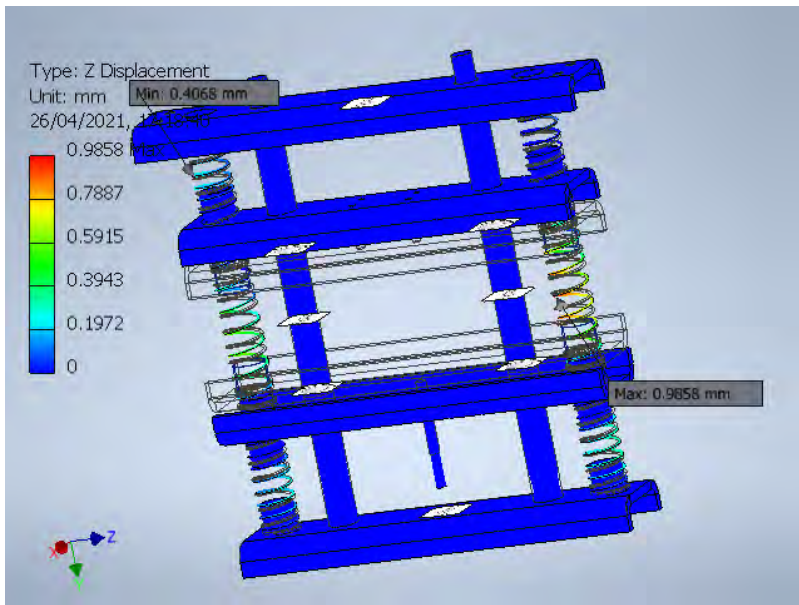


F2 5.19 Hz Y Displacement



F2 5.19 Hz Z Displacement





D:\Documentos\PUCP\FCI\10 CICLO\Proyecto de Tesis 2\Diseño\Simulacion\Caso 2\Caso 2.iam

Stress Analysis Report Case 3



Analyzed File:	Caso 3.iam
Autodesk Inventor Version:	2021 (Build 250183000, 183)
Creation Date:	26/04/2021, 17:25
Study Author:	Gonzalo Cabrera
Summary:	

Project Info (iProperties)

Summary

Author Usuario

Project

Part Number	SIMULACION
Designer	Usuario
Cost	S/0.00
Date Created	15/02/2021

Status

Design Status WorkInProgress

Physical

Mass	5.44426 kg
Area	339673 mm ²
Volume	854663 mm ³
Center of Gravity	x=296.209 mm y=25.7831 mm z=23.0667 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

Modal Analysis:1

General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Study Type	Modal Analysis
Last Modification Date	26/04/2021, 17:22
Number of Modes	2
Frequency Range	Undefined
Compute Preloaded Modes	No
Enhanced Accuracy	Yes

Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.08
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Material(s)

Name	Steel, Alloy	
General	Mass Density	17.907 g/cm ³
	Yield Strength	250 MPa
	Ultimate Tensile Strength	400 MPa
Stress	Young's Modulus	205 GPa
	Poisson's Ratio	0.3 ul
	Shear Modulus	78.8462 GPa
Part Name(s)	4.1 BASE DE MASAS.ipt 3.2 TUBO DE ALUMINIO (MASAS).ipt 3.2 TUBO DE ALUMINIO (MASAS).ipt	
Name	Acero	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0.3 ul
	Shear Modulus	80.7692 GPa
Part Name(s)	5.1 BASE SUPERIOR.ipt 2.1 BASE INFERIOR.ipt	
Name	Aluminio 6061	
General	Mass Density	2.7 g/cm ³
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68.9 GPa
	Poisson's Ratio	0.33 ul
	Shear Modulus	25.9023 GPa
Part Name(s)	5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO.ipt 5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO.ipt 5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO.ipt 5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO.ipt	
Name	Steel, Mild	
General	Mass Density	18.327 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	220 GPa
	Poisson's Ratio	0.275 ul
	Shear Modulus	86.2745 GPa
Part Name(s)	3.1 BASE EXCITADORA.ipt 3.2 TUBO DE ALUMINIO (EXCITADOR).ipt 3.2 TUBO DE ALUMINIO (EXCITADOR).ipt	
Name	Acero inoxidable	
General	Mass Density	8 g/cm ³
	Yield Strength	250 MPa
	Ultimate Tensile Strength	540 MPa
Stress	Young's Modulus	193 GPa
	Poisson's Ratio	0.3 ul
	Shear Modulus	74.2308 GPa
Part Name(s)	8 GUIA.ipt 8 GUIA.ipt	
Name	Steel	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0.3 ul
	Shear Modulus	80.7692 GPa
Part Name(s)	Muelle de compresión1 Muelle de compresión1 Muelle de compresión1 Muelle de compresión1	

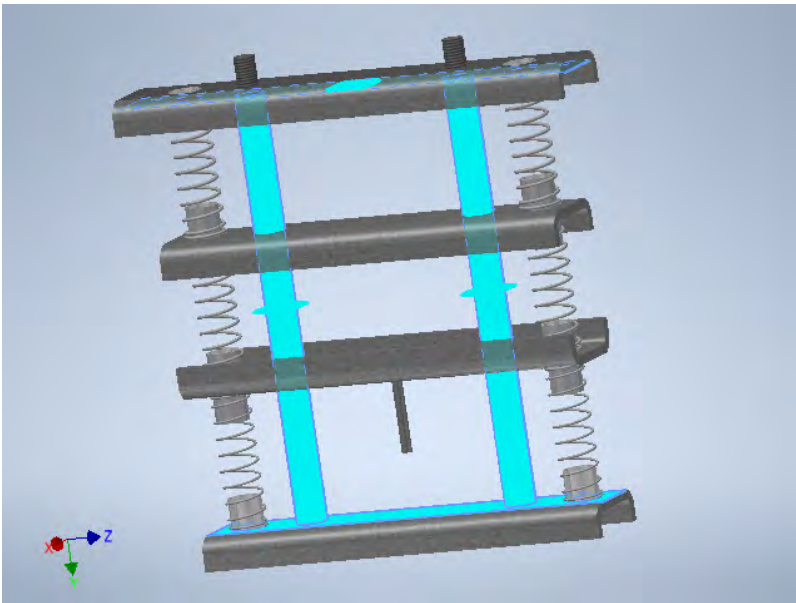
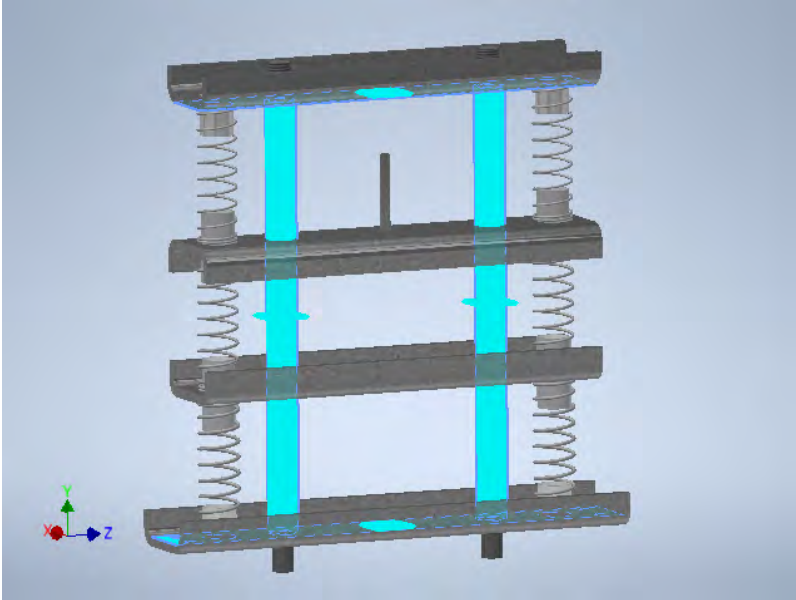
Muelle de compresión1
Muelle de compresión1

Operating conditions

Restricción fija:1

Constraint Type Fixed Constraint

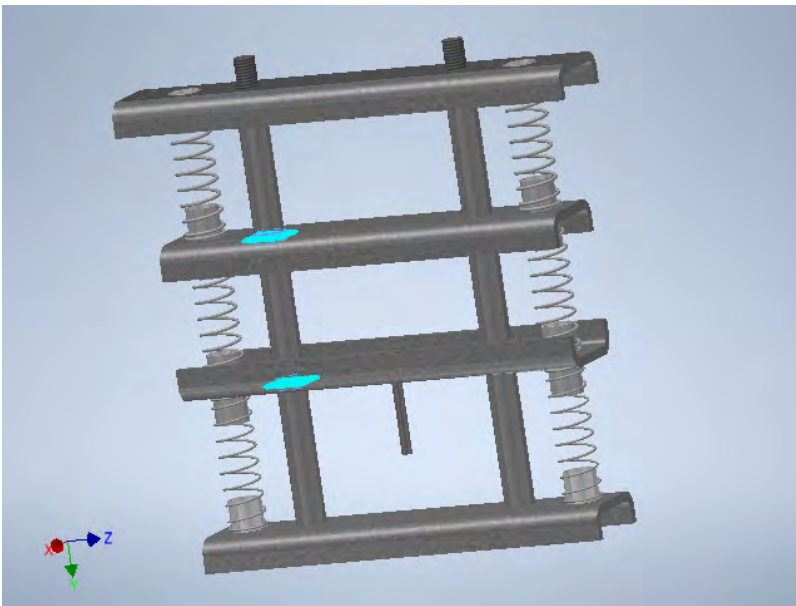
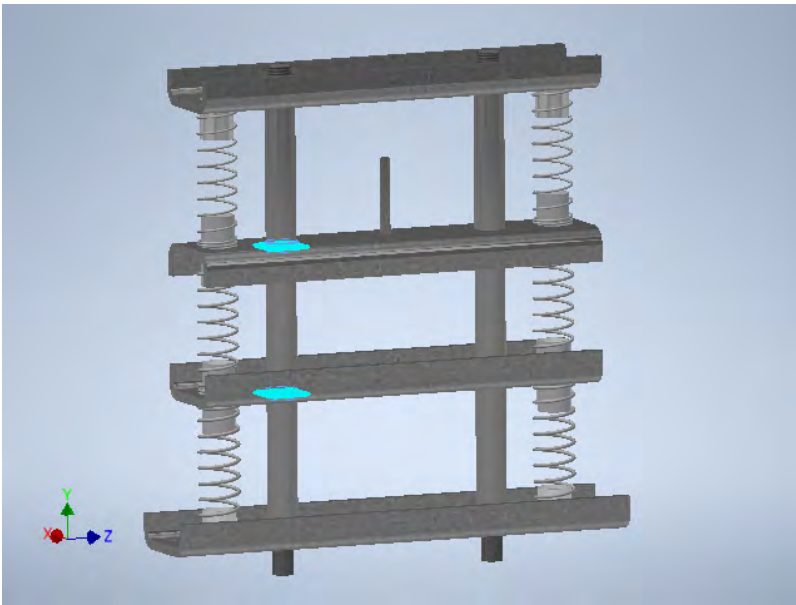
Selected Face(s)



Restricción de pasador:1

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	No
Fix Tangential Direction	Yes

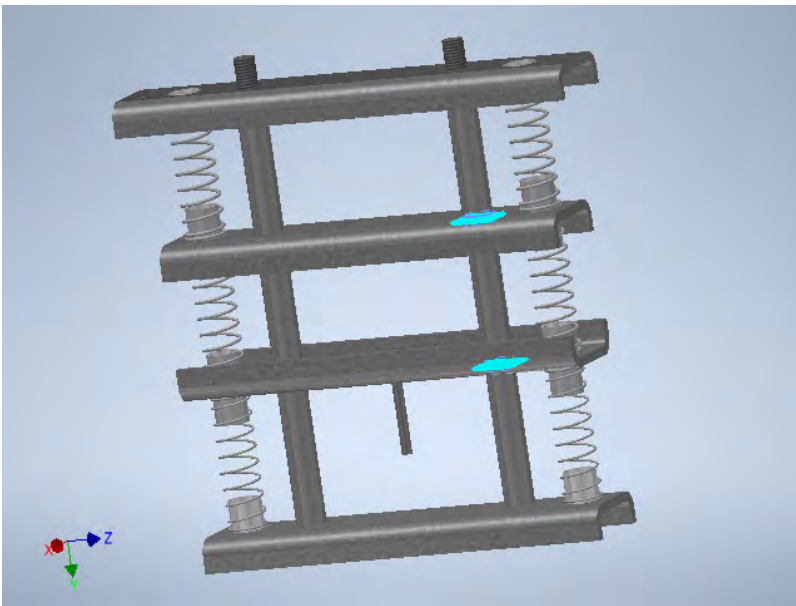
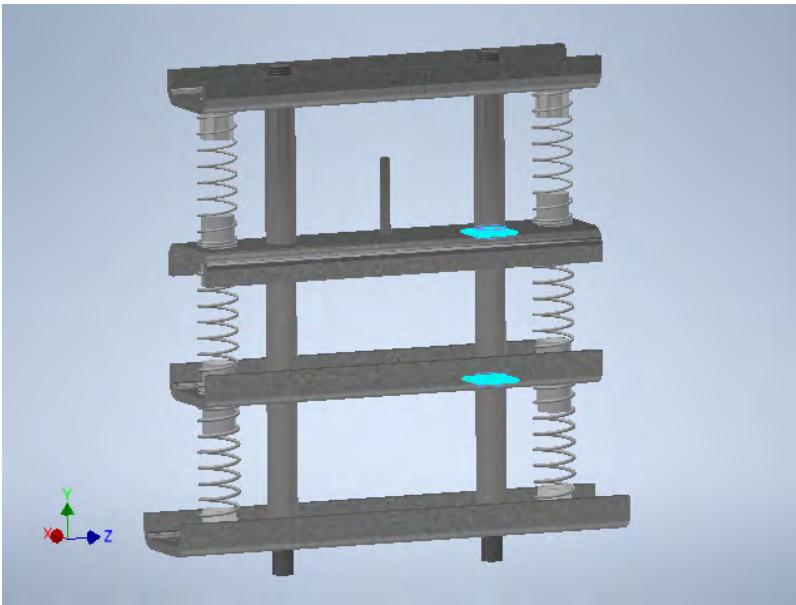
Selected Face(s)



☐ Restricción de pasador:2

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	No
Fix Tangential Direction	Yes

☐ Selected Face(s)



Contacts (Bonded)

Name	Part Name(s)
Bloqueado:1	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 Muelle de compresión:1/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:2	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 SOPORTE EXCITADOR:1/3.2 TUBO DE ALUMINIO (EXCITADOR):1
Bloqueado:3	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 SOPORTE EXCITADOR:1/3.2 TUBO DE ALUMINIO (EXCITADOR):2
Bloqueado:4	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 Muelle de compresión:2/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:5	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 Muelle de compresión:3/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:6	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 Muelle de compresión:4/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:7	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 Muelle de compresión:3/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:8	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 Muelle de compresión:4/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:9	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 Muelle de compresión:5/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:10	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 Muelle de compresión:6/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:11	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 SOPORTE DE MASAS:1/3.2 TUBO DE ALUMINIO (MASAS):2
Bloqueado:12	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 SOPORTE DE MASAS:1/3.2 TUBO DE ALUMINIO (MASAS):1

Bloqueado:13	SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1 Muelle de compresión:1/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:14	SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1 Muelle de compresión:2/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:15	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 Muelle de compresión:5/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:16	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 Muelle de compresión:6/Muelle de compresión1:1
Bloqueado:19	SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1 SOPORTE INFERIOR:1/5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO:2
Bloqueado:20	SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1 SOPORTE INFERIOR:1/5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO:1
Bloqueado:21	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 SOPORTE SUPERIOR:1/5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO:1
Bloqueado:22	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 SOPORTE SUPERIOR:1/5.2 TUBO DE ALUMINIO CORTO:2
Bloqueado:25	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 8 GUIA:1
Bloqueado:26	SOPORTE SUPERIOR:1/5.1 BASE SUPERIOR:1 8 GUIA:2
Bloqueado:27	8 GUIA:1 SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1
Bloqueado:28	8 GUIA:2 SOPORTE INFERIOR:1/2.1 BASE INFERIOR:1

☐ Contacts (Spring)

Name	Normal Stiffness	Tangential Stiffness	Part Name(s)
Muelle:1	0.000 N/mm	0.000 N/mm	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 8 GUIA:2
Muelle:2	0.000 N/mm	0.000 N/mm	SOPORTE DE MASAS:1/4.1 BASE DE MASAS:1 8 GUIA:1
Muelle:3	0.000 N/mm	0.000 N/mm	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 8 GUIA:2
Muelle:4	0.000 N/mm	0.000 N/mm	SOPORTE EXCITADOR:1/3.1 BASE EXCITADORA:1 8 GUIA:1

☐ Results

☐ Frequency Value(s)

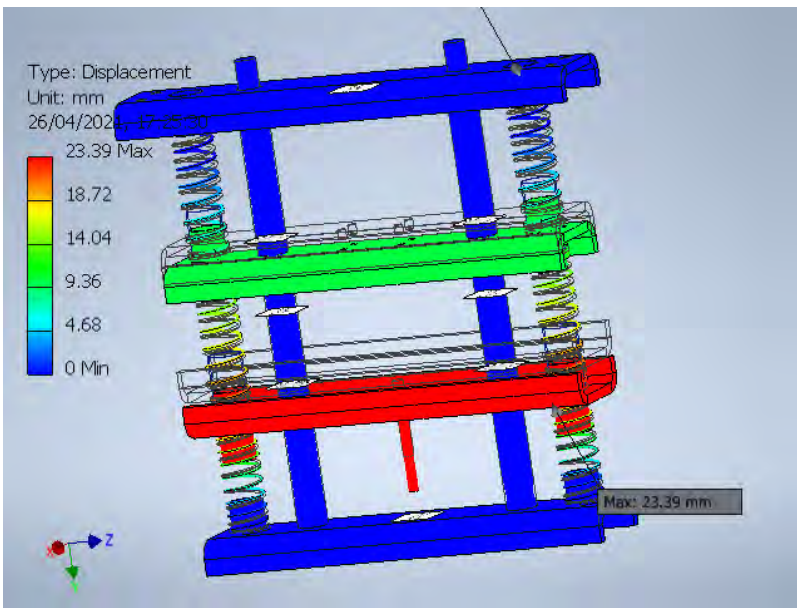
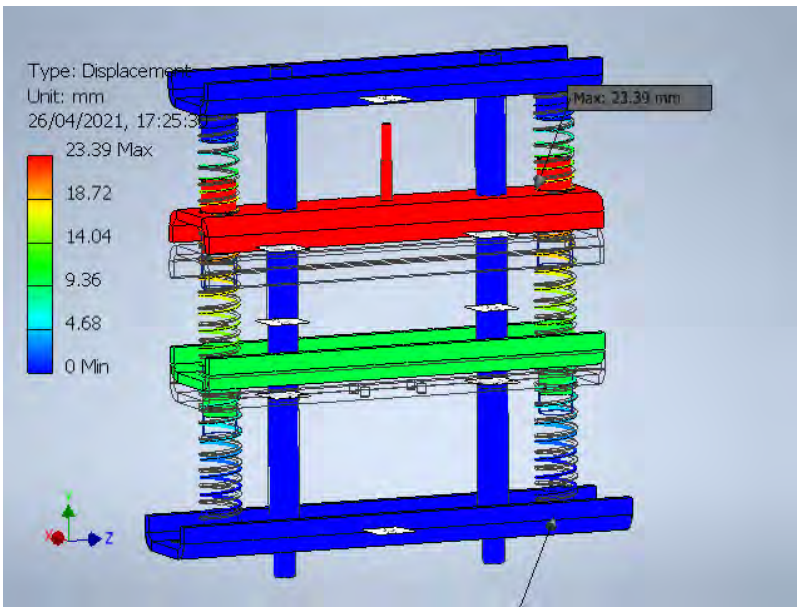
F1	3.98 Hz
F2	7.55 Hz

☐ Result Summary

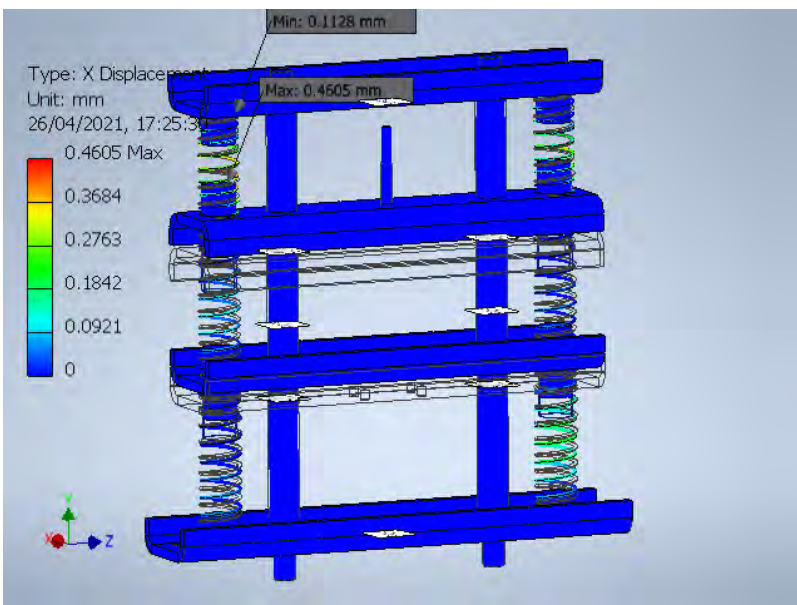
Name	Result Value
Volume	854661 mm ³
Mass	9.92047 kg

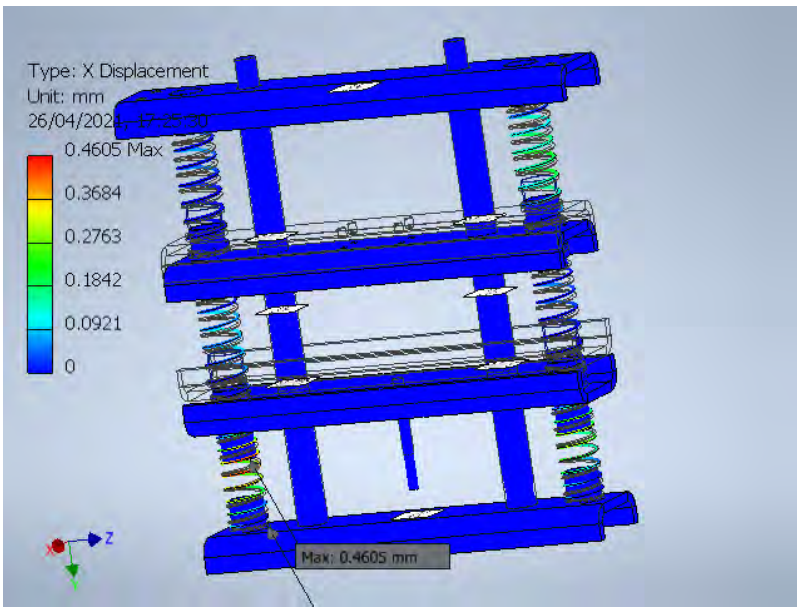
☐ Figures

☐ F1 3.98 Hz Displacement

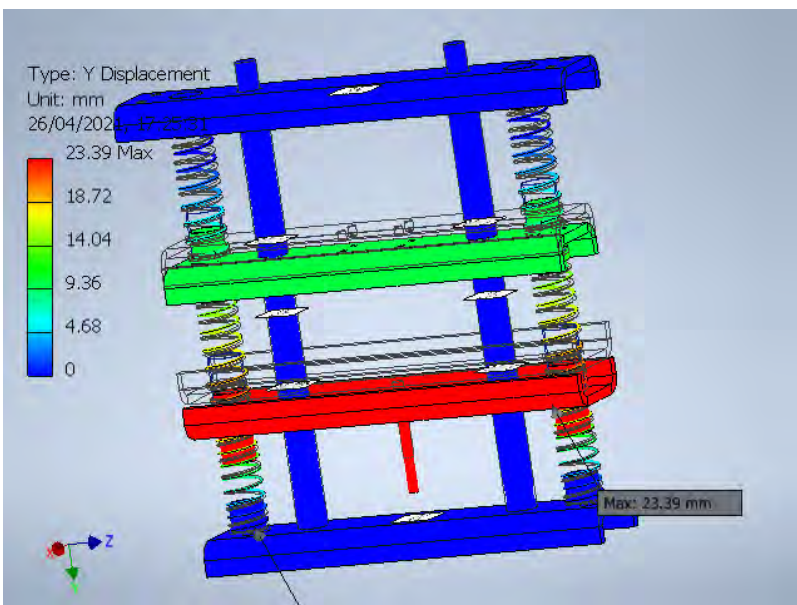
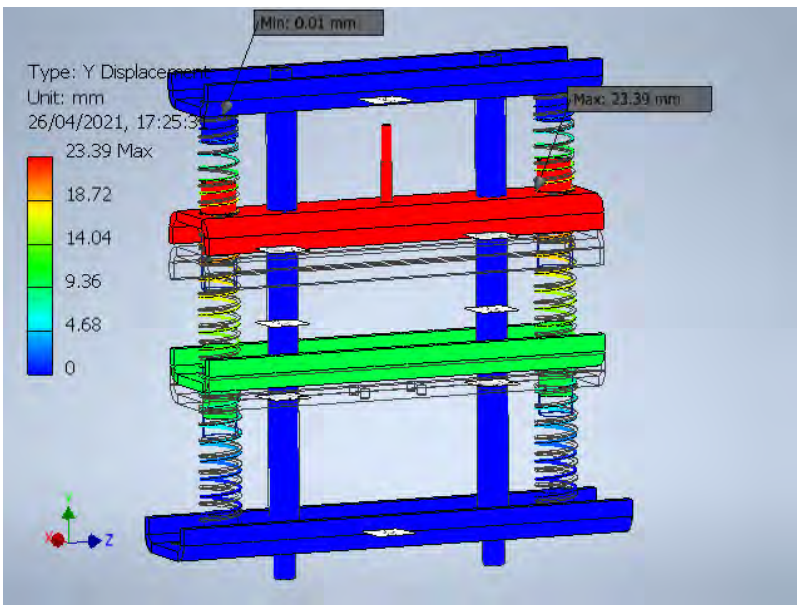


F1 3.98 Hz X Displacement

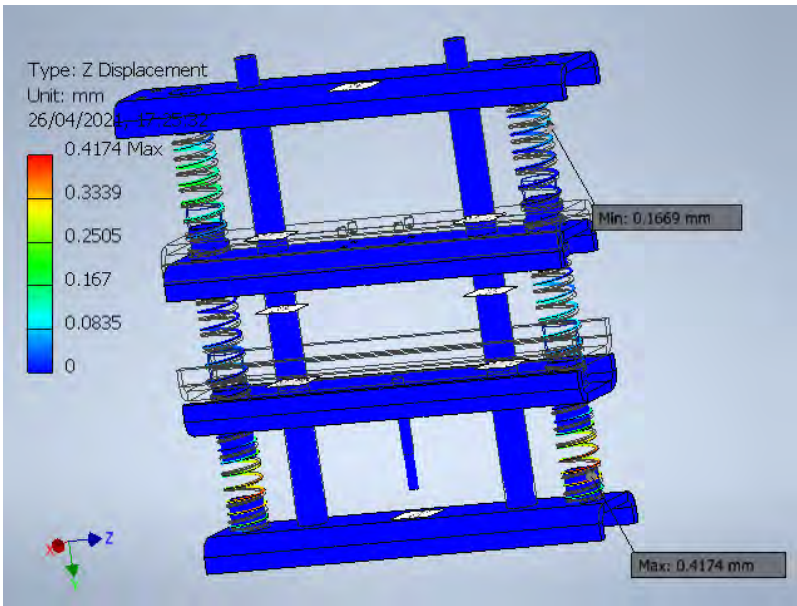
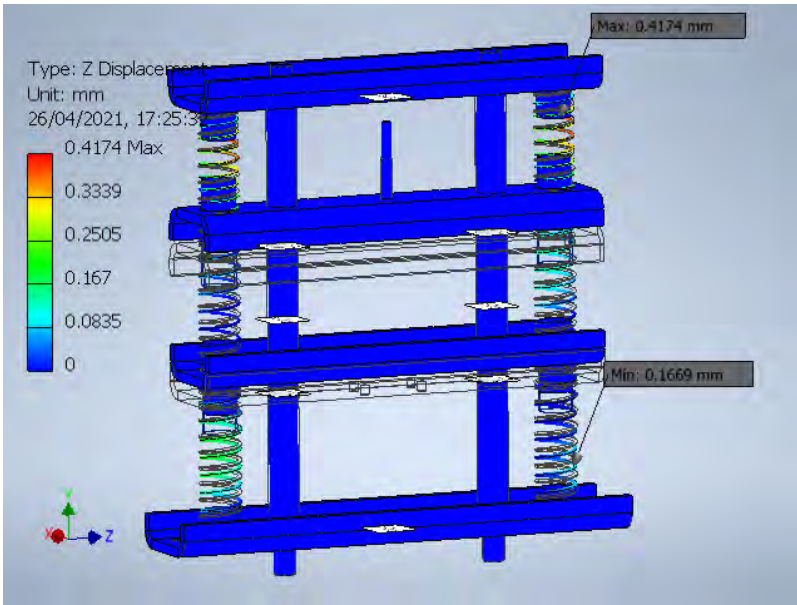




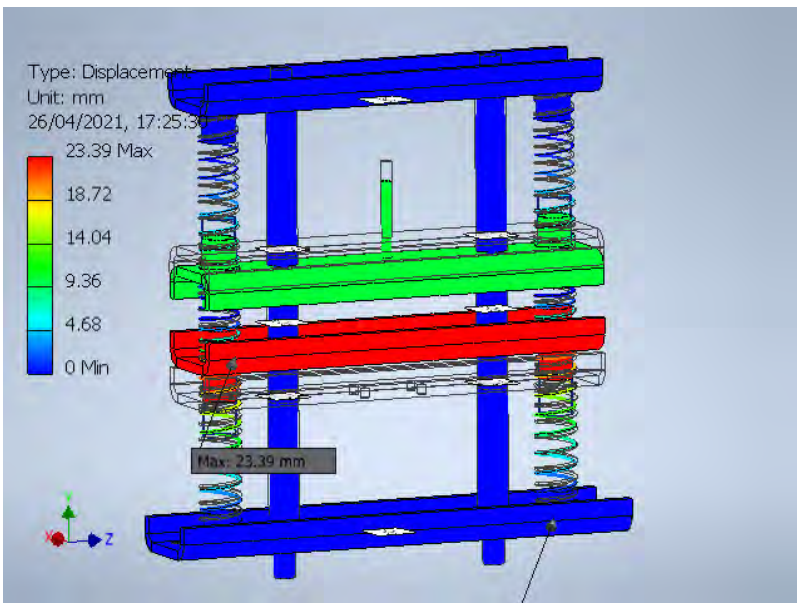
F1 3.98 Hz Y Displacement

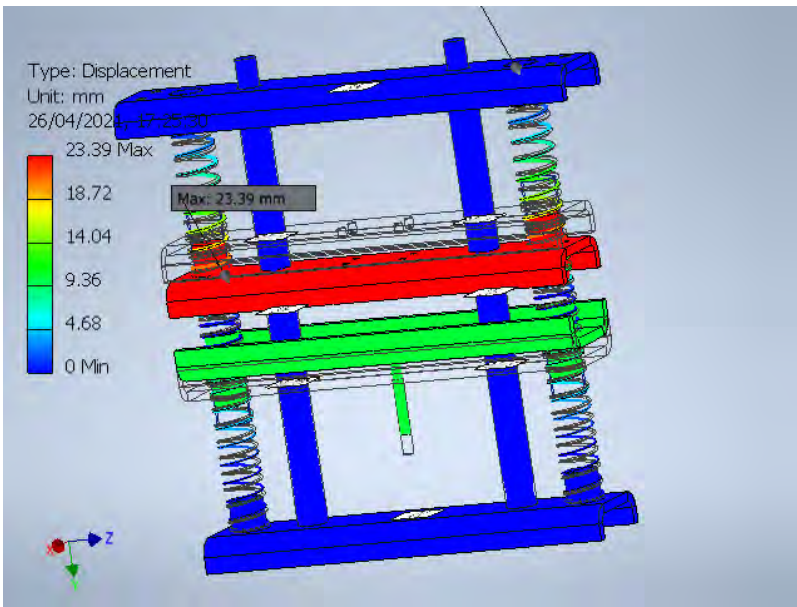


F1 3.98 Hz Z Displacement

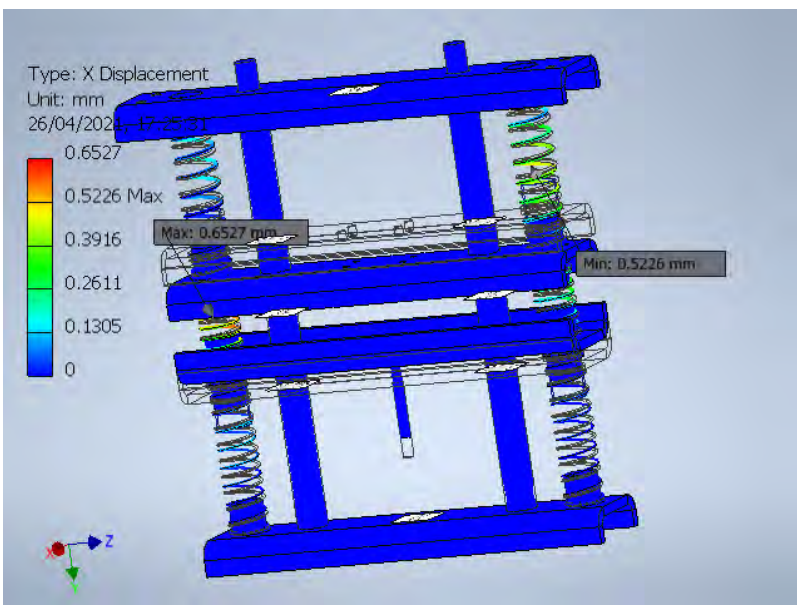
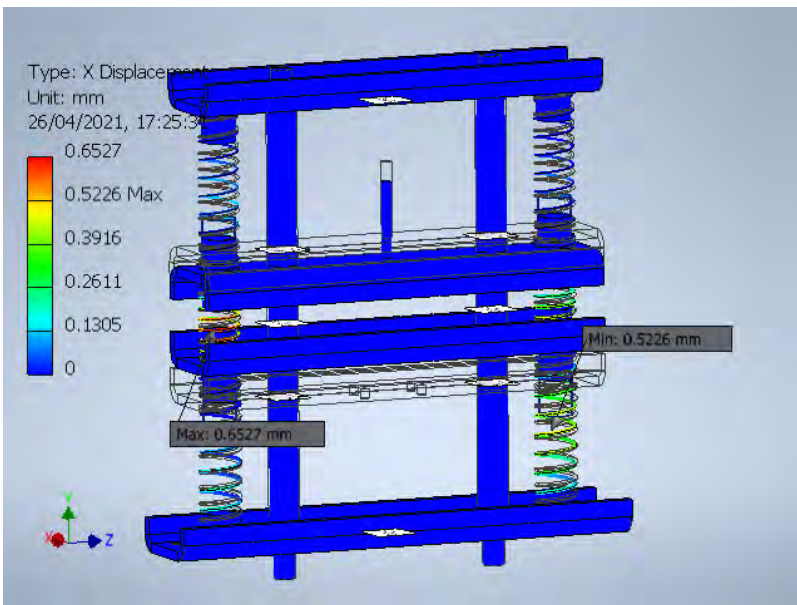


F2 7.55 Hz Displacement

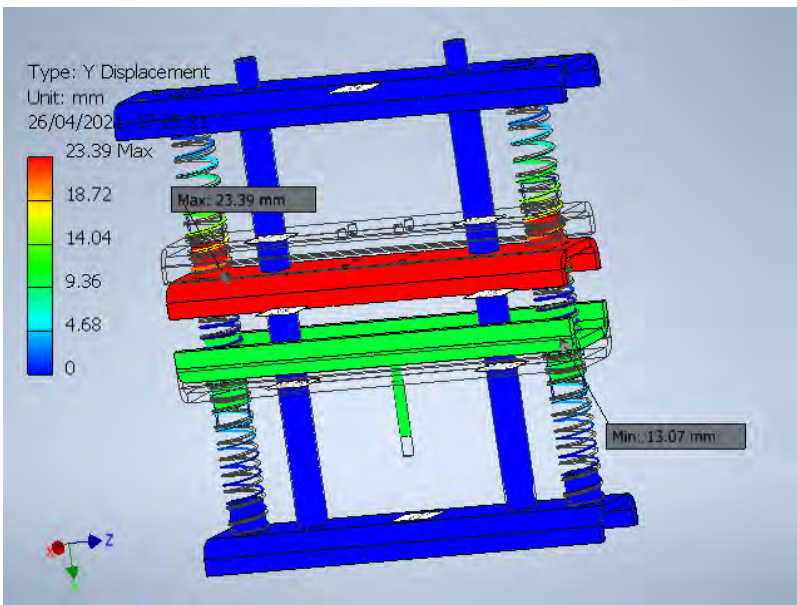
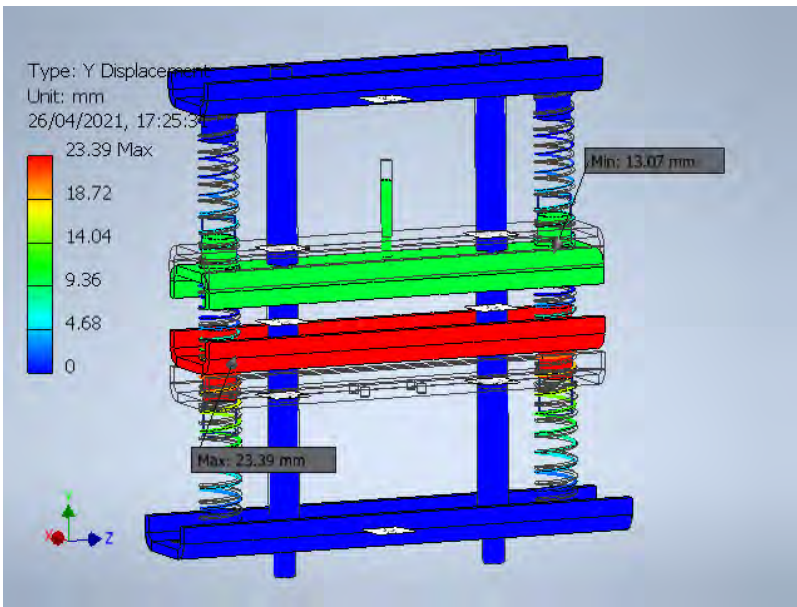




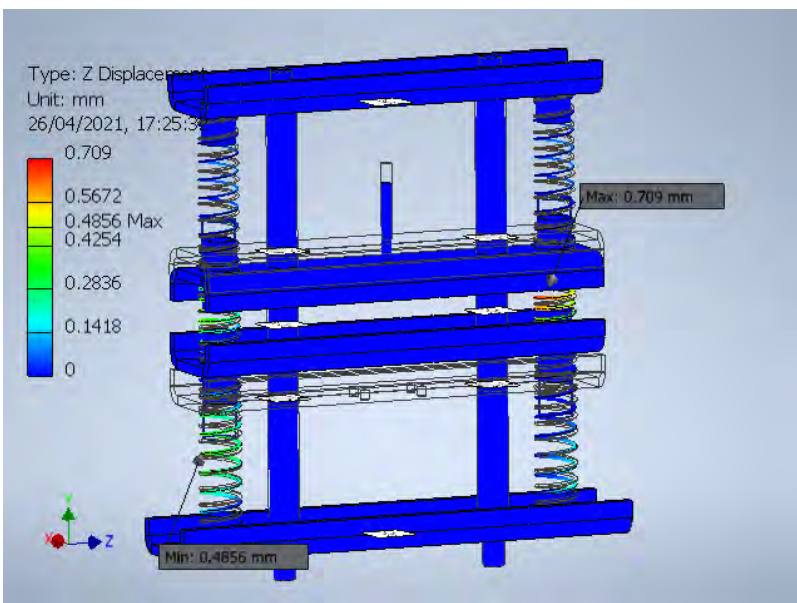
☐ **F2 7.55 Hz X Displacement**

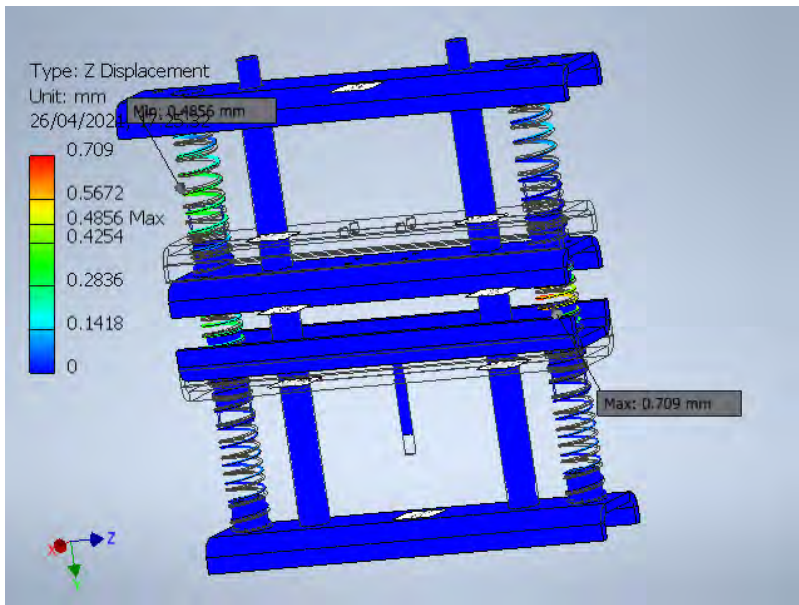


☐ **F2 7.55 Hz Y Displacement**



F2 7.55 Hz Z Displacement





D:\Documentos\PUCP\FCI\10 CICLO\Proyecto de Tesis 2\Diseño\Simulacion\Caso 3\Caso 3.iam

ANEXO A.7 Cronograma de Trabajo

DISEÑO DE UN MÓDULO EDUCATIVO PARA EL ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS MEDIANTE LA VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS INERCIA, RIGIDEZ Y FUERZA DE EXCITACIÓN

