

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE UNA VIA FERROVIARIA
MEDIANTE UN DISPOSITIVO DE MASAS DESBALANCEADAS**

**COMPONENTE: DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL DISPOSITIVO DE
MASAS DESBALANCEADAS CON TRES DISCOS CONCAVOS Y
CON PRECARGA EN SU ESTRUCTURA UTILIZANDO UN TANQUE
CON AGUA**

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PRESENTADO COMO REQUISITO
PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN MECÁNICA**

LENIN ESTALIN BALLIN GUILCA

lenin.ballin@epn.edu.ec

DIRECTOR: WASHINGTON SALVATORE REINA GUZMAN

salvatore.reina@epn.edu.ec

Quito, febrero de 2024

CERTIFICACIONES

Yo, LENIN ESTALIN BALLIN GUILCA proclamo que el trabajo de integración curricular aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

Lenin Estalin Ballin Guilca

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por Lenin ESTALIN BALLIN GUILCA, bajo mi supervisión.

Washington Salvatore Reina Guzman

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

A través de la presente declaración, afirmamos que el trabajo de integración curricular aquí descrito, así como el(los) producto(s) resultante(s) del mismo, son públicos y estarán a disposición de la comunidad a través del repositorio institucional de la Escuela Politécnica Nacional; sin embargo, la titularidad de los derechos patrimoniales nos corresponde a los autores que hemos contribuido en el desarrollo del presente trabajo; observando para el efecto las disposiciones establecidas por el órgano competente en propiedad intelectual, la normativa interna y demás normas.

LENIN ESTALIN BALLIN GUILCA

WASHINGTON SALVATORE REINA GUZMAN

DEDICATORIA

En este punto culmina un capítulo de esfuerzo, aprendizaje y superación a lo largo de mi vida, donde deseo expresar mi más profunda gratitud a quienes me han acompañado en este recorrido, en especial a mis padres Hortencia Guilca Y Miguel Ballin, quienes han sido la fuerza motriz para culminar mi carrera de ingeniero mecánica. Ya que ellos han creído en mí y nunca desmayaron en darme ánimos de esfuerzo.

Agradecer a todos aquellos cuyo aliento de confianza me han impulsado a dar lo mejor de mí mismo, les dedico este logro. Vuestra fe ha sido un motor constante.

Este trabajo de grado es el resultado de muchas manos que me han sostenido en diferentes momentos. Que este logro sea también un reconocimiento a cada uno de ustedes que ha dejado huella en mi camino.

Que esta dedicatoria sea un pequeño reflejo de la gratitud inmensa que siento en mi corazón.
¡A todos ustedes, gracias de todo corazón!

Con gratitud,

Lenin Estalin Ballin Guilca

AGRADECIMIENTO

Al llegar a este punto de culminación de una de las etapas de mi formación académica, me muestro con un profundo sentimiento de gratitud hacia todos aquellos seres más cercanos que han hecho posible que este trabajo culmine.

Primero y ante todo, quiero agradecer a mi tutor Washington Salvatore Reina Guzmán, cuya experiencia, comprensión y paciencia, añadieron sustancialmente a mi experiencia académica. Y a la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, por brindarme las herramientas y espacio para crecer intelectualmente y como persona. Agradezco también a todos los profesores y compañeros con los que he compartido este viaje, por sus valiosas aportaciones y debates que han ido enriqueciéndome de aprendizaje en este trayecto.

No puedo dejar de mencionar a mi familia quienes me han apoyado incondicionalmente en momentos difíciles. A ustedes, les tengo gratitud infinita desde lo más profundo de mi corazón.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIONES.....	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA.....	II
DEDICATORIA.....	III
AGRADECIMIENTO.....	IV
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	V
INDICE DE FIGURAS.....	VII
INDICE DE TABLAS.....	VIII
RESUMEN.....	IX
ABSTRACT.....	X
INTRODUCCIÓN.....	1
OBJETIVO GENERAL.....	2
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	2
ALCANCE.....	2
1 MARCO TEÓRICO.....	3
1.1 <i>Dispositivos de excitación</i>	3
Funcionamiento.....	4
Aplicaciones:.....	4
Dispositivos de excitación por impulso.....	5
Dispositivos de excitación manuales.....	6
Dispositivos excitación automáticos.....	6
1.2 <i>Evaluación comparativa de los dispositivos excitadores</i>	7
Martillo (“Hammer”).....	8
Vibrador electrónico (“Shaker”).....	9
Vibradores hidráulicos.....	10
Vibradores electromecánicos.....	10
Vibradores neumáticos.....	11
1.3 <i>Desbalanceo mecánico</i>	12
Dispositivo excitador de estructuras de masas desbalanceadas.....	12
2 METODOLOGÍA.....	15
2.1 <i>Aspectos técnicos para determinar la solución del diseño</i>	17
2.2 <i>Casa de la calidad</i>	18
2.3 <i>Diseño modular y análisis funcional</i>	18
2.4 <i>Análisis y selección de la mejor alternativa</i>	20
Módulo 1.....	20
Módulo 2.....	24
2.5 <i>Modelo matemático</i>	29
2.6 <i>Datos técnicos de selección del motor</i>	30
2.7 <i>Relación de transmisión</i>	32
Sistema de oscilación de tres masas desbalanceadas.....	32
Análisis comparativo de las posibles variantes del diseño.....	32
2.8 <i>Estudio detallado de la variante utilizada del dispositivo</i>	34
3 ANÁLISIS Y RESULTADOS.....	35
3.1 <i>Resultados del cálculo</i>	37

	Análisis de variación de las masas	42
	3.2 <i>Comportamiento de los elementos</i>	44
4	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	53
5	BIBLIOGRAFÍA	54
6	ANEXOS	56

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Dispositivo excitador por impulso	5
Figura 1.2 Dispositivos excitadores manuales	6
Figura 1.3 Dispositivos excitador automático.....	7
Figura 1.4 Martillo de impacto de uso manual para estudio de comportamiento de estructuras	8
Figura 1.5 Vibrador eléctrico de corriente directa	9
Figura 1.6 Vibrador hidráulico.....	10
Figura 1.7 Vibrador electromagnético.....	11
Figura 1.8 Vibrador neumático	12
Figura 1.9 Disco desbalanceador	13
Figura 1.10 Desbalanceo par.	14
Figura 1.11 Desbalance dinámico	14
Figura 2.1 Metodología para el diseño del dispositivo excitador de tres masas desbalanceadas.	16
Figura 2.2 Diagrama funcional nivel 0	19
Figura 2.3 Diagrama funcional nivel 1	19
Figura 2.4 Variante de diseño número 1	33
Figura 2.5 Variante de diseño número 2.....	33
Figura 2.6 Modelo esquemático del generador de vibraciones de 3 masas	34
Figura 2.7 Comportamiento de las fuerzas en cada masa para un recorrido de 90°.	34
Figura 3.1 Diseño de Vibrador de 3 masas desbalanceadas	35
Figura 3.2 Diseño de los elementos rotatorios.....	36
Figura 3.3 Diseño de ganchos de izaje.....	37
Figura 3.4 Fuerzas resultantes sobre los elementos rotatorios.....	38
Figura 3.5 Tensiones en los elementos rotatorios.	39
Figura 3.6 Deformaciones en los elementos rotatorios.	39
Figura 3.7 Factor de seguridad del diseño para los elementos rotatorios	40
Figura 3.8 Fuerzas en los apoyos para una frecuencia de 30 Hz (1800 RPM)	40
Figura 3.9 Fuerzas resultantes para una frecuencia de 20Hz.....	41
Figura 3.10 Valores de desplazamientos máximos para una velocidad angular 2900 RPM.....	42
Figura 3.11 Comportamiento de los desplazamientos resultantes según la cantidad de masas desbalanceadas.	44
Figura 3.12 Tensiones máximas en los apoyos	44
Figura 3.13 Deformaciones en los apoyos.....	45
Figura 3.14 Factor de seguridad del diseño.....	45
Figura 3.15 Tensiones en el soporte de los apoyos de los rodamientos	46
Figura 3.16 Deformaciones en el soporte de los apoyos de los rodamientos.....	47
Figura 3.17 Factor de seguridad del soporte de los apoyos de los rodamientos	47
Figura 3.18 Tensiones en el soporte de precarga.....	48
Figura 3.19 Deformaciones en el soporte de precarga	49
Figura 3.20 Factor de seguridad para el soporte de la precarga.....	50
Figura 3.21 Tensiones para la bancada	51
Figura 3.22 Deformaciones para la bancada	51
Figura 3.23 Desplazamientos para la bancada.....	52
Figura 3.24 Factor de seguridad para la bancada	52

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Elementos técnicos a considerar en la investigación	17
Tabla 2.2 Análisis de alternativas de motores.	20
Tabla 2.3 Evaluación del peso específico de cada criterio a evaluar para la solución de vías férreas.	22
Tabla 2.4 Evaluación del peso específico del criterio: Torque	22
Tabla 2.5 Evaluación del peso específico del criterio: Velocidad	22
Tabla 2.6 Evaluación del peso específico del criterio: Respuesta dinámica.....	23
Tabla 2.7 Evaluación del peso específico del criterio: Eficiencia energética	23
Tabla 2.8 Conclusiones de soluciones para seleccionar un motor de potencia.....	23
Tabla 2.9 Análisis de alternativas de sistemas de transmisión de fuerza.....	24
Tabla 2.10 Evaluación del peso específico de cada criterio para la solución de la mejor alternativa de un sistema de transmisión de fuerza.	26
Tabla 2.11 Evaluación del peso específico del criterio: Capacidad de carga	27
Tabla 2.12 Evaluación del peso específico del criterio: Eficiencia de transmisión.....	27
Tabla 2.13 Evaluación del peso específico del criterio: Precisión y estabilidad.....	27
Tabla 2.14 Evaluación del peso específico del criterio: mantenimiento.....	28
Tabla 2.15 Evaluación del peso específico del criterio: Nivel de ruido y vibraciones no deseadas.....	28
Tabla 2.16 Conclusiones para soluciones del sistema de transmisión.....	29
Tabla 2.17 Hoja de selección de motores de IE1 de 4 polos	31
Tabla 3.1 Análisis general de las fuerzas resultantes	38
Tabla 3.2 Análisis general de las fuerzas resultantes para una velocidad de rotación de 1800 RPM (Frecuencia: 30 Hz)	41
Tabla 3.3 Comportamiento de las fuerzas resultantes para una frecuencia de 20 Hz	41
Tabla 3.4 Resultado de las fuerzas centrípetas resultantes a diferentes frecuencias.	42
Tabla 3.5 Fuerzas centrípetas resultantes en un rango de 5- 11.45 kg de masa desbalanceadas.	43

RESUMEN

Los excitadores de estructuras ferroviarias son dispositivos mecánicos que se utilizan para generar vibraciones en la vía férrea, y con ello poder estudiar la actuación dinámica de la infraestructura ferroviaria ante las vibraciones provocadas. Estos excitadores se usan para realizar pruebas de diagnóstico en la vía férrea, con el fin de evaluar el rendimiento de las estructuras ferroviarias ante cargas dinámicas.

Hay diferentes tipos de excitadores de estructuras ferroviarias, que se clasifican según su forma de actuación y su frecuencia de operación. Algunos de los tipos de excitadores más comunes son los siguientes:

Excitadores de impacto: Estos excitadores generan vibraciones en la vía férrea mediante el impacto de un martillo. La frecuencia de operación de estos excitadores suele estar en el rango de los 5 a los 100 Hz.

Excitadores de baja frecuencia: Estos excitadores generan vibraciones en la vía férrea mediante la aplicación de una carga sinusoidal de baja frecuencia. La frecuencia de operación de estos excitadores suele estar en el rango de los 0,1 a los 50 Hz.

Excitadores de alta frecuencia: Estos excitadores generan vibraciones en la vía férrea mediante el empleo de una carga sinusoidal de frecuencia alta. La frecuencia de operación de estos excitadores suele estar en el rango de los 50 a los 500 Hz.

En este documento se enfocará en el diseño de un excitador que cumplan con las características requeridas para excitar estructuras ferroviarias y permita realizar pruebas de diagnóstico de la vía férrea de manera no destructiva, para detectar posibles defectos y realizar el mantenimiento correspondiente antes de que se produzcan fallas en la infraestructura ferroviaria. Con la evaluación del comportamiento dinámico de la vía férrea permite mejorar el diseño y la construcción de nuevas estructuras ferroviarias y optimizar su rendimiento en términos de seguridad y eficiencia.

PALABRAS CLAVE: excitador, vibraciones, frecuencia, estructuras ferroviarias.

ABSTRACT

Railway structure exciters are mechanical devices used to generate vibrations on the railway with the aim of evaluating the dynamic behavior of the railway infrastructure. These exciters are used to carry out diagnostic tests on the railway, in order to evaluate the performance of railway structures under dynamic loads.

There are different types of exciters for railway structures, which are classified according to their way of acting and their operating frequency. Some of the most common exciter types are as follows:

Impact exciters: These exciters generate vibrations in the railway through the impact of a hammer. The operating frequency of these exciters is usually in the range of 5 to 100 Hz.

Low Frequency Exciters: These exciters generate vibrations on the railway by applying a low frequency sinusoidal load. The operating frequency of these exciters is usually in the range of 0.1 to 50 Hz.

High Frequency Exciters: These exciters generate vibrations on the railway by applying a high frequency sinusoidal load. The operating frequency of these exciters is usually in the range of 50 to 500 Hz.

This document will focus on the design of an exciter that will meet the characteristics required to excite railway structures and will allow diagnostic tests of the railway in a non-destructive manner, to detect possible defects and perform the corresponding maintenance before they occur. failures in the railway infrastructure. With the evaluation of the dynamic behavior of the railway it allows to improve the design and construction of new railway structures and optimize their performance in terms of safety and efficiency.

KEY WORDS: exciter, vibrations, frequency, railway structures.

INTRODUCCIÓN

A lo largo de la historia del transporte, la ingeniería ha optado por evolucionar medios más eficaces de trasladarnos de un lugar a otro, de acuerdo con la distancia y tiempo. Para que sean más eficientes y seguros de al usarse, es por eso se ha inventado el uso del transporte del ferrocarril en 1825 en Gran Bretaña, que en el transcurso del tiempo se ha investigado y diseñado dispositivos excitadores de estructuras ferroviarias que ayudan con la evaluación de las vibraciones generadas en el contacto de las ruedas sobre el carril. Con el fin de mitigar o contrarrestar estas vibraciones para evitar la fatiga o falla de la estructura ferroviaria, lo que conlleva a algún tipo de accidente donde se pierdan vidas humanas.

Los dispositivos de excitación de masas descentradas son utilizados con el fin de analizar respuestas a las frecuencias de una estructura que está sometida a vibraciones. De este modo se puede caracterizar el comportamiento dinámico de la estructura ferroviaria.

Existen diferentes métodos para excitar estructuras grandes y pequeñas, como por ejemplo en método de Impacto de martillo y Agitador, son métodos básicamente utilizadas para estructuras pequeñas. En el presente trabajo se analizará métodos para excitar estructuras grandes, que puedan generar cargas dinámicas suficientemente grandes para excitar estructuras de vías ferroviarias y con ello hacer un estudio para la mitigación de estas.

Este dispositivo será diseñado para generar excitaciones cuasi-sinusoidales que permita el análisis de las fuerzas tangencial vertical a las vías ferroviarias, por lo tanto, el procedimiento de prueba será más de tiempo que nos permitirá más precisión. El rango de frecuencia del dispositivo para una evaluación de vibraciones en vías férreas es de 1 a 50 Hz.

Las vibraciones se generarán a partir del dispositivo excitador, el cual hace uso de tres discos rígidos descentrados, las cuales son las encargadas de producir las vibraciones, para excitar la estructura, y con la ayuda de una precarga (taque con agua), para que los movimientos laterales se anulen entre sí, y poder duplicar el movimiento en la fuerza vertical. A partir de la fuerza vertical se analizará las diferentes frecuencias donde la carga dinámica permanecerá constante en todo su rango.

Objetivo general

Diseñar un dispositivo excitador con tres masas descentradas de discos rígidos y con una precarga de un tanque de agua.

Objetivos específicos

- Conocer los principios teóricos necesarios para el diseño de un dispositivo que excite masas desbalanceadas.
- Analizar las frecuencias que resultan al aplicar una carga vertical excitadora proveniente del dispositivo excitador de tres masas descentradas.
- Establecer el modelo matemático que describe el comportamiento de un dispositivo excitador con tres masas descentradas para aplicación en estructuras de vías férreas.
- Seleccionar un sistema de transmisión de fuerza eficiente que maximice la transferencia de vibraciones mediante las masas desbalanceadas

Alcance

En este proyecto de Integración Curricular se ha iniciado con la recopilación de datos pertinente a vibraciones en superestructuras, en caso más específico, vibraciones en superestructuras de vías férreas, que permitirá el planteamiento de un modelomatemático que describa el fenómeno físico de las vibraciones, que son causadas por el contacto rueda-carril. Y permitirá el diseño del dispositivo excitador, genere vibraciones controladas, con el fin de evaluar la respuesta estructural y la capacidad de carga de estas, bajo diferentes condiciones de cargas dinámicas.

El dispositivo excitador está diseñado para tener un buen acoplamiento a las vías ferroviarias y que no se descarrile al ponerlo en funcionamiento. Este generara vibraciones haciendo uso de una fuente de energía, y se han preseleccionado: un motor eléctrico o un sistema hidráulico. Las vibraciones generadas serán de diferentes frecuencias y amplitudes, con forma de onda cuasi-sinusoidal. Las mismas que serán aplicadas de manera controlada para simular las cargas dinámicas que se generan en la estructura ferroviaria.

Mediante la realización de pruebas en las estructuras ferroviarias, el dispositivo excitador permite la recopilación de información, para conocer la integridad estructural y la respuesta

dinámica que proporcionan las construcciones ferroviarias evaluadas. Estas pruebas ayudan a identificar posibles problemas, evaluar la vida útil de la estructura, y con ello el diseño de estas infraestructuras, con las medidas de mitigación de fallos y mayor eficiencia, para garantizar una mejor seguridad.

Además de las pruebas de carga dinámica, el excitador de estructuras ferroviarias también se utiliza en investigaciones y estudios relacionados con la respuesta sísmica de las estructuras y la evaluación de su comportamiento ante eventos naturales como terremotos.

En resumen, se ha propuesto el diseño de un dispositivo excitador de tres masas desbalanceadas, que permite la generación de vibraciones cuasi-sinusoidales, en las estructuras ferroviarias, para la evaluación y la mejora de la seguridad en esas infraestructuras.

1 MARCO TEÓRICO

En este capítulo, se presenta toda la información recopilada acerca de los diferentes mecanismos excitadores para estructuras, y los dispositivos excitadores existentes en el mercado, las mismas que son base de información, para el diseño de un nuevo dispositivo excitador para estructuras ferroviarias, con el mismo propósito común de obtener respuestas vibracionales para la evaluación y mejora de esas infraestructuras.

Además, se muestra las opciones necesarias para identificar y seleccionar las opciones más apropiadas, para el diseño del excitador que constara de tres masas desbalanceadoras.

Finalmente, se dará a conocer el modelo matemático que representa el movimiento excitador del dispositivo, que permitirá el análisis vibracional en las vías ferroviarias.

1.1 Dispositivos de excitación

Los dispositivos excitadores, son herramientas que se utilizan para la generación de vibraciones controladas, al aplicar cargas dinámicas en las infraestructuras, ya sea para realizar pruebas de diagnóstico, estudios de comportamiento dinámico, ensayos de fatiga o pruebas de impacto. Estos dispositivos excitadores se emplean en diversas disciplinas dentro del ámbito de la ingeniería como, en la ingeniería civil, aeroespacial y mecánica. A continuación, se presenta todo acerca de los dispositivos excitadores utilizados en las estructuras en especial, para las ferroviarias.

Funcionamiento

El funcionamiento básico de un dispositivo excitador de estructuras implica generar una fuerza o vibración controlada y aplicarla a la estructura a excitar. Estos dispositivos están compuestos por varios componentes, entre los principales (eléctrico, hidráulico, neumático, etc.), además, de un mecanismo de transmisión de vibración y un sistema de control que permite ajustar la frecuencia, amplitud y otros parámetros de la excitación.

Aplicaciones:

Los dispositivos excitadores de estructuras se hace uso en una gran variedad de campos de ingenierías, como:

- Ingeniería civil
- Ingeniería mecánica
- Ingeniería de transporte
- Ingeniería aeroespacial
- Ingeniería de energía

Su aplicación es amplia, lo que abarca diversos sectores industriales, para examinar y analizar como se comportan las estructuras, ante las fuerzas vibratorias excitadoras de cargas dinámicas, para garantizar seguridad y rendimiento óptimo.

Se utilizan las fuerzas vibratorias de los dispositivos excitadores de estructuras, para simular cargas y vibraciones que las estructuras pueden enfrentar en condiciones reales, como terremotos, viento, movimiento de vehículos, etc.

El desarrollo de los dispositivos excitadores, ayuda al estudio del comportamiento estructural de nuevos materiales, componentes o diseños, antes de su implementación en proyectos reales. Como la evaluación de resistencia y fatiga, de los materiales sometidos a las respectivas cargas dinámicas, para determinar la vida útil de los mismos. Y con ello, poder lograr la verificación de modelos estructurales, mediante modelos numéricos y teóricos, con la comparación de las respuestas reales de la estructura excitada, con las predicciones del modelo.

A continuación, se exponen ciertas ventajas y desventajas asociadas al empleo de dispositivos excitadores en estructuras.

Ventajas:

- Permiten evaluar el comportamiento estructural bajo cargas dinámicas reales.
- Ayudan a identificar problemas de vibración, fatiga y resistencia en las estructuras.
- Facilitan el desarrollo y mejora de diseños estructurales.
- Permiten la validación de modelos numéricos y teóricos.

- Aportan al avance en la investigación y creación de materiales y tecnologías innovadoras.

Desventajas:

- Requieren equipos especializados y costosos.
- Pueden requerir personal capacitado para su operación y mantenimiento.
- Pueden causar perturbaciones en las instalaciones y generar ruido durante las pruebas.

En resumen, los dispositivos excitadores de estructuras son herramientas esenciales utilizadas en los diversos campos de la ingeniería estructural y se utilizan para evaluar y simular el comportamiento de las estructuras bajo cargas, dinámicas y vibraciones controladas. Su uso permite mejorar el diseño, la seguridad y la eficiencia de las estructuras en condiciones de explotación y en situaciones de desastres naturales.

Dispositivos de excitación por impulso

El método de excitación por pulsos, el agitador tiene el propósito de estimular las frecuencias naturales de la muestra mediante la entrega de un impulso mecánico a través del impacto. Es crucial regular este impacto para evitar cualquier daño o desplazamiento. Dependiendo de las propiedades de la muestra, los dispositivos de impulso pueden ser manuales o automáticos y están disponibles en varios tamaños y materiales.

Installation and Operation Manual

IED Automatic Impulse Device



Figura 1.1 Dispositivo excitador por impulso (Sonelastic, 2023)

En la Figura 1.1, se observa un dispositivo excitador por impulso, este tipo de dispositivos presenta una necesidad crucial, que es abstenerse a producir tonos o sonidos no deseados, que caen dentro del intervalo de frecuencia de las muestras. Cuando está en funcionamiento, el dispositivo se activa en base al principio de acción y reacción, haciendo que vibre a su frecuencia inherente. Es vital que esta frecuencia esté adecuadamente amortiguada y no corresponda al rango de oscilación de las muestras.

Dispositivos de excitación manuales

Hay varios tipos de dispositivos de impulso manual disponibles, incluidos modelos medianos, ligeros y extra ligeros. Cada uno de estos modelos están dotados de una punta de acero inoxidable con capacidad de impacto, un cuerpo de polímero con alta capacidad de amortiguación y cumple con los estándares ASTM-E1876, como se manifiesta en la Figura 1.2.



Figura 1.2 Dispositivos excitadores manuales (Sonelastic, 2023)

Dispositivos excitación automáticos

Existen varios modelos de sistemas automáticos que integran el mecanismo de Impulso Automático (IED). Este consta, de un dispositivo de impulsos electromagnéticos y una unidad de control. Los modelos disponibles incluyen:

- Dispositivo RT ligero, para el soporte SB-AP;
- Dispositivo RT medio, para los soportes SA-BC y SX-PD;

- Dispositivo RTS, para el soporte SP-HZ.



Figura 1.3 Dispositivos excitador automático (Sonelastic, 2023)

Cada dispositivo de impulso electromagnético sigue la regulación establecida por la norma ASTM-E1876.

En la Figura 1.3 se presenta un dispositivo de excitación automática, en la cual la unidad de control del dispositivo de impulso automático (IED) permite la gestión de un impulso eléctrico al actuador electromagnético, lo que permite que la punta golpee la superficie de la muestra. Este pulso se puede ajustar en términos de duración y amplitud. La unidad de control se opera de forma remota a través del software, utilizando una interfaz USB.

La composición consta de tres componentes: la unidad de control IED-USBPW para accionamiento automático (ubicada en el centro), el accionamiento RT mediano (ubicado en la parte superior izquierda) y el accionamiento RT ligero que va sobre el soporte SB-AP (ubicado en la parte superior derecha). La introducción del mecanismo por impulso automático (IED), acorta la dependencia de habilidades manuales y habilita evaluaciones automatizadas fundamentadas en el factor temporal. Esto puede ser particularmente útil para monitorear y evaluar la progresión de los procesos de curado.

1.2 Evaluación comparativa de los dispositivos excitadores

Las pruebas y análisis regulares son necesarios para las estructuras ferroviarias, incluidos los rieles y las traviesas, para garantizar su seguridad y eficacia. En estas pruebas, los

excitadores de estructuras juegan un papel vital ya que producen vibraciones controladas que se utilizan para evaluar la reacción dinámica de las mismas.

En el ámbito de las estructuras ferroviarias, es importante señalar que los excitadores especializados no son tan frecuentes. Por lo general, se emplean excitadores más versátiles, que tienen la capacidad, de modificarse para diferentes tipos de estructuras y materiales, incluidos los que se encuentran en los sistemas ferroviarios.

Martillo (“Hammer”)

Este dispositivo es uno de los más comunes para generar vibraciones controladas en las estructuras ferroviarias. Consiste en un martillo que se deja caer sobre un yunque, lo que produce una onda de choque que se extiende a lo largo de la estructura, y produce vibraciones sobre la misma. El martillo de caída libre, es un dispositivo excitador eficaz, para evaluar la condición estructural de las estructuras ferroviarias, y es ampliamente utilizado en esta industria, para realizar pruebas de diagnóstico y garantizar la seguridad y el rendimiento óptimo de las construcciones realizadas.(Herrera, 2018)



Figura 1.4 Martillo de impacto de uso manual para estudio de comportamiento de estructuras (DATS-HITS, 2023)

En la Figura 1.4, se muestra un Martillo de impacto de uso manual. En términos de frecuencia, el martillo de caída libre tiende a generar impactos individuales con un valor relativamente bajo, en el orden de 1 a 10 Hz. Esto se debe, a que el tiempo necesario para que la masa caiga, y golpee la estructura, determina el intervalo entre impactos, mientras que otros pueden alcanzar frecuencias ligeramente más altas, en el rango de 10 a 50 Hz.

Los modos de vibración resultantes dependen del punto de impacto y la configuración de la estructura. En general, los martillos de caída libre pueden generar una amplia gama de modos de vibración, incluidos los modos de flexión, torsión y modos de oscilación axial.

Vibrador electrónico (“Shaker”)

Es un dispositivo, cuya función principal, es provocar vibraciones forzadas a la estructura, con la capacidad de modificar la frecuencia y amplitud de la fuerza generada, variando la velocidad de giro.

Está constituido, por un disco macizo con ranuras circulares concéntricas, conectado a un motor eléctrico, el cual tiene la responsabilidad de girar sobre un eje y que de esta manera produzca las fuerzas que son requeridas para la excitación. La manera de provocar vibraciones mediante este dispositivo es acoplar dos pesos que permiten generar un desbalance y generar fuerzas centrífugas, al hacer girar mediante el motor eléctrico. (UTN - RIA, 2023)

El rango de frecuencia de trabajo de estos puede variar desde frecuencias bajas, en el orden de algunos hercios (Hz), hasta más altas, en el orden de varios kilos Hertz (kHz). Algunos de alta gama pueden incluso alcanzar frecuencias en el rango de los mega Hertz (MHz).

Los modos de vibración que puede generar dependen de su diseño y configuración, como; vibración axial, horizontal, vertical y torsional.



Figura 1.5 Vibrador eléctrico de corriente directa (Sensores de Medida, 2023)

Este dispositivo mostrado en la Figura 1.5, posee un motor eléctrico de corriente continua, la misma que hace trabajar, al mismo con variaciones de voltaje, para cambiar la velocidad del disco excitador y provocar las fuerzas de excitación deseadas, para el análisis de las vibraciones en la estructura de estudio. El motor, puede ser controlado mediante un programa computacional, con este se logra modificar la velocidad del motor.

Vibradores hidráulicos

Estos dispositivos, utilizan la energía hidráulica, para producir vibraciones en la estructura. Los vibradores hidráulicos, se acoplan a la superficie de la estructura, mediante una almohadilla de goma, y una vez que el vibrador está en funcionamiento, el cilindro de este comienza a oscilar, lo que provoca la vibración de la construcción. El vibrador hidráulico, se utiliza en combinación, con instrumentos de medición de vibración y otros equipos de prueba para registrar y analizar los resultados de las pruebas. (Netter Vibration, 2023)



Figura 1.6 Vibrador hidráulico (Netter Vibration, 2023)

El vibrador hidráulico, mostrado en la Figura 1.6, puede operar en un rango de frecuencia que abarca desde bajas, en el orden de algunos hercios (Hz), hasta más altas, en el rango de kilo Hertz (kHz). La gama exacta de frecuencias puede depender de factores, como el diseño del vibrador, la capacidad de carga y las especificaciones técnicas del equipo.

Es importante tener en cuenta que los vibradores hidráulicos están diseñados para generar vibraciones de baja amplitud, pero alta fuerza. Por lo tanto, su principal aplicación se encuentra, en pruebas de vibración de estructuras de gran escala, como puentes, edificios o plataformas industriales.

Los modos de vibración del dispositivo vibrador hidráulico son: axial, horizontal, vertical y torsional.

Vibradores electromecánicos

Estos dispositivos, utilizan un motor eléctrico, para producir vibraciones en las estructuras. Los vibradores electromecánicos, se acoplan a la superficie de la estructura, mediante una almohadilla de goma y producen una vibración que se transmite a través de la estructura.

El vibrador electromecánico, está compuesto, de un motor eléctrico, un eje excéntrico y una almohadilla de goma, que se acopla a la superficie de la estructura a excitar. Cuando el motor eléctrico está en funcionamiento, el eje excéntrico gira a alta velocidad, y produce una vibración controlada que se transmite a la estructura a través de la almohadilla de goma. (Rojas, 2014)



Figura 1.7 Vibrador electromagnético (ZUENDO, 2023)

En la Figura 1.7, se muestra un vibrador electromagnético, donde el rango de frecuencia típico de un vibrador electromecánico puede variar desde las bajas, en el orden de algunos hercios (Hz), hasta más altas, en el rango de kilohertzio (kHz). Un rango de frecuencia amplio, como desde 1 Hz hasta 10 kHz o incluso más amplio, lo que permite adaptarse a diferentes requerimientos de excitación de estructuras.

Los modos de vibración del dispositivo vibrador electromecánico van a depender del tipo de diseño y configuración, entre los cuales tiene el modo: axial, horizontal, vertical y torsional.

Vibradores neumáticos

Estos dispositivos utilizan aire comprimido para producir vibraciones en las estructuras. Los vibradores neumáticos, se acoplan a la superficie de la estructura, mediante una almohadilla de goma, y producen una vibración que se transmite a través de esta.

Los vibradores neumáticos, se utilizan comúnmente, en combinación con instrumentos de medición de vibración, y otros equipos de prueba, para registrar y analizar los resultados de estas. Estos dispositivos se utilizan para realizar diagnósticos en las estructuras ferroviarias, como vías férreas, puentes, túneles y soportes de la vía.

Las pruebas se realizan para evaluar la resistencia y la integridad estructural férrea, así como para detectar defectos ocultos como fisuras, desgaste y corrosión. Los resultados de las mismas, se utilizan para determinar si es necesario realizar reparaciones o reemplazos en la estructura. (*Vibradores eléctricos y neumáticos, tipos, conexión, funcionamiento y como elegirlos.*, s. f.)



Figura 1.8 Vibrador neumático (GAINGER, 2023)

En la Figura 1.8, se muestra un vibrador neumático, que en general, tienen un rango de frecuencia de operación, más limitado, en comparación con otros tipos de excitadores, como los electromecánicos o hidráulicos. El rango de frecuencia típico, de un vibrador neumático, puede oscilar entre aproximadamente 10 Hz y 200 Hz

1.3 Desbalanceo mecánico

El desbalanceo mecánico, en los dispositivos de masas descentradas, es el mecanismo por el cual se producen una respuesta de vibraciones, que son producidas por pequeñas masas, ubicadas a una cierta distancia del eje de giro del motor, generando así una excitación armónica, en base a un sistema de vibración masa-resorte de un solo grado de libertad (en dirección vertical) y evitando que entre en resonancia con la oscilación que produzca el motor. Para evitar movimientos laterales, producto de las vibraciones, generadas por las masas descentradas, es necesario añadir guías verticales y evitar la dificultad de mediciones de las amplitudes. (Restrepo, 2003)

Dispositivo excitador de estructuras de masas desbalanceadas

Un dispositivo excitador de estructuras, por desbalanceo mecánico, es un tipo de excitador, que se basa en la utilización de pequeñas masas descentradas, del eje de giro del disco en movimiento, para generar vibraciones en una construcción. La operación de este dispositivo sigue un principio que asemeja al funcionamiento de un motor de combustión interna, donde las fuerzas de inercia producidas por la rotación de un eje desequilibrado generan vibraciones. En un dispositivo excitador, con desbalanceo mecánico para estructuras, se utiliza una masa desequilibrada, montada en un disco sólido, a una cierta distancia del eje que gira a alta velocidad. Esta masa, produce fuerzas de inercia, que generan vibraciones en la estructura a la que está acoplada. La frecuencia y la amplitud de las vibraciones producidas están determinadas por la velocidad de giro del eje, así como por el tamaño y la localización de la masa desequilibrada. seguidamente, se muestra los tipos de desbalanceo mecánico que existen:

- Desbalanceo estático: Este tipo de desbalanceo ocurre cuando el centro de masa de un objeto o sistema no está alineado con su centro de rotación, (como se muestra en la Figura 1.9). Esto se debe a la distribución desigual de la masa, es decir, una masa está posicionada a una distancia r del eje de rotación del sistema. El desbalanceo estático puede ocasionar fuerzas y vibraciones que, en ausencia de control, podría impactar de manera adversa en el desempeño y durabilidad de las máquinas.

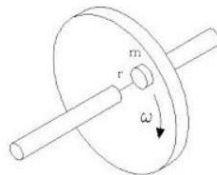


Figura 1.9 Disco desbalanceador (Predictiva21, 2023)

La fuerza que genera en el desbalanceo estático está dada por:

$$F = m * r * \omega^2 \quad (1.1)$$

Donde:

F = fuerza centrífuga,

r = es el radio desde el centro de rotación,

ω = es la velocidad angular, medida en radianes/segundo.

- El desbalanceo par es un tipo específico de desequilibrio mecánico, que se produce cuando, la disposición de masa alrededor del eje de rotación de un objeto o sistema no es simétrica (como se indica en la Figura 1.10). Se caracteriza, por tener una carga desequilibrada, que genera un momento de torsión par motor, que actúa sobre el eje de rotación. Esto puede ocurrir en sistemas rotativos, como motores, generadores

ejes y volantes de inercia, donde una distribución desigual de masa puede provocar un par de torsión no deseado.

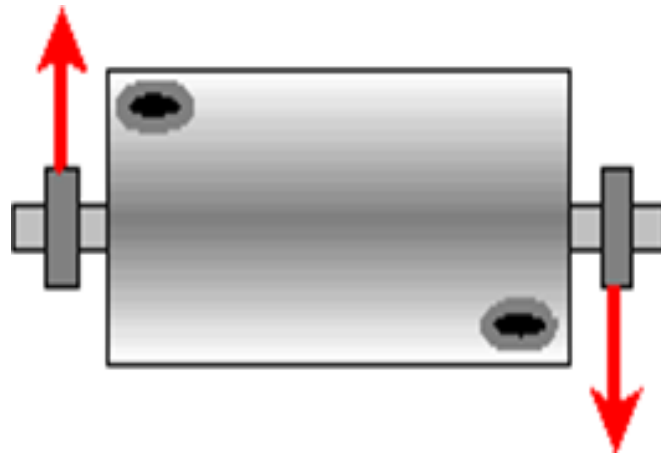


Figura 1.10 Desbalanceo par. (Predictiva21, 2023)

- Desbalanceo dinámico: El desbalanceo dinámico, se efectúa cuando el desequilibrio de masas cambia a medida que el objeto o sistema gira, (como se indica en la Figura 1.11). Es causado, por una distribución asimétrica de las masas o por la presencia de componentes móviles desalineados. El desbalanceo dinámico provoca, vibraciones muy grandes que no pueden ser controladas en la mayor parte de los casos, ruido excesivo y daños en los componentes rotativos. (Revete, 2021)

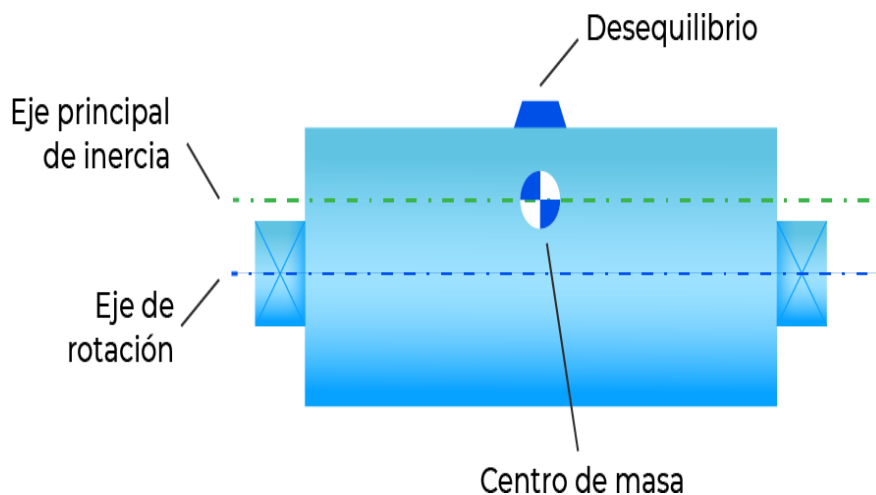


Figura 1.11 Desbalanceo dinámico (TRACTIAN, 2023)

Este tipo de mecanismos de desbalanceo, en especial el estático, se utilizan comúnmente en aplicaciones de excitación de estructuras grandes y pesadas, como puentes, edificios, vías férreas y construcciones de gran altura, así como en la realización de pruebas de vibración, en diferentes tipos de productos y componentes. Debido a su diseño mecánico simple, estos dispositivos son robustos y tienen una alta eficiencia en la generación de vibraciones.

Sin embargo, un posible inconveniente, de los dispositivos excitadores de estructuras por desbalanceo mecánico, es que pueden generar vibraciones de alta amplitud, en frecuencias no deseadas. Además, el ruido y las vibraciones, generadas por estos dispositivos, pueden ser una fuente de molestias para las personas que trabajan o viven cerca de la estructura excitada. Por lo tanto, se requiere un análisis cuidadoso del diseño y la implementación de estos dispositivos, para minimizar los efectos no deseados.

2 METODOLOGÍA

Se establece una metodología para el diseño del dispositivo excitador de tres masas desbalanceadas, como se muestra en la Figura 2.1. Dando a conocer los pasos lógicos a seguir, para conseguir el modelamiento en el diseño del dispositivo con una recopilación de información bibliográfica, que es la base de una buena metodología, y tener los recursos necesarios para la selección de alternativas, con el mejoramiento de equipos existentes en la evaluación comparativa. Para luego, proceder con el análisis funcional y casa de la calidad, las mismas que nos permiten conocer, el enfoque centrado del diseño del dispositivo, con los respectivos criterios tanto del usuario como del ingeniero. Finalmente terminara en el análisis de resultados del diseño.

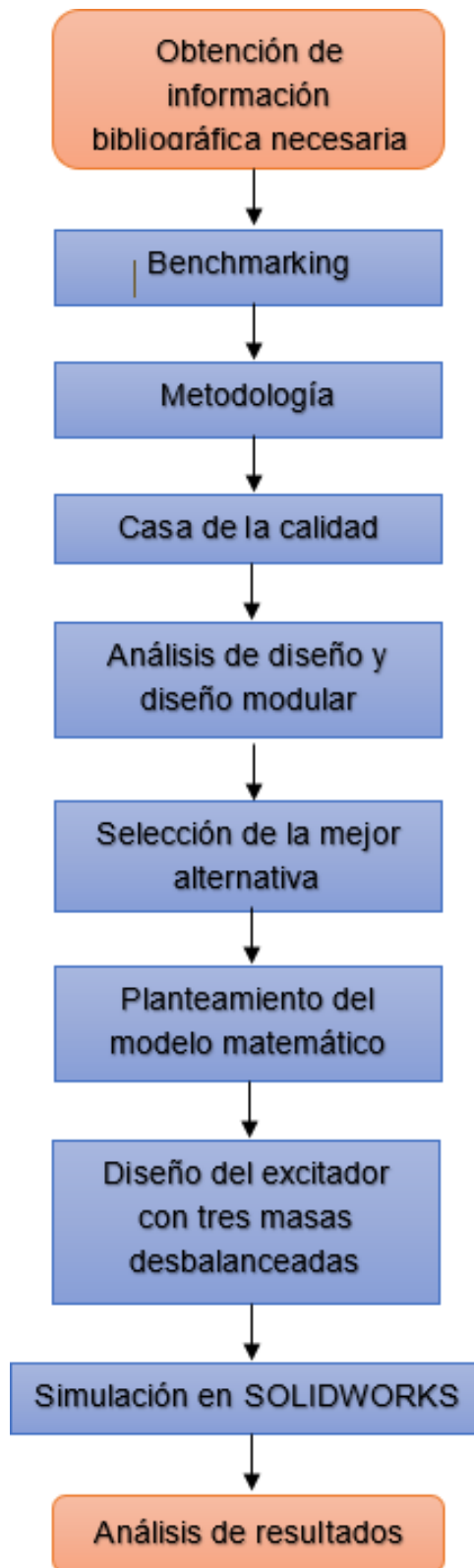


Figura 2.1 Metodología usado para el diseño del dispositivo excitador de tres masas desbalanceadas.

2.1 Aspectos técnicos para determinar la solución del diseño

Con el fin de abordar la cuestión propuesta en la investigación vigente se hace necesario identificar los parámetros técnicos a tener en cuenta para dar una solución efectiva al diseño.

Tabla 2.1 Elementos técnicos a considerar en la investigación.

Empresa/cliente: EPN	Producto: dispositivo de 3 masas desbalanceadas			Fecha inicial: última revisión
Diseñador: Lenin E. Ballin Guilca				Página 1/1
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/d	Descripción
Amplitud de frecuencia de vibraciones	15/07/23	C + i	R	Se establecen las amplitudes y las frecuencias
Fuerza requerida	15/07/23	C + i	R	Fuerza requerida para lograr los resultados deseados
Rango de velocidades	15/07/23	C + i	D	Funcionamiento a velocidades deseadas
MANTENIMIENTO	15/07/23	C + I	D	DIMINUCIÓN DE LOS TIEMPOS DE MANTENIMIENTO
SEGURIDAD	15/07/23	I	R	TENER EN CENTA LAS NORMAS VIGENTES.
PESO	15/07/23	C	D	MENOR PESO
COSTE	15/07/23	C	D	BAJO COSTO

Propone C=Cliente, P=Producción, F=Fabricación, I=Ingeniero R/D R= Requerimiento D=Deseo, MR= Modificación del requerimiento.

En la tabla 2.1, se muestra los elementos técnicos mas relevantes que se ha considerado en la investigación para lograr un diseño del dispositivo excitador de tres masas desbalanceadoras, donde se pueda obtener una solución efectiva.

2.2 Casa de la calidad

La casa de la calidad facilita la obtención de las especificaciones técnicas del dispositivo excitador de tres masas descentradas, mediante los requerimientos del usuario, haciendo uso de la voz del usuario y la voz del ingeniero, los que permitirán los requerimientos funcionales del dispositivo.

Voz del usuario:

Establece según su criterio de consumidor para su necesidad requerida:

- Fácil operación
- Segura
- Compacta y fácil de transportar
- Fácil mantenimiento
- Duradera
- Comerciable
- Desempeño
- Barato

Voz del ingeniero:

Una vez conocidos los requerimientos y deseos del usuario, se procede a convertirlos en requerimientos técnicos:

- Bases de acoplamiento de instrumentos de medición
- Sistema de transmisión de fuerzas vibratoriales
- Sujeción en la base para evitar descarrilamiento
- Potencia de motor
- Materiales inoxidable
- Dimensiones
- Peso
- Costo

La casa de la calidad (QFD) se observa en el ANEXO 1, donde se encuentran las especificaciones técnicas más relevantes que se tomaron en cuenta para este trabajo.

2.3 Diseño modular y análisis funcional

Para el diseño del dispositivo excitador de tres masas desbalanceadas, conlleva un proceso sistemático, que se lleva a cabo de forma ordenada para obtener un diseño eficaz. Y que cumpla todas las funciones claves, para que pueda realizar excitaciones en las vías ferroviarias.

En la Figura 2.2, se muestra el diseño modular global del dispositivo excitado de masas desbalanceadas, y se lo denomina el diagrama funcional nivel 0, cuya función es mostrar la forma global funcional que tendrá el dispositivo excitador de masas desbalanceadoras:

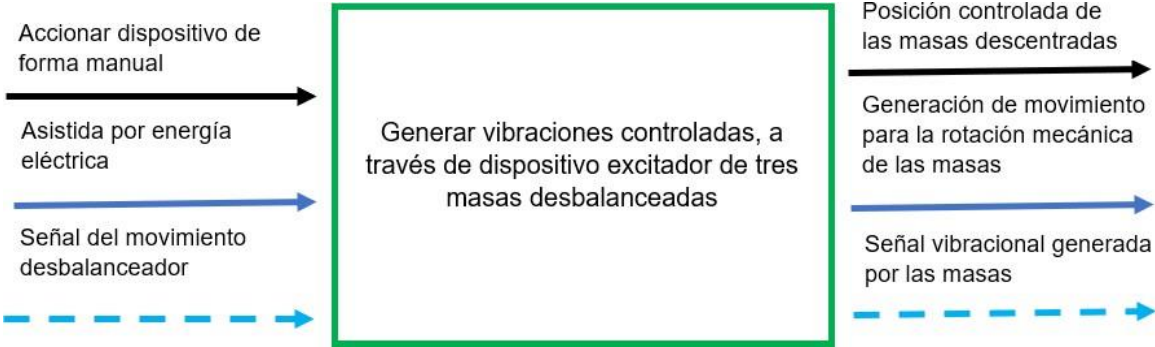


Figura 2.2 Diagrama funcional nivel 0.

Se procede a desglosar a partir del módulo de nivel cero, en dos niveles como se manifiestan en la Figura 2.3, los cuales están especificados como: 1 Generación de vibraciones, que consiste en dar energía rotacional para el movimiento de las masas desbalanceadas; y el 2, Sistema de movimiento controlado de las mismas, la que permite generar una señal de vibración excitadora en las vías férreas. A continuación, se presentan los dos módulos desglosados:

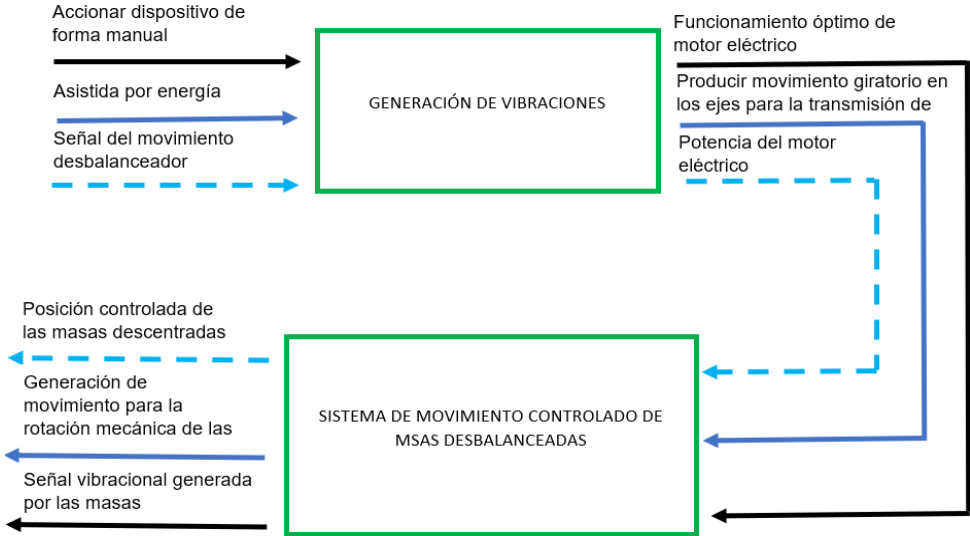


Figura 2.3 Diagrama funcional nivel 1.

2.4 Análisis y selección de la mejor alternativa


El dispositivo excitador de tres masas desbalanceadas tiene como función principal, generar vibraciones controladas en la estructura ferroviaria, haciendo la réplica de fuerzas vibracionales, generadas por el contacto rueda-carril, y con ello evaluar y analizar la respuesta dinámica de la estructura, ante diversas condiciones de carga. Seguidamente, se muestra las funciones clave del dispositivo excitador:

Módulo 1

Este módulo se enfoca, en la generación de vibraciones mediante las tres masas desbalanceadas de disco rígido. En este módulo incluye, componentes como el motor, ejes para la transmisión de la fuerza rotativa, y lograr girar las masas desbalanceadas, las cuales provocaran la excitación necesaria para inducir vibraciones, en la estructura ferroviaria.

Motores

Tabla 2.2 Análisis de alternativas de motores.

Solución 1: Motor Corr. cont. (DC)	Ventajas	Desventajas
	<ul style="list-style-type: none"> • Control de velocidad • Alto torque al arrancar • Reversibilidad (sentido de giro a ambos lados) • Amplia disponibilidad y variedad de tamaños <p>Costo relativamente bajo</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Mantenimiento regular • Complejidad relativamente alta de control • Desgaste de escobillas frecuente <p>Potencial de interferencia electromagnética (EMI)</p>
Solución 2: Motor Corr.alterna (AC)	Ventajas	Desventajas
	<ul style="list-style-type: none"> • Amplia variedad y disponibilidad en el mercado • Eficiencia • Menor mantenimiento • Vida útil larga <p>Control de velocidad y frecuencia</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Mayor complejidad de control • Requerimiento de inversores de corriente • Arranque lento

Solución 3: Motores lineales	Ventajas	Desventajas
	<ul style="list-style-type: none"> • Alta velocidad y aceleración • Menos necesidad de mantenimiento, debido a que no tiene piezas mecánicas en movimiento, como engranajes o correas • Alta precisión • Respuesta dinámica rápida <p>Mayor eficiencia energética</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Requiere de guías lineales • Costo alto • Tamaño y peso • Vibraciones y ruido • Mayor complejidad de control

En la Tabla 2.2, se evalúan las ventajas y desventajas de los tipos de motores existentes para poder seleccionar la variante más eficaz.

El motor hará girar a los discos rígidos, con las masas desbalanceadoras, a través de un sistema de transmisión, y la que será montada sobre una bancada rígida, y resistente a los pesos que estarán ensamblados.

Los criterios para analizar de los motores son:

- Torque
- Velocidad
- Respuesta dinámica
- Eficiencia energética

En la Tabla 2.3, se representa una evaluación de los motores en base a los criterios mencionados para la mejor alternativa, donde se definirán valores y a través de un cálculo obtener la ponderación mostrada a continuación:

Tabla 2.3 Evaluación del peso específico de cada criterio a evaluar para la solución de vías férreas.

Criterio	Torqu e	Velocid ad	Resp. dinámica	Eficiencia energética	$\Sigma+1$	Ponderaci ón
Torque		1,0	1,0	1,0	4,0	0,29
Velocidad	0,5		1,0	1,0	3,5	0,25
Respuesta dinámica	0,5	1,0		1,5	3,0	0,21
Eficiencia energética	1,0	0,5	1,0		3,5	0,25
				Suma	1,4	1,00

Como se muestra en la anterior tabla, el criterio que tienen mayor relevancia en la evaluación específico de criterio, resulta ser el torque, con un valor de 0,29 y es el criterio que se tomara muy en cuenta para seleccionar el motor.

En la Tabla 2.4, se muestra la evaluación del peso específico del criterio de mayor facilidad de implementación.

Tabla 2.4 Evaluación del peso específico del criterio: Torque

Torque	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	1,0	2,5	0,38
Alternativa 2	1,0		0,5	2,5	0,38
Alternativa 3	0,0	0,5		1,5	0,23
			suma	6,5	1,00

Como se puede observar en la anterior tabla, la mejor alternativa para el criterio del Torque, es la alternativa 1 y 2, con un valor de 0,38 de ponderación para este método.

Tabla 2.5 Evaluación del peso específico del criterio: Velocidad

Velocidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	1,0	2,5	0,29
Alternativa 2	1,0		1,0	3,0	0,35
Alternativa 3	1,0	1,0		3,0	0,35
			suma	8,5	1,00

Como se muestra en la Tabla 2.5, la mejor alternativa para este criterio de velocidad, resulta ser la alternativa 2 y 3, con un valor de 0,35 para este método.

Tabla 2.6 Evaluación del peso específico del criterio: Respuesta dinámica

Respuesta Dinámica	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0,5	2,0	0,29
Alternativa 2	0,5		0,5	2,0	0,29
Alternativa 3	1,0	1,0		3,0	0,43
			suma	7,0	1,00

Como se muestra en la Tabla 2.6, la mejor alternativa para este caso de criterio de Respuesta Dinámica, resulta ser la alternativa 3, con un valor de 0,43 para este método.

Tabla 2.7 Evaluación del peso específico del criterio: Eficiencia energética

Eficiencia energética	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	1,0	2,5	0,29
Alternativa 2	1,0		1,0	3,0	0,35
Alternativa 3	1,0	1,0		3,0	0,35
			suma	8,5	1,00

Como se muestra en la tabla 2.7, la mejor alternativa para este caso de criterio de Eficiencia energética resulta ser la alternativa 2 y 3, con un valor de 0,35 para este método.

Tabla 2.8 Conclusiones de soluciones para seleccionar un motor de potencia

Conclusión	Torque	Velocidad	Respuesta Dinámica	Eficiencia energética	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,1099	0,0735	0,0612	0,0735	0,3182	3
Alternativa 2	0,1099	0,0882	0,0612	0,0882	0,3476	1
Alternativa 3	0,0659	0,0882	0,0918	0,0882	0,3342	2


Como se muestra en la Tabla 2.8, el resultado de la ponderación resultante para los casos de estudios donde se demuestra que la mejor opción es la alternativa 2.



Módulo 2

En el módulo 2, evaluamos la mejor alternativa de un sistema de vibración de masas desbalanceadas, que conecte directamente con el motor seleccionado, con anterioridad al eje de rotación. Por consecuencia, conseguir un sistema simple y eficiente para lograr generar las fuerzas controladas, para excitar estructuras férreas.

La Tabla 2.9, presenta el análisis de opciones, de sistemas de fuerzas vibratorias, para un dispositivo excitador con tres masas desbalanceadas.

Tabla 2.9 Análisis de alternativas de sistemas de transmisión de fuerza

Solución 1: Trans. Directa	Ventajas	Desventajas
	<ul style="list-style-type: none"> • Es un sistema simple y eficiente • No hay pérdida de energía, por la transmisión de fuerza a través de componentes adicionales • Requiere menor mantenimiento • No es muy costoso 	<ul style="list-style-type: none"> • Puede transmitir vibraciones no deseadas al motor • Requiere un diseño robusto para manejar cargas y vibraciones
Solución 2: Trans. por Correas	Ventajas	Desventajas

	<ul style="list-style-type: none"> • Admite un mayor flexibilidad y configuración del sistema • Reduce la transmisión de vibraciones al motor o vibraciones no deseadas • Absorbe ciertos choques de impacto 	<ul style="list-style-type: none"> • Puede generar una ligera pérdida de eficiencia debido a la fricción de la correa • Requiere ajuste y mantenimiento periódico de la tensión de la correa • La correa puede desgastarse muy rápido, dependiendo el uso, y requerirá remplazo.
<p align="center">Solución 3: Trans. por Engranajes</p>	<p align="center">Ventajas</p>	<p align="center">Desventajas</p>
	<ul style="list-style-type: none"> • Proporciona una transmisión de fuerzas precisa y eficiente • Permite una relación de transmisión variable para adaptarse a diferentes requerimientos de vibración • Mayor capacidad para manejar cargas pesadas y altas velocidades de rotación 	<ul style="list-style-type: none"> • Puede generar ruido debido al contacto de los dientes de los engranajes • Requiere un diseño y fabricación precisos para garantizar un funcionamiento suave y silencioso • Puede generar una mínima pérdida de eficiencia debido a la fricción y desgaste de los engranajes • Requiere mantenimiento periódico

Se ha considerado los siguientes criterios, para seleccionar la mejor alternativa de un sistema de transmisión de fuerza, para un dispositivo excitador de masas desbalanceadas:

- Capacidad de carga

- Eficiencia de transmisión
- Precisión y estabilidad
- Mantenimiento
- Nivel de ruido y vibraciones no deseadas

Se lleva al cabo el análisis de estos criterios utilizando el método de criterios ponderados corregido original.

La Tabla 2.10, muestra la evaluación del peso específico de cada criterio anterior mencionado, que mediante valores asignados se hace un cálculo, donde se obtiene la ponderación y permitirá la selección de la mejor alternativa.

Tabla 2.10 Evaluación del peso específico de cada criterio para la solución de la mejor alternativa de un sistema de transmisión de fuerza.

	Cap. de carga	Efic. de transmisión	Prec. y estabilidad	Ma ntt.	Nivel de ruido y vib. no deseadas	$\Sigma+1$	Ponderación
Capacidad de carga		0,5	1,0	0,0	0,5	3,0	0,18
Eficiencia de transmisión	0,5		1,0	0,5	1,0	4,0	0,24
Precisión y estabilidad	0,0	1,0		0,0	1,0	3,0	0,18
Mantenimiento	0,0	0,5	1,0		1,0	3,5	0,21
Nivel de ruido y vibraciones no deseadas	0,0	0,0	1,0	1,0		3,0	0,18
					Suma	16,5	1,00

En la tabla manifestada anteriormente, el criterio de mayor importancia que presenta en este análisis es la Eficiencia de transmisión con un valor de ponderación de 0,24, quiere decir que es de suma importancia la fuerza con la que será transmitida desde el motor, para que con ello el dispositivo excitador de masas desbalanceadas, tenga un buen desempeño.

A continuación, se indica la evaluación del peso específico de criterio de la capacidad de carga, que presenta cada uno de los sistemas de transmisión.

Tabla 2.11 Evaluación del peso específico del criterio: Capacidad de carga

Capacidad de carga	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0,5	2,0	0,27
Alternativa 2	1,0		0,5	2,5	0,33
Alternativa 3	1,0	1,0		3,0	0,40
			suma	7,5	1,00

Como se observa en la Tabla 2.11, se ha hecho el análisis de la alternativa con mejor capacidad de carga, y resulta ser que es la número 3, con una ponderación de 0,40 para este método.

Tabla 2.12 Evaluación del peso específico del criterio: Eficiencia de transmisión

Eficiencia de transmisión	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	1,0	2,5	0,29
Alternativa 2	1,0		1,0	3,0	0,35
Alternativa 3	1,0	1,0		3,0	0,35
			suma	8,5	1,00

Como se muestra en el análisis de la Tabla 2.11, la mejor alternativa para el criterio de eficiencia de la transmisión y como se puede observar las mejores variantes son las numero 2 y 3, con una ponderación de 0,35.

Tabla 2.13 Evaluación del peso específico del criterio: Precisión y estabilidad

Precisión y estabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,0	1,0	2,0	0,27
Alternativa 2	1,0		1,0	3,0	0,40

Alternativa 3	1,0	0,5		2,5	0,33
			suma	7,5	1,00

Como se muestra en la Tabla 2.13, la mejor alternativa para para el criterio de Precisión y estabilidad, resulta ser la número2, con una ponderación de 0,40 para este método.

Tabla 2.14 Evaluación del peso específico del criterio: mantenimiento.

Mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	1,0	2,5	0,33
Alternativa 2	1,0		1,0	3,0	0,40
Alternativa 3	0,5	0,5		2,0	0,27
			suma	7,5	1,00

La Tabla 2.12, muestra la mejor alternativa para el criterio de Mantenimiento, resulta ser la número 2, con una ponderación de 0,40 para este método.

Tabla 2.15 Evaluación del peso específico del criterio: Nivel de ruido y vibraciones no deseadas.

Nivel de ruido y vib. no deseadas	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	1,0	2,5	0,33
Alternativa 2	1,0		1,0	3,0	0,40
Alternativa 3	0,5	0,5		2,0	0,27
			suma	7,5	1,00

La Tabla 2.15, muestra la mejor alternativa para el criterio de Nivel de ruido y vibraciones no deseadas, es la número 2, con una ponderación de 0,40 para este método.

La Tabla 2.16, muestra las conclusiones del análisis de alternativas anteriormente mostradas para el seleccionar la mejor alternativa de un sistema de transmisión. Con el cálculo respectivo se realizó la suma de todos los criterios con este método, obteniendo como resultado el orden de prioridad y con el cual se puede seleccionar la alternativa más conveniente para este proyecto.

Tabla 2.16 Conclusiones para soluciones del sistema de transmisión.

Conclusión	Cap. de carga	Efic. De transmisión	Precisión y estabilidad	Mant.	Nivel de ruido y vib. no deseadas	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,0485	0,0713	0,0485	0,0707	0,0606	0,2996	3
Alternativa 2	0,0606	0,0856	0,0727	0,0848	0,0727	0,3765	1
Alternativa 3	0,0727	0,0856	0,0606	0,0566	0,0485	0,3239	2

En la tabla anterior se observa que la mejor alternativa sobre la base de los criterios antes mencionados, lo cual sería el número 2, que brinda mejor características para una eficiente transmisión de potencia, con un valor de 0,3765.

2.5 Modelo matemático

Para identificar el modelo matemático correspondiente a un vibrador de masas desbalanceadas debemos partir de hacer un análisis dinámico del comportamiento de variantes involucradas en el fenómeno físico, analizando que partimos de un movimiento oscilatorio periódico donde participan varios valores de masas, rigidez y amortiguamiento y en dependencia del comportamiento de estos, será nuestra respuesta dinámica.

Aplicando la segunda ley de Newton, se obtiene, que al actuar una fuerza $F(t)$ en un sistema masa-resorte se representa de la siguiente forma:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (2.1)$$

Donde:

M: constante de masa

C: constante de amortiguación

K: contante de rigidez

F(t): Fuerza que actúa en el sistema

Teniendo en cuenta que conocemos el comportamiento de las fuerzas centrípetas resultantes:

$$F = m * r * \omega^2 \quad (2.2)$$

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (2.3)$$

$$M \frac{dx^2}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + Kx = F \sin(\omega t) \quad (2.4)$$

Después de resolver esta ecuación diferencial se obtiene:

$$x = F / \sqrt{M^2(\omega^2 - \pi \omega^2) + C^2 \omega^2} \cos(\omega t) \quad (\text{LING \& SANNY, 2021, p. 791}) \quad (2.5)$$

El valor de la amplitud de la oscilación,

$$x = F / \sqrt{M^2(\omega_n^2 - \omega^2) + C^2 \omega^2} \quad (2.6)$$

$$x = (mr \omega^2) / \sqrt{M^2(\omega_n^2 - \omega^2) + C^2 \omega^2}, \text{ como } \omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (2.7)$$

$$x = (mr \omega^2) / \sqrt{M^2 \left(\left(\sqrt{\frac{K}{M}} \right)^2 - \omega^2 \right)^2 + C^2 \omega^2} \quad (2.8)$$

$$x = (mr \omega^2) / \sqrt{M^2 \left(\frac{K}{M} - \omega^2 \right)^2 + C^2 \omega^2} \quad (2.9)$$

$$x = (mr \omega^2) / (K - M \omega^2), \text{ con } C=0 \quad (2.10)$$

Como se puede observar, mediante este análisis se obtuvo la ecuación de la amplitud máxima de las oscilaciones sin amortiguamiento.

2.6 Datos técnicos de selección del motor

Mediante la selección de la mejor alternativa, del módulo 1 antes mencionada, se ha optado por el uso de un motor eléctrico de corriente alterna. Entonces, para seleccionar el mejor motor eléctrico de corriente alterna, para el excitador de estructuras férreas, se debe considerar una serie de factores técnicos y de rendimiento. Para ello, se ha tomado en cuenta los datos técnicos, mencionado en el "Trabajo final de máster" del autor Jordi Sans García.

El diseño del excitador de estructuras férreas mencionado por el autor es "ajustar lo máximo posible, para generar fuerzas verticales mínimas de 10 KN a la vía, en frecuencias que vayan de 20 a 80 Hz". Esto debido al estudio realizado en el cual menciona que se generan dichas

fuerzas y frecuencias a causa del contacto rueda-carril, el cual se busca generar, para el estudio de las estructuras férreas.

Se ha escogido un motor eléctrico AC que debe ser adecuado para la velocidad de rotación. Por lo que se sabe que la rotación de los motores AC son de 60 Hz de frecuencia de alimentación. Siendo importante notar que la velocidad sincrónica del motor, y la velocidad real bajo carga será ligeramente menor.

El motor de 4 polos ofrece un buen equilibrio entre velocidad y torque. Un motor de menos polos giraría a una velocidad más alta, pero con menos torque. Y un motor de más polos giraría a una velocidad más baja, pero con más torque.

La potencia y el torque del motor seleccionado serán suficientes para manejar la carga del excitador, ya que dependen del peso y la inercia de las masas desbalanceadas, el rango de frecuencia de vibración deseada y cualquier requisito de aceleración.

Además, también se debe tener en cuenta el método de control del motor. Dependiendo de la aplicación, puede ser necesario utilizar un controlador de velocidad variable, para permitir el ajuste de la frecuencia de vibración. Se deben considerar factores como la capacidad de control, la facilidad de integración con el sistema existente, y la compatibilidad con el motor seleccionado.

Tabla 2.17 Hoja de selección de motores de IE1 de 4 polos.

Tipo de motor	Potencia nominal		Par nominal	Corriente 400V	Velocidad (e carga nominal)	Eficiencia (rendimiento)			Factor de potencia		Par máximo / Par nominal	Par de arranque / Par nominal	Nivel Sonoro	Peso Neto		
	Kw	CV				N.m	A	min-1	100%	75%					50%	cos
	Pn	Pn	N.m	A	nn	n	n	n	cos	Is/In	Mk/Mn	Tmax / Tn	Ts / Tn	LwA	Alum	Kg
AL-56-4A	0,06	0,08	0,43	0,34	1330	46	46	40	0,55	4,4	2	2,2	2,1	48	3,2	
AL-56-4B	0,09	0,12	0,65	0,41	1330	50	50	49	0,63	4,4	2	2,2	2,1	48	3,4	
AL-63-4A	0,12	0,17	0,86	0,42	1340	57	57,1	52,6	0,72	4,4	2	2,2	2,1	52	4	
AL-63-4B	0,18	0,25	1,28	0,61	1340	58	58,5	56,5	0,73	4,4	2	2,2	2,1	52	4	
*AL-63-4	0,25	0,33		0,91	1350	60	60,5	58	0,66	6	1,7	2,4	2,2	64	4,8	
AL-71-4A	0,25	0,33	1,78	0,75	1345	65	65,1	63,1	0,74	5,2	2,2	2,2	2,1	55	6,1	
AL-71-4B	0,37	0,5	2,64	1,06	1340	67	67,2	65,7	0,75	5,2	2,2	2,2	2,1	55	6,7	
*AL-71-4	0,55	0,75		1,6	1380	66	66,4	66,8	0,76	6	1,7	2,4	2,2	67	7,3	
AL-80-4A	0,55	0,75	3,81	1,49	1380	71	71,4	70,6	0,75	5,2	2,4	2,3	2,4	58	8,8	15
AL-80-4B	0,75	1	5,19	1,96	1380	72,6	73	71,2	0,76	6	2,3	2,3	2,3	58	9,6	16
*AL-80-4	1,1	1,5		2,71	1390	75	75	74	0,78	6	1,6	2,4	2,2	60	12,3	
AL-90S-4	1,1	1,5	7,56	2,72	1390	75,7	75,8	75	0,77	6	2,3	2,3	2,3	61	12,5	22
AL-90L-4	1,5	2	10,31	3,56	1390	78	78,1	76,7	0,78	6	2,3	2,3	2,3	61	15	27
*AL-90L2-4	2,2	3		4,98	1400	79,7	79,7	79	0,8	7	1,5	2,4	2,2	63	18,3	
AL-100L-4A	2,2	3	14,9	4,9	1410	80	80,2	79,5	0,81	7	2,3	2,3	2,3	64	19,2	34
AL-100L-4B	3	4	20,32	6,44	1410	82	82,2	81,1	0,82	7	2,3	2,3	2,3	64	23	35
*AL-100L3-4	4	5,5		8,47	1430	83,1	83,1	82	0,82	7	1,5	2,3	2,2	65	29	
AL-112M-4	4	5,5	26,53	8,29	1440	83,9	84	83	0,83	7	2,3	2,3	2,3	65	29	44
*AL-112L-4	5,5	7,5		11,29	1440	84,7	84,7	83,5	0,83	7	1,4	2,2	2,2	68	34,8	
AL-132S-4	5,5	7,5	36,35	11,3	1445	85	85,2	84	0,82	7	2,3	2,3	2,3	71	43	81
AL-132M-4	7,5	10	49,57	14,9	1445	86,4	87	86,3	0,84	7	2,3	2,3	2,3	71	53,5	73
*AL-132M2-4	9,2	12,5		18,21	1460	86,8	86,8	86,4	0,84	7,5	1,4	2,3	2,3	74		56,5
*AL-132M3-4	11	15		21,58	1460	87,6	87,6	86,5	0,84	7,5	1,4	2,3	2,3	74		64
AL-160L-4	15	20	98,12	29	1460	89	89,2	88,2	0,84	7,5	2,2	2,3	2,2	75	133	133
*AL-160L2-4	18,5	25		36,2	1465	89,3	89,3	88,8	0,85	7,5	1,2	2,3	2,2	78		140
AL-180M-4	18,5	25	120,19	34,5	1470	90	90,1	89,2	0,86	7,5	2,2	2,3	2,2	76		170
AL-180L-4	22	30	142,93	40,9	1470	90,3	90,6	89,7	0,86	7,5	2,2	2,3	2,2	76		181
*AL-180L2-4	30	40		55,5	1470	90,7	90,7	90	0,86	7,2	1,2	2,3	2,2	79		190
AL-200L4	30	40	194,9	55,1	1470	91,3	91,4	90,3	0,86	7,2	2,2	2,3	2,2	79		232
*AL-200L2-4	37	50		68,1	1470	91,2	91,2	90,9	0,86	7,2	1,2	2,3	2,2	81		243
AL-225S4	37	50	239,56	66,7	1475	92	92,1	91,1	0,87	7,2	2,2	2,3	2,2	81		287
AL-225M4	45	60	291,36	80,9	1475	92,3	92,4	91,6	0,87	7,2	2,2	2,3	2,2	81		322
*AL-225M2-4	55	75		99,1	1475	92,1	92,1	91,6	0,87	7,2	1,1	2,3	2,2	83		338
AL-250M4	55	75	354,9	98,6	1480	92,5	92,5	91,6	0,87	7,2	2,2	2,3	2,2	83		385
*AL-250M2-4	75	100		134,2	1480	92,7	92,7	91,9	0,87	7,2	1	2,3	2,2	86		404
AL-280S4	75	100	483,95	133,1	1480	93,5	93,5	92,2	0,87	7,2	2,2	2,3	2,2	86		510
AL-280M4	90	125	580,74	159,5	1480	93,6	93,6	92,5	0,87	7,2	2,2	2,3	2,2	86		540
AL-315S4	110	150	709,8	192,6	1480	93,7	93,7	92,7	0,88	6,9	2,1	2,2	2,1	93		930
AL-315M4A	132	180	851,76	230,8	1480	93,8	93,9	92,9	0,88	6,9	2,1	2,2	2,1	93		1010
AL-315L14	160	220	1032,43	276,1	1480	94	94	93	0,89	6,9	2,1	2,2	2,1	97		1070
AL-315L24	200	270	1290,54	344,3	1480	94,2	94,2	93,4	0,89	6,9	2,1	2,2	2,1	97		1170
AL-355M4	250	340	1602,35	424,7	1490	94,4	94,5	93,4	0,9	6,9	2,1	2,2	2,1	101		1720
AL-355L4	315	430	2018,96	534	1490	94,6	94,7	93,9	0,9	6,9	2,1	2,2	2,1	101		1950

En la Tabla 2.17, se presenta la selección de un motor (AL-160L-4) AC trifásico IE1 de 1460 rpm y de 4 polos 15 kW adecuado para el diseño de la moto vibradora. Tomado de (ZUENDO, 2023)

Este tipo de motor seleccionado proporcionará una velocidad de rotación constante, necesaria para generar vibraciones a una frecuencia fija. Sin embargo, se debe realizar un análisis más detallado, para confirmar la selección, considerando los requerimientos específicos, del excitador y las características del motor.

2.7 Relación de transmisión

Según el motor seleccionado anteriormente, la frecuencia de rotación del motor es de 1460 RPM y queremos lograr vibraciones en el orden de los 50Hz, por tanto, la velocidad de rotación de los discos será igual a dos veces la velocidad de giro del motor, con una relación de transmisión de 1:2.

Sistema de oscilación de tres masas desbalanceadas

Según el estudio de la documentación de los principales suministradores no hay referencias de fabricantes, para comparar la fiabilidad de la fabricación de un dispositivo de 3 masas desbalanceadas, pues, en el presente estudio pretendemos diseñar una máquina capaz de generar vibraciones de una magnitud de 10 kN, a una frecuencia de 50Hz para excitar las estructuras ferroviarias pero en este caso dividiendo las tensiones generadas en los cojinetes de rodamientos debido al desbalance existente en el sistema vibratorio.

Análisis comparativo de las posibles variantes del diseño.

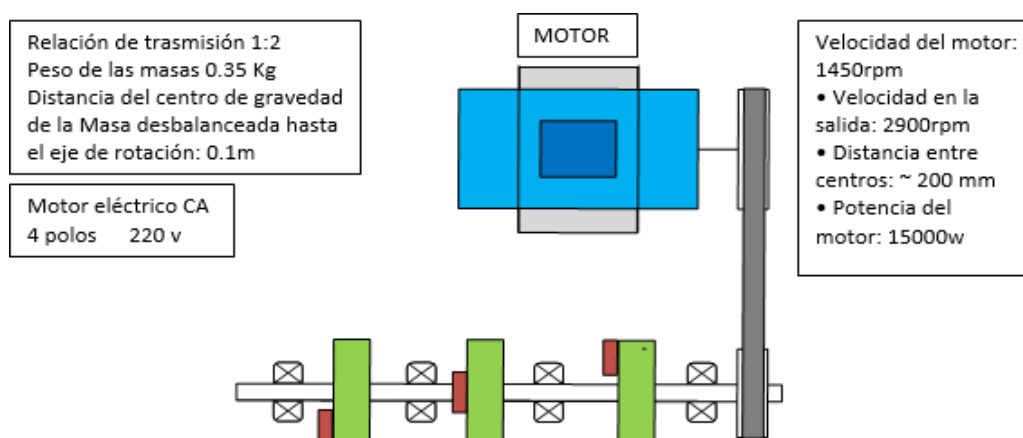


Figura 2.4 Variante de diseño número 1.

Como se puede observar en la Figura 2.4, la variante 1, cuenta con las siguientes Ventajas: con un diseño sencillo en la que se optimiza el uso de los materiales, el espacio, fácil mantenimiento, una eficiencia considerable en la transmisión. La desventaja consta en que todas las fuerzas y momentos se generan sobre el mismo árbol, pero en este diseño logamos disminuir las fuerzas resultantes en los apoyos del sistema.

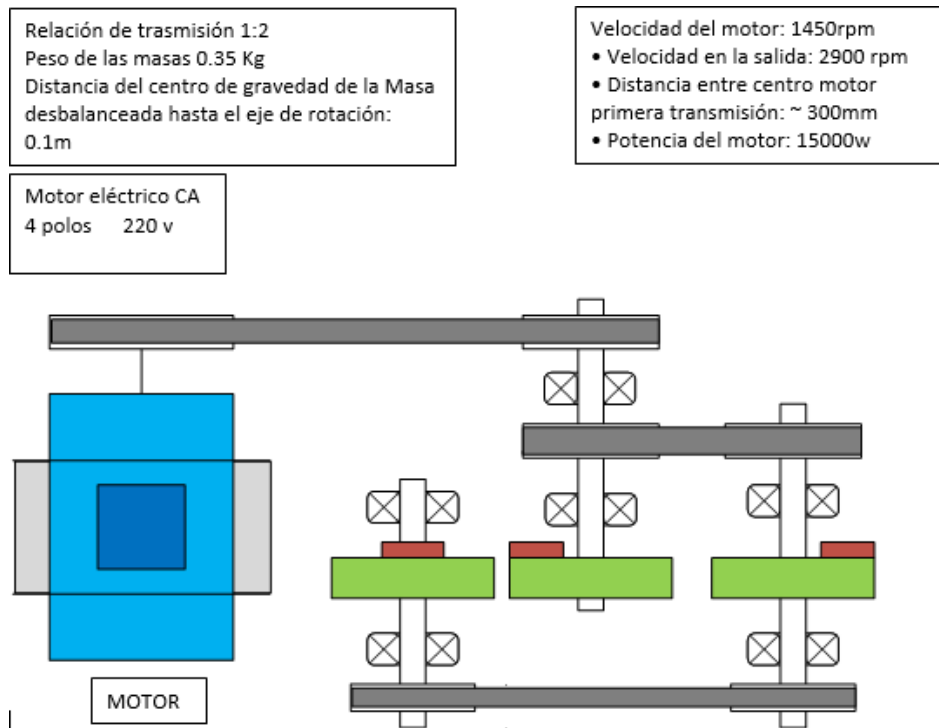


Figura 2.5 Variante de diseño número 2.

Como se puede observar en la Figura 2.5, la variante 2, tiene las siguiente Ventaja: las cargas se distribuyen en elementos independientes. Desventajas: un diseño un poco más complejo, con un poco más de pérdida en la transmisión, menor eficiencia en la transmisión, utilización de un mayor espacio.

Teniendo en cuenta el análisis realizado anteriormente, se ha tomado como variante para desarrollo la variante 1 por las ventajas con las que cuenta.

2.8 Estudio detallado de la variante utilizada del dispositivo.

En la Figura 2.6, se observa el modelo esquemático para el cálculo de los parámetros vibratorios existentes en el diseño, el cual cuenta con los parámetros característicos antes mencionados en la ecuación del movimiento, en cada rodamiento obtendremos un valor de rigidez y amortiguamiento, la distribución de las masas no son simétricas con respecto al eje de rotación, por lo que se deduce que el centro de masa de los elementos rotatorios no se encontrará en el eje de rotación, proporcionando las vibraciones que queremos debido al desbalance.

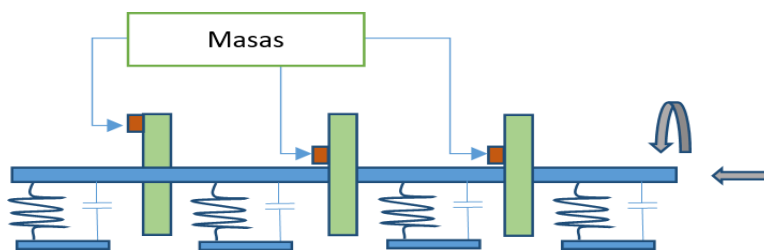


Figura 2.6 Modelo esquemático del generador de vibraciones de 3 masas

En la Figura 2.7, se muestra el comportamiento de las fuerzas resultantes generadas en las masas desbalanceadas en su movimiento rotatorio, periódico, en ella podemos observar que en algunos de los casos tendremos fuerzas resultantes en el eje horizontal, la cual no se tendrá en cuenta en el cálculo y se mitigarán sus efectos colocando elementos de inercia que no permitan el movimiento horizontal y mantengan a la máquina en una correcta posición durante el funcionamiento. Las fuerzas resultantes en este modelo se comportan como un generador de vibraciones de una masa desbalanceada, como los que se comercializan por los principales fabricantes, pero con la particularidad que, en los apoyos, las cargas, son menores.

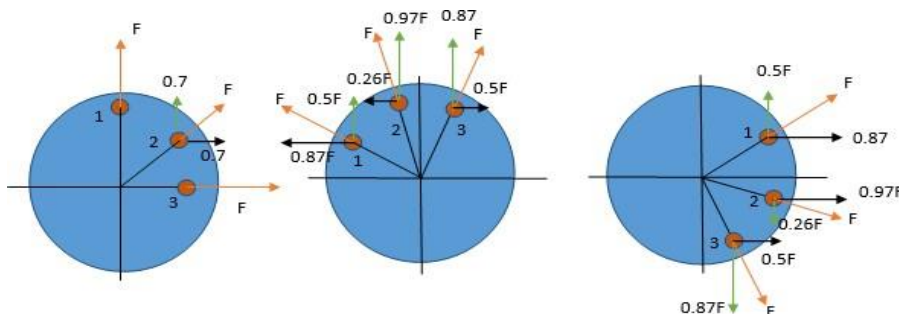


Figura 2.7 Comportamiento de las fuerzas en cada masa para un recorrido de 90° .

Para el desarrollo de la variante del diseño se realizará a través del software de diseño de elementos mecánicos SolidWorks, en el que se modelarán las piezas se realizarán los estudios de cargas estáticas y dinámicas para comprobar su correcto funcionamiento. El cálculo se realizará mediante del método de los elementos finitos, el cual está basado en el uso de los elementos matriciales de masa, rigidez, amortiguamiento y fuerzas resultantes, lo que representa la ecuación del movimiento y a través de ella el software realiza todos los cálculos de los modelos.

3 ANÁLISIS Y RESULTADOS

Para el desarrollo de la variante de diseño tuvimos en cuenta los elementos seleccionados en la sección anterior donde se analizaron las ventajas y desventajas de cada una de las opciones.

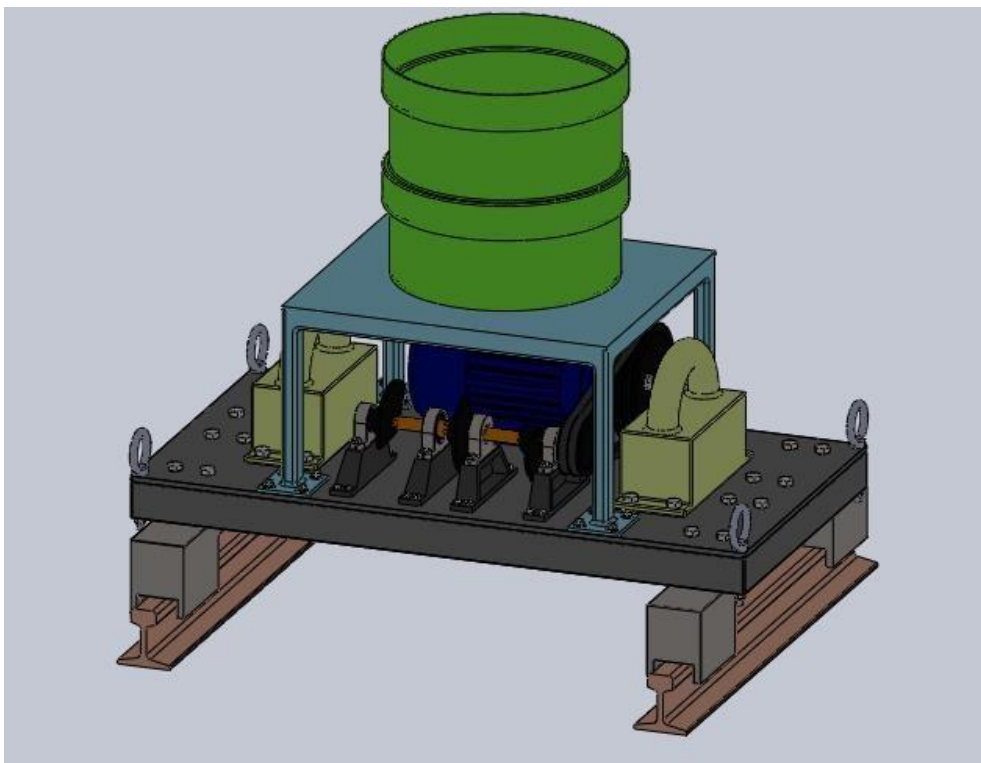


Figura 3.1 Diseño de Vibrador de 3 masas desbalanceadas

En la Figura 3.1, se presenta el diseño elaborado en SOLIDWORKS del Vibrador de 3 masas, desfasadas entre sí 60° , montado en una bancada con los elementos necesarios para colocar sobre las vías férreas.

El sistema de tres masas desbalanceadas se encuentra montado sobre un árbol al cual se acoplan las masas desbalanceadas a través de estrías y apoyados sobre cojinetes de

rodamientos radiales SKF 6305 y 6307 capaz de soportar 23,4 kN de carga dinámica y una carga estática de 11,6 kN para el caso más desfavorable, por tanto, cumple con los parámetros de fuerza solicitados. Además, la configuración cuenta con un elevado ahorro de materiales, debido a su diseño.

El motor se encuentra montado sobre elementos anti vibratorios y fijado con tornillos a la bancada de que está montada sobre uno soportes para colocar en las vías.

La transmisión del motor a las masas desbalanceadas se realiza mediante: 2 x Correa trapecial estrecha Optibelt-SK SPZ 1700 Ld S=C plus, Polea motriz: Polea acanalada para casquillo cónico TB SPZ 315-2 y Casquillo cónico Optibelt TB 2012 (Diámetro de perforación 14-50 mm) y Polea conducida: Polea acanalada para casquillo cónico TB SPZ 160-2 y Casquillo cónico Optibelt TB 2012 (Diámetro de perforación 14-50 mm) para garantizar que el motor pueda entregar la potencia necesaria al sistema de tres masas desbalanceadas. El resultado del cálculo del programa de selección de las correas es el ANEXO II del presente documento.

También se ha diseñado una base para colocar cargas para aumentar el valor de la fuerza resultante sobre las estructuras a excitar, debido al resultado del valor de las fuerzas totales según las características del diseño se han colocado, además, dos masas de 200 kg para aumentar el peso sobre la estructura y garantizar la inercia del modelo para evitar que las vibraciones de las masas desbalanceadas puedan mover la estructura.

El sistema cuenta, además, con ganchos de izaje para poder colocarlo en la vía.

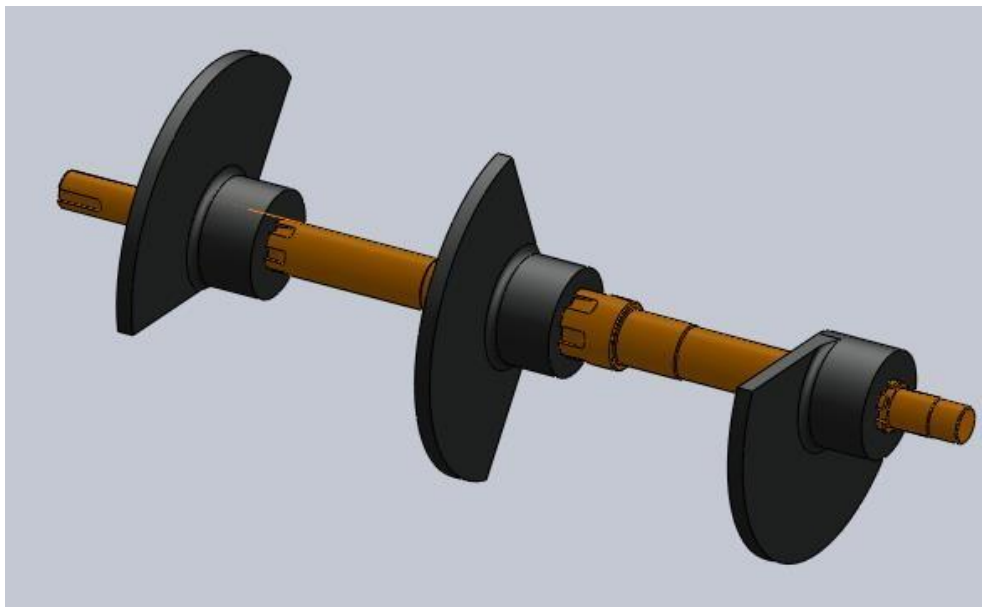


Figura 3.2 Diseño de los elementos rotatorios.

En la Figura 3.2, se presenta la configuración del modelo de los elementos rotatorios y la ubicación de las masas desbalanceadas, el modelo de la imagen es el utilizado para

determinar las magnitudes de fuerzas resultantes en cada uno de los rodamientos para determinar las fuerzas que se transmiten al resto de los elementos del modelo y poder realizar el análisis de los parámetros de funcionamiento.

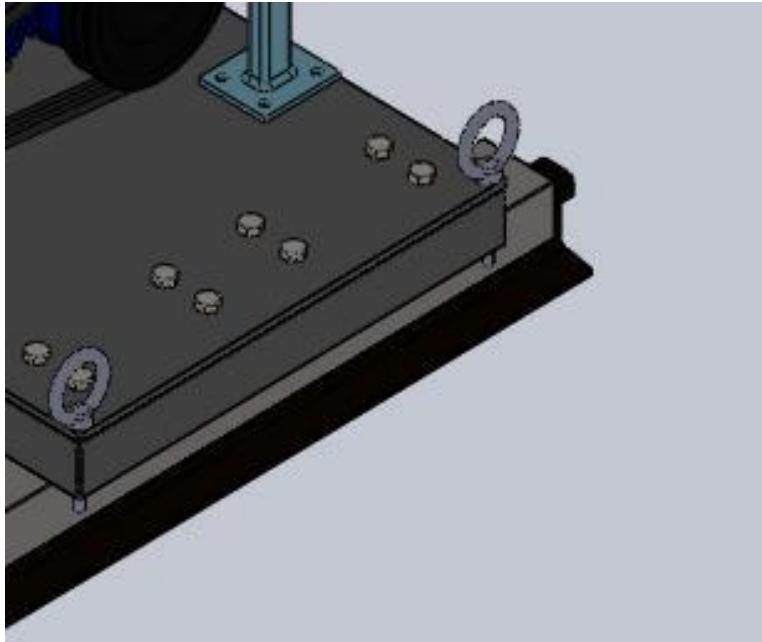


Figura 3.3 Diseño de ganchos de izaje.

En la Figura 3.3, se presenta el diseño de los elementos de izaje, en que se colocarán los ganchos de las eslingas de grúas para poder ubicar el dispositivo.

3.1 Resultados del cálculo.

Como se había explicado anteriormente con la utilización del método de los elementos finitos podemos determinar si un elemento cumple con las condiciones de diseño, determinando los parámetros que caracterizan el movimiento en cada uno de los nodos del modelo, por tanto, con este se determinará el comportamiento tanto estático como dinámico de los elementos del diseño.

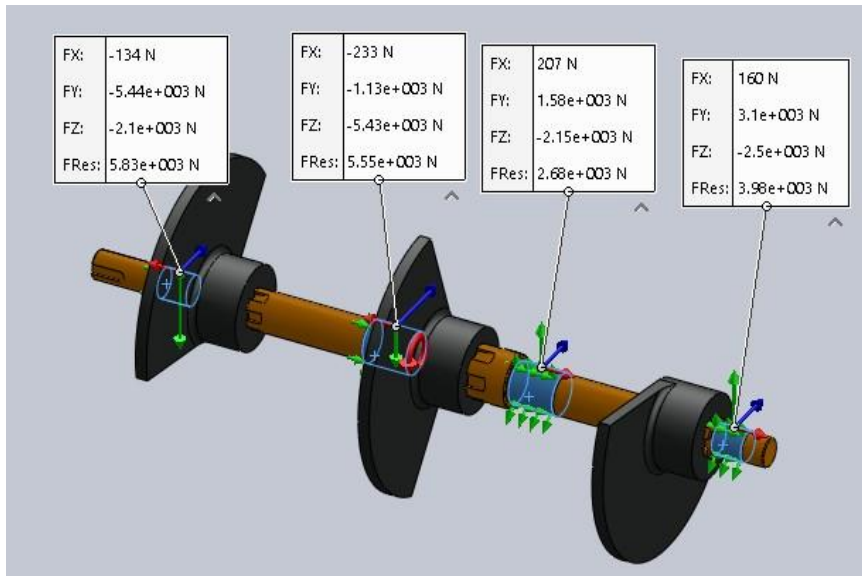


Figura 3.4 Fuerzas resultantes sobre los elementos rotatorios

Como se puede observar en la Figura 3.4, las magnitudes de las fuerzas resultantes en cada uno de los apoyos del árbol no sobrepasan los 6 kN, por tanto, esto confirma que los rodamientos seleccionados cumplen con los valores de funcionamiento, además estos datos se utilizarán el cálculo de resistencia de los elementos que soportan toda esta estructura. También, se puede observar que los valores totales de fuerzas axiales no tienen valores considerables con respecto a las cargas de los otros ejes.

Tabla 3.1 Análisis general de las fuerzas resultantes

Ejes	Fuerza de reacción (N)
Resultante X	0.13909
Resultante Y	1893.6
Resultante Z	-12176
Resultante general	12323

Como se puede observar la Tabla 3.1, muestra análisis general de todas las fuerzas generadas durante el movimiento rotatorio de las masas a una frecuencia de 48 Hz. Según, los cálculos realizados por el software se puede observar que el sistema cuenta con una fuerza resultante de 12,3 kN.

En las figuras que se presentan en la siguiente página se observan los resultados del cálculo de los parámetros diseño correspondientes a los valores de fuerzas obtenidos en la Tabla 3.1.

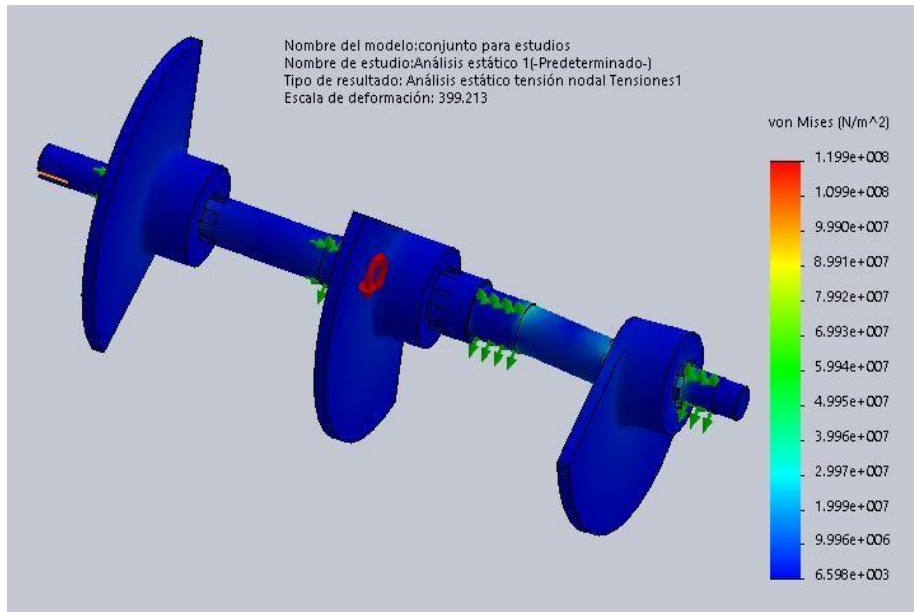


Figura 3.5 Tensiones en los elementos rotatorios.

En la Figura 3.5, se muestra el comportamiento de las tensiones máximas con un valor de 119 MPa, inferior al límite elástico de 351 MPa, por tanto, el elemento resiste las cargas

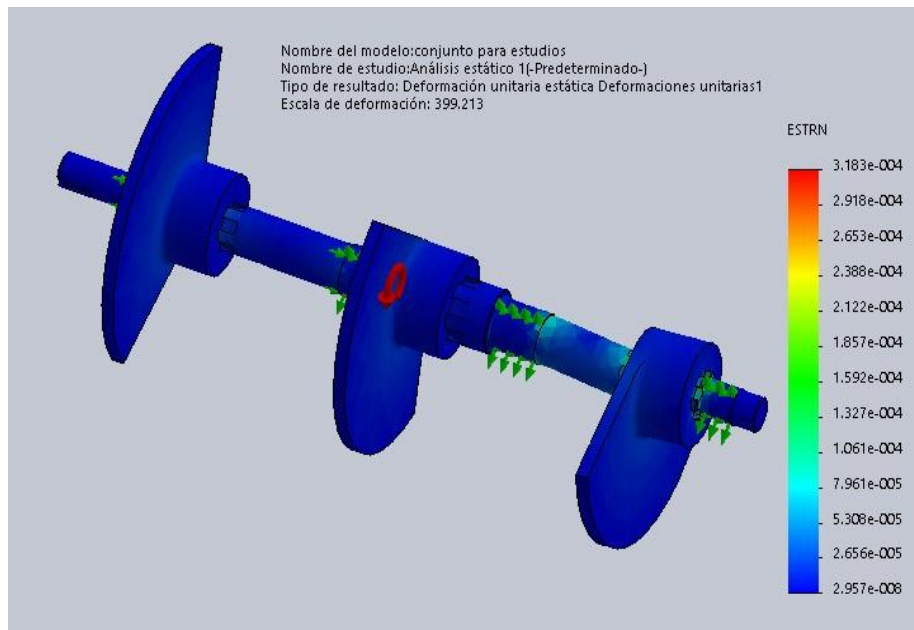


Figura 3.6 Deformaciones en los elementos rotatorios.

En la Figura 3.6, se observa el comportamiento de las deformaciones unitarias, con un valor máximo de $3,18 \times 10^{-4}$, un valor relativamente pequeño para el caso.

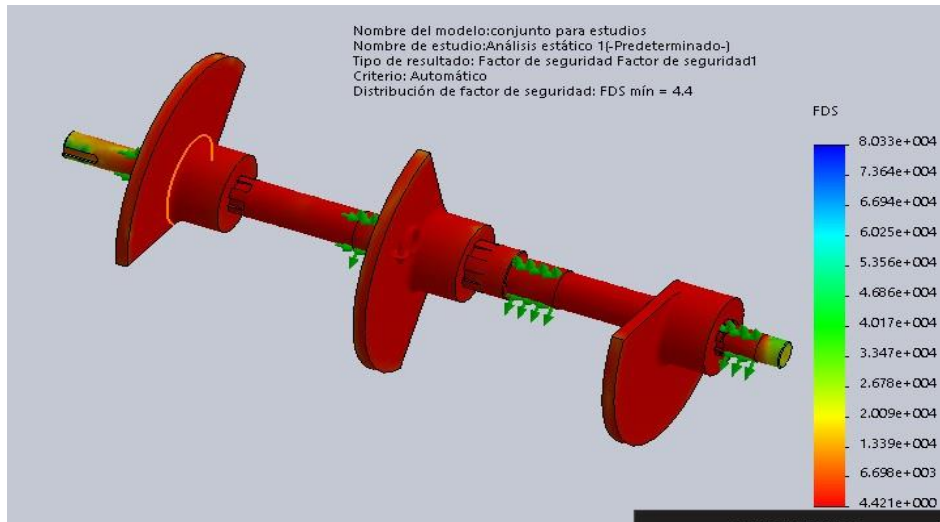


Figura 3.7 Factor de seguridad del diseño para los elementos rotatorios

Como se muestra en la Figura 3.7, el factor de seguridad mínimo para estos elementos es de 4,4, por tanto, se puede afirmar que los elementos resisten la cargas.

Como se había planteado en la tesis de maestría de referencia del compañero Jordi García, se hace necesario saber el comportamiento del sistema a frecuencias menores que la frecuencia de trabajo, debido a la posible implementación para el motor de un variador de velocidad. ¿Qué ventajas tiene esto?, pues, podemos generar vibraciones de una menor amplitud para excitar estructuras más pequeñas. (Jordi, 2012)

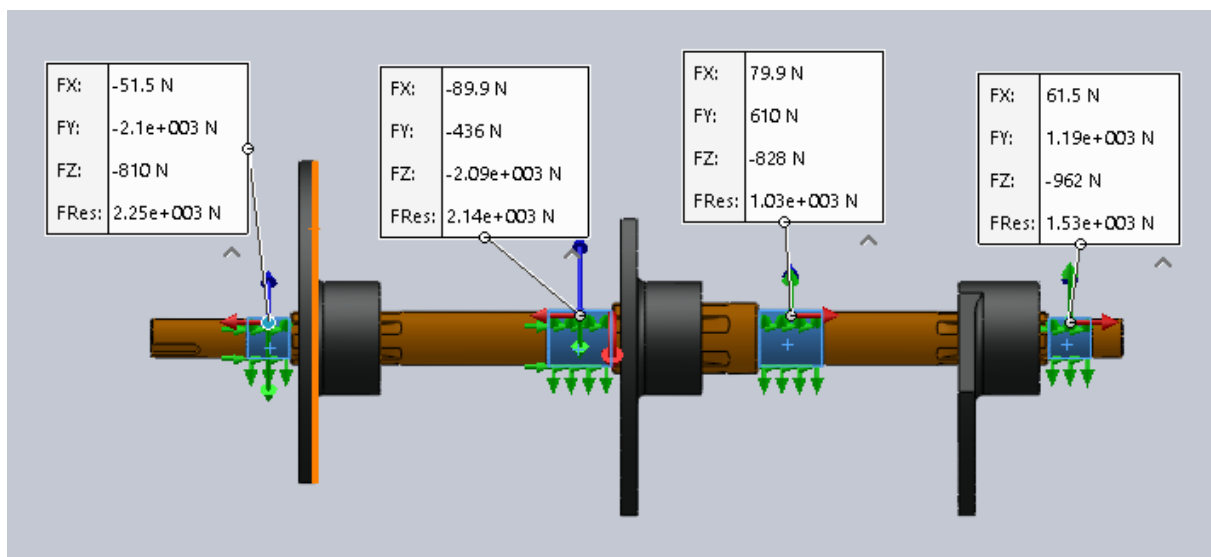


Figura 3.8 Fuerzas en los apoyos para una frecuencia de 30 Hz (1800 RPM)

En la Figura 3.8, se muestran comportamiento de las fuerzas resultantes correspondiente a los elementos rotatorios pero esta vez a una velocidad de 1800 RPM, correspondiente a una frecuencia de 30 Hz.

Tabla 3.2 Análisis general de las fuerzas resultantes para una velocidad de rotación de 1800 RPM (Frecuencia: 30 Hz)

Ejes	Fuerza de reacción (N)
Resultante X	0.053027
Resultante Y	-729.53
Resultante Z	-4690.9
Resultante general	4747.3

La Tabla 3.2, muestra el comportamiento de las fuerzas resultantes, para una frecuencia de 30 Hz, como se puede observar el valor de las cargas en los apoyos varía en una magnitud relativamente grade, debido a que las fuerza depende del cuadrado de la velocidad angular.

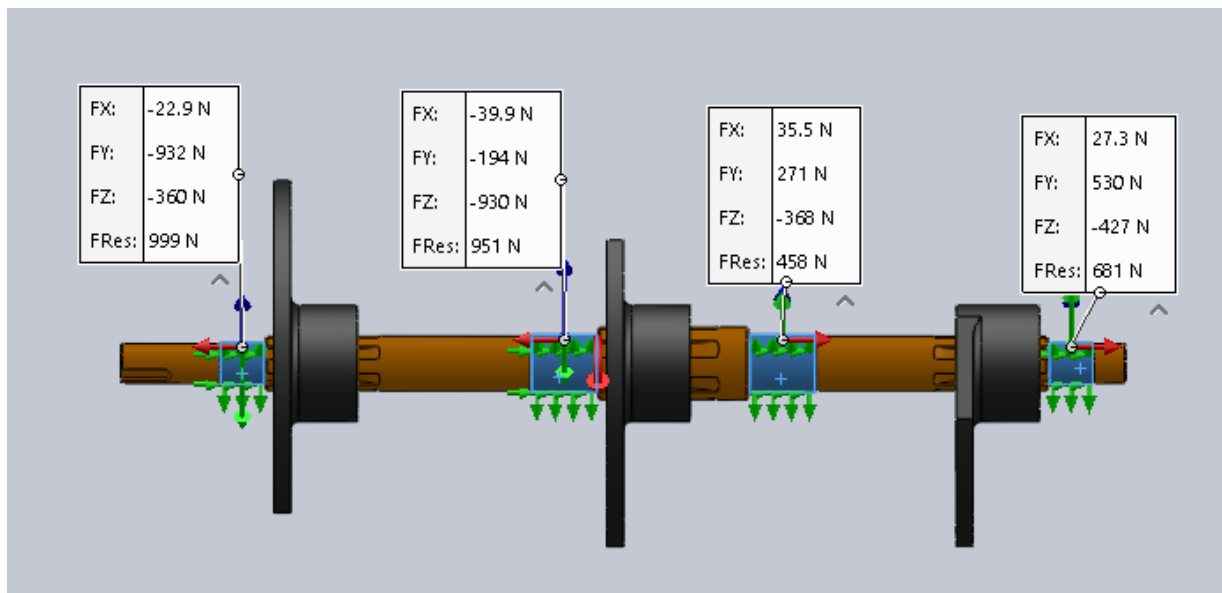


Figura 3.9 Fuerzas resultantes para una frecuencia de 20Hz

La Figura 3.9, muestra los resultados obtenidos para el cálculo de las fuerzas resultantes para una frecuencia de 20 Hz (1200 RPM).

Tabla 3.3 Comportamiento de las fuerzas resultantes para una frecuencia de 20 Hz

	Fuerza de reacción (N)
Ejes	Todo el modelo
Resultante X	0.020483
Resultante Y	-324.23

Resultante Z	-2084.9
Resultante general	2109.9

La Tabla 3.3, muestra el resultado de las fuerzas centrípetas resultantes para las frecuencias antes analizadas, comprobando que el diseño realizado cumple con los parámetros necesarios para excitar estructuras ferroviarias en un rango de frecuencia de 20-50 Hz.

Tabla 3.4 Resultado de las fuerzas centrípetas resultantes a diferentes frecuencias.

Frecuencias (Hz)	Velocidad angular (rad/s)	Fuerza de Centrípeta (N)
20	1200	2109.9
30	1800	4747.3
48	2900	12323

En la tabla 3.4, se muestra el comportamiento de las fuerzas resultantes a diferentes frecuencias para tenerlo en cuenta cuando se necesite usar frecuencias menores a las de diseño.

Análisis de variación de las masas

Después de haber realizado el análisis del comportamiento de las fuerzas resultantes se obtuvo la actuación de las fuerzas resultantes en función de las variaciones de masas desbalanceadas, como se indica en la Figura 3.10.

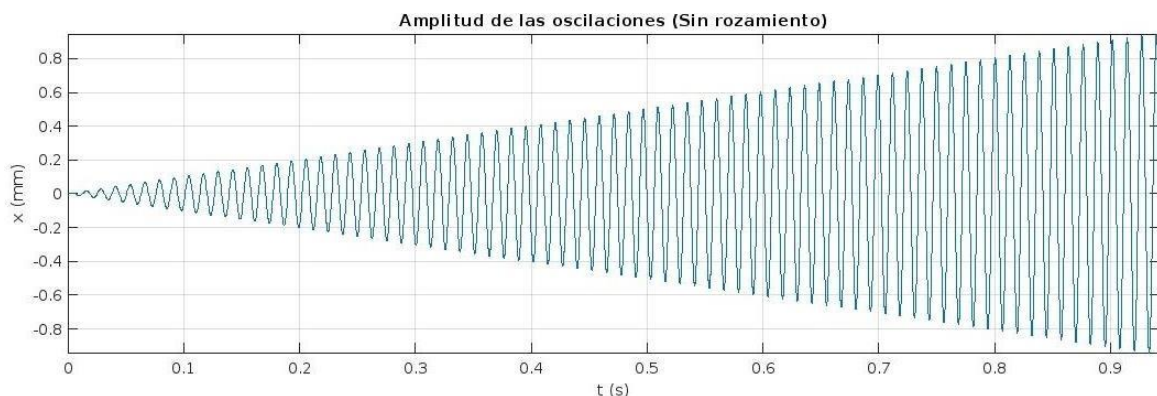


Figura 3.10 Valores de desplazamientos máximos para una velocidad angular 2900 RPM.

Sin rozamiento

Tabla 3.5 Fuerzas centrípetas resultantes en un rango de 5- 11.45 kg de masa desbalanceadas.

Frecuencia (Hz)	Velocidad Angular (rad/s)	Radio(m)	Masa total (kg)	Amp.1 masa (3.83 kg)	Amp.2 masas (5,75 kg)	Amp.3 masas (11.5 kg)
20	125.66	0.01167	11.5	2.82604E-06	5.65208E-06	8.4781E-06
25	157.08	0.01167	11.5	4.41599E-06	8.83197E-06	1.3248E-05
30	188.50	0.01167	11.5	6.35954E-06	1.27191E-05	1.9079E-05
35	219.91	0.01167	11.5	8.65687E-06	1.73137E-05	2.5971E-05
40	251.33	0.01167	11.5	1.13082E-05	2.26164E-05	3.3925E-05
45	282.74	0.01167	11.5	1.43137E-05	2.86275E-05	4.2941E-05
50	314.16	0.01167	11.5	1.76738E-05	3.53475E-05	5.3021E-05
55	345.58	0.01167	11.5	2.13886E-05	4.27772E-05	6.4166E-05
60	376.99	0.01167	11.5	2.54585E-05	5.0917E-05	7.6376E-05
65	408.41	0.01167	11.5	2.98839E-05	5.97679E-05	8.9652E-05
70	439.82	0.01167	11.5	3.46652E-05	6.93305E-05	0.000104
75	471.24	0.01167	11.5	3.98028E-05	7.96057E-05	0.00011941
80	502.65	0.01167	11.5	4.52972E-05	9.05944E-05	0.00013589

En la tabla 3.5, se muestra el análisis de las fuerzas resultantes según las masas, se tomaron los siguientes datos: el caso 1 una sola masa desbalanceada, el caso 2, dos masas desbalanceadas, formando un ángulo de 60° y para el caso 3, 3 masas desbalanceadas como se muestra en el diseño final a 60° una de otra.

En la Figura 3.11 se muestra un gráfico donde se aprecia el comportamiento de las amplitudes de las fuerzas resultantes según las masas.

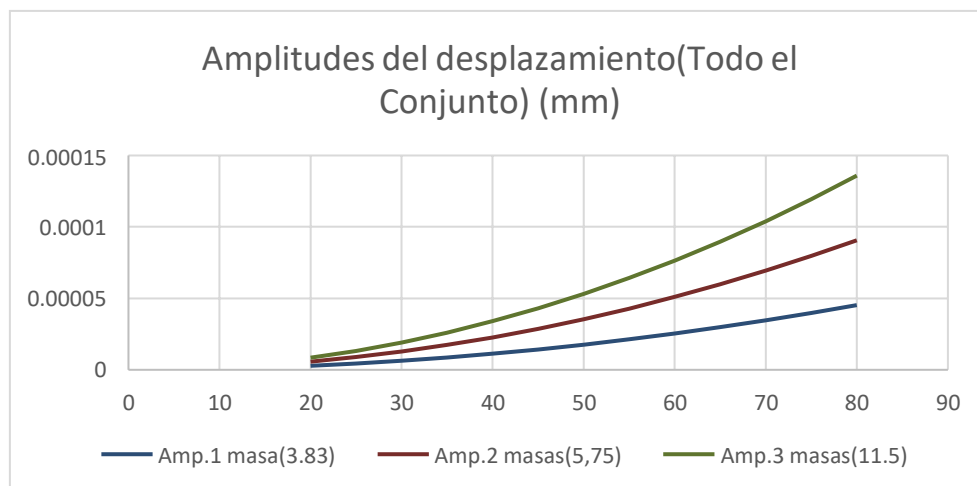


Figura 3.11 Comportamiento de los desplazamientos resultantes según la cantidad de masas desbalanceadas.

3.2 Comportamiento de los elementos

Teniendo en cuenta el análisis realizado de las fuerzas resultantes podemos estudiar el comportamiento de las estructuras del modelo bajo las condiciones de máximas cargas para determinar su resistencia.

Apoyos de los rodamientos, como pudimos observar en el análisis de fuerzas en el modelo, el mayor valor de la carga fue de 5830 N, por tanto, es el caso más desfavorable para en estudio, por tanto, los apoyos deberán resistir estas cargas. A continuación, se hace un análisis de los resultados obtenidos en los estudios de resistencia, deformaciones y el factor de seguridad.

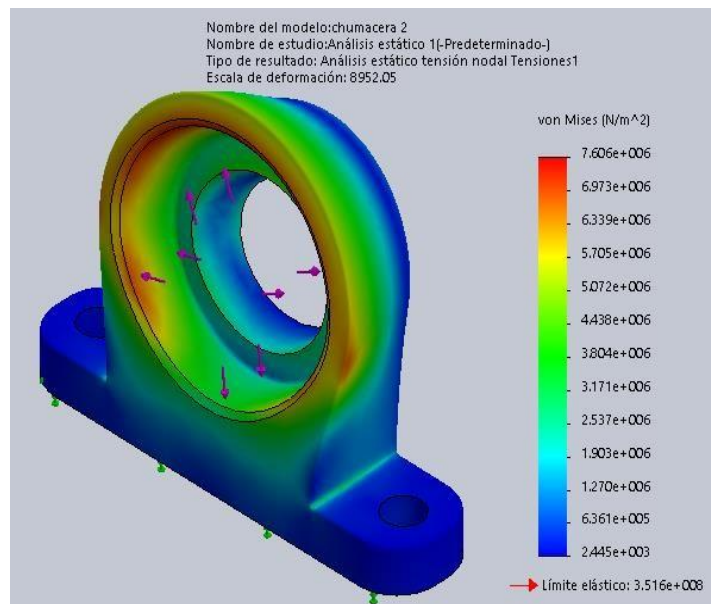


Figura 3.12 Tensiones máximas en los apoyos

En la Figura 3.12, se muestra el comportamiento de las tensiones en el soporte de los rodamientos para el caso más desfavorable y como se puede apreciar, el valor máximo no supera el límite elástico, por tanto, el elemento resiste las cargas.

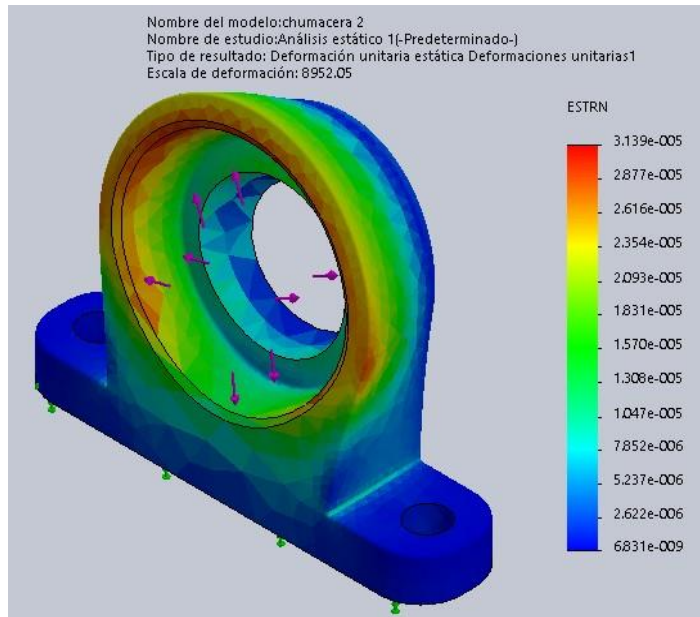


Figura 3.13 Deformaciones en los apoyos

En la Figura 3.13, se muestra el comportamiento de las deformaciones unitarias en el modelo y como se puede apreciar, sus valores son prácticamente despreciables.

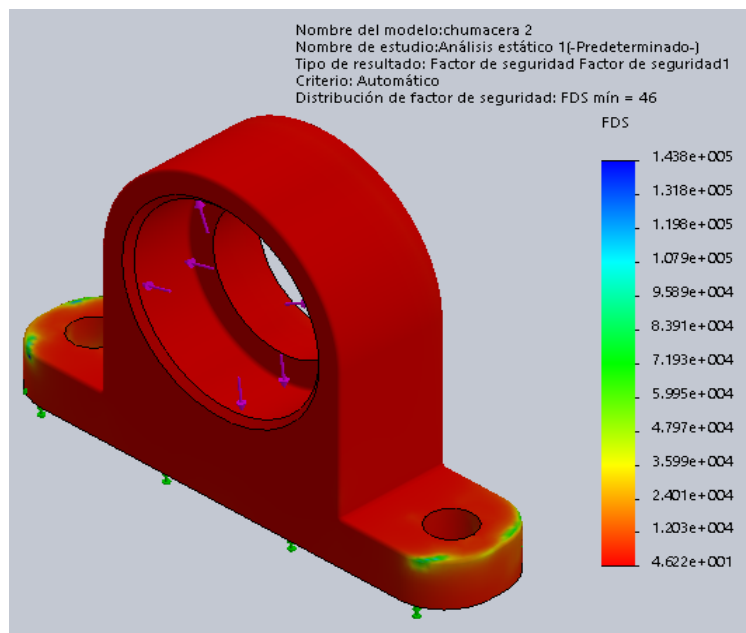


Figura 3.14 Factor de seguridad del diseño

Como se observa en la Figura 3.14 el valor mínimo del factor de seguridad es 46, esto demuestra que el elemento puede soportar cargas superiores a las de diseño.

A continuación, se muestran los resultados de las tensiones, las deformaciones y el factor de seguridad del elemento que soporta los apoyos de los rodamientos y como se analizaba en el caso anterior el mayor valor de fuerza resultante que se obtiene en los rodamientos es de 5830 N, por tanto, es la misma fuerza que se transmite al soporte.

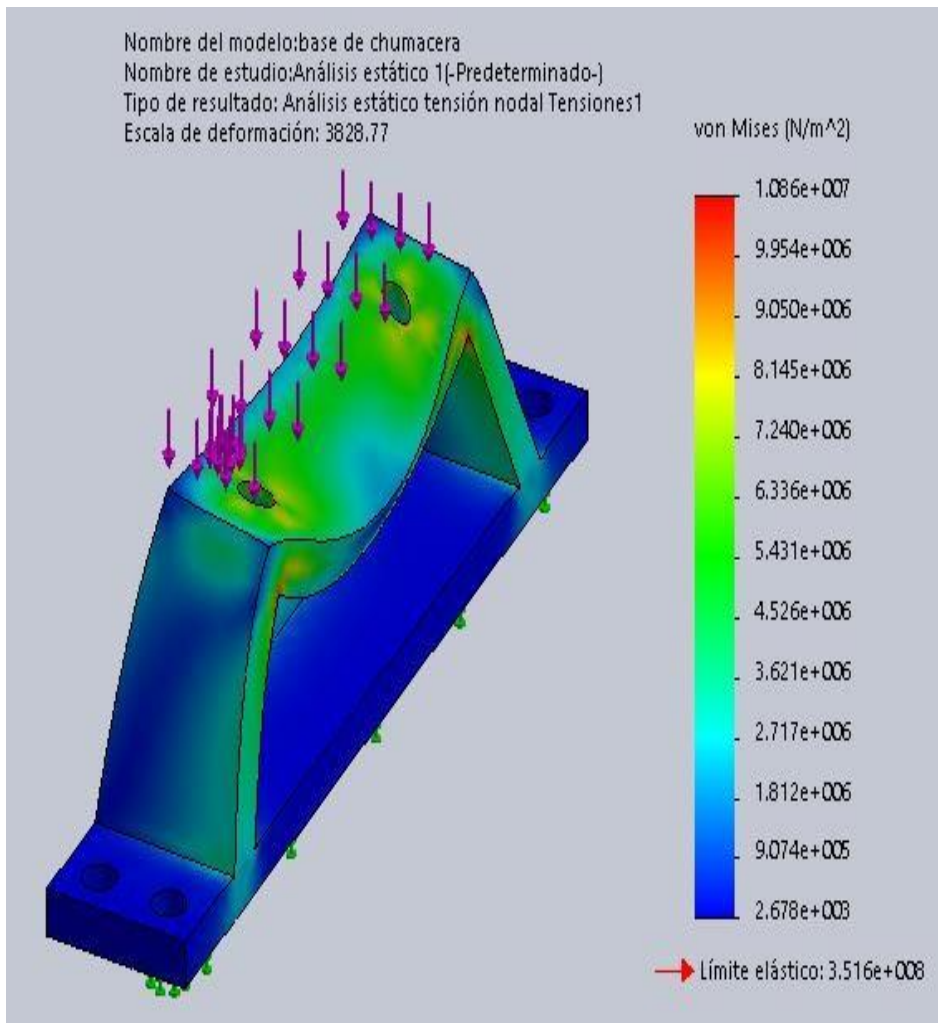


Figura 3.15 Tensiones en el soporte de los apoyos de los rodamientos

Como se aprecia en la Figura 3.15, el valor máximo de las tensiones no supera el límite elástico, por tanto, el elemento resiste las cargas.

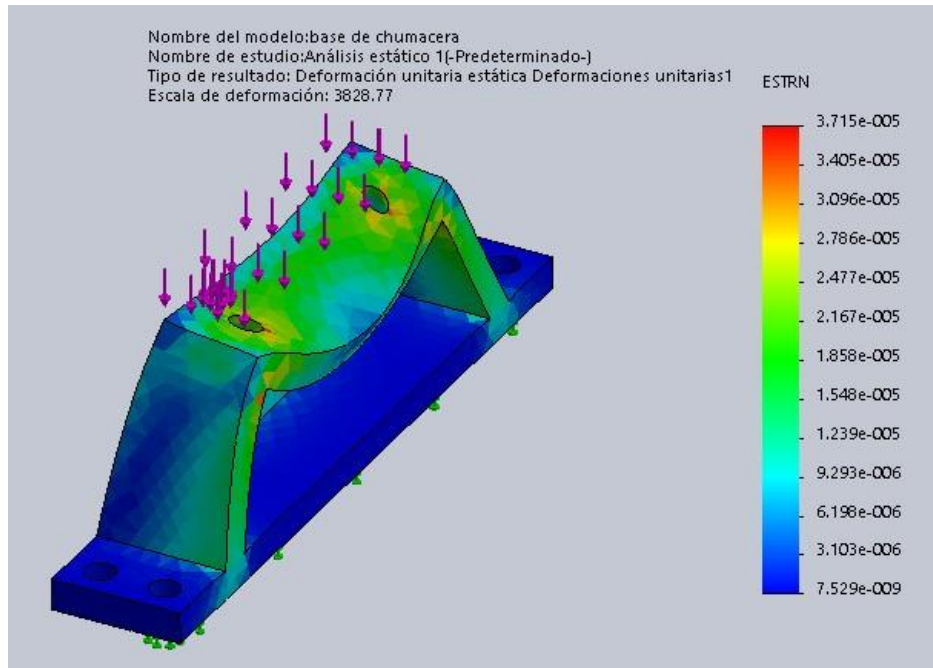


Figura 3.16 Deformaciones en el soporte de los apoyos de los rodamientos

En la Figura 3.16, se muestra el comportamiento de las deformaciones unitarias, con un valor despreciable.

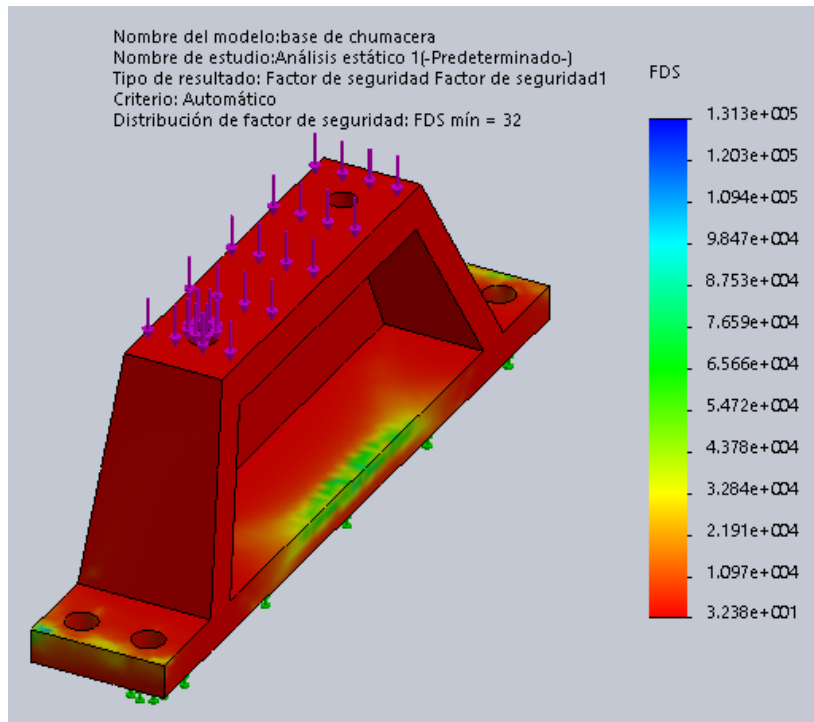


Figura 3.17 Factor de seguridad del soporte de los apoyos de los rodamientos

Como se muestra en la Figura 3.17, los resultados en los que se obtiene un factor de seguridad mínimosde 32, lo que demuestra que el diseño del elemento es efectivo para el dispositivo.

Enseguida, se muestran los resultados obtenidos para en el cálculo de la resistencia del soporte de las precargas, en este caso con una precarga de 100 kg, se analiza la resistencia del elemento.

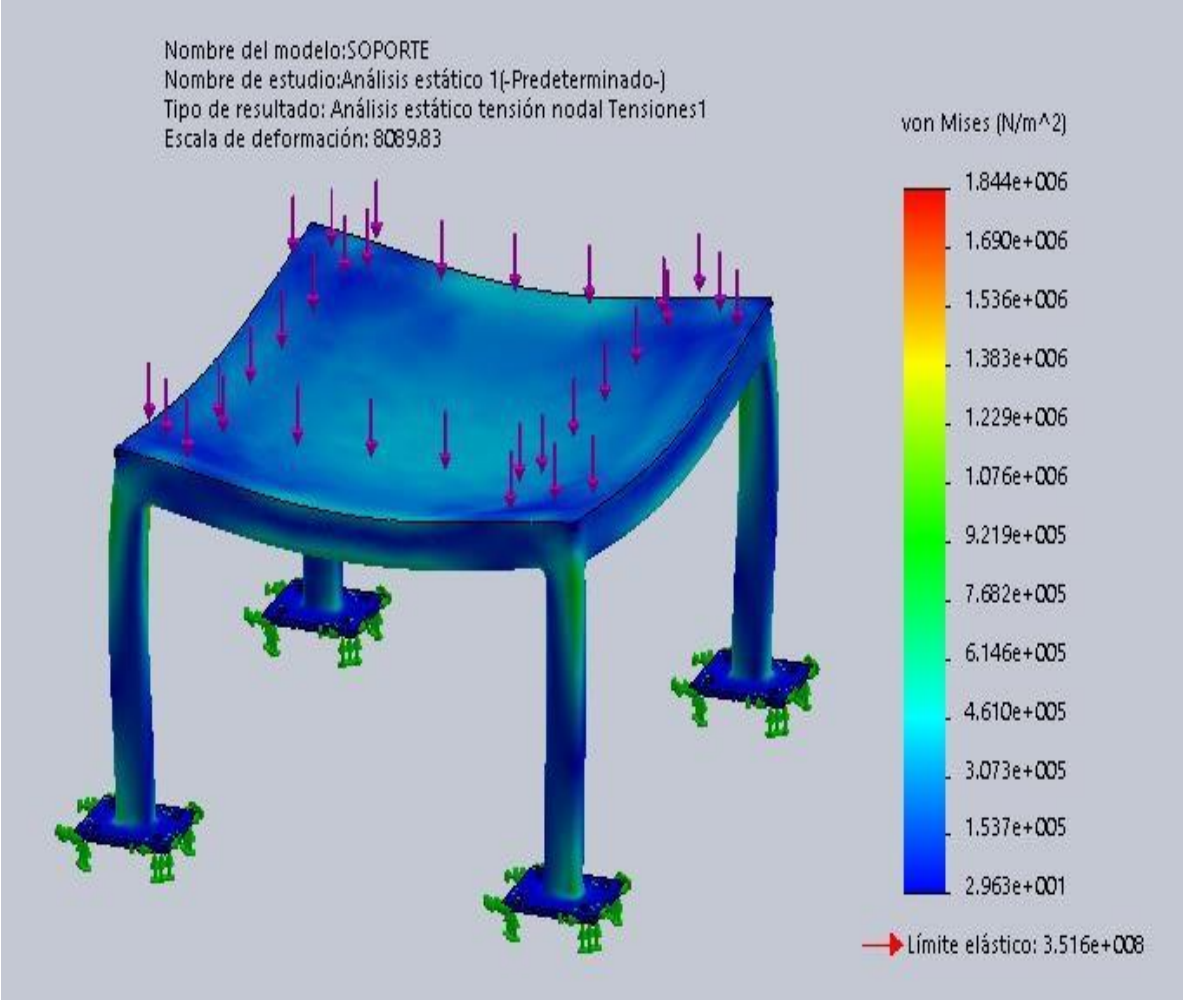


Figura 3.18 Tensiones en el soporte de precarga

En la Figura 3.18, se observa el resultado de las tensiones, donde se aprecia que el valor máximo es mucho menor que el límite elástico, por tanto, el diseño es efectivo.

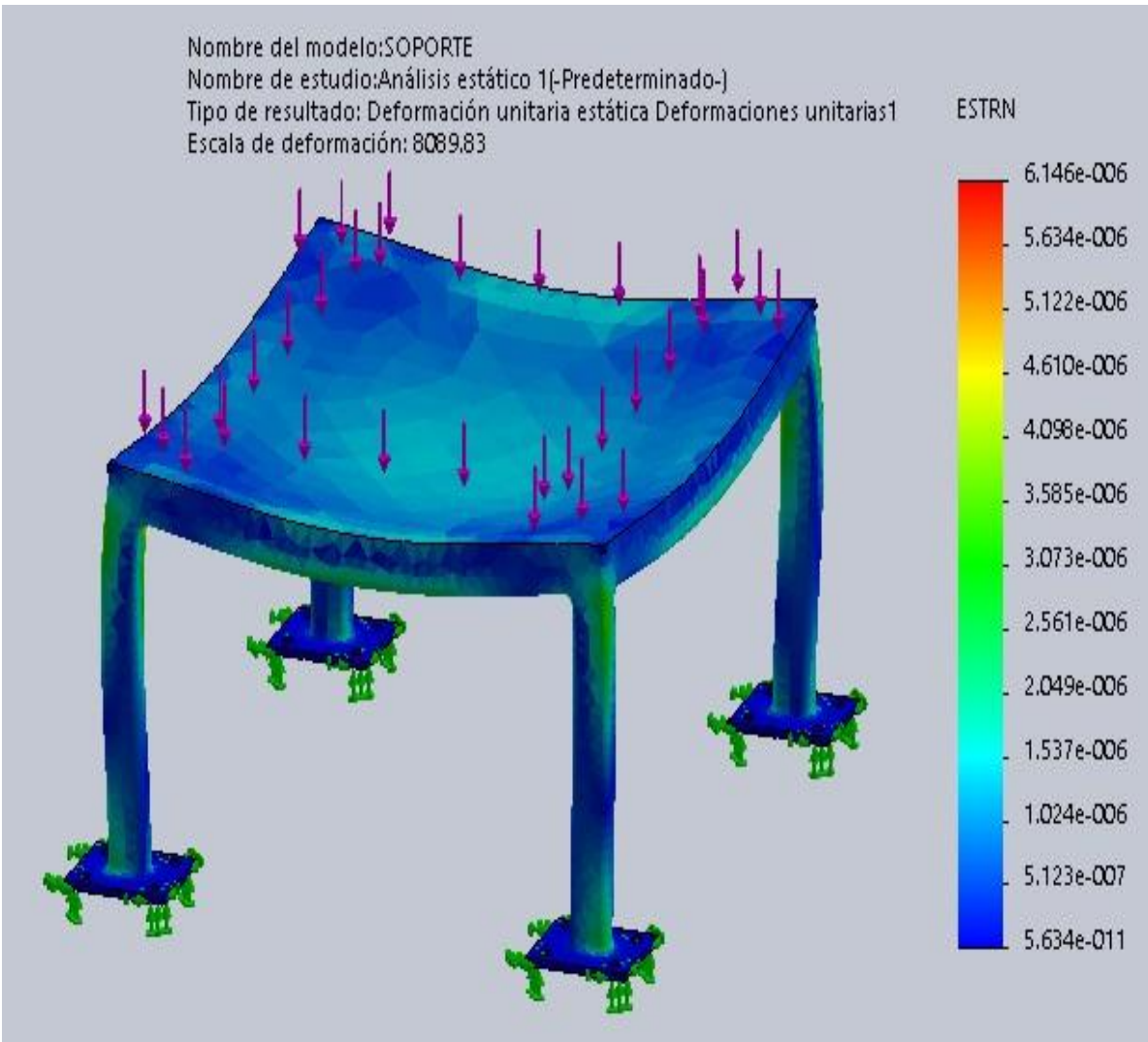


Figura 3.19 Deformaciones en el soporte de precarga

En la Figura 3.19, se muestran las deformaciones unitarias, donde se aprecia que los resultados son despreciables.

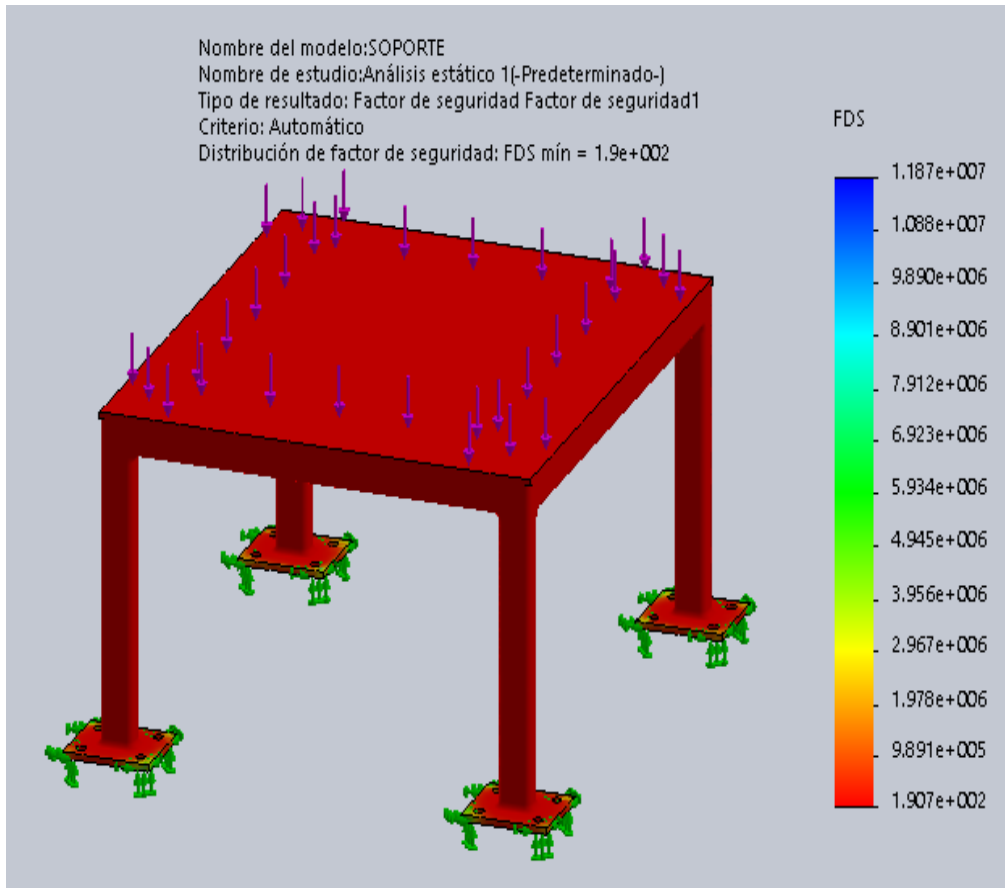


Figura 3.20 Factor de seguridad para el soporte de la precarga

Como se aprecia en la Figura 3.20, los resultados el elemento está sobre dimensionado, debido al factor de seguridad con que cuenta: 190, esto demuestra que el elemento se le puede colocar mucha más carga, pero para el cálculo se preseleccionaron 100 kg.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos del cálculo de la bancada donde se encuentran todos los elementos montados, donde se colocan todas las cargas transferidas sobre ella. Para el caso de las de las masas desbalanceadas se transfiere una fuerza de 12323 N, el peso del motor sobre la estructura 1130 N, el peso del soporte de la precarga 2700 N, 1000 N de precarga más 1700 N del peso del elemento, y 2000 N de cada masa.

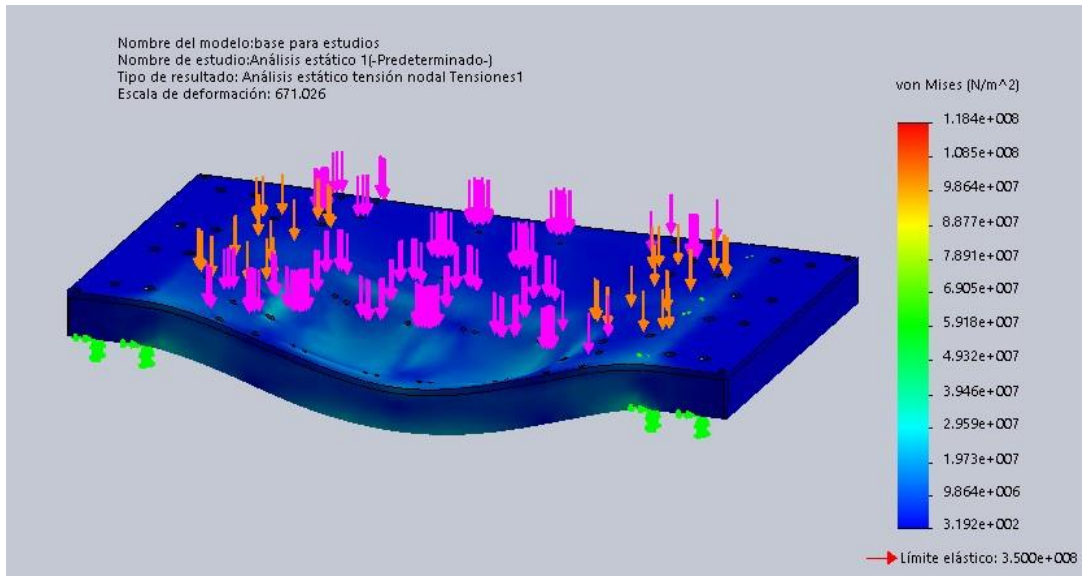


Figura 3.21 Tensiones para la bancada

Como se observa en la Figura 3.21, el resultado de las tensiones máximas es inferior al límite elástico, por tanto, el elemento soporta las cargas.

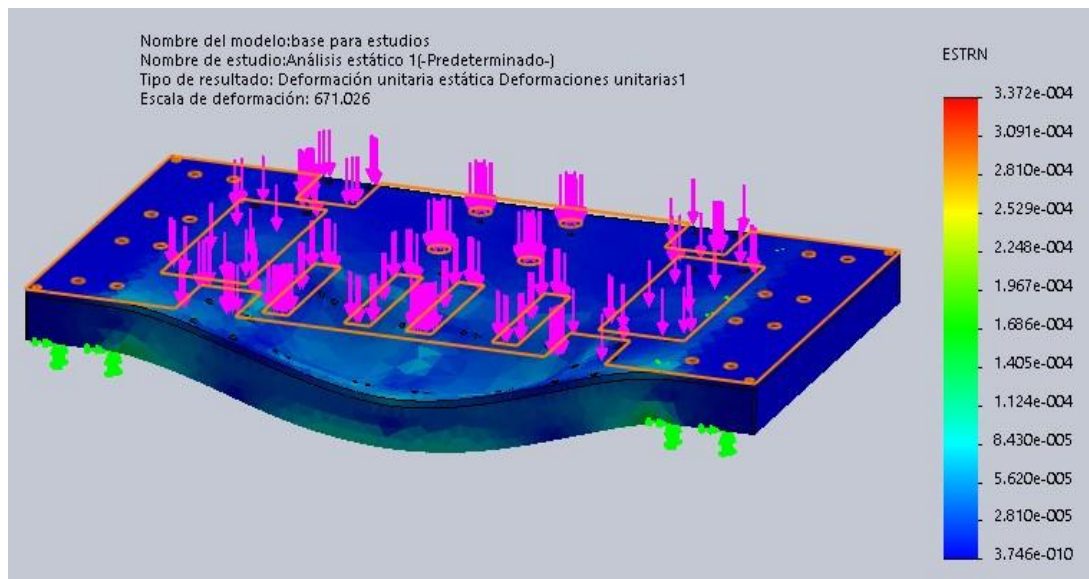


Figura 3.22 Deformaciones para la bancada

En la Figura 3.22, se muestra el resultado del cálculo de las deformaciones unitarias, donde se observan valores despreciables.

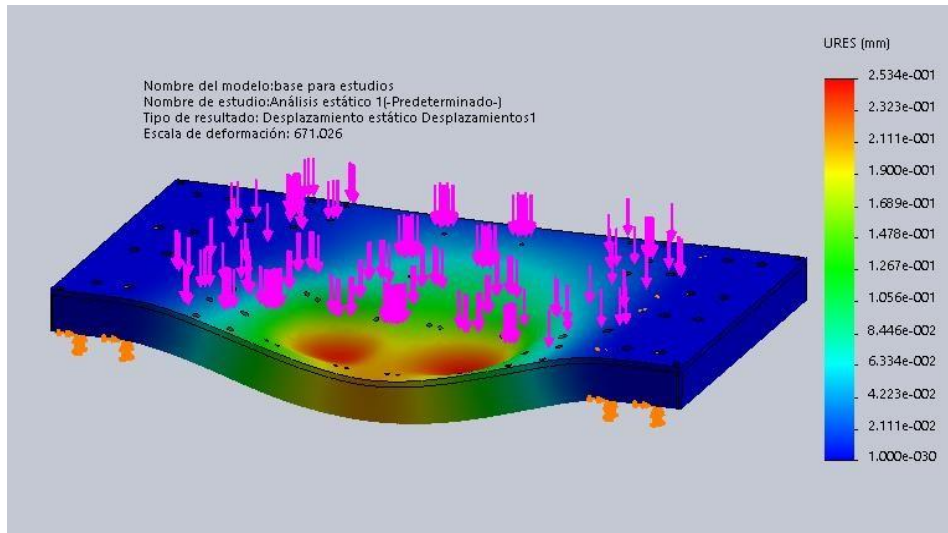


Figura 3.23 Desplazamientos para la bancada

En la Figura 3.23, se muestra un desplazamiento máximo de 0,2 mm, un valor admisible para este diseño.

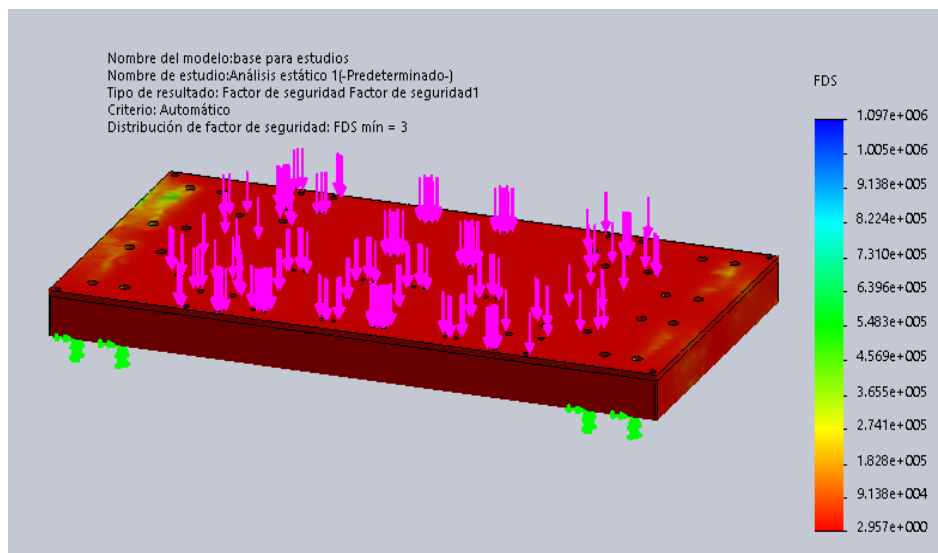


Figura 3.24 Factor de seguridad para la bancada

En la Figura 3.24, se observa que el elemento estudiado resiste las cargas a las que está sometido, pues, su factor de seguridad de 3, lo comprueba.

Como se pudo observar en los resultados de el cálculo por el método de los elementos finitos, en las figuras anteriores, todos los elementos analizados cumplen con los valores necesarios para que el dispositivo funcione correctamente, por tanto, se puede determinar que el diseño es válido para las cargas analizadas y que debido al factor de seguridad mínimo obtenido de 3, que se puede colocar más carga estática.

4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Después de todo el análisis de los resultados se ha logrado diseñar un dispositivo de 3 masa desbalanceadas capaz de generar vibraciones para excitar súper estructuras ferroviarias con el fin de detectar fallas en las estructuras.
- Se ha implementado transmisiones de fácil mantenimiento y reparación, con el fin de que se pueda acceder a todos sus accesorios de manera sencilla para poder modificar el resultado de las fuerzas de excitación, cambiando las posiciones de las masas que están montado sobre un árbol estriado.
- Se analizó la variante de conectar un variador de frecuencia al motor eléctrico para poder generar vibraciones de diferentes magnitudes, variando la velocidad de rotación de los elementos, cojinetes de rodamientos de bolas de alta eficiencia.
- Se deberá evaluar el uso de otras configuraciones de vibradores de masas desbalanceadas en las que se puedan optimizar aún más los recursos y obtener máquinas más baratas y útiles.

RECOMENDACIONES

- Fabricar el modelo diseñado y utilizarlo en el análisis de las vías férreas.
- Presentar el documento como guía para el diseño de nuevos dispositivos
- Hacer el análisis de costos para ponerlo en producción continua y utilizarlo a gran escala en las actividades relacionadas con las súper estructuras ferroviarias.
- Evaluar el uso de estos dispositivos en la práctica para evitar fallas probables en elementos estructurales de las vías férreas.
- Asegurar una correcta explotación de estos dispositivos para evitar deterioros por sobre cargas.

5 BIBLIOGRAFÍA

- Carrizo, M. C. (2021). *Diseño de un excitador electro-dinámico de bajo costo N° 40*, 18.
- Carvajal, L. (2006). *Metodología de la Investigación Científica. Curso general y aplicado* (28 ed.). Santiago de Cali: U.S.C.
- DATS-HITS. (2023). *Noise and Vibration. Measurement Handbook* (6 ed.)
- GAINGER. (2023). GRAINGER CATALOGO.
- HERRERA, E. (2018). *IDENTIFICACIÓN Y ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL DEL DUCTO DE AIRE ACONDICIONADO AUTOMOTRIZ UTILIZANDO EL MÉTODO DE MARTILLO DE IMPACTO Y SINE SWEPT (CHIRP)*. INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL.
- Jordi, G. (2012). *Diseño de excitador de superestructura ferroviaria , para la obtención de los parámetros mecánicos de la vía L-annotat (1). Diseño de excitador de superestructura ferroviaria , para la obtención de los parámetros mecánicos de la vía L-annotat (1)*.
- Netter Vibration. (2023). NetterVibration. Catálogo
- PEARSON. (2012). *Vibraciones Mecánicas*. México.
- Predictiva21. (2023). PREDICTIVA21.
- Restrepo, W. R. (2003). *Modelamiento, simulación y construcción de un absorbedor de vibraciones no viscoso*.
- Reveté, B. (2021). *Desbalanceo—Predictiva21 -Tipos de desbalanceo*.
- Rojas, P. (2014). *Análisis modal del banco de ensayo de vibraciones del Laboratorio del Departamento de Ingeniería Mecánica [Ingenieria]. Universidad del BÍO-BÍO*.
- Sensores de Medida. (2023). SENSING. Sensores de medida.

Sonelastic. (2023). SONELASTIC Advanced Impulse Excitation Technique.

Sistemas para la medición rápida, precisa y no destructiva de los módulos elásticos y amortiguamiento de materiales.

TRACTIAN. (2023). bimgix tractian. Desequilibrio Estático.

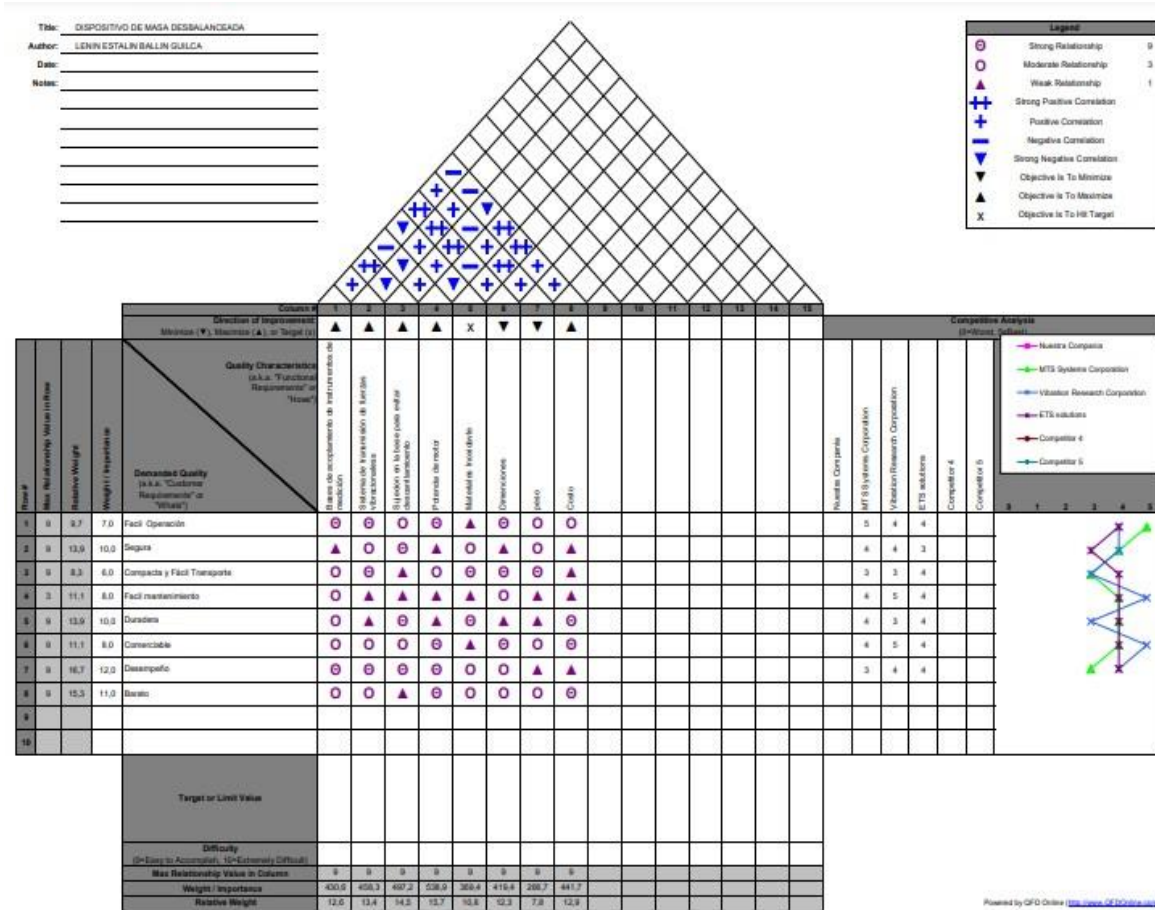
UTN - RIA. (2023). Diseño de un excitador electro-dinámico de bajo costo

ZUENDO. (2023). MOTORES Y MOTORREDUCTORES.

6 ANEXOS

ANEXO I CASA DE CALIDAD 56
 ANEXO II SELECCIÓN DE LAS POLEAS Y CORREAS 57
 ANEXO III PLANO VISTA 3D DEL DISPOSITIVO 59
 ANEXO IV PLANOS DEL DISPOSITIVO 60

ANEXO I CASA DE CALIDAD



ANEXO II SELECCIÓN DE LAS POLEAS Y CORREAS

Optibelt- Calculo de transmisión



Remitente

Teléfono :		Teléfono :	
Telefax :		Telefax :	
e-mail :		e-mail :	
internet :		internet :	

Calculo de transmisión

Correas trapeciales con 2 poleas

Núm. de calculo :	C000000001	datos :	03.06.2023	Nº de serie :	
Proyecto :	0001	Nº de plano :	0001	Transmisión :	0001

Apreciados señores:

Según conversación telefónica, hemos realizado los cálculos partiendo de los datos técnicos que Uds. nos han facilitado.

La transmisión está dimensionada con:

- 2 x Correa trapecial estrecha Optibelt-SK SPZ 1700 Ld S=C plus

Polea motriz:

- Polea acanalada para casquillo cónico TB SPZ 315-2
- Casquillo cónico Optibelt TB 2012 (Diámetro de perforación 14-50 mm)

Polea conducida:

- Polea acanalada para casquillo cónico TB SPZ 160-2
- Casquillo cónico Optibelt TB 2012 (Diámetro de perforación 14-50 mm)

Para el ajuste del pretensado recomendamos el uso de los aparatos de medición Optibelt. Durante, así como después del montaje, dar algunas vueltas a la transmisión. De este modo las correas se asentarán correctamente en las poleas. El primer control de las correas se realizará entre las 0,5 y las 4 horas de trabajo. Controlar el tensado regularmente en periodos de 6 a 12 meses. Otras recomendaciones para el montaje y mantenimiento las encontrarán en la documentación de Optibelt.

En caso de tener alguna duda sobre nuestras recomendaciones rogamos contacte con nosotros en el nº de teléfono indicado.

Atentamente

Con relación a la responsabilidad sobre el cálculo, nos remitimos a nuestras condiciones generales de venta.

-1-

Cliente:

Remitente:



Calculo de transmisión

Sobre la base de una vida teórica de 25000 h

Correas trapeciales con 2 poleas

Núm. de calculo : C000000001

datos : 03.06.2023

Nº de serie :

Proyecto : 0001

Nº de plano : 0001

Transmisión : 0001

La transmisión está dimensionada con:

- 2 x Correa trapecial estrecha Optibelt-SK SPZ 1700 Ld S=C plus
- Polea acanalada para casquillo cónico TB SPZ 315-2
- Casquillo cónico Optibelt TB 2012 (Diámetro de perforación 14-50 mm)
- Polea acanalada para casquillo cónico TB SPZ 160-2
- Casquillo cónico Optibelt TB 2012 (Diámetro de perforación 14-50 mm)

			<u>Observaciones</u>
Maquina motriz	:	Motor eléctrico	
Maquina accionada	:	Coladores rotativos, vibradoras	
Potencia calculada	PB :	18.00 kW	
Potencia de máquina motriz	P :	15.00 kW	
Par de giro polea motriz	M :	99 Nm	
Velocidad de giro	n1 :	1450 1/min	
Velocidad de giro efectiva	n2 :	2855 1/min	-45 1/min
Diámetro de referencia polea 1	dd1 :	315.00 mm	
Diámetro de referencia polea 2	dd2 :	160.00 mm	
desarrollo de referencia	Ld :	1700 mm	
Entreeje real	a :	470.55 mm	-2.446 mm
Relación de transmisión efectiva	i :	0.51	1.6 %
Recorrido libre para montaje	y :	20.00 mm	
Recorrido libre para tensado / montaje	x :	25.00 mm	
Factor de carga real	c2 :	1.18	
Velocidad lineal de la correa	v :	23.91 m/s	
Frecuencia de vibración	fB :	28.13 1/s	
Potencia nominal transmitible por correa	PN :	8.81 kW	
Factor de angulo de contacto	c1 :	0.99	
Factor de longitud	c3 :	1.01	
Arco de contacto polea pequeña	β :	161.04 °	
Ancho de la polea	b2 :	28.00 mm	
Longitud del ramal	l :	464.13 mm	
Número de correas calculado	zth :	2.04	Para c2 recalculado = 1.20
Peso de la transmisión	:	0.25 kg	
Fuerza estática sobre el eje, primer montaje	Sast :	1222 N	
Fuerza axial estática (retensado)	Sast :	940 N	
Fuerza axial dinámica	Sadyn :	798 N	

Recomendaciones de pretensado

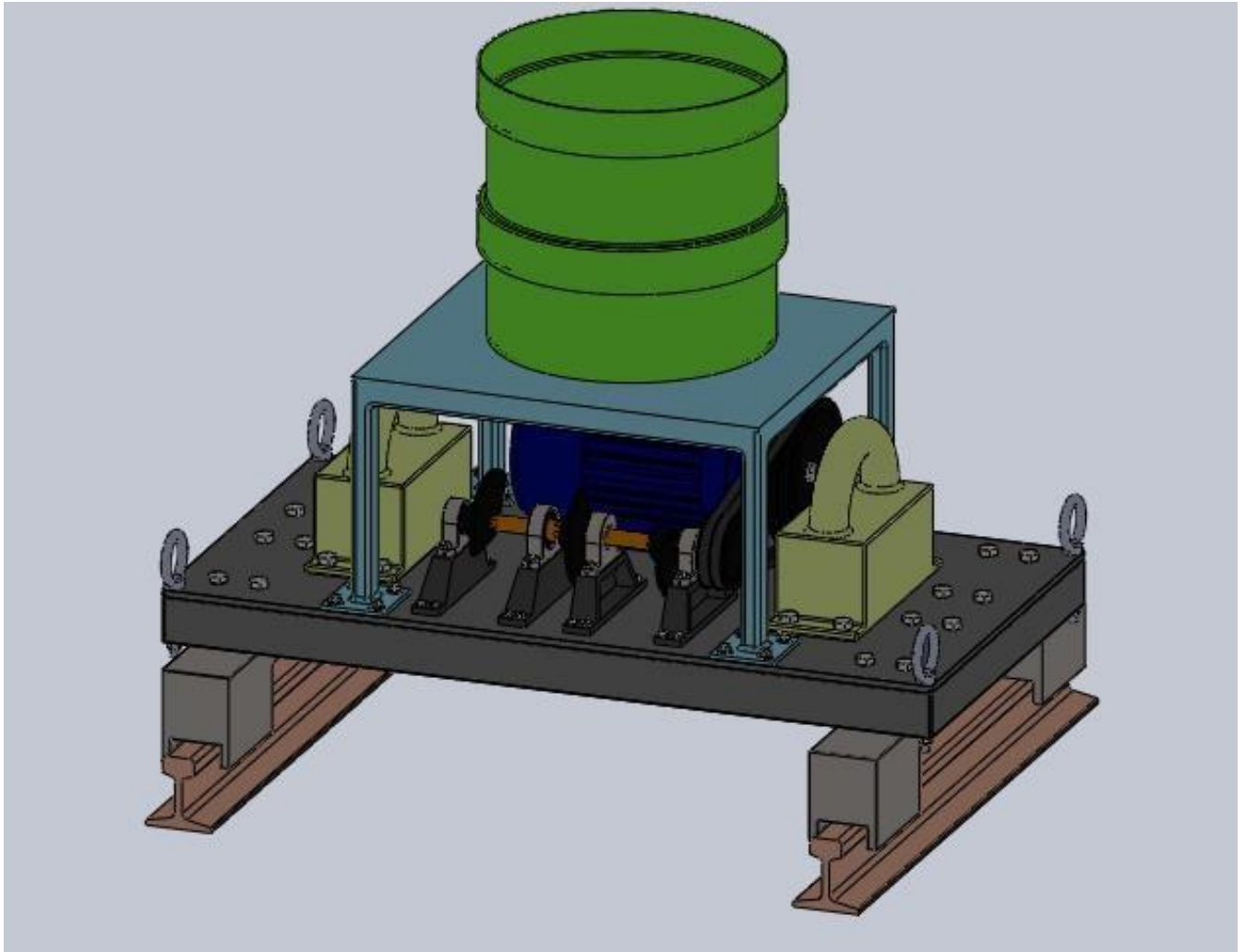
Para c2 recalculado = 1.20

		Primer montaje	Posteriores
		Correas nuevas	Posteriores retensados
1. OPTIKRIK I	Tensión estática por correa :	310 N	238 N
2. Medición de la flecha de pretensado.	Fuerza de tensión de carga :	25 N	25 N
	Profundidad de presión :	7.19 mm	9.75 mm
3. Factor de adición por 1000 m/m de desarrollo de correa	:	5.51 mm	4.26 mm
4. optibelt TT - medición de frecuencia (1 Hz - 600 Hz)	frecuencias :	69.69 1/s	61.12 1/s

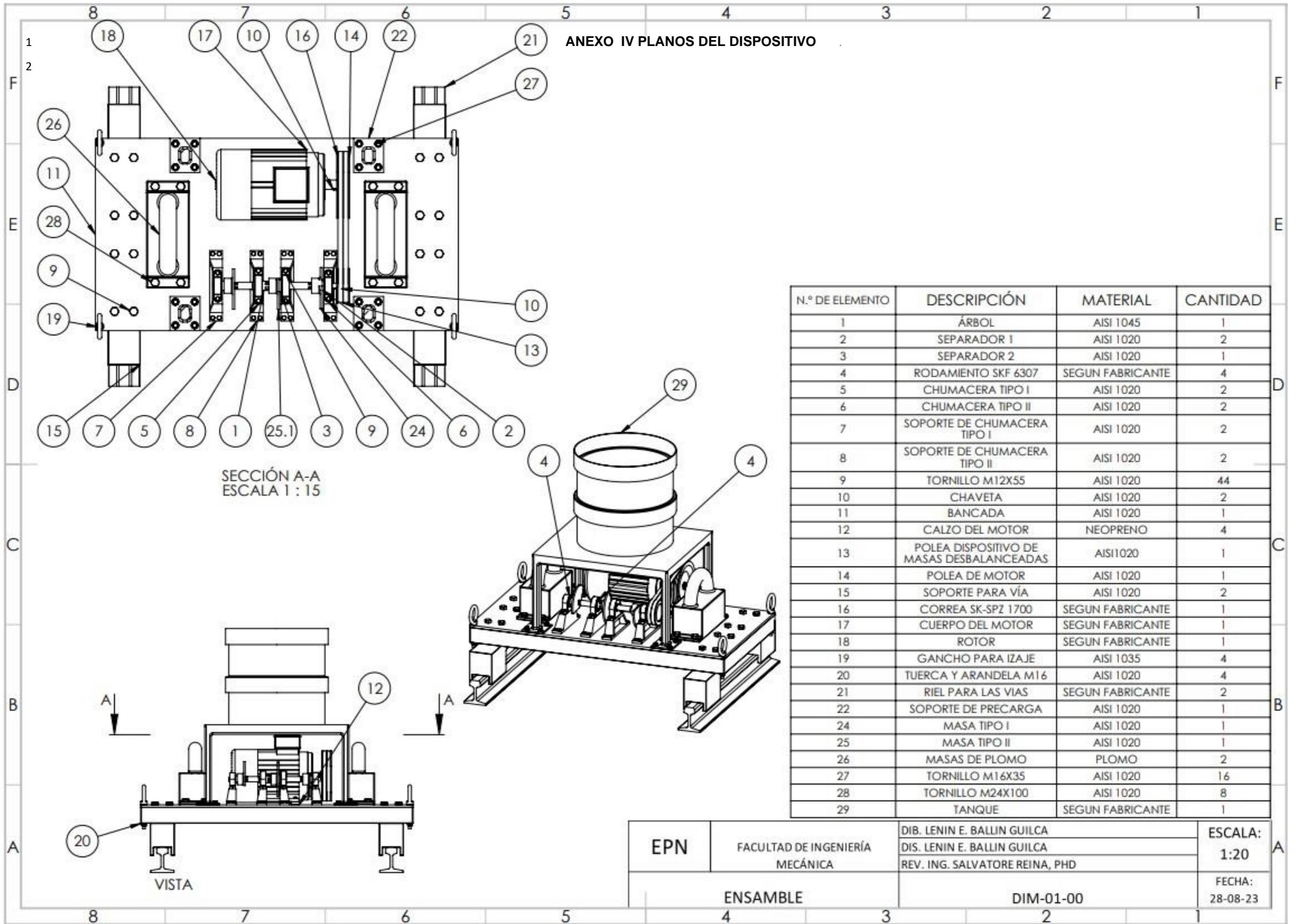
Con relación a la responsabilidad sobre el cálculo, nos remitimos a nuestras condiciones generales de venta.

-2-

ANEXO III PLANO VISTA 3D DEL DISPOSITIVO



ANEXO IV PLANOS DEL DISPOSITIVO

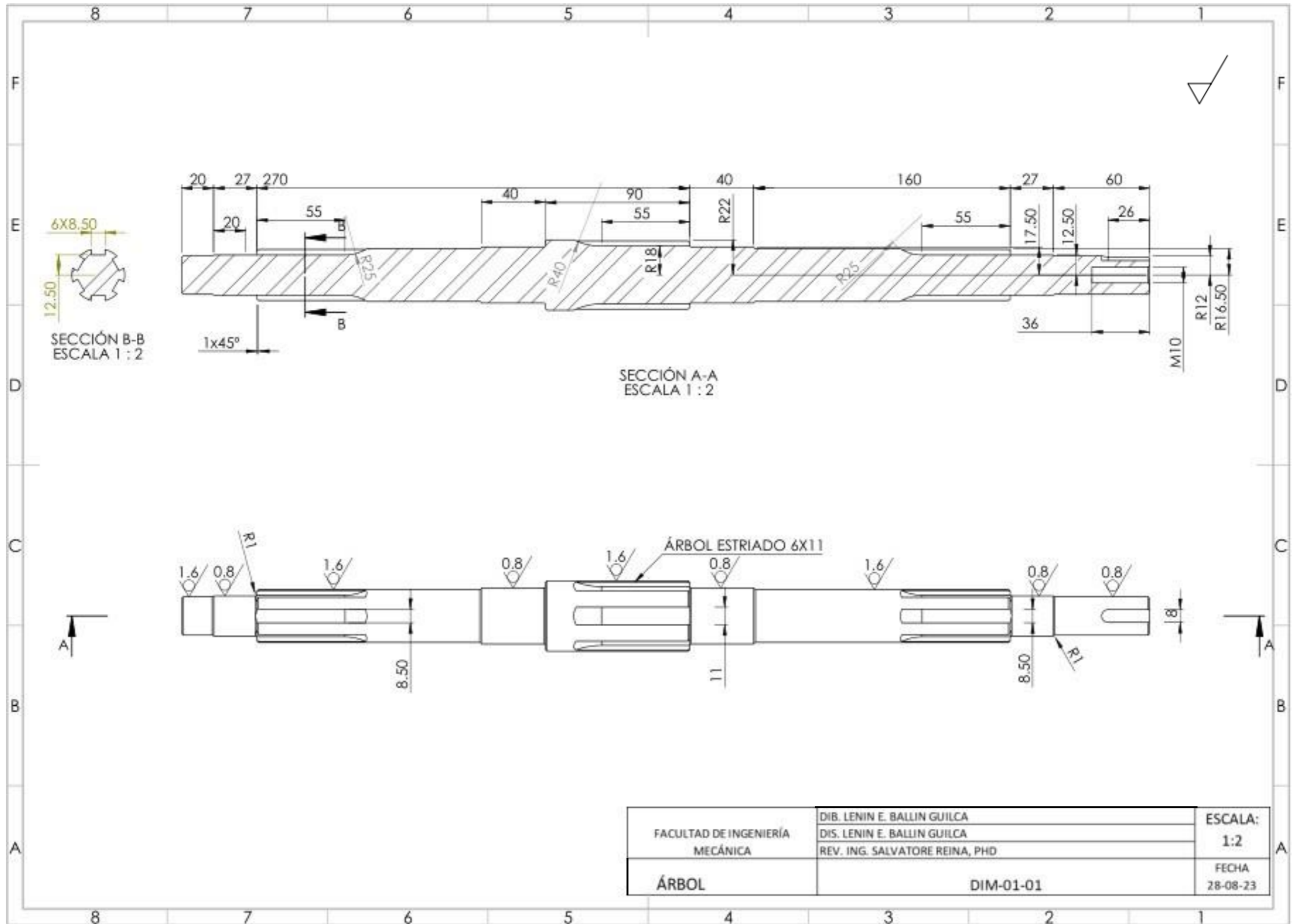


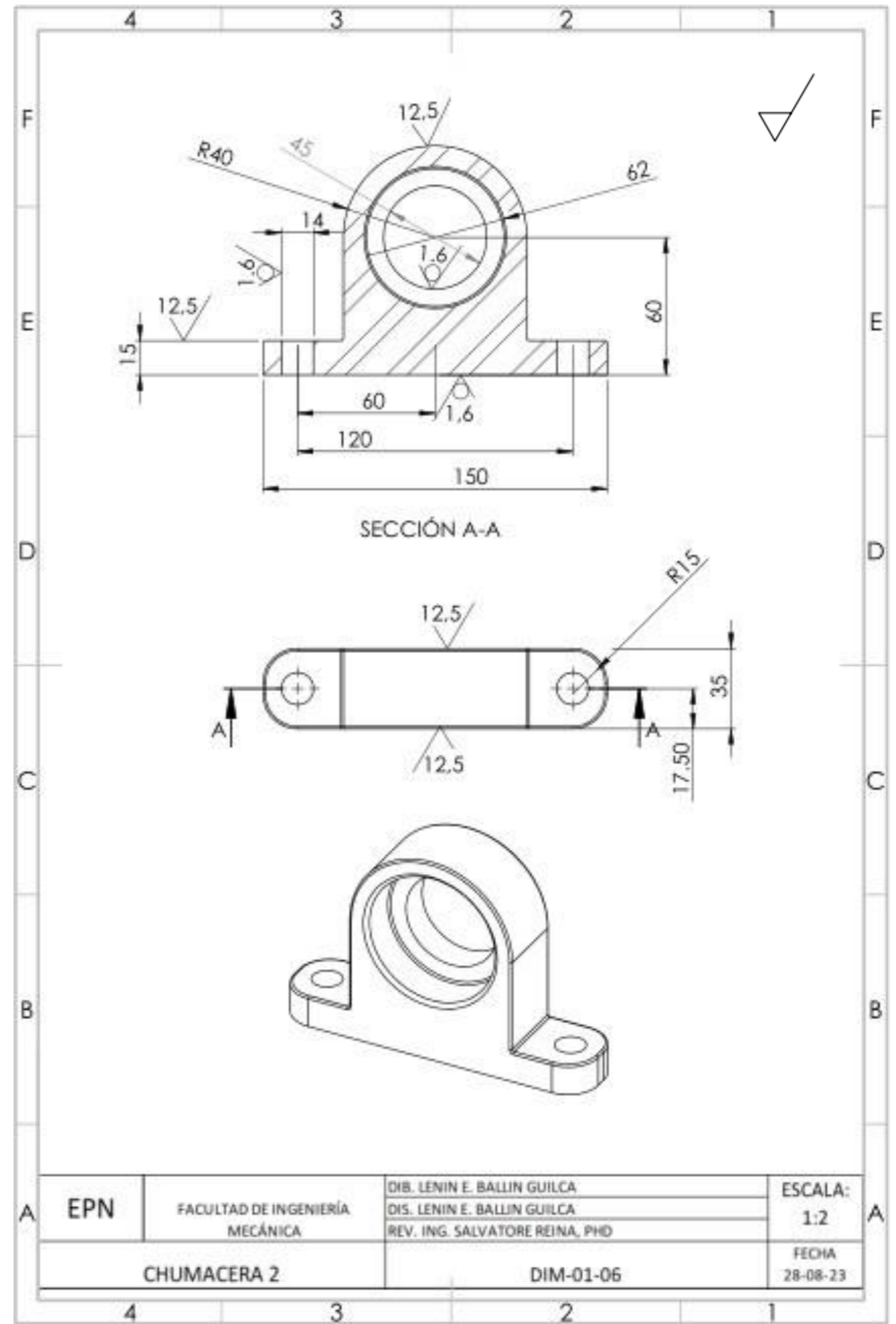
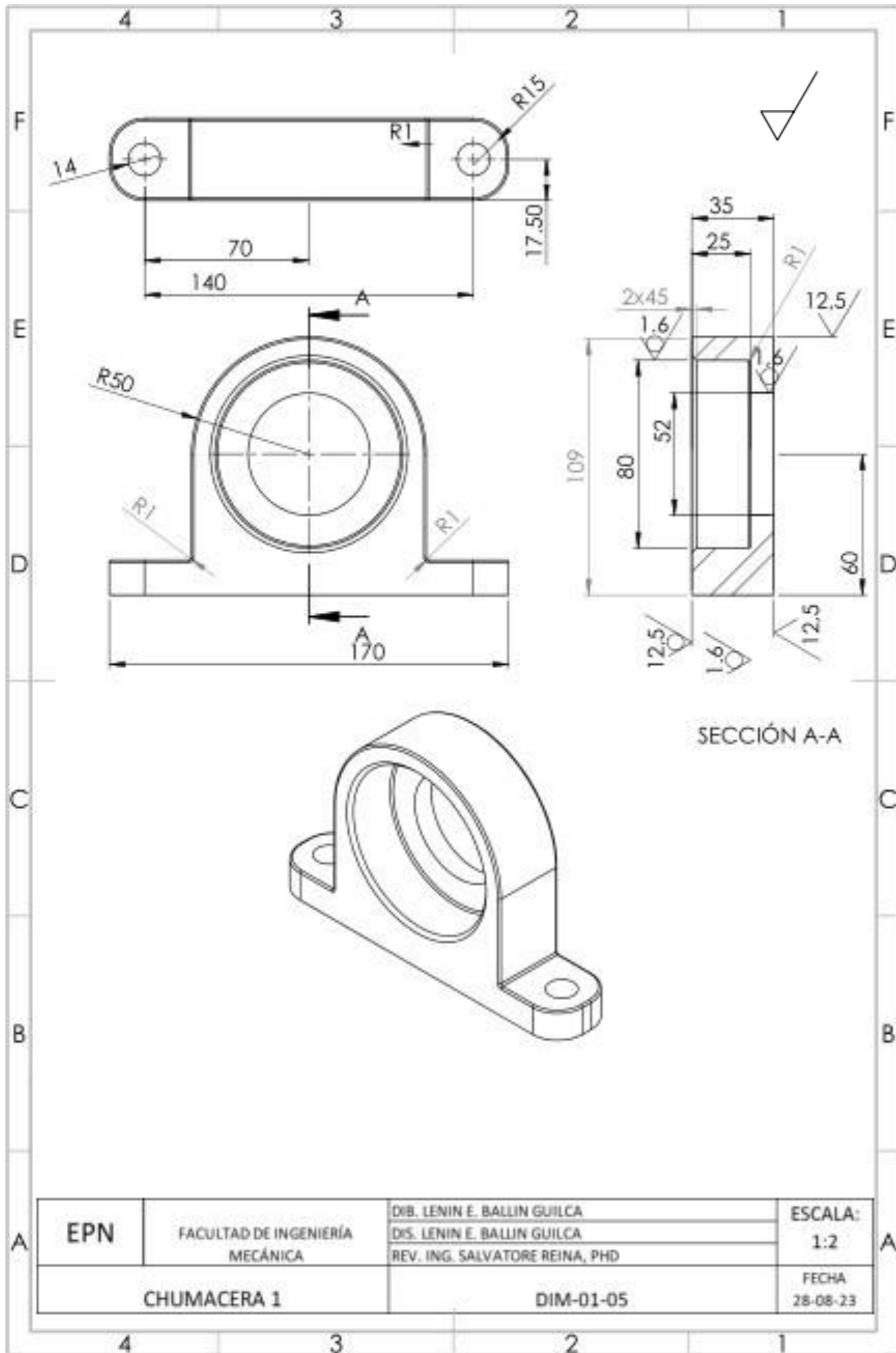
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 15

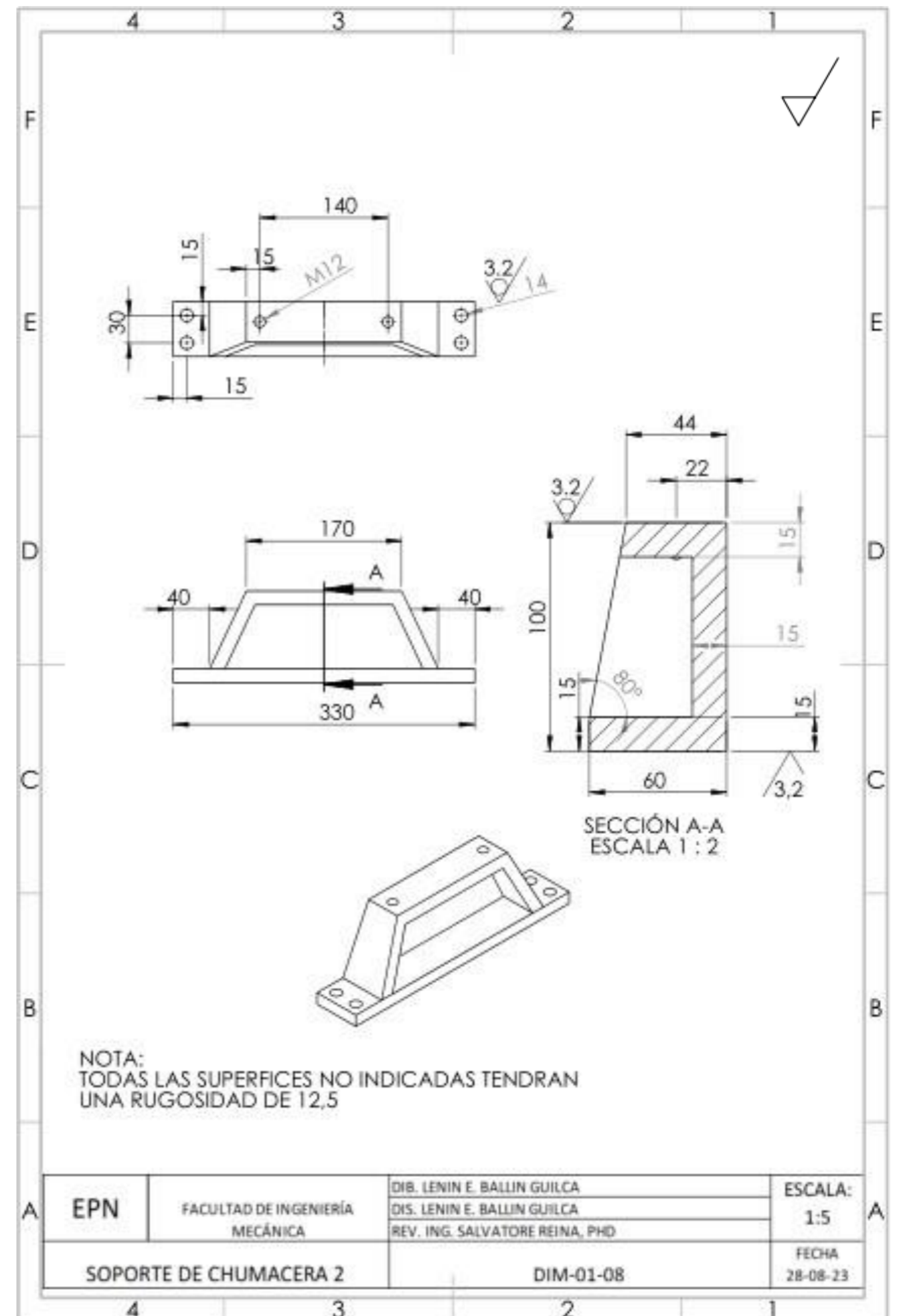
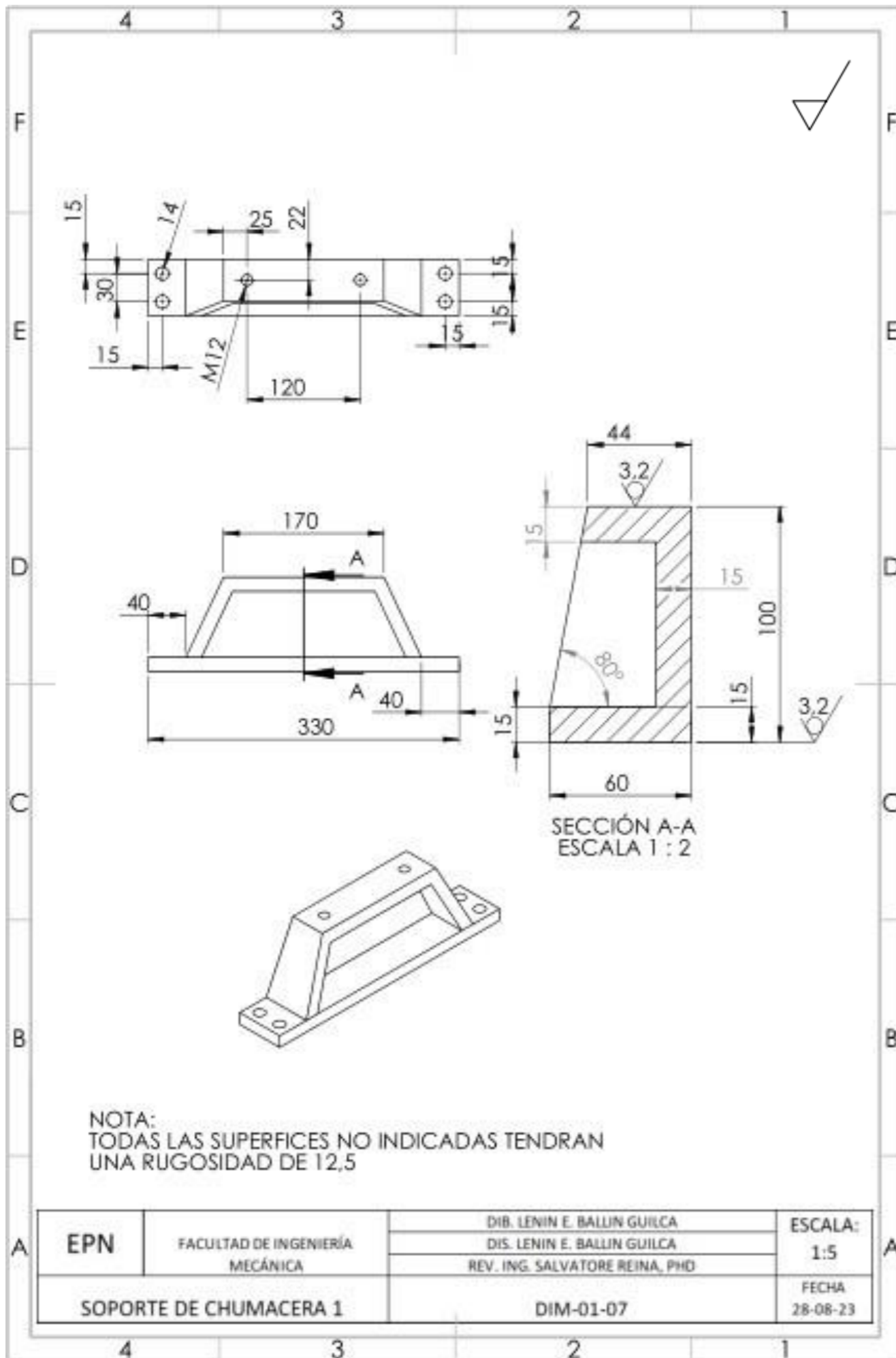
VISTA

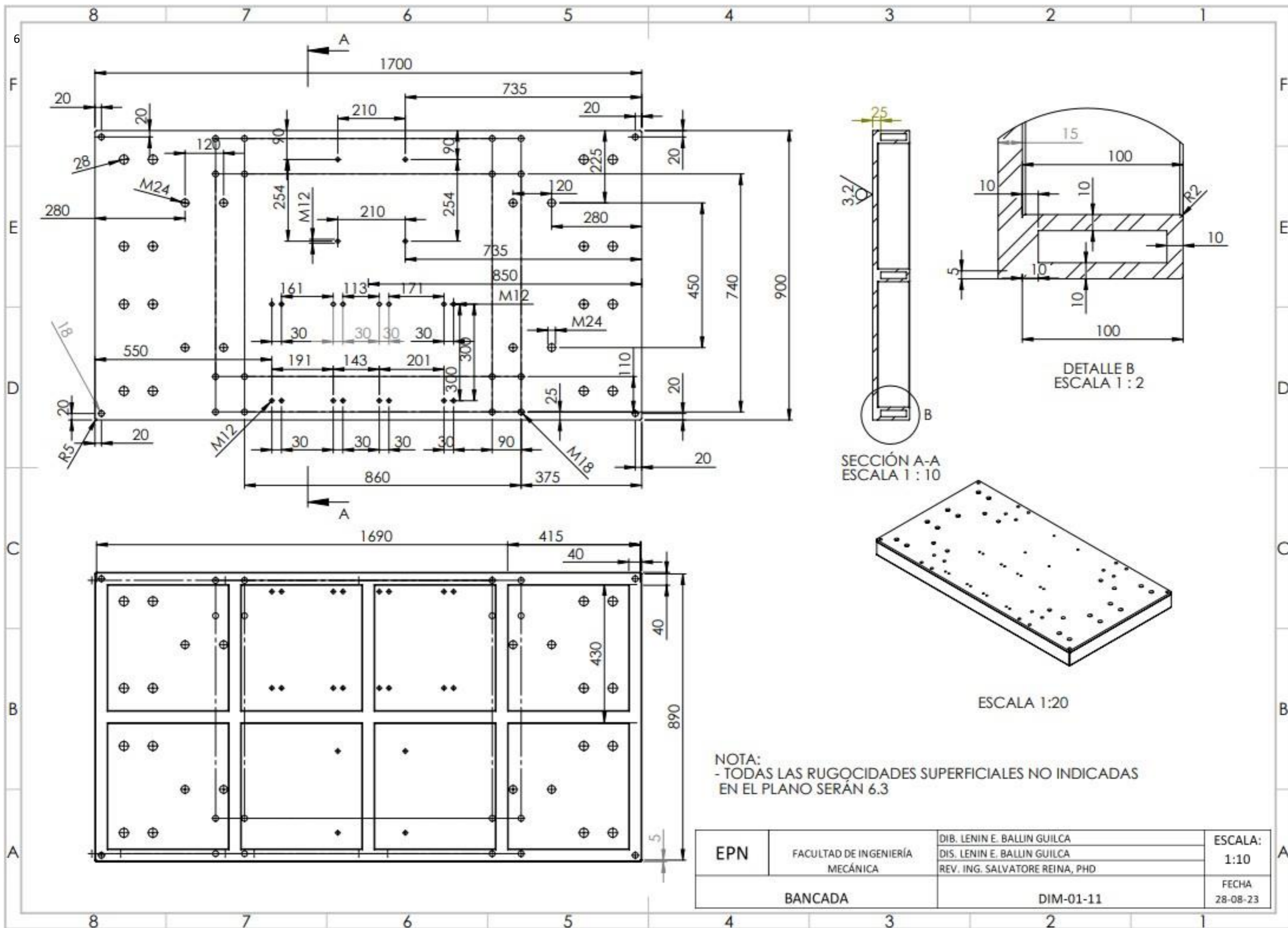
N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD
1	ÁRBOL	AISI 1045	1
2	SEPARADOR 1	AISI 1020	2
3	SEPARADOR 2	AISI 1020	1
4	RODAMIENTO SKF 6307	SEGUN FABRICANTE	4
5	CHUMACERA TIPO I	AISI 1020	2
6	CHUMACERA TIPO II	AISI 1020	2
7	SOPORTE DE CHUMACERA TIPO I	AISI 1020	2
8	SOPORTE DE CHUMACERA TIPO II	AISI 1020	2
9	TORNILLO M12X55	AISI 1020	44
10	CHAVETA	AISI 1020	2
11	BANCADA	AISI 1020	1
12	CALZO DEL MOTOR	NEOPRENO	4
13	POLEA DISPOSITIVO DE MASAS DESBALANCEADAS	AISI1020	1
14	POLEA DE MOTOR	AISI 1020	1
15	SOPORTE PARA VÍA	AISI 1020	2
16	CORREA SK-SPZ 1700	SEGUN FABRICANTE	1
17	CUERPO DEL MOTOR	SEGUN FABRICANTE	1
18	ROTOR	SEGUN FABRICANTE	1
19	GANCHO PARA IZAJE	AISI 1035	4
20	TUERCA Y ARANDELA M16	AISI 1020	4
21	RIEL PARA LAS VIAS	SEGUN FABRICANTE	2
22	SOPORTE DE PRECARGA	AISI 1020	1
24	MASA TIPO I	AISI 1020	1
25	MASA TIPO II	AISI 1020	1
26	MASAS DE PLOMO	PLOMO	2
27	TORNILLO M16X35	AISI 1020	16
28	TORNILLO M24X100	AISI 1020	8
29	TANQUE	SEGUN FABRICANTE	1

EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	DIB. LENIN E. BALLIN GUILCA	ESCALA: 1:20
		DIS. LENIN E. BALLIN GUILCA	
ENSAMBLE		REV. ING. SALVATORE REINA, PHD	FECHA: 28-08-23
		DIM-01-00	









SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

DETALLE B
ESCALA 1 : 2

ESCALA 1:20

NOTA:
- TODAS LAS RUGOSIDADES SUPERFICIALES NO INDICADAS
EN EL PLANO SERÁN 6.3

EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	DIB. LENIN E. BALLIN GUILCA DIS. LENIN E. BALLIN GUILCA REV. ING. SALVATORE REINA, PHD	ESCALA: 1:10
	BANCADA	DIM-01-11	FECHA 28-08-23

