



**Universidad
Técnica de
Cotopaxi**

**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA**

PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA BALANCEO
DINÁMICO DE ROTORES HASTA 250 kg EN LA EMPRESA NDT-PDM
ECUADOR”**

Autores:

Edwin Vinicio Cruz Loya

Diego Santiago Siza Duarte

Tutor:

Ing. Héctor Luis Laurencio Alfonso Ph.D.

Latacunga- Ecuador

Agosto 2017

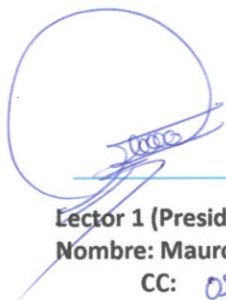
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE TITULACIÓN

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 de la carrera de INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA; por cuanto, el o los postulantes: Cruz Loya Edwin Vinicio y Siza Duarte Diego Santiago con el título de Proyecto de titulación: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÀQUINA PARA BALANCEO DINÀMICO DE ROTORES HASTA 250 kg EN LA EMPRESA NDT-PDM ECUADOR” 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, 01 de Agosto del 2017


Para constancia firman:



Lector 1 (Presidente)
Nombre: Mauro Dario Albarracin Alvarez
CC: 0503113430



Lector 2
Nombre: Cristian Fabian Gallardo Molina
CC:



Lector 3
Nombre: Segundo Àngel Cevallos Betàn
CC: 050178243-7

AVAL DEL TUTOR DE PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

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

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES HASTA 250 kg EN LA EMPRESA NDT-PDM ECUADOR”, de los investigadores Cruz Loya Edwin Vinicio y Sizà Duarte Diego Santiago, 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 Honorable Consejo Académico de la facultad de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas de la Universidad Técnica de Cotopaxi designe, para su correspondiente estudio y calificación

Latacunga, agosto, 2017

El Tutor



.....


Ing. Héctor Luis Laurencio Alfonso P.h.D

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Nosotros Cruz Loya Edwin Vinicio y Siza Duarte Diego Santiago declaramos ser autores del presente proyecto de investigación:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES HASTA 250 kg EN LA EMPRESA NDT-PDM ECUADOR”, siendo el Ing. Héctor Luis Laurencio Alfonso director del presente trabajo de investigación; 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 nuestra exclusiva responsabilidad.



Cruz Loya Edwin Vinicio

171081492-0



Siza Duarte Diego Santiago

100408888-4

AVAL DE IMPLEMENTACION

Yo, **Ing. MARITZA ELIZABETH FABARA MENESES** con C.I. 1716069933001, en calidad de Propietaria Gerente General de la empresa **MECANELECTRIC** emito la aprobación de la implementación del “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES HASTA 250 kg EN LA EMPRESA NDT-PDM ECUADOR**”, a cargo de los postulantes **CRUZ LOYA EDWIN VINICIO** y **SIZA DUARTE DIEGO SANTIAGO**, con cédula de ciudadanía No **171081492-0** y **100408888-4** respectivamente, estudiantes de la Carrera de **INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**, quienes han desarrollado la construcción de la máquina, tomando en consideración de los requerimientos de la universidad y del tutor a cargo del proyecto de investigación.

Doy fe del presente para su correspondiente estudio y calificación.

Latacunga, 13 de Julio del 2017



DEDICATORIA

A Dios por la sabiduría que me ha dado para afrontar los momentos difíciles y por permitirme llegar a este momento tan anhelado.

A mis padres por la fortaleza que siempre han demostrado, por sus sabios consejos, el apoyo incondicional y los valores inculcados, por ser un ejemplo seguir.

A mis amigos (as) y compañeros (as) de clases que siempre hemos compartido vivencias y fortalezas a mi compañero de proyecto por toda su fortaleza, a todas aquellas personas que estuvieron pendientes y prestándome su ayuda dándome sus palabras de aliento y ánimos para llegar a cumplir este gran objetivo.

DIEGO

AGRADECIMIENTO

Primeramente, a Dios por la vida y las bendiciones dadas cada día incondicionalmente, por la familia que me dio por el lugar donde nací y crecí y por su amor infinito.

A mi gentil Universidad Técnica de Cotopaxi, a mi querida carrera Ingeniería Electromecánica y a la docencia de toda mi trayectoria Universitario de ofrecer sus conocimientos hacia a mi persona.

A mi director de tesis por su tiempo incondicional, por ser mi guía y ofrecer sus conocimientos para el realce del proyecto.

A mis padres por traerme al mundo y crecerme con principios y valores que me han fortalecido en mi Vida, por el apoyo incondicional que me han brindado en los momentos arduos y los ánimos que seguir estudiando y preparando para ser un buen Profesional.

A mí querida madre por ser una persona ejemplar de lucha y sacrificio durante todo mi tiempo de estudios.

A mis hermanos, tías y mis abuelos que me han apoyado y depositado su confianza plenamente en mí y día a día de seguir adelante pese a las circunstancias y situaciones dificultades que se presenten.

DIEGO

DEDICATORIA

A Dios por la sabiduría que me ha dado para afrontar los momentos difíciles y por permitirme llegar a este momento tan anhelado.

A mis padres, esposa e hijas por la fortaleza que siempre han demostrado, por sus sabios consejos, el apoyo incondicional y los valores inculcados, por ser un ejemplo seguir.

A mis amigos (as) y compañeros (as) de clases que siempre hemos compartido vivencias y fortalezas a mi compañero de proyecto por toda su fortaleza, a todas aquellas personas que estuvieron pendientes y prestándome su ayuda dándome sus palabras de aliento y ánimos para llegar a cumplir este gran objetivo.

EDWIN

AGRADECIMIENTO

Primeramente, a Dios por la vida y las bendiciones dadas cada día incondicionalmente, por la familia que me dio por el lugar donde nací y crecí y por su amor infinito.

A mi gentil Universidad Técnica de Cotopaxi, a mi querida carrera Ingeniería Electromecánica y a la docencia de toda mi trayectoria Universitario de ofrecer sus conocimientos hacia a mi persona.

A mi director de tesis por su tiempo incondicional, por ser mi guía y ofrecer sus conocimientos para el realce del proyecto.

A mis padres por traerme al mundo y crecerme con principios y valores que me han fortalecido en mi Vida, por el apoyo incondicional que me han brindado en los momentos arduos y los ánimos que seguir estudiando y preparando para ser un buen Profesional.

A mí querida madre por ser una persona ejemplar de lucha y sacrificio durante todo mi tiempo de estudios.

A mis hermanos/as, tías y mis abuelos que me han apoyado y depositado su confianza plenamente en mí y día a día de seguir adelante pese a las circunstancias y situaciones dificultades que se presenten.

EDWIN

ÍNDICE

1. INFORMACIÓN GENERAL	1
2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	2
3. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	2
4. BENEFICIARIOS DEL PROYECTO	3
5. EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN	4
6. OBJETIVOS	5
Objetivo General	5
Objetivos Específicos	5
7. ACTIVIDADES Y SISTEMA DE TAREAS EN RELACION A LOS OBJETIVOS PLANTEADO	6
8. FUNDAMENTACIÓN CIENTÍFICO TÉCNICA	8
Características de movimientos vibratorios	9
Frecuencia:	9
Amplitud:	9
Ángulo de fase de la Vibración (\emptyset)	10
Balanceo dinámico de rotores	10
Importancia del balanceo para máquinas de ejes rotantes	13
Términos fundamentales	14
Centro de gravedad	14
Centro de masa	14
Ejes geométricos	14
Medición de las vibraciones	14
Tipos de desbalance	15
Desbalance estático	15
Modos de balanceo	21
Tipos de máquinas balanceadoras	21

Balanceadoras horizontales	21
Balanceadoras verticales	21
Principios del balanceo de rotores rígidos	22
Momento de inercia	23
La rotación en la inercia	24
Propiedades del momento de inercia.....	24
Grado de equilibrado	24
DigivibeMX 7	27
9. HIPOTESIS	29
10. METODOLOGÍAS	29
Métodos.....	29
Técnicas.....	29
Instrumentos.....	29
Torno	30
Fresadora	30
Otras máquinas convencionales	30
11. DISEÑO EXPERIMENTAL Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	31
Parámetros de diseño de la máquina balanceadora.....	31
Cálculo de las cargas.....	32
Rodamientos.....	34
Porta Ejes.....	35
Balero Móvil	37
Balero fijo.....	39
Pedestal.....	41
Análisis General	42
Diseño de la transmisión de banda plana.	43
Implementación del proyecto.....	44

Prueba realizada a un rotor desbalanceado	44
12. IMPACTOS	45
Impactos técnicos.....	45
Impactos sociales	45
Impactos económicos.....	46
13. PRESUPUESTO.....	46
14. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	47
15. BIBLIOGRAFÍA	48
ANEXOS	50

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Beneficiarios del proyecto.....	4
Tabla 2: Relación de actividades	6
Tabla 3 Modos de balanceo	21
Tabla 4 Grado de calidad.....	26
Tabla 5 Variable Independiente.....	¡Error! Marcador no definido.
Tabla 6 Variable Dependiente	¡Error! Marcador no definido.
Tabla 7 Especificaciones de la máquina balanceadora.....	31
Tabla 8 Parámetros de velocidad.....	31
Tabla 9 Características de la Máquina Balanceadora.....	32
Tabla 10 Características del rodamiento de bolas 6004	35
Tabla 11 Propiedades del estudio Porta Ejes.....	35
Tabla 12 Estudio del conjunto Porta Ejes.....	37
Tabla 13 Resultado del factor de seguridad de las diferentes simulaciones.....	38
Tabla 14 Propiedades del estudio Balero Fijo	38
Tabla 15 Estudio Balero móvil Aleación 7075	38
Tabla 16 Propiedades del estudio Balero Fijo	40
Tabla 17 Estudio Balero fijo.....	40

Tabla 18 Propiedades del estudio Pedestal.....	41
Tabla 19 Estadio del pedestal	41
Tabla 20 Análisis general del factor de seguridad del ensamble.....	43
Tabla 21 Tabla de costos general	46

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Movimientos periódicos.....	8
Figura 2 Espectro Vibracional.....	9
Figura 3 Espectro de un motor desbalanceado	10
Figura 4 Rotor balanceado.....	11
Figura 5 Rotor desbalanceado	11
Figura 6 Desbalance de masas de un rotor	12
Figura 7 Fuerzas provocadas por un rotor desequilibrado	13
Figura 8 Representa un ejemplo de desbalance estático.....	15
Figura 9 Desbalance de acople	17
Figura 10 Desbalance dinámico	17
Figura 11 Esquema de una máquina para balancear de cuna pivotada.	18
Figura 12 Plano de separación por el método de puntos nodales.....	19
Figura 13 Plano de corrección visto a lo largo del eje de rotación,.....	20
Figura 14 Definición de punto alto.....	23
Figura 15 Desbalanceamiento distribuido a lo largo de un rotor	23
Figura 16 Cálculo de reacciones.....	25
Figura 17 Acelerómetro.....	27
Figura 18 Soporte magnético.....	28
Figura 19 Cable blindado	28
Figura 20 Canales de interfaz para la adquisición de datos.....	28
Figura 21 Aplicación de las cargas sobre los montantes	32
Figura 22 Flujo de análisis de los diferentes componentes	34
Figura 23 Proceso de mallado del componente	36

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

TÍTULO: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA BALANCEO
DINÁMICO DE ROTORES HASTA 250 kg EN LA EMPRESA NDT-PDM ECUADOR”.

Autores: Cruz Loya Edwin Vinicio
Siza Duarte Diego Santiago

RESUMEN

El desarrollo del proyecto de investigación contiene conceptos utilizados en el ámbito del análisis de vibraciones y específicamente lo relacionado con el balanceo dinámico, la principal motivación para implementación esta máquina se debe a la alta cantidad de equipos rotativos existentes en la industria, los cuales por la naturaleza de su trabajo generan fuerzas centrífugas y éstas a su vez vibraciones mecánicas que derivan en fallas prematuras en los asentamientos y deterioro en los mismos. Las fuerzas centrífugas son ocasionados por el desbalance de los cuerpos, lo cual puede ser corregido antes del montaje de los equipos rotativos en las máquinas, estas correcciones se las realiza con máquinas de balanceo dinámico, convirtiéndose en un recurso necesario para los equipos rotativos; pero inalcanzables para la empresa NDT-PDM Ecuador, debido a que estas máquinas no se fabrican en el país y sus costos de importación son elevados, se propone implementar un banco de balanceo que principalmente se adapte a las necesidades que solicite la empresa auspiciadora ya mencionada anteriormente. La corrección del desbalance es fundamental en un equipo rotativo ya sea para su perfecto funcionamiento, su mantenimiento tanto preventivo y correctivo, por lo que la visión de la empresa auspiciadora con este banco de balanceo es de brindar el servicio en cualquier parte del país o del continente ya sea con rotores de como mínimo de 1 000 kilogramos y un máximo de 2 toneladas. Para ello la máquina de balanceo va a poder ser transportada y brindar el servicio en situ. Finalmente se analizan los resultados obtenidos y se concluye sobre la aplicación práctica de los métodos utilizados y comparados.

Palabras claves: Balanceo, Desbalanceo, Rotor, Análisis de Vibraciones, Espectro vibratorio, Mantenimiento Preventivo y Correctivo.

TECHNICAL UNIVERSITY OF COTOPAXI
FACULTY OF ENGINEERING SCIENCES AND APPLIED
ELECTROMECHANICAL ENGINEERING

TITLE: "DESIGN AND CONSTRUCTION OF A MACHINE FOR DYNAMIC
BALANCING OF ROTORS UP TO 250 kg IN THE COMPANY NDT-PDM ECUADOR".

Authors: Cruz Loya Edwin Vinicio
Siza Duarte Diego Santiago

SUMMARY

The development of the research project with the concepts used in the field of vibration analysis and specifically with the dynamic balance, the main motivation for the implementation this machine requires a high amount of rotating equipment in the industry, which by the nature of their work generate centrifugal forces and these in turn mechanical vibrations that derive in premature failure in the settlements and deterioration in them. The centrifugal forces are caused by the imbalance of the bodies, which can be corrected before the installation of rotary equipment in the machines, these corrections are made with dynamic balancing machines, becoming a necessary resource for rotary equipment; But because of the fact that these machines are not manufactured in the country and their import costs are high, it is proposed to implement a balance bank that usually adapts to the needs requested by the company. Previously mentioned Correction of the imbalance is essential in a rotating equipment and the sea for the perfect operation, its maintenance both preventive and corrective, so the company's vision with this balance bank is to provide the service anywhere in the country or the Continent and sea with rotors of at least 50 kilograms and a maximum of 2 tons. For this the rolling machine will be able to be transported and provide on-site service. Finally, we analyze the results obtained and conclude on the practical application of the methods used and compared.

Keywords: Balancing, Unbalance, Rotor, Vibration Analysis, Vibration Spectrum,
Maintenance Preventive and Corrective



Universidad
Técnica de
Cotopaxi

CENTRO DE IDIOMAS

AVAL DE TRADUCCIÓN

En calidad de Docente de Idioma de Inglés del Centro Cultural de Idiomas de la Universidad Técnica de Cotopaxi; en forma legal CERTIFICO que: La traducción del resumen de tesis al Idioma Inglés presentado por los señores **Cruz Loya Edwin Vinicio, Siza Duarte Diego Santiago** de la carrera de ingeniería en electromecánica de la facultad de ciencias de la ingeniería y aplicadas, cuyo título versa **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES HASTA 250 kg EN LA EMPRESA NDT-PDM ECUADOR”**, lo realizó bajo mi supervisión y cumple como una correcta estructura gramatical del Idioma.

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

Latacunga, 12 de Julio de 2017

Atentamente,

.....
Ing. Wilmer Patricio Collaguazo Vega
DOCENTE CENTRO DE IDIOMAS
C.C. 1722417571

1. INFORMACIÓN GENERAL

Tipo de Proyecto:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES HASTA 250 kg EN LA EMPRESA NDT-PDM ECUADOR”

Fecha de inicio: Septiembre del 2016

Fecha de finalización: Agosto del 2017

Lugar de ejecución: Urb. Santa Rosa - Sangolquí – Rumiñahui – Pichincha – Zona 2

Facultad Académica que auspicia: Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas

Carrera que auspicia: Ingeniería Electromecánica

Proyecto de investigación vinculado: No Aplica

Equipo de trabajo:

Ing. Héctor Luis Laurencio Alfonso Ph.D.

Pasaporte: I712813

Teléfonos: 0998978168

Correo electrónico: hector.laurencio@utc.edu.ec

Ing. Mecánico, Dr. Ciencias Técnica, MSc. Electromecánica

Coordinador del Proyecto de Investigación

Nombres y Apellidos: Edwin Vinicio Cruz Loya

C.C. 171081492-0

Teléfonos: 02 2 336332 / 0992750459

Correo electrónico: edwin@insercruz.com.ec

Título obtenido: Tlgo. Electromecánica

Nombres y Apellidos: Diego Santiago Siza Duarte

C.C. 100408888-4

Teléfonos: 0999290471

Correo electrónico: diego.siza4@utc.edu.ec

Título obtenido: Bachiller en Mecánica Industrial

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 mejorar el rendimiento productivo y la transformación de materias primas en productos de alto valor añadido.

Sub líneas de investigación de la Carrera:

Carrera de Electromecánica: Desarrollo de tecnología y procesos productivos

2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

Debido a la alta cantidad de equipos rotativos existentes en la industria, los cuales por la naturaleza de su trabajo generan fuerzas centrífugas y éstas a su vez vibraciones mecánicas que derivan en fallas prematuras de los asentamientos. Las fuerzas centrífugas son ocasionados por el desbalance de los cuerpos, lo cual puede ser corregido antes del montaje de los equipos rotativos en las máquinas. Estas correcciones se las realiza con máquinas de balanceo dinámico, convirtiéndose en un recurso necesario para balancear equipos rotativos; pero inalcanzables para la empresa NDT-PDM Ecuador, debido a que estas máquinas no se fabrican en el país y sus costos de importación son elevados. Para lo cual se propone el Diseño y Construcción de una máquina para balanceo dinámico de rotores, a un bajo costo respecto de las importadas.

3. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

La investigación se realiza debido a la necesidad de la empresa NDT-PDM Ecuador de introducir en su línea de negocio el servicio de balanceo dinámico de rotores, lo cual no lo ha podido realizar por los costos, tiempos de importación y debido a que esas máquinas no se ajustan a sus requerimientos y necesidades. Para lo cual se realizará el diseño y construcción de esta máquina bajo los requerimientos y necesidades de la empresa.

Los beneficiarios directos son la empresa NDT-PDM Ecuador la cual prestará los servicios de balanceo de rotores en una máquina considerada universal y adicionalmente tendrá como ventaja el ser portátil y podrá trasladarse a diferentes lugares del país, dando un mayor beneficio a los clientes en ahorro de tiempo al evitar el traslado sus rotores, dando mayor funcionalidad a la misma.

Esta máquina tendrá como relevancia ser un punto de referencia para futuros proyectos en el campo de balanceo de rotores en máquinas, debido a que no se han desarrollado proyectos de diseño y construcción en el país con las especificaciones y características solicitadas. Adicional tiene una importancia tal que se construirá una máquina universal que podrá superar los requisitos solicitados pero acorde a las necesidades y no será necesario importar ni solicitar diseños que se ajusten a las medidas del cliente.

También se reducirán los tiempos en el diseño, construcción e importación, a diferencia de la construida en el país que se pondrá en producción inmediatamente una vez culminada su construcción. Adicional tiene ventajas sobre las máquinas importadas porque las mismas necesitarán de mantenimiento y en el caso extremo que sea correctivo tendrían que acudir a sus distribuidores extranjeros, para nuestro caso el soporte técnico será nacional.

Su importancia técnica se presentará en corregir el desbalance de ciertos equipos que por su naturaleza de montaje no pueden ser balanceados en su sitio para lo cual necesariamente el desbalance debe ser corregido en una máquina balanceadora.

4. BENEFICIARIOS DEL PROYECTO

El beneficiario directo del proyecto es la empresa NDT-PDM Ecuador, actualmente llamada **MECANELECTRIC** cambiada de nombre en el transcurso de la investigación, la cual prestará sus servicios de balanceo dinámico en equipos rotativos, teniendo adicionalmente beneficiarios indirectos como son las papeleras, cartoneras, procesadoras de tableros de madera y empresas las cuales poseen rodillos de gran envergadura, también se benefician las empresas de rebobinado de motores y generadores eléctrico las cuales deben balancear los rotores antes de ser montados.

Tabla 1: Beneficiarios del proyecto

DIRECTOS	Empresa MECANELECTRIC y Propietaria Gerente General Ing. Maritza Elizabeth Fabara Meneses y los investigadores.
INDIRECTOS	Todos los clientes de la empresa auspiciadora y por confidencialidad no se puede dar un número exacto.

Fuente: Tomado de Base de datos NDT-PDM Ecuador Copyright 2016 (Ecuador, 2016)

5. EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

En la actualidad la industria ecuatoriana tiene una gran cantidad de equipos rotativos acoplados a las máquinas, los cuales al encontrarse en funcionamiento generan vibraciones mecánicas. La corrección de desbalance en los equipos rotativos se puede realizar con una máquina para balanceo dinámico y equipos electrónicos.

La importancia del balanceo dinámico se incrementa a medida que se desarrollan nuevos equipos, donde los componentes giratorios son parte esencial del funcionamiento tales como: turbinas, generadores, motores eléctricos, motores de combustión interna, bombas centrífugas, compresores (S.A.C., 2010).

Las máquinas de balanceo dinámico tienen un elevado costo y compleja operación para empresas prestadoras de servicio, por lo cual MECANELECTRIC encontrándose dentro de las empresas que brindan la asistencia de balanceo se ha visto en la necesidad de implementar esta máquina para mejorar sus servicios, realizar ventas de estos equipos que cuenten con especificaciones únicas, a su vez capacitar a los industriales y prestadores de servicio en las bondades de tener máquinas balanceadoras.

Según proforma emitida por el representante en Ecuador de Erbesd Instrument de México fabricante de máquinas de balanceo dinámico a MECANELECTRIC se tiene los siguientes costos:

- Máquina de balanceo dinámico SBS-300, capacidad máxima de 300 kg, costo 11400 USD, esta máquina no contempla el software de balanceo dinámico, el mismo debe ser comprado independiente.
- Máquina de balanceo dinámico SBS-1 000, capacidad máxima de 1 000 kg, costo 15600 USD, esta máquina no contempla el software de balanceo dinámico, el mismo debe ser comprado independiente.
- Máquina de balanceo dinámico SBS-2 000, capacidad máxima de 2000 kg, costo

18900 USD, esta máquina no contempla el software de balanceo dinámico, el mismo debe ser comprado independiente.

La información expuesta en la página web del fabricante el precio FOB de una máquina balanceadora hasta un peso de 1 000 kg es de 10 000 USD más impuestos. Además, a ese precio debe sumarse los costos de transporte vía marítima, salida de divisas, nacionalización, tiempo de importación, capacitación al personal, estadía de los capacitadores, gastos indirectos, etc. lo cual origina que el precio final del producto puesto en Ecuador pueda superar sin ningún inconveniente los 24 000 USD.

En el Ecuador existen muy pocas empresas que cuenten con máquinas de balanceo dinámico, y las existentes son de uso exclusivo de sus dueños, las empresas que cuentan con este tipo de máquinas cobran altos precios a sus clientes por brindar este servicio. Estas dificultades ocasionan que las empresas que no poseen este tipo de máquinas se encuentren en desventajas con sus competidores y no brinden un servicio completo, sin poder realizar un balanceo dinámico a los equipos rotativos lo cual ocasiona anomalías progresivas en los mismos durante su operación hasta ocasionar fallas prematuras. Esto origina que las empresas que compran el servicio tengan que realizar nuevos desmontajes de los equipos para corregir el desbalance, lo cual traen consigo costos no programados.

6. OBJETIVOS

Objetivo General

Implementar una máquina de balanceo dinámico para la empresa MECANELECTRIC que cumplan con las especificaciones necesarias emitidas por la empresa auspiciadora lo que permitirá trasladar la asistencia a cualquier parte del país.

Objetivos Específicos

- Investigar las características y funcionamiento de las máquinas balanceadoras.
- Determinar los requerimientos establecidos por la empresa MECANELECTRIC.
- Simular un prototipo de la máquina balanceadora en un software CAD.
- Seleccionar los materiales para la construcción de la máquina.
- Construir una máquina balanceadora dinámica de rotores de hasta 250 kg.
- Analizar los resultados obtenidos a través de una prueba con un rotor desbalanceado.

7. ACTIVIDADES Y SISTEMA DE TAREAS EN RELACION A LOS OBJETIVOS PLANTEADO

Tabla 2: Relación de actividades

Objetivo	Actividad	Resultado de la actividad	Medios de verificación
Investigar las características y funcionamiento de las máquinas balanceadoras.	<ul style="list-style-type: none"> • Revisión de manuales. • Revisión de normas para máquinas balanceadoras y sus resultados. 	<ul style="list-style-type: none"> • Determinar el funcionamiento, tipos y características de las máquinas balanceadoras. • Definir normas que serán aplicadas para que los resultados se adapten a las mismas. 	<ul style="list-style-type: none"> • Consultar libros y folletos de ciertos fabricantes. • Revisión de base de datos • Realizar cita con los propietarios de máquinas balanceadoras para conocer su funcionamiento.
Determinar los requerimientos establecidos por la empresa MECANELECTRIC.	<ul style="list-style-type: none"> • Definir las necesidades y los resultados que requiere la empresa MECANELECTRIC. • Establecer la máquina que se adapte a lo requerido por MECANELECTRIC. 	<ul style="list-style-type: none"> • Determinar los parámetros y características necesarios para el diseño de la máquina. 	<ul style="list-style-type: none"> • Determinación de los requisitos y características mínimas para el diseño de la máquina. • Definir el tipo de la máquina a través de un bosquejo.
Simular un prototipo de la máquina balanceadora en un software CAD.	<ul style="list-style-type: none"> • Seleccionar el software adecuado para la simulación. 	<ul style="list-style-type: none"> • Dibujo y simulación de la máquina en software computacional para 	<ul style="list-style-type: none"> • Planos mecánicos. • Planos eléctricos. • Presentación de planos a los directivos de MECANELECTRIC. • Aprobación de los directivos, en función del diseño. • Presentación de costos.

		determinar los esfuerzos mecánicos	
Seleccionar los materiales para la construcción de la máquina.	<ul style="list-style-type: none"> • Selección de material mecánico en función de los cálculos mecánicos. • Diseño y selección eléctrico en función de los requerimientos. 	<ul style="list-style-type: none"> • Seleccionar los componentes mecánicos a ser utilizado para la construcción de la máquina. • Seleccionar los componentes eléctricos a ser utilizados. 	<ul style="list-style-type: none"> • Lista de materiales. • Proformas realizadas. • Catálogos.
Construir una máquina balanceadora dinámica de rotores de hasta 250 kg.	<ul style="list-style-type: none"> • Compra de los materiales mecánicos y eléctricos. 	<ul style="list-style-type: none"> • Unión de las piezas mecánicas por medio de solda. • Conexión eléctrica del tablero de control. 	<ul style="list-style-type: none"> • Máquina de balanceo dinámico de rotores. • Tablero de control y de fuerza.
Analizar los resultados obtenidos a través de una prueba con un rotor desbalanceado.	<ul style="list-style-type: none"> • Aplicar el método de balanceo a un rotor de prueba. 	<ul style="list-style-type: none"> • Obtener los valores de desbalance admisibles bajo la norma ISO 1940-1 y comprobar los resultados en una máquina de balanceo externo. 	<ul style="list-style-type: none"> • Comprobación de la hipótesis.

Elaborado por: E. Cruz, D. Siza

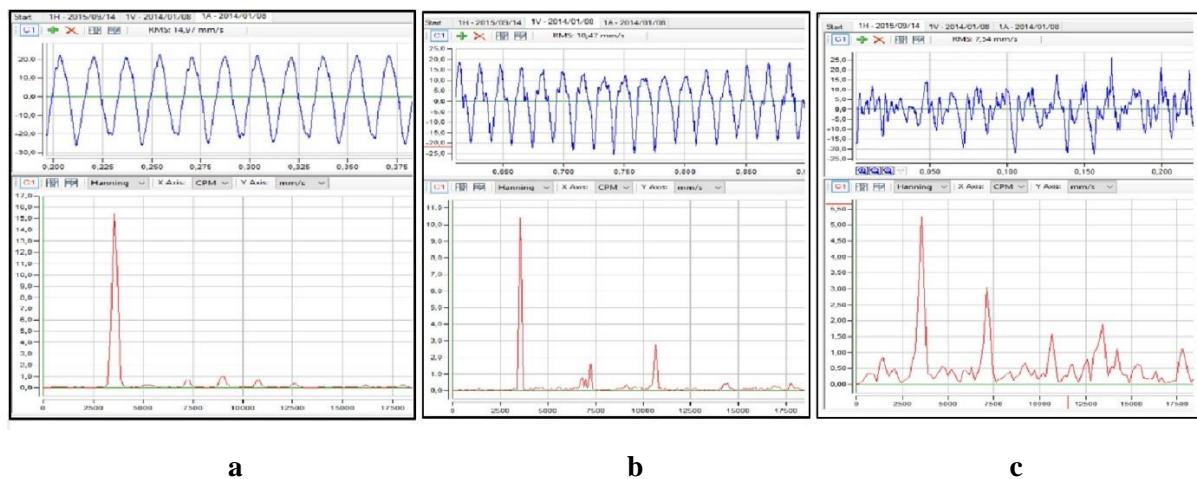
8. FUNDAMENTACIÓN CIENTÍFICO TÉCNICA

La presente investigación da inicio definiendo que el balanceo es la técnica que permite mejorar la distribución de masas del sistema, de manera de lograr la coincidencia del eje principal de inercia baricéntrico con el eje de rotación.

La vibración es un movimiento oscilatorio o de vaivén desde una posición de equilibrio hasta otra posición máxima. Se conoce también como un movimiento repetitivo que permite a un cuerpo (elemento, partícula) recuperar repetitivamente su posición original, si el movimiento se repite con todas sus características con valores de magnitud razonables semejantes a un cierto intervalo de tiempo, se dice que la vibración es periódica (Asociados M. , 2016).

Las vibraciones producidas por los elementos mecánicos normalmente se repiten tanto en el tiempo como en magnitud, por lo que se consideran vibraciones periódicas, como se muestra en la figura 1 (a, b, c).

Figura 1 Movimientos periódicos



Fuente: Tomado de Base de datos NDT-PDM Ecuador Copyright 2016 (Ecuador, 2016)

Las vibraciones mecánicas cuando son anormales generalmente están asociadas a fallas en las máquinas, desgaste, mal funcionamiento, fisuras por fatiga, pérdida de efectividad de sellos, rotura de aislantes, ruido y daños estructurales. Pero al mismo tiempo las vibraciones son la mejor indicación de la condición mecánica de una maquinaria y pueden ser una herramienta de predicción muy sensible de la evolución de un defecto. Las fallas catastróficas en una maquinaria muchas veces son precedidas, a veces con meses de anticipación, por un cambio en las condiciones de vibración de la misma. Las vibraciones en una maquinaria están directamente relacionadas con su vida útil de dos maneras: por un lado, un bajo nivel de vibraciones es una indicación de que la máquina funcionará correctamente durante un largo período de tiempo,

mientras que un aumento en el nivel de vibraciones es una indicación de que la máquina se encamina hacia algún tipo de falla.

Una de las herramientas fundamentales con que se cuenta en la actualidad para el mantenimiento predictivo de una planta o instalación es la medición y análisis de vibraciones, porque cerca del 90% de las fallas en maquinarias están precedidas por un cambio en las vibraciones de las mismas. También en los últimos años las vibraciones se relacionan a: Ahorro de millones de dólares por paradas de planta. El control del cambio de niveles de vibraciones de las máquinas ha llegado a ser parte importante de muchos programas de mantenimiento. Evaluación para solucionar problemas de diseño. Ayudar a establecer la causa de fallas crónicas y de mal funcionamiento. (Ronald L. Eshleman, 2002)

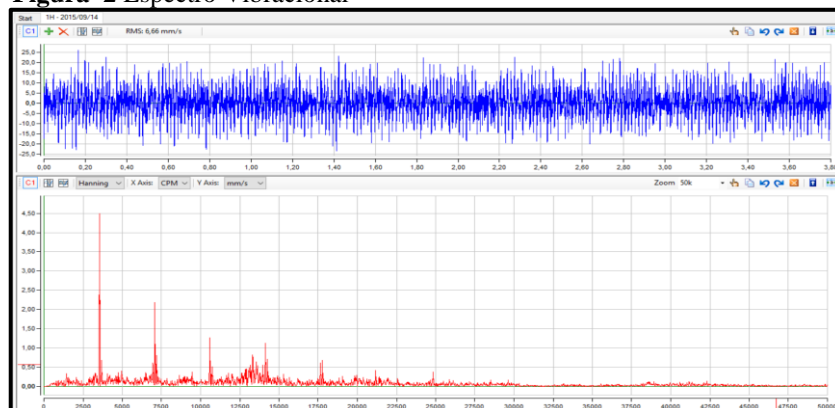
Características de movimientos vibratorios

Las características fundamentales de la vibración son: Frecuencia (f), Amplitud (A) y Fase (\emptyset).

Frecuencia: Es el número de ciclos en un determinado período de tiempo, se expresa en ciclos por segundo (Hz), ciclos por minuto (cpm o rpm) o múltiplos de la velocidad de operación de la máquina (Ordenes) si la vibración es inducida por una fuerza a la velocidad de giro de la máquina. Período (T), es el tiempo requerido para completar un ciclo de vibración y es la inversa de la frecuencia ($T=1/f$), el ciclo es el movimiento del objeto de su posición neutral hacia el punto límite más alto y su carrera opuesta hasta el límite más bajo, para retornar a su posición neutral. (Ronald L. Eshleman, 2002)

Amplitud: Es el desplazamiento máximo de la vibración y puede ser expresada en múltiples formas, ver figura 2, tales como: Pico (A p): se mide desde el punto neutral hasta la cresta. Pico – Pico (A p-p): Se mide desde la cresta inferior hasta la superior. RMS: Raíz cuadrada media, es aplicable solo para ondas sinusoidales ($A_{rms} = 0.707 A_p$).

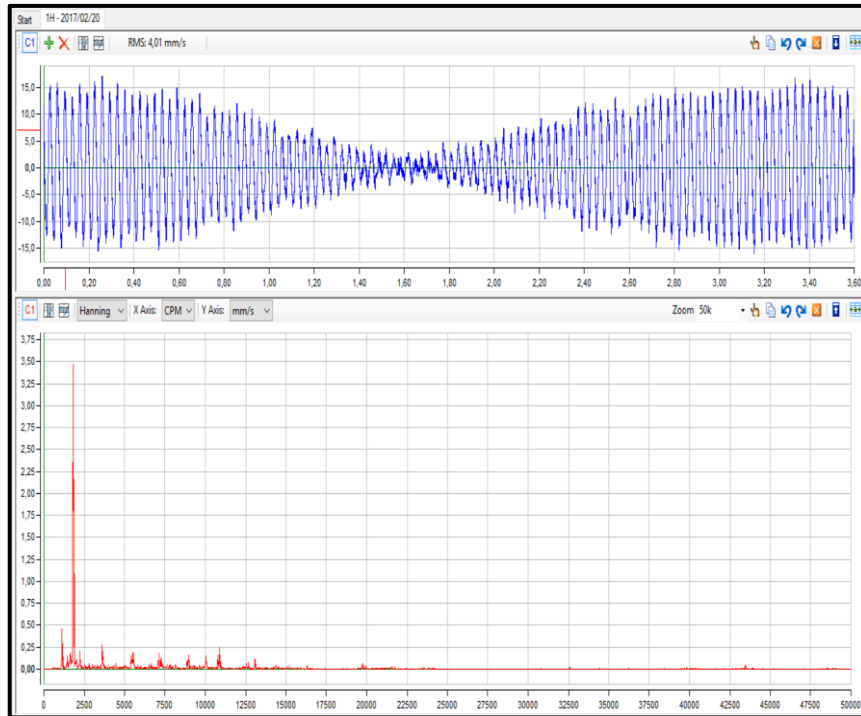
Figura 2 Espectro Vibracional



Fuente: Tomado de Base de datos NDT-PDM Ecuador Copyright 2016 (Ecuador, 2016)

En las máquinas, algunos movimientos vibratorios son armónicos, por ejemplo, el desbalance de un cuerpo rotativo presenta movimientos armónicos periódicos a su frecuencia de giro, como muestra la figura 3.

Figura 3 Espectro de un motor desbalanceado



Fuente: Tomado de Base de datos NDT-PDM Ecuador Copyright 2016 (Ecuador, 2016)

Ángulo de fase de la Vibración (\emptyset)

Es la relación en tiempo, medido en grados entre dos vibraciones a la misma frecuencia, en la figura 3, se observa que el pico de vibración medido en el punto B ocurre en tiempo antes que el pico de vibración medido en A, la vibración del B está adelantado a la vibración del punto A. El ángulo de fase puede ser utilizado para determinar la relación en tiempo entre una excitación (fuerza) y la vibración causada, por ejemplo, la fuerza debido a una masa desbalanceada y la vibración causada. Este ángulo de fase es utilizado para balancear. (Ronald L. Eshleman, 2002)

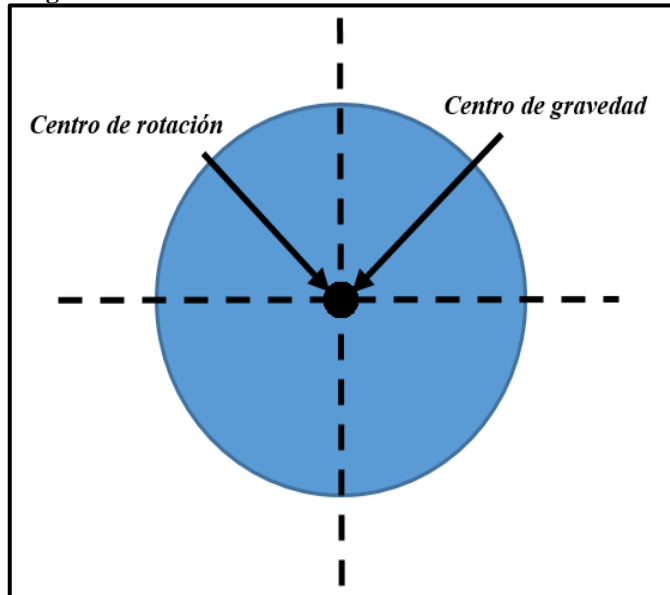
Balanceo dinámico de rotores

El balanceo es la técnica que permite mejorar la distribución de masas del sistema, de manera de lograr la coincidencia del eje principal de inercia baricéntrico con el eje de rotación.

Un rotor se encuentra balanceado cuando su centro de gravedad coincide con su centro de giro (eje de rotación) (figura 4), y cuando estos no coinciden decimos que el rotor se encuentra desbalanceado (figura 5).

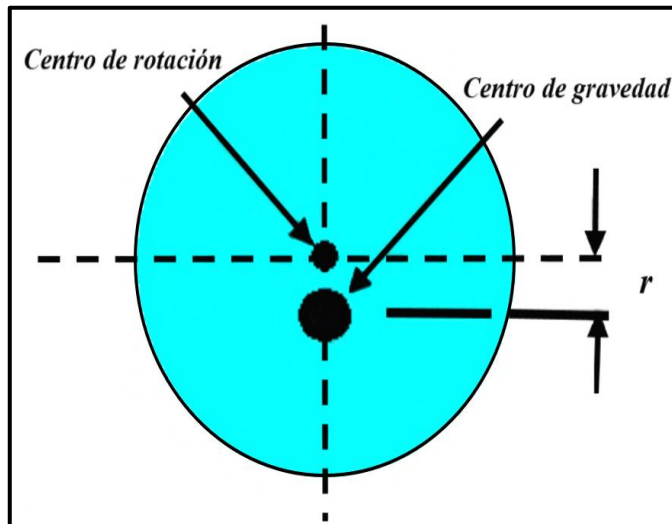
El desbalanceo se expresa como el producto de la masa que lo causa por la distancia de su centro de gravedad al eje de rotación. Las unidades de medida más usadas para el desplazamiento es la milésima de pulgada o mils, y para el desbalanceo es la onza.pulg (gr.cm) (Disandro, 2016).

Figura 4 Rotor balanceado



Fuente: Tomado de Mecánica II-Balanceo Copyright (Disandro, 2016)

Figura 5 Rotor desbalanceado



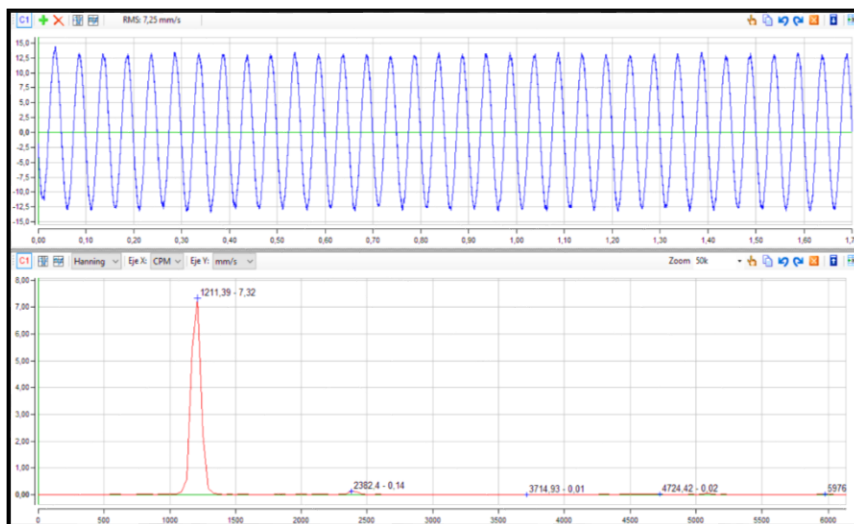
Fuente: Tomado de Mecánica II-Balanceo Copyright (Disandro, 2016)

El desbalance es una falla a una vez por revolución, es decir, ocurre a la frecuencia de giro del rotor y genera una onda sinusoidal perfecta al momento del análisis de vibraciones correspondiente (figura 6).

Las vibraciones resultantes del desbalanceo provocan excesivo desgaste en cojinetes, bujes,

acoplamientos, etc.; problemas de fatiga en elementos rotantes tales como ejes, rotores, devanados eléctricos y fallas en otros elementos de la instalación, a los que las vibraciones se transmiten como ser soportes de cojinetes, fundaciones y cañerías. Finalmente, el ruido es otra secuela no menos importante de este método (Disandro, 2016).

Figura 6 Desbalance de masas de un rotor

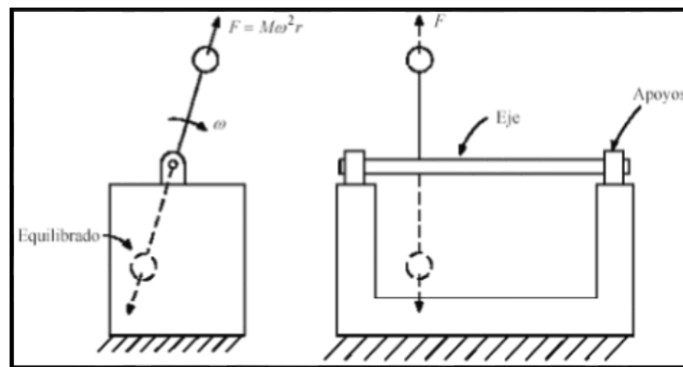


Fuente: Tomado de Base de datos NDT-PDM Ecuador Copyright 2016 (Ecuador, 2016)

El balanceo es un método en la cual se puede corregir las fuerzas y momentos de inercia no deseados. Dichas fuerzas provocan vibraciones que en algunas ocasiones pueden alcanzar amplitudes peligrosas. Incluso las vibraciones aumentan los esfuerzos y someten a los cojinetes a cargas repetidas que provocan las fallas prematuras. Por lo tanto, en el diseño de maquinaria no basta simplemente con evitar las vibraciones; también es preciso eliminar, o por lo menos reducir las fuerzas de inercia que producen estas vibraciones.

Los esfuerzos sobre el bastidor de un mecanismo o sobre los soportes pueden variar de manera significativa durante un ciclo completo de operación y provocar vibraciones que a veces pueden alcanzar amplitudes peligrosas como se indica en la Figura 7 Incluso aunque no lo fueran, las vibraciones someten a los cojinetes a cargas repetidas que provocan el fallo por fatiga de las piezas. Se hace entonces preciso eliminar o reducir las fuerzas de inercia que producen estas vibraciones (Torroba, 2003, pág. 1).

Figura 7 Fuerzas provocadas por un rotor desequilibrado



Fuente: Tomado de Equilibrado de rotores Copyright 2016 (Torroba, 2003)

Las variaciones debido a las tolerancias de producción de las partes en rotación hacen que haya algún pequeño desbalance en cada una. Por lo tanto, en cada parte se deberá aplicar algún procedimiento de balanceo. La magnitud y localización de cualquier desbalance pueden ser determinadas con bastante exactitud, y compensadas al agregar o quitar material en las ubicaciones correctas (Torroba, 2003).

El balanceo se ha tornado preciso, rápido y fácil para el usuario y las ventajas de realizarlo superan ampliamente el esfuerzo y tiempo necesarios para reparar un rotor. Los resultados del balanceo deben ser comparables, sin importar a dónde se ha balanceado un módulo y quién lo ha balanceado. La calidad del balanceo depende de tres factores: la capacidad de la máquina balanceadora, la configuración del rotor, y el diseño de las herramientas (Torroba, 2003).

Importancia del balanceo para máquinas de ejes rotantes

Un análisis estadístico de las ocurrencias de los distintos problemas asociados a máquinas rotantes indica que el 90% de los problemas de vibración son originados por desbalance, desalineación y resonancias. 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. Los resultados del balanceo deben ser comparables,

sin importar donde se balancee un módulo ni quien realice la operación, la calidad de balanceo depende de 3 factores: la capacidad de la máquina balanceadora, la configuración del rotor y el diseño de las herramientas.

Términos fundamentales

A continuación, se definirán términos a los cuales están relacionadas con el balanceo dinámico.

Centro de gravedad

El término centro de gravedad se puede considerar como el centro de masa. Su alineamiento diferiría solo en cuerpos largos en los que la fuerza gravitacional de la tierra no es la misma para todos los componentes del cuerpo. El hecho que estos puntos sean los mismos para la mayoría de los cuerpos, es la razón porque los balanceadores estáticos (no – rotacionales), los cuales pueden solo medir el centro de gravedad, pueden ser usados para localizar el centro de masa (Inc, 2014)

Centro de masa

El centro de masa es el punto del cuerpo donde se concentra el valor de todas sus masas. Si un vector de fuerza pasa a través de este punto, el cuerpo se moverá en línea recta sin rotación. La segunda ley de Newton del movimiento describe este movimiento donde la suma de fuerzas, actuando sobre un cuerpo es igual al producto de la masa (m), por la aceleración (a) (Inc, 2014).

Ejes geométricos

El eje geométrico se conoce también como eje de rotación. Este eje de rotación es determinado ya sea por la superficie sustentadora rotatoria, la cual existe en la pieza de trabajo, o por la superficie de montado. Una adecuada superficie de montado establece el centro de rotación en el plano del centro de masa “el punto en el cual el centro de masa está localizado” (Inc, 2014).

Medición de las vibraciones

Las mediciones son utilizadas para cuantificar la vibración, existen 3 tipos de medición con sus respectivas unidades:

- Desplazamiento (micras, mils)
- Velocidad (mm/seg, pulg/seg)
- Aceleración ($g's$)

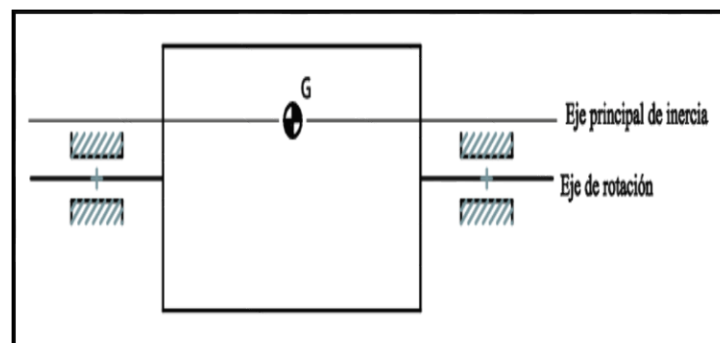
Tipos de desbalance

La localización del centro de masa y el eje principal de inercia se determina de acuerdo con la distribución de los distintos elementos diferenciales de masa que componen el cuerpo. Sin embargo, cualquier condición de desbalance puede ser corregida aplicando o removiendo peso en un radio y ángulo particulares, de hecho, la cantidad de desbalance, Ecuación 1 (Inc, 2014).

Desbalance estático

Es una condición que existe cuando el centro de masa no está sobre el eje de rotación, puede ser también explicada como la condición cuando el eje principal de inercia es paralelo al eje de rotación. Para corregir el desbalance estático se requiere solo una masa de corrección. La cantidad de desbalance es el producto del peso por el radio. Este tipo de desbalance es un vector, y por eso, debe ser corregido con un peso conocido en un ángulo particular. Fuerza de desbalance es otro nombre para el desbalance estático (Figura 8).

Figura 8 Representa un ejemplo de desbalance estático



Fuente: Tomado de Equilibrado de rotores Copyright 2016
http://blog.utp.edu.co/adriamec/files/2012/02/Balanceo_2011.pdf

Puede ser detectado ubicando el rotor sobre dos apoyos prismáticos. La parte más pesada tenderá a ubicarse siempre por debajo del eje de rotación o lo que es lo mismo, el eje longitudinal de inercia quedará por debajo del eje de rotación.

Este tipo de desbalance puede identificarse también comparando las mediciones de amplitud y fase en los extremos del rotor. Rotores simétricos soportados por cojinetes idénticos exhibirán idénticos valores de amplitud y fase de las vibraciones filtradas a la frecuencia de rotación, si el desbalance es de tipo estático. (DORANTES, 2016).

Criterio propio de los investigadores: Las mediciones de amplitud y fase se los puede apreciar al momento de realizar en primera instancia un análisis de vibraciones al rotor, según el espectro que muestra el software DigivibleMX se puede apreciar si esta con desbalanceo, desgaste en los rodamientos o solturas mecánicas.

Desbalance de acoplamiento

Es una condición específica que existe cuando el centro de masa se encuentra sobre el eje de rotación y el eje principal de inercia no es paralelo con el mismo. Para corregir el desbalance por acoplamiento, deben ser agregados dos pesos iguales a la pieza de trabajo en ángulo de separación de 180 grados en dos planos de corrección, la distancia entre estos dos planos es llamada “brazo de acoplamiento”. El desbalance de acoplamiento es un vector que describe la corrección. Es común para los balanceadores desplegar el vector de desbalance izquierdo de una corrección de acoplamiento para ser aplicado en ambos planos izquierdo y derecho.

El desbalance de acoplamiento es expresado como:

$$U = m \cdot r \cdot l \quad \text{Ecuación N}^\circ 1$$

Donde:

U = cantidad de desbalanceamiento o simplemente desbalanceamiento, (onza . pulgada)

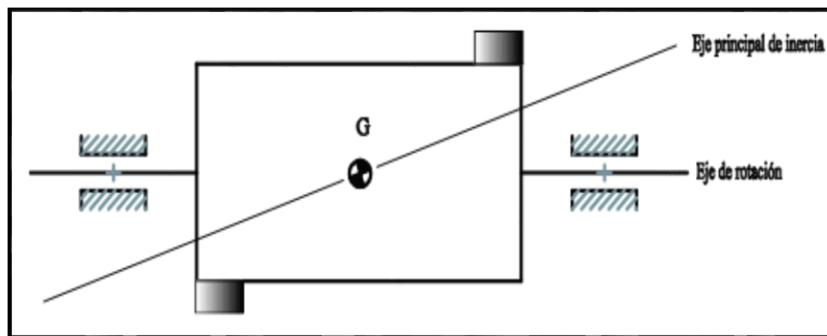
m = masa desbalanceada, (onza)

r = distancia de la masa desbalanceada al eje de rotación, (pulgada)

l = distancia del brazo de acoplamiento, (pulgada)

El desbalance de acoplamiento es definido como la masa por su longitud al cuadrado, unidades comunes para el desbalance de acoplamiento serian $g.mm^2$ u $onza.pulg^2$. El ángulo es el ángulo de corrección en el plano izquierdo (note que, en mecánica el ángulo es perpendicular al plano del radio del vector y el vector del brazo de acoplamiento, este es un ángulo de 90 grados en relación a la localización del peso), puede ser corregido en cualquiera de los dos planos, pero primero la cantidad tiene que ser dividida por la distancia entre los planos seleccionados.

Mientras que el desbalance estático puede ser medido con un balanceador no rotacional, un desbalance de acoplamiento solo puede ser medido al girar la pieza de trabajo. El siguiente dibujo representa un ejemplo de desbalance de acoplamiento. (Facultad de ingeniería mecánica – Universidad Tecnológica de Pereira).

Figura 9 Desbalance de acople

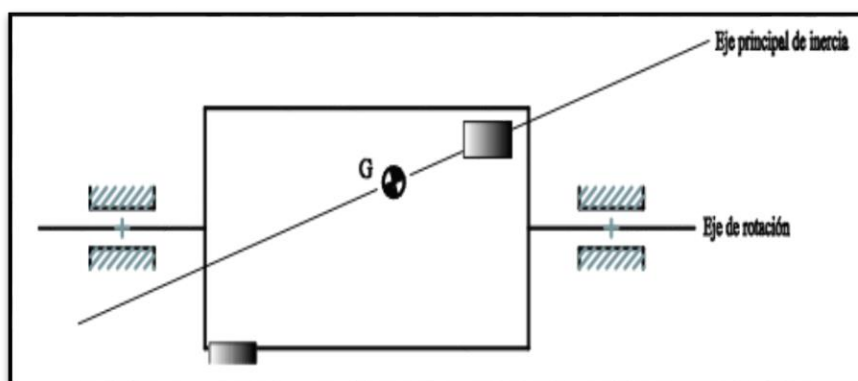
Fuente: Tomado de Equilibrado de rotores Copyright 2016
http://blog.utp.edu.co/adriamec/files/2012/02/Balanceo_2011.pdf

Desbalance en dos planos o balanceo dinámico

Es también definido como el desbalance dinámico. Es una suma vectorial de desbalance estático y desbalance de acoplamiento. Para corregir es necesario tener dos planos de balanceo y se requiere dos pesos de corrección, uno en cada plano en dos ángulos no relacionados. La especificación de desbalance solamente es completa si se conoce el lugar del eje axial del plano de corrección. El desbalance dinámico o desbalance en dos planos especifica todo el desbalance que presenta una pieza de trabajo.

Este tipo de desbalance puede solo ser medido en un balanceador giratorio el cual detecta la fuerza centrífuga debida al componente de acoplo de desbalance.

La siguiente figura 10 representa un ejemplo de desbalance dinámico. (Facultad de ingeniería mecánica – Universidad Tecnológica de Pereira).

Figura 10 Desbalance dinámico

Fuente: Tomado de Equilibrado de rotores Copyright 2016
http://blog.utp.edu.co/adriamec/files/2012/02/Balanceo_2011.pdf

El objetivo del balanceado dinámico es medir el par desbalanceado y agregar un nuevo par en la dirección opuesta y de la misma magnitud. Este nuevo par se introduce mediante la adición

de masas en dos planos de corrección preseleccionados o mediante la eliminación de masas en dichos dos planos.

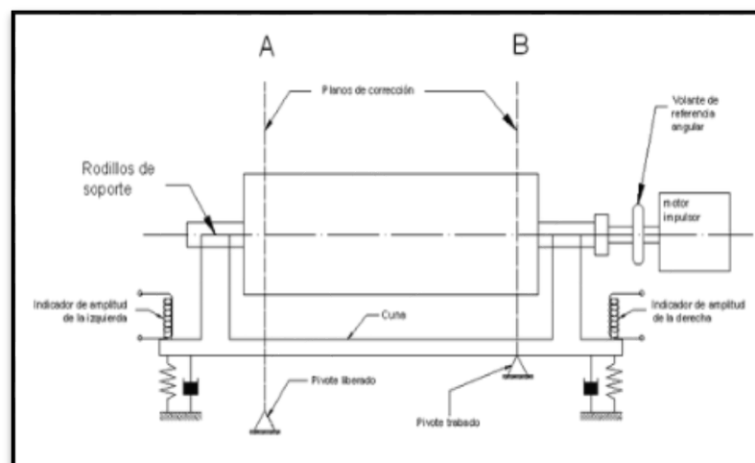
Para balancear dinámicamente un rotor, se debe medir la magnitud y ubicación angular de la masa de corrección para cada uno de los dos planos de corrección. Para ello hay tres métodos de uso general que son: Bastidor basculante, del punto nodal y la compensación mecánica.

Bastidor basculante

En la Figura 11, se presenta un rotor a balancear montado sobre medios cojinetes o rodillos que están sujetos a una base soporte o bastidor basculante. El extremo derecho del rotor se conecta a un motor impulsor por medio de una articulación universal. Existe la posibilidad de hacer bascular el bastidor alrededor de cualquiera de los dos puntos (pivotes) que, a su vez, se ajustan para coincidir con los planos de corrección del elemento que se va a balancear.

En el caso de la figura anterior, el pivote izquierdo se muestra en la posición liberada, y el bastidor y el rotor a balancear pueden bascular libremente en torno al pivote derecho. En cada extremo del bastidor, se sitúan resortes y amortiguadores, y el conjunto constituye un sistema de un solo grado de libertad. Los resortes y amortiguadores se pueden hacer ajustables de manera que se pueda hacer coincidir la frecuencia natural del sistema con la velocidad del motor impulsor. Cuando los pivotes están situados en los dos planos de corrección, se puede fijar cualquiera de ellos y tomar lecturas de la magnitud y ángulo de ubicación de la corrección. Las lecturas obtenidas en un plano serán totalmente independientes de las mediciones tomadas en el otro plano de corrección, porque un desbalance en el plano del pivote fijado no tendrá momento alguno en torno al mismo.

Figura 11 Esquema de una máquina para balancear de cuna pivotada.



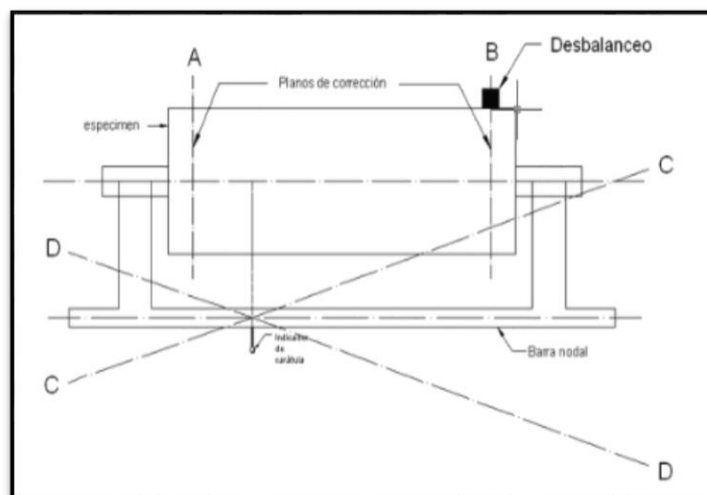
Fuente: Tomado de Balanceo de ejes Copyright 2016 (Torroba, 2003)

En efecto, un desbalance con el pivote de la derecha fijo es un desbalanceo corregible en el plano izquierdo de corrección y produce una vibración cuya amplitud se mide mediante el indicador izquierdo de amplitud. Cuando se introduce (o se mide) esta corrección, se libera el pivote de la derecha, se fija el de la izquierda y se hace otro conjunto de mediciones para el plano de corrección de la derecha, empleando el indicador respectivo.

Punto nodal

La separación de los planos de balanceo utilizando un punto de vibración cero o mínima recibe el nombre de método del punto nodal de balanceo y se ilustra en la Figura 12. En la misma, el rotor que se va a balancear se muestra montado sobre cojinetes que están sujetos a un soporte que recibe el nombre de barra nodal.

Figura 12 Plano de separación por el método de puntos nodales



Fuente: Tomado de Balanceo de ejes Copyright 2016 (Torroba, 2003)

En principio, se supone que el elemento ya está balanceado en el plano de corrección de la izquierda (plano A) y que todavía existe un desbalance en el plano +8derecho (plano B). Debido a este desbalanceo, se produce una vibración en todo el conjunto, haciendo que la barra nodal oscile en torno a algún punto O, ocupando alternativamente las posiciones CC y DD. En ese caso resulta fácil localizar el punto O, deslizando un reloj comparador a lo largo de la barra nodal y determinando el punto de movimiento cero o de movimiento mínimo, éste es el punto nulo o nodal. Este punto constituye el centro de oscilación para un centro de percusión situado en el plano de corrección de la derecha (plano B).

Se ha supuesto como hipótesis de partida que no existe desbalance en el plano de corrección de la izquierda, sin embargo, si existiera algún desbalance, su magnitud la daría el reloj comparador ubicado en el punto nodal que se acaba de determinar. Por lo tanto, al situar el reloj

comparador en este punto nodal, se medirá el desbalance en el plano de la izquierda sin interferencia alguna del que exista en el plano de la derecha.

De manera semejante, se puede encontrar otro punto nodal que sólo mida el desbalance en el plano de corrección de la derecha sin interferencia alguna del que existe en el plano de la izquierda.

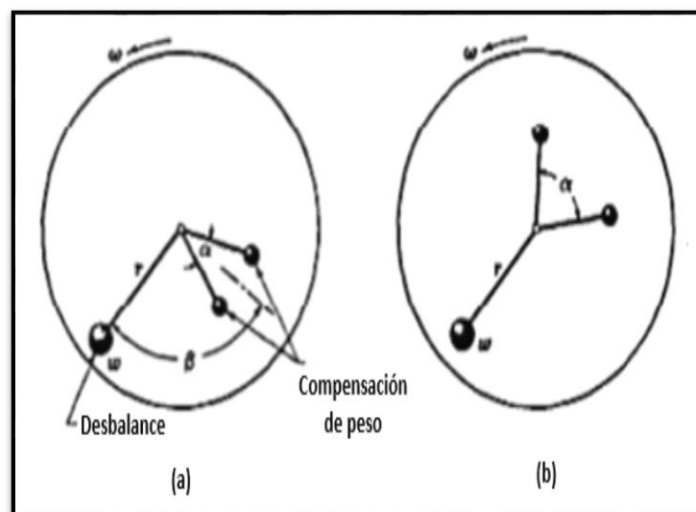
Compensación mecánica

Un rotor desbalanceado situado en una máquina de balanceo desarrolla una vibración al girar. Se pueden introducir en la máquina de balanceo fuerzas equilibrantes en cada plano de corrección que compensen exactamente las fuerzas que provocan la vibración, tal como se muestra en la Figura 13a.

El resultado de introducir estas fuerzas será un rotor que funciona con suavidad como se muestra en la Figura 13b. Al detenerse se miden la ubicación y magnitud de las fuerzas equilibrantes, para obtener la corrección exacta que se requiere. Este método recibe el nombre de compensación mecánica.

Cuando se utiliza la compensación mecánica, no importa la velocidad del rotor durante el balanceo debido a que el equipo estará calibrado para todas las velocidades. El equipo electrónico es simple, no requiere incluir amortiguamiento y la máquina es fácil de operar porque el desbalanceo en ambos planos de balanceado se mide simultáneamente, y la magnitud y ubicación se leen directamente.

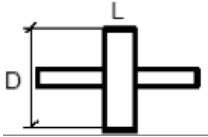
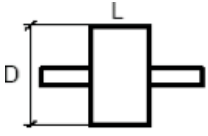
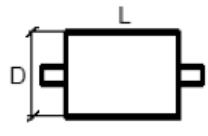
Figura 13 Plano de corrección visto a lo largo del eje de rotación, para mostrar el desbalanceo y los pesos compensadores



Fuente: Tomado de Balanceo de ejes Copyright 2016 (Torroba, 2003)

Modos de balanceo

Tabla 3 Modos de balanceo

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

Fuente: Tomado de Balanceo de ejes Copyright 2016 (Torroba, 2003)

Tipos de máquinas balanceadoras

Una Máquina Balanceadora es una máquina especialmente diseñada y construida para el balanceo de rotores rígidos en taller. Todas las máquinas balanceadoras tienen la capacidad de determinar, por alguna técnica, la cantidad y posición angular del peso de corrección requeridos en cada plano de balanceo (Club Ensayos, 2015).

Balanceadoras horizontales

Las balanceadoras horizontales denominadas "HL" son utilizadas para el balanceo dinámico de rotores en 2, 3 o más planos de compensación. Por ejemplo, los rotores de forma cilíndrica como: cigüeñales, ejes cardan, árbol de levas, cilindros de máquinas, ventiladores, inducidos de motores eléctricos, turbinas, alternadores (Asociados M. &., 2010).

Balanceadoras verticales

Las balanceadoras verticales tipos "HLV" son aplicadas para el balanceo de rotores en 1 plano. Por ejemplo – embragues, rotores en forma de discos, tambores de freno, poleas, rotores de bombas, volantes (Asociados M. &., 2010).

No hay necesidad de ejes auxiliares, porque la pieza está fijada por un utillaje directamente al husillo de la balanceadora. La carga y descarga del rotor es fácil y rápido. Por la calibración permanente de la equilibradora no hay necesidad de pesas de calibración (Asociados M. &., 2010).

Principios del balanceo de rotores rígidos

Existe el estándar ISO 1925 (Balancing Vocabulary), que define oficialmente cierto vocabulario en el balanceamiento de rotores. En lo posible se van a usar estas definiciones, sin embargo, algunas serán modificadas considerando que incluso para los ingenieros que trabajan en el balanceamiento de rotores se hace difícil entenderlas (Standardization, 2001).

Punto Pesado: Ubicación de la masa desbalanceada en el rotor.

Punto Alto: El punto sobre el eje de un rotor desbalanceado con la mayor distancia al eje de rotación. El punto alto se produce por la respuesta del eje al desbalanceamiento; es el punto sobre la periferia del eje que pasa más cerca del sensor de desplazamiento como se muestra en la Figura 14. El punto alto y el punto pesado coinciden cuando la velocidad de rotación del rotor es menor de aproximadamente un 50 % que su primera velocidad crítica.

Cantidad de Desbalanceamiento: Es la medida cuantitativa de desbalance en un rotor, sin referirse a su posición angular:

$$U = m \cdot r \quad \text{Ecuación N}^{\circ} 2$$

Donde:

U = cantidad de desbalanceamiento o simplemente desbalanceamiento, (onza . pulgada)

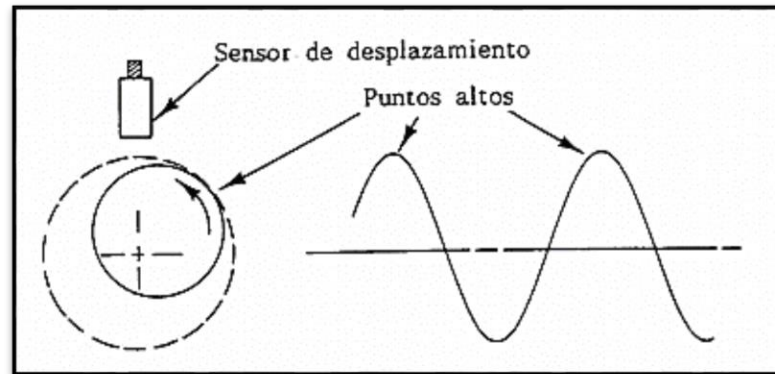
M = masa desbalanceada, (onza)

r = distancia de la masa desbalanceada al eje de rotación, (pulgada)

Proceso de Balanceamiento: En la Figura 15 se muestra un rotor de largo L y diámetro D. Este rotor puede ser considerado compuesto de una serie de discos o puede realmente estar compuesto por una serie de impulsores como es el caso en una turbina o compresor centrífugo de varias etapas.

El proceso de balanceamiento consiste en agregar al rotor un determinado número de masas, llamadas masas correctores, las cuales generen nuevas fuerzas centrífugas que equilibren o balanceen las anteriores.

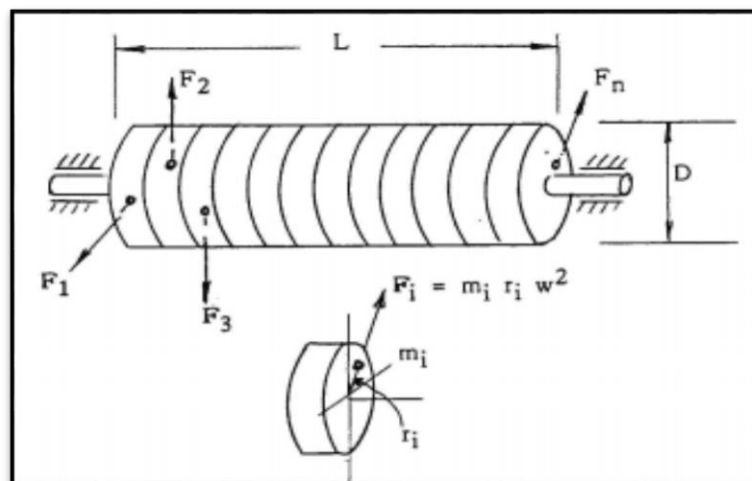
Figura 14 Definición de punto alto



Fuente: Tomado de Curso de Balanceo Copyright 2016 (ESTUPIÑAN, 2001)

Planos de Corrección: Son aquellos planos transversales del rotor donde las masas correctoras o balanceadoras son agregadas o removidas con el objeto de balancear el rotor.

Figura 15 Desbalanceamiento distribuido a lo largo de un rotor



Fuente: Tomado de Curso de Balanceo Copyright 2016 (ESTUPIÑAN, 2001)

Rotor Rígido: En la Figura 15 se puede apreciar que el sistema de fuerzas centrífugas debido al desbalanceamiento del rotor tienden a flectar o deformar el rotor. Cuando las deflexiones generadas en el rotor son despreciables, entonces se habla de un rotor rígido. Entre menor es la velocidad de rotación del rotor respecto a su primera velocidad crítica (o frecuencia natural de vibrar en flexión), menor es la deformación del eje del rotor (desplazamiento pico a pico).

Momento de inercia

Segundo Momento de Inercia o Momento de Inercia de Área, es una propiedad geométrica de la sección transversal de los elementos estructurales. Tomando en cuenta, un cuerpo alrededor de un eje, el momento de inercia, es la suma de los productos que se obtiene de multiplicar cada elemento de la masa por el cuadrado de su distancia al eje.

El momento de inercia refleja la distribución de masa de un cuerpo o de un sistema de partículas en rotación, respecto a un eje de giro. El momento de inercia desempeña un papel análogo al de la masa inercial en el caso del movimiento rectilíneo y uniforme. Es el valor escalar del momento angular longitudinal de un sólido rígido. El momento de inercia de un cuerpo depende de su forma (más bien de la distribución de su masa), y de la posición del eje de rotación. Aun para un mismo cuerpo, el momento de inercia puede ser distinto, si se considera ejes de rotación ubicados en distintas partes del cuerpo. Un mismo objeto puede tener distintos momentos de inercia, dependiendo de dónde se considere el eje de rotación. Mientras más masa está más alejada del eje de rotación, mayor es el momento de inercia. El momento de inercia tiene unidades de longitud al cuadrado.

La rotación en la inercia

Cualquier cuerpo que efectúa un giro alrededor de un eje, desarrolla inercia a la rotación, es decir, una resistencia a cambiar su velocidad de rotación y la dirección de su eje de giro. La inercia de un objeto a la rotación está determinada por su Momento de Inercia, siendo ésta ‘‘la resistencia que un cuerpo en rotación opone al cambio de su velocidad de giro’’.

El momento de inercia es la tendencia de un objeto a permanecer en reposo o a continuar moviéndose en línea recta a la misma velocidad. La inercia puede interpretarse como una nueva definición de masa. El momento de inercia es, masa rotacional y depende de la distribución de masa en un objeto. Cuanta mayor distancia hay entre la masa y el centro de rotación, mayor es el momento de inercia. El momento de inercia se relaciona con las tensiones y deformaciones máximas producidas por los esfuerzos de flexión en un elemento estructural, por lo cual este valor determina la resistencia máxima de un elemento estructural bajo flexión junto con las propiedades de dicho material.

Propiedades del momento de inercia

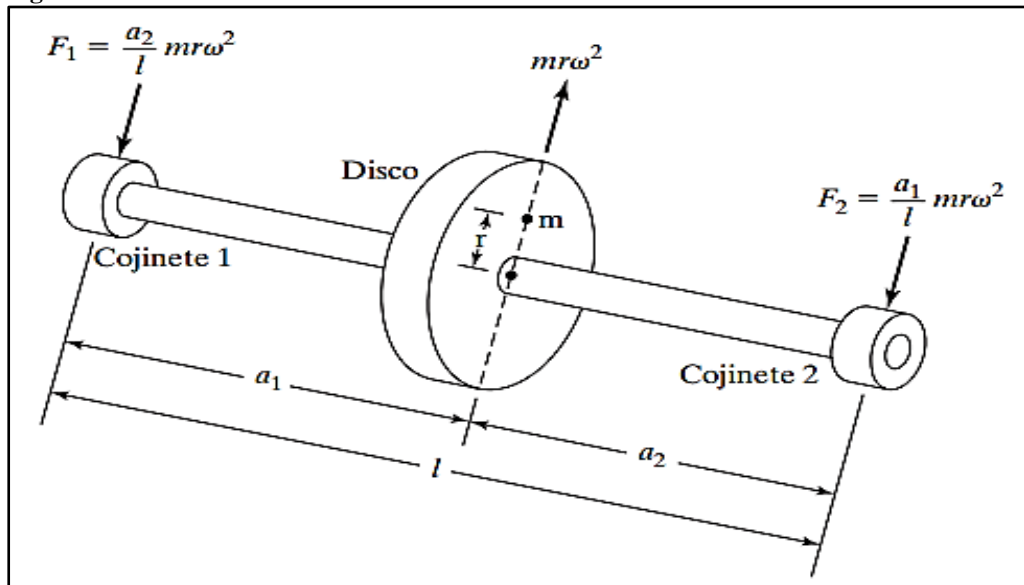
El momento de inercia de un área respecto al eje polar, momento polar de inercia J_o , es igual a la suma de los momentos de inercia respecto a dos ejes perpendiculares entre sí, contenidos en el plano del área y que se intercepta en el eje polar. El momento polar de inercia es de gran importancia en los problemas relacionados con la torsión de barras cilíndricas y en los problemas relacionados con la rotación de placas (Commons, 2012).

Grado de equilibrado

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 Normas como API (Instituto Americano del Petróleo por sus siglas en inglés) e 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 (según la ISO 1940/1) comprende una Tabla 3 que va desde G0.4 mm/s hasta G4000 mm/s.

Figura 16 Cálculo de reacciones



Fuente: Tomado de Vibraciones Básicas de Máquinas Copyright 2016 (Ronald L. Eshleman, 2002)

Desde esta definición se puede definir las fuerzas de desequilibrio si el nivel de vibración no se ajusta en base a la norma o requerimientos del fabricante. Las reacciones sobre los montantes se definen en función de la masa del rotor (m), la longitud del rotor (L), la relación de distribución de masa con respecto a los montantes (a_1 y a_2), el radio del rotor (r) y su velocidad angular (W).

$$F_1 = F_2 = \frac{a_2}{L} m r \omega^2$$

Ecuación N° 3

Tabla 4 Grado de calidad

Grado de calidad de balanceo	Tipos de rotor
G4000	Cigüeñal / accionamientos de motores diésel marinos lentos de montaje rígido con número de cilindros irregular
G1600	Cigüeñal / accionamientos de motores de dos tiempos rígidamente montados
G630	Cigüeñal / accionamientos de los grandes motores rígidamente montados de cuatro tiempos
G250	Cigüeñal / accionamientos de motores diésel rígidamente montados de cuatro cilindros
G100	Motores completos (gasolina o diésel) para automóviles, camiones y locomotoras
G40	Ruedas de automóviles, llantas, conjuntos de ruedas, ejes de transmisión
G16	Ejes de transmisión (ejes de transmisión, ejes de cardán) con requisitos especiales. Partes de máquinas trituradoras. Partes de maquinaria agrícola. Componentes individuales de motores (gasolina o diésel) para automóviles, camiones y locomotoras. Cigüeñal / accionamientos de motores con seis o más cilindros bajo requisitos especiales
G6,3	Partes de máquinas de plantas de proceso. Engranajes principales de la turbina marina (servicio mercantil). Tambores de centrífuga. Rollos de maquinaria de papel; Rollos de impresión. Aficionados. Rotores de turbinas de gas de aeronaves montados. Volantes. Impulsores de la bomba. Máquinas-herramienta y piezas de maquinaria en general. Armaduras eléctricas medianas y grandes (de motores eléctricos de al menos 80 mm de altura de eje) sin requisitos especiales. Pequeñas armaduras eléctricas, a menudo fabricadas en masa, en aplicaciones insensibles a las vibraciones y / o con soportes antivibratorios Componentes individuales de los motores bajo requisitos especiales
G2,5	Turbinas de gas y vapor, incluidas las principales turbinas marinas (servicio comercial). Turbogeneradores rígidamente montados. Tambores y discos de memoria de ordenador. Turbo-compresores. Accionamientos de máquina herramienta. Armaduras eléctricas medianas y grandes con requisitos especiales. Armaduras eléctricas pequeñas que no califican para una o ambas de las condiciones especificadas para el pequeño eléctrico. Armaduras de calidad de equilibrio G 6.3. Bombas de turbina
G1	Grabadora y fonógrafos (gramófono). Accionamientos de rectificado. Armaduras eléctricas pequeñas con requisitos especiales
G0,4	Husillos, discos y armaduras de rectificadoras de precisión. Giroscopios

Fuente: (IRD balancing, 2009)

La determinación del desbalance admisible es una relación del desplazamiento excéntrico del centro de masa con respecto a su eje de rotación (μm), la masa del rotor (kg) y el radio (r) del mismo.

$$\text{desbalance admisible} = \frac{\mu\text{m} \cdot \text{kg}}{\text{radio}} \quad \text{Ecuación N}^\circ 4$$

La ecuación determina una cantidad de masa de desequilibrio la cual debe ser compensada en el proceso de balanceo dinámico.

DigivibeMX 7

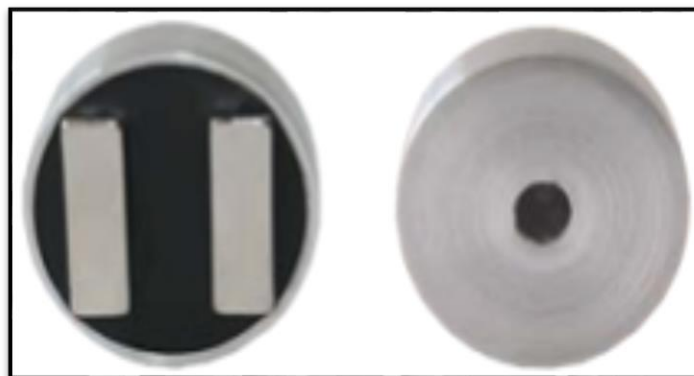
El DigivibeMX 7 es el analizador de vibraciones que utiliza la empresa MECANELECTRIC.

Criterio propio de los investigadores: Permite al usuario realizar análisis predictivo de equipos que han sido controlados con este programa, por lo que tiene de diagnóstico herramientas tales como cascadas y tendencia curvas, Con todas estas herramientas se puede visualizar la vibratoria evolución de la máquina, además de las frecuencias que puede estar creciendo o incluso se presenta con el tiempo, adicionalmente se lleva un control de cada equipo analizado puesto que cuenta con una base de datos que crea un código de barras por cada máquina creada en el software.

Dependiendo del análisis que se vaya a realizar este puede ser con un sensor de tipo magnético comúnmente conocido como acelerómetro o el tipo laser (figura 17).

Para el acelerómetro (soporte magnético figura 18), a este sensor debe colocarse un cable blindado.

Figura 17 Acelerómetro



Fuente: Tomado en Erbessd Instrument Copyright 2016 (*Instruments, 2016*)

Criterio propio de los investigadores: En el caso del sensor tipo laser se coloca en soporte que consta de dos barras lo cual posee una base magnética activable y desactivable que se pueden ajustar a distintos tipos de altura como se muestra en la figura 18.

Figura 18 Soporte magnético

Fuente: Tomado en Erbesd Instrument Copyright 2016 (*Instruments, 2016*)

Criterio propio de los investigadores: Cada sensor posee un cable de transferencia (figura 18) de datos hacia un pc el cual debe estar conectado primero hacia un convertidor o más conocido como “Canales de Interfaz de Adquisición de Datos” (figura 19 – 20), que va a estar conectado mediante USB al ordenador.

Figura 19 Cable blindado

Fuente: Tomado en Erbesd Instrument Copyright 2016 (*Instruments, 2016*)

Figura 20 Canales de interfaz para la adquisición de datos

Fuente: Tomado en Erbesd Instrument Copyright 2016 (*Instruments, 2016*)

Criterio propio de los investigadores: Una vez que se ha colocado un tipo en especial de sensor y esté listo para la transferencia de datos, ya puede realizar el análisis de vibraciones en un equipo.

9. HIPOTESIS

Si se implementa una máquina de balanceo dinámico en la empresa MECANELECTRIC se brindará el servicio de corrección de desbalanceo en equipos rotativos de distintos pesos y longitudes de rotores, lo que permitirá trasladar la asistencia a cualquier parte del país y en un futuro a nivel internacional.

10. METODOLOGÍAS

Métodos

El proyecto de investigación se aplicó el método hipotético deductivo que consistió en primera instancia establecer los alcances de la investigación de la cual que se generó una hipótesis la que permitiría resolver el problema. En base a esta información se dedujo una posible solución. Posteriormente se verificó la verdad del enunciado con la implementación del proyecto.

También tuvo a modalidad de campo, porque se tuvo que analizar las condiciones del proceso de balanceo en situ. Además, hubo una modalidad bibliográfica porque los investigadores se refirieron a datos técnicos o características de otras maquinarias existentes en el mercado. Cuyos detalles de funcionamiento permitieron la ejecución de un plan de construcción.

Técnicas

La técnica principal fue la observación científica con la cual se determinó las características de diseño y los requerimientos de la empresa. En base a esta información se procedió a el dimensionamiento y selección de componentes tanto mecánicos como eléctricos.

Instrumentos

Los instrumentos técnicos utilizados en este proyecto son el software Solidworks y su herramienta Simulation Express para la ejecución del método de Elementos Finitos y verificar la resistencia mecánica de los diferentes elementos que componen la máquina.

Además, en el proceso de construcción, se utilizó fresadoras, tornos, taladros, sierras de vaivén y soldadura TIG. Para el proceso de ensamble de la maquinaria.

Para la comprobación de la hipótesis se utilizó el analizador de vibraciones DigivibeMX M10. Tanto para el proceso de balanceo en banco, como para la corroboración de datos con el analizador de vibraciones y su posterior análisis en software.

Torno

El torno, máquina más antigua, versátil y de mayor uso a nivel mundial, es una máquina herramienta que hace girar la pieza y por medio de una herramienta, busca dar a la pieza una forma cilíndrica.

Los tornos modernos operan a partir del mismo principio básico. La pieza a trabajar se sostiene en un plato y gira sobre su eje, mientras una herramienta de corte avanza sobre las líneas del corte deseado, en un torno se pueden realizar muchas operaciones de torneado, hacer conos, formados varios, cortar, tronzar, refrentear, taladrar, mandrinar, esmerilar, pulir, roscar y muchas más. Las partes principales de un torno se componen de un bastidor robusto, generalmente de acero fundido de longitudes varias.

El tamaño del torno se determina en función del diámetro y longitud de la pieza a mecanizar. En la mayoría de los casos se suele instalar empotrado o atornillado al piso para evitar las posibles vibraciones y aumentar la rigidez del torno. Fresadoras (Schwab, 2011).

Fresadora

Las máquinas fresadoras son máquinas herramientas que se utilizan para producir con precisión una o más superficies mecanizadas sobre una pieza. Su versatilidad convierte a las fresadoras en la segunda máquina herramienta de mecanizado de mayor consumo y utilización en el mundo entero. El principio de funcionamiento es una mesa donde se coloca la pieza o dispositivo que sujeta firmemente la pieza a mecanizar (mesa que cuenta sólo con dos movimientos horizontales de translación) y un puente o brazo superior que sujeta un árbol mecánico que toma el movimiento del husillo, donde se coloca la herramienta de corte giratoria llamada fresa, que efectuará el trabajo de arranque de viruta sobre la pieza. Los componentes de una fresadora guardan similitud con los de un torno, una bancada con guías sobre una estructura generalmente de fundición, que están dispuestas en forma vertical y no horizontal como en los tornos (Schwab, 2011).

Otras máquinas convencionales

Las perforadoras o taladro de pedestal constan, básicamente, de un eje que gira la broca y puede avanzar hacia la pieza, ya sea en forma automática o manualmente, y una mesa de trabajo que sostiene rígidamente la pieza en la posición adecuada para la perforación. Una perforadora se utiliza para hacer perforaciones de los más variados diámetros en cualquier tipo de pieza y material. Estas máquinas también están preparadas para realizar tareas como: perforado, roscado y mandrinado, cambiando las herramientas de corte para cada caso (Schwab, 2011).

11. DISEÑO EXPERIMENTAL Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Parámetros de diseño de la máquina balanceadora.

En la empresa NDT-PDM Ecuador, existe la necesidad de balancear los rotores de los motores eléctricos de empresas que requieren que sus equipos estén en óptimas condiciones previamente realizado el mantenimiento predictivo de los mismos por tal razón, la construcción de la máquina es importante, porque actualmente el balanceo se lo realiza en forma manual y con esto no se logra la precisión y la garantía necesaria de funcionamiento de los motores.

El sistema mecánico de la máquina que se va a construir es de tipo horizontal porque se puede realizar el balanceo de cualquier tipo de elemento utilizando su propio eje como apoyo sobre la base de la máquina. Por otra parte, se tomará como referencia para la construcción, dimensiones de máquinas que se encuentran en el mercado que son de 4m de longitud, 2m de ancho, 1.50m de altura y que se apoyan piezas hasta de 2 500 kg de peso.

Una vez establecido ya las características como referencia, la máquina que se va a construir servirá para balancear los rotores de motores eléctricos que van desde potencias de 1/4 HP hasta 50 HP, los mismos que son de trabajo diario de las empresas. Con esta máquina se obtendrá mejores resultados de precisión y confiabilidad; por eso en términos generales, las dimensiones de la misma serán las siguientes:

Tabla 5 Especificaciones de la máquina balanceadora

CARACTERÍSTICAS	MÍNIMO	MÁXIMO
Longitud	400 mm	4000 mm
Volteo:		1000 mm
Peso del rotor:		2000 kg

Elaborado por: E. Cruz, D. Siza

Tabla 6 Parámetros de velocidad

ITEM	VELOCIDAD	PESO MÍNIMO	PESO MÁXIMO
1	700 rev / min	1500 kg	2000 kg
2	800 rev / min	1000 kg	1500 kg
3	900 rev / min	Menores a 1000 kg	1000 kg

Elaborado por: E. Cruz, D. Siza

Tabla 7 Características de la Máquina Balanceadora

DIMENSIONES		CARACTERÍSTICAS
Largo:	280 cm	Peso de rotores y diámetro de ejes
Radio:	100 cm	400-450 HP: 1955 kg
Anchura:	100 cm	Diámetro de Rotor = 723 mm
Peso:	9000 kg	Diámetro del eje = 100 mm
rev/min	1200	VI polos, 220/380/440V - 3~
Grado de calidad según ISO1940	G6.3	Rev/min = 1800

Elaborado por: E. Cruz, D. Siza

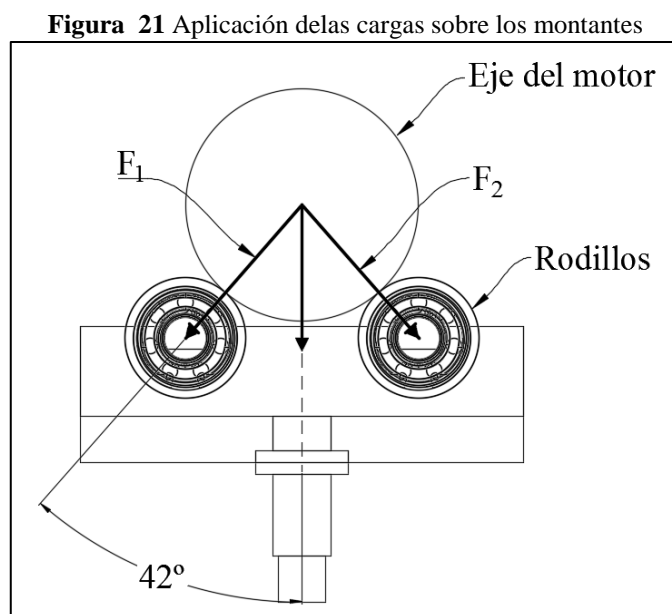
Existen dos tipos de soportes, suaves y rígidos respectivamente; para ello en la fabricación de esta máquina balanceadora se escogió el primer soporte puesto que cumple con un parámetro fundamental que es el de soportar cualquier tipo de rotor de hasta un peso de 2,5 toneladas.

El soporte suave ofrece mayor resistencia al momento de colocar cargas muy pesadas porque su frecuencia natural muestra que el peso de la pieza de trabajo a ser balanceada no afecta la frecuencia natural del sistema.

Por otra parte, permite el equilibrio en las máquinas balanceadoras horizontales porque estas máquinas pueden soportar cargas muy pesadas y poseen una ampliación universal por que debido a esta función se pretende que la máquina construida sea de manera móvil para trabajos en sitio la cual el proveedor del servicio no tenga que desmontar su equipo desbalanceador.

Cálculo de las cargas

Se definen las cargas aplicadas en el punto de aplicación – los montantes -. Sobre este se aplicará el peso del rotor (carga estática) y el efecto del desbalance (carga alternante).



Elaborado por: E. Cruz, D. Siza

La carga estática se determina utilizando las ecuaciones de la segunda ley de la mecánica. De acuerdo a los requerimientos de la empresa MECANELECTRIC se realizó el análisis con el supuesto caso de las condiciones críticas. Se opta por una masa de 2000 kg simétrico, un radio de trabajo de 1 m, longitud 2.5 y rev/min de 1200.

$$F_{1s} = F_{2s} = \frac{l_2}{L} \cdot ma = \frac{1.25}{2.5} (2000)(9,8) = 9800 \text{ N} \quad \text{Ecuación N}^\circ 5$$

$$F_{1s} = F_{2s} = 9800 \cos(41,14^\circ) = 3690,2 \text{ N}$$

La carga alternante se determina con las Ecuaciones N° 3. Donde, además, se elige como parámetros de cálculo definidos en la tabla 6: rev/min de la maquina balanceadora y grado de calidad ISO 1940. Al no estar en control sobre la cantidad de desbalance de los equipos que ingresan al taller. Se seleccionó una metodología de cálculo en base a la experiencia de los operarios: desbalance residual, 160 μm .

De acuerdo al Anexo N° 10 esta magnitud de desbalance recae en un grado de calidad de G16. Se aplica las Ecuaciones

$$\text{desbalance admisible} = \frac{\mu\text{m} \cdot \text{kg}}{\text{radio}} = \frac{(160)(2000)}{(1000)} = 320 \text{ gr} \quad \text{Ecuación N}^\circ 6$$

Determinando la longitud de la circunferencia, la velocidad lineal y velocidad angular con las Ecuaciones N° 5. Se obtiene:

$$\text{longitud circunferencia} = 2\pi R = 2 \cdot \pi \cdot 1000 = 6283,2 \text{ mm} \quad \text{Ecuación N}^\circ 7$$

$$V = \frac{\text{rev}}{s} * \text{longitud circunferencia} = \frac{(1200)(6283,2)}{(60)} = 125663,7 \text{ mm/s}$$

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{125663,7}{1000} = 125,7 \text{ rad/s} \quad \text{Ecuación N}^\circ 8$$

Se aplica Ecuación N° 7 para definir las reacciones en los cojinetes.

$$F_{1F} = F_{2F} = \frac{l_2}{L} m r \omega^2 = \frac{1.25}{2.5} (0,32 \text{ kg})(1000 \text{ mm})(125,7^2) = 2526,618 \text{ N} \quad \text{Ecuación N}^\circ 9$$

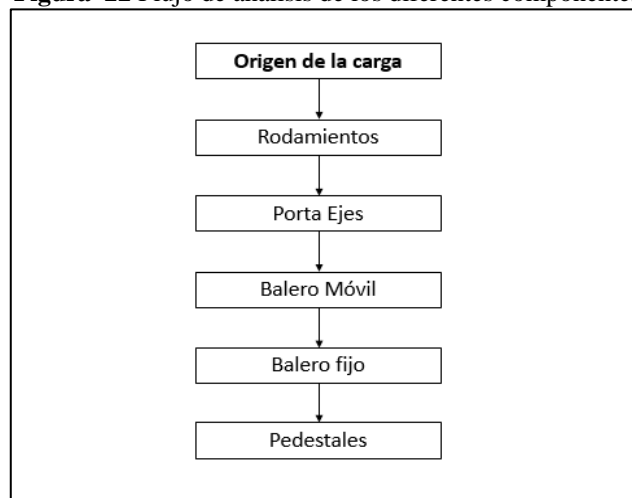
$$F_{1F} = F_{2F} = 2526,618 \cos(41,14^\circ) = 1902,8 \text{ N}$$

La reacción máxima que soporta el pedestal es:

$$R_{1max} = R_{2max} = F_{1S} + F_{1F} = (5594 \text{ N}; 41,14^\circ) \quad \text{Ecuación N}^\circ 10$$

Una vez determinada las cargas aplicadas sobre la estructura se define metodología de análisis. Tomando como punto de partida el examen de los diferentes componentes que componen la máquina. Desde el punto donde se origina la carga hasta la sujeción para el piso. Determinando en el diagrama de flujo de trabajo en la figura 22.

Figura 22 Flujo de análisis de los diferentes componentes



Elaborado por: E. Cruz, D. Siza

Para ello se utilizó el software Solidworks 2017 profesional para el diseño y validación mecánica del dispositivo. La definición de la funcionalidad de los diferentes mecanismos se detalló con anterioridad. Se procede a la validación de la resistencia mecánica. Ante la naturaleza de la maquina no se cuenta con códigos o normas que especifiquen para especificar el factor de diseño apropiado. En MOTT, 2006 se definen diferentes factores de seguridad según las cargas aplicadas y la confianza en los datos de diseño. Se considera una maquina bajo cargas dinamicas controladas, con una confianza promedio en los parametros del diseño. Determinando un factor de seguridad de 2.

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 1845 N con un ángulo de aplicación de 41.4°. Considerando un rodamiento 6004 cuyas características básicas se señalan en la Tabla 9.

Tabla 8 Características del rodamiento de bolas 6004

Dimensiones	
d	20
D	42
B	12
Capacidad de carga dinámica	9950 N
Rev/minuto	38000

Elaborado por: E. Cruz, D. Siza

La vida nominal básica se define con la siguiente ecuación:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{9950}{1845}\right)^3 = 156,82 \text{ millones de revoluciones} \quad \text{Ecuación N}^\circ 11$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} = \frac{10^6}{60 (2857,1)} = 871,23 \text{ horas}$$

Además, las horas de funcionamiento se determinan en 871.23 horas. Se establece un factor de seguridad de 1.5 para el diseño definida en la relación de carga aplicada al elemento y la capacidad de carga dinámica del dispositivo seleccionado.

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{9950}{1845} = 5,39 \quad \text{Ecuación N}^\circ 12$$

El S_0 o factor de seguridad de 5.39 satisfacen las condiciones preestablecidas en los requerimientos de diseño.

Porta Ejes

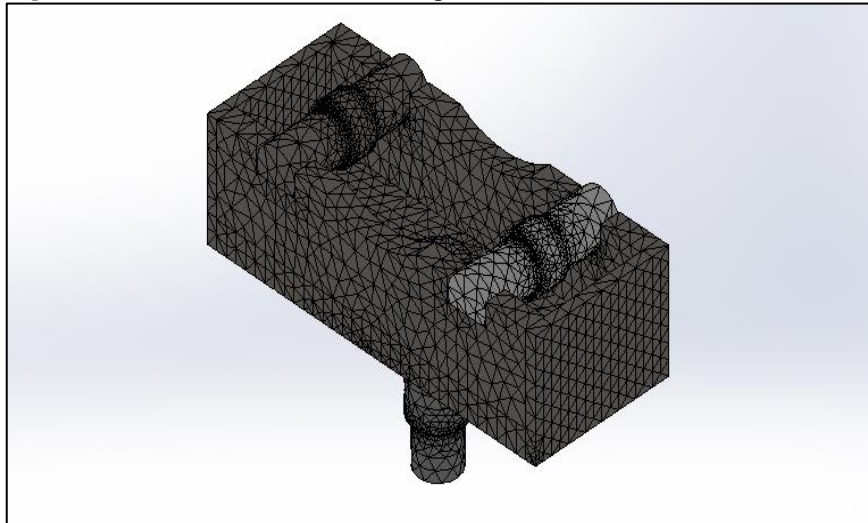
Así se procede a el análisis de la resistencia mecánica del componente Porta Ejes. Compuesto por los elementos detallados en el Anexo N° 7. Se configura la simulación estática con los valores de la tabla 10 y obtiene el conjunto con el mallado de la figura 23.

Tabla 9 Propiedades del estudio Porta Ejes

Método de validación	Adaptativo-h, Precisión 98%
Tamaño máximo de elemento	7,12 mm
Tamaño mínimo de elemento	1,42 mm
Número total de nodos	215 334
Número total de elementos	9,9089
Carga aplicada	$R_{1\max} = F_{1S} + F_{1F} (5594 \text{ N}; 41.14^\circ)$

Elaborado por: E. Cruz, D. Siza

Figura 23 Proceso de mallado del componente



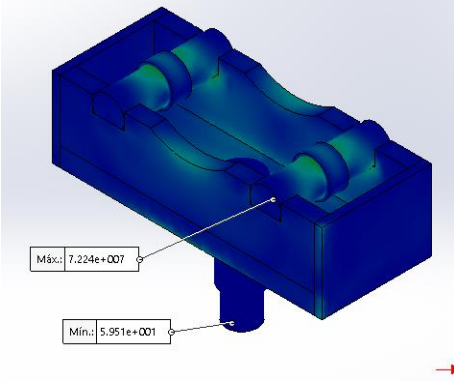
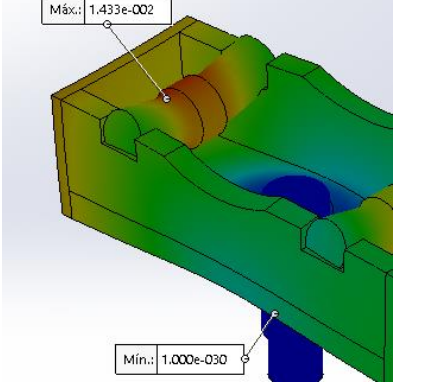
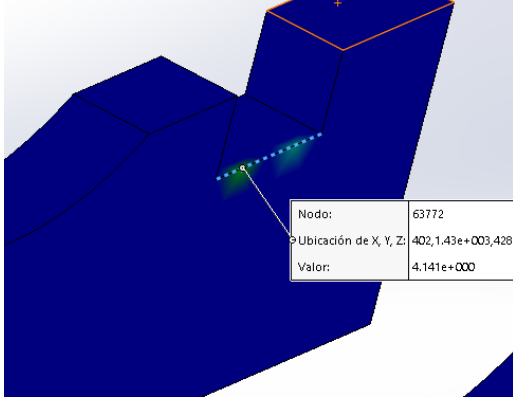
Fuente: software Solidworks 2017

El análisis de tensiones de von Mises con un mínimo de $70,52 \text{ N/m}^2$ y un máximo de $2,28 \times 10^8 \text{ N/m}^2$. Se detecta una concentración de esfuerzos en el eje giratorio. El elemento soporta toda la carga de la reacción. Por lo cual se generó un control de mallado para su posterior análisis. Manteniéndose los niveles de concentración de esfuerzos en la zona.

El tensor de Von Mises máximo detectado define el factor de seguridad del componente en 4,14. Hallándose este valor en el contacto axial inferior entre el eje de los rodamientos y la placa frontal del porta rodamiento. Con una fuerza $1399,3 \text{ N}$ en cada una de las 4 caras en contacto.

Los desplazamientos resultantes confirman la información y prevén un desplazamiento máximo de $0,01485 \text{ mm}$ despreciable. Al estar sometido el componente a cargas fluctuantes en el proceso de desbalanceo se opta por aplicar un estudio de fatiga con un factor de carga de 0,45 ($1902,8 \text{ N}$) con un tipo de carga de referencia $LF=0$. Donde la carga cambia su magnitud proporcionalmente desde su valor máximo hasta un valor mínimo. Sin invertir sus direcciones de acuerdo al número de ciclos. Después de 1 000 sucesos la vida es de 1×10^6 ciclos y un daño de 0,001%.

Tabla 10 Estudio del conjunto Porta Ejes

		<p>Tensión de von Mises Mínimo: 7,052e+001N/m² Máximo: 5,529e+001N/m²</p>
		<p>Desplazamientos resultantes Mínimo: 0,000e+000mm Máximo: 1,485e-002mm</p>
		<p>Factor de seguridad Mínimo: 4,5e+000 (Placa base del porta rodamiento) Máximo: 8,32e+006</p>

Fuente: software Solidworks 2017

Balero Móvil

Para el análisis de la resistencia mecánica de este componente primero se considero los diseños de varias productores extranjeros. El material utilizado para este dispositivo es la aleacion de aluminio. 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 y la meta propuesta de 2 toneladas. Dentro del mercado nacional se presentan varias aleaciones: Aleacion 1 200 h14, Aleacion 5 083 y Prodx.

Se procedio a la evaluación de la resistencia mecánica de los componentes alternando el material disponible. El factor de seguridad que arroja esta actividad se detallan en la Tabla 12.

Tabla 11 Resultado del factor de seguridad de las diferentes simulaciones

Aleación 5083	2,7
Aleación 1200 H14	2,8
Aleación 7075	8,2

Elaborado por: E. Cruz, D. Siza

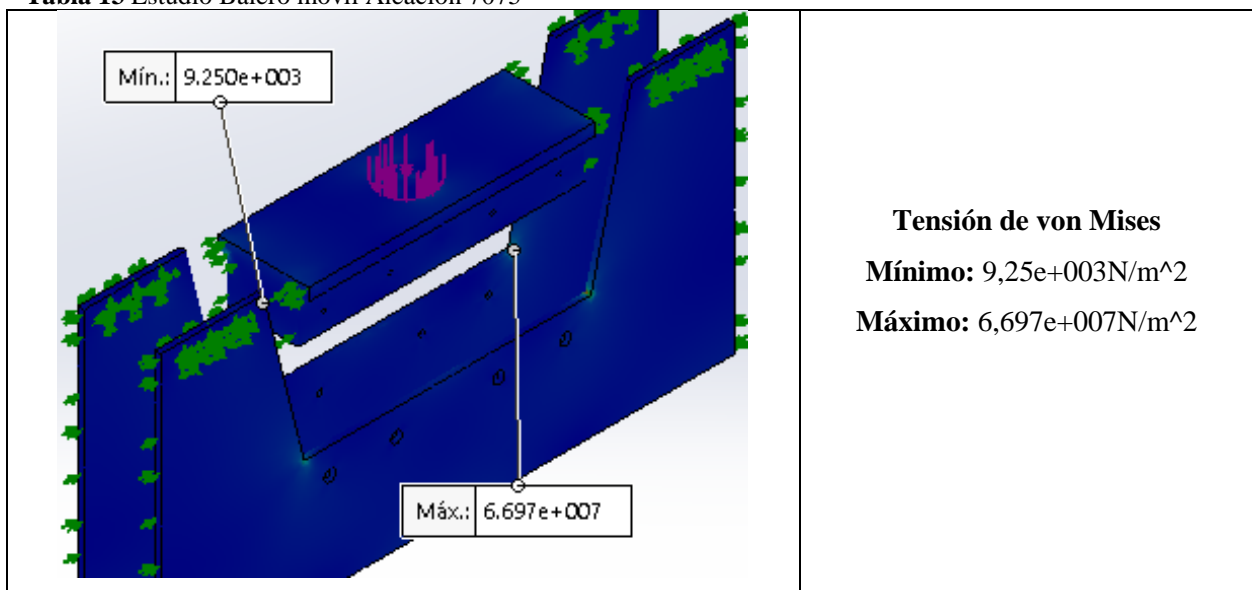
Se opto por la simulación de la aleación de aluminio 7075 para los componentes Laina, limitantes y Soporte del porta rodamientos. Para las placas se opto por una aleación 5083 se obtuvo los resultados de la aleacion de aluminio 7075 Tabla 13.

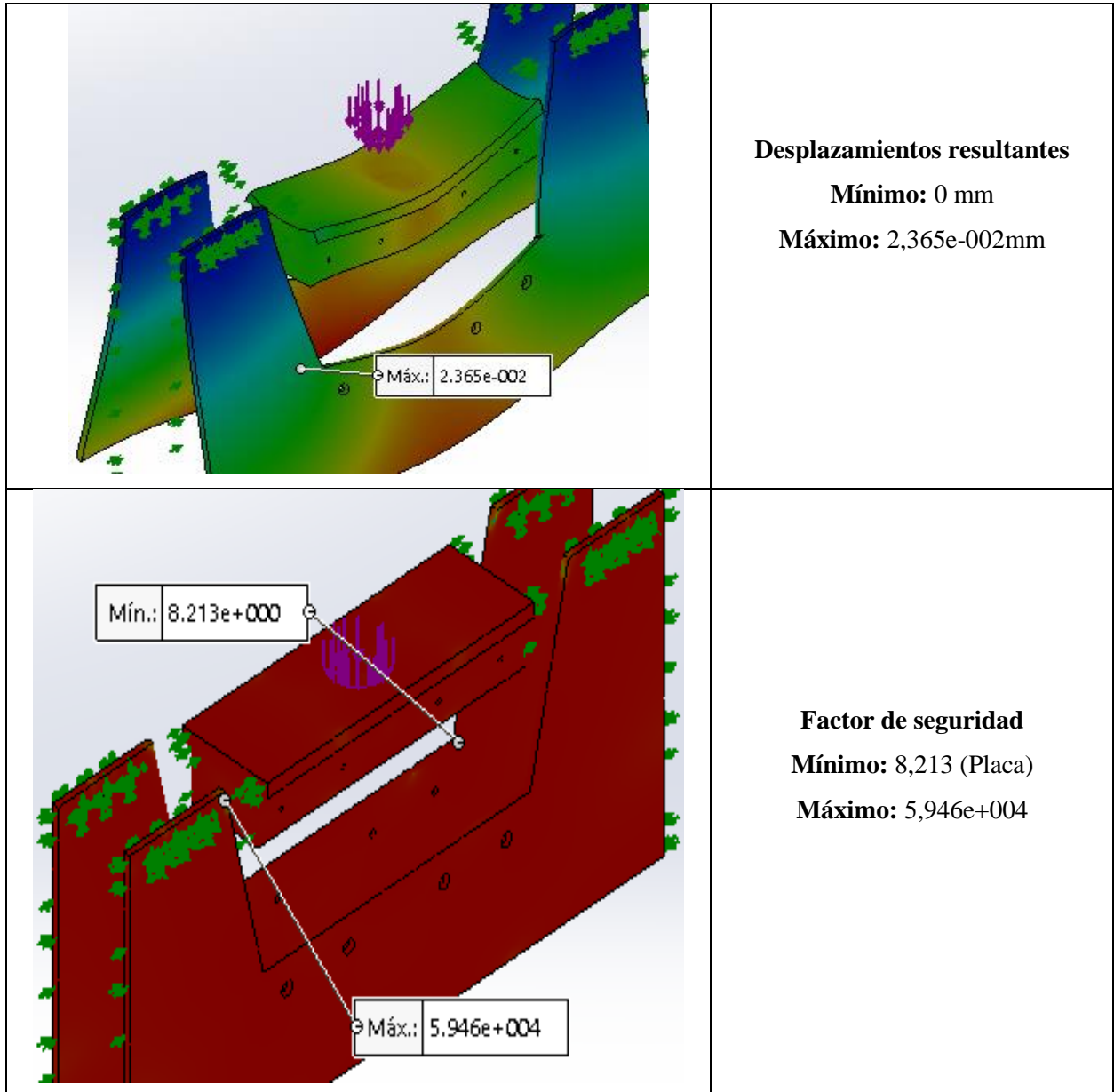
El dato más importante para el análisis es el factor de seguridad. Se considera la adición de elementos de union como tornillos cabeza plana allen M5 para unir los elementos. Además, comperten la carga aplicada. Se obtiene un factor de seguridad de 8.2 suficiente para la metas propuestas.

Tabla 12 Propiedades del estudio Balero Fijo

Método de validación	Adaptativo-h, Precisión 98%
Tamaño máximo de elemento	5,9 mm
Tamaño mínimo de elemento	29,84 mm
Número total de nodos	44 270
Número total de elementos	25 164
Carga aplicada	$R_{1max} = F_{1S} + F_{1F}$ (5594 N; 41.14°)

Elaborado por: E. Cruz, D. Siza

Tabla 13 Estudio Balero móvil Aleación 7075



Fuente: software Solidworks 2017

Balero fijo

De la misma manera que en los casos anteriores se ejecutó un análisis de resistencia mecánica de los elementos compuestos por tres componentes:

- Tornillo de ubicación. Material AISI 1018
- Balero fijo. Material ASTM A36
- Ejes acñados. Material AISI 705

Los resultados de la simulación se detallan en la Tabla 15 y 16. En las cuales se verifica la resistencia mecánica de los elementos 2.5. La mayor concentración de esfuerzos se produce en el área de contacto de los ejes acñados y el balero fijo. Siendo uno de los elementos más débiles

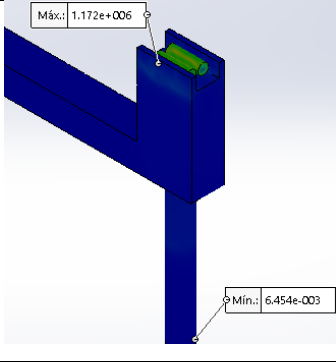
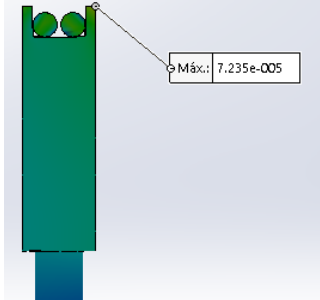
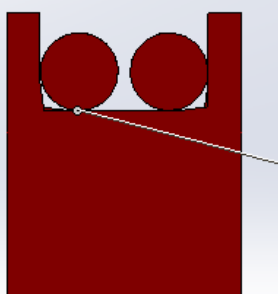
del conjunto. Aun así, se mantiene dentro de los parámetros de diseño. Un posterior análisis de fatiga en el dispositivo evidencio la inexistencia de falla porque cualquier valor obtenido en el análisis de tensiones Von Mises está por debajo de la curva SN de los ítems.

Tabla 14 Propiedades del estudio Balero Fijo

Método de validación	Adaptativo-h, Precisión 98%
Tamaño máximo de elemento	5,9 mm
Tamaño mínimo de elemento	29,84 mm
Número total de nodos	44 270
Número total de elementos	25 164
Carga aplicada	$R_{1max} = F_{1S} + F_{1F} (5594 \text{ N}; 41.14^\circ)$

Elaborado por: E. Cruz, D. Siza

Tabla 15 Estudio Balero fijo

	<p>Tensión de von Mises Mínimo: 6,45e+003N/m² Máximo: 1,172e+006N/m²</p>
	<p>Desplazamientos resultantes Mínimo: 0,000e+000mm Máximo: 7,235e-005mm</p>
	<p>Factor de seguridad Mínimo: 5,5e+000 (Eje acuñado)</p>

Fuente: software Solidworks 2017

Pedestal

En cuanto al análisis de resistencia de pedestal. Al estar compuesto de elementos estructurales estandar se realizo un analisis de vigas. Los detalles del mismo y los resultados obtenidos se describen en la Tabla N° 15 y 16.

Los datos obtenidos proporciona una estructura altamente rígida y cuyo volumen sobrepasa un 300% los requerimientos de diseño. Sin embargo el conjunto tal como se diseño permite una estabilizacion de los demas componentes ante el efecto de desbalance dinamico de los rotores a tratar en el proyecto. Manteniendo un centro de gravedad bajo con rotores cuya densidad es alta.

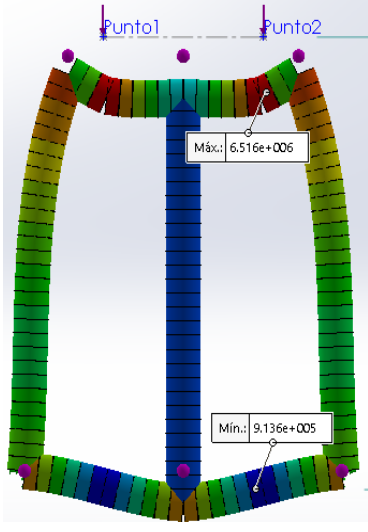
Uno de los elementos de prioridad en este conjunto es la vija horizontal superior. La cual soporta las reacciones en los sistemas rodantes y de oscilacion. Cuya tension maxima es de $6.516e+6$ N. La adiccion en el diseño del pedestal vertical permite una mejor distribucion de las tensiones.

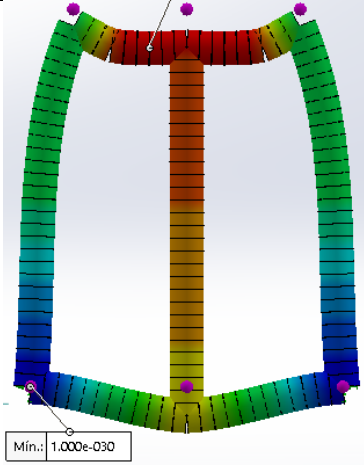
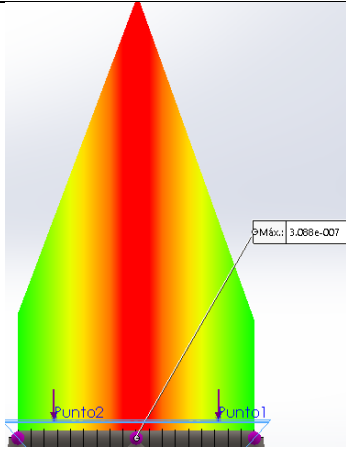
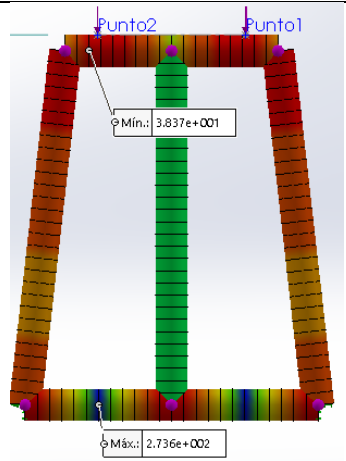
Tabla 16 Propiedades del estudio Pedestal

Método de validacion	Malla Viga
Número total de nodos	133
Número total de elementos	129
Carga aplicada	$R_{1max} = F_{1S} + F_{1F} (5594 \text{ N}; 41,14^\circ)$

Elaborado por: E. Cruz, D. Siza

Tabla 17 Estadío del pedestal

	<p>Tensión de Axial y de flexión</p> <p>Mínimo: $9,136e+005 \text{ N/m}^2$</p> <p>Máximo: $6,516e+005 \text{ N/m}^2$</p>
---	---


 <p>Mín.: 1.000e-030</p>		<p>Desplazamientos resultantes</p> <p>Máximo: 1e-030mm</p>
 <p>ϕMáx.: 3.088e-007</p> <p>Punto2</p> <p>Punto1</p>		<p>Trazado del módulo cortante</p> <p>Máximo: 3e-07 (Viga de soporte superior)</p>
 <p>Punto2</p> <p>Punto1</p> <p>ϕ Mín.: 3.837e+001</p> <p>ϕ Máx.: 2.736e+002</p>		<p>Factor de seguridad</p> <p>Mínimo: 38</p> <p>Máximo: 2,736e+002</p>

Fuente: software Solidworks 2017

Análisis General

El ensamblar todos los componentes permite determinar, de manera general, la capacidad del equipo. Y como el Factor de seguridad en cada conjunto influye en las características de la máquina. Una síntesis de esta actividad se presenta en la tabla 19.

Tabla 18 Análisis general del factor de seguridad del ensamble

	FDS de la simulación
	6004 FDS: 5.39
	Porta rodamiento FDS: 4,5
	Balero Móvil FDS: 8,2
	Balero fijo FDS: 6,5
	Pedestal FDS: 38

Fuente: software Solidworks 2017

Se evidencia que el factor de seguridad más alto es del pedestal. Sin embargo, el componente que es más propenso a una falla plástica es el porta rodamientos. A pesar de esto, cumple las especificaciones previamente establecidas. Con un factor de seguridad de 4,5 este valor determina la capacidad de carga de la maquinaria en 9 toneladas. Permitiendo el balanceo de equipos superiores a las antes mencionadas.

Diseño 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, en cambio la eficiencia de las transmisiones de bandas en V varía desde cerca de 70 hasta 96%. Las transmisiones de banda plana producen muy poco ruido y absorben mayor vibración torsional del sistema, por lo tanto, es el tipo de banda que necesitamos para la transmisión de movimiento de los rotores a ser balanceados, tomando en cuenta el material y el espesor de acuerdo a la utilización.

Para la transmisión del movimiento de rotores necesitamos una banda de material de poliamida, con un espesor aproximado de 1 a 2 mm. De acuerdo al Anexo N° 9 tenemos un valor del espesor de la banda, $t = 0,05\text{in}$, con especificación F-1.

Para el cálculo de la potencia transmitida por la banda plana seleccionamos un factor corrección con material de poliamida F-1 que corresponde a 0,70 in, como muestra en el Anexo N° 9.

La potencia transmitida por la banda plana es:

$$H = \frac{C_p \times C_v \times F_a \times V}{16500 \times P_s} = \frac{0,73 \cdot 1 \cdot 60 \cdot 1800}{16500 \cdot 1} = 4,778 \text{ hp} \quad \text{Ecuación N}^\circ 13$$

Donde:

- H = potencia transmitida, hp
- CP = factor de corrección de la polea
- CV = factor de corrección de velocidad

- F_a = tensión permisible de la banda, lb
- V = Velocidad de la banda, ft/min
- KS = factor de servicio

Implementación del proyecto

En base a los resultados obtenidos y la selección de los componentes. Se ensambla una maquina balanceadora dinámica (ver Anexo N° 1) con las siguientes características constructivas:

- Sistema de pedestales con desplazamiento longitudinal. Anexos N° 2 y 3. Que permiten operar con rotores de hasta 2,8 m y un radio de volteo de 1 m.
- Sistema de baleros fijos (Anexo N° 4 y 5). Estos elementos poseen la peculiaridad, de trabajar con diámetros de ejes asimétricos esto mediante un tornillo de ubicación vertical
- Conjunto baleros móviles (Anexo N° 6). El dispositivo permite la traslación del movimiento de desbalance del rotor que se va a corregir hacia el sistema de sensores DigivibeMX
- Porta ejes. (Anexo N° 7 y 8). Posibilita el trabajo con ejes de diámetro de 20 hasta 100 mm con un peso de hasta 9 toneladas.
- Además, se incluye un sistema de transmisión de potencia desde un motor de 5 HP mediante una banda transportadora. Detallados en el Anexo N° 9. La funcionalidad de este conjunto permite la regulación y tensión de la banda en cualquier situación en que las características geométricas del rotor lo necesiten.

Prueba realizada a un rotor desbalanceado

Se realiza las pruebas en un rotor de aproximadamente 1 000 Kg y una longitud de 2,5 m, con diámetro aproximado de 50 mm, velocidad de operación de 1800 rpm perteneciente a una empresa maderera.

La calidad de balanceo va a ser de grado G 6,3 porque se considera como rotor de maquinaria de procesamiento. Aplicando la figura 1B, Máximo desbalanceo residual permisible, de la norma ISO 1940, se obtiene el desplazamiento del centro de gravedad en micra (μm).

El valor de desplazamiento del centro de gravedad según la ISO 1940 es $\mu\text{m} = 30$. Lo que corresponde a decir que el valor de vibración de desbalance residual debe ser menor al mencionado.

Se procede a colocar el rotor en la máquina balanceadora y a realizar las primeras medidas vibracionales de desbalance en μm , obteniéndose los siguientes valores en el plano 1 = 280 μm y en el plano 2 = 116 μm a 553 rpm. Estos datos nos revelan desbalance en el rotor.

Se continúa con la colocación de pesos para la corrección del desbalance y se obtiene los siguientes resultados luego de añadir peso. Plano 1 = 11 μm y Plano 2 = 5,1 μm . Lo cual nos da los resultados

Posterior a esto se traslada el rotor hacia la empresa y realizan el montaje en su lugar de operación y se realizan las medidas de vibración en operación normal.

Una vez colocado al rotor en su lugar de operación normal, se aplica la norma ISO 10816-3 “evaluación del estado vibracional de máquinas en partes no rotativas” y se tiene que la vibración debe ser menor a 2,5 mm/s.

Se concluye que la máquina cumple con los requisitos solicitados por el auspiciante. Y que los resultados vibracionales en la máquina balanceadora y en operación normal según la ISO son adecuados, por lo que cumple también con la norma.

12. IMPACTOS

Impactos técnicos

La técnica de balanceo dinámico de rotores permite alargar la vida útil de los equipos rotativos. Este proceso siempre será viable mientras exista las condiciones de montaje de los equipos lo permitan, por ejemplo, ejes de transmisión, ventiladores. Sin embargo, en los casos en los cuales la carcasa del sistema impida la sujeción de sensores, de pesos de corrección y la manipulación del operario como: rodillos de papeleras, rotores eléctricos, turbinas hidráulicas; esta técnica no es posible de aplicar. El banco de balanceo permite superar esta dificultad trasladando el equipo averiado hacia una instalación apropiada. Donde los sensores y el operador puedan llevar a cabo el proceso de corrección. Además, para los autores del proyecto permitió cumplir uno de los objetivos del Plan Nacional del Buen Vivir: “Asegurar la soberanía y eficiencia de los sectores estratégicos para la transformación industrial y tecnológica”. Es decir, la aplicación de transferencia tecnológica. En este caso: elaboración de un producto (banco de balanceo dinámico) y la aplicación de un proceso (corrección de desbalance).

Impactos sociales

En la actualidad el objetivo en la industria es la vinculación con la sociedad en un marco de desarrollo de alta eficiencia y en forma sustentable. Esta tendencia aumenta con el aumento de los costos de energía. Cualquier máquina rotativa que opere en condiciones inapropiadas, como

por ejemplo excentricidad o desalineación. Reduce su eficiencia porque aumenta las pérdidas de energía mecánica y reduce la confiabilidad de los diferentes sistemas de transmisión de potencia (rodamientos, bujes, cadenas, bandas y poleas). La corrección del equipo permite mejorar las condiciones operación manteniendo el consumo de energía en niveles óptimos. Por tanto, las técnicas de balanceo dinámico junto con el banco posibilitan la viabilidad de sistemas de transmisión de potencia que funcionen con grandes pérdidas de energía. Y mantener los niveles de vibración dentro de la norma ISO 1940.

Impactos económicos

El fin del proyecto investigativo es la creación de una tecnológica capaz de producir más a un costo mínimo en la industria, esto se logra con el desarrollo de maquinaria tecnificada que permita una producción de alta calidad y capaz de adaptarse a cualquier requerimiento, permitiendo que el costo de producción sea mínimo con el fin de mejorar la economía del productor.

13. PRESUPUESTO

Acorde a la planificación realizada al principio de la investigación a fin de cumplir los objetivos en el tiempo propuesto, se llegó a la culminación de nuestro proyecto con un costo total de 7.000 USD, en la tabla 20 se individualizan los costos por actividades del avance del proyecto, tomando en cuenta que el analizador de vibraciones es otorgado por la empresa MECANELECTRIC.

Tabla 19 Tabla de costos general

ITEM	ACTIVIDAD	COSTO USD
1	Equipos, software y servicios técnicos	25
2	Transporte y salidas al campo	125
3	Material bibliográfico y fotocopias	100
4	Materiales y suministros	4 000
5	Mano de obra	2 660
6	Varios imprevistos	90
7	Analizador de vibraciones	0
	TOTAL	7000

Elaborado por: E. Cruz, D. Siza

La empresa MECANELECTRIC apporto con la suma de 6 660 USD que corresponde al ítem 4 y 5 que hacen referencia a los materiales, suministros y mano de obra respectivamente.

14. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- Se realizó una investigación documental sobre los diferentes diseños de máquinas de balanceo existentes en el mercado nacional de producción extranjera. Mediante el uso del método exploratorio.
- Al finalizar el proyecto de investigación se logró implementar una máquina balanceadora de rotores con requerimientos mínimos definidos en características de capacidad (2 toneladas), radio, longitud de volteo (2,8 x 1 m) y un grado de calidad de G6.3.
- Con la realización de simulaciones en Solidworks 2017 se consiguió escoger los materiales más adecuados por lo que en algunos componentes se propuso colocar piezas de aluminio porque este material disminuye el peso de los componentes del sistema de oscilación lo que a su vez facilita que rompa la inercia de los mismos.
- Se optó por materiales disponibles en el mercado nacional y su construcción en talleres locales. Permitiendo la mantenibilidad del equipo ante cualquier desperfecto. En una combinación de materiales – Acero ASTM A36, AISI 1018, AISI 705 y aluminio 7075, 1200- que permiten la trasferencia del efecto oscilante del desbalanceo hacia los acelerómetros.
- Se implementó en la empresa MECANELECTRIC una máquina de balanceo dinámico con capacidad de 9 toneladas, 2.8 m de largo, 1 m de radio de volteo lo que permite a la empresa adicionar a su portafolio de servicios.

Recomendaciones

- La construcción de la máquina balanceadora no contempla el diseño del software de balanceo dinámico en uno y dos planos, por lo cual se recomienda realizar un estudio complementario en el cual pueda desarrollarse por futuros profesionales.
- La construcción del hardware siendo el más importante los Sensores de Vibraciones, porque son costosos y frágiles los cuales llegan a fallar o a romperse en sus conexiones eléctricas.
- La máquina balanceadora está diseñada y construida para rotores que tengan eje pasante, por lo que se recomienda desarrollar un diseño y construcción de una máquina balanceadora que aporte a la corrección de rotores en voladizo.

- La máquina construida es desarrollada para equipos de grandes pesos respecto a los pesos de los turbocargadores, por lo cual se recomienda desarrollar una máquina balanceadora para pesos pequeños.

15. BIBLIOGRAFÍA

- ASOCIADOS, M. &. (2010). *Máquinas de Balanceo Dinámico* . Obtenido de http://www.metas.com.mx/guiametas/la-guia-metas-10-04-balanceo_dinamico.pdf
- ASOCIADOS, M. (21 de 8 de 2016). *La guía de metas*. Obtenido de Qué son las vibraciones mecánicas: <http://www.metas.com.mx/guiametas/La-Guia-MetAs-03-07-Vib.pdf>
- C.C., J. G. (2010). *Vibration Condition and Energy Loss Monitoring*.
- CLUB ENSAYOS. (28 de 01 de 2015). Obtenido de Balanceo de Máquinas: <https://www.clubensayos.com/Ciencia/Balanceo-De-Maquinas/2295007.html>
- COMMONS, C. (21 de 01 de 2012). *Casiopea*. Obtenido de Casiopea: http://wiki.ead.pucv.cl/index.php/Momento_de_Inercia.
- COTOPAXI, U. T. (2016). *Líneas de investigacion, etc.* Obtenido de <http://www.utc.edu.ec/INVESTIGACION/Sistema-de-Investigacion/lineas-investigacion>
- DISANDRO, I. J. (17 de 12 de 2016). *Mecánica II - Balanceo*. Obtenido de Departamento de Aeronáutica: <http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Vibraciones%20-%20Balanceo.pdf>
- DORANTES, M. J. (22 de 10 de 2016). *Alineación y Balanceo*. Obtenido de UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE CAMPECHE: http://www.academia.edu/24287441/ALINEACION_Y_BALANCEO
- ECUADOR, N. -P. (12 de 08 de 2016). *NDT-PDM Ecuador | Ensayos no Destructivos y Mantenimiento*. Obtenido de insercruz.com.ec/ndt-pdm.com/sitio/
- ESTUPIÑAN, E. (29 de junio de 2001). *BALANCEADORA DINÁMICA DE ROTORES*. Obtenido de http://www.academia.edu/15398047/BALANCEO_DINAMICO_DE_ROTORES_Balanceo_con_Balanceadora_Shimadzu_HL-1500_Kg_CONTENTIDO_DEL_CURSO
- INC, B. T. (20 de 06 de 2014). *Entendiendo los Fundamentos del Equilibrio y de las Técnicas de MEDICIÓN*. OBTENIDO DE EQUIPO Y SERVICIOS PRECISOS DE MEDICIÓN Y PRUEBA: <http://balancetechnology.com/wp/wp-content/uploads/2014/02/Entendiendo-los-Fundamentos-del-Equilibrio-101.pdf>

- INSTRUMENTS, E. (15 de 9 de 2016). *Erbessd Instruments*. Obtenido de <http://www.erbessd-instruments.com/esp/accessories/>
- IRD BALANCING. (2009). Balance Quality Requirements of Rigid Rotors. USA. Obtenido de www.irdbalancing.com
- JIANPING dinámico balanceo máquina Manufacturing Co., L. d. (09 de 12 de 2015). *Baoshan Industrial Park*. Obtenido de <http://www.jp-balancer.com/news/development-history-of-balancing-machine.html>
- M., E. E.-C.-L. (2006). DESARROLLO DE UN INSTRUMENTO VIRTUAL PARA EL BALANCEAMIENTO. *Revista Chilena de Ingeniería*, 148-150.
- NISBETT, R. B. (2008). *Diseño en Ingeniería MEcánica de Shigley*. Mexico: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. .
- PALOMINO. (s.f.). “*La medición y el Análisis de Vibraciones en el Diagnóstico de Máquinas*.”
- RONALD L. Eshleman, P. P. (2002). *Vibraciones Básicas de Máquinas*. Estados Unidos : VIPress, Incorporated, Clarendon Hills, IL 60514.
- S.A.C., M. &. (20 de 08 de 2010). *Balanceo Dinámico Industrial*. Obtenido de Balanceo Dinámico Industrial: <http://www.mbdmechanalysis.net/pdf/Balanceo%20Din%Elmico%20Industrial.pdf>
- SCHVAB, L. (2011). *Máquinas y Herramientas*. Buenos Aires: Instituto Nacional de Educación Tecnológica.
- STANDARDIZATION, I. O. (2001). *Mechanical vibration-Balancing-Vocabulary*. INTERNATIONAL STANDARD ISO 1925.
- TORROBA, A. (2003). *Balanceo de ejes*. Argentina: Universidad de Buenos Aires, Facultad de ingeniería.
- VIBRATION, A. N. (1989). *Balance Quality Requirements of Rigid Rotors - Part 1: Determination of Permissible Residual Unbalance*.

ANEXOS

Tabla 17-2

Propiedades 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	
Poliamida ^b	F-0 ^c	$t = 0.03$	0.60	10	0.035	0.5
	F-1 ^c	$t = 0.05$	1.0	35	0.035	0.5
	F-2 ^c	$t = 0.07$	2.4	60	0.051	0.5
	A-2 ^c	$t = 0.11$	2.4	60	0.037	0.8
	A-3 ^c	$t = 0.13$	4.3	100	0.042	0.8
	A-4 ^c	$t = 0.20$	9.5	175	0.039	0.8
	A-5 ^c	$t = 0.25$	13.5	125	0.039	0.8
Uretano ^d	w = 0.50	$t = 0.062$	Veá	5.2 ^e	0.038-0.045	0.7
	w = 0.75	$t = 0.078$	la tabla	9.8 ^e	0.038-0.045	0.7
	w = 1.25	$t = 0.090$	17-3	18.9 ^e	0.038-0.045	0.7
	Redonda	$d = \frac{1}{4}$	Veá	8.3 ^e	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{8}$	la tabla	18.6 ^e	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{1}{2}$	17-3	33.6 ^e	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{4}$		74.3 ^e	0.038-0.045	0.7

^aAgregue 2 pulg al tamaño de la polea para bandas de 8 pulg de ancho o mayores.

^bFuente: *Habasis Engineering Manual*, Habasis Belting, Inc., Chamblee (Atlanta), Ga.

^cRevestimiento de fricción de caucho de acrilonitrilo-butadieno en ambos lados.

^dFuente: Eagle Belting Co., Des Plaines, Ill.

^eA 6% de elongación; 12% es el máximo valor permisible.

Tabla 17-4

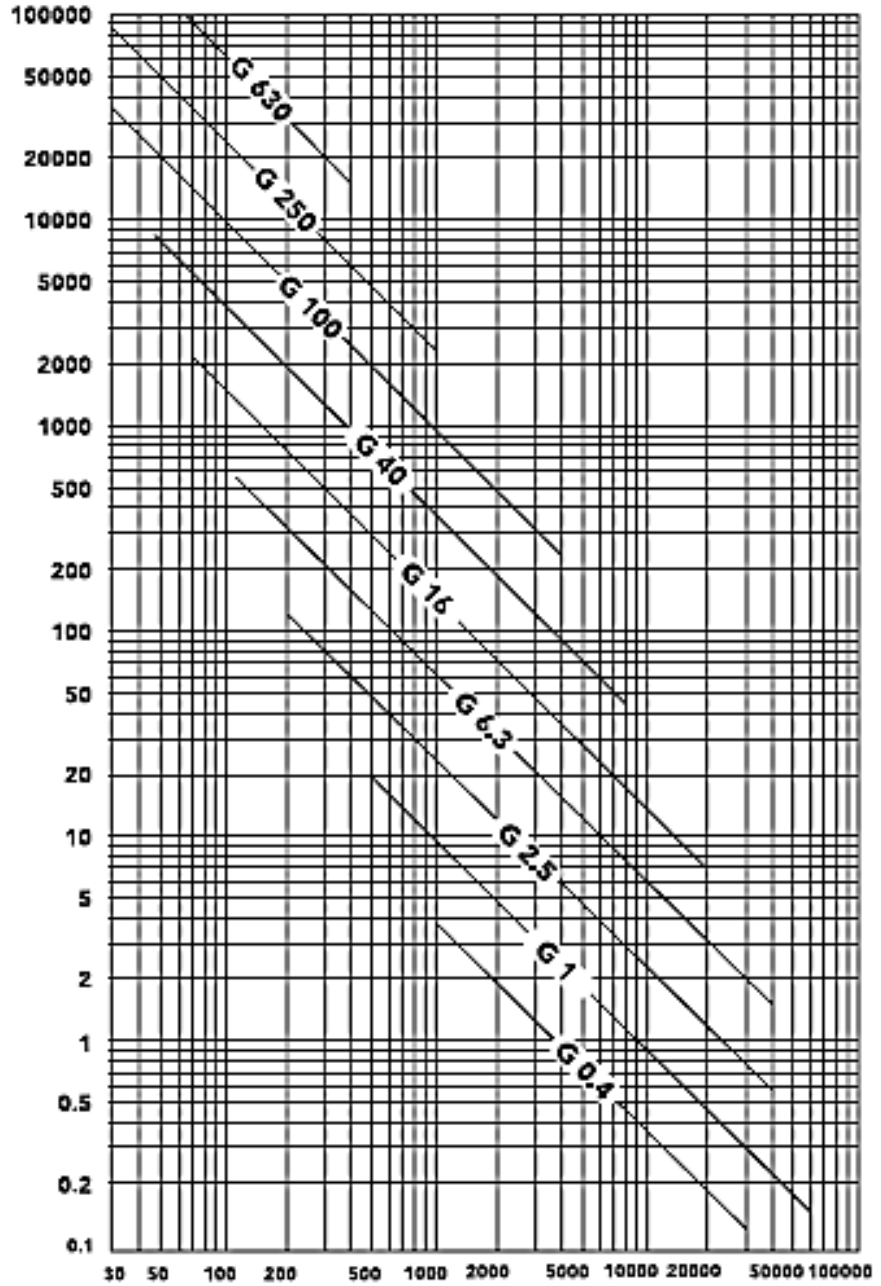
Factor de corrección de polea C_p para bandas planas*

Material	Diámetro de la polea menor, pulg					
	1.6 a 4	4.5 a 8	9 a 12.5	14 y 16	18 a 31.5	Más de 31.5
Cuero	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
Poliamida, F-0	0.95	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
	F-1	0.70	0.92	0.95	1.0	1.0
	F-2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0
	A-2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0
	A-3	—	0.70	0.87	0.94	0.96
	A-4	—	—	0.71	0.80	0.85
	A-5	—	—	—	0.72	0.77

*Los valores promedio de C_p para los intervalos dados se aproximaron a partir de curvas en el *Habasis Engineering Manual*, Habasis Belting, Inc., Chamblee (Atlanta), Ga.

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

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

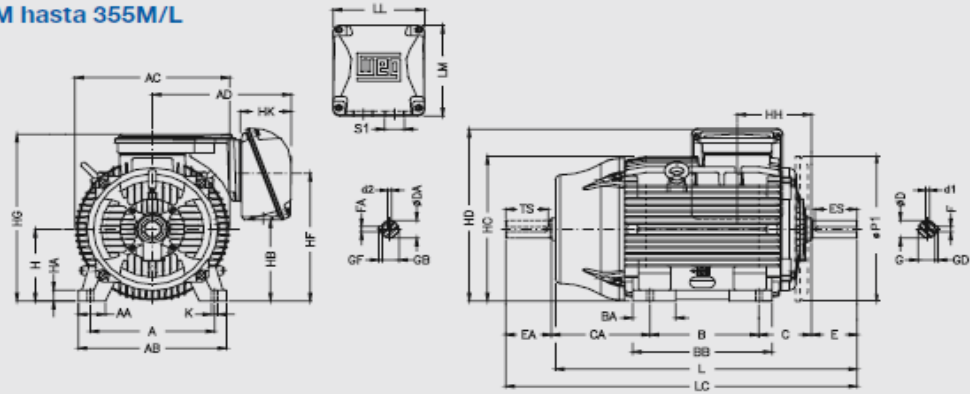


Máxima velocidad de servicio en RPM

Potencia	Carcasa	Par nominal (Kgf·m)	Corriente con rotor trabado I _V /In	Par con rotor trabado T _V /T _n	Par máximo T _b /T _n	Momento de inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB(A)	220 V						Corriente nominal I _n (A)		
							Caliente	Frio			% de la potencia nominal			Factor de potencia					
											50	75	100	50	75	100			
VI Poles																			
0,12	0,16	63	0,105	3,2	2,0	2,2	0,0006	20	44	8,0	47	1115	42,0	48,0	49,0	0,43	0,52	0,60	1,00
0,18	0,25	71	0,158	2,8	1,7	1,9	0,0006	31	68	10,0	47	1110	50,0	52,0	52,5	0,38	0,46	0,57	1,58
0,25	0,33	71	0,231	2,8	1,9	2,0	0,0007	30	66	11,0	47	1055	48,0	54,0	58,0	0,43	0,52	0,63	1,80
0,37	0,5	80	0,312	3,9	2	2,1	0,0020	10	22	14,0	47	1155	60,0	61,5	62,0	0,46	0,57	0,66	2,37
0,55	0,75	80	0,474	4,5	2,2	2,4	0,0027	10	22	15,5	47	1130	58,0	61,0	66,0	0,46	0,57	0,71	3,08
0,75	1	90S	0,646	5,2	2,2	2,5	0,0044	15	33	17,5	49	1130	68,0	73,0	73,0	0,48	0,62	0,72	3,76
1,1	1,5	90S	0,948	5,3	2,5	2,7	0,0055	12	26	19,0	49	1130	71,0	74,5	75,1	0,46	0,60	0,70	5,50
1,5	2	100L	1,28	5,3	2,1	2,6	0,0099	20	44	27,5	48	1140	75,5	77,5	78,0	0,50	0,62	0,70	7,20
2,2	3	100L	1,88	5,0	2,1	2,4	0,0115	14	31	29,0	48	1140	76,7	78,5	78,6	0,52	0,64	0,72	10,2
3	4	112M	2,56	5,1	1,9	2,4	0,0201	12	26	39,0	52	1140	81,5	82,0	81,5	0,56	0,69	0,76	12,7
3,7	5	132S	3,11	5,9	1,9	2,5	0,0377	23	51	58,0	55	1160	81,5	83,5	83,7	0,52	0,65	0,72	16,1
4,5	6	132S	3,78	5,9	1,9	2,4	0,0415	22	48	59,0	55	1160	82,0	84,0	84,3	0,53	0,66	0,73	19,2
5,5	7,5	132M	4,62	6,1	2	2,5	0,0491	19	42	64,0	55	1160	83,5	85,0	85,2	0,55	0,67	0,74	22,8
7,5	10	132M	6,30	6,5	2,1	2,5	0,0642	14	31	75,0	55	1160	85,1	86,2	86,3	0,56	0,68	0,75	30,4
9,2	12,5	160M	7,66	5,6	2	2,4	0,1136	12	26	109	58	1170	86,0	87,5	87,7	0,62	0,75	0,81	34,0
11	15	160M	9,16	6,0	2	2,5	0,1486	12	26	122	58	1170	87,2	89,0	89,2	0,64	0,81	0,85	39,4
15	20	160L	12,5	6,1	2,3	2,7	0,1748	10	22	137	59	1170	87,5	89,3	89,6	0,61	0,74	0,80	55,0
18,5	25	180L	15,4	7,0	2,2	2,7	0,2425	6	13	170	59	1170	89,5	90,3	90,3	0,71	0,82	0,87	61,8
22	30	200L	18,2	6,0	2,1	2,3	0,3510	18	40	227	62	1175	90,5	91,1	91,1	0,75	0,81	0,85	74,6
30	40	200L	24,9	6,0	2,2	2,4	0,4029	12	26	214	62	1175	90,4	91,6	91,8	0,64	0,76	0,82	105
37	50	225S/M	30,5	6,8	2,1	2,5	0,7511	11	24	374	66	1180	92,0	92,5	92,3	0,73	0,82	0,86	122
45	60	250S/M	37,1	7,2	2,3	2,6	1,01	12	26	435	68	1180	92,2	92,7	92,6	0,72	0,82	0,86	148
55	75	250S/M	45,2	7,4	2,2	2,7	1,28	11	24	475	68	1185	93,0	93,5	93,2	0,71	0,81	0,85	182
75	100	280S/M	61,6	6,0	1,9	2,2	2,35	15	33	641	69	1185	93,0	93,6	93,3	0,70	0,80	0,84	252
90	125	280S/M	74,3	6,0	2	2,3	2,69	12	26	678	69	1180	93,2	93,7	93,6	0,70	0,80	0,84	300
110	150	315S/M	90,0	6,4	2	2,3	4,88	20	44	946	70	1190	93,4	94,3	94,3	0,68	0,79	0,83	368
132	180	315S/M	108	6,4	2,1	2,3	5,44	18	40	990	70	1190	93,5	94,4	94,4	0,70	0,79	0,83	442
150	200	315S/M	123	6,6	2,2	2,3	6,15	17	37	1044	70	1190	93,8	94,5	94,5	0,69	0,79	0,83	502
185	250	315L	151	6,7	2,4	2,4	9,53	13	29	1250	71	1190	94,0	94,6	94,6	0,70	0,79	0,83	618
200	270	315L	164	7,2	2,4	2,4	7,27	12	26	1305	71	1190	94,2	94,6	94,7	0,69	0,79	0,83	668
220	300	315L	180	7,6	2,6	2,6	11,0	11	24	1468	71	1190	94,3	94,7	94,8	0,68	0,78	0,83	734
260	350	355M/L	213	6,4	2,1	2,1	12,2	28	62	1769	77	1190	94,6	95,0	95,0	0,58	0,68	0,78	886
300	400	355M/L	246	6,3	2,2	2,1	14,3	26	57	1927	77	1190	94,7	95,2	95,2	0,67	0,77	0,80	1034
330	450	355M/L	270	6,3	2,2	2,1	15,0	26	57	1989	77	1190	94,9	95,3	95,3	0,67	0,77	0,80	1144
370	500	355M/L	303	6,3	2,2	2,3	15,0	25	55	1989	77	1190	95,0	95,4	95,4	0,63	0,74	0,79	1288

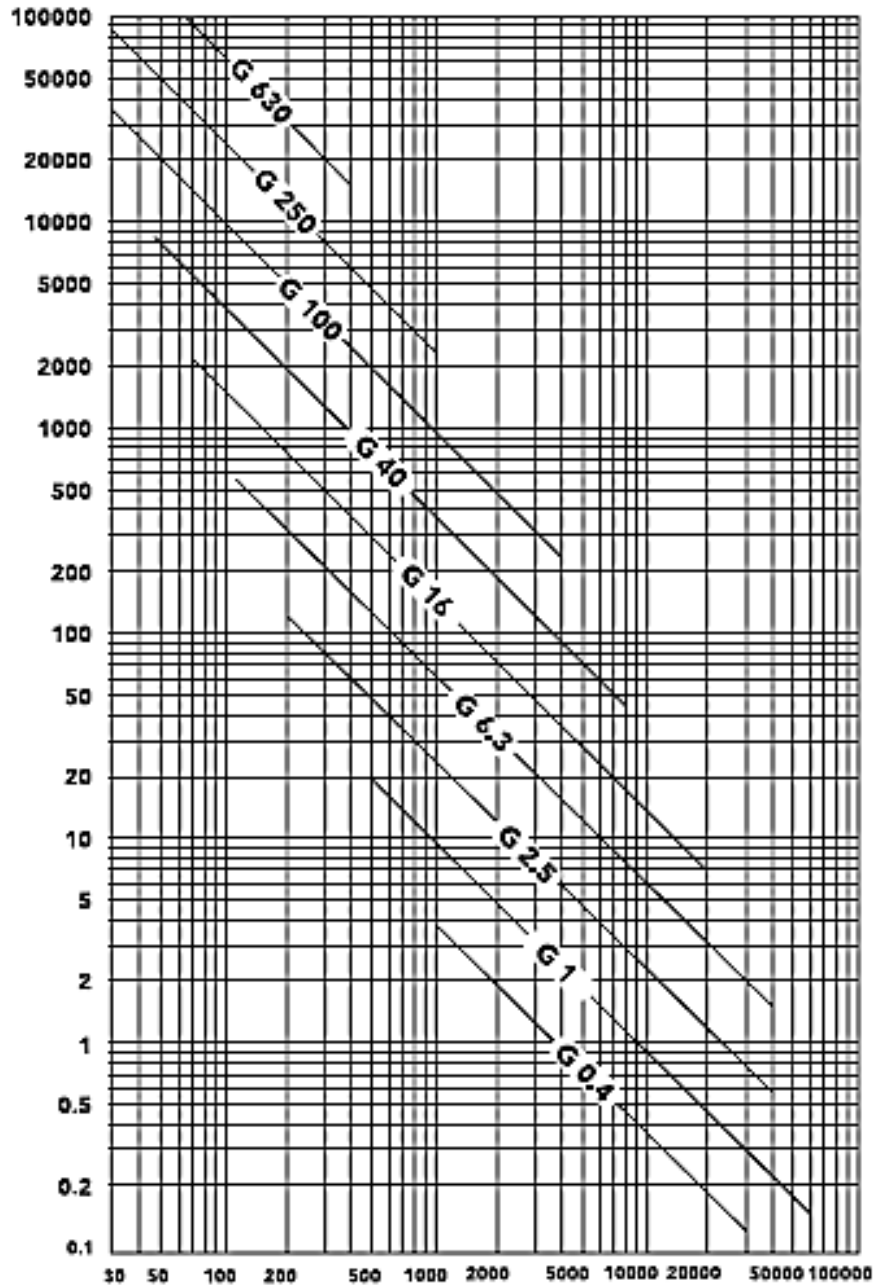
Carcasa	A	AA	AB	AC	AD	B	BA	BB	BD	C	CA	Punta del eje delantera						Punta del eje trasera					
												D	E	ES	F	G	GD	DA	EA	TS	FA	GB	GF
63	100	25,5	116	125	123	80		95		40	78	11j6	23	14	4	8,5	4	9j6	20	12	3	7,2	3
71	112	28,5	132	141	131	90		113,5		45	88	14j6	30	18	5	11	5	11j6	23	14	4	8,5	4
80																							
80	125	30,5	149	159	140			125,5		50	93	19j6	40	28	6	15,5	6	14j6	30	18		11	
L80																							
90S																							
90S																							
90L	140	37	164	184	159			131		56	135	24j6	50	36		20	16j6	40	28	5	13	5	
L90L																							
100L																							
L100L	160	40	188	206	169			173		63	118				8		7	22j6			6	18,5	6
112M																							
L112M	190	40,5	220	227	192	140		177		70	128	29j6	60	45		24	24j6	50	36		20		
132S																							
L132S																							
132M																							
L132M/L	216	45,5	248	274	220			178		89	150	38k6	80	63	10	33	29j6	60	45	8	24	7	
160M																							
L160L	254	64	308	329	266	254	63	254		108	174	42k6					42k6				12	37	8
180M																							
L180M																							
180L	279	78	350	360	281			241		121	200	48k6											
L180L																							
200M																							
200L	318	82	385	402	319	267	82	267		133	222	55m6					16	49	10				
225S/M	356	80	436	455		286/311	124	412	41	149	319/294	55m6*	110*	100*	16*	49*	10*	55m6*	110*	100*	16*	49*	10*
250S/M	406		506	486		311/349	146	467	59	168	354/316	60m6*	140	125	18	53	11	60m6*	140	125	18	53	11
280S/M	457		557	599	445	368/419	151	517	49	190	385/334	65m6*			18	58	11	60m6*					
315S/M						525	406/457	184	621	70	443	75m6*	140*	125*	18*	58*	11*	60m6*	140	125	18		
315L	508	120	630	657		589	508	219	752	81	502	80m6*	170	160	22	71	14	65m6*					
355M/L						609	560/630	230	760	65	483/413	75m6*	140*	125*	20*	67,5*	12*	60m6*	140*	125*	18*	53*	11*
355A/B	610	140	750	736		560/630	230	760	65	254	528/438	100m6*	210	200	28	90	16	80m6*	170	160	22	71	14
						325	710/800	325	955	70		100m6*	210	200	28	90	16	80m6*	140*	125*	18*	53*	11*

Carcasa 225S/M hasta 355M/L



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

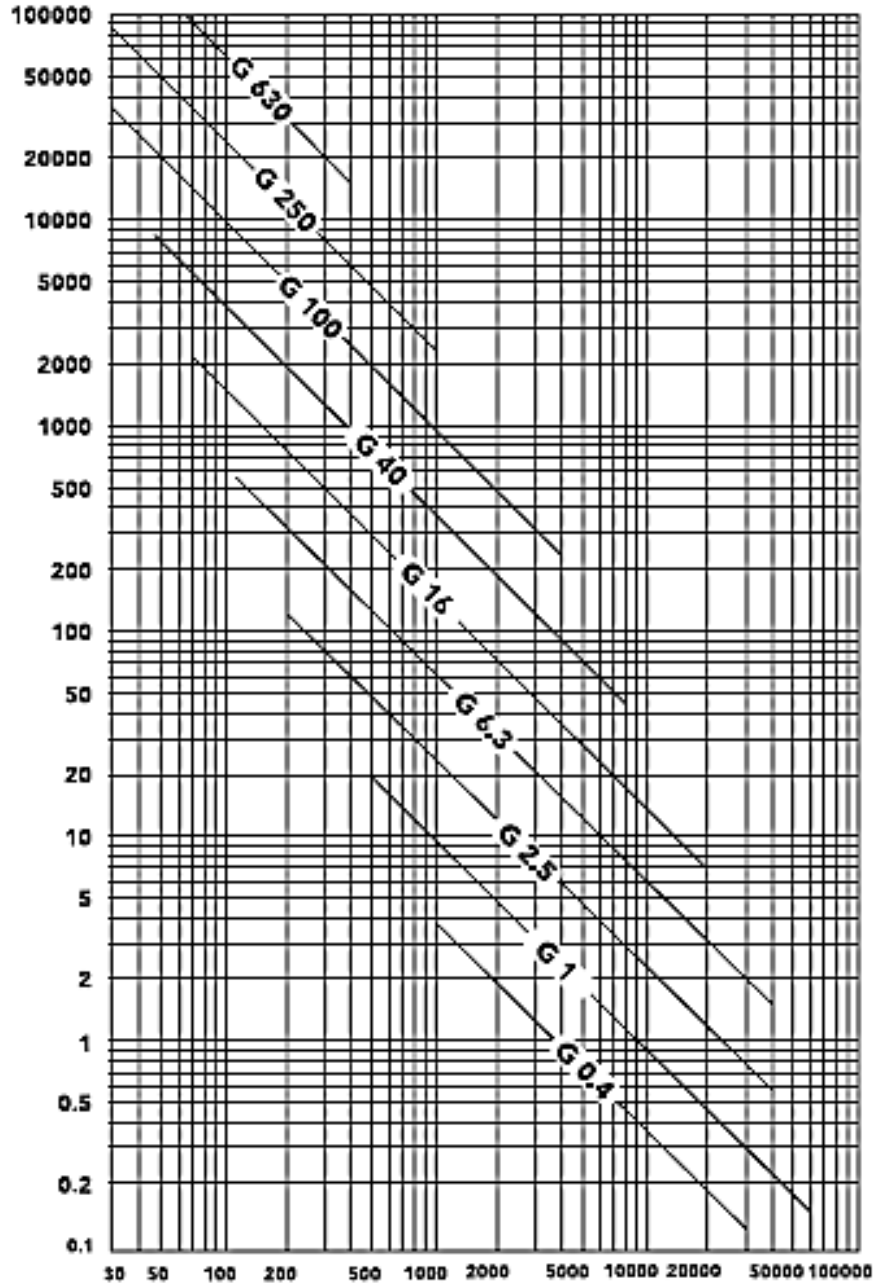
Desbalance residual máximo permisible, e_{per} en g.mm/kg del peso del rotor
 centro de gravedad de desplazado e_{per} in μ mm



Máxima velocidad de servicio en RPM

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

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



Máxima velocidad de servicio en RPM

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA
BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES HASTA 250 kg EN LA
EMPRESA NDT-PDM ECUADOR”**



MANUAL DE OPERACIÓN Y DE MANTENIMIENTO

Autores:

Edwin Vinicio Cruz Loya

Diego Santiago Siza Duarte

Tutor:

Ing. Héctor Luis Laurencio Alfonso

Universidad Técnica de Cotopaxi

2017

INTRODUCCIÓN

Las máquinas rotativas están comenzando a incrementar la precisión a alta velocidad junto con el progreso de la tecnología. Estas máquinas requieren de muy alta eficiencia de operación. El principal factor que afecta este rendimiento es la vibración acompañado por el ruido y la fatiga. El balanceo de rotores es el proceso más fundamental y efectivo, y así es uno de los procesos más indispensables en la fabricación y mantenimiento de máquinas rotativas. Esta guía explica los conceptos básicos necesarios en el proceso de balanceo.

DEFINICIÓN DE DESBALANCEO

El balanceo es la técnica que permite mejorar la distribución de masas del sistema, de manera de lograr la coincidencia del eje principal de inercia baricéntrico con el eje de rotación.

Un rotor se encuentra balanceado cuando su centro de gravedad coincide con su centro de giro (eje de rotación), y cuando estos no coinciden decimos que el rotor se encuentra desbalanceado.

CAUSAS DEL DESBALANCEO

- Niveles altos de vibración.
- Distorsión del material.
- Descentrado del eje de maquinado.
- Asimetrías
- Acumulación de partículas.
- Corrosión y desgaste.
- Diferencias dimensionales de contrapartes.
- Eje doblado.
- Errores de maquinado.
- Errores de armado.

¿POR QUÉ BALANCEAR?

- Disminución de la probabilidad de fallas por fatiga.
- Reducción del desgaste interno de sellos y cojinetes.
- Disminución de la transmisión de vibraciones.
- Crecimiento de la vida útil de la máquina.
- Disminución de calentamiento.
- Satisfacción del operario de la herramienta rotativa.

EQUIPOS DE PROTECCIÓN PERSONAL EPP

- Casco.
- Guantes.
- Orejeras y/o tapones auditivos.
- Gafas.
- Calzado punta de acero.

PRECAUCIONES DE SEGURIDAD

- Usas los EPP necesarios y revisar que estén en buen estado antes de poner en marcha la máquina.
- Todas las instrucciones de seguridad deben ser leídas y entendidas antes de poner en funcionamiento esta máquina.
- Mantener el área de trabajo limpio.
- 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.
- Inspeccionar periódicamente la máquina.

- Colocar un bloqueo eléctrico en caso de que se vaya a realizar el mantenimiento de la máquina.
- 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 un cobertor 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 malfuncionamiento tanto eléctrico como mecánico inmediatamente apague la máquina y desconéctela.
- Siempre se debe comenzar a mover el rotor con la velocidad mínima.

MANTENIMIENTO

- La reparación de la máquina debe ser efectuada por un personal capacitado.
- Cualquier pieza defectuosa afecta el funcionamiento de la máquina.
- Los rodamientos, correas y poleas deben ser revisados continuamente.
- Mantener la cadena en constante lubricación.
- Inspeccionar frecuentemente los tornillos que aseguran cada una de las piezas. Todos los componentes de la máquina deben estar bien asegurados.

- Verificar que los sensores acelerómetros estén bien sujetos sobre la estructura.
- El motor debe ser revisado periódicamente.

FUNCIONAMIENTO GENERAL DE LA MÁQUINA BALANCEADORA DINÁMICA.

- Divisar si el rotor esta desbalanceado previamente a un análisis de vibraciones.
- Mostrar al operario la cantidad de peso de corrección que se debe agregar o quitar al rotor y el lugar donde se debe realizar este procedimiento.
- Verificación del correcto balanceado.
- Imprimir reporte del rotor balanceado.

ANTES DE MONTAR DEL ROTOR

- Inspección visual de la máquina
- Inspeccionar en que 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 rotor: 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.
- Si el rotor es óptimo para balancear, tomar nota de sus dimensiones y su peso, ingresándolos al computador. Característica de la pieza de trabajo límites
Capacidad Max. 3 Kg Diámetro del núcleo Max. 100 mm Longitud del núcleo Max. 120 mm Longitud del rotor Max. 350 mm Diámetro del Eje 5 a 15 mm.

MONTAJE DEL ROTOR

- Colocar el rotor en los soportes de apoyo buscando siempre que estos lo sostengan en los puntos en que van cojinetes o rodamientos.
- Mover las poleas libres de tal forma que la correa no quede muy tensa o muy suelta.
- Verificar que el rotor este bien apoyado y correctamente alineado para que no se caiga durante el movimiento.
- Se debe verificar el sentido de giro de la máquina porque es un punto clave para identificar correctamente los ángulos en el rotor en el momento de balancear.
- El sensor fotoeléctrico debe colocarse siempre verticalmente, de tal forma que este perpendicular al eje de giro.

BALANCEO DEL ROTOR**IMPORTANTE: NUNCA GIRAR EL ROTOR A LA VELOCIDAD DE OPERACIÓN EN EL PRIMER INTENTO**

- Se debe comenzar a variar la velocidad de rotación cuidadosamente desde la más baja, porque no se conoce el desbalanceo, y si es muy alto puede moverse violentamente y causar daños al operario o a la máquina; la velocidad mínima de balanceo es de 1200 rpm, por debajo de esta, el rotor entra en resonancia con la estructura. (la resonancia hace difícil la medición de vibración).
- 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 computador.
- Capturar los datos resultantes del rotor con los pesos de prueba.
- Cuando el computador visualice los datos finales, se debe desmontar el rotor proceder a la adición o substracción de peso.
- Una vez hecho el paso anterior, volver a montar el rotor y verificar visualmente si quedo bien balanceado.
- Si es necesario volver a balancear, hay que repetir el proceso de balanceo anterior.

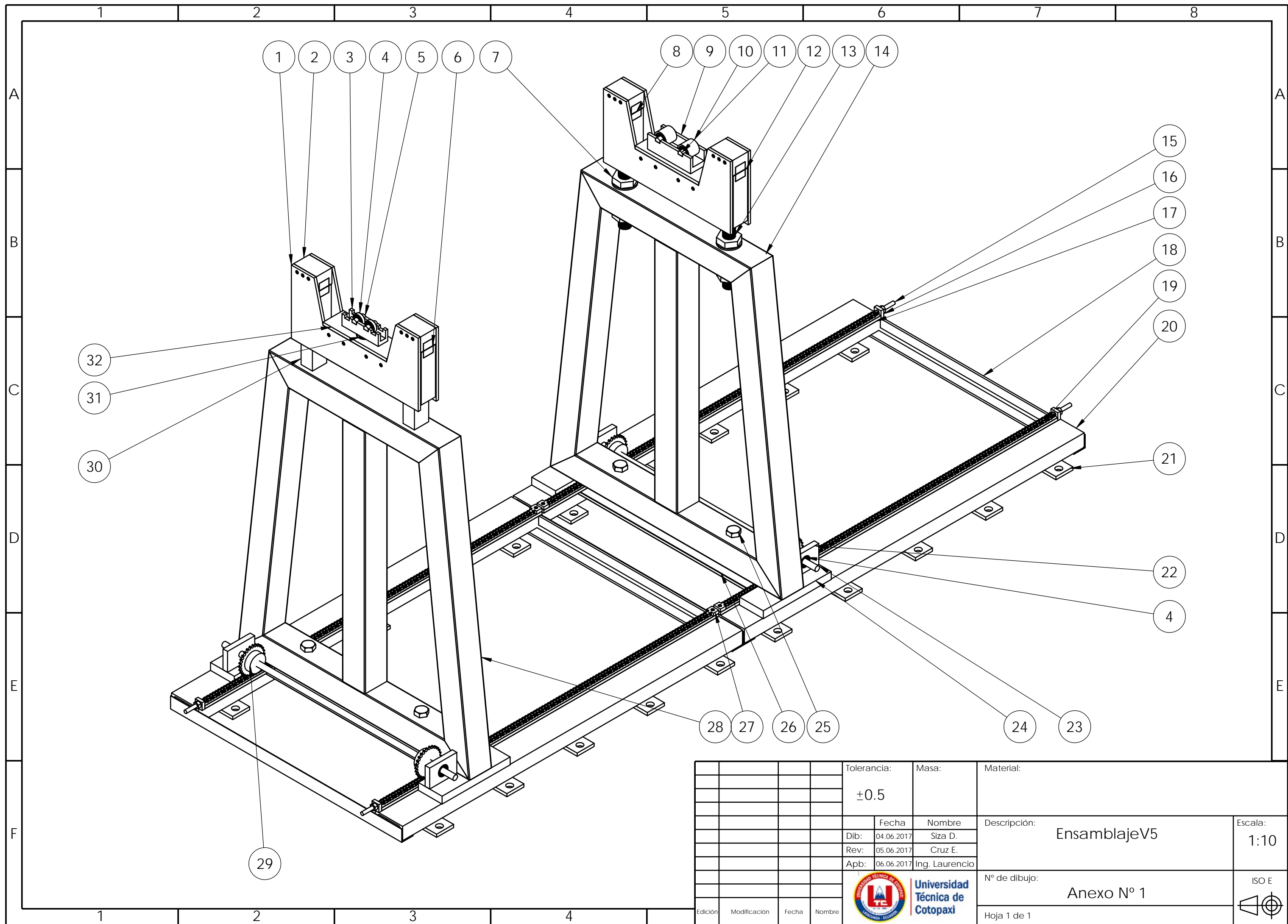
Nota. Una vez establecida la velocidad de trabajo en la toma de datos iniciales, esta no se debe variar hasta terminar por completo el proceso de balanceo.


- No es necesario balancear a la velocidad real de rotación del rotor.

PROCEDIMIENTO GENERAL PARA BALANCEAR:

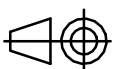

1. Ingresar peso y dimensiones del rotor al computador
2. Montar el rotor
3. Buscar velocidad óptima para el balanceo
4. Capturar datos iniciales (captura 1) y Parar el rotor
5. Agregar peso de prueba en plano 1 y Girar el rotor
6. capturar datos (captura 2) y parar el rotor
7. Agregar peso de prueba en plano 2 y Girar el rotor
8. Capturar datos (captura 3) y parar el rotor
9. Agregar o quitar masas de corrección según los datos visualizados en el computador.
10. Comprobar el balanceo.

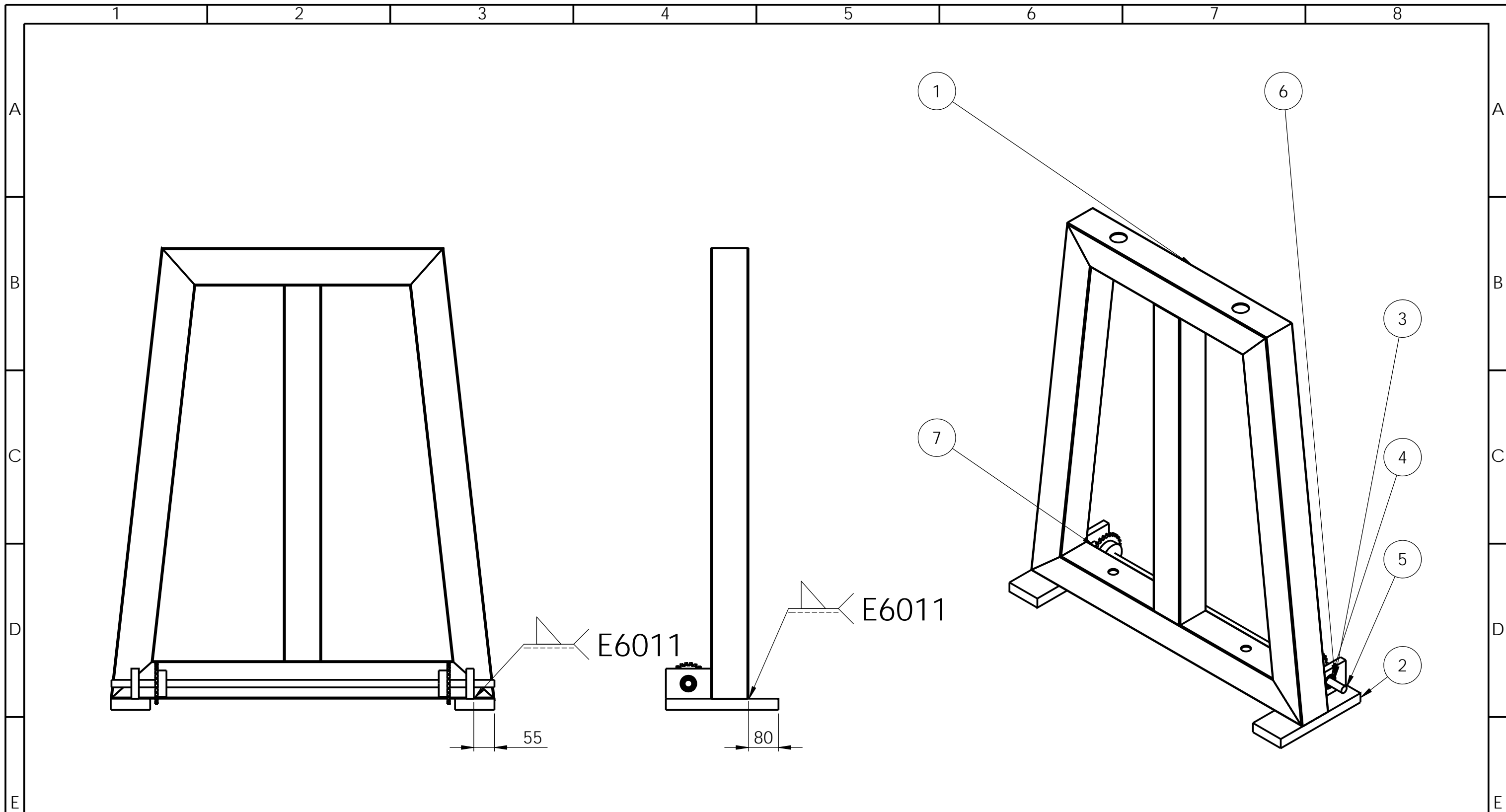
PLANOS



				Tolerancia:	Masa:	Material:	
				±0.5			
				Fecha	Nombre	Descripción:	
				Dib: 04.06.2017	Siza D.	EnsamblajeV5	
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.	Escala:	
				App: 06.06.2017	Ing. Laurencio	1:10	
				 Universidad Técnica de Cotopaxi		N° de dibujo:	
						Anexo N° 1	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			ISO E	
						Hoja 1 de 1	

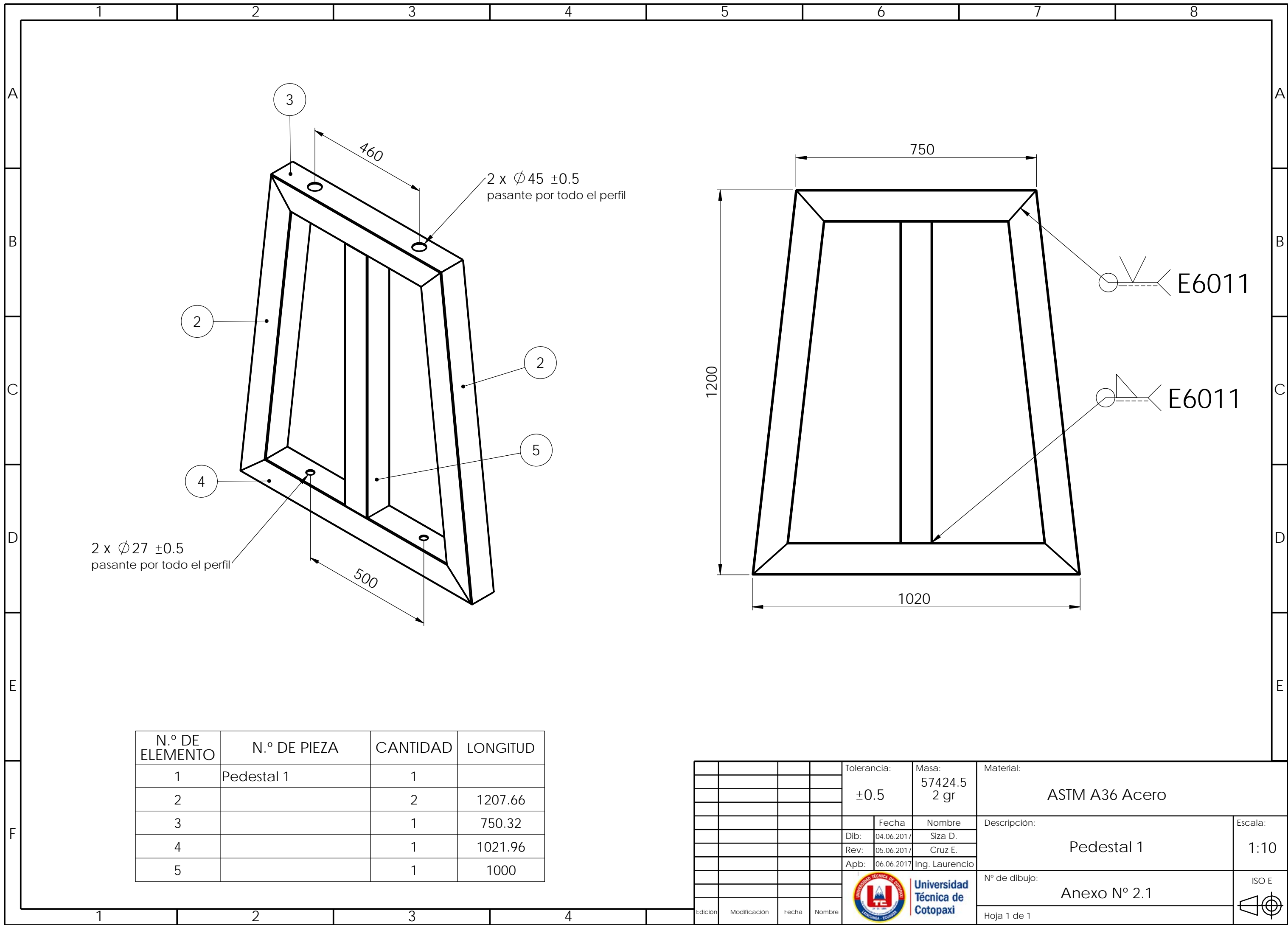
	1	2	3	4		
A	45	Retenedor exterior M20	16			
	44	Soporte giratorio porta rodamientos	2	347.15 gr	AISI 304 Anexo N° 8.3	
	43	Tuerca pesada, M24 x 3 --W-N	4			
	42	Rodamiento SKF 30205	2			
	41	Tornillo cabeza plana avellanada allen M5 x 0.8 x 20	40			
	40	Guia superior de la bola de acero	4	399.56 gr	ASTM A36 Acero Anexo N° 6.5	
	39	Tornillos cabeza hueca allen M6 x 1.0 x 20	2			
	38	Tornillos cabeza hueca allen M6 x 1.0 x 30	16			
	37	Bola de acero de precisión	4			
B	36	Eje acuñado	8	138.23 gr	AISI 304 Anexo N° 4.3	
	35	Retenedor interior M42	8			
	34	Tuerca pesada, M12 x 1.75 --W-N	4			
	33	socket head cap screw_am	4			
	32	Soporte giratorio	2	3168.91 gr	Aleación 1060 Anexo N° 6.4	
	31	Soporte giratorio porta rodamientos pequeño	2	307.50 gr	ASTM A36 Acero Anexo N° 7.3	
	30	balero fijo	1	32430.36 gr	ASTM A36 Acero Anexo N° 4.1	
	29	Piñon Z26 - 1/2"	4			
	28	Pedestal 2	1	57624.27 gr	ASTM A36 Acero Anexo N° 2.2	
C	27	Sujeción para cadena	4	70.06 gr	ASTM A36 Acero	
	26	Pletina de sujecion de la estructura	2	7234.47 gr	ASTM A36 Acero	
	25	Perno pesado M24 x 3.0 x 180 --60N	4			
	24	Base deslizante del soporte estructural	4	7418.25 gr	ASTM A36 Acero	
	23	Eje de afine longitudinal	2	2515.47 gr	ASTM A36 Acero	
	22	Sujeción para eje de afine	4	1318.25 gr	ASTM A36 Acero	
	21	Sujecion para piso	20	1461.82 gr	ASTM A36 Acero	
	20	UPN 120 x 12x1500	4			
	19	Cadena de rodillos paso 1/2"	6 m			
D	18	50x50x4x1020	4			
	17	Pletina 50x12	4	4197.55	ASTM A36 Acero	
	16	sujecion cadena	4			
	15	tornillo M20 de sujecion para cadena	4			
	14	Pedestal 1	1	57424.52 gr	ASTM A36 Acero Anexo N° 2.1	
	13	Columna roscada	2	2657.76 gr	ASTM A36 Acero Anexo N° 5.2	
	12	balero fijo 2	1	26189.22 gr	ASTM A36 Acero Anexo N° 5.1	
	11	Eje 6004	4	178.13 gr	AISI 304 Anexo N° 8.2	
	10	Rodillo 6004	4	93.59 gr	Aleación 1060 Anexo N° 8.4	
E	9	Placa porta rodamientos	2	1054.77 gr	Aleación 1060 Anexo N° 8.1	
	8	Limitante inferior	8	183.56 gr	ASTM A36 Acero Anexo N° 4.2	
	7	Bocin Superior	4	753.23 gr	ASTM A36 Acero Anexo N° 5.3	
	6	Limitante	8	191.19 gr	ASTM A36 Acero Anexo N° 6.3	
	5	Eje para rodamiento 6004	4	95.00 gr	AISI 304 Anexo N° 7.2	
	4	BS 290 SKF - SKF 6004-2Z	16			
	3	Placa porta rodamientos 2	2	460.55 gr	Aleación 1060 Anexo N° 7.1	
	2	Lainas	4	791.61 gr	Aleación 1060 Anexo N° 6.2	
	1	Placa balero movil	4	2842.24 gr	Aleación 1060 Anexo N° 6.1	
	N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	MASA	MATERIAL	DIBUJO

				Tolerancia:	Masa:	Material:	
				±0.5			
					Fecha	Nombre	Descripción: EnsamblajeV5
				Dib:	04.06.2017	Siza D.	
				Rev:	05.06.2017	Cruz E.	
				Apb:	06.06.2017	Ing. Laurencio	
						Nº de dibujo:	ISO E 
						Anexo N° 1	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Hoja 2 de 2	



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Pedestal 1		1
2	Base deslizante del soporte estructural	Bloque 300*105*30	2
3	Sujeción para eje de afine	80*120*20	2
4	BS 290 SKF - SKF 6004-2Z		2
5	Eje de afine longitudinal		1
6	B27.7M - 3BM1-42		2
7	Piñon Z26 0.5	Piñon Z26 - paso 1/2" D16	2

				Tolerancia:	Masa:	Material:		
				±0.5				
				Fecha	Nombre	Descripción: Ensamblaje-pedestal		
				Dib: 04.06.2017	Siza D.			Escala: 1:10
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.			
				Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio	Nº de dibujo: Anexo Nº 2		
						ISO E		
				Edición Modificación Fecha Nombre		Hoja 1 de 1		

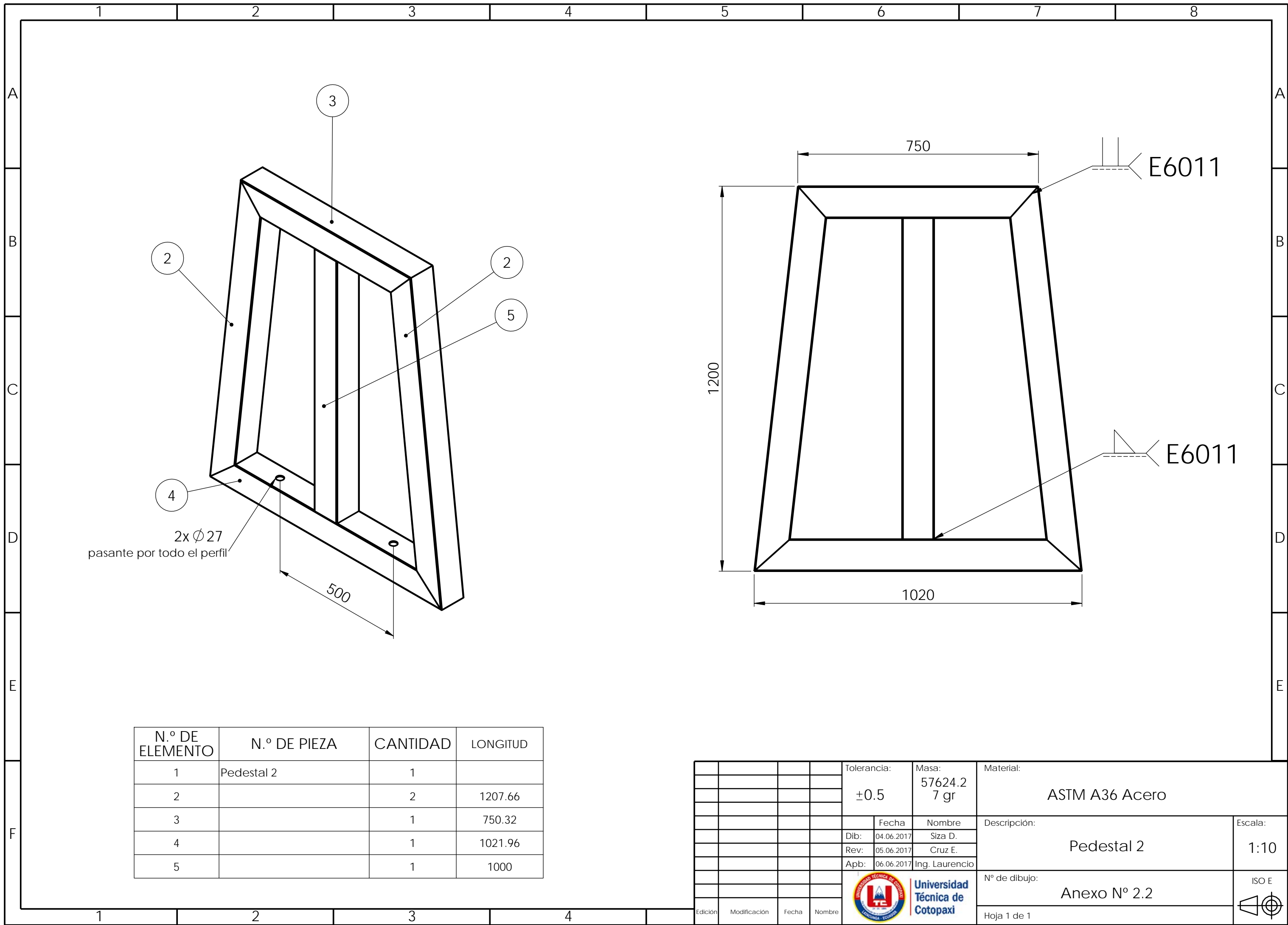


2 x $\phi 27 \pm 0.5$
pasante por todo el perfil

2 x $\phi 45 \pm 0.5$
pasante por todo el perfil

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	LONGITUD
1	Pedestal 1	1	
2		2	1207.66
3		1	750.32
4		1	1021.96
5		1	1000

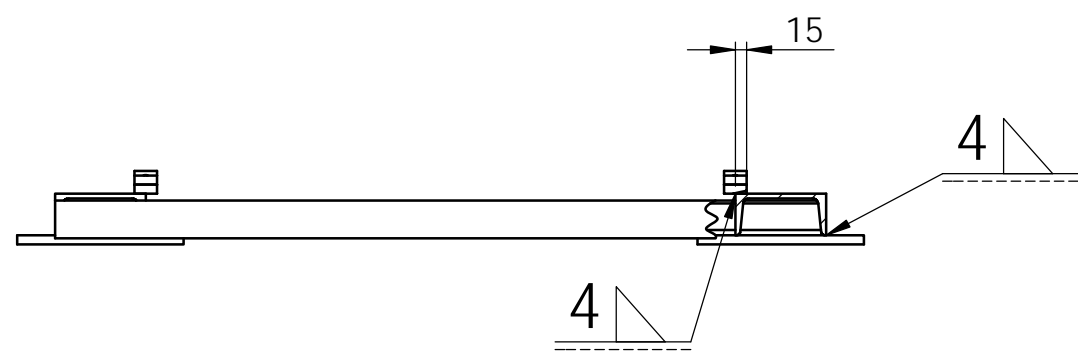
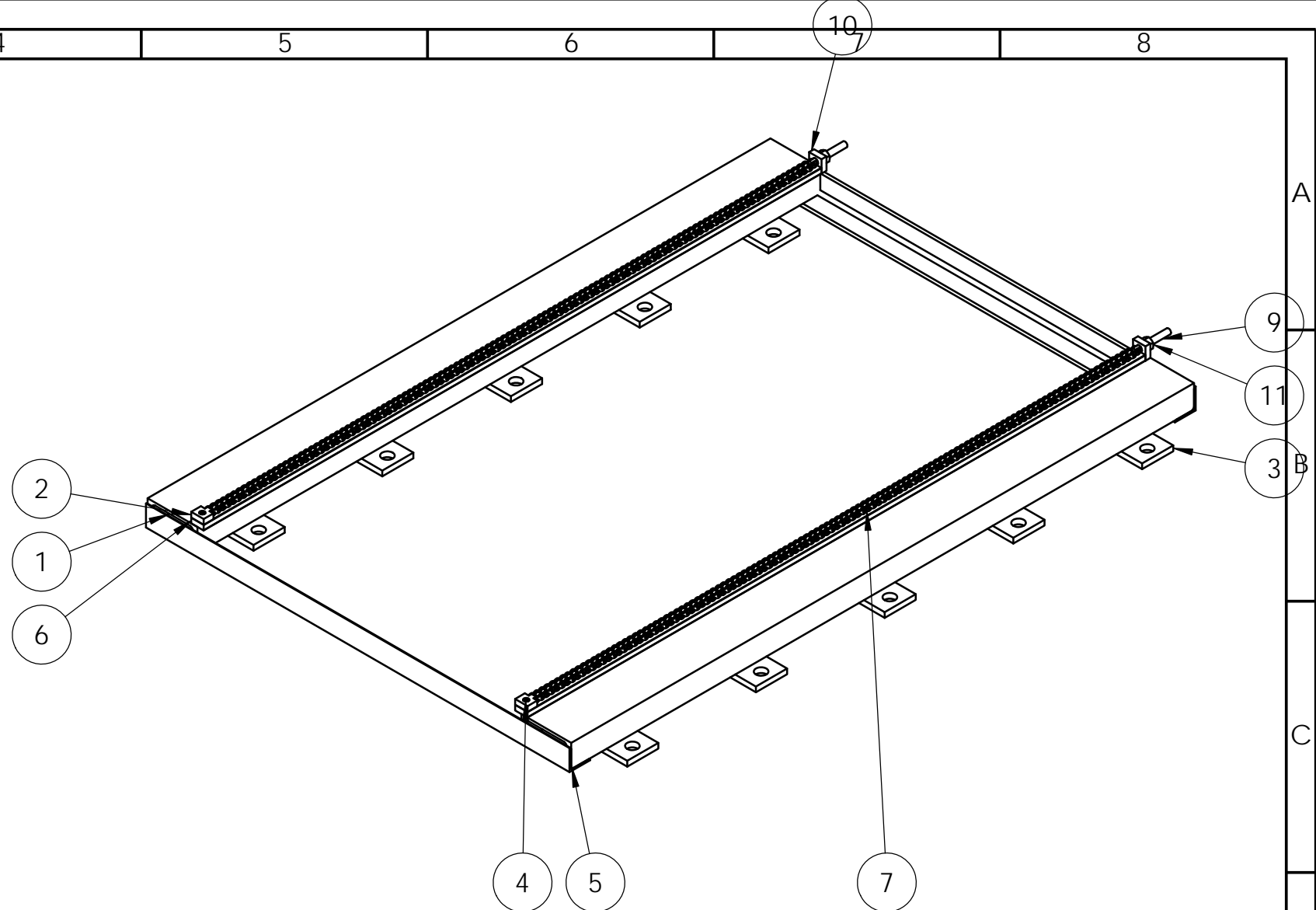
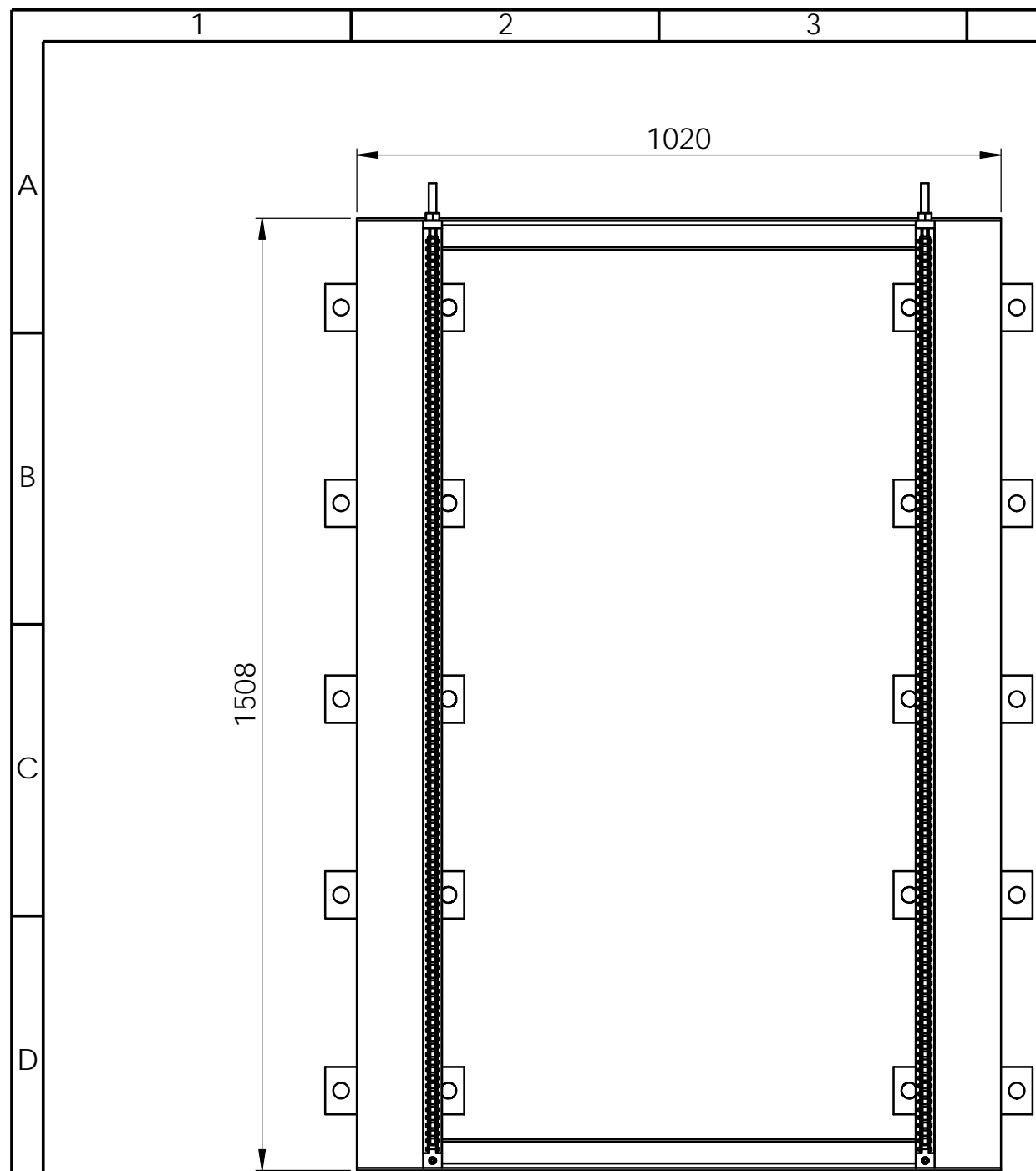
				Tolerancia:	Masa:	Material:	
				± 0.5	57424.5 2 gr	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Descripción:	Escala:
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.		
				App: 06.06.2017	Ing. Laurencio	Nº de dibujo:	ISO E
				 Universidad Técnica de Cotopaxi			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Hoja 1 de 1			



2x Ø27
pasante por todo el perfil

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	LONGITUD
1	Pedestal 2	1	
2		2	1207.66
3		1	750.32
4		1	1021.96
5		1	1000

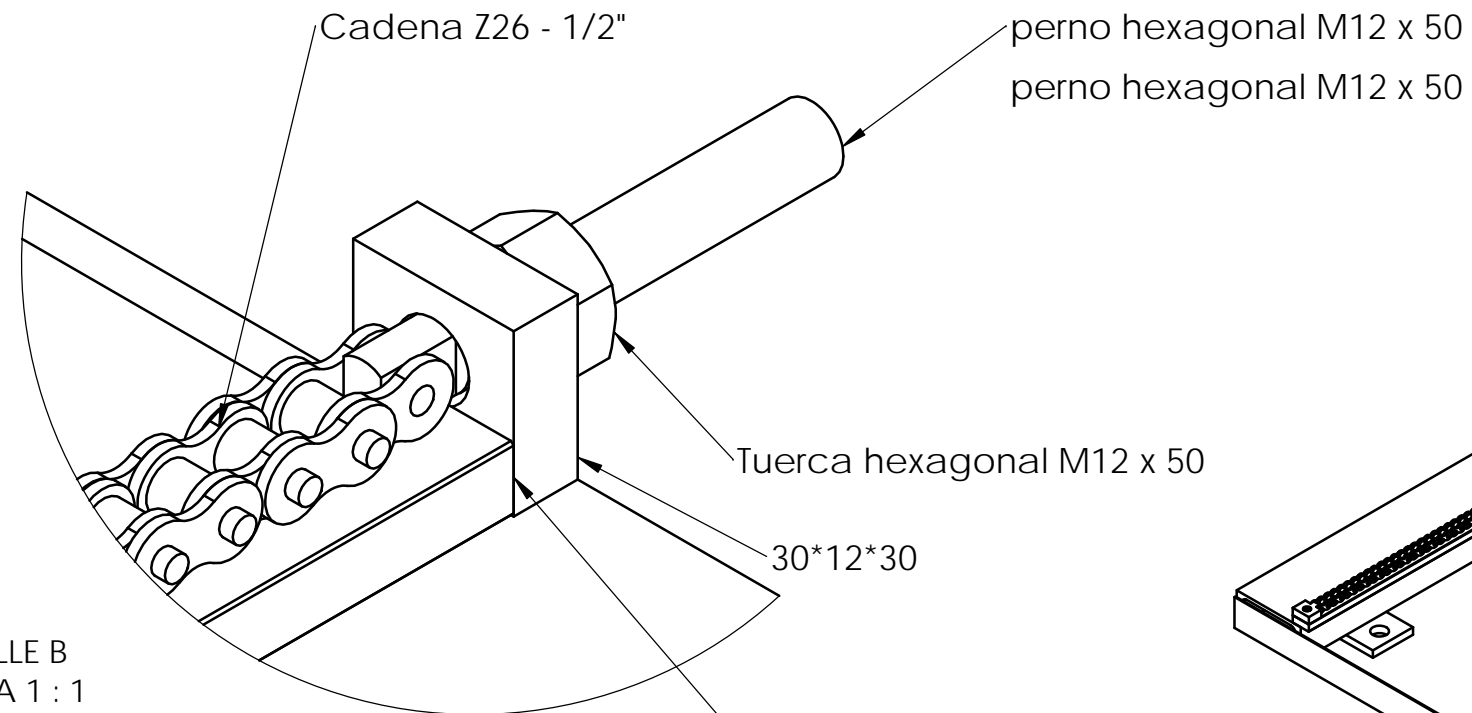
				Tolerancia:	Masa:	Material:	
				±0.5	57624.2 7 gr	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Descripción:	Escala:
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.		
				App: 06.06.2017	Ing. Laurencio	Nº de dibujo:	ISO E
				Universidad Técnica de Cotopaxi			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Hoja 1 de 1	



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CH 120 x 12x1500		2
2	Sujeción para cadena	Anexo N° 1.1	2
3	Sujecion para piso	Pletina reciclada 100 *12*220	10
4	Tornillo cabeza hueca allen	Anexo N° 1.1	2
5	50x50x3x1020	Angulo estructural	2
6	Pletina 30x12	1488 mm	2
7	Eslabon2	Cadena Rodillos sencilla - paso 1/2"	116
9	tornillo M20 de sujecion para cadena	Anexo N° 1.1	2
10	sujecion cadena	Anexo N° 1.1	2
11	B18.2.4.6M - Heavy hex nut, M12 x 1.75 --W-N	Tornillo cabeza hexagonal M12	2

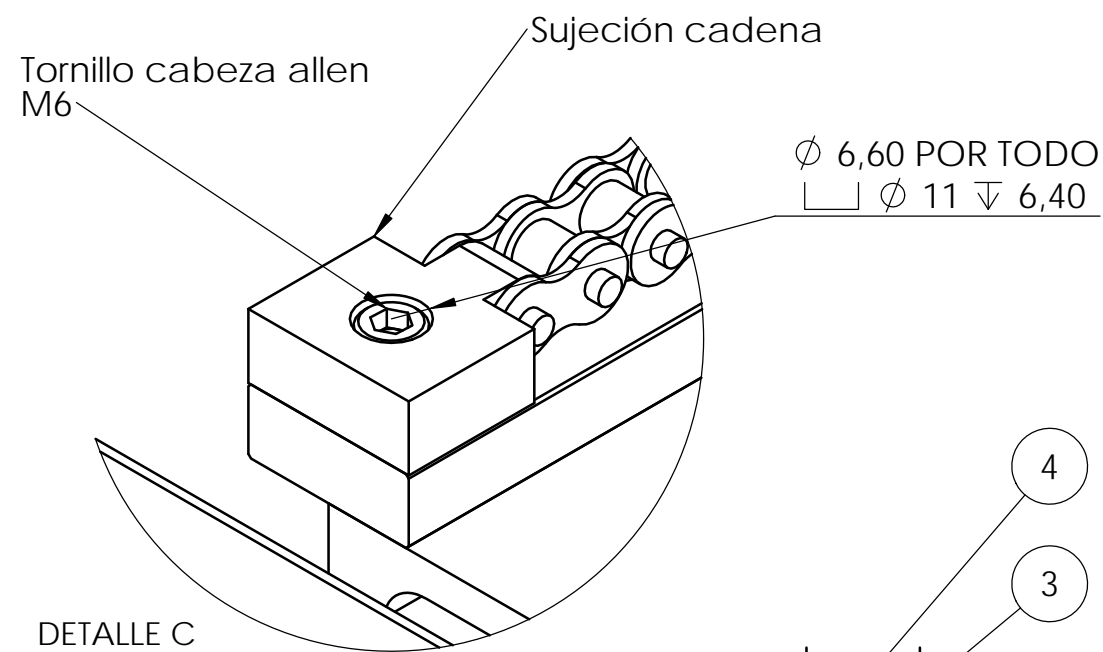
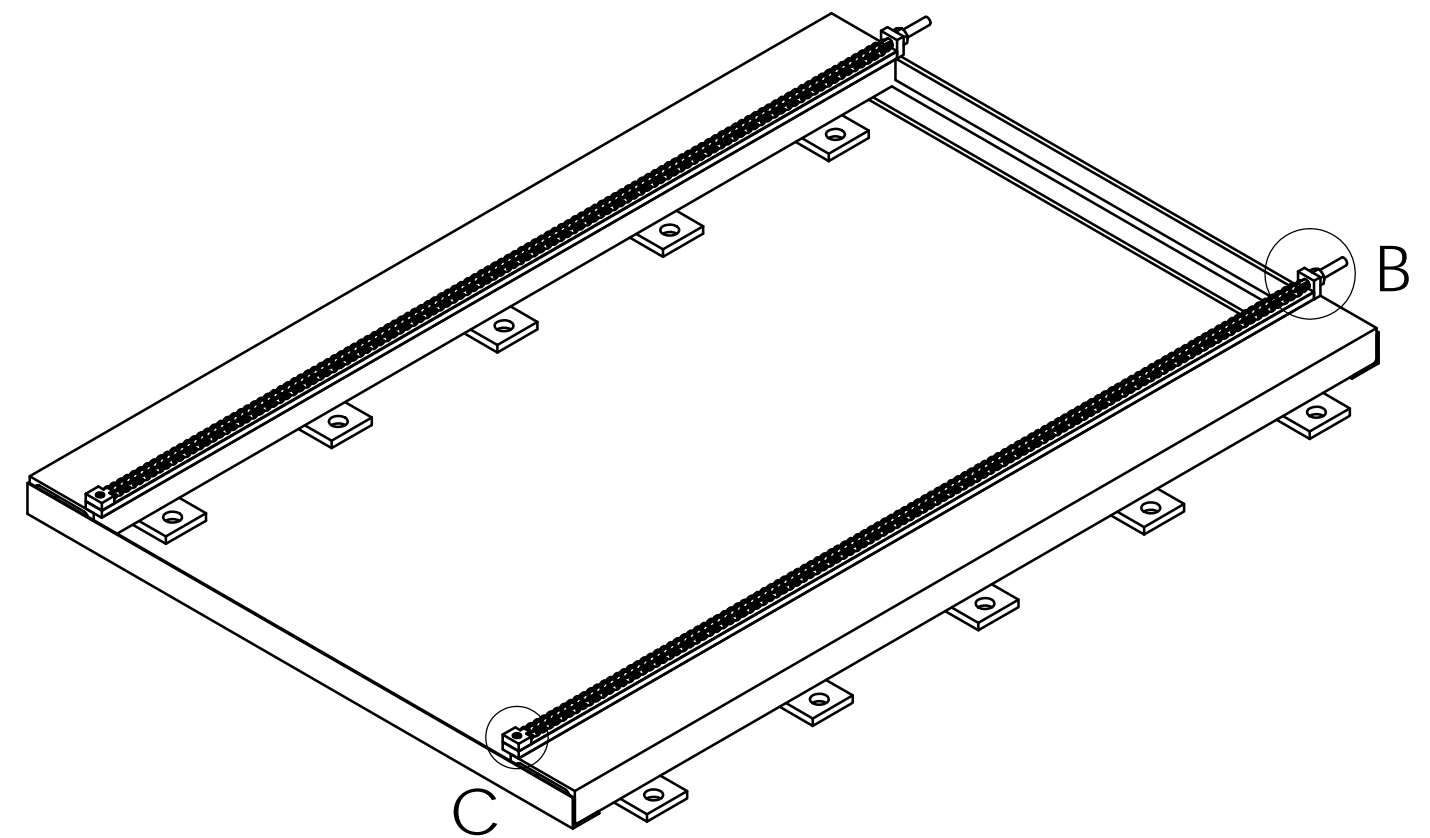
Tolerancia: Masa: Material:				Descripción: Ensamblaje-bases guías	Escala: 1:10
±0.5					
Fecha		Nombre			
Dib:	04.06.2017	Siza D.			
Rev:		Cruz E.		N° de dibujo: Anexo N° 3	ISO E
Apb:		Ing. Laurencio			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Hoja 1 de 2	





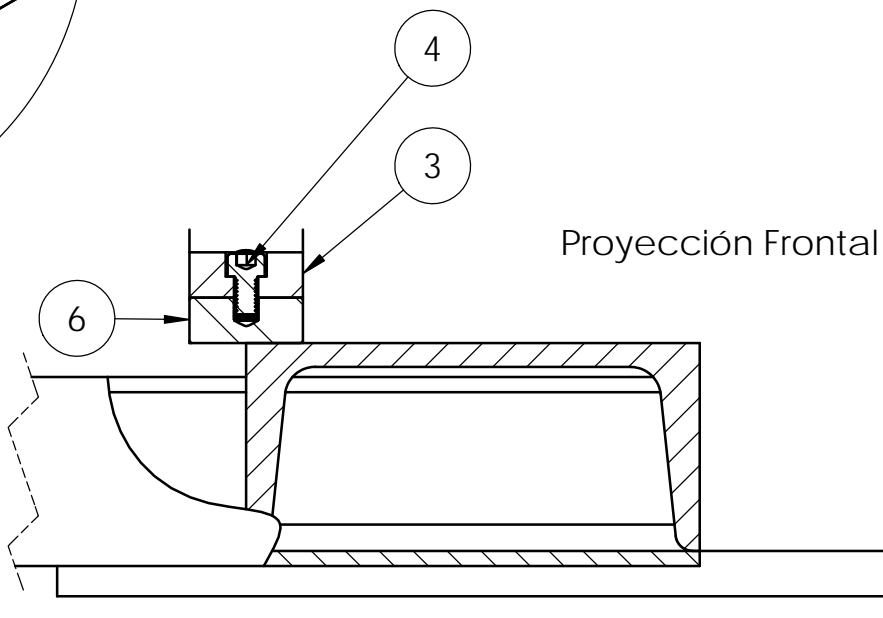
DETALLE B
ESCALA 1 : 1

Perno tensor de la cadena
NOTA: Montaje en el taller



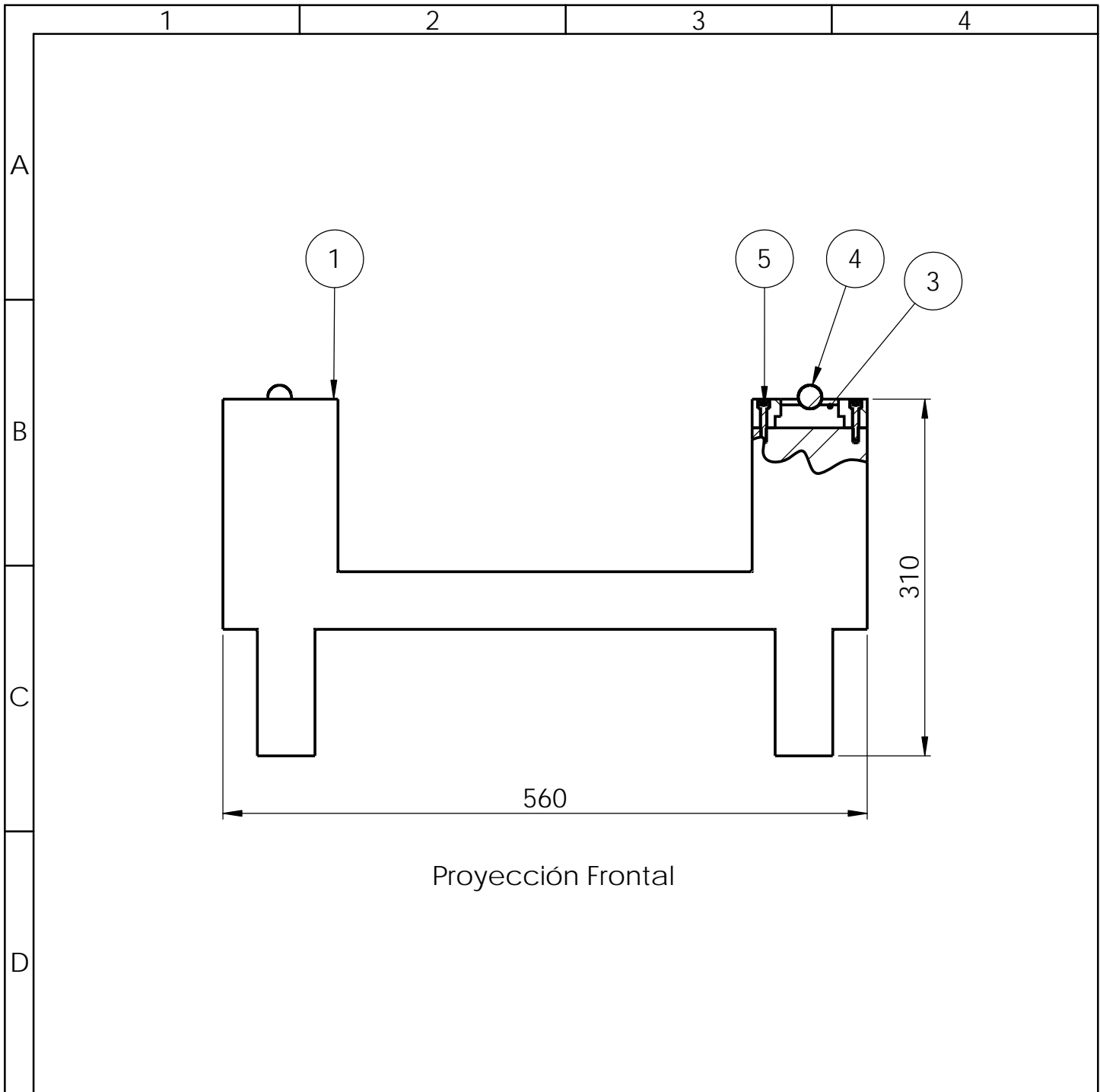
DETALLE C
ESCALA 1 : 1

Sujecion de la cadena
NOTA: Montaje en el taller




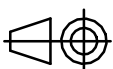
10	Tuerca pesada, M12 x 1.75		2
9	sujecion cadena	Bloque 30*12*30	2
8	tornillo M20 de sujecion para cadena	Perno hexagonal M12 y tuerca	2
7	Eslabon2	Cadena Rodillos sencilla - paso 1/2"	6 m
6	Pletina 50x12		2
5	50x50x4x1020		2
4	Tornillo cabeza hueca allen M6 x 10		2
3	Sujeción para cadena	40.00 x 12.00 x 30.00 bloque	2
2	Sujecion para piso	220.00 x 12.00 x 75.00 bloque, 2 perforaciones M26	10
1	UPN 120 x 12x1500		2
N.º DE ELEMENTO	DENOMINACIÓN	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD

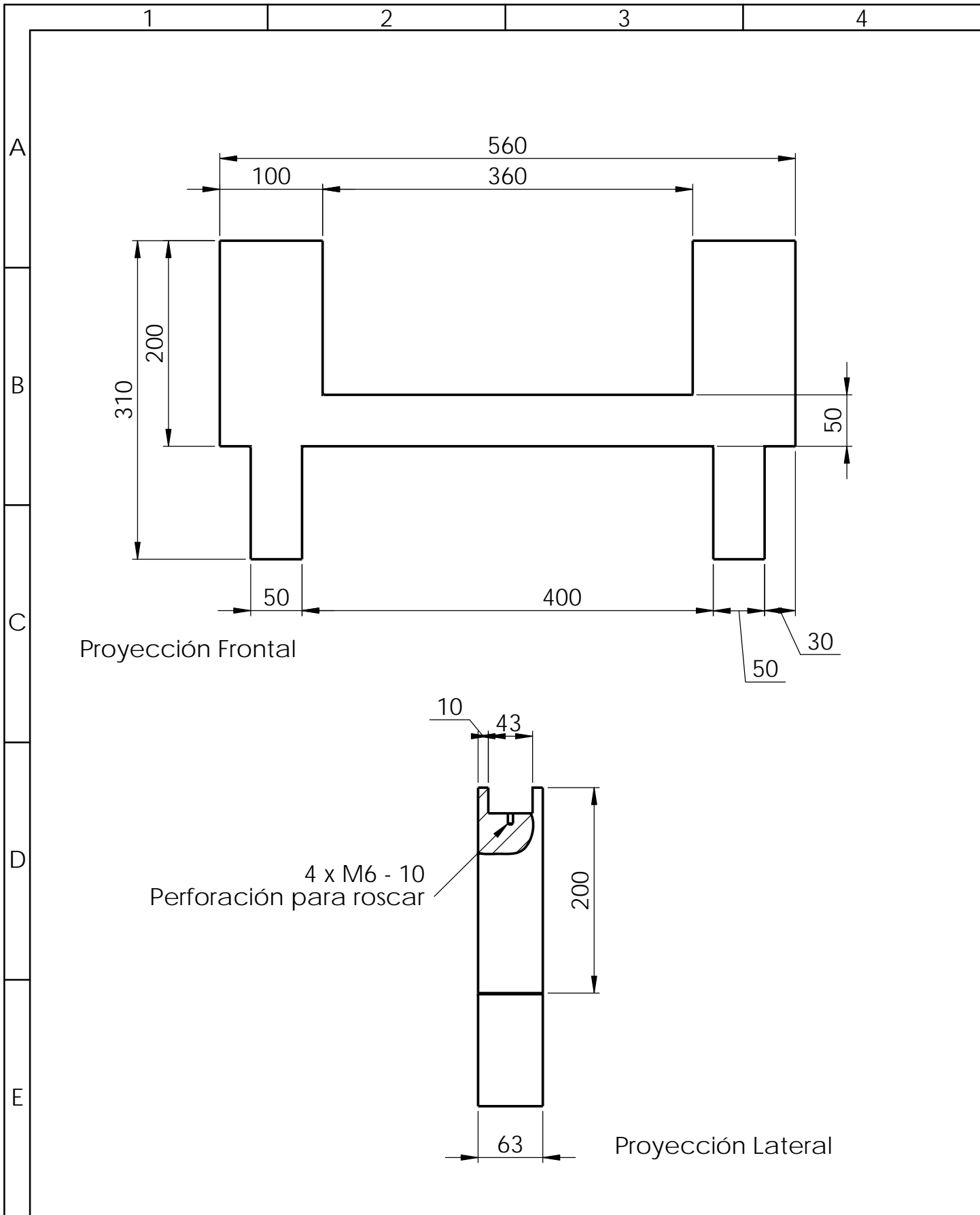
Tolerancia:		Masa:	Material:	
±0.5				
Fecha		Nombre	Descripción:	Escala:
Dib:	04.06.2017	Siza D.		
Rev:	05.06.2017	Cruz E.		
Apb:		06.06.2017	Ing. Laurencio	
			Nº de dibujo:	ISO E
			Anexo N° 3	1:10
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Hoja 2 de 2


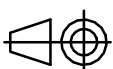


Proyección Frontal

E	5	B18.3.1M - 6 x 1.0 x 30 Hex SHCS -- 30NHX	4	
	4	Bola de acero de precisión	2	
	3	Eje acuíado	4	Anexo N° 5.4
	2	Limitante inferior	4	Anexo N° 4.2
	1	balero fijo	1	Anexo N° 4.1
	N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Anexo

				Tolerancia:	Masa:	Material:		
				± 0.5				
					Fecha	Nombre	Descripción:	Escala:
				Dib:	04.06.2017	Siza D.		
				Rev:	05.06.2017	Cruz E.		
				Apb:	06.06.2017	Ing. Laurencio		
							Nº de dibujo:	ISO E
							Anexo N° 4	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Técnica de Cotopaxi <small>LATAKUNGA - ECUADOR</small>			Hoja 1 de 1	



				Tolerancia:	Masa:	Material:	
				±0.5	32430.3 6 gr	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Descripción:	Escala:
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.		
				Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio	Nº de dibujo:	ISO E
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Técnica de Cotopaxi		Hoja 1 de 1	
							

1

2

3

4

A

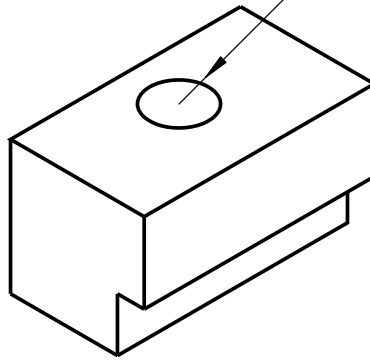
B

C

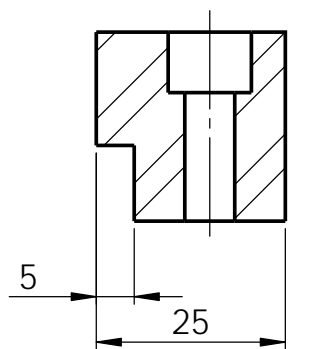
D

E

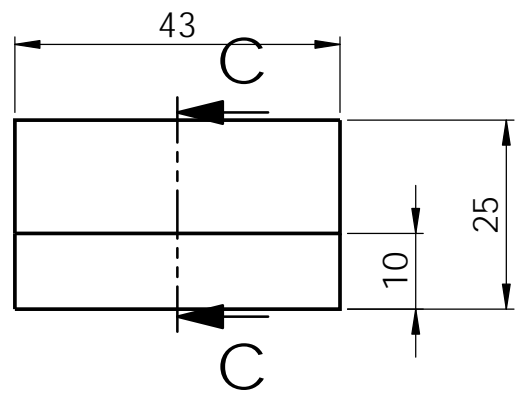
$\varnothing 6,60$ POR TODO
 $\square \varnothing 11 \nabla 8$



Proyección Isométrica



SECCIÓN C-C



Proyección Lateral

				Tolerancia: ± 0.5	Masa: 183.56 gr	Material: ASTM A36 Acero		
						Descripción: Limitante inferior	Escala: 1:1	
				Dib:	04.06.2017			Nombre: Siza D.
				Rev:	05.06.2017			Cruz E.
				Apb:	06.06.2017	Ing. Laurencio		
				 Universidad Técnica de Cotopaxi		Nº de dibujo: Anexo N° 4.2	ISO E	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Hoja 1 de 1		

1

2

3

4

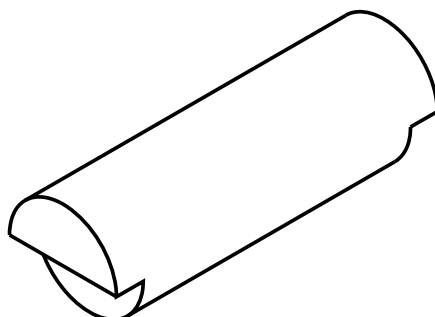
A

B

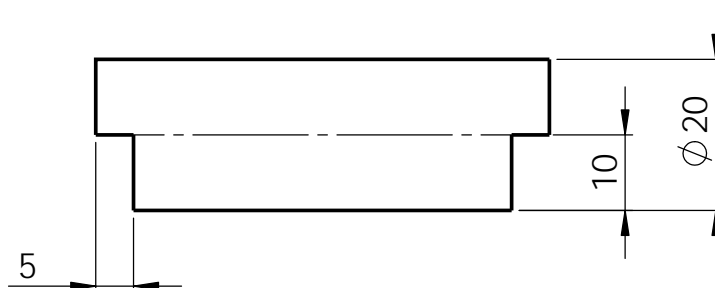
C

D


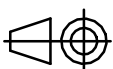
E

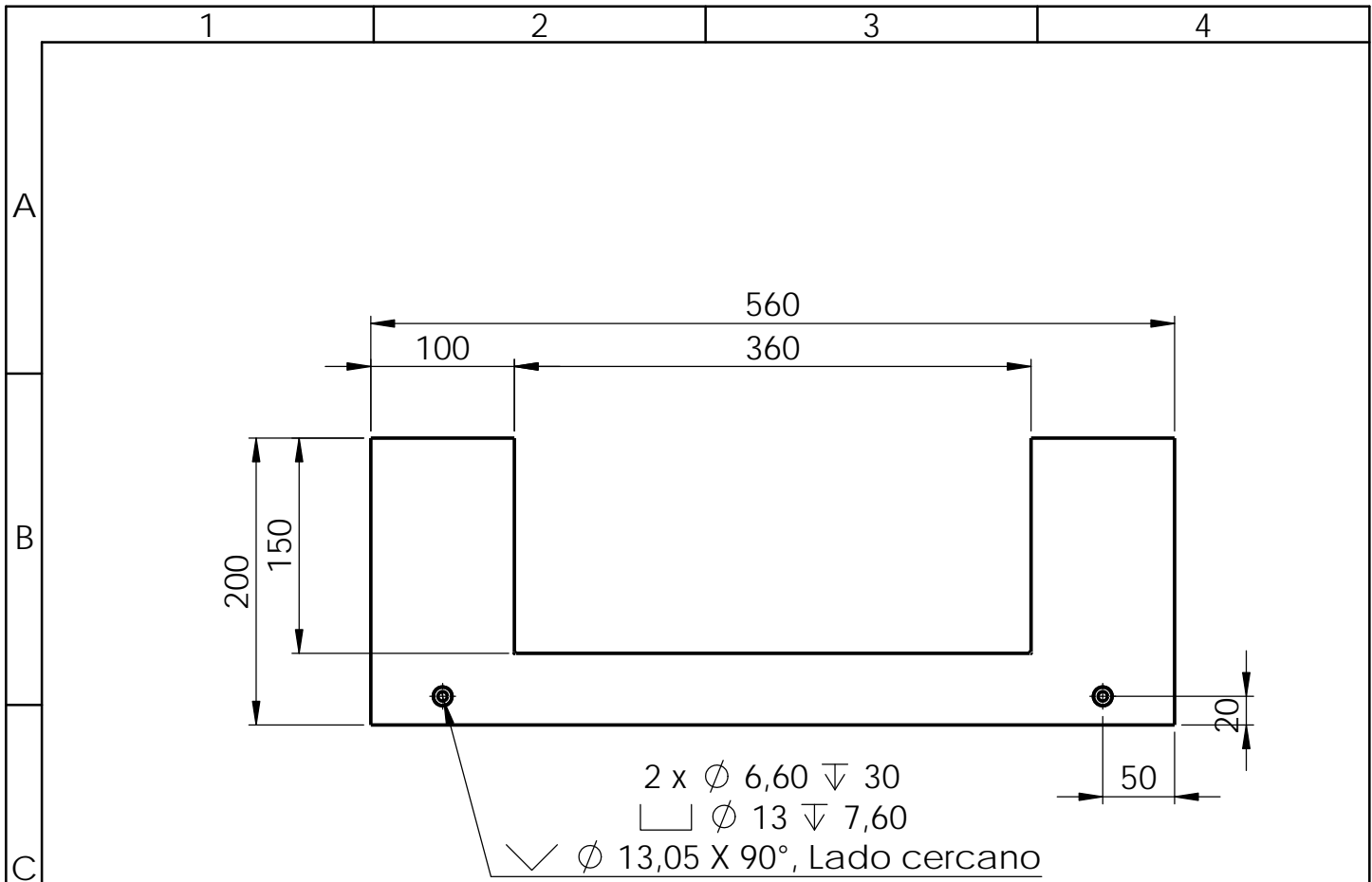


Proyección Isométrica

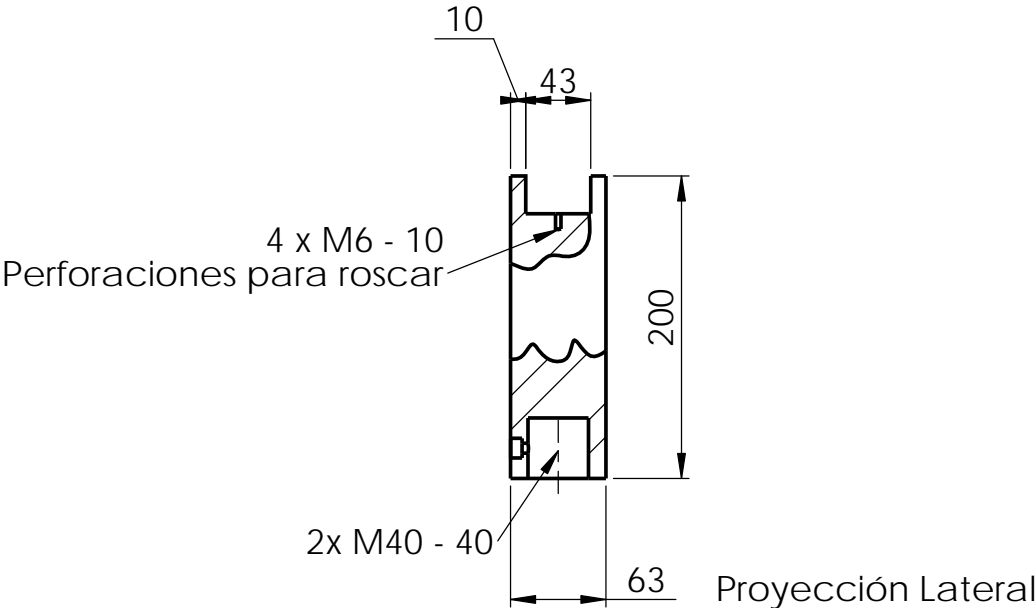



Proyección Frontal

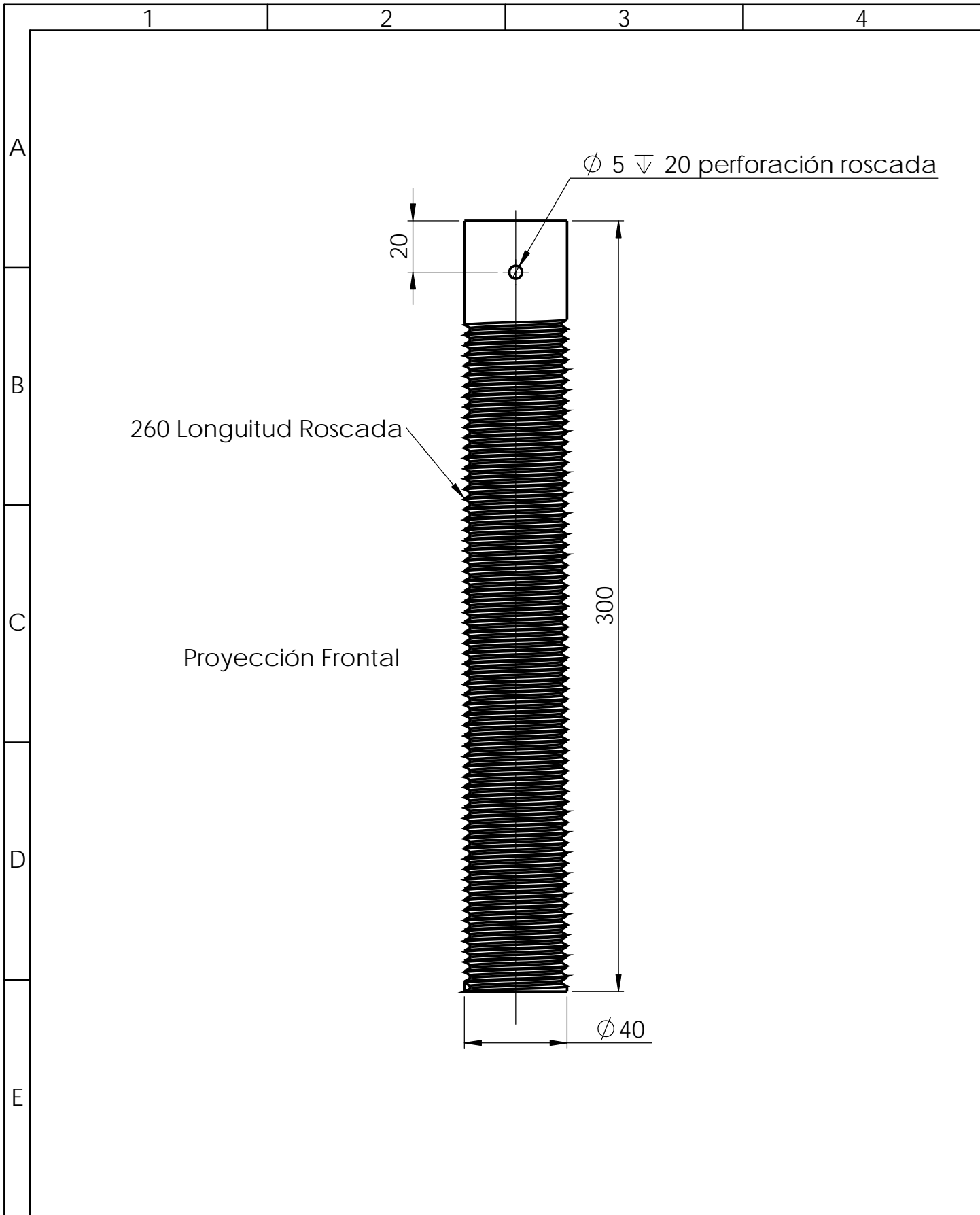
				Tolerancia: ± 0.5	Masa: 138.23 gr	Material: AISI 304	
					Fecha	Nombre	Descripción: Eje acuñado
				Dib:	04.06.2017	Siza D.	
				Rev:	05.06.2017	Cruz E.	
				Apb:	06.06.2017	Ing. Laurencio	Escala: 1:1
				 Universidad Técnica de Cotopaxi			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				
				Hoja 1 de 1			


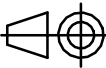


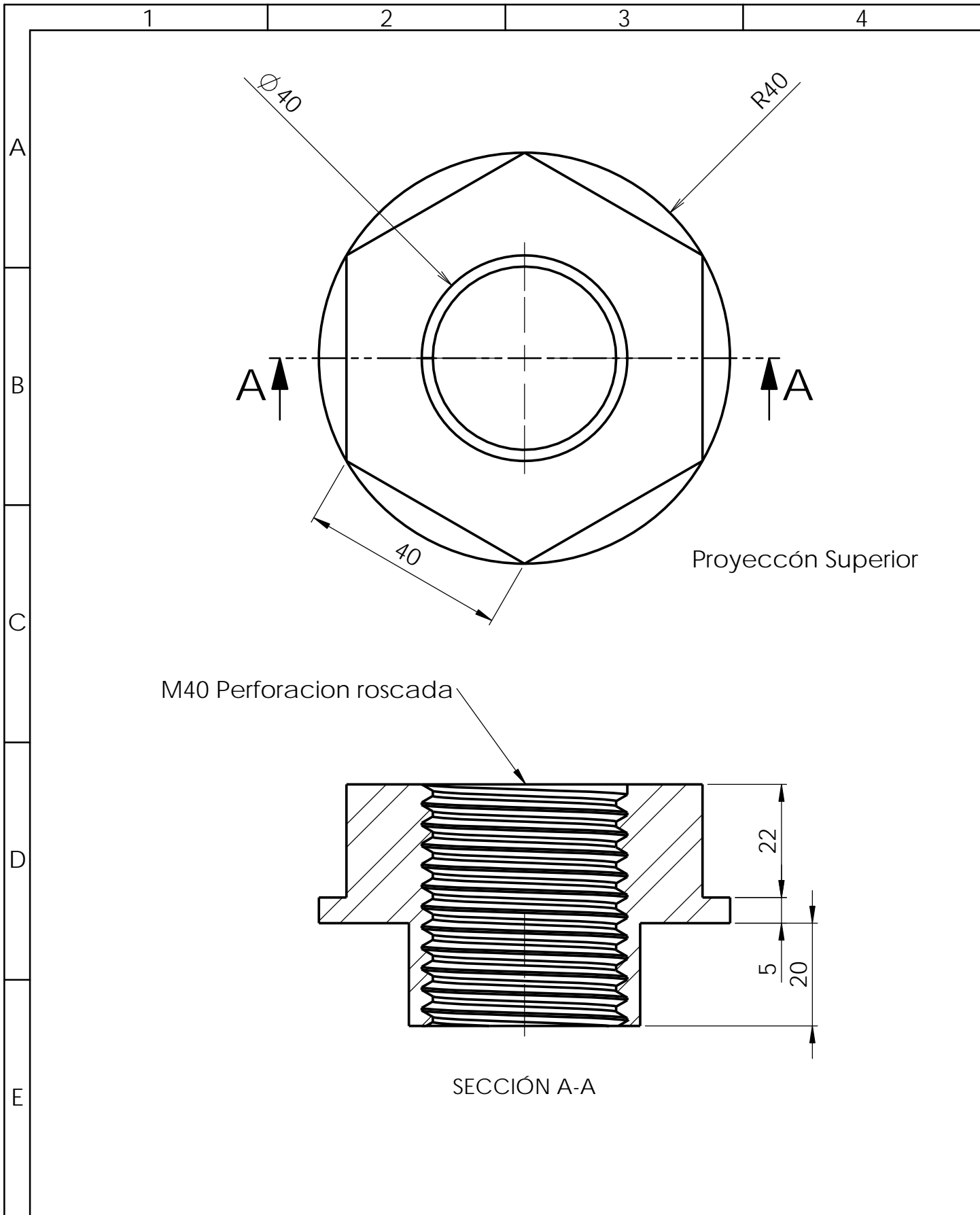
Proyección Frontal



				Tolerancia: ± 0.5	Masa: 26182.7 5 gr	Material: ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Descripción: Balero fijo 2	Escala: 1:5
			Dib:	04.06.2017	Siza D.		
			Rev:	05.06.2017	Cruz E.		
				Apb:	06.06.2017	Ing. Laurencio	
				 Universidad Técnica de Cotopaxi		Nº de dibujo: Anexo N° 5.1	ISO E
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Hoja 1 de 1	



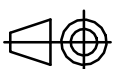
				Tolerancia: ±0.5	Masa: 2657.76 gr	Material: ASTM A36 Acero	
						Descripción: Columna roscada	Escala: 1:2
				Fecha	Nombre		
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.	Nº de dibujo: Anexo N° 5.2	ISO E
				Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Técnica de Cotopaxi LAFACANGA - ECUADOR		Hoja 1 de 1	



Proyección Superior

M40 Perforacion roscada

SECCIÓN A-A

				Tolerancia: ±0.5	Masa: 753.23 gr	Material: ASTM A36 Acero		
						Descripción: Bocin Superior	Escala: 1:1	
				Dib:	04.06.2017			Nombre: Siza D.
				Rev:	05.06.2017			Cruz E.
				Apb:	06.06.2017	Ing. Laurencio		
				 Universidad Técnica de Cotopaxi LATAKUNGA - ECUADOR		Nº de dibujo: Anexo N° 5.3	ISO E	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Hoja 1 de 1		

1

2

3

4

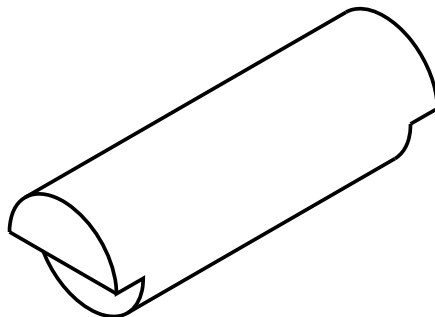
A

B

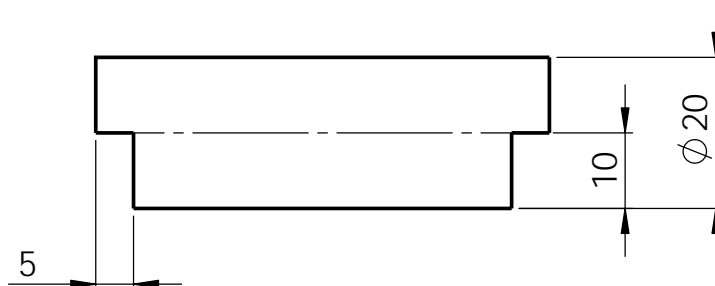
C

D


E



Proyección Isométrica



Proyección Frontal

				Tolerancia: ± 0.5	Masa: 138.23 gr	Material: AISI 304	
					Fecha	Nombre	Descripción: Eje acuñado
				Dib:	04.06.2017	Siza D.	
				Rev:	05.06.2017	Cruz E.	
				Apb:	06.06.2017	Ing. Laurencio	Escala: 1:1
				 Universidad Técnica de Cotopaxi			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	N° de dibujo: Anexo N° 5.4			Hoja 1 de 1

1

2

3

4

A

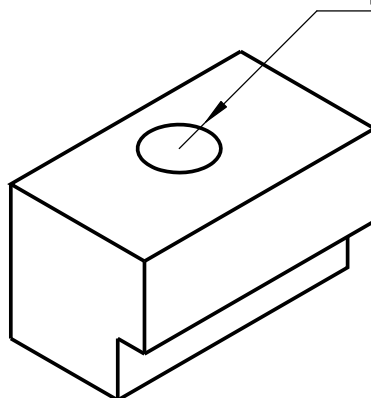
B

C

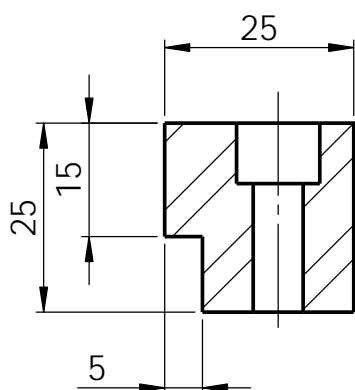
D

E

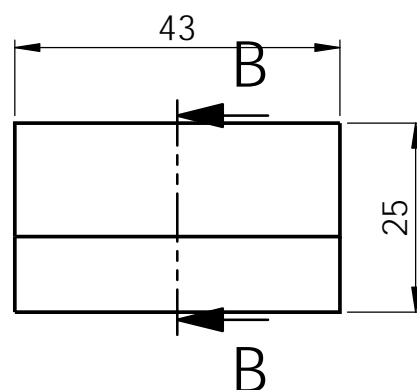
 $\varnothing 6,60$ POR TODO

 $\square \varnothing 11 \nabla 8$


Proyección Isométrica

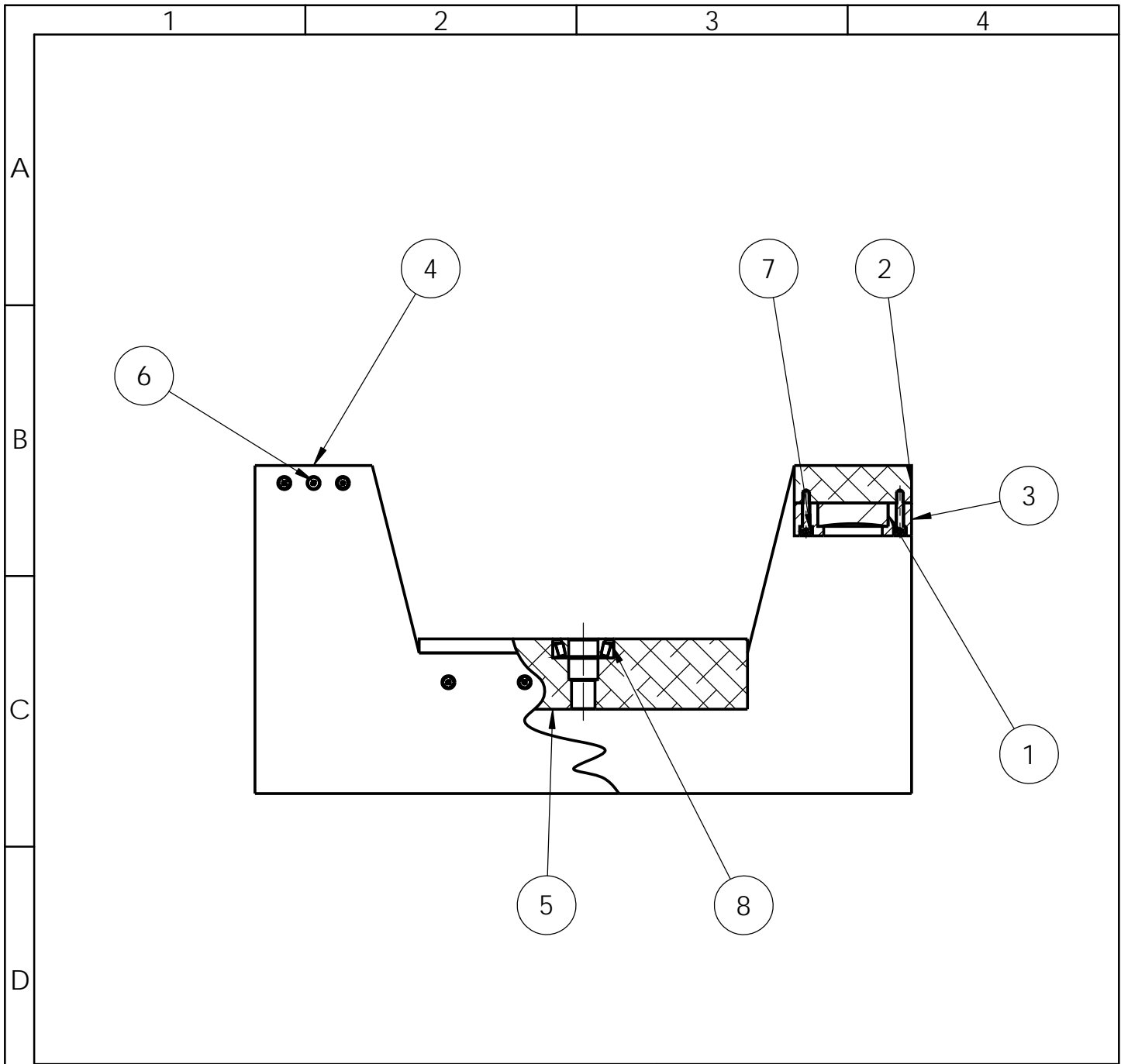


SECCIÓN B-B



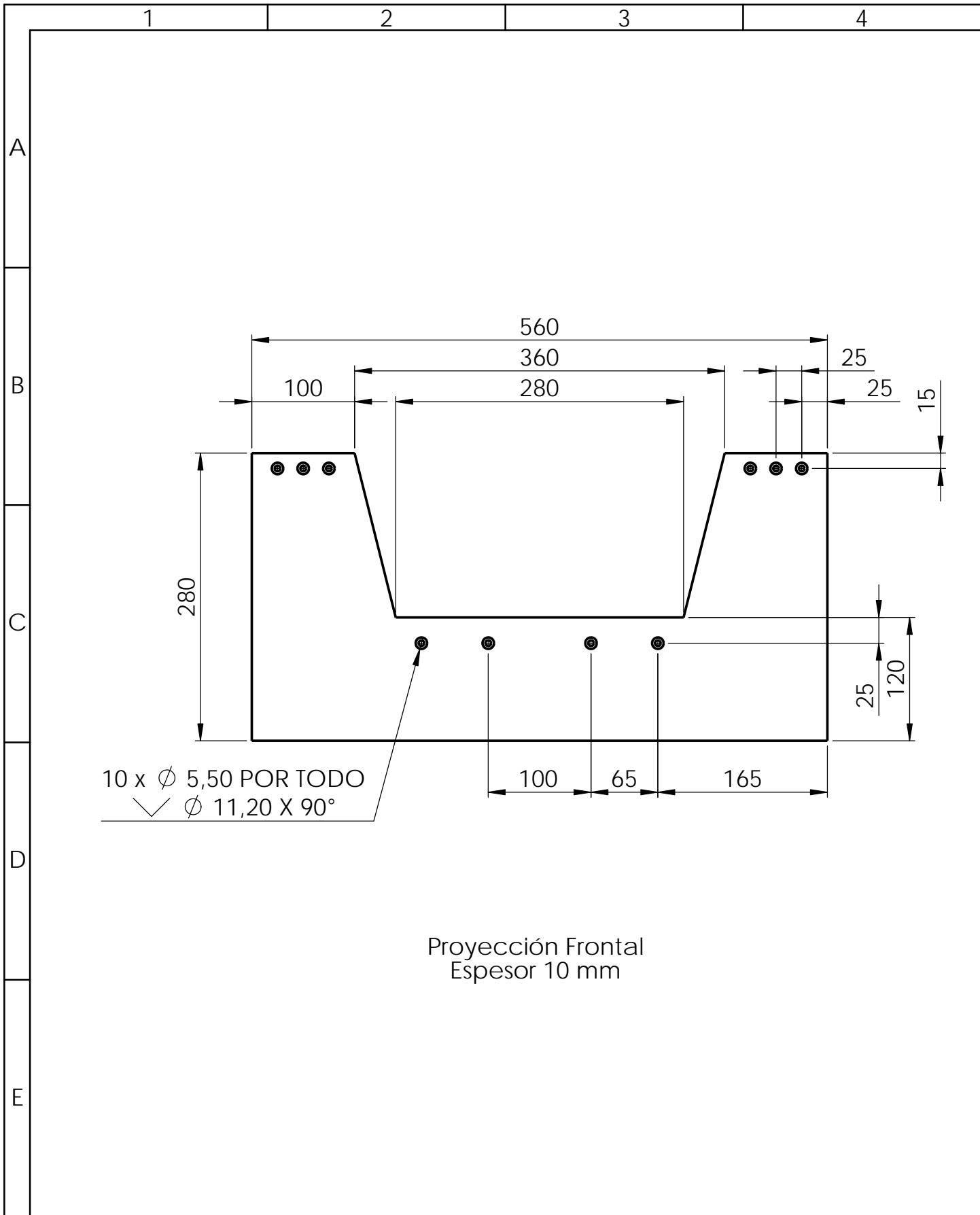
Proyección Lateral

				Tolerancia: ± 0.5	Masa: 183.56 gr	Material: ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Descripción: Limitante inferior	Escala: 1:1
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.		
				Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio	Nº de dibujo: Anexo N° 5.5	ISO E
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Técnica de Cotopaxi		Hoja 1 de 1	



8	Rodamiento SKF 30205	1	
7	B18.3.1M - 6 x 1.0 x 30 Hex SHCS -- 30NHX	4	
6	B18.3.5M - 5 x 0.8 x 20 Socket FCHS -- 20N	20	
5	Soporte giratorio	1	Anexo N° 6.4
4	Placa balero movil	2	Anexo N° 6.1
3	Limitante	4	Anexo N° 6.3
2	Lainas	2	Anexo N° 6.2
1	Guia superior de la bola de acero	2	Anexo N° 6.5
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	ANEXO

				Tolerancia:	Masa:	Material:	
				±0.5			
				Fecha	Nombre	Descripción:	Escala:
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.		
				Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio	Nº de dibujo:	ISO E
				 Universidad Técnica de Cotopaxi			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Anexo N° 6			
				Hoja 1 de 1			



				Tolerancia: ± 0.5	Masa: 2842.24 gr	Material: Aleación 1060	
				Fecha	Nombre	Descripción: Placa balero móvil	Escala: 1:5
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.		
				Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio	Nº de dibujo: Anexo N° 6.1	ISO E
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

2

3

4

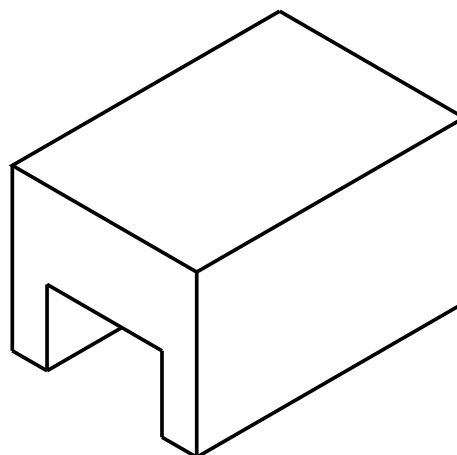
A

B

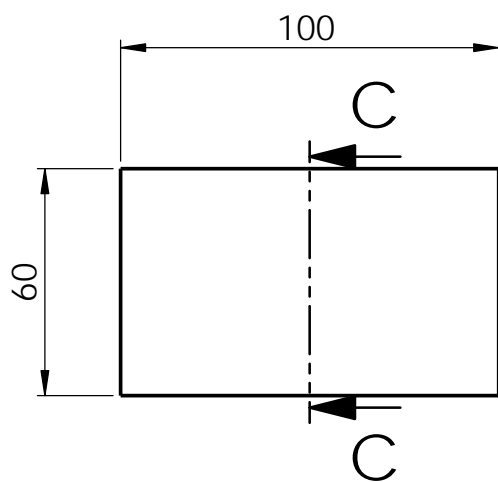
C

D

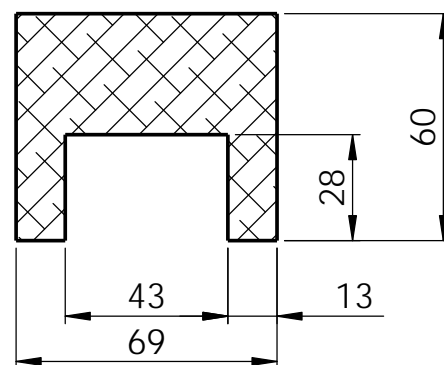
E




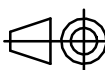
Proyección Isométrica



Proyección Lateral



SECCIÓN C-C

				Tolerancia: ± 0.5	Masa: 791.61 gr	Material: Aleación 1060		
						Descripción: Lainas	Escala: 1:2	
				Dib:	04.06.2017			Nombre: Siza D.
				Rev:	05.06.2017			Cruz E.
				Apb:	06.06.2017	Ing. Laurencio		
				 Universidad Técnica de Cotopaxi		Nº de dibujo: Anexo N° 6.2	ISO E	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Hoja 1 de 1		

1

2

3

4

A

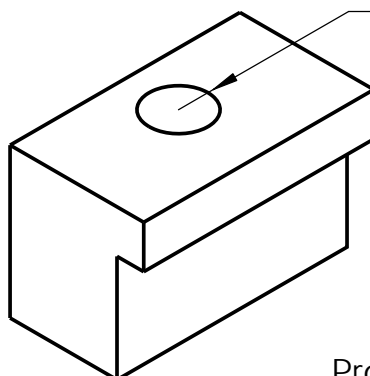
B

C

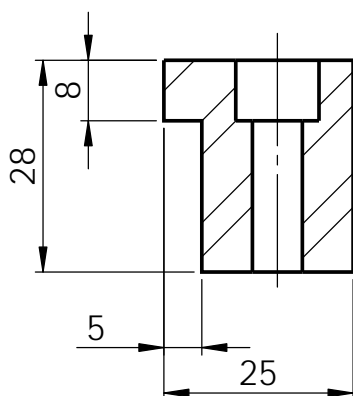
D

E

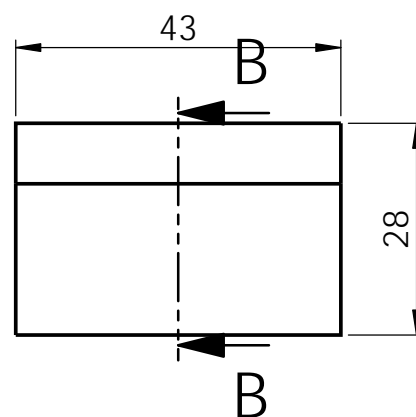
 $\varnothing 6,60$ HASTA EL SIGUIENTE

 $\square \varnothing 11 \nabla 8$


Proyección Isométrica

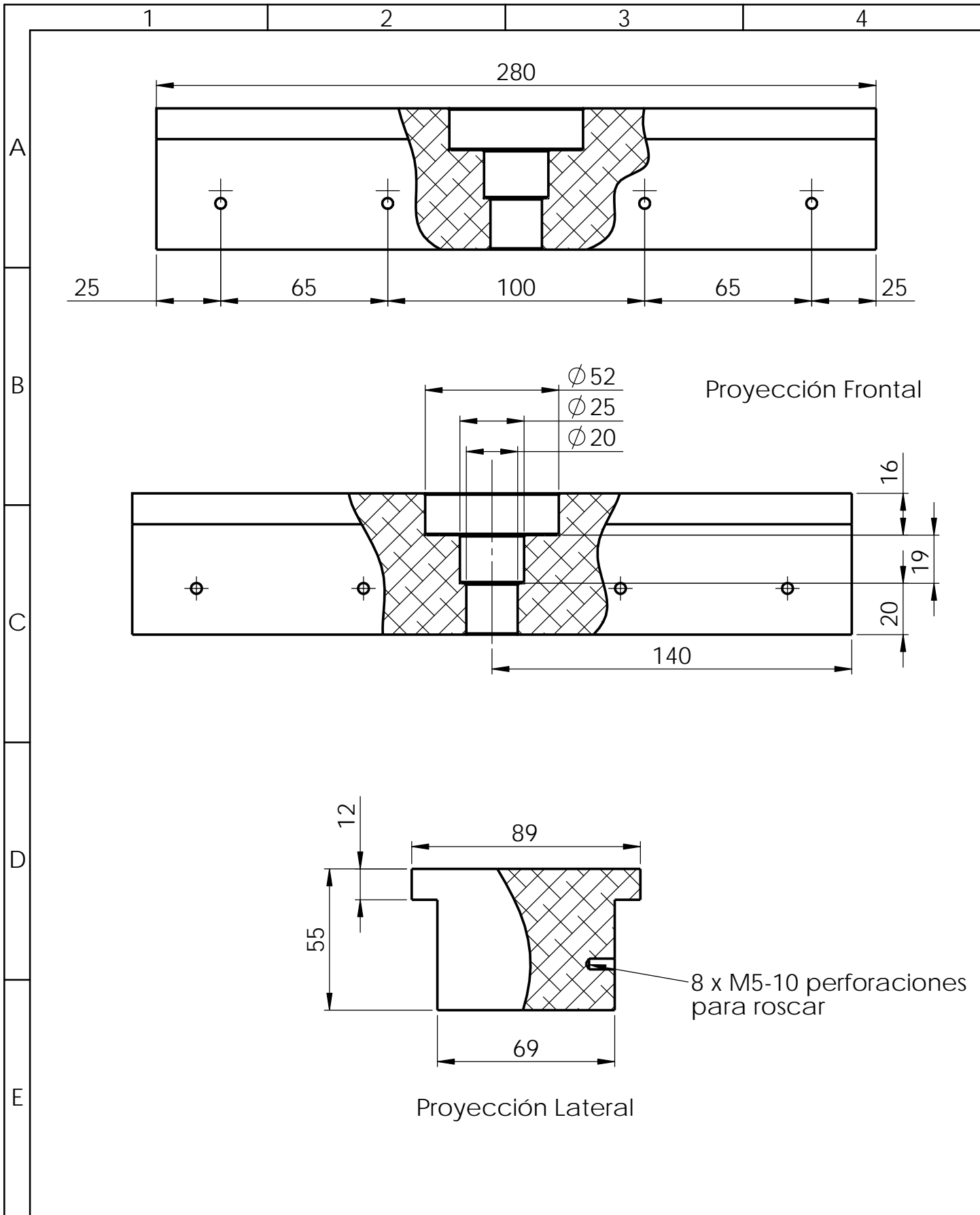



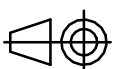
SECCIÓN B-B



Proyección Lateral

				Tolerancia: ± 0.5	Masa: 191.19 gr	Material: ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Descripción: Limitante	Escala: 1:1
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.		
				Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio	Nº de dibujo: Anexo N° 6.3	ISO E
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Técnica de Cotopaxi		Hoja 1 de 1	



				Tolerancia: ± 0.5	Masa: 3030.98 gr	Material: Prodax	
				Fecha	Nombre	Descripción: Soporte giratorio	Escala: 1:2
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.		
				Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio	Nº de dibujo: Anexo N° 6.4	ISO E
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Técnica de Cotopaxi LATACUNGA - ECUADOR		Hoja 1 de 1 	

1

2

3

4

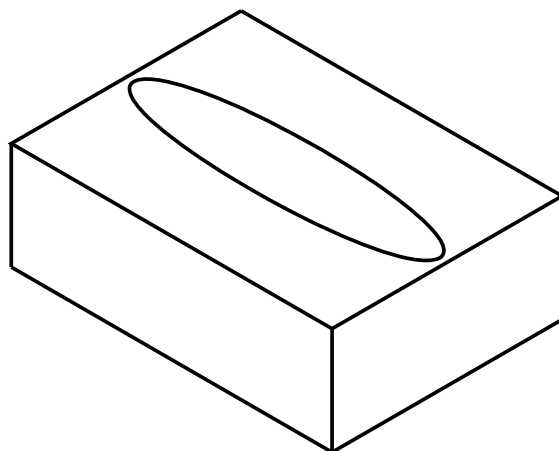
A

B

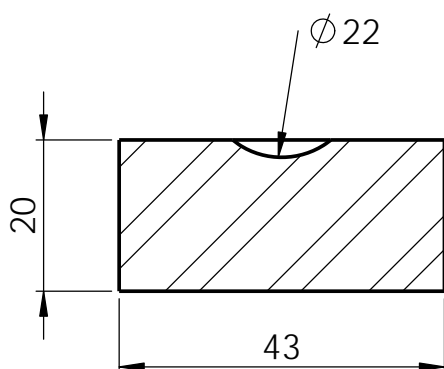
C

D

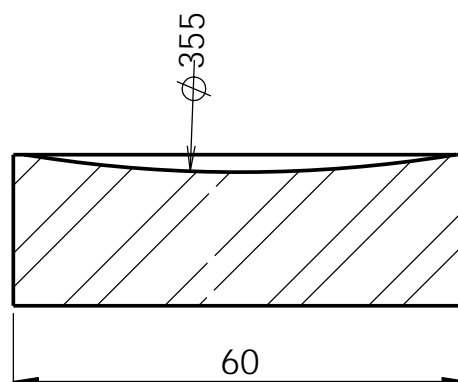
E




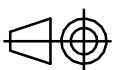
Proyección Isométrica

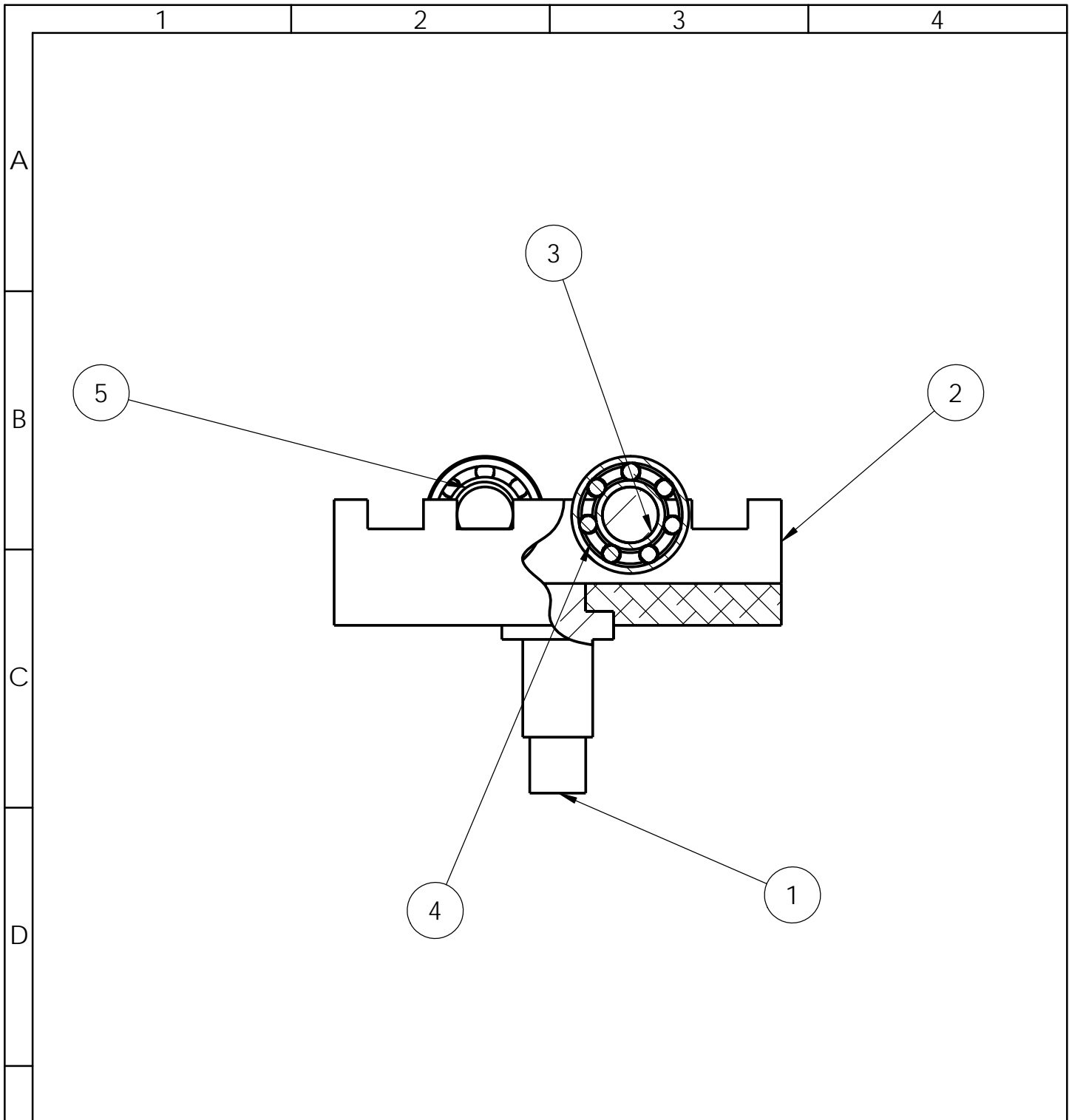


Proyección Seccionada Lateral



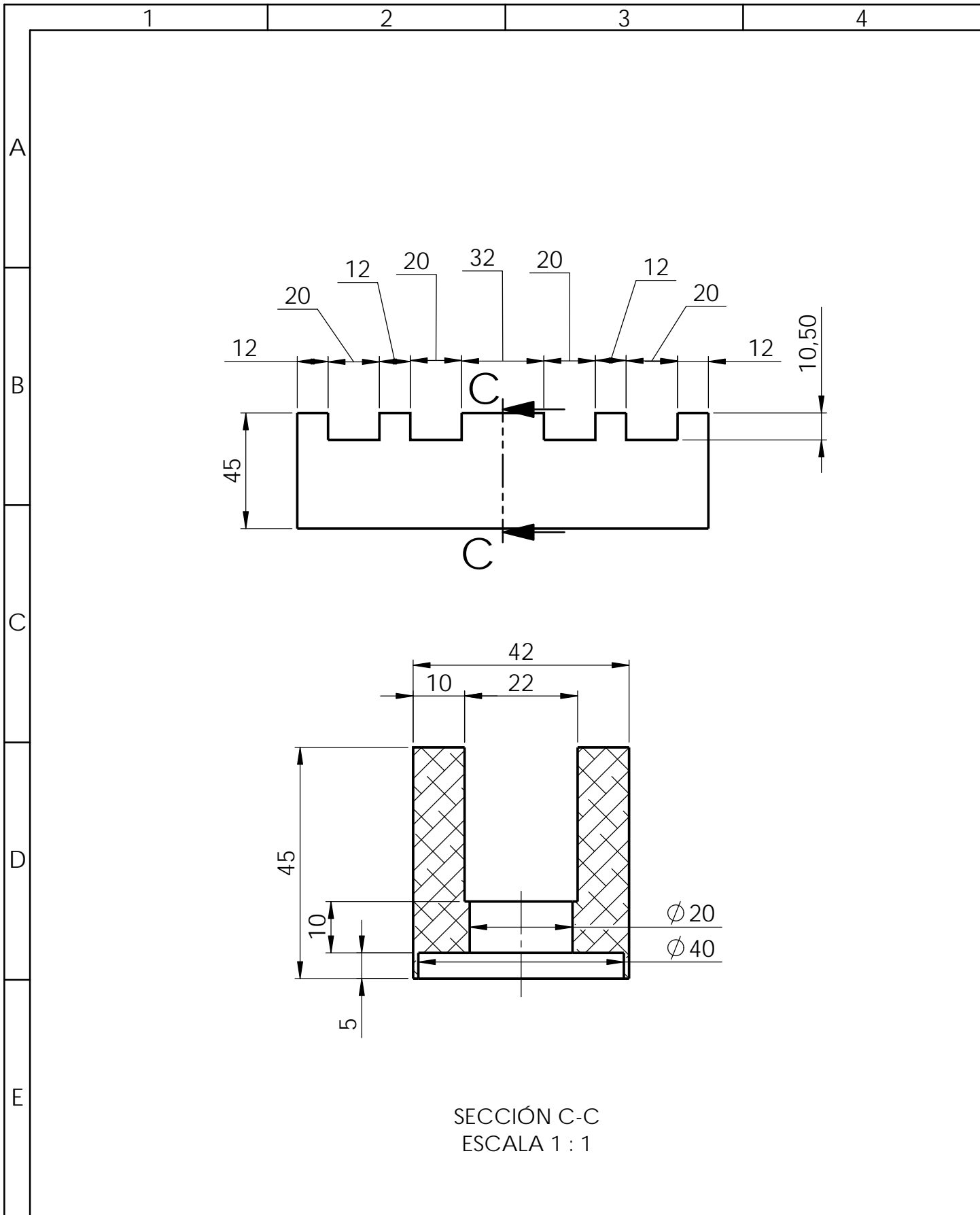
Proyección Seccionada Frontal

				Tolerancia: ± 0.5	Masa: 399.56 gr	Material: ASTM A36 Acero		
						Descripción: Guia superior de la bola de acero	Escala: 1:1	
				Dib:	04.06.2017			Nombre: Siza D.
				Rev:	05.06.2017			Cruz E.
				Apb:	06.06.2017			Ing. Laurencio
				 Universidad Técnica de Cotopaxi LATACUNGA - ECUADOR		Nº de dibujo: Anexo N° 6.5	ISO E	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Hoja 1 de 1		



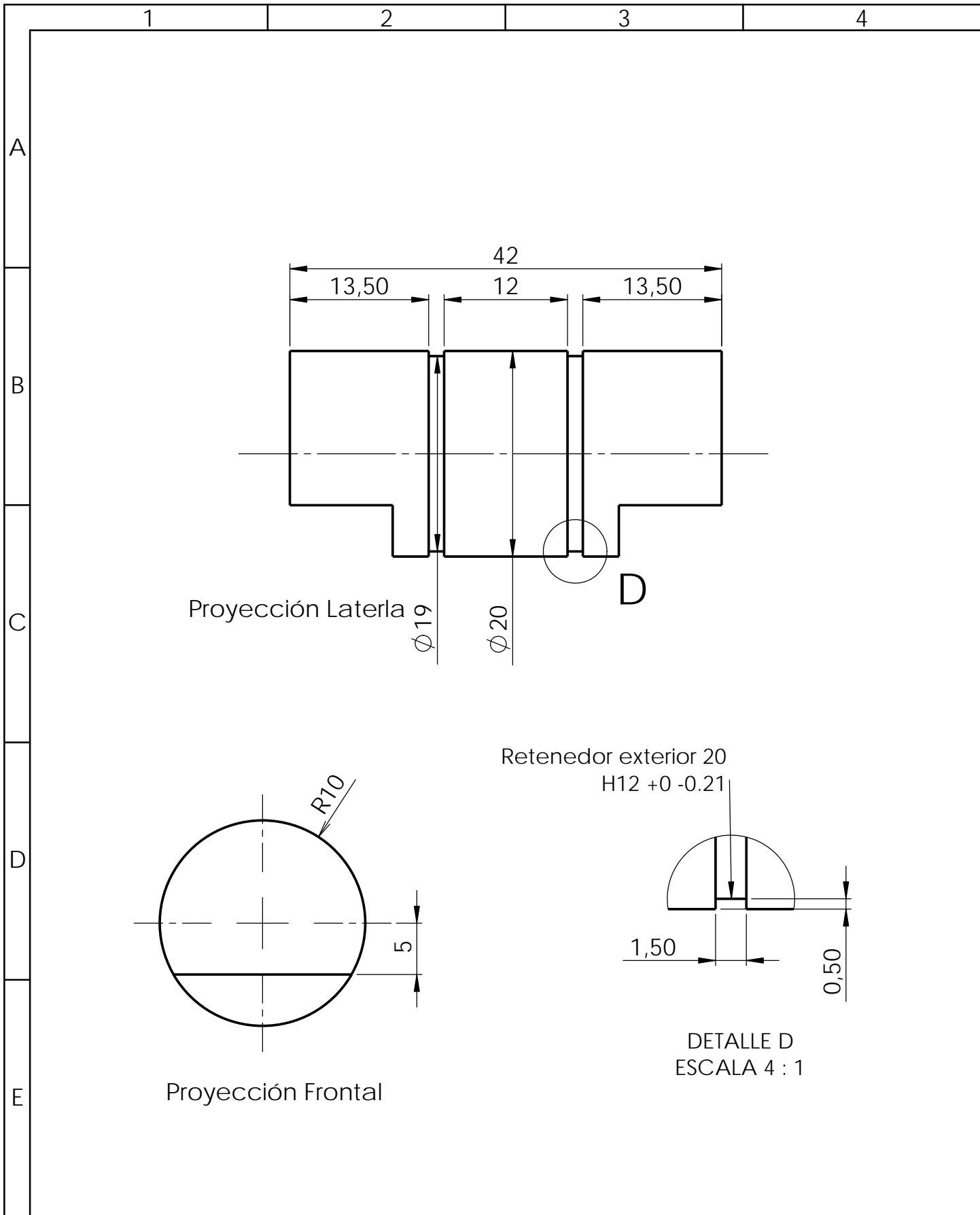
5	B27.7M - 3AM1-20	4	
4	BS 290 SKF - SKF 6004-2Z	2	
3	Eje para rodamiento 6004	2	Anexo N° 7.2
2	Placa porta rodamientos 2	1	Anexo N° 7.1
1	Soporte giratorio porta rodamientos pequeño	1	Anexo N° 7.3
N.º DE ELEMENTO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	ANEXO


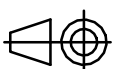
				Tolerancia:	Masa:	Material:	
				±0.5			
				Fecha	Nombre	Descripción: Ensamblaje balero movil 1	Escala: 1:2
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.		
				Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio		
				 Universidad Técnica de Cotopaxi		Nº de dibujo: Anexo N° 7	ISO E
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Hoja 1 de 1	

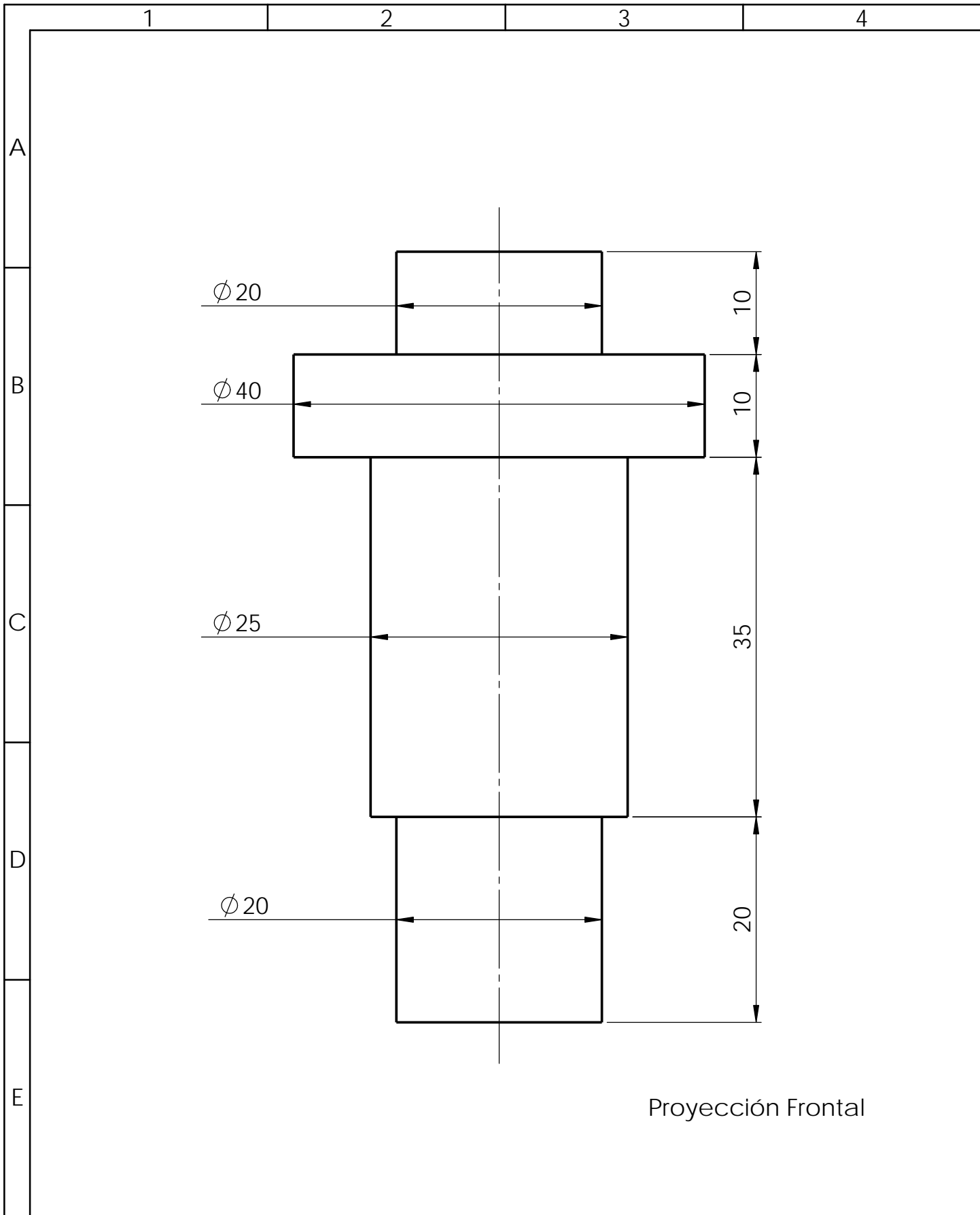


SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 1

				Tolerancia: ±0.5	Masa: 460.55 gr	Material: Aleación 1060		
						Descripción: Placa porta rodamientos 2	Escala: 1:2	
				Dib:	04.06.2017			Siza D.
				Rev:	05.06.2017			Cruz E.
				Apb:	06.06.2017	Ing. Laurencio		
				 Universidad Técnica de Cotopaxi LATAKUNGA - ECUADOR		Nº de dibujo: Anexo N° 7.1	ISO E	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Hoja 1 de 1		

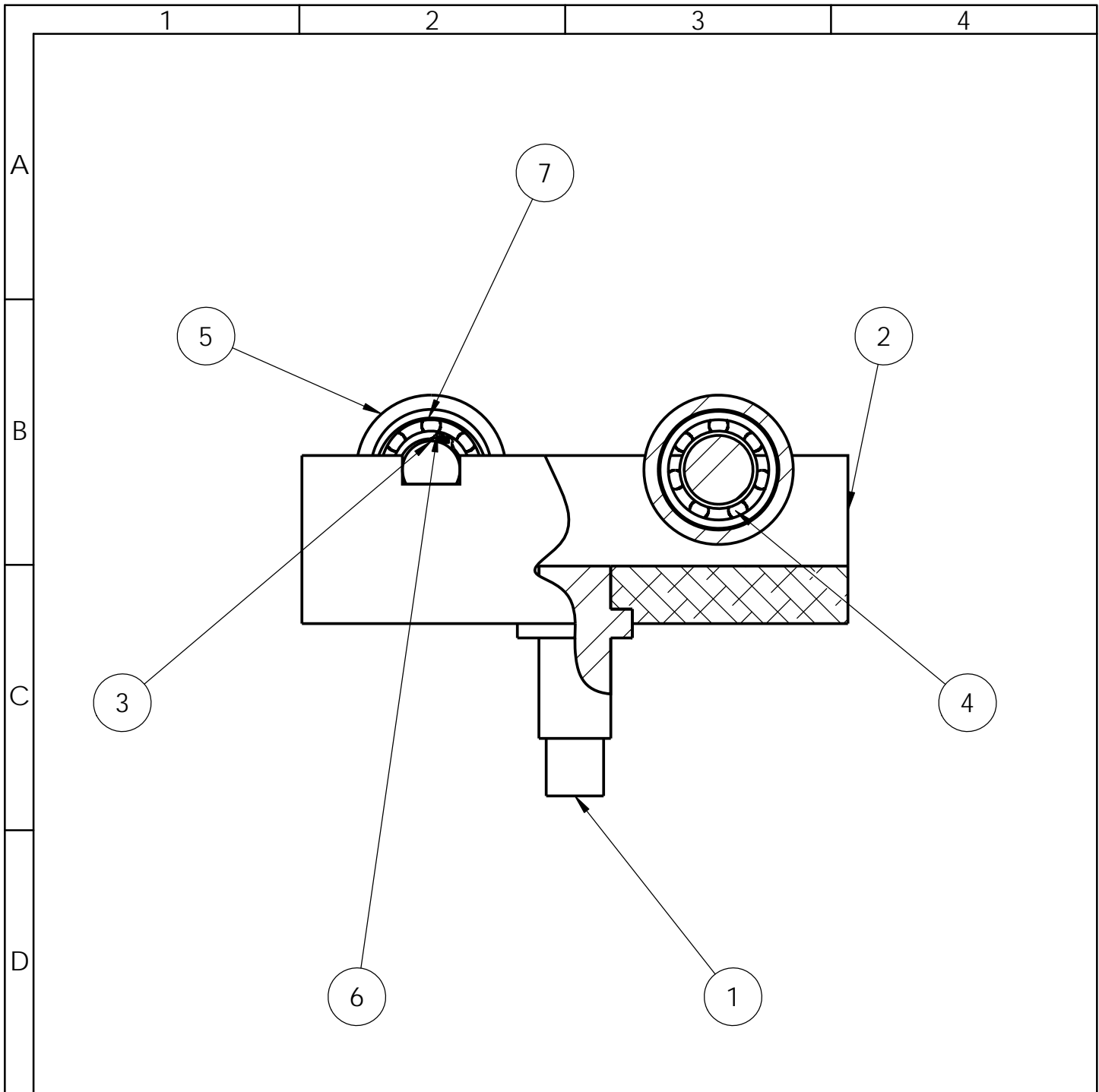


				Tolerancia:	Masa:	Material:	
				±0.5	95.00 gr	AISI 304	
				Fecha	Nombre	Descripción:	Escala:
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.		
				Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio	Nº de dibujo:	ISO E
				 Universidad Técnica de Cotopaxi			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Hoja 1 de 1			



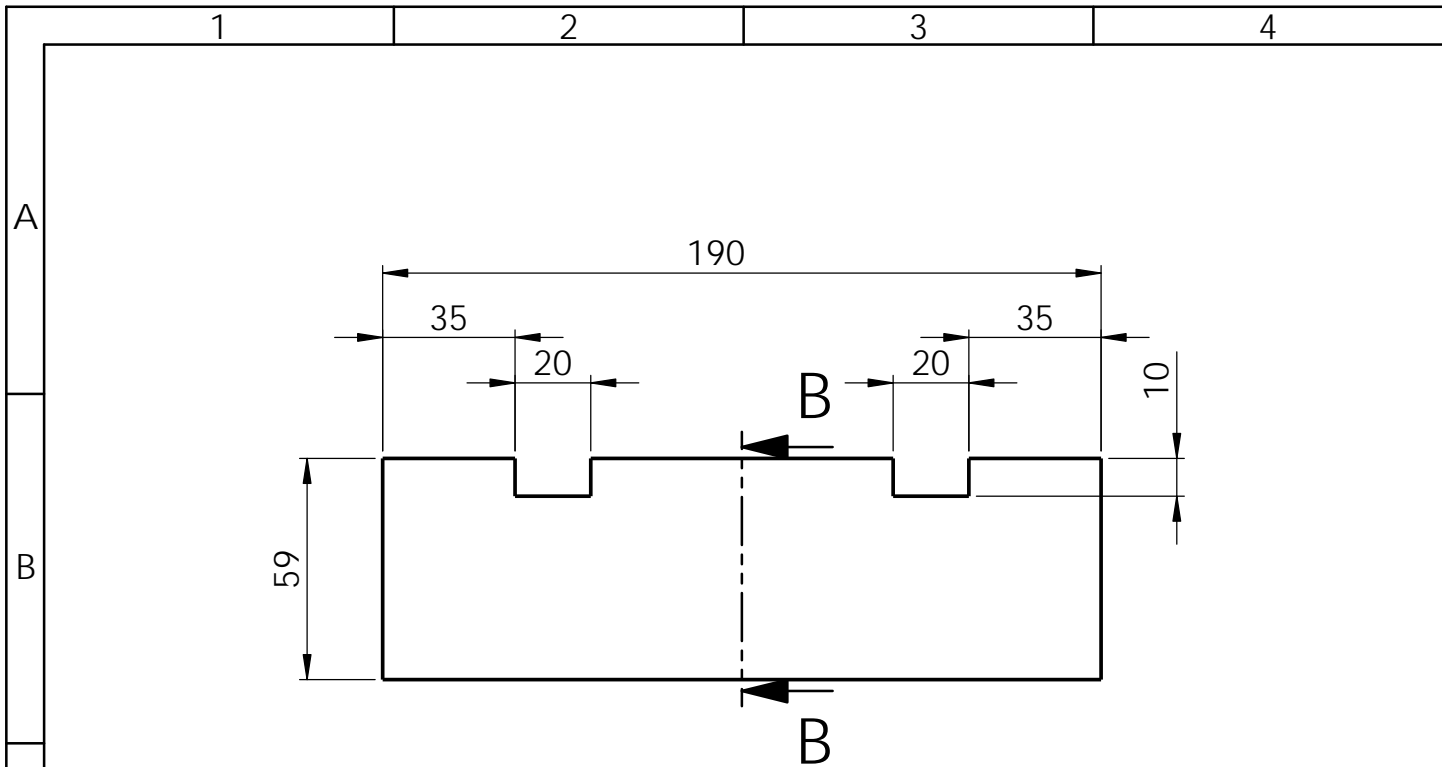
Proyección Frontal

				Tolerancia: ± 0.5	Masa: 307.50 gr	Material: ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Descripción: Soporte giratorio porta rodamientos pequeño	Escala: 2:1
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.		
				Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio	Nº de dibujo: Anexo N° 7.3	ISO E
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Técnica de Cotopaxi		Hoja 1 de 1	

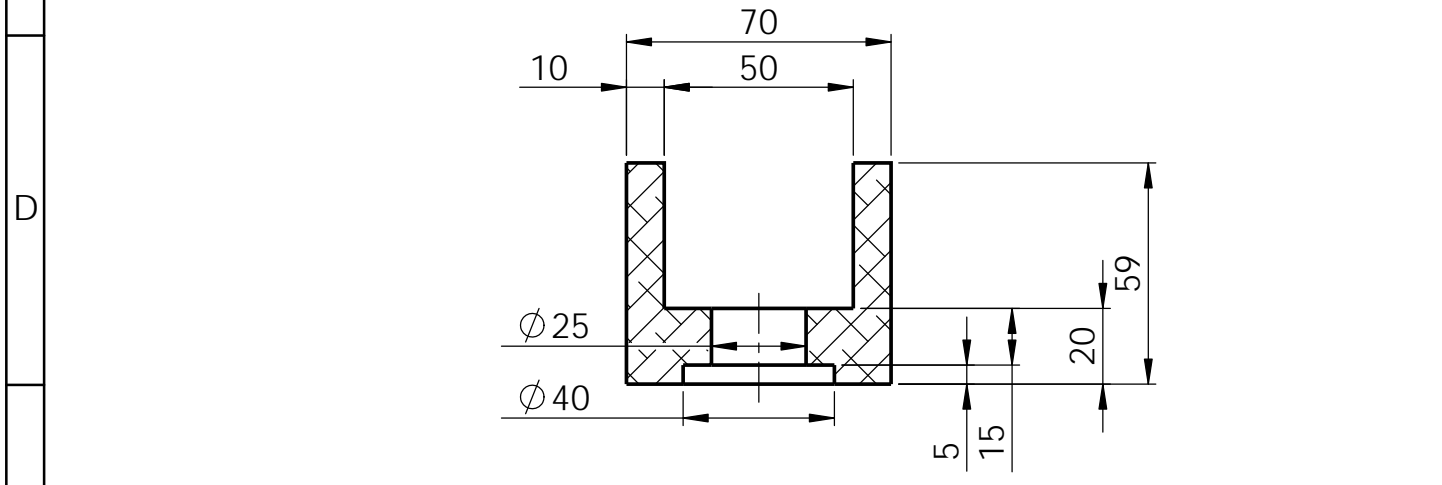


E	7	Retenedor interior M42	2	
	6	Retenedor exterior M20	4	
	5	Rodillo 6004	2	Anexo N° 8.4
	4	BS 290 SKF - SKF 6004-2Z	4	
	3	Eje 6004	2	Anexo N° 8.2
	2	Placa porta rodamientos	1	Anexo N° 8.1
	1	Soporte giratorio porta rodamientos	1	Anexo N° 8.3
	N.º DE ELEMENTO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	ANEXO


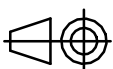
				Tolerancia:	Masa:	Material:	
				±0.5			
				Fecha	Nombre	Descripción: Ensamblaje balero movil 2	Escala: 1:2
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.		
				Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio		
				 Universidad Técnica de Cotopaxi		Nº de dibujo: Anexo N° 8	ISO E
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Hoja 1 de 1	

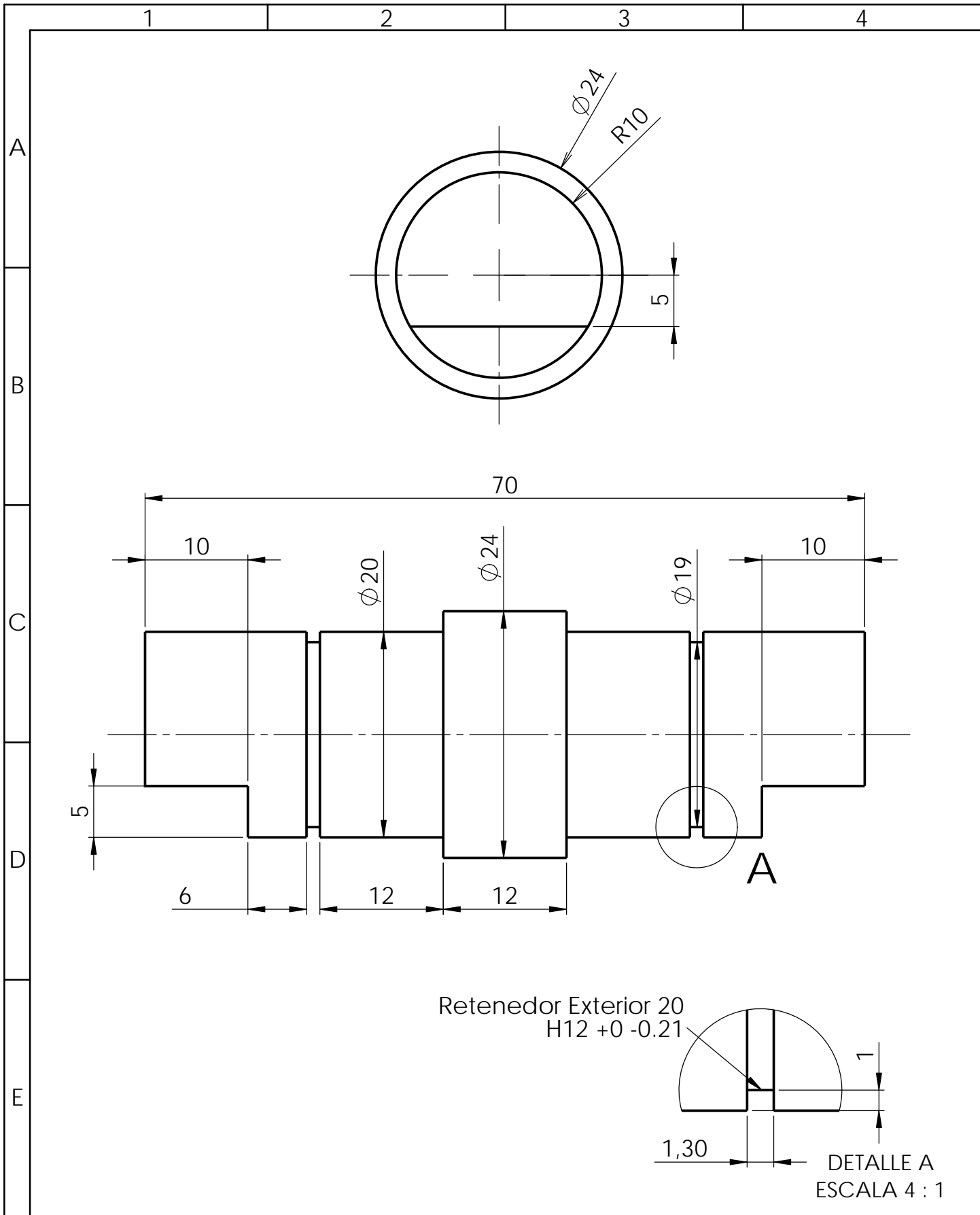



Proyección Frontal

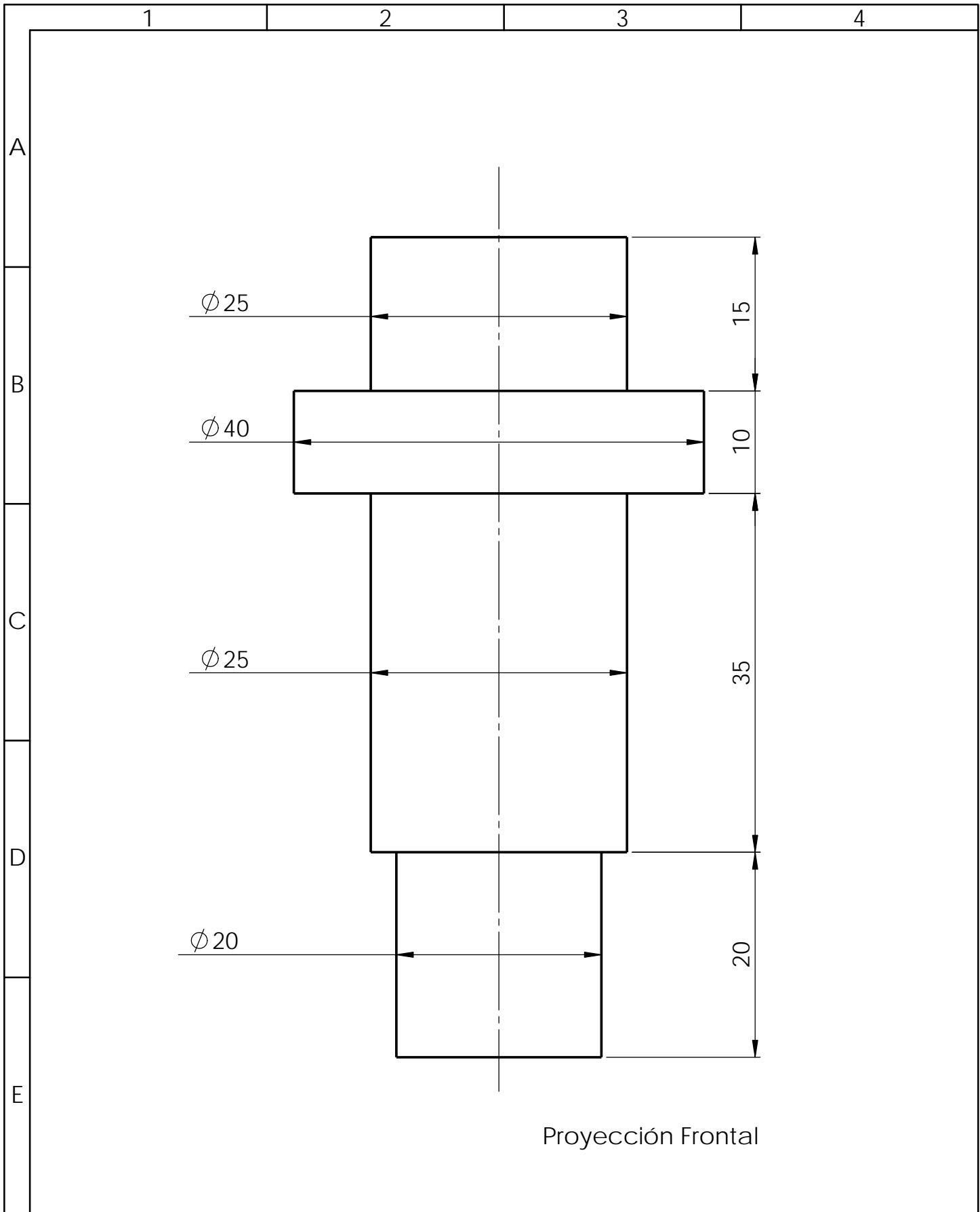


SECCIÓN B-B


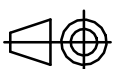
				Tolerancia: ±0.5	Masa: 1054.77 gr	Material: Aleación 1060	
				Fecha	Nombre	Descripción: Placa porta rodamientos	Escala: 1:2
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.		
				Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio	Nº de dibujo: Anexo N° 8.1	ISO E
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Técnica de Cotopaxi LAFACUNGA - ECUADOR		Hoja 1 de 1	

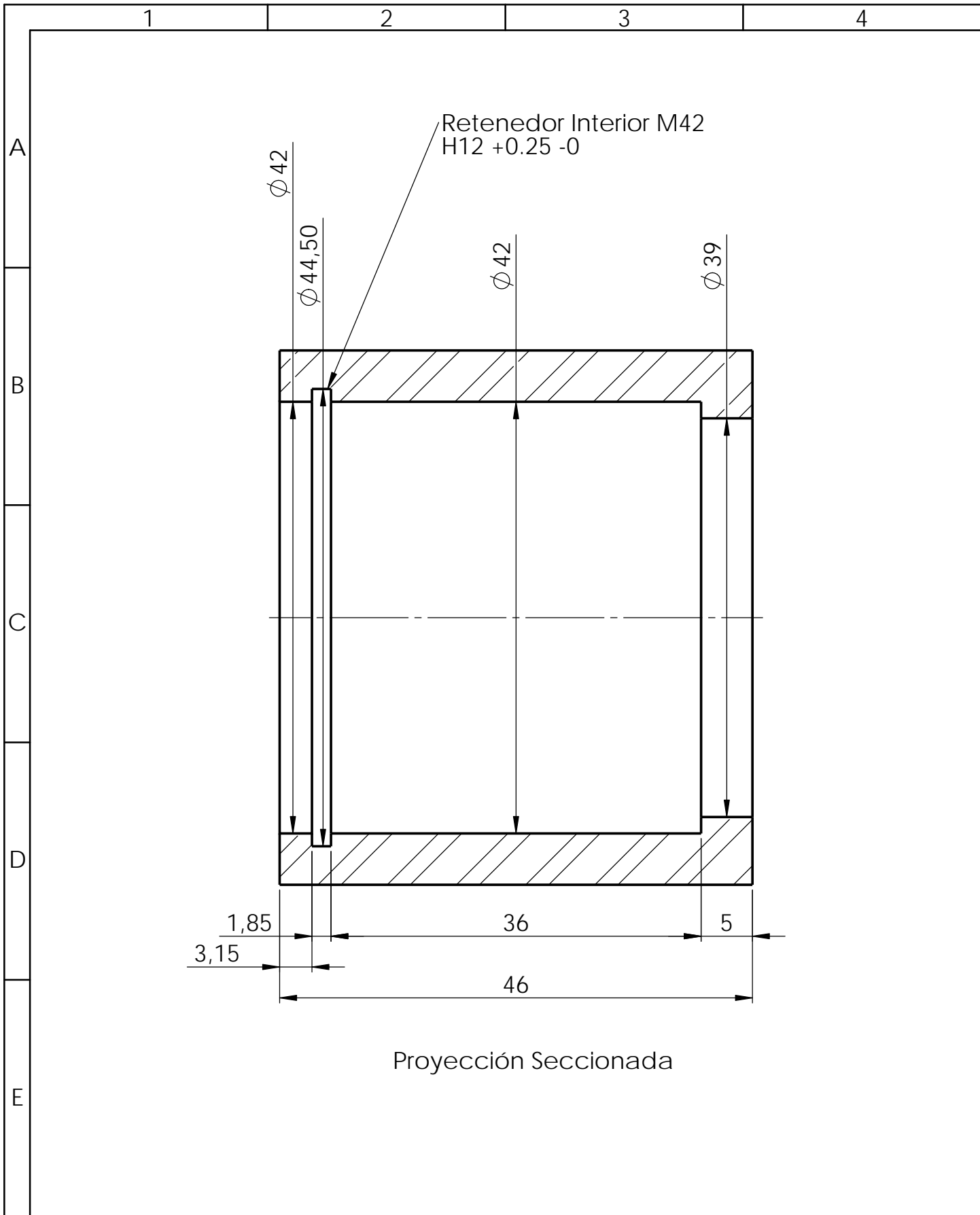


				Tolerancia: ± 0.5	Masa: 178.13 gr	Material: AISI 304	
				Fecha	Nombre	Descripción: Eje 6004	Escala: 2:1
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.		
				Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio	N° de dibujo: Anexo N° 8.2	ISO E
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Técnica de Cotopaxi LATACUNGA - ECUADOR			

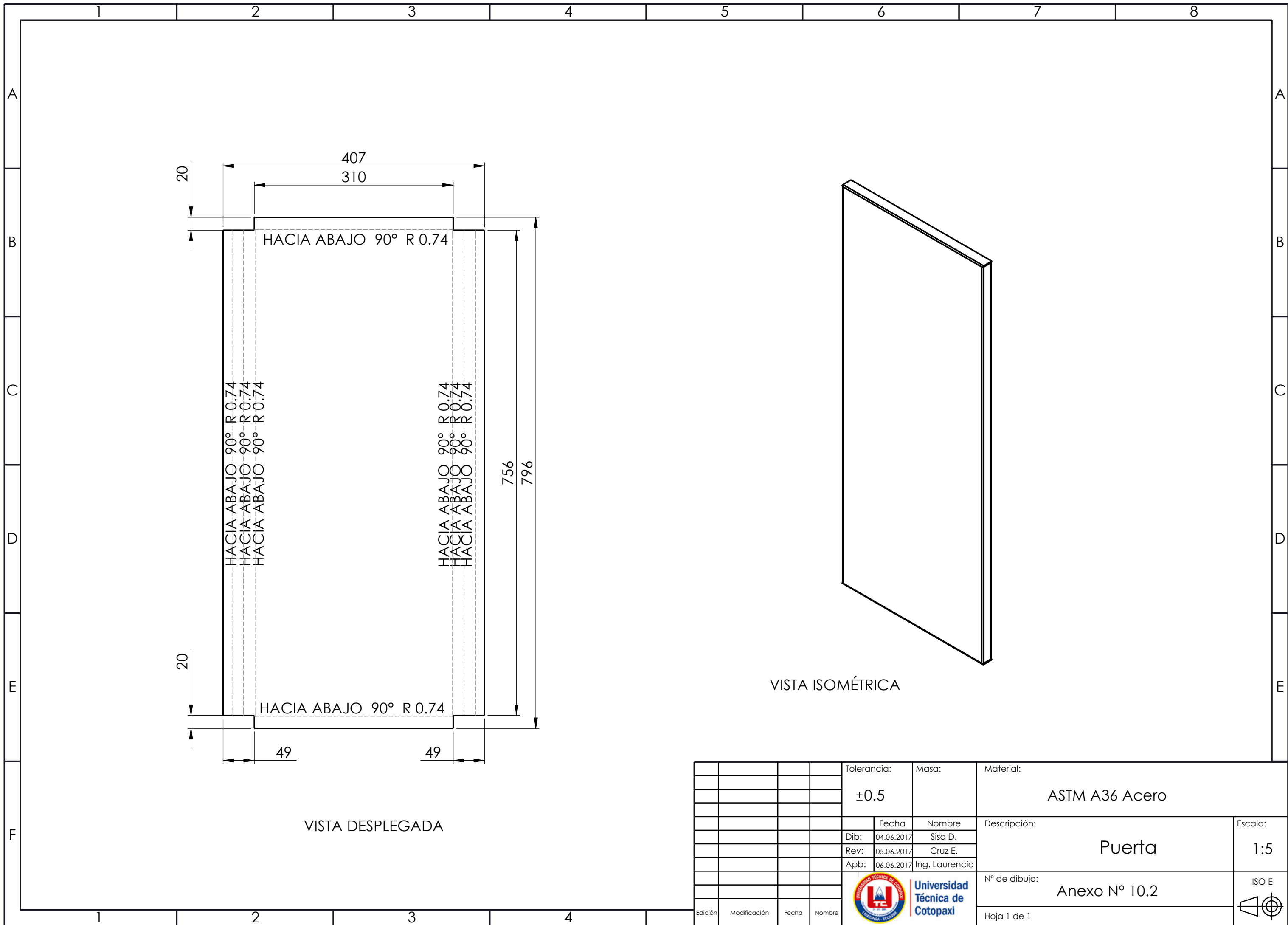


Proyección Frontal

				Tolerancia: ± 0.5	Masa: 347.15 gr	Material: AISI 304	
				Fecha	Nombre	Descripción: Soporte giratorio porta rodamientos	Escala: 2:1
				Dib: 04.06.2017	Siza D.		
				Rev: 05.06.2017	Cruz E.		
				Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio	Nº de dibujo: Anexo N° 8.3	ISO E
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Técnica de Cotopaxi		Hoja 1 de 1	




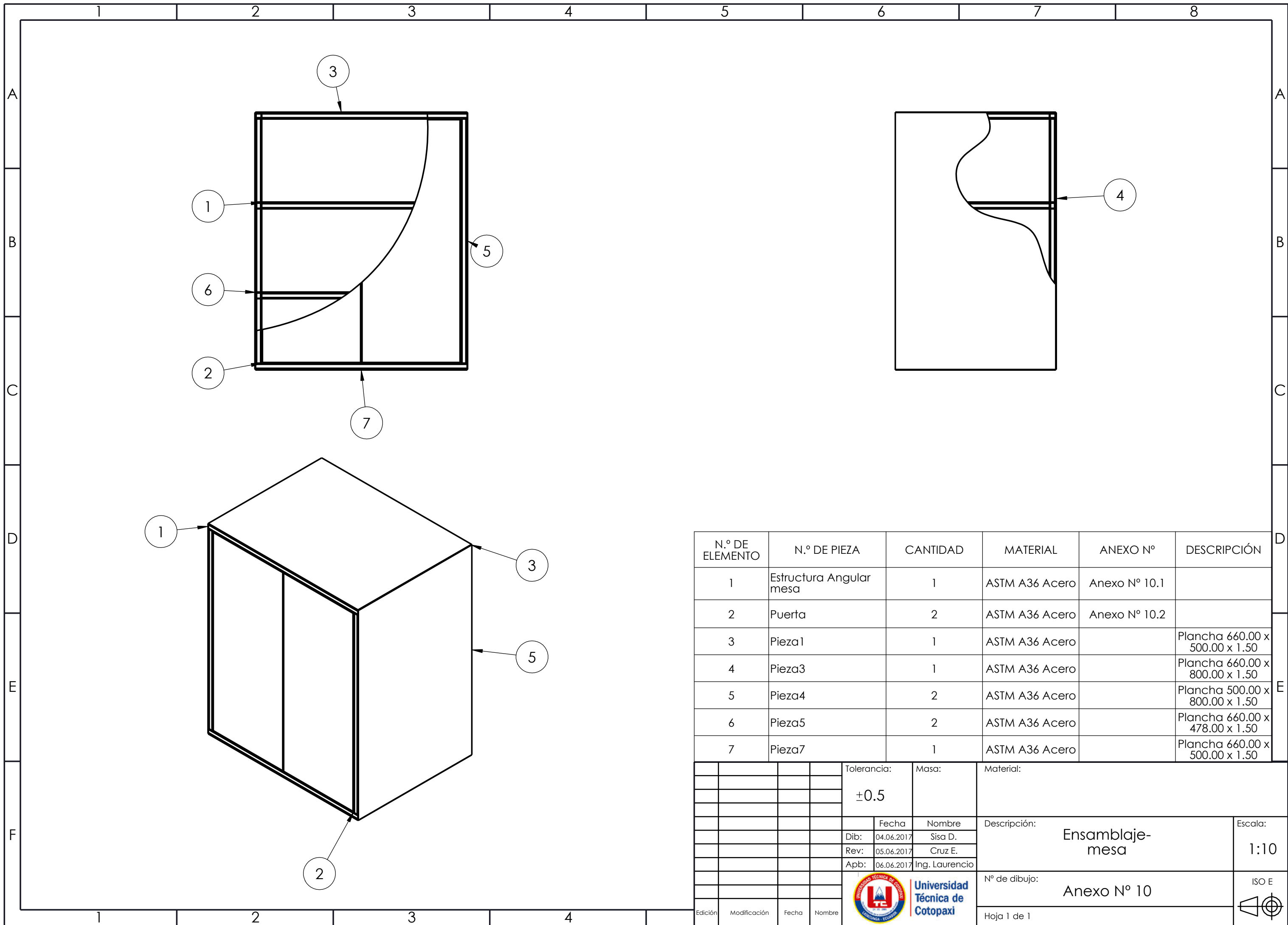
				Tolerancia: ± 0.5	Masa: 272.09 gr	Material: ASTM A36 Acero		
						Descripción: Rodillo 6004	Escala: 2:1	
				Dib:	Fecha		Nombre	
				Rev:	05.06.2017		Cruz E.	
				Apb:	06.06.2017	Ing. Laurencio		
				 Universidad Técnica de Cotopaxi		Nº de dibujo: Anexo N° 8.4	ISO E	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Hoja 1 de 1		



VISTA DESPLEGADA

VISTA ISOMÉTRICA

				Tolerancia:	Masa:	Material:			
				±0.5		ASTM A36 Acero			
					Fecha	Nombre	Descripción:		Escala:
				Dib:	04.06.2017	Sisa D.	Puerta		1:5
				Rev:	05.06.2017	Cruz E.			
				Apb:	06.06.2017	Ing. Laurencio			
							Nº de dibujo:	Anexo N° 10.2	ISO E
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Técnica de Cotopaxi		Hoja 1 de 1			

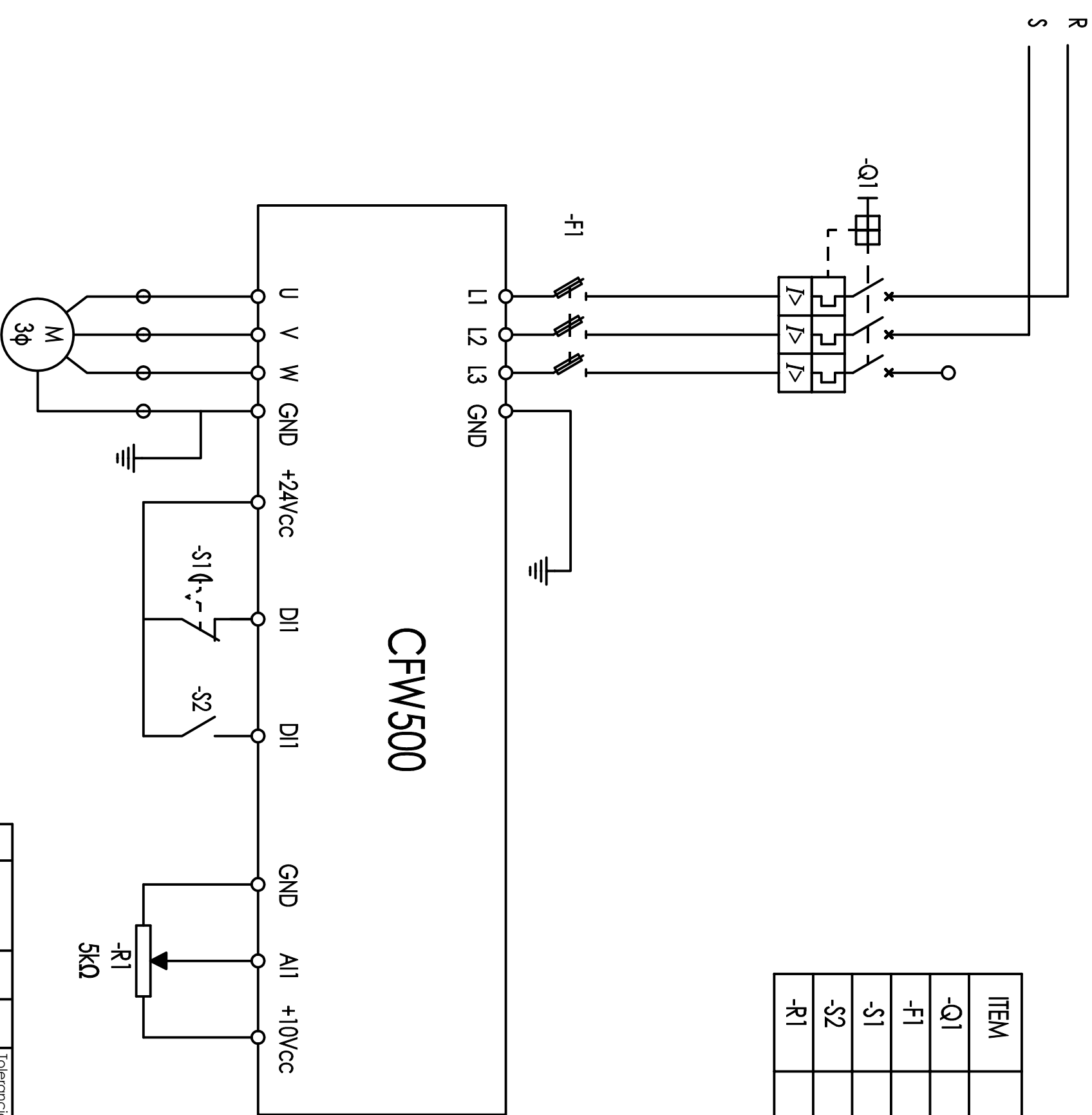


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	MATERIAL	ANEXO N°	DESCRIPCIÓN
1	Estructura Angular mesa	1	ASTM A36 Acero	Anexo N° 10.1	
2	Puerta	2	ASTM A36 Acero	Anexo N° 10.2	
3	Pieza1	1	ASTM A36 Acero		Plancha 660.00 x 500.00 x 1.50
4	Pieza3	1	ASTM A36 Acero		Plancha 660.00 x 800.00 x 1.50
5	Pieza4	2	ASTM A36 Acero		Plancha 500.00 x 800.00 x 1.50
6	Pieza5	2	ASTM A36 Acero		Plancha 660.00 x 478.00 x 1.50
7	Pieza7	1	ASTM A36 Acero		Plancha 660.00 x 500.00 x 1.50

Tolerancia:		Masa:	Material:	
±0.5				
Fecha	Nombre	Descripción: Ensamblaje-mesa		Escala: 1:10
Dib: 04.06.2017	Sisa D.			
Rev: 05.06.2017	Cruz E.			
Apb: 06.06.2017	Ing. Laurencio	Nº de dibujo: Anexo N° 10		ISO E
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Hoja 1 de 1



ITEM	DESCRIPCIÓN
-Q1	Interruptor termomagnético 80 A
-F1	Fusible NH 125 A
-S1	Paro de emergencia
-S2	Pulsador - marcha
-R1	Potenciometro 5kΩ



Tolerancia:		Masc:		Material:	
Fecha		Nombre		Descripción:	
Dib: 04.06.2011		Cruz E.		Esquema de fuerza y control	
Rev: 05.06.2011		Siza D.		Nº de dibujo:	
Abb: 06.06.2011		Ing. Laurencio		Anexo Nº 11	
Edición		Modificación		Fecha	
Nombre		Nombre		Hoja 1 de 1	

