



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADA

CARRERA INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

PROPUESTA TECNOLÓGICA

“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA BALANCEADORA DINÁMICA PARA TURBOCOMPRESORES PARA LA EMPRESA MECANELECTRIC”

Proyecto de Titulación presentado previo a la obtención del Título de Ingeniero
Electromecánico

Autor:

Cruz Loya Miguel Ángel

Tutor:

Ing. Cevallos Betún Segundo Ángel, Ms.C.

LATACUNGA-ECUADOR

JULIO - 2019



Universidad
Técnica de
Cotopaxi



Ingeniería
Electromecánica

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

“Yo **Miguel Ángel Cruz Loya** declaro ser autor del presente proyecto de investigación: **“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA BALANCEADORA DINÁMICA PARA TURBOCOMPRESORES PARA LA EMPRESA MECANEELECTRIC.”**, siendo tutor el Ing. Cevallos Betún Segundo Ángel, Ms.C. del presente trabajo y eximo expresamente a la Universidad Técnica de Cotopaxi y a sus representantes legales de posibles reclamos o acciones legales.

Además, certifico que las ideas, conceptos, procedimientos y resultados vertidos en el presente trabajo investigativo, son de mi exclusiva responsabilidad.

Cruz Loya Miguel Ángel

C.C.:171251062-5



Universidad
Técnica de
Cotopaxi



Ingeniería
Electromecánica

AVAL DEL TUTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

En calidad de director del Trabajo de Investigación sobre el título:

“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA BALANCEADORA DINÁMICA PARA TURBOCOMPRESORES PARA LA EMPRESA MECANEELECTRIC.”, del señor Cruz Loya Miguel Ángel, de la carrera de **Ingeniería Electromecánica**, considero que dicho Informe Investigativo cumple con los requerimientos metodológicos y aportes científico técnicos suficientes para ser sometidos a la evaluación del Tribunal de Validación de Proyecto que el Consejo Directivo de la Facultad de **Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas** de la Universidad Técnica de Cotopaxi designe, para su correspondiente estudio y calificación.

Latacunga, Julio, 2019



Ing. Cevallos Betún Segundo Ángel, Ms.C.
C.C.: 050178243-7



APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE TITULACIÓN

En calidad de Tribunal de Lectores, aprueban el presente Informe de Investigación de acuerdo a las disposiciones reglamentarias emitidas por la Universidad Técnica de Cotopaxi, y por la FACULTAD de **Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas** ; por cuanto, el postulante: Cruz Loya Miguel Ángel con el título de Proyecto de titulación: **“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA BALANCEADORA DINÁMICA PARA TURBOCOMPRESORES PARA LA EMPRESA MECANELECTRIC”** han considerado las recomendaciones emitidas oportunamente y reúne los méritos suficientes para ser sometido al acto de Sustentación de Proyecto.

Por lo antes expuesto, se autoriza realizar los empastados correspondientes, según la normativa institucional.

Latacunga, Julio del 2019

Para constancia firman:

Lector 1 (Presidente)
Nombre: Ing. Reinoso Peñaherrera Héctor Raúl
CC: 050215089-9

Lector 2
Nombre: Ing. Navarrete López Luis Miguel
CC: 180374728-4

Lector 3
Nombre: Ing. Porras Reyes Jefferson Alberto
CC: 070440044-9



AVAIL DE IMPLEMENTACIÓN

Yo, Ing. MARITZA ELIZABETH FABARA MENESES con C.I. 1716069933, en calidad de Gerente General de la empresa MECANELECTRIC S.C.C emito la aprobación de la implementación del “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA BALANCEADORA DINÁMICA PARA TURBOCOMPRESORES PARA LA EMPRESA MECANELECTRIC”, a cargo del postulante CRUZ LOYA MIGUEL ÁNGEL, con cédula de ciudadanía N° 171251062-5, estudiante de la UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI Carrera de INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA , quien han desarrollado la construcción de la máquina, tomando en consideración de los requerimientos de la empresa. Doy fe del presente para su correspondiente estudio y calificación.

Es cuanto puedo certificar en honor a la verdad, se expide el presente documento para que el interesado pueda hacer uso en fines que crea conveniente.



MECANELECTRIC

MARITZA ELIZABETH FABARA MENESES

C.C: 1716069933

GERENTE GENERAL

MECANELECTRIC S.C.C

AGRADECIMIENTOS

Agradezco primeramente a Dios por darme la sabiduría y el temple necesario para llevar con éxito mis estudios universitarios y este proyecto de investigación, agradezco a mis padres quienes son fuente inagotable de apoyo incondicional, amor, valores y coraje.

A mi esposa e hijos quienes son mi inspiración y motivación, gracias a mis hermanos quienes me han brindado su apoyo y un ejemplo valioso para mi formación como persona y profesional.

A la Universidad Técnica de Cotopaxi quien me brindó la oportunidad de alcanzar este objetivo de mi vida y a sus docentes quienes han sido una guía, amigos y orientadores en mi formación personal.

DEDICATORIA

A Dios, por haberme dado la vida y permitirme el haber llegado hasta este momento tan importante de mi formación profesional.

A mis padres por haberme educado con principios y valores que me han fortalecido en mi Vida, por el apoyo que me han brindado en los momentos difíciles.

En especial a mi esposa e hijos, por su apoyo incondicional que me brindan día a día para alcanzar nuevas metas, tanto profesionales como personales.

INDICE GENERAL

1. INFORMACIÓN BASICA.....	1
2. DISEÑO INVESTIGATIVO DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA	1
2.1 TÍTULO DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA	1
2.2 TIPO DE PROPUESTA ALCANCE.....	1
2.3 ÁREA DEL CONOCIMIENTO	2
2.4 SINOPSIS DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA	2
2.5 OBJETO DE ESTUDIO Y CAMPO DE ACCIÓN	2
2.5.1 Objeto de estudio.....	2
2.5.2 Campo de acción	2
2.6 SITUACIÓN PROBLÉMICA Y PROBLEMA.....	3
2.6.1 Situación problemática.....	3
2.6.2 Problema.....	3
2.7 HIPOTESIS O FORMULACIÓN DE PREGUNTAS DIRECTRICES.....	3
2.8 OBJETIVOS	3
2.8.1 Objetivo general	3
2.8.2 Objetivos específicos.....	4
2.9 DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES Y TAREAS PROPUESTAS CON LOS OBJETIVOS ESTABLECIDOS.....	4
3. MARCO TEÓRICO	5
3.1 Mantenimiento	5
3.2 Mantenimiento Predictivo.....	5
3.3 Mantenimiento predictivo por vibraciones mecánicas	5
3.4 Vibraciones mecánicas.....	6
3.5 Defectos en elementos rotóricos debido a vibraciones mecánicas	6
3.5.1 Desalineación	6
3.5.2 Desbalance mecánico	7

3.6 Tipos de desbalances.....	8
3.6.1 Desbalance estático	8
3.6.2 Desbalance de momento.....	8
3.6.3 Desbalance ultra-estático.....	9
3.6.4 Desbalance dinámico.....	9
3.7 Causas del desbalanceo en sistemas con turbocompresor	10
3.8 Efectos del desbalanceo en sistemas turbocompresores	10
3.9 Importancia del balanceo en sistemas turbocompresores	10
3.10 Generalidades del balanceo.....	11
3.11 Análisis de vibraciones como corrección del fenómeno de desbalance	11
3.12 Métodos para corregir el desbalance mecánico	12
3.12.1 Proceso de balanceo	12
3.12.2 Balanceo mediante análisis de vibraciones	12
3.12.3 Método de los coeficientes de influencia para balanceo en dos planos	13
3.13 Modelos para el balanceo.....	14
3.14 Norma ISO 1940-1	14
3.15 Grados de Equilibrio	15
3.16 Máquinas de equilibrado.....	16
3.17 Máquinas de equilibrio dinámico.....	16
3.18 Tipos de máquinas de equilibrado	16
3.19 Analizador de vibración.....	17
4. METODOLOGÍAS	18
4.1 Definiciones preliminares	18
4.1.1 Determinación de la Fuerza centrífuga	18
4.1.2 Determinación de los elementos mecánicos de la máquina.	20
4.1.3 Determinación del factor de seguridad.....	24
4.2 Memoria de cálculo y dimensionamiento de la balanceadora	24

4.2.1 Datos para el cálculo	24
Dimensionamiento y selección del pedestal.....	26
5.ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS	28
5.1 Diseño de los elementos mecánicos de la máquina de balanceo.	28
5.1.1 Determinación de la fuerza centrífuga	28
5.2 Modelado de la Estructura	30
5.3 Análisis de Esfuerzos de los elementos principales.....	31
5.3.1 Diseño del fleje del balero móvil	31
Figura 5.4 Resultado del analisis de desplazamineto.....	32
5.3.2 Diseño del balero móvil	34
5.3.3 diseño del balero fijo	37
5.3.4 Diseño del pedestal.....	40
5.4 Comprobación del diseño del sistema del ensamble total en el software CAD-CAE ...	42
5.4.1 Análisis en deformación.....	43
5.4.2 Análisis de los esfuerzos	43
5.4 Selección de rodamientos	44
5.5 Selección de pernos.....	45
5.5.1 Selección de pernos para el fleje del balero móvil.....	45
5.5.2 Selección de pernos para sujeción de los rodamientos	47
5.6 Selección de la transmisión de banda plana.....	48
5.7 Selección de las poleas.....	48
5.8 Selección de la potencia motor eléctrico.	49
5.9 Implementación del proyecto.....	51
5.10 Pruebas del equipo	51
5.10.1 Toma de lecturas de vibraciones de desbalanceo inicial.....	52
5.10.2 Colocación del peso de prueba.....	52
5.10.3 Toma de lecturas de vibración de desbalanceo final.....	53

5.11 Constatación de resultados.....	54
6. PRESUPUESTO Y ANÁLISIS DE IMPACTOS	55
6.1. Presupuesto	55
6.1.1 Análisis de costos	55
6.1.1.1 Costos Directos.	56
6.1.1.2 Costos indirectos	57
6.1.1.3 Costos totales.....	58
6.2. Análisis de impactos	58
6.2.1 Impacto práctico:.....	58
6.2.2 Impacto simbólico	58
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	59
7.1 Conclusiones	59
7.2 Recomendaciones	59
8. BIBLIOGRAFÍA	61

INDICE DE FIGURAS

Figura 3.1 Desalineación paralela	7
Figura 3.2 Desalineación angular	7
Figura 3.3 Desalineación general	7
Figura 3.4 Desbalance como causante de fuerza centrífuga.	8
Figura 3.5 Desbalance estático.	8
Figura 3.6 Desbalance de Momento.	9
Figura 3.7 Desbalance ultra -estático	9
Figura 3.8 Desbalance dinámico	9
Figura 3.9 Espectro de vibraciones desbalance estático	13
Figura 3.10 Espectro de vibraciones desbalance dinámico.....	13
Figura 3.11 Modelo de balanceo	14
Figura 3.12 Elementos del sistema de adquisición de datos Erbesd DigivibeMX 10.....	17
Figura 5.1 Aplicación de las cargas sobre los rodamientos	29
Figura 5.2 Geometría de la balanceadora dinámica.....	30
Figura 5.3 Control de mallado.....	31
Figura 5.4 Resultado del analisis de desplazamineto.....	32
Figura 5.5 Resultado análisis de falla según la teoría de Von Mises	32
Figura 5.6 Resultado de Análisis, Factor de seguridad.....	33
Figura 5.7 Resultado del analisis de desplazamineto.....	35
Figura 5.8 Resultado análisis de falla según la teoría de Von Mises	35
Figura 5.9 Resultado de Análisis, Factor de seguridad.....	36
Figura 5.10 Resultado del analisis de desplazamineto.....	38
Figura 5.11 Resultado análisis de falla según la teoría de Von Mises	38
Figura 5.12 Resultado de Análisis, Factor de seguridad.....	39
Figura 5.13 Resultado del analisis de desplazamineto.....	40
Figura 5.14 Resultado análisis de falla según la teoría de Von Mises	41
Figura 5.15 Resultado de análisis, Factor de seguridad.....	41
Figura 5.16 Resultado del analisis de desplazamineto.....	43
Figura 5.17 Resultado análisis de falla según la teoría de Von Mises	44
Figura 5.18 Resultado de análisis, Factor de seguridad.....	44
Figura 5.19 Graficas polares niveles de vibración iniciales.....	52
Figura 5.20 Graficas polares niveles de vibración Finales	53
Figura 5.21 Equipo portátil de Análisis Vibracional VibraCHECK AB 3200.....	54

INDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1 Relación de actividades	4
Tabla 3. 1 Grados de calidad de balanceo.....	15
Tabla 3. 2 Tipos de máquinas de equilibrado	16
Tabla 5.1 Propiedades del Acero Inoxidable AISI 304.....	31
Tabla 5.2 Resultados obtenidos	34
Tabla 5.3 Propiedades del Aluminio 7020.....	34
Tabla 5.4 Resultados obtenidos	37
Tabla 5.5 Propiedades del acero ASTM A-36	37
Tabla 5.6 Resultados obtenidos	40
Tabla 5.7 Resultados obtenidos	42
Tabla 5.8 Datos técnicos rodamientos	45
Tabla 5.9 Evolución del plano 1	52
Tabla 5.10 Evolución del plano 2	52
Tabla 5.11 Evolución del plano 1	53
Tabla 5.12 Evolución del plano 2.....	53
Tabla 5.13 Comparación de resultados.....	54
Tabla 6. 1 Costos de materiales.	56
Tabla 6. 2 Costos de mano de obra.....	56
Tabla 6. 3 Costos de equipos y herramientas.....	57
Tabla 6. 4 Total de los costos directos.....	57
Tabla 6. 5 Costos indirectos	58
Tabla 6. 6 Costos totales.....	58

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS

TÍTULO: “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA BALANCEADORA DINÁMICA DE TURBOCOMPRESORES PARA LA EMPRESA MECANELECTRIC.

Autor:

Cruz Loya Miguel Ángel

RESUMEN

El diseño mecánico es la habilidad de perfeccionar una máquina para que cumpla un propósito específico. En general, una máquina consiste de una combinación de distintos elementos mecánicos diseñados apropiadamente para que desempeñe determinadas funciones o requerimientos. La balanceadora dinámica tiene como función, soportar y amplificar los movimientos oscilatorios del rotor de los turbocompresores de hasta 30 Kg por medio de apoyos de cojinetes blandos, en donde el rotor del turbo desbalanceado se le imprime velocidad mediante transmisión por banda. El diseño fue realizado principalmente bajo las especificaciones técnicas que solicito la empresa auspiciadora del proyecto, de manera que satisface los requerimientos de operación, calidad técnica y utilidad práctica en el campo del balanceo dinámico, tomando en cuenta principalmente las teorías básicas de la resistencia de materiales, las aplicaciones del diseño de elementos de máquinas y del análisis de vibraciones mecánicas, así como también se realizó los planos de fabricación de la máquina mediante el uso del software CAD-CAE. Se establece también un programa de mantenimiento, que permita la conservación y un óptimo funcionamiento de la máquina de balanceo dinámico que se ha desarrollado. Finalmente se analizan los resultados obtenidos y se concluye sobre la aplicación práctica de los métodos utilizados y comparado.

Palabras claves: vibraciones mecánicas, movimientos oscilatorios, diseño mecánico, balanceadora dinámica.

TECHNICAL UNIVERSITY OF COTOPAXI
FACULTY OF ENGINEERING AND APPLIED SCIENCES

THEME: “DESIGN AND IMPLEMENTATION OF A DYNAMIC TURBOCHARGER BALANCER FOR THE MECANELECTRIC COMPANY”.

Author:

Cruz Loya Miguel Ángel

ABSTRACT

The mechanical design is the ability to perfect any machine in order to make it fulfill a specific purpose. In general, a machine consists in a combination of several mechanical elements properly designed for the purpose of playing certain functions or requirements. The function of the dynamic balancer is to put up with and amplify the rotor oscillatory movements of the turbochargers up to 30 kg, through the support of white bearings, where the rotor of the unbalanced tube is printed speed through band transmission. The design was made principally under the technical specifications that the sponsoring company of the project asked for, so that it satisfies the operation requirements, technical quality and the practical utility in the field of the dynamic rolling, taking into account mainly the basic theories of the material resistance, the design applications of the machine elements and of the analysis of mechanical vibrations, as well as it was done the manufacturing drawings of the machine through the use of the CAD-CAE software. Besides, it establishes a maintenance program, which allows the conservation and an optimal performance of the dynamic balancing machine that has been developed. Finally, the obtained results have been analyzed and it concludes about the practical application of the used and compared methods.

Keywords: mechanical vibrations, oscillatory movements, mechanical design, dynamic balancing.



Universidad
Técnica de
Cotopaxi

CENTRO DE IDIOMAS

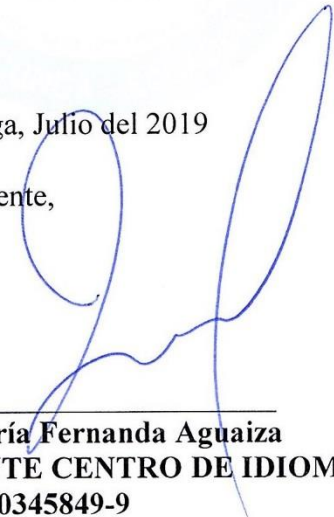
AVAL DE TRADUCCIÓN

En calidad de Docente del Idioma Inglés del Centro de Idiomas de la Universidad Técnica de Cotopaxi; en forma legal **CERTIFICO** que: La traducción del resumen del proyecto tecnológico al Idioma Inglés presentado por el Egresado de la Carrera de Ingeniería Electromecánica de la Facultad de **Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas: MIGUEL ÁNGEL CRUZ LOYA** cuyo título versa **“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA BALANCEADORA DINÁMICA PARA TURBOCOMPRESORES PARA LA EMPRESA MECANELECTRIC.”** lo realizó bajo mi supervisión y cumple con una correcta estructura gramatical del Idioma.

Es todo cuanto puedo certificar en honor a la verdad y autorizo al peticionario hacer uso del presente certificado de la manera ética que estimare conveniente.

Latacunga, Julio del 2019

Atentamente,



Lic. María Fernanda Aguaiza
DOCENTE CENTRO DE IDIOMAS
C.C. 050345849-9



1. INFORMACIÓN BÁSICA

PROPUESTO POR: Miguel Ángel Cruz Loya

TEMA APROBADO: Diseño e implementación de una balanceadora dinámica de turbocompresores para la empresa MECANELECTRIC.

CARRERA: Ingeniería Electromecánica

DIRECTOR DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA: Ing.Ms.C. Cevallos Betún Segundo Ángel

EQUIPO DE TRABAJO: Miguel Ángel Cruz Loya, Ing.Ms.C. Cevallos Betún Segundo Ángel

LUGAR DE EJECUCIÓN: Urb. Santa Rosa - Sangolquí – Rumiñahui – Pichincha – zona 2
Empresa MECANELECTRIC

TIEMPO DE DURACIÓN DE LA PROPUESTA: 1 año

FECHA DE ENTREGA: 7 de julio 2019

LÍNEA(S) Y SUB LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

Línea de investigación:

De acuerdo a lo establecido por el departamento de investigación de la UTC:

Línea 4.- Procesos Industriales. - Promover el desarrollo de tecnologías y procesos que permitan el rendimiento productivo y la transformación de materias primas en productos de alto valor añadido.

Sub línea de investigación:

Diseño construcción y mantenimiento de elementos, prototipos y sistemas electromecánicos.

2. DISEÑO INVESTIGATIVO DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA

2.1 TÍTULO DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA

Diseño y construcción de una balanceadora dinámica de turbocompresores para la empresa MECANELECTRIC.

2.2 TIPO DE PROPUESTA ALCANCE

Productivo: Este proyecto se basa en la necesidad de la empresa MECANELECTRIC de introducir en su línea de servicio, el balanceo dinámico de turbocompresores.

Desarrollo: La única forma de evaluar el desequilibrio es a través de la vibración o la fuerza que genera en la gran mayoría de los procesos productivos industriales y el contar con una

máquina balanceadora en la empresa es fundamental para lograr y completar un mantenimiento exitoso de los turbocompresores.

2.3 ÁREA DEL CONOCIMIENTO

Dibujo técnico, mecánica, metalistería, electricidad, electrónica, telecomunicaciones, ingeniería energética y química, mantenimiento de vehículos, topografía.

2.4 SINOPSIS DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA

En la actualidad el sector automotriz se ha normalizado el uso de turbocompresores en los motores a diésel, su continuo y correcto funcionamiento permiten lograr un incremento tanto en potencia como eficiencia. Por esta razón, requieren de un adecuado mantenimiento que permita detectar fallas oportunamente y corregirlas causando el menor impacto posible. Uno de los mejores métodos que permite garantizar dicho mantenimiento se relaciona con los principios de la teoría de vibraciones, y el análisis de las mismas, aplicadas a la determinación de las características de operación de los turbocompresores y sus deficiencias.

Estas correcciones se las realiza con bancos de balanceo dinámico, específicamente al balanceo y equilibrado del turbocompresor, pero inaccesible para la empresa MECANELECTRIC, debido a que estas máquinas no se fabrican en el país y sus costos de importación son elevados. Para lo cual se plantea el diseño y construcción de una máquina para balanceo dinámico de turbocompresores, a un bajo costo con relación a las importadas.

2.5 OBJETO DE ESTUDIO Y CAMPO DE ACCIÓN

2.5.1 Objeto de estudio

Diseño e implementación de una balanceadora para turbocompresores hasta 10kg mediante el empleo de una tecnología adecuada para la empresa MECANELECTRIC.

2.5.2 Campo de acción

El diseño de la máquina equilibradora de cojinetes blandos permite que se coloque en casi cualquier lugar, ya que los soportes flexibles de trabajo proporcionan un aislamiento natural de la actividad cercana. Esto también permite que la máquina se mueva sin afectar la calibración del dispositivo.

2.6 SITUACIÓN PROBLÉMICA Y PROBLEMA

2.6.1 Situación problemática

Cuando partículas extrañas entran en el turbocompresor, producen daños tanto en el rotor como en los alabes del compresor provocando el desbalanceo en forma general. Una rotación desbalanceada provoca desgaste de los cojinetes, anillos de retención de aceite, el resultado es una considerable pérdida de potencia y avería en el turbo.

El desbalance mecánico es actualmente uno de los principales causantes de vibraciones en elementos rotativos. Considerando que el turbocompresor está constituido por elementos rotativos, el análisis de su comportamiento es vital para el buen desempeño del turbo y evitar fallas que en ocasiones son fatales para la vida útil del dispositivo.

Una máquina de balanceo dinámico puede ser un activo extremadamente valioso para cualquier departamento de mantenimiento que repare equipos rotativos como los turbocompresores. Puede ahorrar costos debido a retrasos al eliminar la necesidad de enviar piezas a especialistas externos para que se equilibren.

2.6.2 Problema

El desbalanceo, especialmente a altas velocidades, genera daños permanentes en los ensambles que reducen el desempeño del motor. También pueden producir problemas en todo el sistema si no se atiende pronto. No hace falta decir que un mantenimiento completo y cuidadoso para un turbocompresor como el balanceo dinámico es una tarea vital para evitar fallas.

2.7 HIPOTESIS O FORMULACIÓN DE PREGUNTAS DIRECTRICES

Mediante la implementación de una balanceadora dinámica en la empresa MECANELECTRIC, permitirá obtener la corrección del desbalance mecánico en elementos rotativos como los turbocompresores causadas por las vibraciones mecánicas y optimizar el servicio que brinda.

2.8 OBJETIVOS

2.8.1 Objetivo general

Implementar una balanceadora dinámica para turbocompresores para la empresa MECANELECTRIC asistido mediante el software DigivibleMX 10 para realizar tareas de diagnóstico y mantenimiento de los turbocompresores.

2.8.2 Objetivos específicos

- Identificar la fundamentación teórica sobre los parámetros óptimo para el balanceo de los turbocompresores.
- Diseñar y construir un banco de balanceo para turbocompresores con los respectivos criterios mecánicos, eléctricos y electrónicos necesarios para el control y funcionamiento del mismo.
- Implementar una máquina de balanceo para turbocompresores.

2.9 DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES Y TAREAS PROPUESTAS CON LOS OBJETIVOS ESTABLECIDOS

Tabla 2. 1 Relación de actividades

Objetivo	Actividad	Resultado de la actividad	Descripción de la actividad
Identificar la fundamentación teórica sobre los parámetros óptimo para el balanceo de los turbocompresores.	Recopilación de información científica.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Establecer el funcionamiento, tipos y características de balanceo en las máquinas balanceadoras. ✓ Definir normas que serán aplicadas para el proyecto de investigación. 	Acceso a información verídica en base de datos (libros, revistas e internet).
Diseñar y construir un banco de balanceo para turbocompresores con los respectivos criterios mecánicos, eléctricos y electrónicos necesarios para el control y funcionamiento del mismo.	Analizar los componentes que se pueden incorporar al banco de balanceo que estén disponibles en el mercado nacional para el correcto funcionamiento del sistema.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Seleccionar los componentes mecánicos a ser utilizado para la construcción de la máquina. ✓ Seleccionar los componentes electrónicos a ser utilizados. 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Lista de materiales. ✓ Proformas realizadas. ✓ Catálogos.

Implementar una máquina de balanceo para turbocompresores	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Análisis de materiales. ✓ Construcción de la máquina ✓ Implementación de la máquina. 	Obtención e implementación de la máquina.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Adquisición de materiales. ✓ Diseño y construcción de cada una de las partes de la máquina.
---	--	---	--

3. MARCO TEÓRICO

En esta sección se realiza una breve introducción para destacar la importancia del análisis de vibraciones en las tareas de mantenimiento predictivo. A continuación, se describen las principales técnicas de análisis y la importancia del balanceo dinámico en máquinas de rodamientos suaves, como corrección del estado mecánico de la máquina.

3.1 Mantenimiento

Mantenimiento son todas las actividades que se efectúan en un orden lógico de manera que se pueda conservar las condiciones iniciales de los equipos y garantizar una operación segura, efectiva y económica, de tal manera que cumplan con sus funciones para lo cual fueron diseñadas los equipos de producción, herramientas y demás activos físicos, de las diferentes instalaciones de un taller automotriz [1].

3.2 Mantenimiento Predictivo

El mantenimiento predictivo es el conjunto de actividades, programadas para detectar las fallas de los componentes mecánicos, por revelación antes de que sucedan, con los equipos en operación y sin perjuicio de la producción, usando aparatos de diagnóstico como el analizador de vibraciones y pruebas no destructivas [1].

3.3 Mantenimiento predictivo por vibraciones mecánicas

Las vibraciones son una medida excelente para evaluar las condiciones mecánicas de un equipo; antes que una causa, la vibración es un síntoma de una falla potencial, cuyo origen se puede determinar por medio del análisis espectral de la frecuencia de la vibración. El nivel de vibración es un indicador tan importante del estado de la maquinaria, como lo es la temperatura del cuerpo para el ser humano; cualquier anomalía en el nivel de vibración indica sin lugar a dudas cambio y posible deterioro en las condiciones del activo [1].

El estado de un componente mecánico se puede conocer con la base de datos de un software que permite incrementar la vida útil de las máquinas y el desempeño, un análisis de tendencias y comparaciones con espectros de vibración, con la ayuda de programas y las intervenciones de los equipos de vibración, en el momento en que sea necesaria para minimizar las vibraciones y reduciendo los desgastes de los diferentes componentes mecánicos, es decir, cuando las condiciones de deterioro han pasado de un determinado punto y antes de que se llegue a producir la avería [2].

3.4 Vibraciones mecánicas

Como se puede ver en la referencia [3] las vibraciones mecánicas que se presentan en un cuerpo, ya sea rígido o libre se definen como el movimiento de partículas alrededor de un punto fijo. Dependiendo del tipo de elemento sometido a ellas y al tipo de vibraciones consideradas, se pueden clasificar como fenómenos de confort o fenómenos inaceptables, por ejemplo, las oscilaciones en un péndulo son vibraciones que definen el uso del elemento, sin embargo, las vibraciones que ocurren en una máquina con piezas desajustadas pueden llegar a afectar el buen funcionamiento de la misma. Ya que la vibración es considerada como una oscilación se puede definir por medio de ecuaciones dicho fenómeno, teniendo en cuenta que como cualquier tipo de oscilación se definen por su frecuencia, amplitud y fase.

Las vibraciones más simples poseen sólo una frecuencia, una amplitud y una fase. Las señales usualmente encontradas son señales formadas por vibraciones de diferentes amplitudes, fases y frecuencias.

3.5 Defectos en elementos rotóricos debido a vibraciones mecánicas

Se pueden encontrar diferentes problemas causados por las vibraciones mecánicas, como lo pueden ser la desalineación y el desbalance mecánico, los cuales se explicarán a continuación:

3.5.1 Desalineación

Es una condición en la cual los ejes de giro de dos piezas no se encuentran al mismo nivel o con la misma dirección. Existen tres tipos de desalineación; paralela, angular y general [4] afirma. La desalineación paralela se presenta cuando los dos ejes de giro se encuentran paralelos, pero no se encuentran en el espacio, Figura 3.1. La desalineación angular se presenta cuando los ejes no se encuentran paralelos en el espacio con cierto ángulo de diferencia cortándose o no entre ellos como se muestra en la figura 3.2

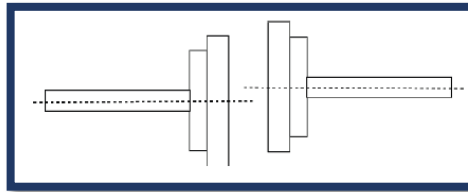


Figura 3.1 Desalineación paralela

Fuente: [4]

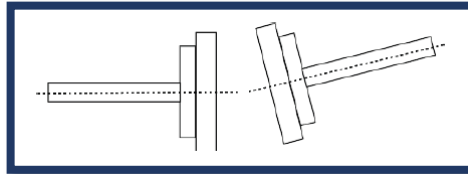


Figura 3.2 Desalineación angular

Fuente: [4]

Finalmente, la desalineación general es la más común en la práctica, ya que se trata de una combinación entre las anteriormente mencionadas como se observa en la figura 3.3.

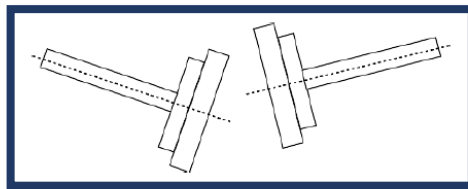


Figura 3.3 Desalineación general

Fuente: [4]

3.5.2 Desbalance mecánico

Como se observa en la figura 3.4, cuando se habla de desbalance se hace referencia al fenómeno ocurrido cuando una pieza que gira su centro de gravedad y su centro geométrico no se encuentran en el mismo lugar, causando una fuerza centrífuga al momento de girar. Esto se puede deber a errores de fabricación (poros en fundiciones, masas mal distribuidas, entre otras) y/o desgaste propio de la pieza debido a su funcionamiento habitual. Desde el momento del diseño de la pieza se tiene en cuenta este fenómeno y es por ello que se tiene contemplada la presencia de una vibración residual permisible, según el tipo de equipo, velocidad de rotación y peso de la pieza que gira [5].

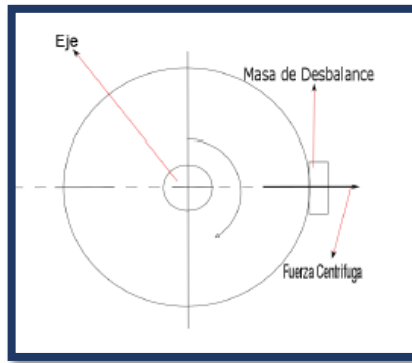


Figura 3.4 Desbalance como causante de fuerza centrífuga.

Fuente: [5]

3.6 Tipos de desbalances

3.6.1 Desbalance estático

Se ocasiona cuando el eje principal de inercia se desplaza de forma paralela al eje del árbol. La figura 3.5 muestra un ejemplo de desbalance estático, se produce generalmente por desgaste radial no superficial en rotores con un diámetro mucho mayor que su ancho [6] .

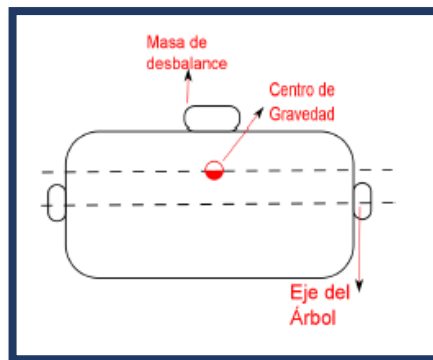


Figura 3.5 Desbalance estático.

Fuente: [6]

3.6.2 Desbalance de momento

Es causado por un par de fuerza que genera una desviación del eje principal de inercia que está inclinado con respecto al eje del árbol como en la figura 3.6.

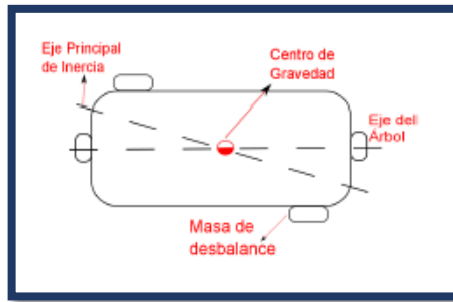


Figura 3.6 Desbalance de Momento.

Fuente: [6]

3.6.3 Desbalance ultra-estático

En este caso, el eje principal de inercia se encuentra con el eje del árbol en un punto diferente al centro de gravedad, como en la figura 3.7.

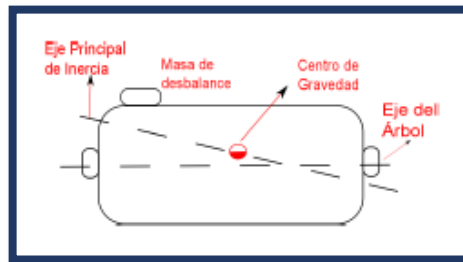


Figura 3.7 Desbalance ultra -estático

Fuente: [6]

3.6.4 Desbalance dinámico

Ocurre en rotores medianos y largos, se presenta debido a desgates radiales y axiales simultáneos en la superficie del rotor [6], éste es el tipo de desbalance más común, se presenta en el momento en que no hay cruce entre ejes ni tampoco son paralelos entre sí, como se puede ver en la figura 3.8.

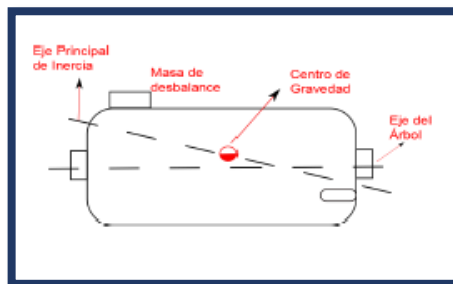


Figura 3.8 Desbalance dinámico

Fuente: [6]

3.7 Causas del desbalanceo en sistemas con turbocompresor

Según la referencia [7] todos los cuerpos sometidos a rotación sobre un eje necesitan una distribución de peso apropiada para evitar el desbalanceo dinámico. A esto se le llama balanceo o equilibrado. Los turbocompresores fueron diseñados para incrementar la potencia en motores de combustión interna a través del bombeo de aire a las cámaras de combustión. Los gases de escape calientes hacen girar una turbina que a su vez hace girar a la turbina de compresión que se encarga de introducir el aire limpio.

Durante el proceso de fabricación del turbocompresor se requieren máquinas balanceadoras. Sin embargo, cuando los turbos ya tienen algunos cientos de horas de uso, pueden requerir de nuevo un ajuste en el balanceo para seguir trabajando correctamente sin necesidad de cambiar todo el ensamble. Eso no quita que sobre revolucionar el turbo daña prematuramente los componentes, junto con provocarle más desbalanceo.

Otra causa común de desbalanceo es el daño ocasionado por objetos que golpean las turbinas cuando giran a gran velocidad. Pequeñas piezas de plástico, metálicas o cerámicas pueden desprenderse de la tubería del motor u otro componente, las cuales se convierten en proyectiles peligrosos para la turbina y el compresor.

3.8 Efectos del desbalanceo en sistemas turbocompresores

La vibración es el principal problema cuando se trata de turbos desbalanceados. Una buena parte de la energía proporcionada por el turbo se desperdicia en vibración y lo primero que daña son los bujes. Al perder la medida, las turbinas empiezan a rozar en la carcasa y el daño ya es irreversible. Luego, el motor pierde potencia hasta que ya es necesaria la intervención del especialista. Por lo tanto, la vibración es la principal fuente de fallas prematuras en motores.

Las vibraciones pueden dañar otros componentes como rodamientos, tornillos, bandas, etc. Por ejemplo, los tornillos de sujeción pueden aflojarse debido a la vibración y provocar otro tipo de problemas [7].

El resultado de turbos desbalanceados es un decremento en la potencia final del motor, que puede ser o no significativa, pero al final puede ocasionar una falla mayor.

3.9 Importancia del balanceo en sistemas turbocompresores

Un análisis estadístico de las ocurrencias de los distintos problemas asociados a máquinas rotantes indica que el 90% de los problemas de vibraciones son originados por desbalance, desalineación y resonancias como afirma [8]. El porcentaje aproximado para cada ítem es:

- 40% debido a desbalance,

- 30% debido a desalineación (en máquinas acopladas),
- 20% debido a resonancias,
- 10% debido a otras causas.

Por lo tanto, un análisis metódico de vibraciones debería comenzar analizando los problemas de mayor ocurrencia estadística y, luego de descartarlos, seguir con los menos probables.

El balanceo de rotores es imprescindible para mantener la vibración de una máquina dentro de los niveles aceptables, lo que resulta esencial para minimizar las tensiones mecánicas y maximizar la confiabilidad a largo plazo. Las variaciones geométricas de una pieza rotante debido a las tolerancias de producción generan pequeños desequilibrios en cada una. Para corregir estos desequilibrios, en cada rotor debe aplicarse algún procedimiento de balanceo. Esto significa determinar con la mayor exactitud posible la magnitud y localización de cualquier desequilibrio y compensarlo agregando o quitando material en las ubicaciones correctas.

3.10 Generalidades del balanceo

Balanceo es la práctica de distribuir masas en un elemento, usualmente rotativo, con el fin de corregir momentos inerciales indeseables que afectan el centro de gravedad de la pieza y a la vez su estabilidad axial. El balanceo de piezas rotativas es muy importante para disminuir problemas en la maquinaria, ya que un rotor desbalanceado podría generar vibraciones e incluso esfuerzos mecánicos indeseables en la estructura [6], que la hacen funcionar en condiciones de baja eficiencia o incluso podrían destruirla. Una masa puede generar una fuerza centrífuga cuando el elemento se encuentra en movimiento, como se puede ver en la figura 5. Sin embargo, no sólo el aumento de masa causa desbalances; la falta de masa ocasiona desbalances igualmente considerables. Algunas razones, por las que se produce desbalance, comúnmente halladas en la práctica son:

- Errores o cálculos de diseño de las piezas.
- Asimetría y problemas en densidad en los acabados.
- Formación química y estructural de los materiales.
- Ubicación de las partes durante su uso.

3.11 Análisis de vibraciones como corrección del fenómeno de desbalance

Por medio de la transformada de Fourier se puede determinar las componentes frecuenciales de una función dada. Una vibración compuesta es la suma de vibraciones simples con diferentes amplitudes, frecuencias y fases [9] afirma. La transformada de Fourier permite descomponer

una señal aleatoria como una serie de funciones sinusoidales de las que si se conocen las frecuencias.

Lo anterior es de suma importancia en el análisis espectral de las señales de vibración, las posibles causas del problema de vibración en el equipo como son desbalance, desalineación, problemas en rodamientos o combinaciones entre ellas pueden ser establecidas dependiendo del lugar donde se encuentren los picos de frecuencia.

3.12 Métodos para corregir el desbalance mecánico

3.12.1 Proceso de balanceo

Es el proceso en el cual un cuerpo que tiene su peso mal distribuido o descompensado es llevado a condiciones más homogéneas de peso para cumplir unas condiciones mínimas de vibración residual; establecidas en normas técnicas según [10] en la cual se tienen límites según el tipo de equipo. Este proceso se puede realizar de dos formas, estática o dinámica, según sea el caso requerido.

Ya sabiendo que el desbalance en una máquina es uno de los mayores causantes de vibraciones mecánicas, se deben de tomar medidas para combatir o controlar dicho fenómeno, debido a que el buen funcionamiento del elemento en general depende de la estabilidad de sus partes. Hoy en día muchas empresas están realmente preocupadas por llevar un debido registro del funcionamiento de sus máquinas realizando programas de mantenimiento predictivo el cual tiene como base el balanceo de piezas rotativas mediante algunos de los procesos de eliminación de fuerzas y momentos indeseables en un elemento por medio de máquinas dedicadas a la labor de Balanceo Dinámico y Estático.

3.12.2 Balanceo mediante análisis de vibraciones

Ya que las vibraciones que se producen debido al desbalance pueden ser estudiadas definiéndolas

como un tipo de oscilación sea cual sea su naturaleza, se puede realizar un estudio detallado de las señales desarrollando una debida corrección de las mismas que resulte en una compensación de las perturbaciones encontradas.

Según [11] el comportamiento de la vibración de una máquina puede describir sus defectos mecánicos:

Desbalance Estático: El espectro de vibraciones presenta una vibración dominante con una frecuencia aproximadamente igual a la fundamental para desbalance estático como se puede ver en la figura 3.9.

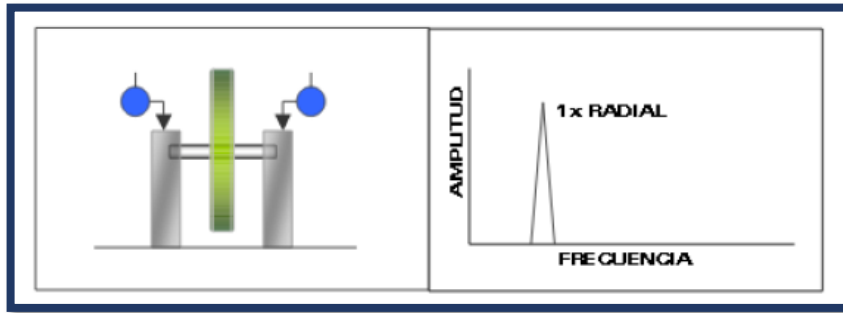


Figura 3.9 Espectro de vibraciones desbalance estático

Fuente: [11]

Desbalance dinámico: El espectro de vibraciones presenta vibración dominante y vaivén simultáneo a frecuencia fundamental, como se puede ver en la figura 3.10.

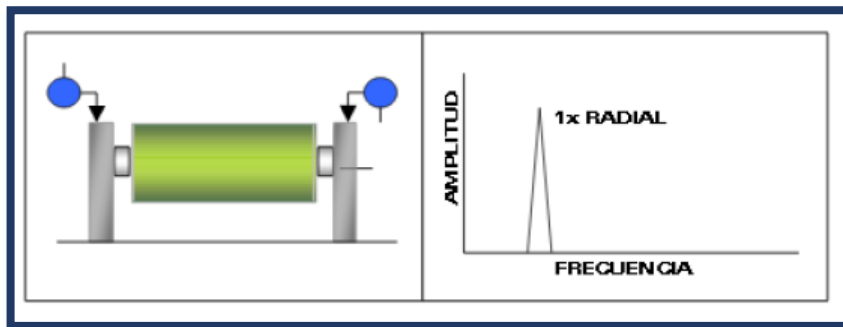


Figura 3.10 Espectro de vibraciones desbalance dinámico

Fuente: [11]

3.12.3 Método de los coeficientes de influencia para balanceo en dos planos

El procedimiento presentado a continuación, puede extenderse fácilmente a más planos, pero no es de importancia práctica para este trabajo. El método generalizado de los coeficientes de influencia para dos planos es el siguiente:

- Ajustar todas las piezas de la máquina y eliminar el juego entre las partes mecánicas, igual que para el balanceo en un plano.
- Con el rotor girando, medir amplitud y fase de la vibración en los planos de los sensores (medición A) y (medición B).
- Detener el rotor y colocar una masa de prueba m_1 en el plano 1.
- Medir nuevamente amplitud y fase de la vibración, a la misma velocidad (mediciones A1 y B1).
- Detener el rotor, retirar la masa m_1 y colocar una masa de prueba m_2 en el plano 2.

- Medir por tercera vez amplitud y fase a la misma velocidad de giro (mediciones A2 y B2).
- Detener el rotor y colocar las masas de corrección C1 y C2 en los planos 1 y 2 respectivamente.
- Medir nuevamente amplitud y fase en ambos planos para verificar la mejora en el balanceo.

3.13 Modelos para el balanceo

Realmente, para decidir qué modelo se tomará para efectuar el balanceo, no es estrictamente necesario reconocer o identificar qué tipo de desbalance presenta el rotor. De igual forma, con lo estudiado hasta el momento es evidente que los tipos de desbalances identificados como ESTÁTICO Y DINÁMICO sólo pueden ser corregidos en al menos dos secciones transversales (planos) del rotor. Por ello, resulta de inestimable valor práctico el empleo de algunas recomendaciones para decidir, en función de la relación L/D cuál es el modelo apropiado para ser utilizado durante el ejercicio de balanceo. En la figura 3.7 se presenta, sólo como una guía, ya que en ocasiones hay que recurrir al balanceo en dos o más planos en algunos casos donde la tabla indica el empleo del modelo de un solo plano y viceversa [12], como lo indica la figura 3.11.

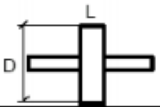
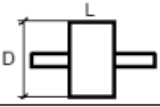
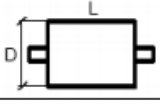
ROTOR	RELACIÓN L/D	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MÚLTIPLES PLANOS
	Menor que 0,5	Hasta 1000 rpm	Superior a 1000 rpm	NO
	Mayor que 0,5 y menor que 2	Hasta 150 rpm	150-2000 rpm Superior a 70% Vel. Crítica	Superior a 2000 rpm. Superior a 70% Vel. Crítica
	Mayor que 2	Hasta 100 rpm	Superior a 100 rpm y hasta el 70% Vel. Crítica	Superior a 70% Vel. Crítica

Figura 3.11 Modelo de balanceo

Fuente: [12]

3.14 Norma ISO 1940-1

En la actualidad podemos encontrar diferentes tipos de normas que indican el comportamiento adecuado de las vibraciones en elemento rígidos, como lo es la Norma ISO 1940-1 presentada en la referencia [10].

Se reconoce que ya sea por la estructura de los componentes o por diferentes problemas de construcción no se va a tener un balanceo totalmente exacto, por lo que según la Norma 1940-

1 se toma en consideración un desbalance residual para cada tipo de elemento en análisis. Se tiene entonces que: el desbalance residual permitido se evalúa según la ecuación 3.1.

$$U_{per} = e_{per} * m \quad (3.1)$$

3.15 Grados de Equilibrio

El grado de equilibrado define el funcionamiento de la máquina, con vibraciones tolerables. En función de las revoluciones del tipo de rotor y si es una pieza o un conjunto de partes. Los niveles de vibraciones admisibles son determinadas bajo experimentación y recopilación de información de campo. Todos estos datos son estandarizados en ISO 1940/1 (Organización Internacional de Normalización). Cualquier elevación del nivel de vibración sobre los admitidos por estas normas supone daños sobre el equipamiento mecánico y reducción de la vida útil de los equipos. El grado de calidad se representa en mm/s. la unidad de desplazamiento de la excentricidad del eje provocado por el desequilibrio de su masa. El grado de calidad de equilibrado comprende la Tabla (3.1) que va desde G0.4 mm/s hasta G4000 mm/s según la norma [10].

Tabla 3. 1 Grados de calidad de balanceo

TIPOS DE ELEMENTO	Calidad de desbalance Grado (G)	$e_{per} * \Omega$ mm/s
Cigüeñales de maquinarias marítimas montados rígidamente con N cilindros.	G4000	4000
Cigüeñales de maquinaria de longitud a 2 ciclos montados rígidamente.	G1600	1600
Cigüeñales de maquinaria de longitud a 4 ciclos montados rígidamente. Cigüeñales montados elásticamente.	G630	630
Cigüeñales de maquinaria automotriz de 4 cilindros a diésel.	G250	250
Cigüeñales de maquinaria automotriz a gasolina	G100	100
Llantas, rines, cigüeñales de maquinaria automotriz de 4 cilindros montados elásticamente C/6 cilindros	G40	40
Partes de maquinarias agrícolas	G16	
Partes de máquinas en plantas de proceso, ventiladores, bombas centrifugas, rotores eléctricos	G6.3	6.3
Turbinas de vapor, turbocompresores	G2.5	2.5
Rectificadoras	G1	1
Giroskopios, rotores de precisión	G0.4	0.4

Fuente: [10]

3.16 Máquinas de equilibrado

La máquina de balanceo determinar la ubicación y la cantidad de masas desequilibradas en un rotor. El rotor está montado en los cojinetes de la máquina y la máquina gira el rotor. Las máquinas de cojinetes blandos miden el desplazamiento de los extremos del rotor y los cojinetes. La máquina mide este desplazamiento y el ángulo de fase, luego calcula el desequilibrio presente, para proporcionan información al operador las correcciones que deben hacerse al rotor mediante la suma o la resta del peso [13].

3.17 Máquinas de equilibrio dinámico

Las máquinas de equilibrado de dos planos, o máquinas de equilibrio dinámico, se utilizan para corregir desequilibrios estáticos y dinámicos. Los dos tipos generales de máquinas de equilibrado dinámico que han recibido la mayor aceptación son la máquina de cojinetes "blandos" o flexibles y la máquina de cojinetes "duros" o rígidos. Si bien realmente no hay diferencia entre los rodamientos utilizados, las máquinas tienen diferentes tipos de suspensiones [13].

3.18 Tipos de máquinas de equilibrado

Las máquinas de equilibrado se clasifican generalmente según el principio empleado, cómo es el desequilibrio, el tipo de máquina, el método de operación, etc. [14]. Como lo indica en la tabla 3.2.

Tabla 3. 2 Tipos de máquinas de equilibrado

PRINCIPIO EMPLEADO	DESEQUILIBRIO INDICADO	ACTITUD DEL EJE DE LA FLECHA	TIPO DE MAQUINA	CLASES DISPONIBLES
Gravedad (no giratoria)	Estático (un plano)	Vertical	Péndulo	No clasificado
		Horizontal	Cuchillo Bordes	
			Sets de rodillos	
Estático (un plano)	Vertical	Rodamiento blando		
		Rodamiento duro		
	Horizontal	Rodamiento blando		

Centrífugo (rotativo)			Rodamiento duro	
	Dinámico (2 planos)	Vertical	Rodamiento blando	II, III
			Rodamiento duro	III, IV
			Rodamiento blando	IV

Fuente: [14],

3.19 Analizador de vibración

El software DigivibeMX M10 es el analizador de vibraciones, están basadas en el Algoritmo FFT, con un rango capaz de medir desde muy bajas velocidades (1 Hz) hasta velocidades superiores a los 10 kHz. La precisión del espectro varía dependiendo de las necesidades, pero puede alcanzar hasta varios millones de líneas de resolución. Su principal función es transformar la señal desde su representación en el dominio del tiempo al dominio de la frecuencia que permite identificar fenómenos como las armónicas, ruido eléctrico, entre otros.

Diseñada para realizar balanceos en campo y sobre bancos de balanceo. El sistema usa un filtro de seguimiento para identificar las rpm en un rango específico, así las pequeñas variaciones en la velocidad no afectan el proceso de balanceo. El rango de la velocidad de balanceo va desde las 60 hasta los 150 000 rpm con una interfaz muy intuitiva los elementos del sistema como señala [7], se pueden observar en la figura 3.12.



Figura 3.12 Elementos del sistema de adquisición de datos Erbesd DigivibeMX 10.

Fuente: [7]

4. METODOLOGÍAS

Al proyecto investigación se aplicó un método de campo, esta modalidad consistió en recolectar información primaria para que el investigador tenga contacto directo y analizar condiciones del proceso de balanceo en situ. Además, hubo una investigación bibliográfica para que el investigador se refiriera a datos técnicos o características de otras maquinarias existentes en el mercado.

Esta investigación tiene como objetivo implementar un método sistemático que facilite la toma de decisiones en la evaluación de conceptos, teniendo en cuenta la estructuración de las relaciones entre cada una de las sub-etapas del diseño conceptual y serie de procedimientos que permiten seguir el proceso de evolución de los requerimientos funcionales de la maquina balanceadora.

4.1 Definiciones preliminares

4.1.1 Determinación de la Fuerza centrífuga

Para el diseño de la maquina es necesario considerar la acción de la fuerza centrífuga máxima cuando el rotor esta desbalanceado, puesto que esta fuerza será considerada en el diseño de las dimensiones de la suspensión y de los elementos por carga dinámica.

Carga alternante

La carga alternante se determina con la ecuación (3.1). Donde, además, se elige como parámetros de cálculo definidos en la tabla 3.1, rev/min de la maquina balanceadora y grado de calidad ISO 1940-1.

$$U_{per} = \mu m * \frac{kg}{radio} \quad (3.1)$$

Longitud de la circunferencia.

Menciona [15], podemos decir que la longitud de una circunferencia es igual a π por el diámetro, está dada por la siguiente ecuación 4.1.

$$L_{circunferencia} = 2\pi R \quad (4.1)$$

Donde:

L= longitud de la circunferencia [mm]

π = Es la relación entre la longitud de una circunferencia y su diámetro en geometría euclidiana.

R= Radio [mm]

Velocidad lineal

Afirma [15] , es aquella cuya dirección es siempre tangente a la trayectoria de la partícula que rota, donde la velocidad lineal se define con la siguiente ecuación 4.2:

$$V = \frac{rev}{s} * L \text{ circunferencia} \quad (4.2)$$

Donde:

V= velocidad lineal [mm/s]

Rev = una vuelta completa de una pieza en un motor

S= segundos [s]

L= longitud de la circunferencia [mm]

Velocidad angular

La velocidad angular es una medida de la velocidad de rotación. Se define como el ángulo girado por una unidad de tiempo y se designa mediante la letra griega ω , se define con la siguiente ecuación 5.3.

Donde:

ω = velocidad angular [rad/s]

V= velocidad lineal[mm/s]

r= radio[mm]

$$\omega = \frac{V}{r} \quad (4.3)$$

Carga estática

Se determina utilizando la ecuación 4.4 de la segunda ley de la mecánica

$$F = m * a \quad (4.4)$$

Donde

F = Fuerza.

m= masa.

a= aceleración.

4.1.2 Determinación de los elementos mecánicos de la máquina.

Sistema de apoyo del rotor en el balero móvil.

Rodamientos

Los rodamientos de bolas son los más comunes y los más utilizados en las aplicaciones del mercado, siendo capaces de soportar cargas axiales y radiales. Su característica principal es la velocidad de giro, siendo esta superior que en otros tipos de rodamientos afirma [16].

En la siguiente ecuación 4.1 viene dada la vida nominal de un rodamiento.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^P \quad (4.5)$$

Si la velocidad es constante, suele ser preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la ecuación 4.2.

$$L_{10h} = \left(\frac{1000000}{60n}\right) \left(\frac{C}{P}\right)^P \quad (4.6)$$

Dónde:

L10 = vida nominal básica, millones de revoluciones

L10h = vida nominal básica horas de funcionamiento

C = capacidad de carga dinámica [kN]

P = carga dinámica equivalente del rodamiento [kN].

n = velocidad de giro [rpm].

p = exponente de la ecuación de la vida [3 para los rodamientos de bolas].

Sistema de sujeción del balero móvil.

Pernos para soportar carga a corte

Los pernos sirven también para resistir cargas al cortante, aunque esta aplicación es más común en el diseño estructural que en el diseño de máquinas. La precarga a tensión en este caso tiene la finalidad de crear elevadas fuerzas de fricción entre los elementos atornillados que pueden resistir la carga por cortante. Por lo que, los pernos siguen cargados a tensión con alta precarga.

Si la fricción en la unión no es suficiente para soportar las cargas de cortante, entonces los pernos quedarán colocados a cortante directo según [17].

El esfuerzo cortante al que está sometido el perno está dado por la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{F_{perno}}{A} = \frac{4 F_{perno}}{\pi D^2} \quad (4.7)$$

Donde:

F_{perno} = fuerza que soporta cada perno

D = diámetro del perno

A = área de corte

La resistencia de fluencia al corte se obtiene de la siguiente ecuación:

$$S_{sy} = 0,577 S_y \quad (4.8)$$

Además, es posible determinar un factor de seguridad a partir de la siguiente ecuación:

$$N = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (4.9)$$

Sistema de transmisión

Transmisión de banda plana.

Se utilizan para transmitir potencia entre dos ejes paralelos. Tales ejes deben estar situados a cierta distancia mínima, dependiendo del tipo de banda utilizada, para trabajar con la mayor eficiencia.

Señal [17], la potencia transmitida por la banda plana está dada por la ecuación 4.12

$$H = \frac{C_p * C_v * F_a * V}{16500 * K_s} \quad (4.10)$$

Dónde:

H = potencia transmitida [Hp]

CP = factor de corrección de la polea

CV = factor de corrección de velocidad

Fa = tensión permisible de la banda [lb]

V = Velocidad de la banda [ft/min]

KS = factor de servicio

Poleas

Según [17], la polea es una rueda plana de metal que gira sobre su eje y sirve para transmitir movimiento en un mecanismo por medio de una correa.

Diámetro máximo de la polea está dado por la ecuación 4.13:

$$D_1 \text{ maximo} = \frac{D_2 * n_2}{N_1} \quad (4.11)$$

Diámetro mínimo de la polea está dado por la ecuación 4.14:

$$d_1 \text{ minimo} = \frac{D_2 * n_2}{N_1} \quad (4.12)$$

Donde:

D_1 = Diámetro de la polea impulsora.

N_1 = Velocidad del motor.

D_2 = Diámetro máximo del eje del rotor.

N_2 = Velocidad a balancear.

Potencia del motor eléctrico.

El cálculo de la potencia del motor eléctrico tiene que ver con el funcionamiento de la máquina, por lo tanto, para el movimiento de los rotores a ser balanceados se requiere una velocidad variable hasta 1800 rpm y el diámetro máximo del rotor es de 0.53m, con un peso de 30 kg. Para el cálculo de la potencia del motor se realizará tomando en cuenta la fuerza necesaria para dar movimiento al rotor a ser balanceado.

Según [17], para el cálculo de la fuerza total requerida en todo el sistema se tomará en cuenta los siguientes factores:

La fuerza producida en los rodamientos F_R es obtenida con la ecuación (4.13) mediante la tensión de la banda plana T_B y el coeficiente de fricción de los rodamientos de bolas μ_R que se encuentran ubicadas en las poleas y en el motor:

$$F_R = n_{\text{rodamientos}} * \mu_R * T_B \quad (4.13)$$

Donde:

- μ_R = El coeficiente de fricción de los rodamientos de bolas.
- μ_B = El coeficiente de fricción de la banda plana.
- T_B = La tensión permisible de la banda plana.

La fuerza producida por la banda plana F_B es obtenida con la ecuación (4.14) mediante el coeficiente de fricción μ_B y la tensión permisible T_B de la banda:

$$F_B = n_{poleas} * \mu_B * T_B \quad (4.14)$$

Donde:

- n =número de poleas
- μ_B = El coeficiente de fricción de la banda plana.
- T_B = La tensión permisible de la banda plana.

La fuerza que existe entre el eje del rotor y los rodamientos está dada por la siguiente ecuación (4.15).

$$F_E = \mu_R * N \quad (4.15)$$

Donde:

μ_R = coeficiente de fricción de los rodamientos

N = la normal producida por el motor

El torque τ , actuado sobre un cuerpo con una determinada fuerza y a un cierto radio esta dado por la ecuación 4.16:

$$\tau = F * R \quad (4.16)$$

Donde:

- F =fuerza total requerida en el sistema
- R = Radio

La potencia P transmitida a un cuerpo por un torque y una velocidad angular está dada por la siguiente ecuación (4.17):

$$P = \tau * \omega \quad (4.17)$$

Donde

- τ = torque
- ω = velocidad angular

4.1.3 Determinación del factor de seguridad

El coeficiente de seguridad es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido, se determina el factor de seguridad según la siguiente ecuación 4.18, [18] afirma:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (4.18)$$

Donde:

S_y = Limite elástico del material

σ = Esfuerzo máximo

4.2 Memoria de cálculo y dimensionamiento de la balaceadora

Se toma el siguiente proceso para el dimensionamiento:

4.2.1 Datos para el cálculo

Para el cálculo y dimensionamiento de los componentes se requiere primeramente datos preliminares los cuales se obtiene según las especificaciones técnicas de la empresa MECANELECTRIC que se encuentran en la tabla 4.1.

Tabla 4.1 Especificaciones de la máquina de balanceo dinámico con capacidad de 30 kg

Descripción	Especificación
Peso máximo admisible del rotor	30 kg.
Diámetro máximo del rotor	533 mm
Sistema soporte del rotor	Por rodamientos
Diámetro máximo de la flecha	75 mm
Velocidad de balanceo	250 rpm en adelante
Distancia más corta entre soportes	12 mm
Distancia más larga entre soportes	500 mm
Tipo de transmisión	Por banda
Potencia transmitida	1 HP

Dimensionamiento y selección del fleje del balero móvil

El dimensionamiento del fleje se lo realizó mediante el siguiente plan:

1. Se toma en cuenta el acero AISI 304 de 85 mm de largo x 30 mm ancho con un espesor de 0.40 mm, es un acero comercial con excelentes propiedades mecánica como lo indica la tabla 5.1.
2. Diseño funcional del fleje con el material especificado en un software de simulación para obtener un mejor resultado de posicionamiento en la balanceadora.
3. Realización de análisis de cargas en el software de simulación para 30 kg para mayor eficiencia.
4. Análisis de los resultados de la simulación
5. Selección del material a usar en el fleje.

Dimensionamiento y selección del balero móvil

El dimensionamiento del balero móvil se lo realizó mediante el siguiente plan:

1. Se toma en cuenta al Aluminio 7020 (aluminio – Zinc), debido a su alta resistencia y ligereza. Esta característica permite que la inercia del sistema oscilante sea fácil de romper. Permitiendo el balanceo tanto con rotores o ventiladores de poco peso.
2. Diseño funcional del balero móvil con el material especificado en un software de simulación para obtener un mejor resultado de posicionamiento en la balanceadora.
3. Realización de análisis de cargas en el software de simulación para 30 kg para mayor eficiencia.
4. Análisis de los resultados de la simulación
5. Selección del material a usar en el balero móvil.

Dimensionamiento y selección del balero fijo

El dimensionamiento del balero fijo se lo realizó mediante el siguiente plan:

1. Se toma en cuenta la solicitud inicial de la empresa de utilizar un acero de construcción ASTM A-36 de 390 mm de largo x 150 mm ancho con un espesor de 30 mm, que es un acero comercial con excelentes propiedades mecánica como lo indica la tabla 5.1.
2. Diseño funcional de la estructura con el material especificado en un software de simulación para obtener la ubicación y posicionamiento de cada uno de los elementos de la balanceadora.
3. Realización de análisis de cargas en el software de simulación para 30 kg para mayor eficiencia.

4. Análisis de los resultados de la simulación
5. Selección del material a usar en el balero fijo.

Dimensionamiento y selección del pedestal

El dimensionamiento del pedestal se lo realizó mediante el siguiente plan:

1. Se toma en cuenta la solicitud inicial de la empresa de utilizar un acero de construcción ASTM A-36 de 405 mm de largo x 250 mm ancho con un espesor de 10 mm, que es un acero comercial con excelentes propiedades mecánicas como lo indica la tabla 5.1.
2. Diseño funcional de la estructura con el material especificado en un software de simulación para obtener la ubicación y posicionamiento de cada uno de los elementos de la balanceadora.
3. Realización de análisis de cargas en el software de simulación para 30 kg para mayor eficiencia.
4. Análisis de los resultados de la simulación
5. Selección del material a usar para en el pedestal.

Dimensionamiento y selección del tipo de rodamiento

Para la selección apropiada del rodamiento se consideró el siguiente plan:

1. Investigación sobre los tipos de rodamientos y sus aplicaciones.
2. Clasificación de los tipos de rodamientos.
3. Capacidad de carga dinámica, velocidad de giro requerida, duración, lubricación y mantenimiento
4. Cálculo vida nominal básica y vida nominal básica en horas de funcionamiento de los rodamientos mediante las ecuaciones 4.5,4.6.
5. Con el análisis y el cálculo realizado seleccionar el rodamiento indicado.

Dimensionamiento y selección de los pernos de sujeción del balero móvil

Para la selección apropiada del perno se consideró el siguiente plan:

6. Investigación sobre los tipos de pernos para sujeción y sus aplicaciones.
7. Clasificación de los tipos de pernos.
8. Capacidad de carga dinámica.
9. Material base para la fijación.
10. Cálculo al esfuerzo cortante al que está sometido el perno, La resistencia de fluencia al corte, factor de seguridad con las ecuaciones 4.7,4.8,4.9.
11. Con el análisis y el cálculo realizado seleccionar el perno indicado.

Dimensionamiento y selección de la transmisión de banda plana.

Para el dimensionamiento de la transmisión de la banda plana se seguirá la siguiente metodología:

- Tipo de banda que necesitamos para la transmisión de movimiento del del turbocompresor a ser balanceados, tomando en cuenta el material y el espesor de acuerdo a la utilización.
- Eficiencia, ruido y la absorción de la vibración torsional del sistema como objeto de estudio
- Investigación sobre la eficiencia de la banda plana.
- Investigación en catálogos sobre la resistencia en función de su espesor
- Cálculo de la potencia transmitida por la banda plana con la ecuación 4.10.
- Con el análisis y el cálculo realizado seleccionar el espesor y diámetro adecuado de la banda plana.

Dimensionamiento y selección de las poleas

Para el dimensionamiento de la polea se consideró el siguiente plan:

1. Para el diseño de las poleas hay que tomar en cuenta las siguientes condiciones: el diámetro máximo y mínimo de los rotores a ser balanceados, la velocidad a balancear y las velocidades que encontramos en los motores que existen en el mercado.
2. Investigación sobre el dimensionamiento de la polea y como interpretarla
3. Investigación en catálogos sobre la resistencia mecánica de las poleas en función al movimiento de transmisión.
4. Cálculo del diámetro mínimo y máximo de la polea mediante las ecuaciones 4.11,4.12.
5. Con el análisis y el cálculo realizado seleccionar el diámetro adecuado de la polea.

Dimensionamiento y selección del motor eléctrico.

Para la selección apropiada del motor eléctrico se consideró el siguiente plan:

1. Tomando en cuenta la potencia del motor eléctrico tiene que ver con el funcionamiento de la máquina, por lo tanto, para el movimiento de los rotores a ser balanceados se requiere una velocidad variable hasta 1800 rpm.
2. Investigación en catálogos sobre las dimensiones y potencias de los motores.
3. Cálculo para la potencia del motor eléctrico se realizará tomando en cuenta la fuerza necesaria para dar movimiento al eje del rotor a ser balanceado con las siguientes ecuaciones 4.13,4.14,4.15,4.16,4.17.
4. Con el análisis y el cálculo realizado seleccionar el motor adecuado para la máquina.

5. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Una vez recopilado los datos y analizado, se inició con diseño e implementación de los diferentes elementos que conforman el sistema de la balanceadora dinámica, también se realizan las pruebas de funcionamiento de la máquina.

5.1 Diseño de los elementos mecánicos de la máquina de balanceo.

Para el diseño del equipo es necesario considerar la acción centrífuga de un rotor desbalanceado en condiciones de alta severidad. Para lo cual se guiará por:

- El grado de desbalanceo según la tabla 3.1, según la clasificación es G6.3. debido a las altas velocidades con la que trabaja un grado de desbalance superior sería destructivo. Además, esto se comprobó con la experiencia de los operarios de la Empresa.
- Seleccionamos el grado de tolerancia de desbalance, con una velocidad de operación promedio de 1800 RPM (dato obtenido de los técnicos de MECANELECTRIC de acuerdo a la experiencia en campo).

5.1.1 Determinación de la fuerza centrífuga

Carga alternante

La carga alternante se determina con la ecuación (3.1).

$$U_{per} = \mu m * \frac{kg}{radio} \rightarrow \frac{25 \mu m}{266,5 mm} (30 kg) = 2.81 gr$$

La longitud de la circunferencia está dada por la siguiente ecuación 4.1:

$$L_{circunferencia} = 2\pi R = 2 * \pi * 266,5 mm = 1674,46 mm$$

Donde la velocidad lineal se define con la siguiente ecuación 4.2:

$$V = \frac{rev}{s} * L_{circunferencia}$$

$$V = \frac{rev}{s} * r = \frac{1800}{60} * 1674,46 mm = 50233,8 mm/s$$

La velocidad angular se define con la siguiente ecuación 4.3.

$$\omega = \frac{V}{r}$$

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{50233,8 \text{ mm/s}}{266,5 \text{ mm}} = 188,49 \text{ rad/s}$$

Se considera la fuerza en ambos planos iguales para esta condición con la siguiente ecuación:

$$F_{1F} = F_{2F} = \frac{l_2}{L} mr\omega^2 = 0,00281 \text{ kg} * 0,2665 \text{ m} * 188,49^2 = 26,60 \text{ N}$$

Ya que la fuerza de desbalance calculada se aplica en los rodamientos vectorialmente. Como se indica en la figura 4.7:

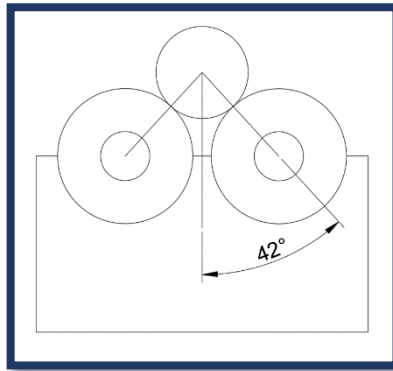


Figura 5.1 Aplicación de las cargas sobre los rodamientos

$$F_{1F} = F_{2F} = 26,60 \text{ N} \cos(42^\circ) = 19,76 \text{ N}$$

Carga estática

La carga estática se determina con la siguiente ecuación 4.4.

$$F_{1s} = F_{2s} = \frac{l_2}{L} \cdot ma$$

$$F_{1s} = F_{2s} = \frac{0,2665 \text{ m}}{0,5 \text{ m}} \times 30 \text{ Kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2 = 156,70 \text{ [N]}$$

$$F_{1s} = F_{2s} = 156,70 \text{ [N]} \times \cos(42^\circ) = 116,45 \text{ [N]}$$

La reacción máxima que soporta el balero está dada por la ecuación:

$$F_{1max} + F_{2max} = 26,60 \text{ N} + 116,45 \text{ N} = 143,07 \text{ [N]}$$

Una vez determinadas las cargas aplicadas se define un proceso para el análisis de la estructura. Tomando como punto de partida el examen de los diferentes componentes que constituyen el equipo desde el punto donde se origina la fuerza de desbalance hasta la sujeción.

5.2 Modelado de la Estructura

Para realizar el análisis estructural de la balancadora, se lo realiza mediante el método de elementos finitos en donde, el elemento principal es fraccionado en elementos más pequeños analizándolos individualmente. El método de elementos finitos es un procedimiento aproximado y su precisión depende del número y de la forma de elementos fraccionados.

Para el análisis en el software CAD-CAE se procede a elegir el sistema de unidades a usar el cual será N, m, C (sistema internacional, S.I.). Ya establecida las unidades se procede a ingresar el archivo definitivo en 3 dimensiones de la estructura, respetando las mismas unidades mencionadas anteriormente, a continuación, se muestra un esquema de el modelado en la figura 5.2.

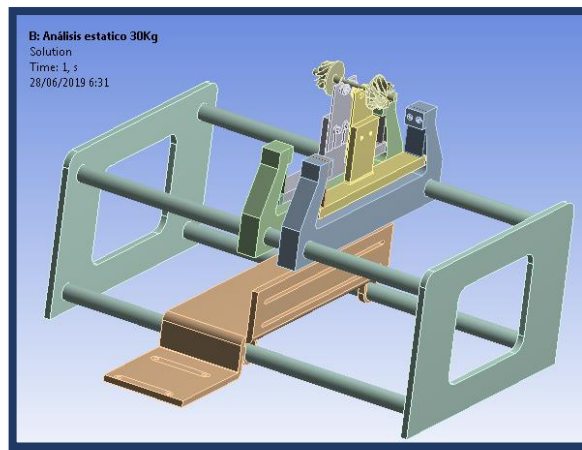


Figura 5.2 Geometría de la balancadora dinámica

Para obtener una mayor precisión en los resultados disminuyendo al máximo el coste computacional, utilizamos una malla fina en las regiones cercanas a la unión donde esperamos tener grandes gradientes de tensiones y deformaciones, mientras que, en las zonas lejanas a la unión, donde existen pequeños gradientes de tensiones, usaremos una malla mucho más gruesa. Este modelo permite aumentar la precisión en las zonas próximas a la conexión, que son el objeto de nuestro estudio como de muestra en la figura 5.3.

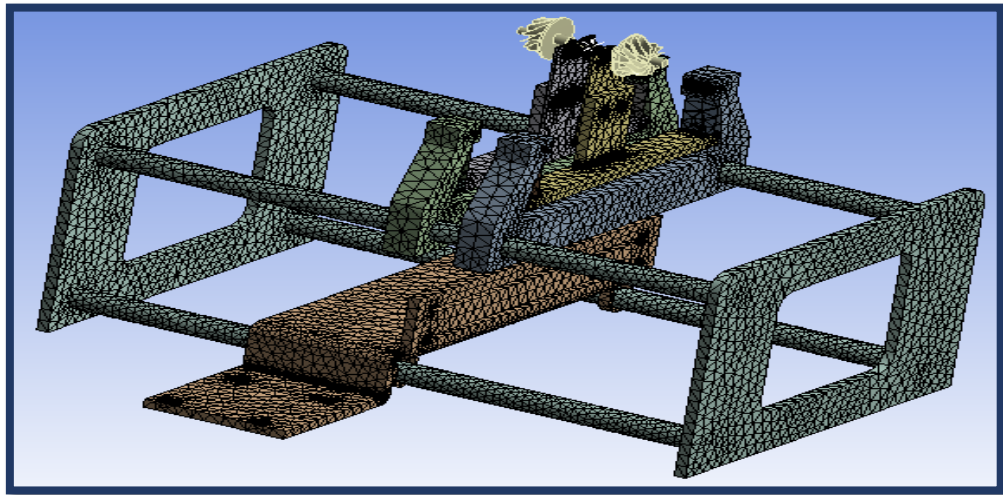


Figura 5.3 Control de mallado

5.3 Análisis de Esfuerzos de los elementos principales.

5.3.1 Diseño del fleje del balero móvil

Los flejes del balero móvil fueron maquinados de acero inoxidable AISI 304

el cual se encuentra disponible en el mercado nacional, con las siguientes propiedades mecánicas como se detalla en la tabla 5.1.

Tabla 5.1 Propiedades del Acero Inoxidable AISI 304

Elemento: fleje del balero móvil	Material: Acero Inoxidable AISI 304
	Propiedades (Mpa)
Resistencia última	$S_u = 517$
Resistencia de fluencia	$S_y = 205$
Módulo de elasticidad	$E \text{ (GPa)} = 173$

Análisis de deformación

Permite cuantificar la deformación de los elementos con una aplicación de la carga de 30kg, el modelo sufrió un desplazamiento máximo $7,1556e-5$ m y el desplazamiento mínimo $5,6903e-5$ m como se puede observar en la figura 5.4.

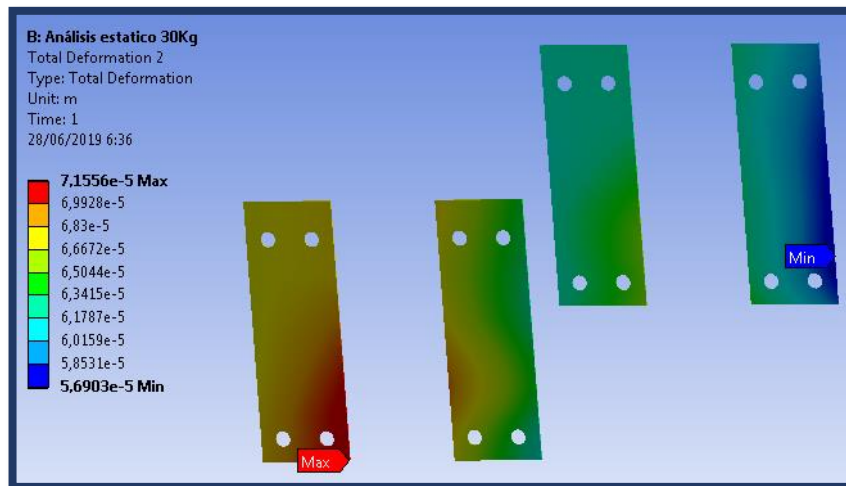


Figura 5.4 Resultado del analisis de desplazamineto

Los resultados del análisis demuestran que las dimensiones son óptimas, dado que el desplazamiento que existe es despreciable.

Análisis de los esfuerzos

En la figura 5.5 se tienen los resultados del análisis de la resistencia mecánica para el material acero inoxidable AISI 304, los valores resultantes en cuanto al esfuerzo de Von Mises, siendo el mínimo 12575 (Pa) y el máximo, presente en unos pocos puntos del elemento de 4,6606e7 (Pa), no supera el esfuerzo de 170 Mpa, por tanto, cumple de manera satisfactoria con los requerimientos del elemento.

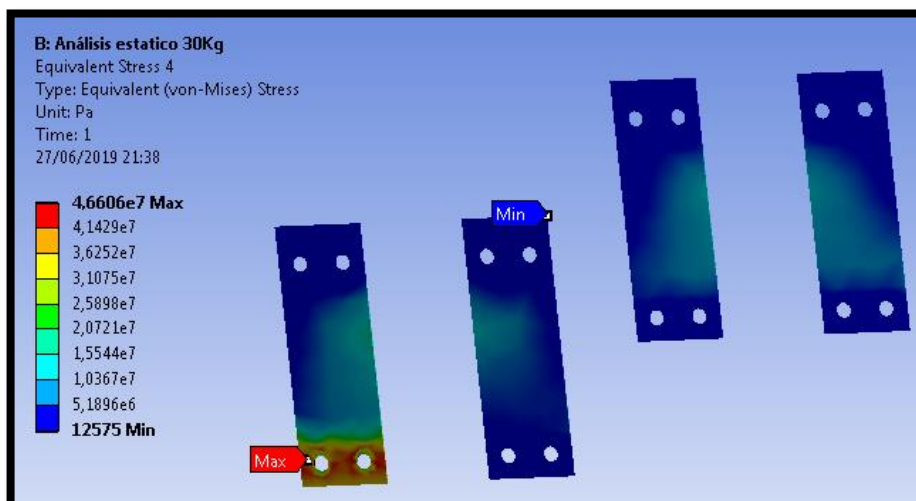


Figura 5.5 Resultado análisis de falla según la teoría de Von Mises

En la figura 5.6 se observa que el factor mínimo de seguridad es de 4.42, el cual presenta en toda la superficie del fleje, lo cual permite concluir que el diseño es óptimo para su funcionamiento.

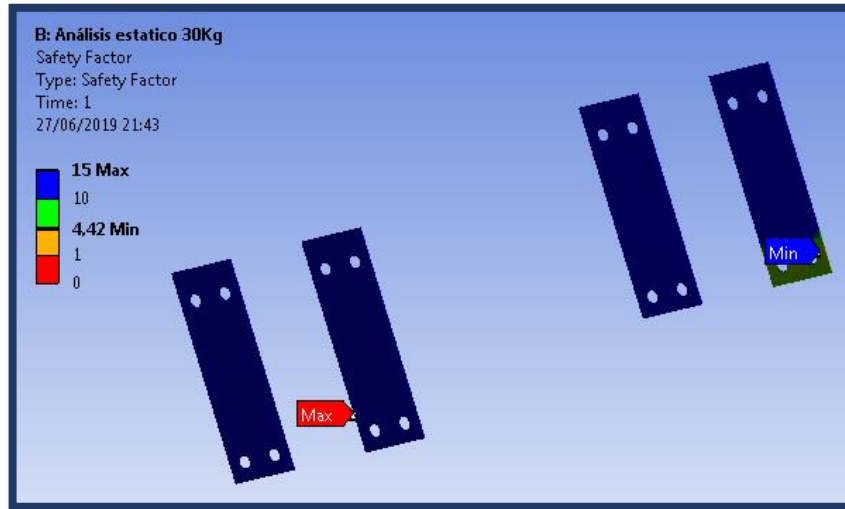


Figura 5.6 Resultado de Análisis, Factor de seguridad

Cálculos factor de seguridad

Mediante la ecuación 4.18 se determina el factor de seguridad.

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

Donde:

S_y = Limite elástico del material

σ =Esfuerzo máximo


$$N = \frac{205 \text{ Mpa}}{46,606 \text{ Mpa}} = 4.39$$

Con un factor de seguridad de 4,42 este valor determina la capacidad de carga de la maquinaria en 30 kg. Permitiendo el balanceo de equipos superiores a las antes mencionadas.

Datos obtenidos luego de la simulación

A continuación, se presentan los datos obtenidos en el software CAD - CAE en la simulación como se muestra en la tabla 5.2.

Tabla 5.2 Resultados obtenidos

Fleje del balero móvil	
Deformación	7,1556e-5 m
Tensión Von Mises	46,606 MPa
Factor de seguridad simulación	4,42
Factor de seguridad calculado	4,39

5.3.2 Diseño del balero móvil

El balero móvil fue maquinado con Aluminio 7020 (aluminio – Zinc) con las siguientes propiedades mecánicas como se detalla en la tabla 5.3.

Tabla 5.3 Propiedades del Aluminio 7020

Elemento: Balero	Material: Aluminio 7020 (aluminio – Zinc)
	Propiedades (Mpa)
Resistencia última	$S_u=350$
Resistencia de fluencia	$S_y=290$
Límite de fatiga	$S_e=300$
Modulo elástico	$E \text{ (MPa)} =72.000$

Análisis en deformación

Permite cuantificar la deformación de los elementos con una aplicación de la carga de 30kg, el modelo sufrió un desplazamiento máximo 0,00013852 m y el desplazamiento mínimo 4,8467e-5 m como se puede observar en la figura 5.7.

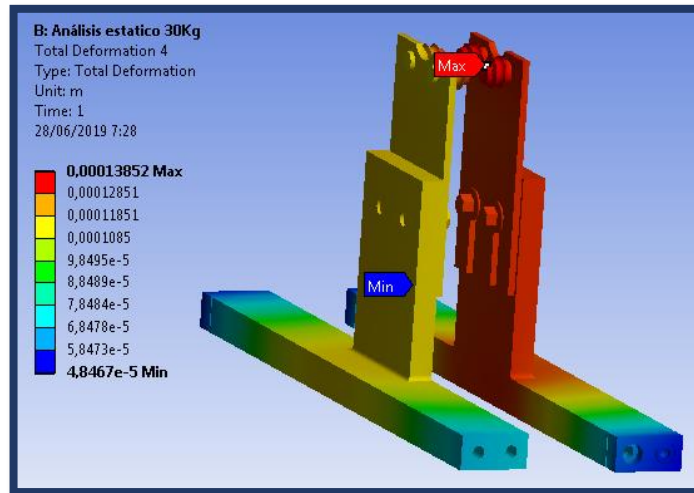


Figura 5.7 Resultado del análisis de desplazamiento

Los resultados del análisis demuestran que las dimensiones son las correctas, dado que el desplazamiento que existe es despreciable.

Análisis de los esfuerzos

En la figura 5.8, se tienen los resultados del análisis de la resistencia mecánica, el material utilizado para este dispositivo es la aleación de aluminio. Debido a su alta resistencia y ligereza. Esta característica permite que la inercia del sistema oscilante sea fácil de romper. Aluminio 7075, los valores resultantes en cuanto al esfuerzo de Von Mises, siendo el mínimo 69,294 (Pa) y el máximo, presente en unos pocos puntos del elemento de $2,7035e7$ (Pa), no supera el esfuerzo de 450 Mpa, por tanto, cumple de manera satisfactorias con los requerimientos del elemento.

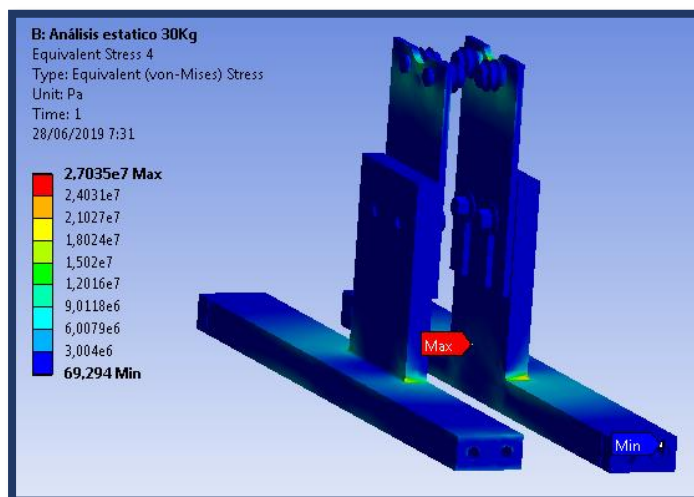


Figura 5.8 Resultado análisis de falla según la teoría de Von Mises

En la figura 5.9 se observa que el factor mínimo de seguridad es de 10.357, el cual presenta en toda la superficie del fleje, lo cual permite concluir que el diseño es óptimo para su funcionamiento.

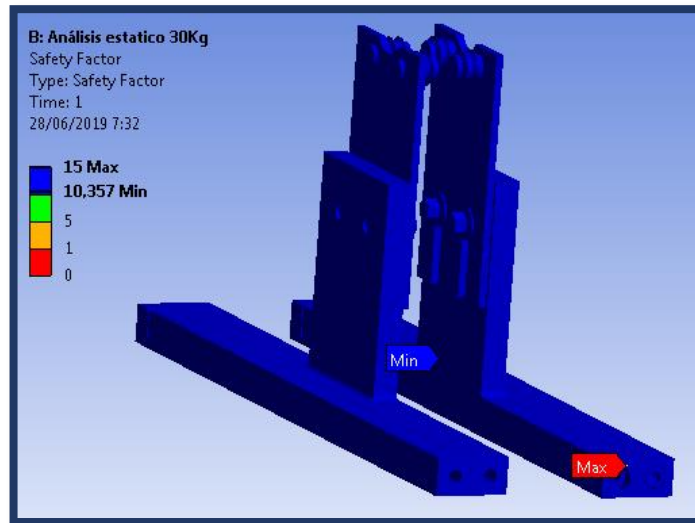


Figura 5.9 Resultado de Análisis, Factor de seguridad

Cálculos factor de seguridad

Mediante la ecuación 4.18 se determina el factor de seguridad.

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

Donde:

S_y = Limite elástico del material

σ =Esfuerzo máximo

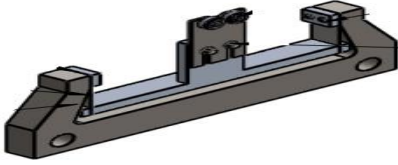
$$N = \frac{290Mpa}{27,035 Mpa} = 10,72$$

Con un factor de seguridad de 10,72 este valor determina la capacidad de carga de la maquinaria en 30 kg. Permitiendo el balanceo de equipos superiores a las antes mencionadas.

Datos obtenidos luego de la simulación

A continuación, se presentan los datos obtenidos en el software CAD - CAE en la simulación como se muestra en la tabla 5.4.

Tabla 5.4 Resultados obtenidos

Balero móvil	
Deformación máxima	0,00013852 m
Tensión Von Mises	27,035 MPa
Factor de seguridad simulación	10,35
Factor de seguridad calculado	10,72

5.3.3 diseño del balero fijo

El balero fijo fue maquinado con el material acero ASTM A-36 con las siguientes propiedades mecánicas como se detalla en la tabla 5.5.

Tabla 5.5 Propiedades del acero ASTM A-36

Elemento: Balero Fijo	Material: Acero ASTM A-36
	Propiedades (Mpa)
Resistencia última	$S_u=400$
Resistencia de fluencia	$S_y=248$
Límite de fatiga	$S_e=185$
Modulo elástico	$E \text{ (GPa)} =200$

Análisis en deformación

Permite cuantificar la deformación de los elementos con una aplicación de la carga de 30kg, el modelo sufrió un desplazamiento máximo 0,00013852 m y el desplazamiento mínimo $4,8467e-5$ m como se puede observar en la figura 5.10

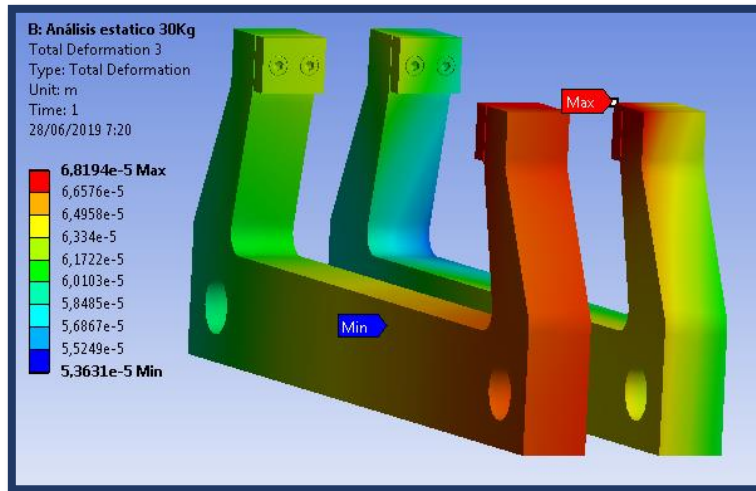


Figura 5.10 Resultado del análisis de desplazamiento

Los resultados del análisis demuestran que las dimensiones son las correctas, dado que el desplazamiento que existe es despreciable.

Análisis de los esfuerzos

En la figura 5.11 se tienen los resultados del análisis de la resistencia mecánica para el material Acero ASTM A-36, los valores resultantes en cuanto al esfuerzo de Von Mises, siendo el mínimo 141.48 (Pa) y el máximo, presente en unos pocos puntos del elemento de 2,9619e6 (Pa), no supera el esfuerzo de 248 Mpa, por tanto, cumple de manera satisfactoria con los requerimientos del elemento.

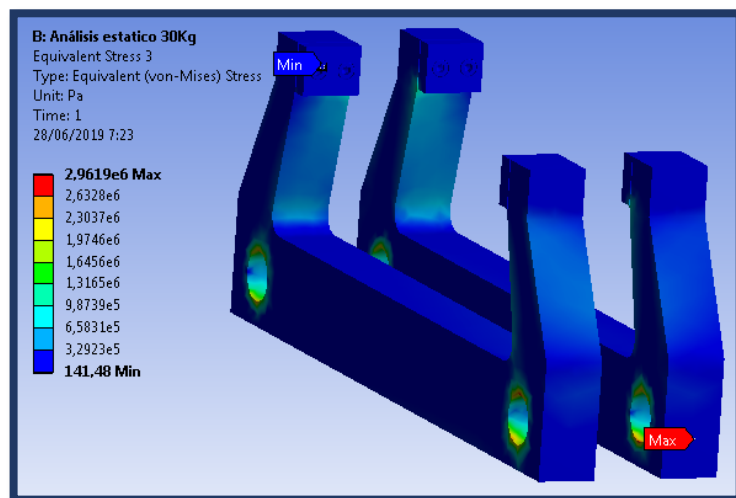


Figura 5.11 Resultado análisis de falla según la teoría de Von Mises

En la figura 5.12 se observa que el factor mínimo de seguridad es de 15, el cual presenta en toda la superficie del fleje, lo cual permite concluir que el diseño es óptimo para su funcionamiento.

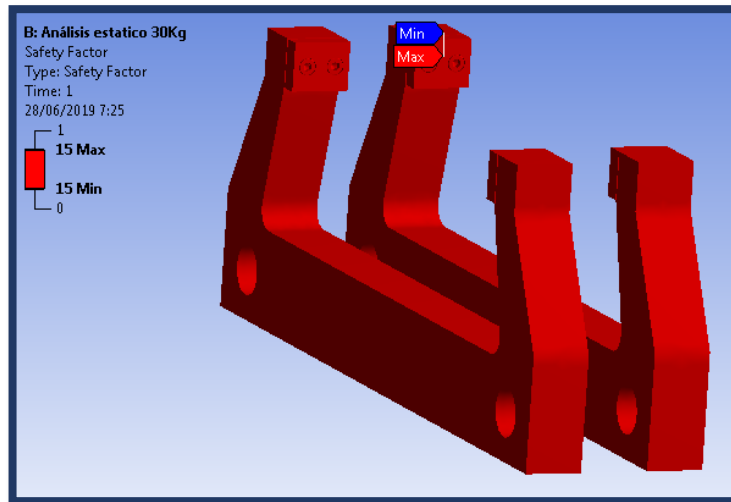


Figura 5.12 Resultado de Análisis, Factor de seguridad

Cálculos factor de seguridad

Mediante la ecuación 4.18 se determina el factor de seguridad.

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

Donde:

S_y = Limite elástico del material

σ =Esfuerzo máximo

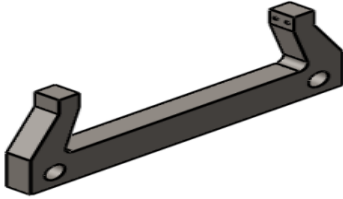
$$N = \frac{248 \text{ Mpa}}{2,96 \text{ Mpa}} = 83,78$$

Con un factor de seguridad de 83.78 este valor determina la capacidad de carga de la maquinaria en 30 kg. Permitiendo el balanceo de equipos superiores a las antes mencionadas.

Datos obtenidos luego de la simulación

A continuación, se presentan los datos obtenidos en el software CAD - CAE en la simulación como se muestra en la tabla 5.6.

Tabla 5.6 Resultados obtenidos

Balero fijo	
Deformación máxima	0,00013852 m
Tensión Von Mises	2,96 MPa
Factor de seguridad simulación	15
Factor de seguridad calculado	83,78

5.3.4 Diseño del pedestal

El pedestal fue maquinado con el material acero ASTM A-36 con excelentes propiedades mecánicas como se detalla en la tabla 5.5.

Análisis en deformación

Permite cuantificar la deformación de los elementos con una aplicación de la carga de 30kg, el modelo sufrió un desplazamiento máximo $6,6916 \times 10^{-5}$ m y el desplazamiento mínimo 0 como se puede observar en la figura 5.13.p

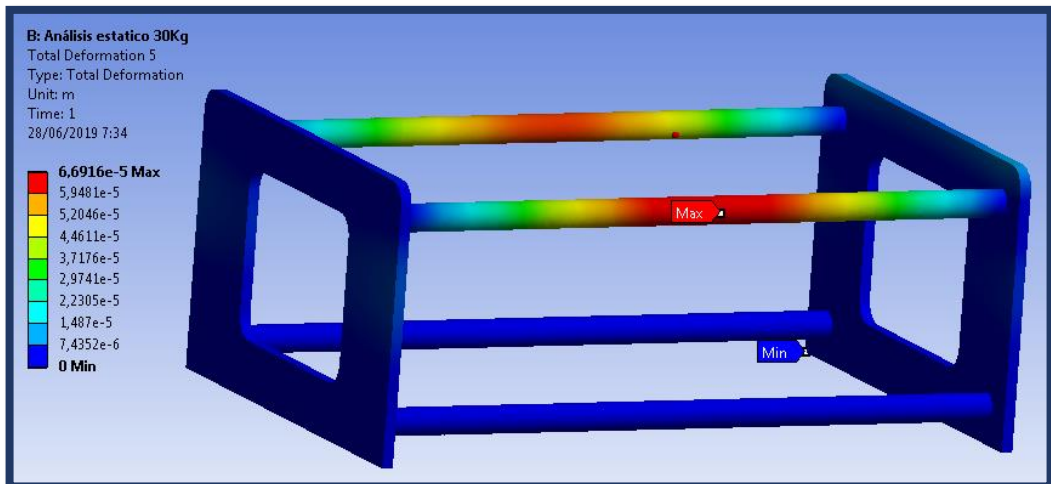


Figura 5.13 Resultado del analisis de desplazamineto

Los resultados del análisis demuestran que las dimensiones son las correctas, dado que el desplazamiento que existe es despreciable.

Análisis de los esfuerzos

En la figura 5.14, se tienen los resultados del análisis de la resistencia mecánica para el material Acero ASTM A-36, los valores resultantes en cuanto al esfuerzo de Von Mises, siendo el mínimo 1840.6 (Pa) y el máximo, presente en unos pocos puntos del elemento de $8,1597e6$ (Pa), no supera el esfuerzo de 248 Mpa, por tanto, cumple de manera satisfactoria con los requerimientos del elemento.

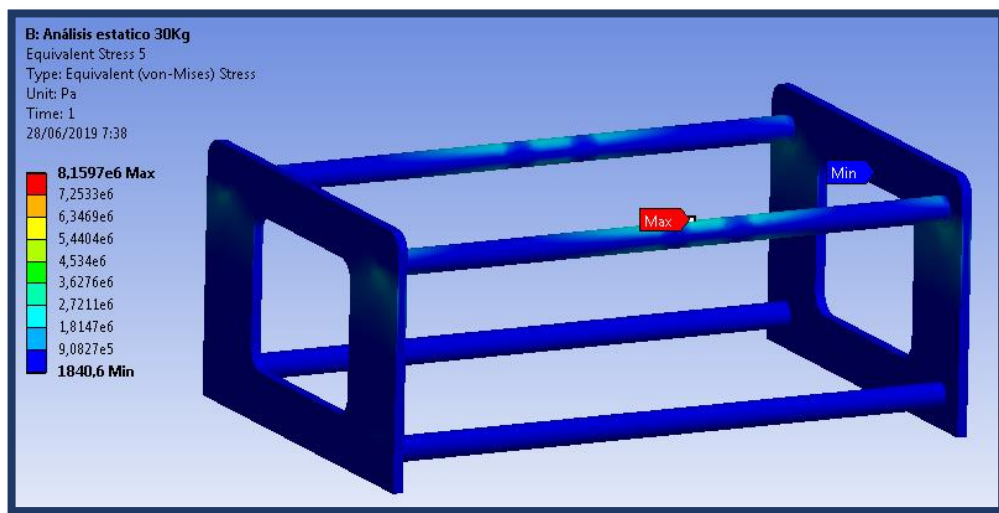


Figura 5.14 Resultado análisis de falla según la teoría de Von Mises

En la figura 5.15 se observa que el factor mínimo de seguridad es de 15, el cual presenta en toda la superficie del fleje, lo cual permite concluir que el diseño es óptimo para su funcionamiento.

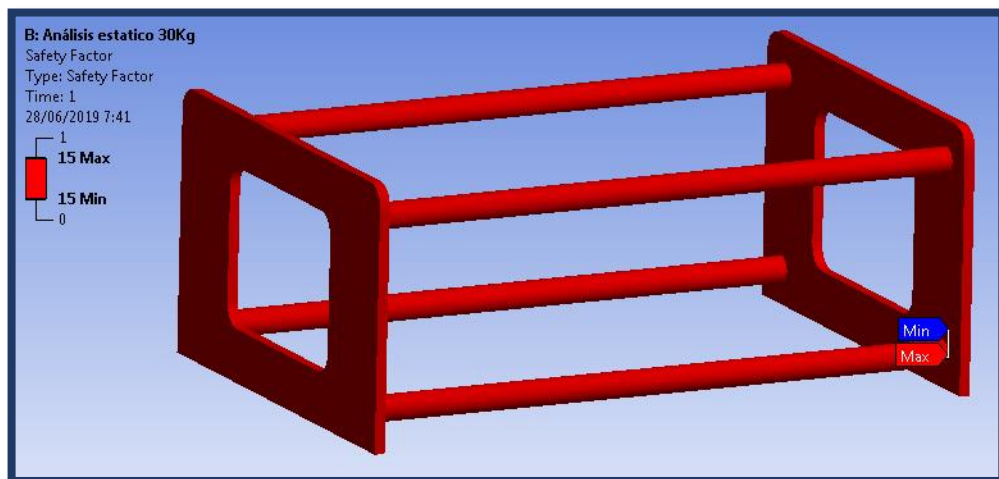


Figura 5.15 Resultado de análisis, Factor de seguridad

Cálculos factor de seguridad

Mediante la ecuación 4.18 se determina el factor de seguridad.

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

Donde:

S_y = Limite elástico del material

σ =Esfuerzo máximo

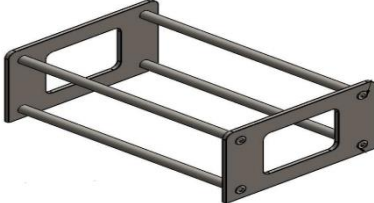
$$N = \frac{248 \text{ Mpa}}{8,16 \text{ Mpa}} = 30,39$$

Con un factor de seguridad de 30,39 este valor determina la capacidad de carga de la maquinaria en 30 kg. Permitiendo el balanceo de equipos superiores a las antes mencionadas.

Datos obtenidos luego de la simulación

A continuación, se presentan los datos obtenidos en el software CAD - CAE en la simulación como se muestra en la tabla 5.7.

Tabla 5.7 Resultados obtenidos

Pedestal	
Deformación máxima	6,6916e-5 m
Tensión Von Mises	8,16 MPa
Factor de seguridad simulación	15
Factor de seguridad calculado	30,39

5.4 Comprobación del diseño del sistema del ensamble total en el software CAD-CAE

Ensamblar todos los componentes permite determinar, de manera general, la capacidad del equipo. Y como el Factor de seguridad en conjunto influye en las características de la máquina.

5.4.1 Análisis en deformación

Permite cuantificar la deformación de los elementos con una aplicación de la carga de 30kg, el modelo sufrió un desplazamiento máximo 0.00013852 m y el desplazamiento mínimo 0 como se puede observar en la figura 5.16.

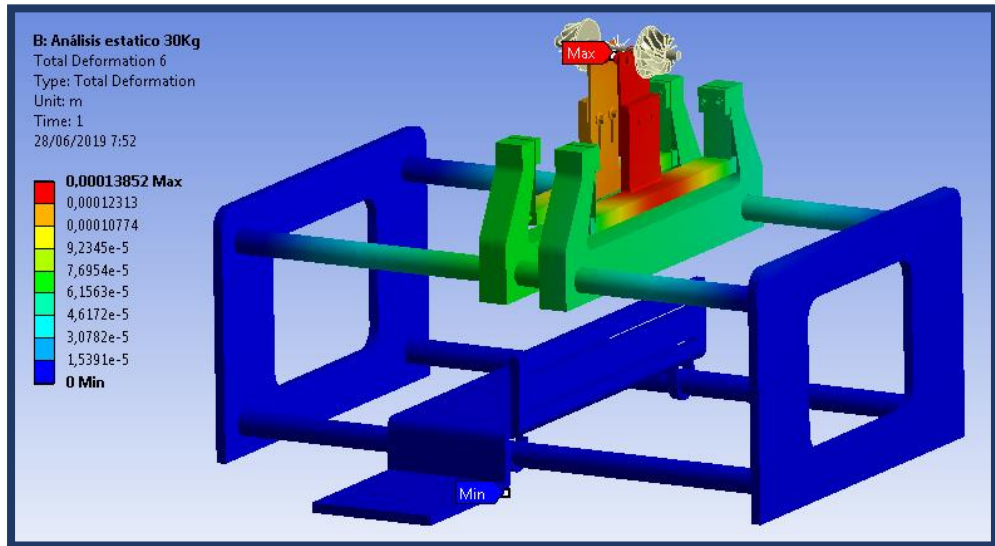


Figura 5.16 Resultado del análisis de desplazamiento

Los resultados del análisis demuestran que las dimensiones son las correctas, dado que el desplazamiento que existe es despreciable.

5.4.2 Análisis de los esfuerzos

En la figuras 5.17 y 5.18 se tienen los resultados del análisis de la resistencia mecánica para el ensamble total, los valores resultantes en cuanto al esfuerzo de Von Mises, siendo el mínimo 69.294 (Pa) y el máximo ,presente en unos pocos puntos del elemento de 4.6606e7 (Pa), no supera el esfuerzo de 248 Mpa, por tanto cumple de manera sobredimensionada con los requerimientos del elemento ,además presenta un factor de seguridad de 15,lo que es casi 3 veces más el factor estándar de diseño utilizando generalmente de 3.

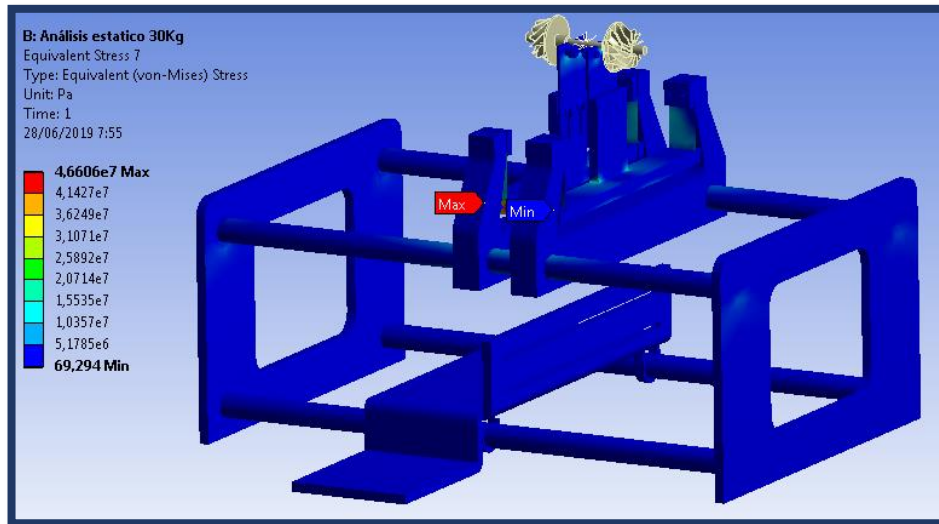


Figura 5.17 Resultado análisis de falla según la teoría de Von Mises

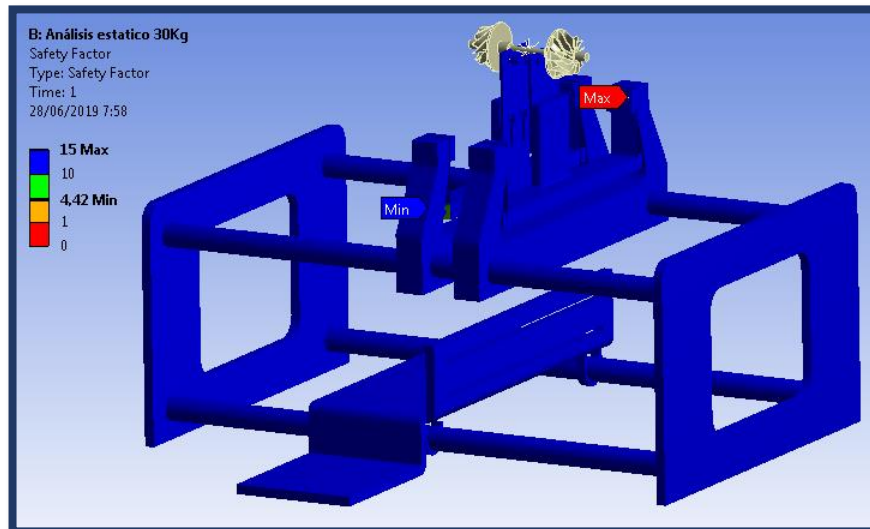


Figura 5.18 Resultado de análisis, Factor de seguridad

Se evidencia que el factor de seguridad es alto. Sin embargo, el componente que es más propenso a una falla por fatiga son las placas del balero móvil. A pesar de esto, cumple las especificaciones previamente establecidas. Con un factor de seguridad de 3 este valor determina la capacidad de carga de la maquinaria en 30 kg. Permitiendo el balanceo de equipos superiores a las antes mencionadas.

5.4 Selección de rodamientos

Para seleccionar el rodamiento necesario para la carga aplicada. Se procede al cálculo de la vida nominal básica. Se utiliza una carga fluctuante radial máxima 19.76 N, con un ángulo de aplicación de 42°. Considerando un rodamiento 6200 SKF cuyas características básicas se puede obtener en el anexo 22 respectivamente y en la tabla 5.8.

Tabla 5.8 Datos técnicos rodamientos

DIMENSIONES PRINCIPALES	
D	10 mm
D	30 mm
B	9 mm
Capacidad de carga dinámica	5070 N
Velocidad nominal	36000 rpm

La vida nominal básica se define con la siguiente ecuación 4.5:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{5070}{294}\right)^3 = 5128.39 \text{ millones de revoluciones}$$

vida nominal básica horas de funcionamiento se define con la siguiente ecuación 4.6:

$$L_{10h} = \left(\frac{1000000}{60 (1800)}\right) \left(\frac{5400}{294}\right)^3 = 47485.09 \text{ horas}$$

Las horas de funcionamiento se determinan en 47485. se establece un factor de seguridad de 3 para el diseño definida en la relación de carga aplicada al elemento y la capacidad de carga dinámica del dispositivo seleccionado.

$$S_o = \left(\frac{C_o}{P_o}\right) = \left(\frac{5070}{294}\right) = 17$$

El S_o o factor de seguridad de 17 satisfacen las condiciones preestablecidas en los requerimientos de diseño.

5.5 Selección de pernos

5.5.1 Selección de pernos para el fleje del balero móvil

Con esta selección se puede determinar si los pernos pueden soportar cargas a corte, para ello calculamos el esfuerzo cortante al que está sometido el perno, con la ecuación 4.1.

Para la selección de los pernos tomaremos en cuenta el peso del rotor (cargas a corte). Los pernos seleccionados son:

- 8 pernos inoxidables M5 x 25 mm
- El peso del rotor es de: 294 N
- Factor de seguridad: 3

$$\tau = \frac{F_{perno}}{A} = \frac{4 F_{perno}}{\pi D^2}$$

La fuerza de ruptura por peso es de:

$$F_r = 294 \text{ N}$$

$$F_{perno} = \frac{F_r}{N^{\circ} \text{ pernos}}$$

$$F_{perno} = \frac{294}{8}$$

$$F_{perno} = 36.75 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante se obtiene con la ecuación 4.5:

$$\tau = \frac{4 F_{perno}}{\pi D^2}$$

$$\tau = \frac{4 * 36.75}{\pi * 0,005^2}$$

$$\tau = 1.87 * 10^6 \text{ pa}$$

La resistencia de fluencia al corte se obtiene de la ecuación 4.6.

$$S_{sy} = 0,577 S_y$$

$$S_{sy} = 0,577 * 420 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 242,34 \text{ Mpa}$$

Además, es posible determinar un factor de seguridad a partir de la ecuación 4.7:

$$N = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$N = \frac{242,34 \text{ Mpa}}{1.87 \text{ Mpa}}$$

$$N = 129$$

Es decir, los pernos que se ha seleccionado van a resistir cargas a corte.

5.5.2 Selección de pernos para sujeción de los rodamientos

Para la selección de los pernos tomaremos en cuenta el peso del rotor (cargas a corte). Los pernos seleccionados son:

4 pernos inoxidables 5/16 x 1/4 in

El peso del rotor es de: 294 N

Factor de seguridad: 2

$$\tau = \frac{F_{perno}}{A} = \frac{4 F_{perno}}{\pi D^2}$$

La fuerza de ruptura por peso es de:

$$F_r = 98 N$$

$$F_{perno} = \frac{F_r}{N^{\circ} pernos}$$

$$F_{perno} = \frac{294}{4}$$

$$F_{perno} = 73.5 N$$

El esfuerzo cortante se obtiene con la ecuación 4.7:

$$\tau = \frac{4 F_{perno}}{\pi D^2}$$

$$\tau = \frac{4 * 73.5}{\pi * 0.008^2}$$

$$\tau = 1,46 * 10^6 \text{ pa}$$

La resistencia de fluencia al corte se obtiene de la ecuación 4.8:

$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

$$S_{sy} = 0.577 * 660 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 380,82 \text{ Mpa}$$

Además, es posible determinar un factor de seguridad a partir de la ecuación 4.9:

$$N = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$N = \frac{380,82 \text{ Mpa}}{1.46 \text{ Mpa}}$$

$$N = 260$$

Es decir, los pernos que se ha seleccionado van a resistir cargas a corte.

5.6 Selección de la transmisión de banda plana.

Para dar movimiento al rotor a balancear se empleará la transmisión de banda plana, porque tiene una eficiencia aproximada de 98%, que es casi igual a la de una transmisión de engranes.

Para la transmisión del movimiento del eje turbocompresores necesitamos una banda de material de poliamida, con un espesor aproximado de 1 a 2 mm. De acuerdo anexo 19 tenemos un valor del espesor de la banda, $t = 0,03\text{in}$, con especificación F-0.

Para el cálculo de la potencia transmitida por la banda plana seleccionamos un factor corrección con material de poliamida F-0 que corresponde a 0,95 in, como se indica la ecuación 4.10.

$$H = \frac{C_p * C_v * F_a * V}{16500 * K_s}$$

$$H = \frac{0.95 * 1 * 10 \text{ lb} * 600\text{lf}/\text{min}}{16500 * 1}$$

$$H = 0,34 \text{ HP}$$

Esta potencia de 0,34 HP de la banda plana será aproximada a la potencia del motor, porque se utilizará poleas para transmitir el movimiento y no para variar.

5.7 Selección de las poleas

Para la transmisión de movimiento de los rotores se utilizará poleas, con el propósito de templar la banda plana de acuerdo al diámetro del rotor a ser balanceado, y no para incrementar o disminuir su velocidad. Para el diseño de las poleas hay que tomar en cuenta las siguientes condiciones: el diámetro máximo y mínimo (D_{max} , D_{min}) de los rotores a ser balanceados, la velocidad a balancear y las velocidades que encontramos en los motores que existen en el mercado estas son 1800 RPM.

Se realizará el cálculo del diámetro mínimo y máximo de la polea mediante las ecuaciones 4.11,4.12.

Diámetro máximo de polea con la velocidad de 1800 rpm

$$D_1 = \frac{D_2 * N_2}{N_1}$$

$$D_1 = \frac{75 \text{ mm} * 900 \text{ rpm}}{1800 \text{ rpm}} = 37.5 \text{ mm}$$

$$D_1 = 37.5 \text{ mm}$$

Diámetro mínimo de la polea con la velocidad de 1800 rpm

$$d_1 = \frac{D_2 * n_2}{N_1}$$

$$d_1 = \frac{10 \text{ mm} * 900 \text{ rpm}}{1800 \text{ rpm}} = 5 \text{ mm}$$

$$d_1 = 5 \text{ mm}$$

La polea a utilizarse es de diámetro 37.5 mm para una velocidad de 1800 rpm.

5.8 Selección de la potencia motor eléctrico.

El cálculo de la potencia del motor eléctrico tiene que ver con el funcionamiento de la máquina, por lo tanto, para el movimiento de los rotores a ser balanceados se requiere una velocidad variable hasta 1800 rpm y el diámetro máximo del rotor es de 0.5 m, con un peso de 30 kg (294 N).

Para el cálculo de la potencia del motor se realizará tomando en cuenta la fuerza necesaria para dar movimiento al eje del rotor a ser balanceado.

Para el cálculo de la fuerza total requerida en todo el sistema se tomará en cuenta los siguientes factores datos obtenidos del anexo 19 respectivamente.

- El coeficiente de fricción de los rodamientos de bolas, $\mu_R = 0,0015$.
- El coeficiente de fricción de la banda plana, $\mu_B = 0,01$.
- La tensión permisible de la banda plana, $T_B = 10 \text{ lf}$.

Cálculo de la fuerza producida en los rodamientos F_R mediante la ecuación 4.13:

$$F_R = n_{\text{rodamientos}} * \mu_R * T_B$$

$$F_R = 9 * 0.0015 * 4.53 \text{ kgf}$$

$$F_R = 0.061kgf$$

Cálculo de la fuerza producida por la banda plana FB mediante la ecuación 4.14:

$$F_B = n_{poleas} * \mu_B * T_B$$

$$F_B = 4 * 0.01 * 4.53kgf$$

$$F_B = 0.18 kgf$$

Cálculo de la fuerza que existe entre el eje del rotor y los rodamientos es producida por el coeficiente de fricción de los rodamientos μ_R y la normal N producida por el motor mediante la ecuación 4.15:

$$F_E = \mu_R * N$$

$$F_E = 0.0015 * 45,4kg$$

$$F_E = 0.068kgf$$

Cálculo de la fuerza total requerida en el sistema para transmitir el movimiento al rotor es:

$$F_T = F_R + F_B + F_E$$

$$F_T = 0.061kgf + 0.18kgf + 0.068kgf$$

$$F_T = 0.309 kgf = 3,02 N$$

Cálculo del torque τ , actuado sobre un cuerpo con una determinada fuerza y a un cierto radio está dada por la siguiente ecuación 4.16:

$$\tau = F * R$$

$$\tau = 3,02 * 0,25 = 0.755 kgf$$

$$\tau = 7,35 N.m$$

Calculo La potencia transmitida a un cuerpo por un torque y una velocidad angular está dada por la siguiente ecuación 4.17:

$$P = \tau * \omega$$

$$P = 7,35 \text{ N.m} * 188.5 \text{ rad/s}$$

$$P = 735,49 \text{ W}$$

$$P = 1 \text{ Hp}$$

5.9 Implementación del proyecto

En base a los resultados obtenidos y la selección de los componentes. Se acoplo cada una de las piezas al prototipo con las siguientes características constructivas:

- El sistema de suspensión tipo flejes es el factor individual de mayor importancia para la maquina balanceadora, el diseño de los flejes verticales de la base elástica fue crítico ya que, además de determinar la frecuencia de resonancia del banco de balanceo, es la parte más exigida estructuralmente. Por esto se realizó sobre esta estructura un análisis de concentración de esfuerzos en un software CAD – CAE.
- El sistema de baleros ultraliviano que se implementó para que pequeños rotores de muy alta velocidad puedan balancearse a baja velocidad. Gracias a sus componentes de aluminio se minimiza la inercia lo que aumenta la respuesta a vibraciones pequeñas.
- La Balanceadora dinámica incorpora 2 baleros de bases flotantes que soportan hasta 30 kg en conjunto (15kg cada una) y facilitan los balanceos con una precisión muy elevada en cualquier tipo de rotor compatible.
- Los balanceos se realizan a velocidades entre 1000 RPM y 3000 rpm porque su sistema flotante permite al rotor girar en torno a su centro de gravedad en lugar de su centro geométrico.
- DigivibeMX M10 se integra perfectamente con la balanceadora para realizar balanceos precisos de la turbina y compresor, también balancea poleas, pequeños cigüeñales, armaduras de motor y todo tipo de rotores que se pueda montar en ella.
- El sistema de transmisión de potencia se realiza desde un motor de 1 HP mediante una banda transportadora. La funcionalidad de este conjunto permite la regulación y tensión de la banda, de cualquier característica geométrica del rotor del turbocompresor.

5.10 Pruebas del equipo

Una vez configurado el software DigivibeMX 10 de balanceo de propiedad de la empresa MECANELECTRIC, se empezará con el proceso para realizar el balanceo del rotor, el

procedimiento a seguir para la realización de las diversas pruebas necesarias para la determinación del correcto funcionamiento del equipo consta de los siguientes pasos.

- Toma de lecturas de vibraciones de desbalanceo inicial
- Colocación del peso de prueba
- Toma de lecturas de vibración de desbalanceo final.

5.10.1 Toma de lecturas de vibraciones de desbalanceo inicial

Se pone en marcha el rotor a velocidad de operación, las vibraciones se miden en ambos planos y se guarda para posteriormente procesar la información como se muestra en la figura 5.19.

En las tablas 5.9 y 5.10 se puede observar la evolución de la corrida inicial tanto en el plano 1, en el plano 2.

Tabla 5.9 Evolución del plano 1

Corrida	Global μm	Filtro μm	Max FFT μm	Frec Max CPM	Tacómetro CPM	Fase
Inicial	3,86	7,46	7,46	537	1800	82

Tabla 5.10 Evolución del plano 2

Corrida	Global μm	Filtro μm	Max FFT μm	Frec Max CPM	Tacómetro CPM	Fase
Inicial	6,00	252,95	252,95	537	1800	82

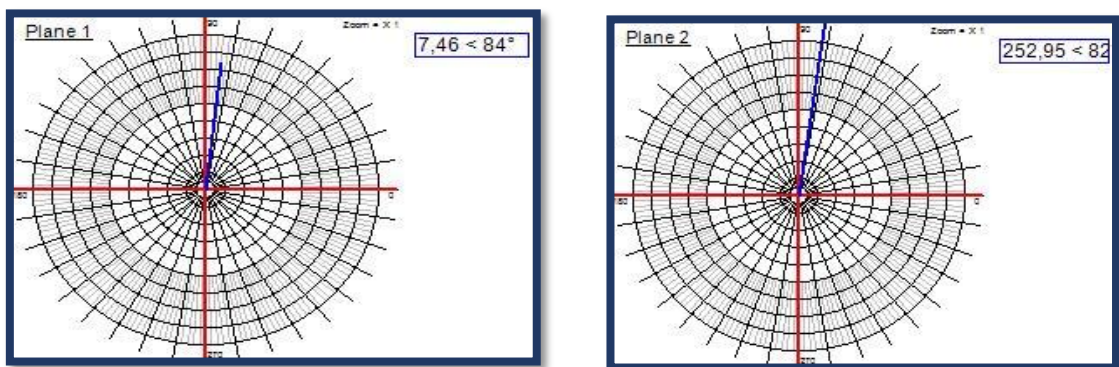


Figura 5.19 Graficas polares niveles de vibración iniciales

Fuente: DigivibeMX M10

5.10.2 Colocación del peso de prueba

Se coloca el peso de prueba en el plano A. Esta masa tendrá influencia en las vibraciones por desbalance reflejado en los planos de medición 1 y 2, se mide las vibraciones en ambos planos

y se guarda la información. La masa de prueba en el plano de corrección A se retira y se coloca ahora en el plano de medición B. Realizando el mismo procedimiento que en el plano A, se retira la masa de prueba y se guarda para su posterior procesamiento.

Toda la información sobre el desbalance dinámico se encuentra archivada en el software por método de coeficientes de influencia donde se obtiene la masas y ángulos requeridos para el balanceo.

5.10.3 Toma de lecturas de vibración de desbalanceo final.

Una vez colocado el peso de corrección indicadas por el software en el sitio determinado, se procede a realizar la medición para verificar si el nivel de vibración que se obtuvo en un inicio del plano 1 y plano 2, ha disminuido.

En las tablas 5.11 y 5.12 se puede observar la evolución de la corrida final de balanceo tanto en el plano 1, como en el plano 2.

Tabla 5.11 Evolución del plano 1

Corrida	Global μm	Filtro μm	Max FFT μm	Frec Max CPM	Tacómetro CPM	Fase
Inicial	93,19	10,74	59,72	608	1800	157

Tabla 5.12 Evolución del plano 2

Corrida	Global μm	Filtro μm	Max FFT μm	Frec Max CPM	Tacómetro CPM	Fase
Inicial	90,68	13,27	44,92	608	1800	157

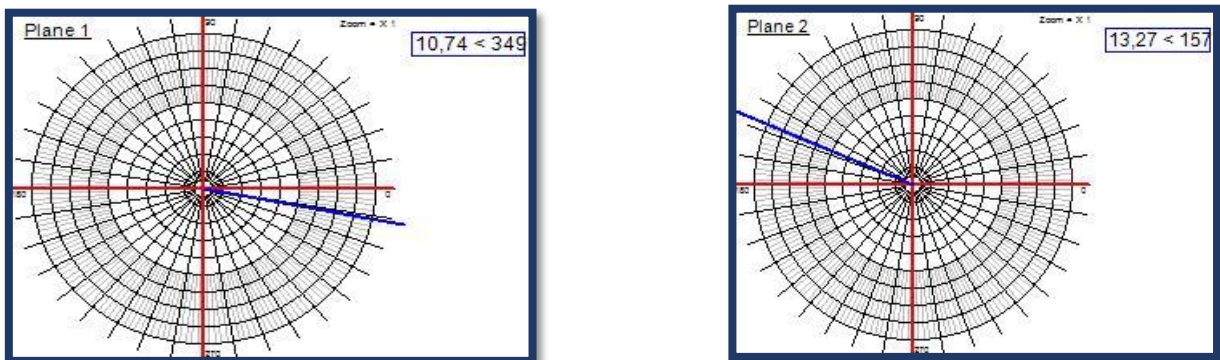


Figura 5.20 Graficas polares niveles de vibración Finales

Fuente: DigivibeMX M10

Luego del balanceo del turbocompresor presenta valores de desbalance final, inferiores al admisible que es 20 μm , por lo que se espera un buen funcionamiento, como se muestra en la figura 5.20.

Se verifico que los niveles de vibración han disminuido los resultados vibracionales en la máquina balanceadora y en operación normal según la ISO son adecuados, por lo que cumple también con la norma.

5.11 Constatación de resultados

Para tener la certeza de que la máquina está dando resultados confiables, se realizó una comparación de resultados entre el equipo portátil de Análisis Vibracional VibraCHECK AB 3200 propiedad de la empresa MEGAINPRO S.A como se puede observar en la figura 5.21, y los resultados generados en el proyecto construido.



Figura 5.21 Equipo portátil de Análisis Vibracional VibraCHECK AB 3200

Fuente: MEGAINPRO S.A

Los resultados emitidos por el equipo portátil, los valores con los que tenemos que comparar con la máquina balanceadora construida son los que se presentan en planos de medición. A continuación, la tabla 5.13, indica una comparación entre los resultados de balanceo, la prueba se realizó con 3 turbos con diferente geometría, en las diferentes máquinas.

Tabla 5.13 Comparación de resultados

TURBO 1	BALANCEO (μm) MEGAINPRO		BALANCEO (μm) MECANELECTRIC	
	Desbalance final		Desbalance final	
	Plano 1	Plano 2	Plano 1	Plano 2
	9.66<340°	12.98<150°	9.84<349°	13.27<157°
	Desbalance final		Desbalance final	

TURBO 2	Plano 1	Plano 2	Plano 1	Plano 2
	12.93<230°	11.11<110°	13.25<225°	10.99<105°
TURBO 3	Desbalance final		Desbalance final	
	Plano 1	Plano 2	Plano 1	Plano 2
	17.56<305°	15.33<170°	17.41<300°	15.10<165°

Como se puede observar en la tabla 5.13 se tienen resultados aceptables sin mucha variación de los mismos. Con estos resultados se puede concluir que la máquina construida presenta resultados muy aceptables, con un mínimo de error de 1.86%; por lo tanto, esta máquina se puede utilizar en la empresa para la cual fue construida.

Formula que se aplicó para calcular el porcentaje de error es:

Plano 1

$$\% \text{ de error} = \frac{[9,66-984]}{9,66} * 100 = 1,86\%$$

$$\% \text{ de error} = 1,86\%$$

Plano 2

$$\% \text{ de error} = \frac{[12,98-13,27]}{9,66} * 100 = 2,23\%$$

$$\% \text{ de error} = 2,23\%$$

6. PRESUPUESTO Y ANÁLISIS DE IMPACTOS

6.1. Presupuesto

El análisis de costos se realizó acorde a la planificación realizada al principio de la investigación a fin de cumplir los objetivos en el tiempo propuesto, se llegará a la culminación del proyecto con un costo total de 1071,886 USD, se individualizan los costos por actividades del avance del proyecto, tomando en cuenta que el analizador de vibraciones es otorgado por la empresa MECANELECTRIC.

6.1.1 Análisis de costos

El análisis de costos está basado en dos parámetros fundamentales, estos son:

- Costos directos.
- Costos indirectos.

Costos Directos.

Los costos directos son todos los gastos que se requieren en cuanto a materiales para la construcción de la balancadora para turbocompresores, materiales, mano de obra, equipos y herramientas, transporte.

Costos de materiales

Las partes principales constitutivas del prototipo se presentan en la tabla 6.1.

Tabla 6. 1 Costos de materiales.

CANTIDAD	DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
1	Plancha de acero ASTM-36 de L=240 mm m, A= 1200 mm, e=12 mm	30,00	30,00
1	Plancha de acero ASTM-36 de L=240 mm, A= 1200 mm, e=30 mm	47,00	47,00
1	Plancha de acero inoxidable AISI 304 de L=1000 mm, A= 1000 mm, e=0,40 mm	18,00	18,00
1	Eje AISI 1018 Transmisión de Ø1” x 6000 mm	48,00	48,00
1	Eje acero ASTM-36 de 2” x 1000 mm	12,00	12,00
1	Grilon - poliamida de 2” x 1 m	40,00	40,00
4	Pernos / inox de 5/16 x 1/ 4 “	0,25	1,00
8	Pernos /inox de 3/8 x 1”	0,30	2,4
8	Pernos / inox de M5 x 25	0,28	1,12
4	Pernos / inox de M12 x 1,75	0,32	1,28
4	Pernos / inox - cabeza avellanada de 1/4 x 1 1/4”	0,25	1,00
3	Tuerca / inox mariposa 1/2 “	0,12	0,36
4	Rodela plana / inox 5/16 “	0,04	0,16
4	Tuerca / inox 5/16 “	0,07	0,28
1	Motor trifásico WEG 1 HP	135,00	135,00
	Analizador de vibraciones	0	0
Subtotal			337,6

Costos de mano de obra

Es aplicación de la mano de obra directa a la fabricación de la máquina.

Tabla 6. 2 Costos de mano de obra

DESCRIPCION	CANT.	SALARIO/HORA	HH	SUBTOTAL
Soldador	1	3,55	5	17,75
Tornero / fresador	1	3,55	40	142
Ingeniero Electromecánico	1	3,99	20	79,8
			SUBTOTAL	239,55

Costos de equipos y herramientas.

A continuación se detalla los costos de equipos y herramientas utilizados en la fabricación de la máquina como lo indica la tabla 6.3.

Tabla 6. 3 Costos de equipos y herramientas.

DESCRIPCION	COSTO/HORA	HORA USO	SUBTOTAL
Taladro pedestal	2,00	1,75	3,50
Soldadora eléctrica	3,50	4,75	16,625
Torno	9,00	8,25	74,25
Broca	0,56	15,35	8,596
Fresadora	9,00	31,75	285,75
Dobladora de tol	1,00	2,25	2,00
Cortadora de plasma	2,45	2,00	4,90
Cizalladora	0,70	1,25	0,875
Esmeril	1,50	3,00	4,50
Machuelo	0,70	1,00	0,70
Flexómetro	0,15	10,00	1,50
Sierra manual	0,78	3,00	2,34
Subtotal			405,536

Costos por transporte de materiales.

El costo de transporte de materiales es de 20 dólares ya que los materiales se compraron en diferentes lugares.

Total, costos directos

Como se puede observar en la tabla 6.4 se detalla el total de costos directos.

Tabla 6. 4 Total de los costos directos.

DESCRIPCION	PRECIO
MATERIALES	337,6
MANO DE OBRA	239,55
EQUIPOS Y HERRAMIENTAS	405,536
TRANSPORTE	20,00
TOTAL: costos directos	\$1002,686

Costos indirectos

Estos costos son los que se relacionan de manera tangencial con el proyecto de investigación como se muestra en la tabla 6.5.

Tabla 6. 5 Costos indirectos

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO (\$)	VALOR TOTAL (\$)
24 (horas)	Investigación Internet.	0,80	19,20
1	Material bibliográfico y fotocopias.	10,00	10,00
2	Transporte y salidas al campo.	10,00	20,00
1	Impresión del documento.	10,00	10,00
1	Impresión de planos.	10,00	10,00
	SUBTOTAL		\$69,20

Costos totales.

Los costos totales equivalen a la suma de los costos directos más los costos indirectos, sumados estos dos valores se tiene el valor de \$ 1071,886 dólares como se muestra en la tabla 6.6.

Tabla 6. 6 Costos totales

COSTOS DIRECTOS	1002,686	
COSTOS INDIRECTOS	69,20	
TOTAL	\$ 1071,886	

6.2. Análisis de impactos

6.2.1 Impacto práctico:

Esta Balanceadora dinámica es una máquina computarizada, una vez cargada la pieza, el balanceo se realiza de forma rápida. Ni siquiera es necesario complicarse con sacar medidas, distancias, ni pesos, porque esas funciones las obtiene de manera automática la misma máquina, mediante un Software especial que tiene integrado.

La tecnología que viene incorporada significa una gran ventaja para el operador que maneja la balanceadora, ya que en general, estas personas están acostumbradas a disponer de un tiempo considerable en tomar una gran cantidad de parámetros, como, por ejemplo, ejecutar ecuaciones matemáticas. Sin embargo, con esta balanceadora esas dificultades no existen y el trabajo se simplifica.

6.2.2 Impacto simbólico

El diseño e implementación de la balanceadora para turbocompresores simboliza un crecimiento en el desarrollo de la tecnología e innovación de equipos, utilizados para mejorar los servicios y la productividad de la empresa. En los investigadores, mediante el apoyo de sus

docentes y gracias a la excelencia de la Universidad, permite la aplicación de conocimientos fundamentales y el desarrollo de las habilidades y técnicas adecuadas para el desarrollo de esta propuesta tecnológica.

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES


7.1 Conclusiones

- La metodología ha sido validada de forma experimental, empleando tres casos diferentes de estudio, el balanceo de los turbos se realizó en dos planos, se obtiene un resultado de desbalanceo, que se encuentra por debajo del desbalanceo residual admisible el cual es de 20[um], según el grado de calidad G 6.3, de esta forma cumple con la recomendación de la Norma ISO 1940-1.
- El diseño de la máquina, es capaz de aislar vibraciones extrañas hasta en un 90% a una velocidad de 250 rpm, lo cual es de gran importancia ya que permite que la señal de vibración predominante sea la proveniente del desbalance del turbo, lo que significa que los errores de filtrado de las armónicas externas que componen la vibración se reducen y en consecuencia se logra mejores estimaciones de los procesos de corrección del desbalance.
- Se realizó la comparación de datos obtenidos de la máquina balanceadora construida con los datos emanados de un equipo portátil de análisis de vibración de la empresa “MEGAIMPRO”, consiguiendo resultados en un margen de error de 1,86 %, con estos resultados se puede concluir que la máquina construida presenta resultados muy aceptables.
- Al realizar las simulaciones de esfuerzos de Von mises en el software CAD-CAE determinamos que el fleje del balero móvil la parte más crítica de la maquina satisface el diseño, ya que el valor máximo permisible es 46.60 Mpa y un factor de seguridad de 4.42, lo cual permite concluir que el diseño es óptimo para su funcionamiento.

7.2 Recomendaciones

- Al momento de realizar el proceso de balanceo con la ayuda del software tomar en cuenta la velocidad a la que se va a balancear, cabe recordar que dicha velocidad tiene que ser la cuarta parte de las revoluciones a las que normalmente gira la máquina en condiciones normales de operación.
- El sensor de vibración es muy sensible por lo que se debe procurar que no existan fuentes de vibración alrededor del equipo ya que ésta se haría presente en el análisis de vibración y generaría un falso espectro.

- Para cada adquisición de datos de vibración de desbalance., es muy importante la calibración del software y ubicar el elemento sensor en forma axial al balero móvil de esta manera se obtienen datos de vibración más uniformes.



Firma
Miguel Ángel Cruz Loya
Proponente 1
Email: miguel.cruz5@utc.edu.ec
Telf.: 0984453336



Firma
Ing. Cevallos Betún Segundo Ángel. Ms.C.
PROFESOR TUTOR
Email: segundo.cevallos@utc.edu.ec
Telf.: 0994793325

8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] P. Oliverio García Palencia, Gestión moderna del mantenimiento industrial, Bogota : Ediciones de la U, 2012.
- [2] F. J. Gonzalez Fernández, Teoría y Práctica del Mantenimiento Industrial, España: Editorial FC, 2005.
- [3] W. F Riley y L. D Sturges, Ingeniería Mecánica Dinámica, Barcelona: Reverte,S.A., 2005.
- [4] W. Glen, Introducción al análisis de vibraciones, Massachusetts-USA: Azima DLI, 2009.
- [5] L. Ercoli y S. La Malfa, Teoría y Práctica del Balanceo de Rotores Industriales, Buenos Aires, 2002.
- [6] D. X. Moreno Rodríguez y J. S. Martínez Muñoz, Diseño y desarrollo de un sistema de control para una máquina de balanceo dinámico utilizando análisis de vibración.
- [7] Instruments Erbesd, «Erbesd Instruments,» [En línea]. Available: <http://cort.as/-ESLz>.
- [8] A. R. Carella, Análisis de vibraciones de un sistema de balanceo para rotores de alta velocidad, Universidad Nacional del Cuyo, 2008.
- [9] R. A. Valencia Meza, Análisis del efecto de la vibración de velocidad sobre el espectro, Universidad Autónoma de Facultad de Ingeniería Departamento de Energética y Mecánica, 2014.
- [10] ISO 1940-1, Balance quality requirements for rotors Part 1:Determination of Permissible Residual Unbalance., 2003.
- [11] A-Maq S.A., «Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico,» 2005. [En línea]. Available: <http://xurl.es/wdub5>.
- [12] L. C. Cheuqueaf Barriga, Protocolo para el balanceo dinámico de un ventilador con un analizador de vibraciones, Universidad Austral de Chile, 2009.
- [13] H. E. Heinz Pérez, Análisis de balanceo de máquinas tandem conectados con al menos un acople y validación experimental, Instituto Politécnico Nacional, 2009.
- [14] I. Balancing, «Máquinas de Equilibrio,» 15 05 2017. [En línea]. Available: <http://cort.as/-ESM0>. [Último acceso: 02 02 2019].
- [15] P. Allen Tipler, Física para la ciencia y tecnología, Barcelona: Reverte, S.A., 2003.

- [16] Stle, «ISO 281-2007 bearing-life standard,» 2007. [En línea]. Available: <http://cort.as/-ESK5>.
- [17] J. E. Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, México: McGraw Hill, 2002.
- [18] R. L. Mott, Diseño de Elementos Mecánicos, México: Prentice Hall, 2006.

ANEXOS

Desbalance residual máximo permisible, e_{per} , en g.m/m/kg del peso del rotor
 centro de gravedad de desplazado e_{per} in μmm

Desbalance residual máximo permisible, e_{per}
 Sistema Internacional desde ISO 1940/1

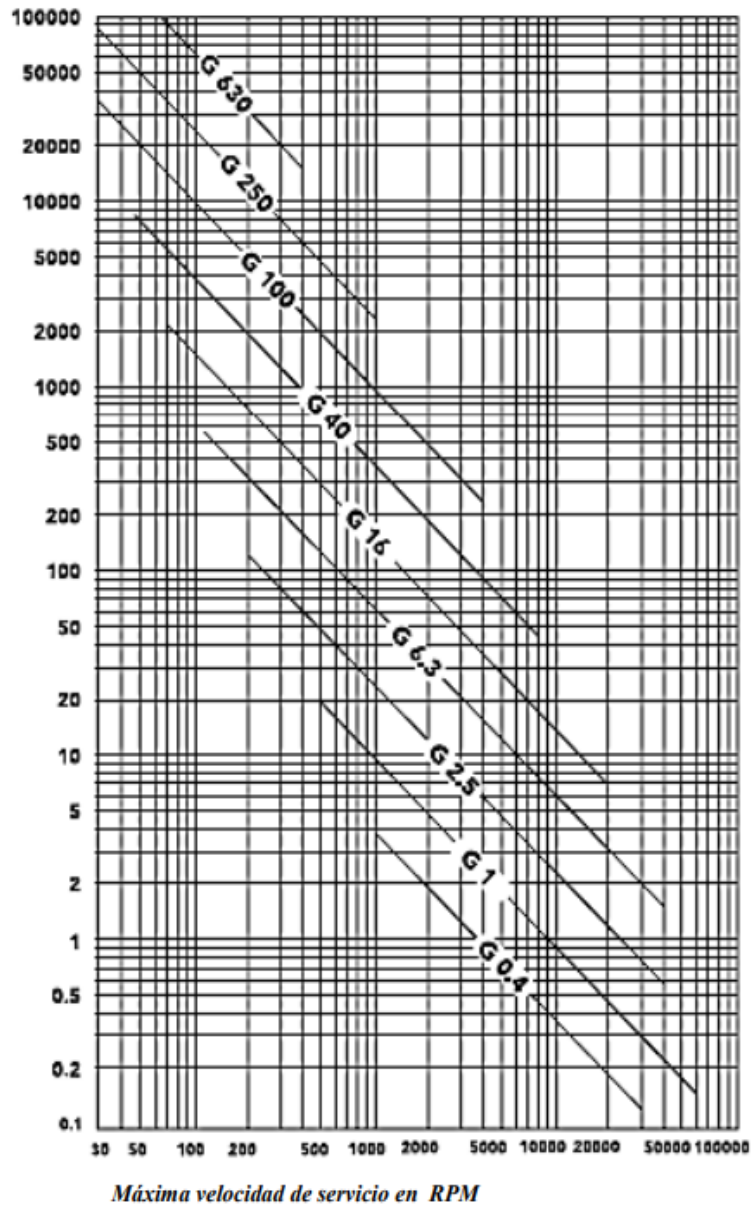


Tabla 17-2Propiedades de algunos materiales de las bandas planas y redondas. (Diámetro = d , espesor = t , ancho = w)

Material	Especificación	Tamaño, pulg	Diámetro mínimo de la polea, pulg	Tensión permisible por ancho unitario a 600 pies/min, lbf/pulg	Peso específico, lbf/pulg ³	Coefficiente de fricción
Cuero	1 capa	$t = \frac{11}{64}$	3	30	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{13}{64}$	$3\frac{1}{2}$	33	0.035-0.045	0.4
	2 capas	$t = \frac{18}{64}$	$4\frac{1}{2}$	41	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{20}{64}$	6°	50	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{23}{64}$	9°	60	0.035-0.045	0.4
Poliámidab	F-0°	$t = 0.03$	0.60	10	0.035	0.5
	F-1°	$t = 0.05$	1.0	35	0.035	0.5
	F-2°	$t = 0.07$	2.4	60	0.051	0.5
	A-2°	$t = 0.11$	2.4	60	0.037	0.8
	A-3°	$t = 0.13$	4.3	100	0.042	0.8
	A-4°	$t = 0.20$	9.5	175	0.039	0.8
	A-5°	$t = 0.25$	13.5	125	0.039	0.8
Uretanod	w = 0.50	$t = 0.062$	Veá	5.2°	0.038-0.045	0.7
	w = 0.75	$t = 0.078$	la tabla	9.8°	0.038-0.045	0.7
	w = 1.25	$t = 0.090$	17-3	18.9°	0.038-0.045	0.7
	Redonda	$d = \frac{1}{4}$	Veá	8.3°	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{8}$	la tabla	18.6°	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{1}{2}$	17-3	33.6°	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{4}$		74.3°	0.038-0.045	0.7

°Agregue 2 pulg al tamaño de la polea para bandas de 8 pulg de ancho o mayores.

°Fuente: Habasit Engineering Manual, Habasit Belting, Inc., Chamblee (Atlanta), Ga.

°Revestimiento de fricción de caucho de acrilonitrilo-butadieno en ambos lados.

°Fuente: Eagle Belting Co., Des Plaines, Ill.

°A 6% de elongación; 12% es el máximo valor permisible.

Tabla 17-3



Tamaños mínimos de poleas para bandas planas y redondas de uretano. (Los diámetros listados de las poleas se proporcionan en pulgadas)

Fuente: Eagle Belting Co., Des Plaines, Ill.

Estilo de la banda	Tamaño de la banda, pulg	Relación de la velocidad de la polea a la longitud de la banda, rev/(pie · min)		
		Hasta 250	250 a 499	500 a 1 000
Plana	0.50 × 0.062	0.38	0.44	0.50
	0.75 × 0.078	0.50	0.63	0.75
	1.25 × 0.090	0.50	0.63	0.75
Redonda	$\frac{1}{4}$	1.50	1.75	2.00
		2.25	2.62	3.00
		3.00	3.50	4.00
		5.00	6.00	7.00

Tabla 8-11

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

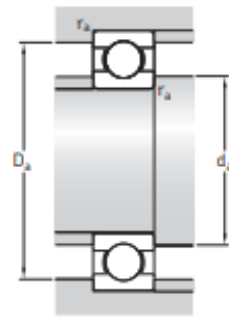
*La longitud de la rosca de pernos y tornillos de cabeza es

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases}$$

donde L es la longitud del perno. La longitud de la rosca de pernos estructurales es ligeramente menor que la indicada.[†]Las resistencias mínimas son las resistencias que excede 99% de los sujetadores.

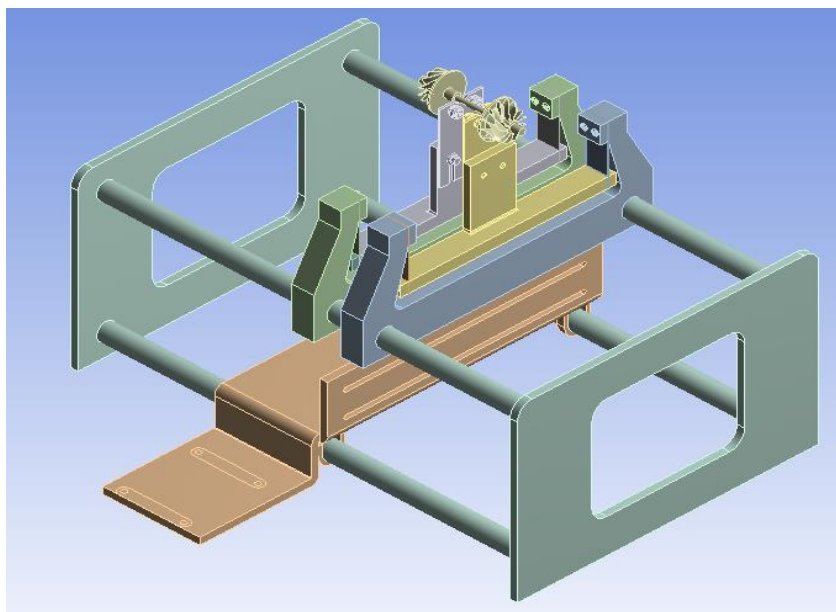
W22 - Eficiencia Premium - 60 Hz

Potencia HP	Potencia kW	Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I _l /I _n			Par de arranque T _a /T _n	Par máximo T _m /T _n	Inercia J (kgm ²)	Tiempo máx. con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	460 V						Corriente nominal I _n (A)
				Letra	I _a /I _n	I _b /I _n				Caliente	Frio				% de la potencia nominal			Factor de potencia			
															50	75	100	50	75	100	
11 polos																					
1	0,75	143/5T	2,02	L	8,2	2,8	3,4	0,0014	22	48	16,5	68,0	3480	75,0	79,0	81,5	0,63	0,74	0,80	1,44	
1,5	1,1	143/5T	3,02	L	8,9	3,5	3,8	0,0020	21	46	18,5	68,0	3490	81,5	84,0	84,0	0,70	0,80	0,84	1,96	
2	1,5	143/5T	4,04	L	8,9	3,5	3,8	0,0026	17	37	23,5	68,0	3475	82,5	85,5	85,5	0,71	0,80	0,86	2,56	
3	2,2	182/4T	5,99	K	8,6	2,5	3,8	0,0080	41	90	40,0	69,0	3515	82,5	86,5	86,5	0,75	0,84	0,88	3,63	
5	3,7	182/4T	10,0	J	7,6	2,3	3,5	0,0094	25	55	40,0	69,0	3500	86,5	88,5	88,5	0,76	0,85	0,89	5,90	
7,5	5,5	213/5T	15,0	H	7,2	2,1	3,0	0,0197	27	59	63,0	72,0	3520	87,5	89,5	89,5	0,75	0,84	0,88	8,76	
10	7,5	213/5T	20,0	H	7,2	2,2	2,9	0,0268	24	53	74,0	72,0	3520	89,5	90,2	90,2	0,79	0,87	0,90	11,6	
15	11	254/6T	29,9	G	6,7	2,2	2,7	0,0530	25	55	107	72,0	3530	89,5	91,0	91,0	0,77	0,85	0,88	17,2	
20	15	254/6T	39,9	G	6,1	2,0	2,4	0,0647	21	46	122	72,0	3520	91,0	91,7	91,0	0,82	0,87	0,89	23,2	
25	18,5	284/6TS	49,7	G	6,3	2,0	2,5	0,1135	17	37	164	72,0	3535	91,0	91,7	91,7	0,82	0,87	0,89	28,5	
30	22	284/6TS	59,6	G	6,3	2,0	2,5	0,1419	15	33	178	72,0	3535	91,7	91,7	91,7	0,82	0,87	0,89	33,8	
40	30	324/6TS	79,0	G	6,3	2,3	2,4	0,2063	22	48	248	78,0	3555	91,7	92,4	92,4	0,82	0,87	0,89	45,8	
50	37	324/6TS	98,9	F	6,2	2,2	2,3	0,2422	23	51	265	78,0	3550	93,0	93,0	93,0	0,83	0,87	0,89	56,1	
60	45	364/5TS	118	G	6,6	2,0	2,6	0,4485	14	31	374	79,0	3560	91,7	93,0	93,6	0,81	0,88	0,90	67,0	
75	55	364/5TS	148	G	6,7	2,0	2,6	0,5023	10	22	384	79,0	3555	92,4	93,6	93,6	0,81	0,88	0,90	81,9	
100	75	404/5TS	198	G	6,5	2,0	2,4	0,5561	14	31	474	79,0	3545	93,0	94,1	94,1	0,85	0,90	0,91	110	
125	90	444/5TS	246	G	6,6	2,0	2,5	1,41	29	64	725	81,0	3570	93,6	94,5	95,0	0,82	0,87	0,89	134	
150	110	444/5TS	295	G	6,5	1,8	2,4	1,85	22	48	775	81,0	3570	94,1	95,0	95,0	0,83	0,88	0,89	163	
200	150	445/7TS	394	G	6,5	2,1	2,3	1,88	14	31	868	81,0	3570	95,0	95,4	95,4	0,86	0,89	0,90	219	
250	185	447/9TS	493	F	6,5	2,0	2,2	2,12	18	40	979	81,0	3565	95,4	95,8	95,8	0,87	0,90	0,91	266	
300	220	447/9TS	590	G	6,8	2,1	2,4	2,45	14	31	1154	81,0	3570	95,4	95,8	95,8	0,86	0,89	0,90	320	
350	260	588/7TS	687	G	6,6	1,6	2,3	5,75	26	62	1642	84,0	3580	95,4	96,2	96,2	0,86	0,90	0,91	373	
400	300	588/7TS	785	G	6,8	1,8	2,2	5,15	48	106	1700	84,0	3580	95,8	96,2	96,2	0,88	0,90	0,91	430	
450	330	588/7TS	883	F	6,6	2,0	2,3	5,58	34	75	1777	84,0	3580	95,8	96,2	96,2	0,88	0,90	0,91	473	
500	370	588/7TS	981	G	6,8	2,2	2,4	6,01	39	86	1853	84,0	3580	95,8	96,2	96,2	0,88	0,90	0,91	530	
550	400	588/9TS	1078	G	7,4	2,3	2,7	6,54	33	73	2000	89,0	3585	96,0	96,5	96,5	0,84	0,89	0,90	578	
600	440	588/9TS	1176	H	7,4	2,3	2,7	6,54	33	73	2000	89,0	3585	96,0	96,5	96,5	0,84	0,89	0,90	650	
650	480	588/9TS	1274	G	7,1	2,0	2,4	7,40	56	123	2102	89,0	3585	96,1	96,6	96,6	0,86	0,90	0,91	685	
700	515,2	588/9TS*	1371	G	7,2	2,3	2,5	7,72	34	75	2179	89,0	3585	96,2	96,6	96,6	0,86	0,90	0,91	736	
Opcionales																					
3	2,2	143/5T	6,09	J	8,1	3,3	3,6	0,0026	14	31	23,5	68,0	3460	85,5	86,5	86,5	0,70	0,81	0,86	3,71	
3	2,2	145T	6,09	J	8,1	3,3	3,6	0,0026	14	31	23,5	68,0	3480	85,5	86,5	86,5	0,70	0,81	0,86	3,71	
7,5	5,5	182/4T	15,1	J	8,2	2,7	3,3	0,0095	17	37	42,0	69,0	3485	88,5	89,5	89,5	0,75	0,84	0,88	8,76	
7,5	5,5	184T	15,1	J	8,2	2,7	3,3	0,0095	17	37	42,0	69,0	3485	88,5	89,5	89,5	0,75	0,84	0,88	8,76	
15	11	213/5T	30,0	H	7,6	2,4	2,8	0,0268	14	31	74,0	72,0	3510	90,2	91,0	91,0	0,76	0,85	0,89	17,0	
15	11	215T	30,0	H	7,6	2,4	2,8	0,0268	14	31	74,0	72,0	3510	90,2	91,0	91,0	0,76	0,85	0,89	17,0	
350	260	447/9TS	689	G	7,0	2,4	2,5	2,87	10	22	1225	81,0	3570	95,4	96,2	96,2	0,85	0,89	0,90	377	
400	300	L447/9TS	786	G	6,7	2,2	2,5	3,87	25	55	1432	88,0	3575	95,4	95,8	95,8	0,85	0,90	0,91	432	
450	330	L447/9TS	884	G	7,2	2,4	2,6	4,22	26	57	1482	88,0	3575	95,4	95,8	95,8	0,84	0,89	0,91	475	



Dimensiones					Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo			Factores de cálculo	
d	d ₁	D ₁	D ₂	r _{1,2} min.	d _a min.	D _a máx.	r _a máx.	k _r	f ₀
mm	-	-	-	-	mm	-	-	-	-
3	5,2	7,5	8,2	0,15	4,2	8,8	0,1	0,025	7,5
4	5,2	7,5	-	0,1	4,6	8,4	0,1	0,015	6,5
	6,1	9	9,9	0,15	4,8	10,2	0,1	0,02	6,4
	6,1	9,9	-	0,2	5,4	10,6	0,2	0,025	10
	6,7	10,3	11,2	0,2	5,8	11,2	0,2	0,025	10
	8,4	12	13,3	0,3	6,4	13,6	0,3	0,03	8,4
5	6,8	9,2	-	0,15	5,8	10,2	0,1	0,015	7,1
	7,5	10,5	11,2	0,2	6,4	11,6	0,2	0,02	11
	8,4	12	13,3	0,3	7,4	13,6	0,3	0,025	8,4
	11,1	15,2	16,5	0,3	7,4	16,6	0,3	0,03	13
6	8	11	-	0,15	6,8	12,2	0,1	0,015	7
	8,2	11,7	13	0,2	7,4	13,6	0,2	0,02	6,8
	11,1	15,2	16,5	0,3	8,4	16,6	0,3	0,025	13
7	9	12	-	0,15	7,8	13,2	0,1	0,015	7,2
	10,4	13,6	14,3	0,3	9	15	0,3	0,02	7,3
	11,1	15,2	16,5	0,3	9	17	0,3	0,025	13
	12,1	17,6	19,2	0,3	9,4	19,6	0,3	0,025	12
8	10,5	13,5	-	0,2	9,4	14,6	0,2	0,015	7,5
	10,5	15,5	16,7	0,3	10	17	0,3	0,02	6,6
	12,1	17,6	19,2	0,3	10	20	0,3	0,025	12
	14,4	19,8	21,2	0,3	10,4	21,6	0,3	0,025	13
9	11,5	14,5	-	0,2	10,4	15,6	0,2	0,015	7,7
	11,6	16,2	17,5	0,3	11	18	0,3	0,02	12
	14,4	19,8	21,2	0,3	11	22	0,3	0,025	13
	14,8	21,2	22,6	0,3	11,4	23,6	0,3	0,025	12
10	12,7	16,3	-	0,3	12	17	0,3	0,015	15
	13,9	18,2	-	0,3	12	20	0,3	0,02	14
	14,8	21,2	22,6	0,3	12	24	0,3	0,025	12
	17	23,2	24,8	0,3	14,2	23,8	0,3	0,025	13
	17	23,2	24,8	0,6	14,2	25,8	0,6	0,025	13
	17,5	26,9	28,7	0,6	14,2	30,8	0,6	0,03	11

**TEMA: DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA BALANCEADORA
DINÁMICA PARA TURBOCOMPRESORES PARA LA EMPRESA
MECANELECTRIC.**



MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Autor:

Miguel Ángel Cruz Loya

Tutor:

Ing.Ms.C. Cevallos Betún Segundo Ángel

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

2019

PRECAUCIONES DE SEGURIDAD

- Todas las instrucciones de seguridad deben ser leídas y entendidas antes de poner en funcionamiento esta máquina.
- Mantener el área de trabajo limpio. Áreas y bancos de trabajo desordenados son causa de daños personales.
- Considerar el medio ambiente de trabajo. No mantener la máquina y las herramientas de trabajos en lugares mojados o húmedos. Mantener el área de trabajo bien iluminado.
- No forzar la máquina. No sobrepasar los límites establecidos en las especificaciones.
- Mantener cuidadosamente las herramientas y la máquina. Tenerlas siempre limpias y tratarlas con cuidado para obtener un mejor rendimiento y un funcionamiento más seguro.
- Inspeccionar periódicamente la máquina.
- Desconectar la máquina cuando no se use, antes de repararla, y cuando se cambien accesorios.
- Evitar puestas en funcionamiento sin fin alguno.
- MUY IMPORTANTE. Solo puede ser usado por personal capacitado.
- Manipular la máquina con las manos limpias.
- Usar el computador y la máquina solo para los fines que fueron diseñados.
- Una vez que no se vaya a usar la máquina, cubrirla con las mantas de protección.
- Mantener la máquina y los accesorios de trabajo fuera del alcance de los niños.
- Verificar que los accesorios estén bien conectados y que funcionen correctamente antes de iniciar el proceso de balanceo.
- Cheque la alineación de las partes móviles, la torcedura de las partes móviles, roturas, el montaje y cualquier otra condición que pueda afectar la operación de la máquina.
- No permita que los cables principales tengan contacto con objetos calientes, calor, agua y bordes filosos.

- No abuse de la máquina. No use la máquina para cualquier tarea para la cual la máquina no fue diseñada.
- En el evento de un mal funcionamiento tanto eléctrico como mecánico inmediatamente apague la máquina y desconéctela.
- Siempre se debe comenzar a mover el turbo con la velocidad mínima posible e ir aumentándola cuidadosamente.

FUNCIONAMIENTO GENERAL DE LA MÁQUINA BALANCEADORA DINAMICA.

- Detectar si el turbo esta desbalanceado
- Mostrar al operario la cantidad de peso de corrección que se debe agregar o quitar al turbo y el lugar donde se debe realizar este procedimiento.
- Imprimir reporte.

ANTES DE MONTAR EL TURBO

- Inspección visual de la máquina: Inspeccionar en qué condiciones se encuentra la máquina para detectar posibles averías o desajustes que puedan afectar la medición.
- Observar vibraciones externas al sistema, con la máquina detenida.
- Inspección visual del turbo: Antes de iniciar cualquier procedimiento de balanceo es esencial iniciar con un análisis de vibraciones que permita evaluar si el desbalanceo es la única causa de la vibración, en caso de encontrarse otras causas tales como: Desalineamientos, Solturas, juegos, Fallas en rodamientos, ejes doblados, núcleos sueltos, etc.; estas deben corregirse antes de iniciar el balanceo dinámico, o determinar si no se puede balancear.
- Identificar las principales características del turbo como la velocidad de trabajo. · Colocar la marca (cinta reflejante) en el rotor, la cual tiene que cubrir $\frac{1}{4}$ del perímetro del rotor, es decir 90° .

MONTAJE DEL TURBO

- Colocar el turbo en los apoyos flotantes buscando siempre que estos lo sostengan en los puntos en que van los rodamientos.
- Mover las poleas libres de tal forma que la correa no quede muy tensa o muy suelta.
- Verificar que el turbo este bien apoyado y correctamente alineado para que no se caiga durante el movimiento.

Anexo N° 23	Manual de Usuario y Mantenimiento	1/4
<ul style="list-style-type: none"> • Se debe verificar el sentido de giro de la máquina ya que es un punto clave para identificar correctamente los ángulos en el turbo en el momento de balancear. • El sensor óptico debe colocarse siempre verticalmente, de tal forma que este perpendicular al eje de giro. 		
<p>BALANCEO DEL TURBO</p>		
<p>NUNCA GIRAR EL TURBO A LA VELOCIDAD DE OPERACIÓN EN EL PRIMER INTENTO.</p>		
<ul style="list-style-type: none"> • Se debe comenzar a variar la velocidad de rotación cuidadosamente desde la más baja, ya que no se conoce el desbalanceo, y si es muy alto puede moverse violentamente y causar daños al operario o a la máquina. • Dejar que la máquina se estabilice después de su arranque respecto de su velocidad y temperatura, pues la amplitud y fase de la vibración pueden variar. • Verificar visualmente en la pantalla si el desbalanceo sobrepasa los límites admisibles. • Escoger una pesa de prueba es muy importante, porque si es muy pequeña no se nota ningún cambio en la amplitud y fase, y si es demasiado grande dañará la máquina si funciona a velocidades superiores a la crítica; Por estas razones, en la pantalla del computador se visualizará la masa de prueba más adecuada. • Sujetar la masa al rotor de forma adecuada para que no se afloje o suelte durante el funcionamiento de la máquina. • Ingresar correctamente el peso real de las masas de prueba y la posición donde se colocaron al software. • Capturar los datos resultantes del turbo con los pesos de prueba. • Cuando el software visualice los datos finales, se debe desmontar el turbo proceder a la adición o substracción de peso. • Una vez hecho el paso anterior, volver a montar el turbo y verificar visualmente si quedo bien balanceado. • Si es necesario volver a balancear, hay que repetir el proceso de balanceo anterior. • Nota. Una vez establecida la velocidad de trabajo en la toma de datos iniciales, esta no se debe variar hasta terminar por completo el proceso de balanceo. • No es necesario balancear a la velocidad real de rotación del turbo. 		

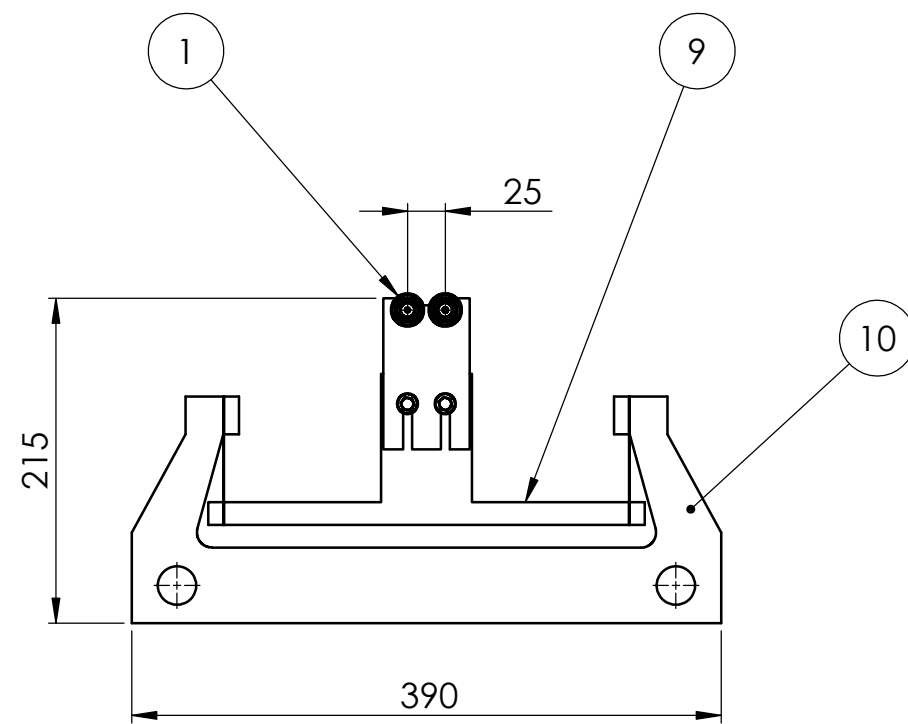
PROCEDIMIENTO GENERAL PARA BALANCEAR

- Inspección pre-operacional.
- Conexión del computador.
- Conectar cables de sensor de velocidad.
- Colocar los soportes de la máquina a la distancia requerida.
- Colocar el rotor.
- Colocar los sensores sobre el soporte.
- Nivelar del rotor.
- Colocar y ajustar la correa.
- Configurar el software.
- Proceder al proceso de balanceo a través del equipo de medición.
- Buscar velocidad óptima para el balanceo en el sensor óptico.
- Toma de lectura de vibraciones iniciales.
- Agregar peso de prueba en plano 1
- Toma de lectura de vibraciones.
- Agregar peso de prueba en plano 2
- Toma de lectura de vibraciones.
- Agregar o quitar masas de corrección según los datos visualizados en el software.
- comprobar balanceo finales admisibles según la norma.
- Remover los seguros y la correa.
- Desmontar el rotor de la máquina balanceadora.
- Guardar los datos en el computador.
- Quitar los cables de los sensores de velocidad.

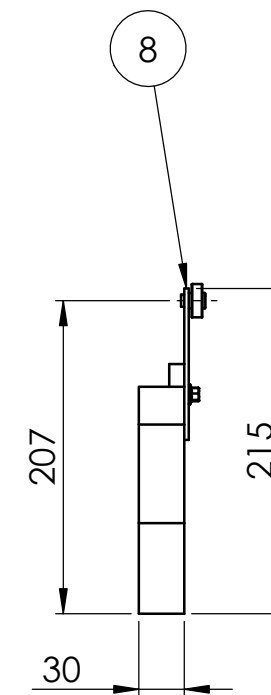
Anexo N° 23		MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE LA MÁQUINA BALANCEADORA DINÁMICA			1/6
INSPECCIÓN PERIÓDICA DE LA BANCADA					
No. de Partes	Partes	Actividad	Resultado	Inspección mensual	
1	bancada	Limpieza general, engrasar	Evitar la corrosión	1	
2	Rieles	Mantener siempre engrasada	Evitar la corrosión	1	
3	Tornillería	Verificar su buen estado físico	Evitar la corrosión y así asegurar la fijación de la bancada con las demás partes	1	
INSPECCIÓN PERIÓDICA SISTEMA DE SUSPENSIÓN					
4	Suspensión tipo flejes	Limpieza general	Evitar corrosión	3	
5	Placa superior e inferior	Limpieza general	Evitar corrosión	3	
6	Barra soporte	Limpieza general	Evitar corrosión	3	
7	Rodamientos	Inspeccionar juego axial y radial, inspección visual del estado del rodamiento	Evitar desalineamiento y por tanto no perder sensibilidad en adquisición de datos del desbalance	3	
INSPECCIÓN PERIÓDICA SISTEMA DE TRANSMISIÓN					
8	Motor	Verificar estado físico de los rodamientos del motor, verificar cables de alimentación y la instalación eléctrica en general	El buen funcionamiento del motor asegura un buen balanceo y sus conexiones eléctricas asegura su buen funcionamiento	1	
9	Variador de velocidades	Verificar estado físico del variador e instalación eléctrica	Su buen funcionamiento asegura las frecuencias requeridas y sus conexiones evitan fallas	1	
10	Poleas	Limpieza general, verificar alineación y desgaste	Evitar desalineación es tener un desbalance provocado por el rotor a balancear	1	
11	Banda	Limpieza general, estado físico (cortes). Corregir ajustes	Evitar la tensión incorrecta, grasas o aceites en la banda. Cambiar bandas desgastadas	1	
12	Rodamientos	Verificar juego axial y radial, inspección visual del estado físico de los rodamientos	Evitar desalineamiento y por tanto no perder sensibilidad en la transmisión del desbalance	1	
INSPECCIÓN PERIÓDICA DE LA BANCADA					
No. de Partes	Partes	Actividad	Resultado	Inspección mensual	

1	bancada	Limpieza general, engrasar	Evitar la corrosión	1
2	Rieles	Mantener siempre engrasada	Evitar la corrosión	1
3	Tornillería	Verificar su buen estado físico	Evitar la corrosión y así asegurar la fijación de la bancada con las demás partes	1
INSPECCIÓN PERIÓDICA SISTEMA DE SUSPENSIÓN				
4	Suspensión tipo flejes	Limpieza general	Evitar corrosión	3
5	Placa superior e inferior	Limpieza general	Evitar corrosión	3
6	Barra soporte	Limpieza general	Evitar corrosión	3
7	Rodamientos	Inspeccionar juego axial y radial, inspección visual del estado del rodamiento	Evitar desalineamiento y por tanto no perder sensibilidad en adquisición de datos del desbalance	3
INSPECCIÓN PERIÓDICA SISTEMA DE TRANSMISIÓN				
8	Motor	Verificar estado físico de los rodamientos del motor, verificar cables de alimentación y la instalación eléctrica en general	El buen funcionamiento del motor asegura un buen balanceo y sus conexiones eléctricas asegura su buen funcionamiento	1
9	Variador de velocidades	Verificar estado físico del variador e instalación eléctrica	Su buen funcionamiento asegura las frecuencias requeridas y sus conexiones evitan fallas	1
10	Poleas	Limpieza general, verificar alineación y desgaste	Evitar desalineación es tener un desbalance provocado por el rotor a balancear	1
11	Banda	Limpieza general, estado físico (cortes). Corregir ajustes	Evitar la tensión incorrecta, grasas o aceites en la banda. Cambiar bandas desgastadas	1
12	Rodamientos	Verificar juego axial y radial, inspección visual del estado físico de los rodamientos	Evitar desalineamiento y por tanto no perder sensibilidad en la transmisión del desbalance	1

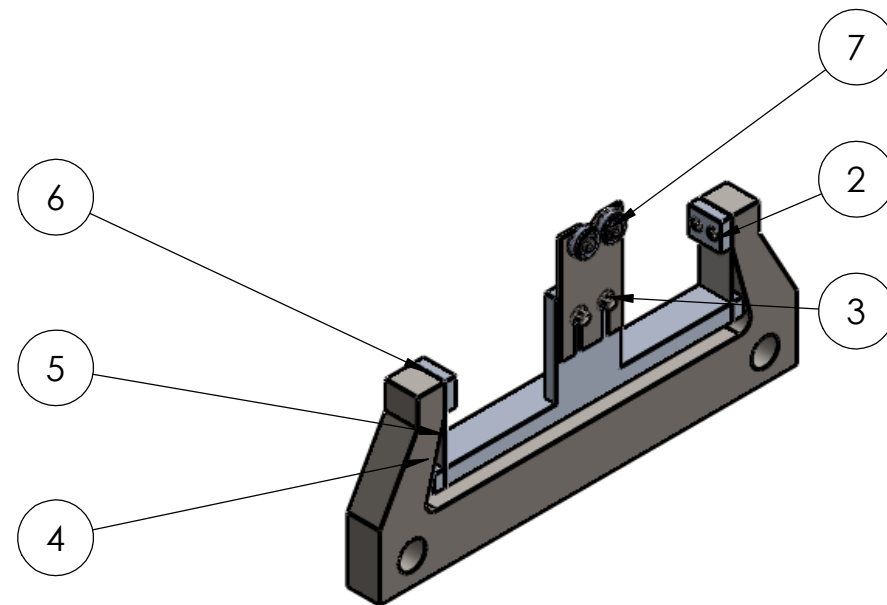
PLANOS



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA ISOMÉTRICA

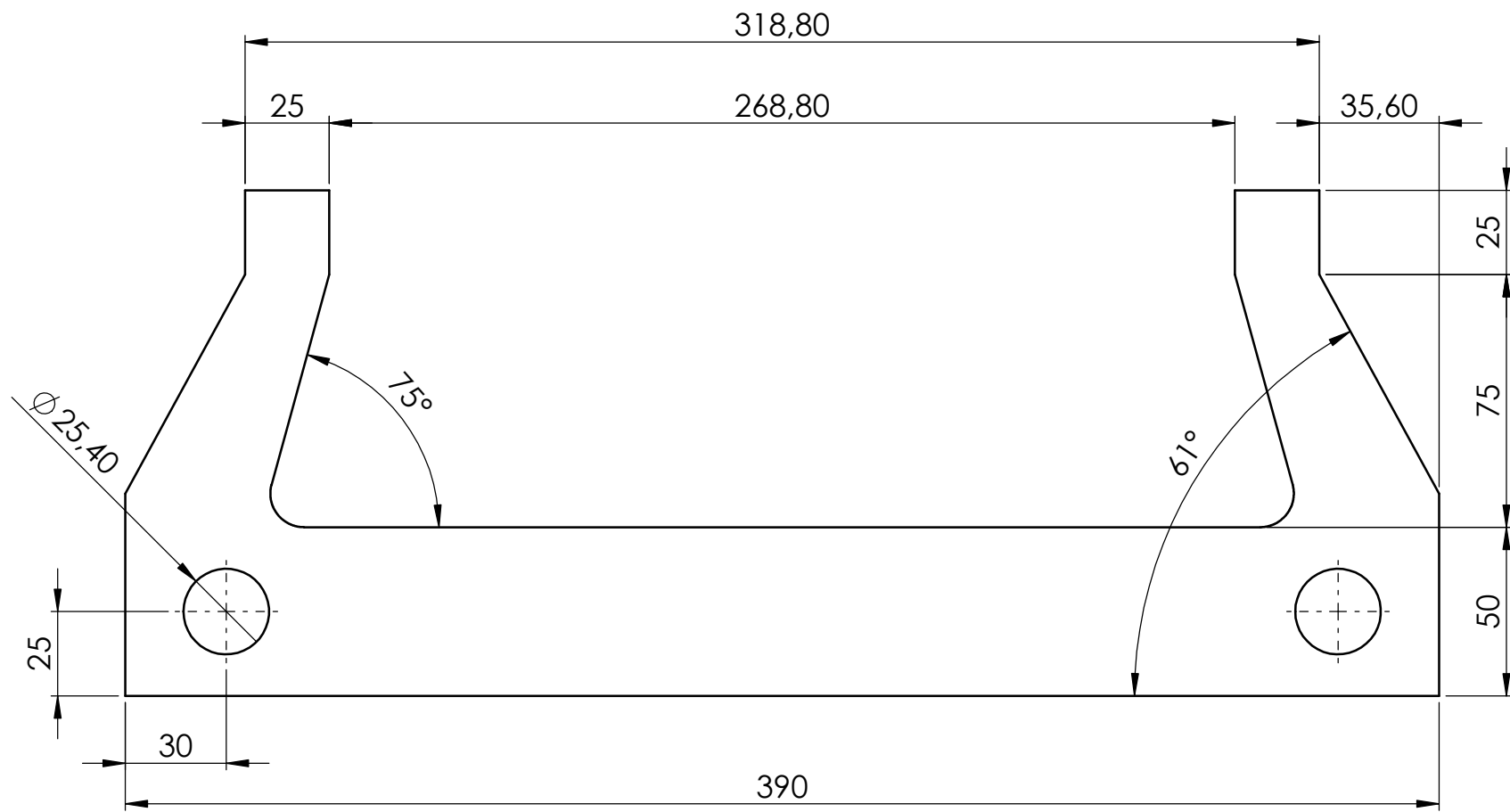
10	Balero fijo	Nº 10	ASTM A36 Acero	1	5890.94 gr	UTC-MCR-E1-10
9	Balero móvil	Nº 10	Aleación Aluminio 7075-O (SS)	1	477.79 gr	UTC-MCR-E1-9
8	Soporte para rodamientos	Nº 8	ASTM A36 Acero	1	122.33 gr	UTC-MCR-E1-8
7	Sujeción de rodamientos	Nº 7	ASTM A36 Acero	2	7.17 gr	UTC-MCR-E1-7
6	Placa superior	Nº 6	Aleación Aluminio 7075-O (SS)	2	18.74 gr	UTC-MCR-E1-6
5	Fleje	Nº 5	AISI 304	2	7.91 gr	UTC-MCR-E1-5
4	Placa inferior	Nº 4	Aleación Aluminio 7075-O (SS)	2	10.31 gr	UTC-MCR-E1-4
3	ISO 4162 - M6 x 12 x 12-N	-	-	2	-	Tornillo Cabeza Allen
2	ISO 4762 M5 x 16 - 16N	-	-	8	-	Tornillo Cabeza Allen
1	Rodamiento 608z	-	Varios	4	-	SKK 608Z
N.º DE PIEZA	DENOMINACIÓN	NUMERO DE LÁMINA	MATERIAL	CANTIDAD	PESO gr/PIEZA	OBSERVACIONES



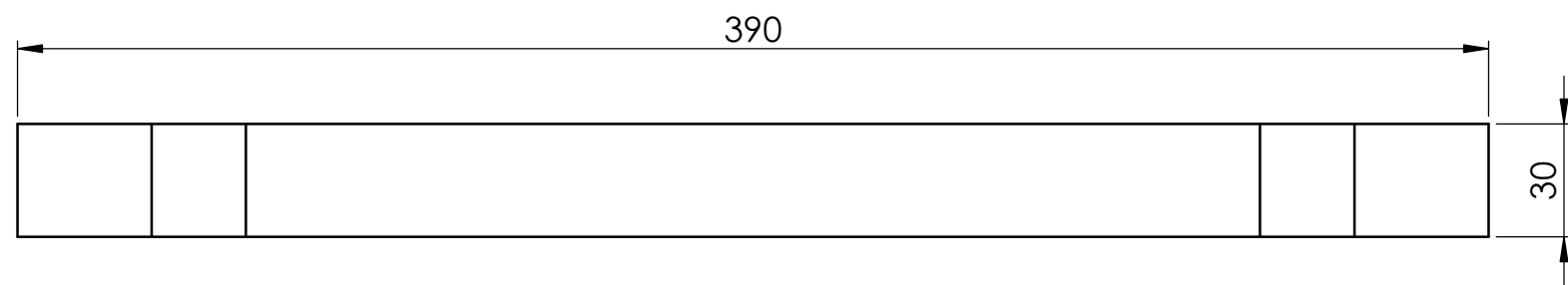
UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



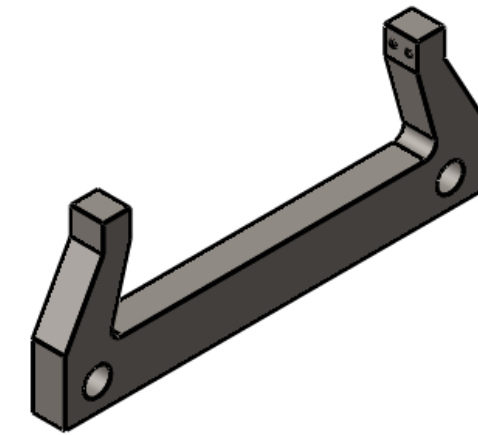
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA		
Dib: 04.06.2019	Cruz Miguel				1:5
Rev: 05.06.2019	Cruz Miguel				
Apro: 06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos				
Material:	Tolerancia:	Numero lamina:	Nombre:	Denominación:	
Varios	±0.5	Nº 1	Ensamblaje Baleros Fijos	UTC-MCR-E1	



VISTA FRONTAL



VISTA SUPERIOR



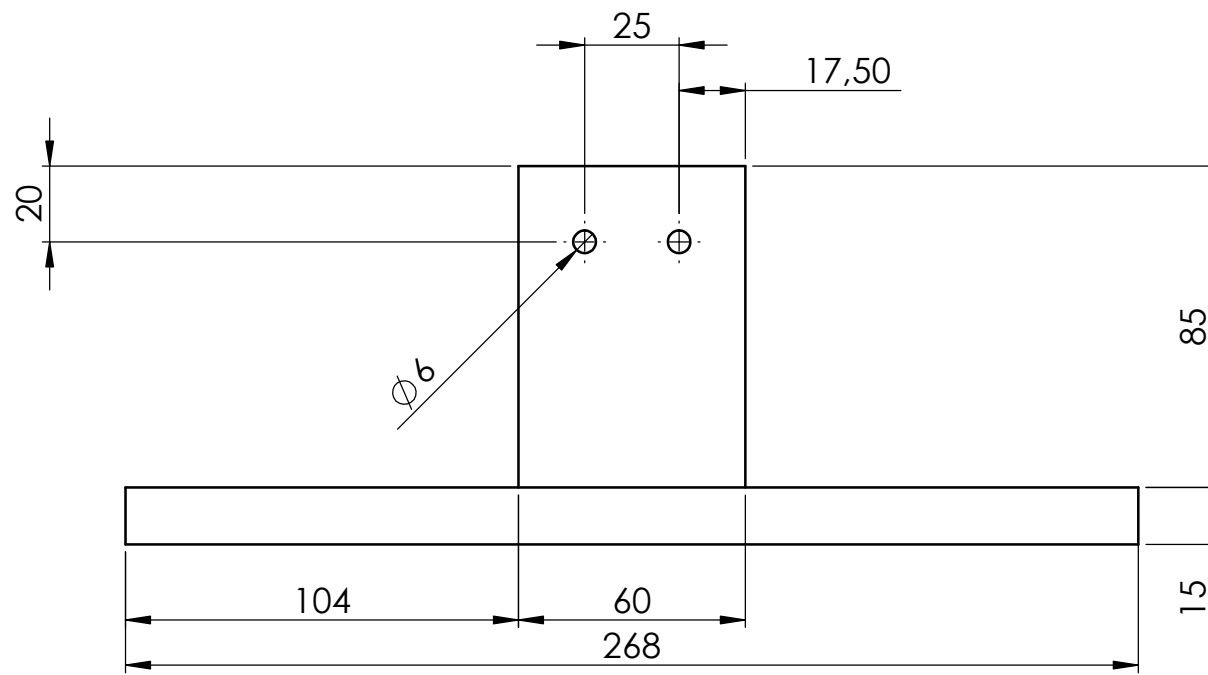
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5



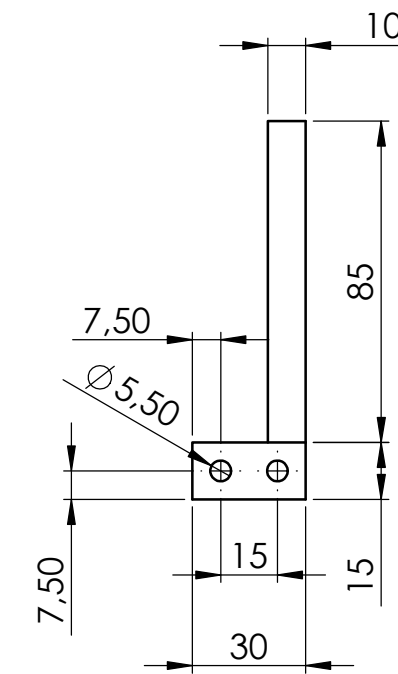
UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



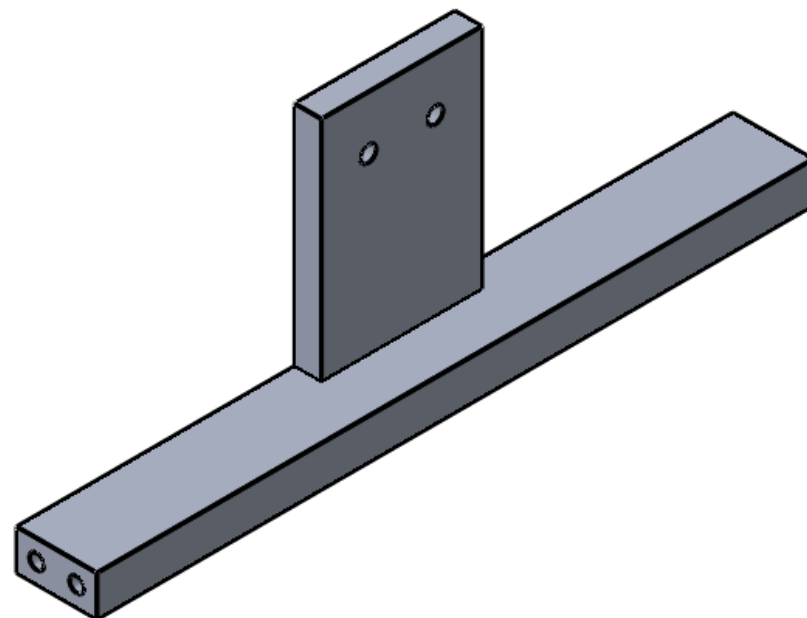
Fecha:		Nombre:		Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA		
Dib:	04.06.2019	Cruz Miguel					1:2
Rev:	05.06.2019	Cruz Miguel					
Apro:	06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos					
Material: ASTM A36 Acero		Tolerancia: ±0.5		Numero lamina: Nº 2	Nombre: Balero fijo	Denominación: UTC-MCR-E1- 2	



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA ISOMÉTRICA

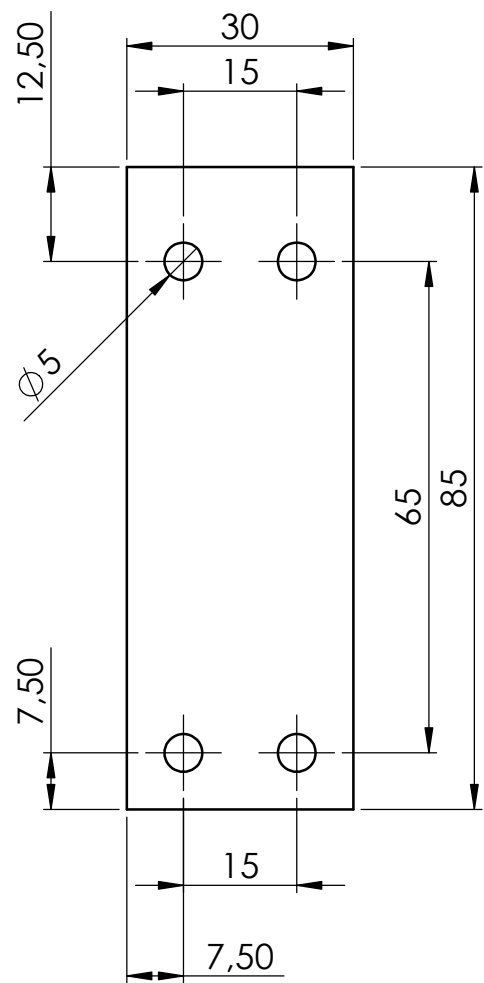


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



INGENIERÍA
ELECTROMECAÁNICA

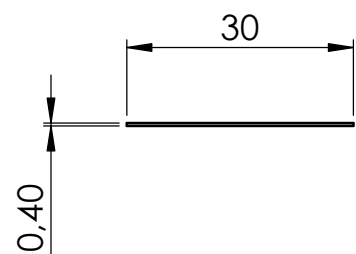
	Fecha	Nombre	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA
Dib:	04.06.2019	Cruz Miguel	1:2	
Rev:	05.06.2019	Cruz Miguel		
Apro:	06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos		
Material:	Tolerancia:		Numero lamina:	Nombre:
Aleación Aluminio 7075- O (SS)	±0.5		Nº 3	Balero movil
			Denominación:	
			UTC-MCR-E1- 3	





VISTA FRONTAL

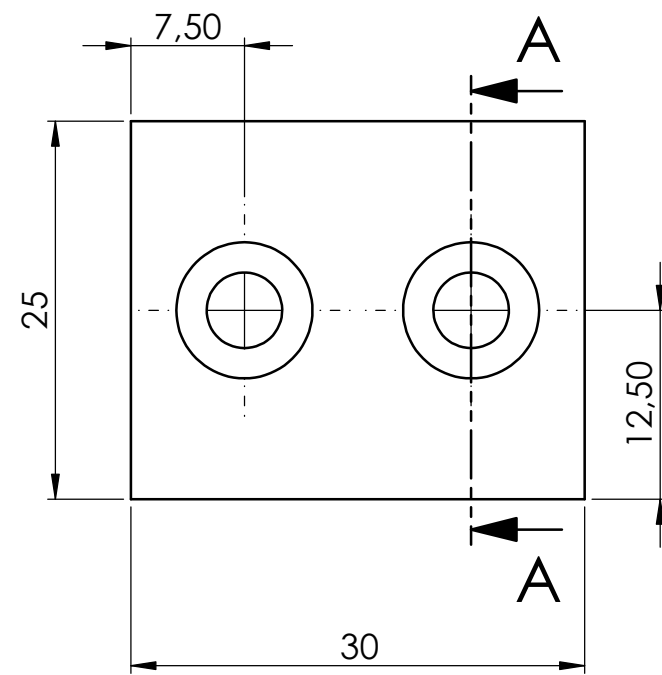


VISTA ISOMÉTRICA

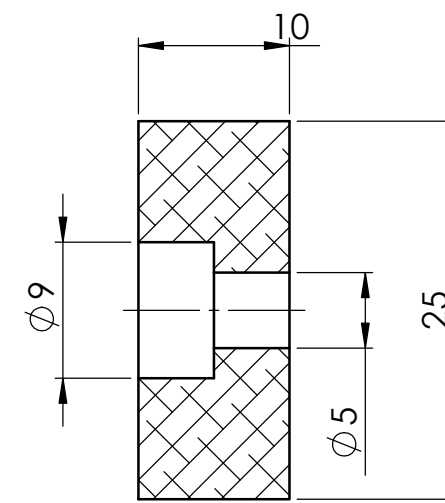


VISTA SUPERIOR

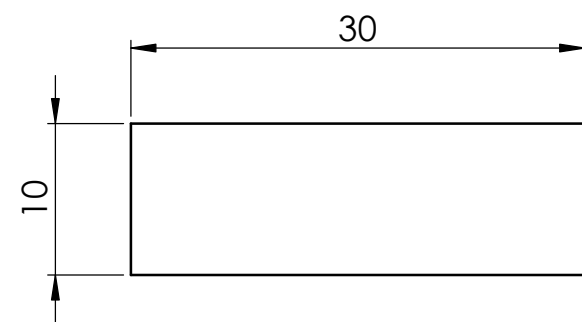
 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI 		INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Fecha:	Nombre:	Escala: 1:1	Denominación: UTC-MCR-E1- 4
Dib: 04.06.2019	Cruz Miguel		
Rev: 05.06.2019	Cruz Miguel		
Apro: 06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos	Numero lamina: N° 4	Nombre: Fleje
Material: AISI 304		Tolerancia: ±0.5	



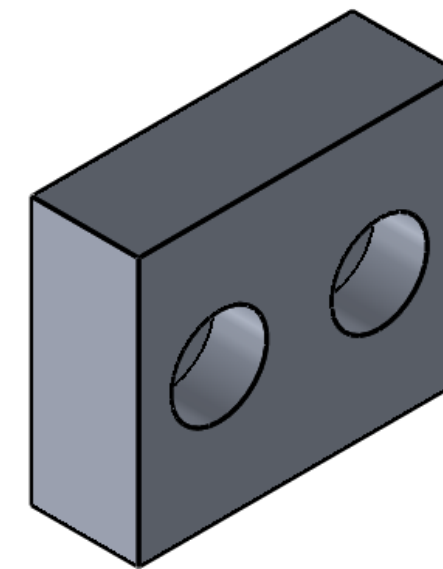
VISTA FRONTAL



SECCIÓN A-A



VISTA SUPERIOR



VISTA ISOMÉTRICA

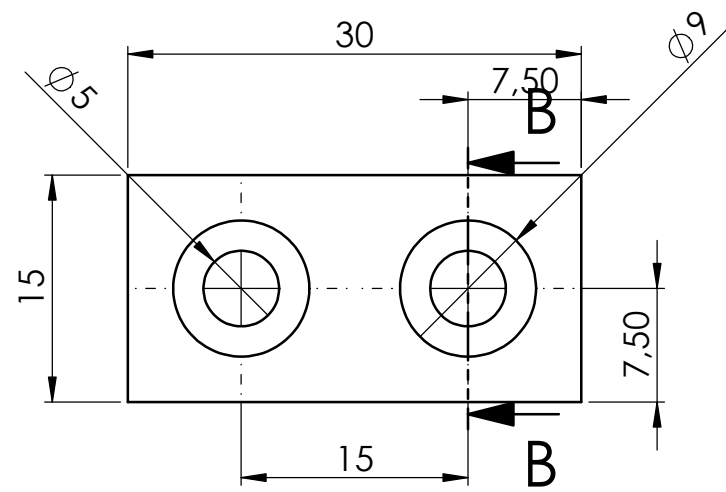


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

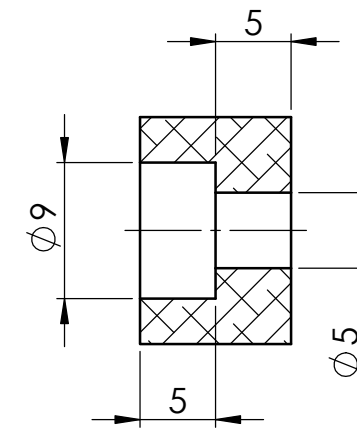


**INGENIERÍA
ELECTROMECAÁNICA**

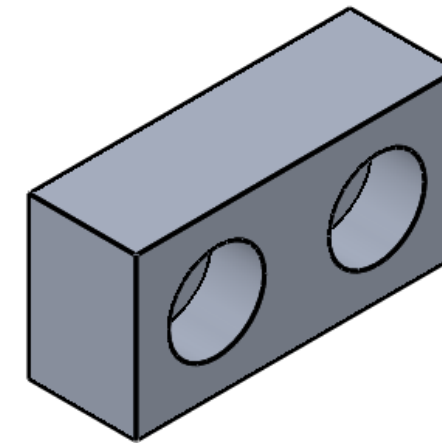
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Dib: 04.06.2019	Cruz Miguel	2:1		
Rev: 05.06.2019	Cruz Miguel			
Apro: 06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos		Nombre:	Denominación:
Material: Aleación Aluminio 7075- O (SS)	Tolerancia: ± 0.5	Numero lamina: N° 5	Placa superior	UTC-MCR-E1- 5



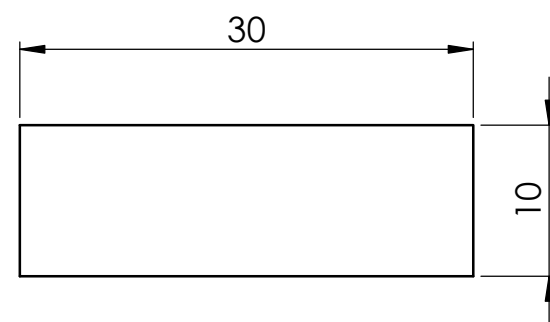
VISTA FRONTAL



SECCIÓN B-B



VISTA ISOMÉTRICA



VISTA SUPERIOR

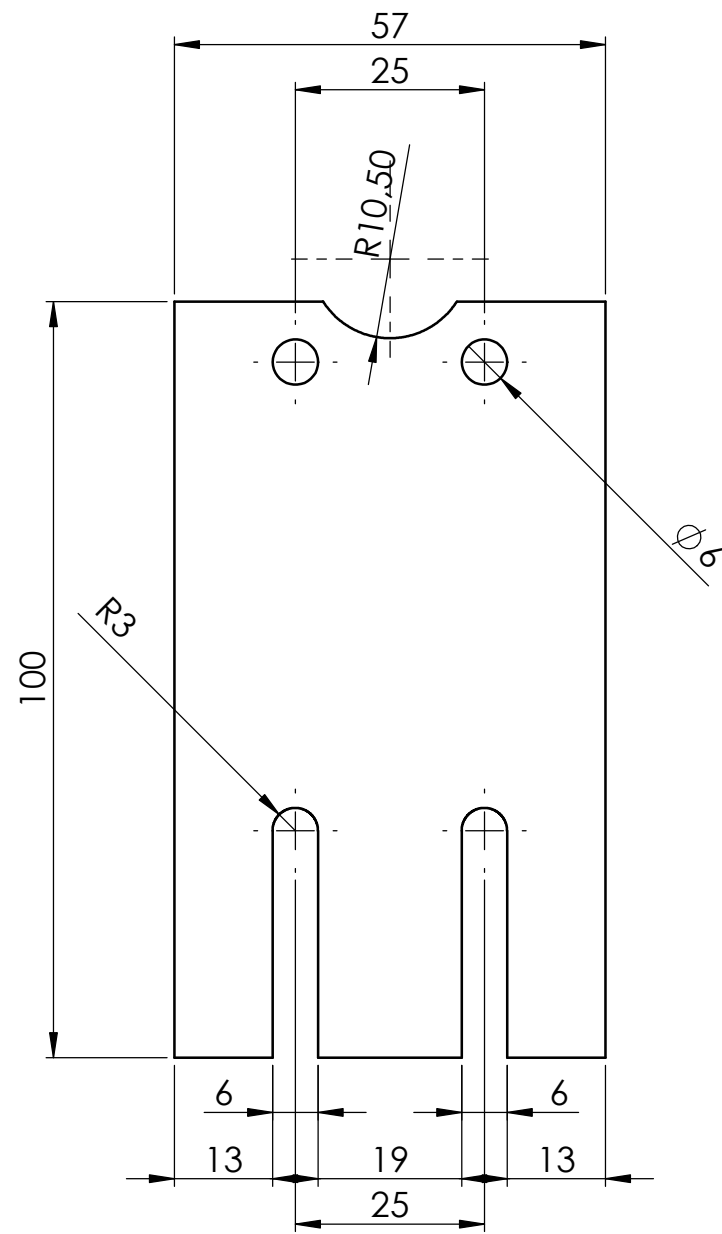


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

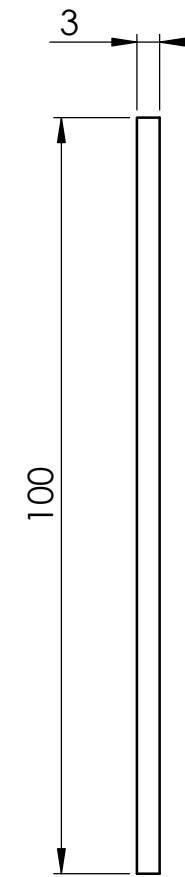


**INGENIERÍA
ELECTROMECAÁNICA**

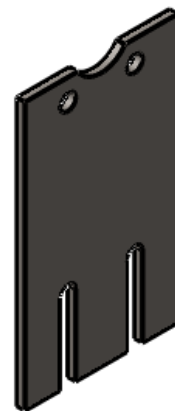
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Dib: 04.06.2019	Cruz Miguel	2:1		
Rev: 05.06.2019	Cruz Miguel			
Apro: 06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos		Nombre:	Denominación:
Material:	Tolerancia:	Numero lamina:	Placa inferior	UTC-MCR-E1-6
Varios	±0.5	Nº 6		



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IQUIERDA



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:2

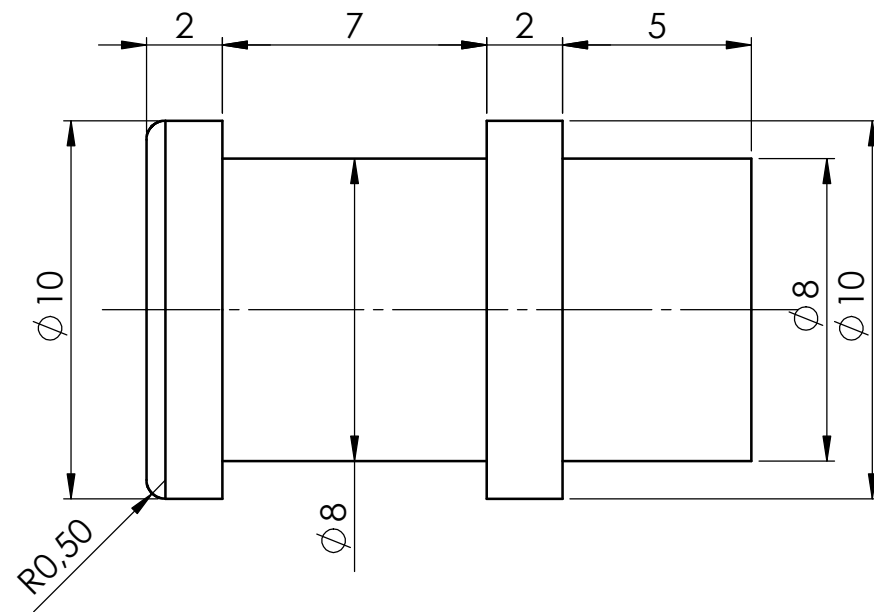


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

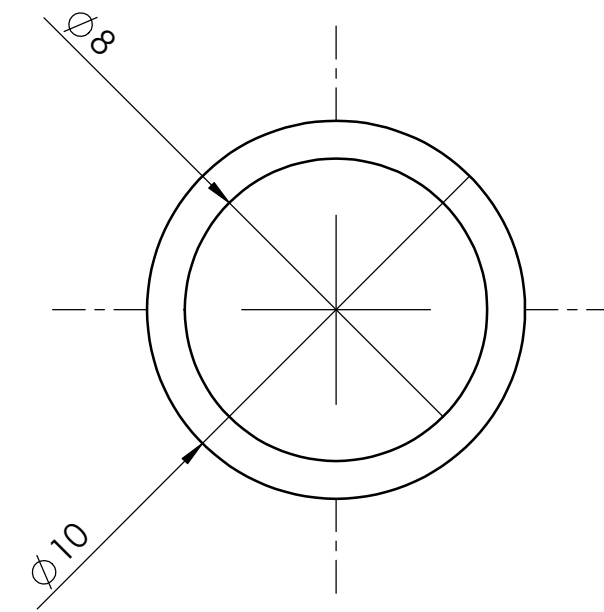


**INGENIERÍA
ELECTROMECAÁNICA**

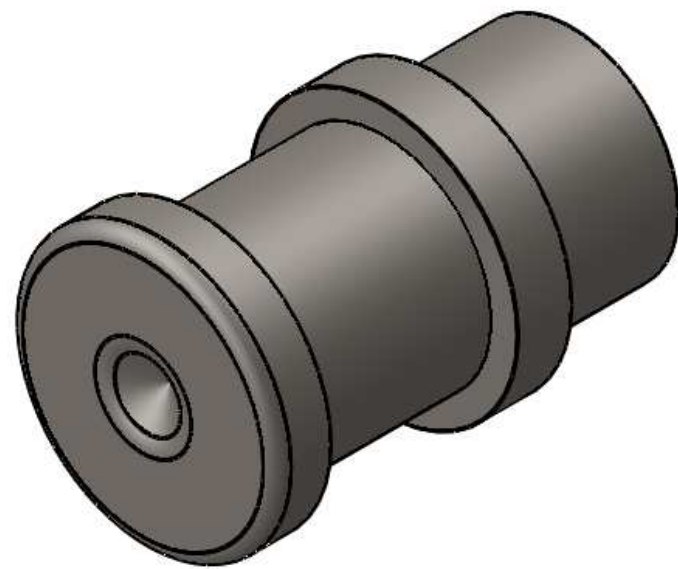
	Fecha	Nombre	Escala:	1:1	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA
Dib:	04.06.2019	Cruz Miguel			
Rev:	05.06.2019	Cruz Miguel			
Apro:	06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos			
Material:	ASTM A36 Acero	Tolerancia:	±0.5	Numero lamina: Nº 7	Nombre: Soporte para rodamientos
					Denominación: UTC-MCR-E1- 7



VISTA LATERAL IQUIERDA



VISTA FRONTAL



VISTA ISOMÉTRICA

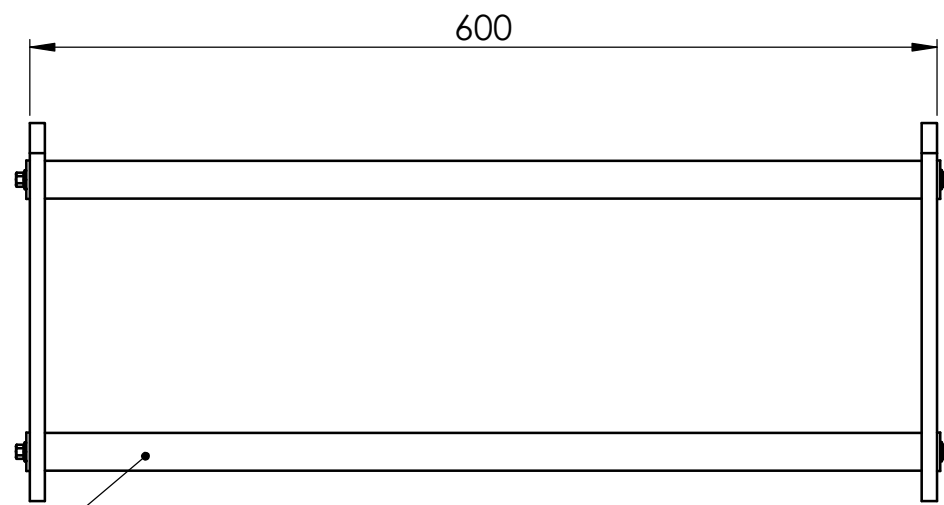


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

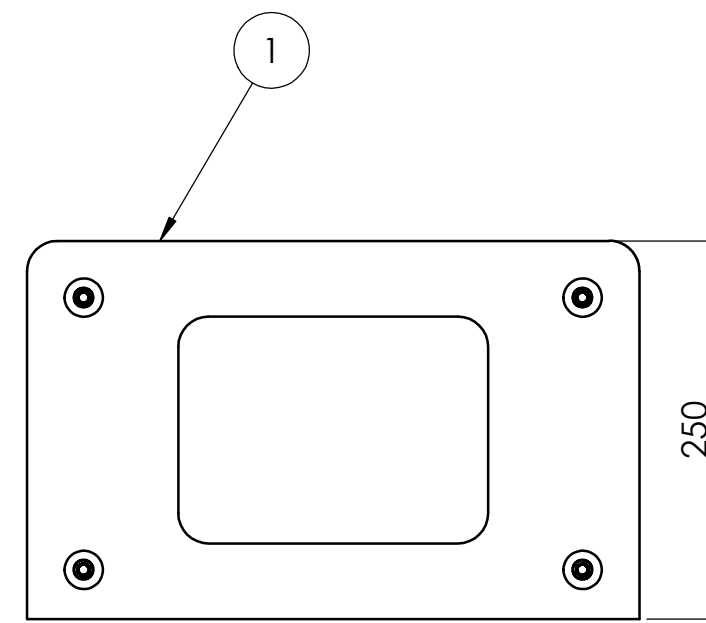


**INGENIERÍA
ELECTROMECAÁNICA**

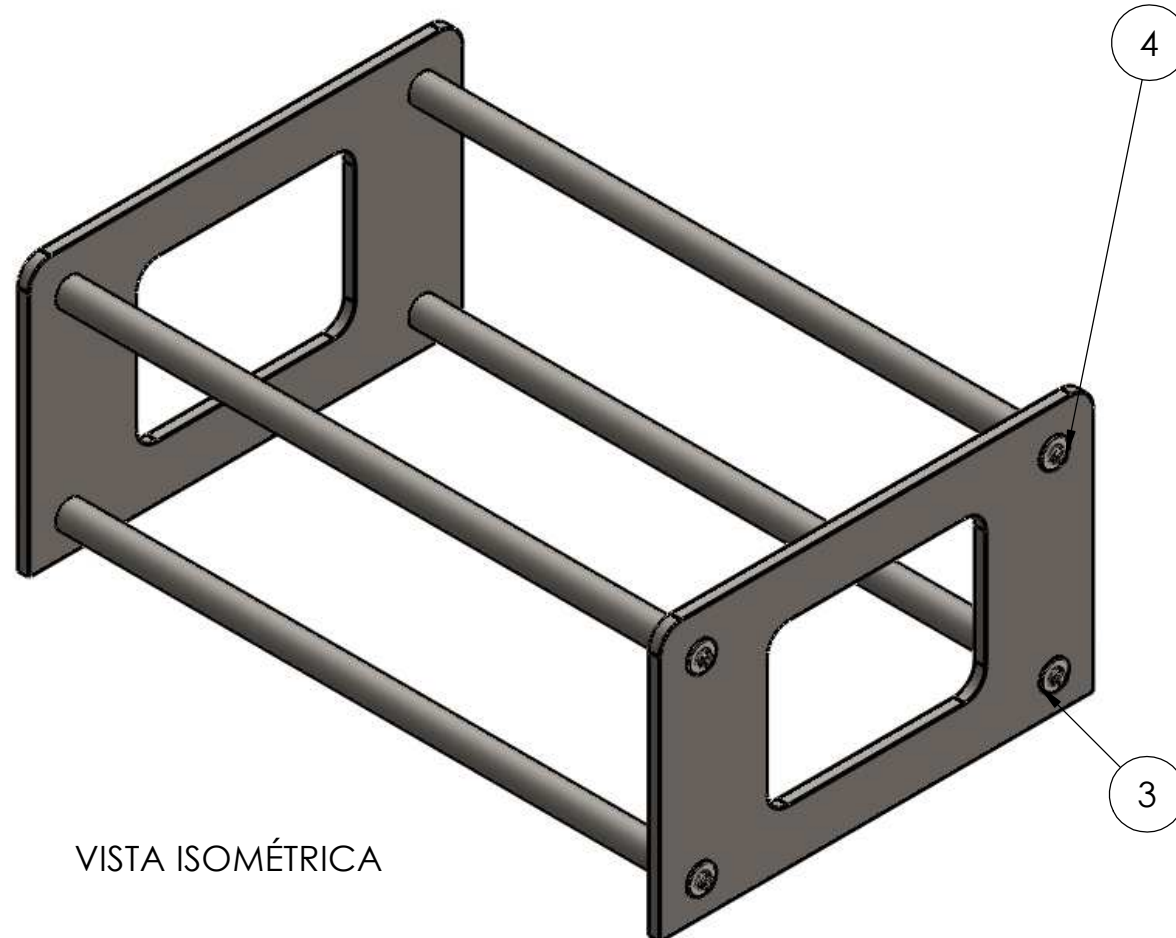
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Dib: 04.06.2019	Cruz Miguel	5:1		
Rev: 05.06.2019	Cruz Miguel			
Apro: 06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos		Nombre:	Denominación:
Material: ASTM A36 Acero	Tolerancia: ±0.5	Numero lamina: Nº 8	Sujeción de rodamientos	UTC-MCR-E1- 8



VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA FRONTAL



VISTA ISOMÉTRICA

N.º DE PIEZA	DENOMINACIÓN	NUMERO DE LÁMINA	MATERIAL	CANTIDAD	PESO gr/PIEZA	Observacion
4	B18.6.7M - M6 x 1.0 x 13 Indented HFMS --13N	-	-	8	-	Tornillo M6x13 autoroscante
3	B18.22M - Plain washer, 6 mm, wide	-	-	8	-	Arandela plana M6
2	Eje	Nº 13	ASTM A36 Acero	4	2305.36 gr	UTC-MCR-E2-13
1	Base balanceadora	Nº 12	ASTM A36 Acero	2	5393.61 gr	UTC-MCR-E2-2

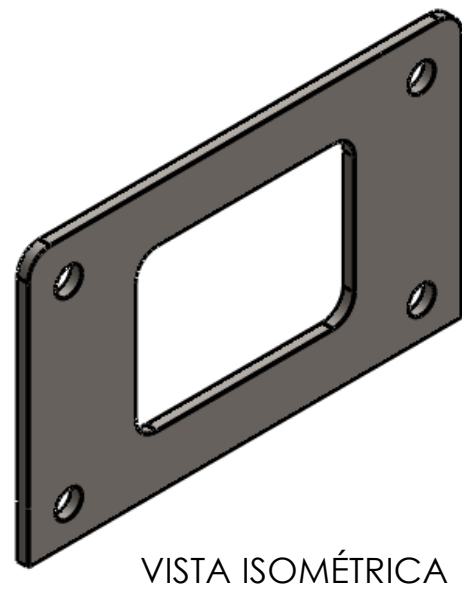
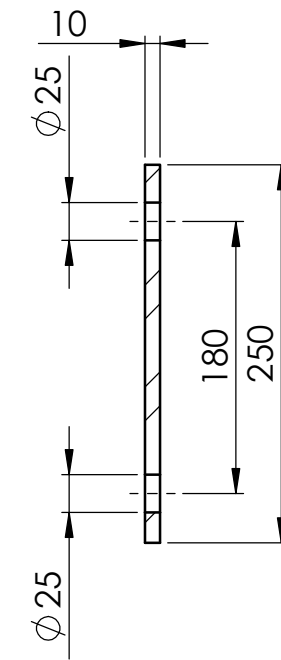
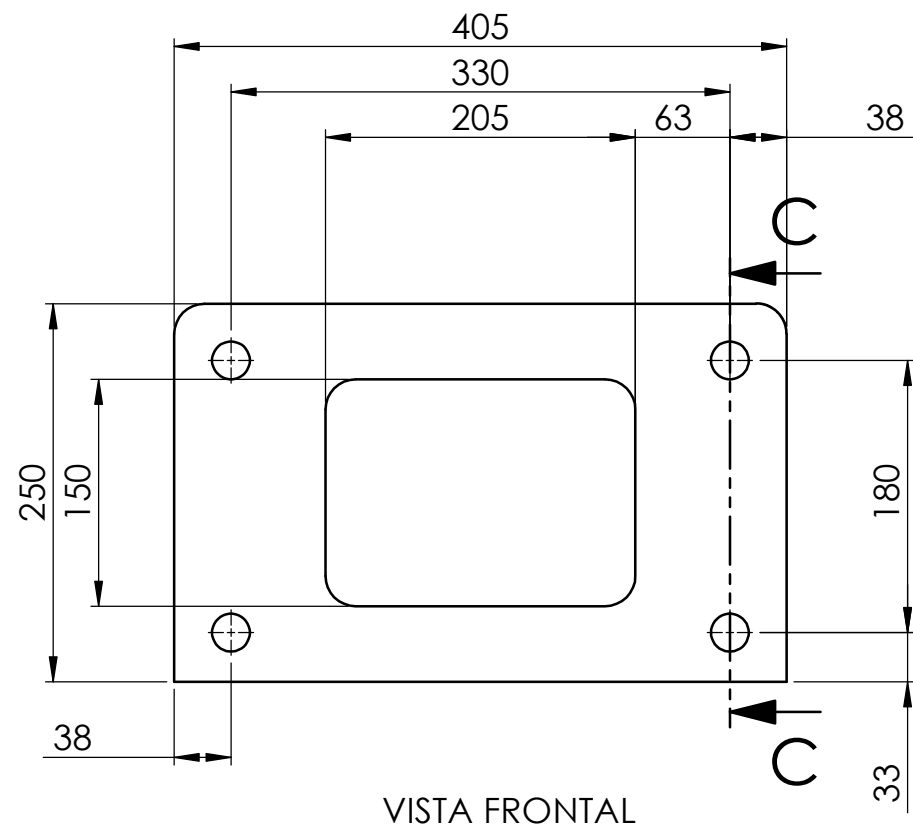



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

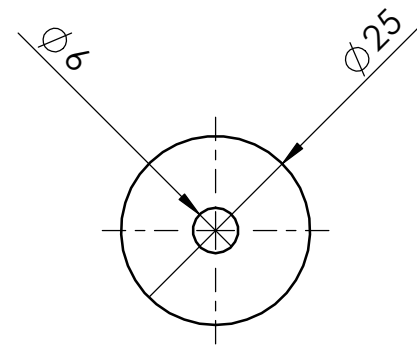


INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

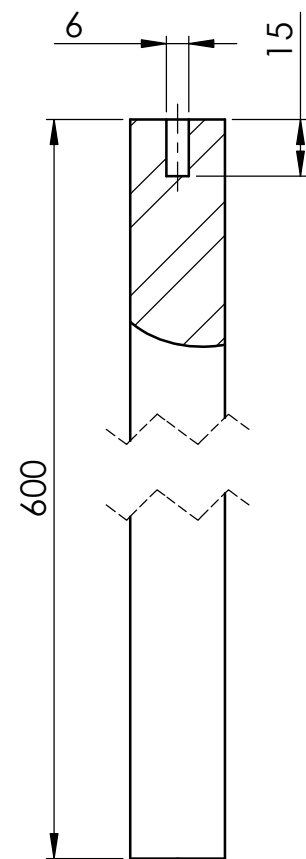
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Dib: 04.06.2019	Cruz Miguel	1:5		
Rev: 05.06.2019	Cruz Miguel			
Apro: 06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos			
Material:	Tolerancia:	Numero lamina:	Nombre:	Denominación:
Varios	±0.5	Nº 9	Ensamblaje Estructura	UTC-MCR-E2



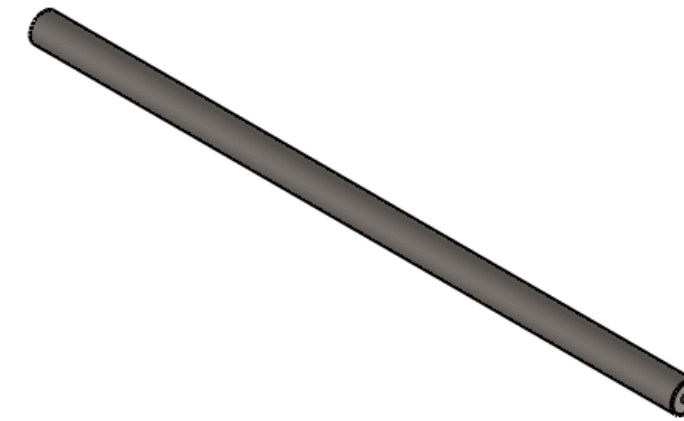
 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI 														
<table border="1"> <tr> <td>Fecha</td> <td>Nombre</td> <td rowspan="3">Escala:</td> <td rowspan="3" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA </td> </tr> <tr> <td>Dib: 04.06.2019</td> <td>Cruz Miguel</td> <td rowspan="2" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> 1:5 </td> </tr> <tr> <td>Rev: 05.06.2019</td> <td>Cruz Miguel</td> </tr> <tr> <td>Apro: 06.06.2019</td> <td>Ing. Segundo Cevallos</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>		Fecha	Nombre	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	Dib: 04.06.2019	Cruz Miguel	1:5	Rev: 05.06.2019	Cruz Miguel	Apro: 06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos		
Fecha	Nombre	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA											
Dib: 04.06.2019	Cruz Miguel					1:5								
Rev: 05.06.2019	Cruz Miguel													
Apro: 06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos													
Material:	Tolerancia:	Numero lamina:	Nombre:	Denominación:										
Varios	±0.5	Nº 10	Base balanceadora	UTC-MCR-E2-10										



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:1



VISTA LATERAL IZQUIERDA
ESCALA 1:2



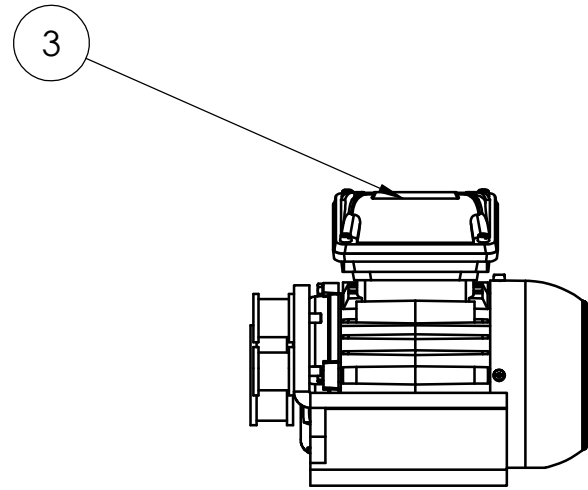
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5



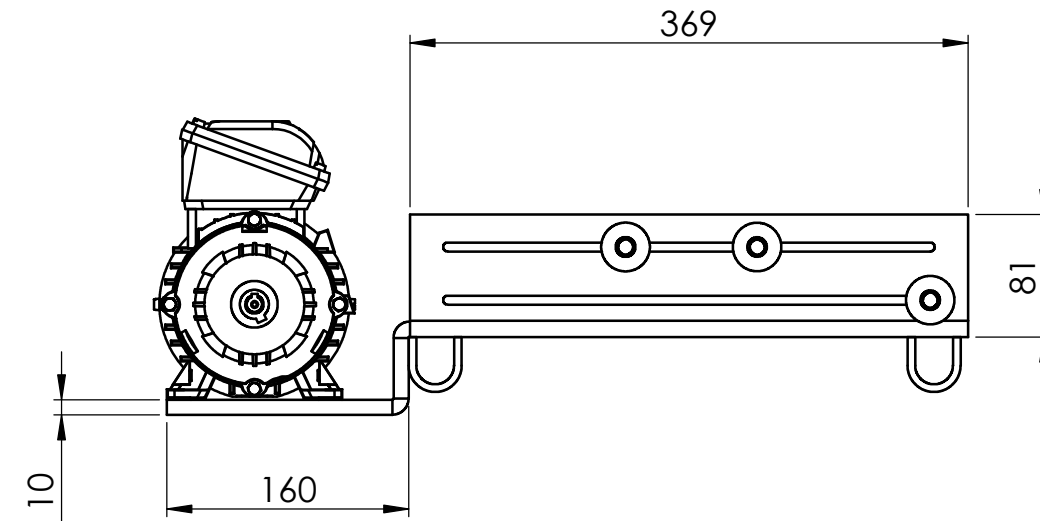
UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



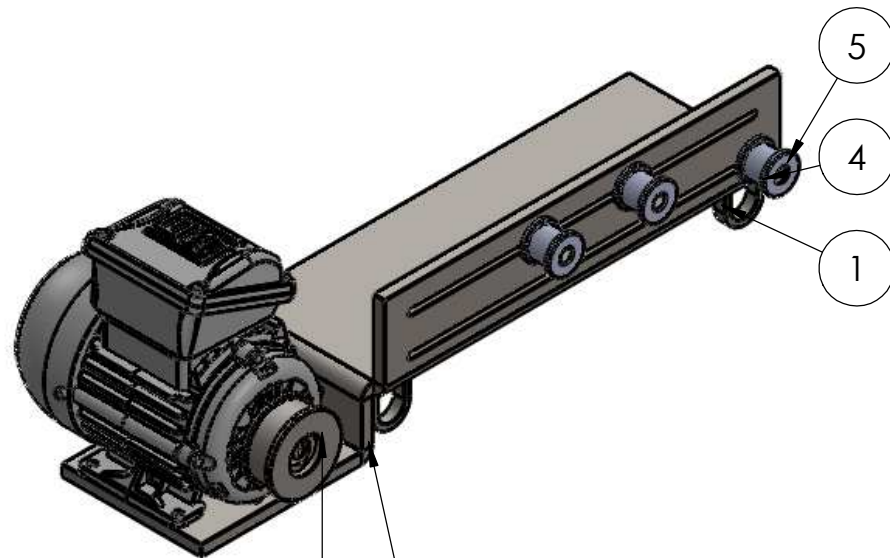
Fecha		Nombre		Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Dib:	04.06.2019	Cruz Miguel				Varios
Rev:	05.06.2019	Cruz Miguel				
Apro:	06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos				
Material:		Tolerancia:		Numero lamina:	Nombre:	
Varios		±0.5		Nº 11	Eje	
				Denominación:		
				UTC-MCR-E2-11		



VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA FRONTAL



VISTA ISOMÉTRICA

6	Base motor	Nº18	1	7876.71 gr	UTC-MCR-E3-18
5	ISO 4014 - M6 x 40 x 18-N	-	3	-	Perno M6x40
4	Turbo	-	3	15.62 gr	-
3	Ensamble 3	-	1	--	Motor Siemens
2	Ensamble 2	Nº 11	1	550.04 gr	UTC-MCR-E2
1	Ensamble 1	Nº 1	2	33.41 gr	UTC-MCR-E1
N.º DE PIEZA	DENOMINACIÓN	NUMERO DE LÁMINA	CANTIDAD	Weight	Observaciones



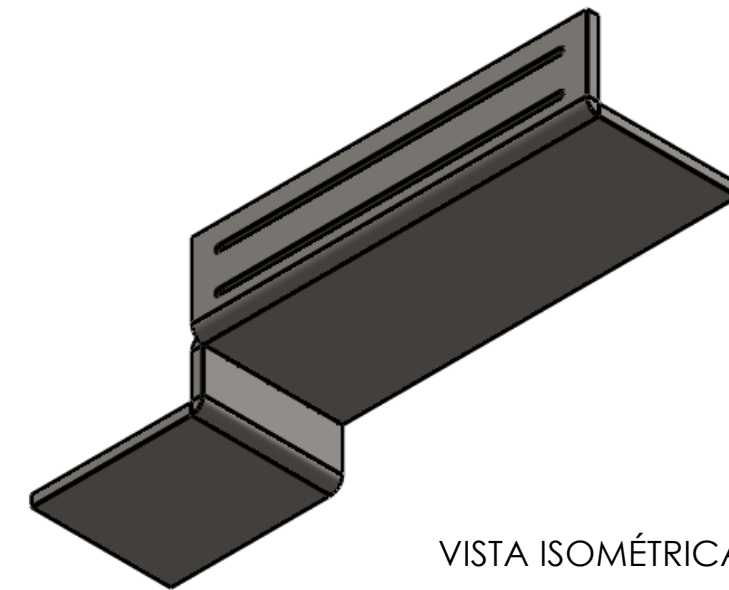
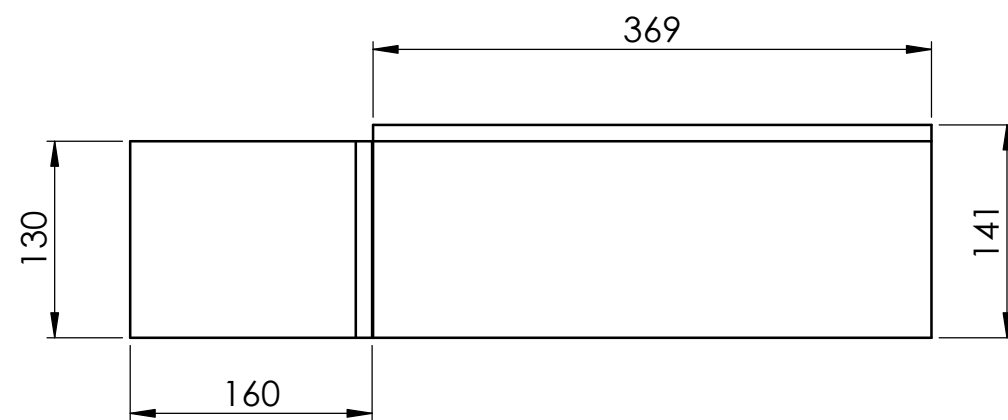
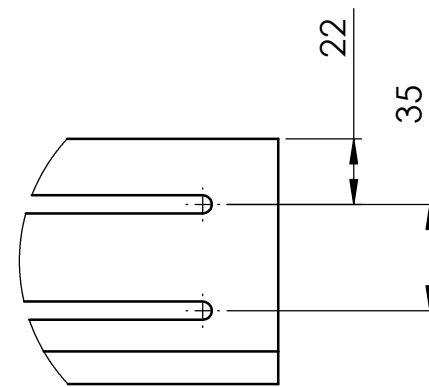
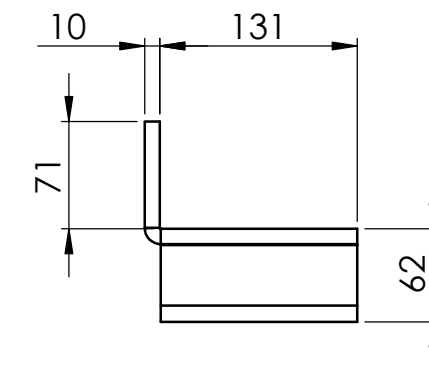
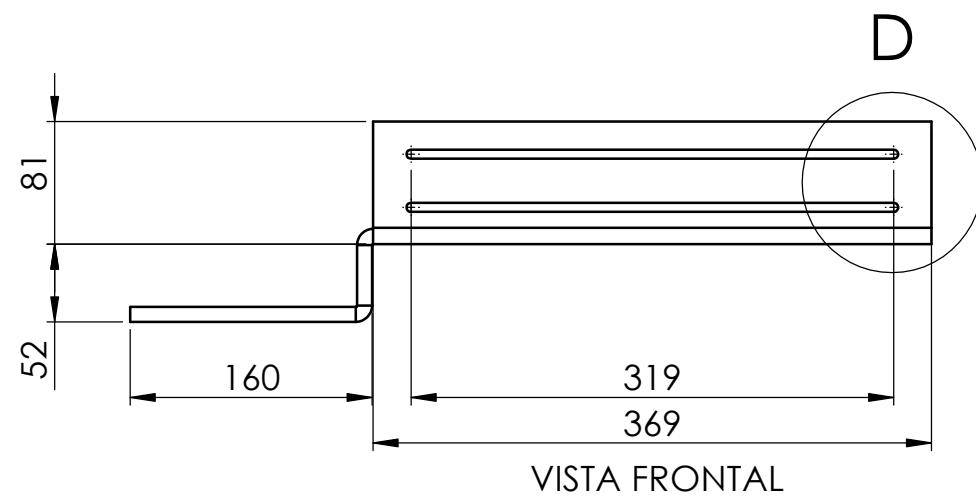
UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



INGENIERÍA
ELECTROMECAÁNICA

Fecha	Nombre	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA		
Dib: 04.06.2019	Cruz Miguel	1:5			
Rev: 05.06.2019	Cruz Miguel				
Apro: 06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos				

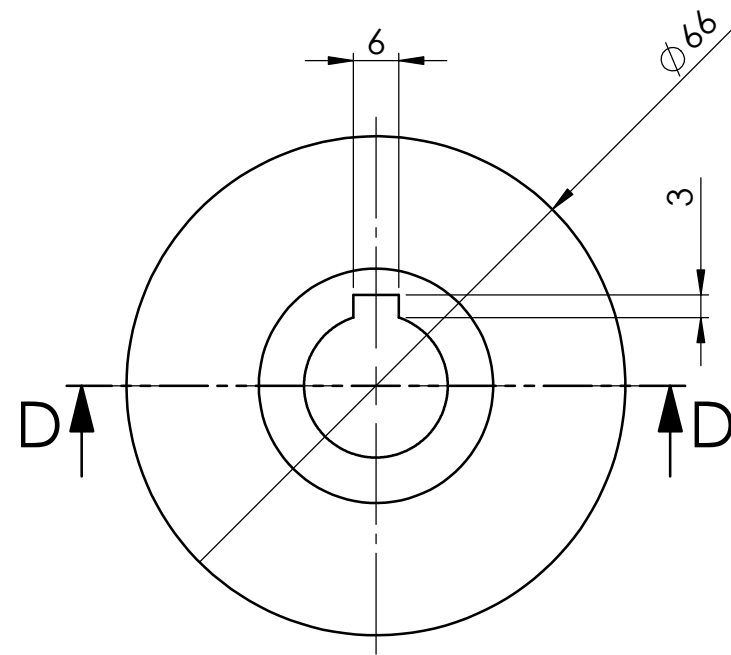
Material:	Tolerancia:	Numero lamina:	Nombre:	Denominación:
Varios	±0.5	Nº 12	Ensamblaje Base del Motor	UTC-MCR-E3



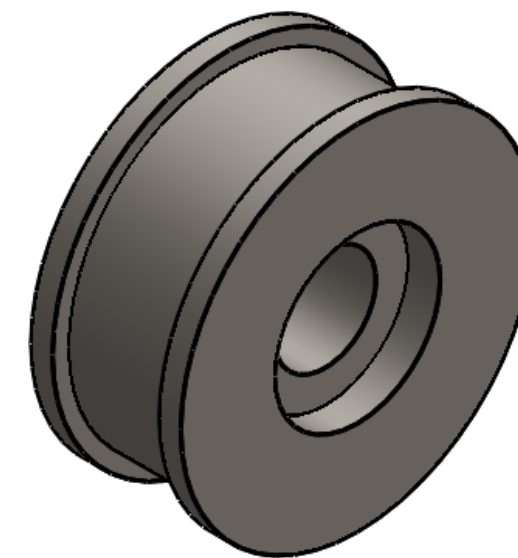
UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



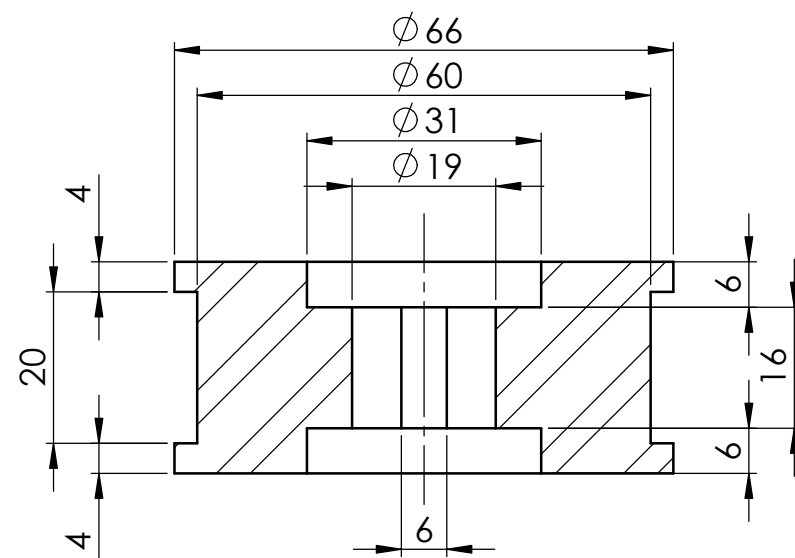
Fecha		Nombre		Escala: 1:5	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA
Dib:	04.06.2019	Cruz Miguel			
Rev:	05.06.2019	Cruz Miguel			
Apro:	06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos			
Material: Varios		Tolerancia: ±0.5		Numero lamina: N°13	Nombre: Base motor
					Denominación: UTC-MCR-E3-13



VISTA FRONTAL



VISTA ISOMÉTRICA



SECCIÓN D-D

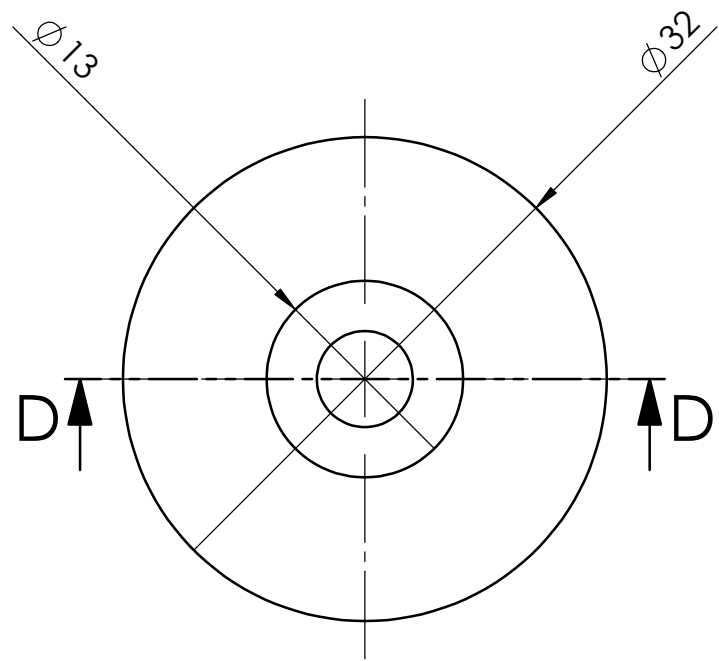


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

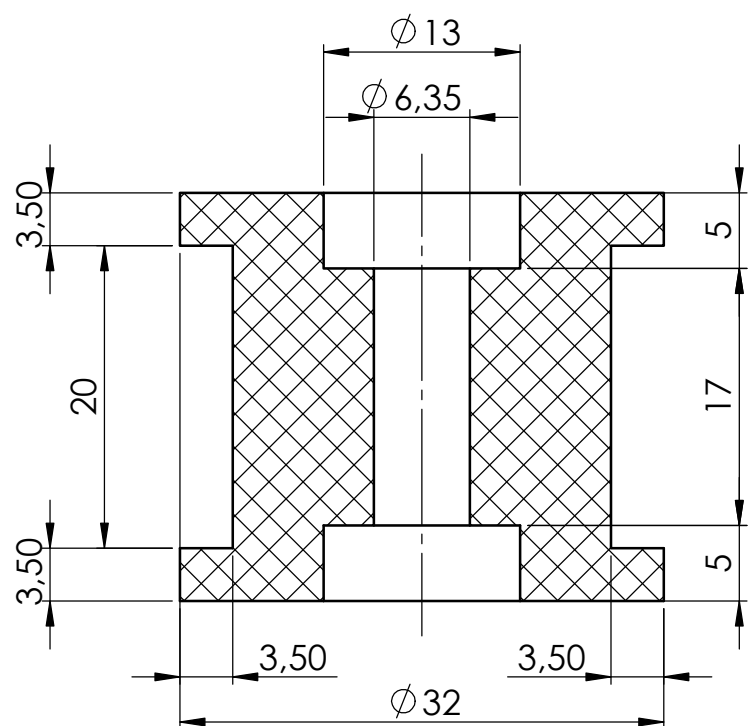


**INGENIERÍA
ELECTROMECAÁNICA**

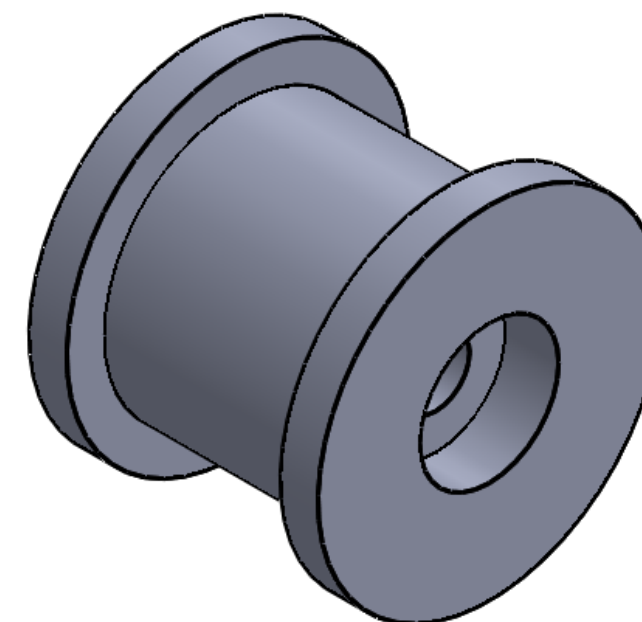
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Dib: 04.06.2019	Cruz Miguel	1:1		
Rev: 05.06.2019	Cruz Miguel			
Apro: 06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos		Nombre:	Denominación:
Material:	Tolerancia:	Numero lamina:	Polea Motor	UTC-MCR-E2-14
Varios	±0.5	Nº 14		



VISTA FRONTAL



SECCIÓN D-D



VISTA ISOMÉTRICA

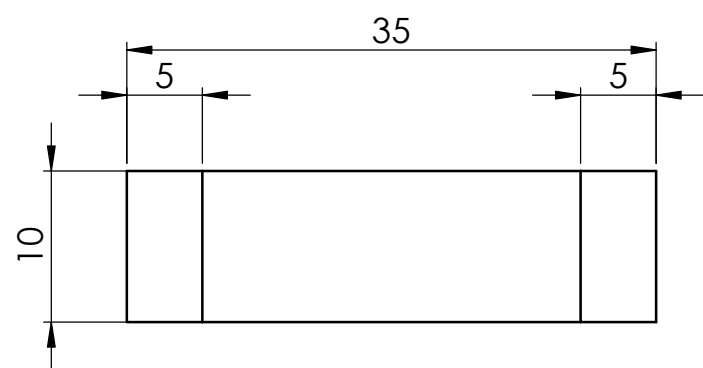


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

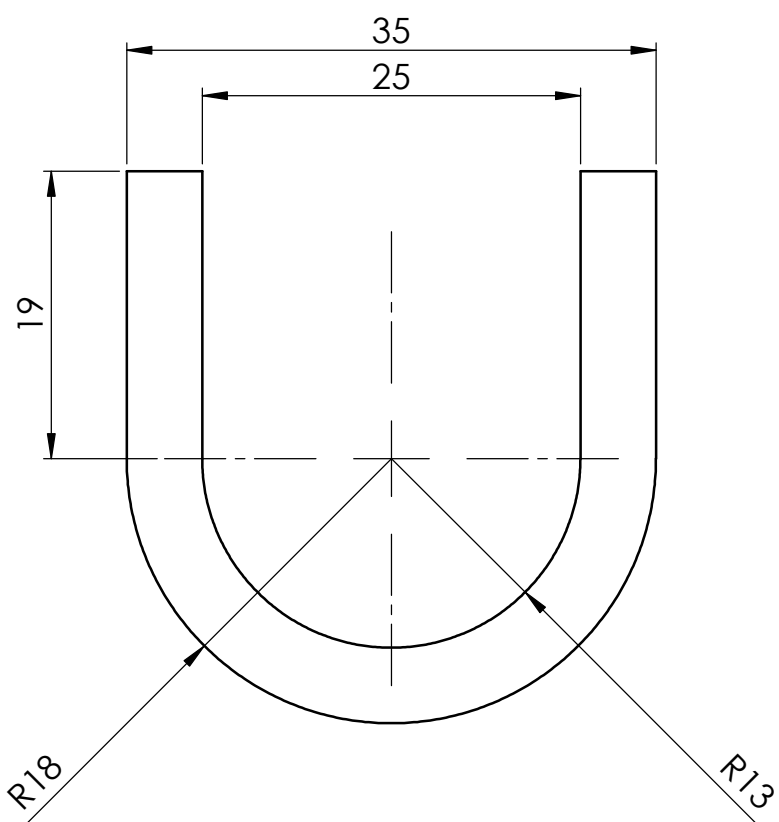


**INGENIERÍA
ELECTROMECAÁNICA**

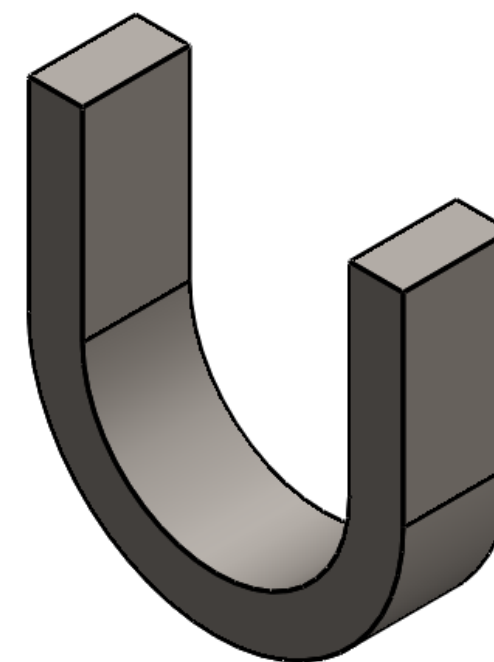
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Dib: 04.06.2019	Cruz Miguel	2:1		
Rev: 05.06.2019	Cruz Miguel			
Apro: 06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos			
Material:	Tolerancia:	Numero lamina:	Nombre:	Denominación:
Varios	± 0.5	15	Polea banda	UTC-MCR-E3-15



VISTA SUPERIOR



VISTA FRONTAL



VISTA ISOMÉTRICA

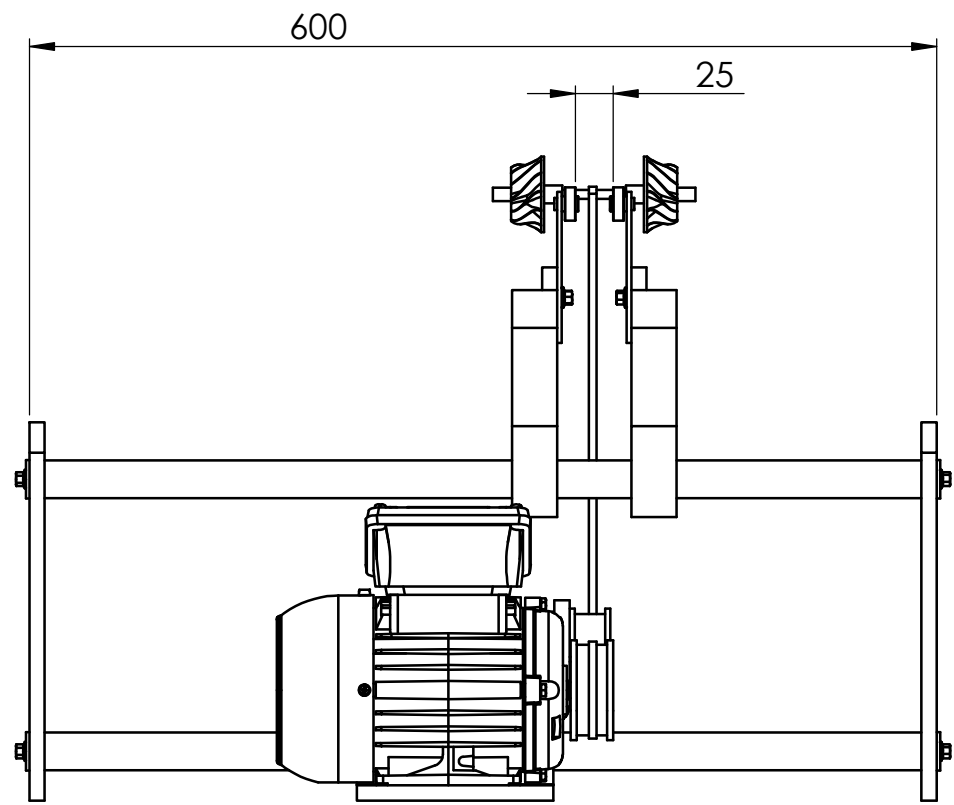


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

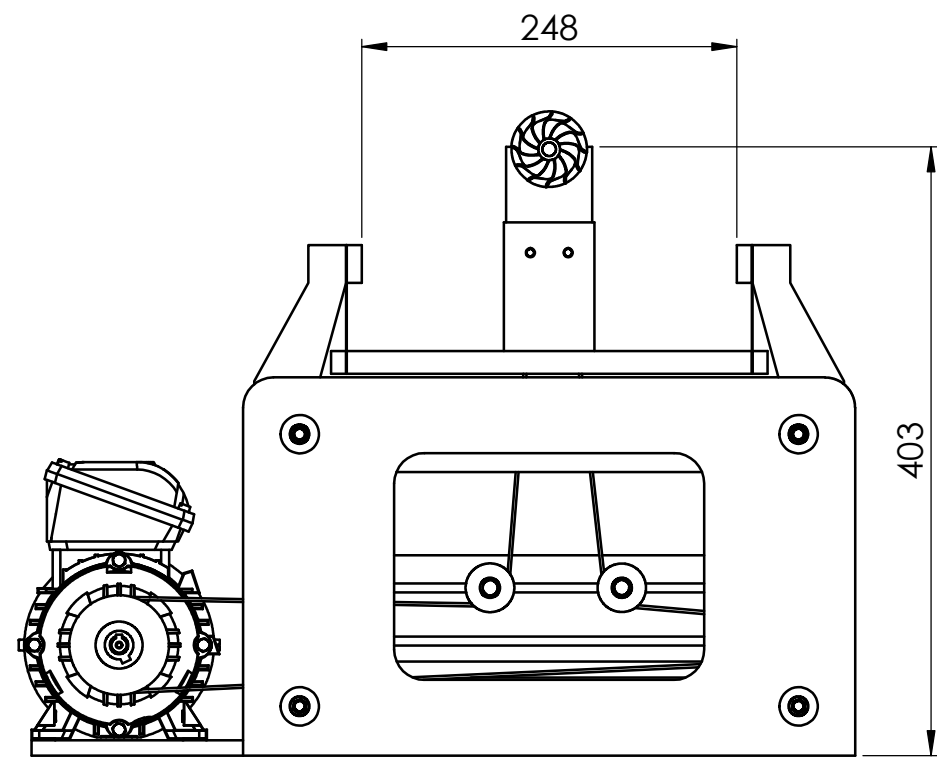


**INGENIERÍA
ELECTROMECAÁNICA**

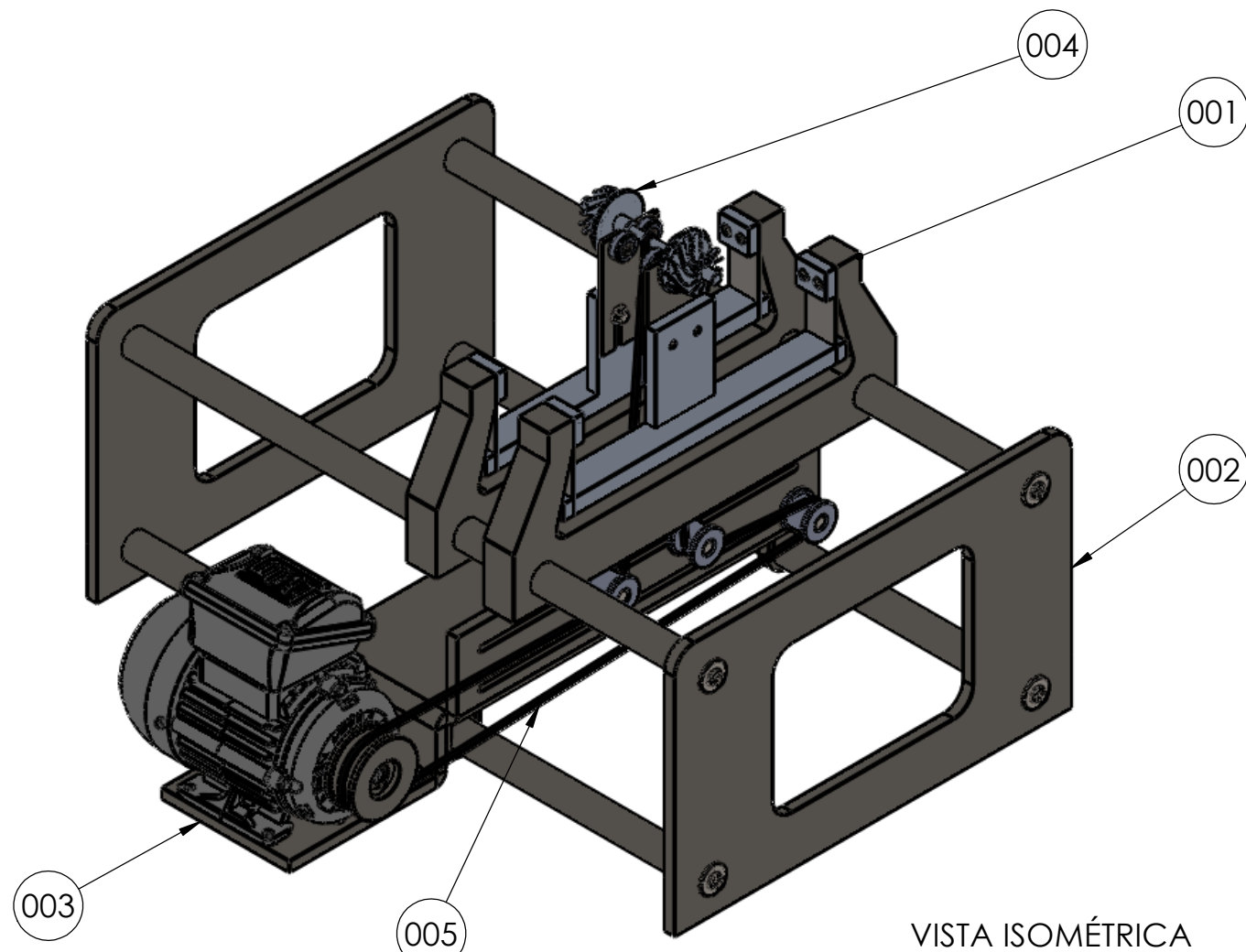
	Fecha	Nombre	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Dib:	04.06.2019	Cruz Miguel	2:1		
Rev:	05.06.2019	Cruz Miguel			
Apro:	06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos			
Material:	Tolerancia:		Numero lamina:	Nombre:	Denominación:
Varios	±0.5		Nº 16	Sujeción U	UTC-MCR-E3-16



VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA FRONTAL



VISTA ISOMÉTRICA

N.º DE PIEZA	DENOMINACIÓN	NUMERO DE LÁMINA	CANTIDAD	Observaciones
005	Banda	-	1	Banda de Nylon 50x2
004	Turbo	-	1	-
003	Ensamble 3	-Nº 14	1	UTC-MCR-E3
002	Ensamble 2	Nº 11	1	UTC-MCR-E2
001	Ensamble 1	Nº 1	2	UTC-MCR-E1



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Dib: 04.06.2019	Cruz Miguel	1:5		
Rev: 05.06.2019	Cruz Miguel			
Apro: 06.06.2019	Ing. Segundo Cevallos			
Material:	Tolerancia:	Numero lamina:	Nombre:	Denominación:
Varios	±0.5	Nº 17	Ensamblaje Balanceadora de Turbos	UTC-MCR-E3-17